



**T.C.**  
**KONYA TEKNİK ÜNİVERSİTESİ**  
**LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ**

**ASİMETRİK DÜZ DİŞLİ ÇARKLARIN**  
**EĞİLME GERİLMELERİ ALTINDA**  
**YORULMA PERFORMANSININ DENEYSEL**  
**OLARAK İNCELENMESİ**

**Seyit Mehmet DEMET**

**DOKTORA TEZİ**

**Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Mart-2019**  
**KONYA**  
**Her Hakkı Saklıdır**

## TEZ KABUL VE ONAYI

Seyit Mehmet DEMET tarafından hazırlanan “Asimetrik Düz Dişli Çarkların Eğilme Gerilmeleri Altında Yorulma Performansının Deneysel Olarak İncelenmesi” adlı tez çalışması 08/03/2019 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Konya Teknik Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda DOKTORA TEZİ olarak kabul edilmiştir.

### Jüri Üyeleri

#### Başkan

Prof. Dr. H. Selçuk HALKACI

#### Danışman

Dr. Öğr. Üyesi A.Serhat ERSOYOĞLU

#### Üye

Prof. Dr. Kazım ÇARMAN

#### Üye

Doç. Dr. Mehmet BAĞCI

#### Üye

Doç. Dr. Murat DİLMEÇ

### İmza

The image shows four handwritten signatures in blue ink, each positioned above a dotted line. The signatures correspond to the names listed in the 'Jüri Üyeleri' section: Prof. Dr. H. Selçuk HALKACI, Dr. Öğr. Üyesi A.Serhat ERSOYOĞLU, Prof. Dr. Kazım ÇARMAN, and Doç. Dr. Mehmet BAĞCI. Below these, there is a larger, more prominent signature, which is the signature of Prof. Dr. Yakup KARA, the Director of the Institute.

Yukarıdaki sonucu onaylarım.

Prof. Dr. Yakup KARA  
Enstitü Müdürü

Bu tez çalışması ÖYP programı tarafından ÖYP - 057 nolu proje ile desteklenmiştir.

## TEZ BİLDİRİMİ

Bu tezdeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edildiğini ve tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

## DECLARATION PAGE

I hereby declare that all information in this document has been obtained and presented in accordance with academic rules and ethical conduct. I also declare that, as required by these rules and conduct, I have fully cited and referenced all material and results that are not original to this work.



Seyit Mehmet DEMET

Tarih: 08/03/2019

## ÖZET

### DOKTORA TEZİ

# ASİMETRİK DÜZ DIŞLI ÇARKLARIN EĞİLME GERİLMELERİ ALTINDA YORULMA PERFORMANSININ DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

Seyit Mehmet DEMET

Konya Teknik Üniversitesi  
Lisansüstü Eğitim Enstitüsü  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Dr. Öğretim Üyesi Ali Serhat ERSOYOĞLU

2019, 119 Sayfa

Jüri

Dr. Öğretim Üyesi Ali Serhat ERSOYOĞLU  
Prof. Dr. Hüseyin Selçuk HALKACI  
Prof. Dr. Kazım ÇARMAN  
Doç. Dr. Mehmet BAĞCI  
Doç. Dr. Murat DİLMEÇ

Bu tez çalışmasında, deneysel olarak simetrik ve asimetrik dişli çarkların eğilme gerilmeleri altında tek diş yorulma performans analizi çalışmaları yapılmıştır. Literatürde asimetrik dişli çarklar ile ilgili teorik çalışmalar ve sonlu elemanlar metodu ile yapılan analiz çalışmaları bulunmaktadır. Asimetrik dişli çarklar ile ilgili, diş dibi gerilmesinde elde edilen azalmanın yorulma performansına etkisinin deneysel olarak araştırılması noktasında teorik çalışmaları doğrulayıcı yeterli çalışma bulunmamaktadır.

Bu çalışmada, simetrik ve asimetrik düz dişli çarkların tek diş eğilmeli yorulma kırılması testleri yapılarak dişli çark dişlerinin yorulma performansları analiz edilmiştir. Diş dibi bölgesinde oluşan kritik gerilme hesapları literatürde kullanılan yaklaşımlar referans alınarak yapılmıştır. Deneysel çalışmaları gerçekleştirmek için özgün bir deney seti tasarlanmış ve AISI 4140 malzemeden imal edilen dişli çarklar bu test aparatında test edilmiştir.

Test edilen dişli çarklar; 20°/20° kavrama açısına sahip simetrik düz dişli çarklar, 20°/22° kavrama açısına sahip asimetrik düz dişli çarklar ve 20°/25° kavrama açısına sahip asimetrik düz dişli çarklar olarak belirlenmiştir. Simetrik ve asimetrik dişli çarkların sadece test edilecek dişleri çark üzerinde bırakılıp diğer dişler kaldırılarak imal edilen dişler testlerde kullanılmıştır. Deneylerde, dişli çarklarda en yüksek yük uygulama bölgesi olan tek diş üst temas noktasından, belirlenen yükler uygulanarak diş dibinde gerilmeler oluşturulmuş ve değişken gerilmeler altında yorulma testleri yapılmıştır.

Tek diş eğilmeli yorulma kırılması test sonuçları hem tork hem de diş dibi gerilmesi baz alınarak grafikler halinde sunulmuştur. Test sonuçlarına göre asimetrik dişlerin yorulma dayanımında ciddi artış elde edilmiştir. 20°/22° kavrama açısına sahip asimetrik düz dişli çark dişlerinde 20°/20° kavrama açısına sahip simetrik düz dişli çark

dişlerine göre aynı tork değerlerinde yapılan testler dikkate alındığında istatistiksel olarak % 90'a yakın performans artışı elde edilmiştir. 20°/25° kavrama açısına sahip asimetric düz dişli çark dişlerinde nispeten yüksek çevrim sayılarında diş yanak hasarı oluştuğu gözlenmiştir. Diş yanak hasarı oluşumunun yorulma performansını olumsuz etkiledi tespit edilmiştir.

Deneysel çalışmalar sonucunda, dişli çark dişlerinde kavrama açlarındaki küçük değişimlerin eğilme gerilmeleri altında yorulma performansına ve diş hasarı oluşma şekillerine etkileri belirlenmiştir. Tek diş eğilmeli yorulma kırılması deney sonuçları istatistiksel olarak değerlendirilmiş ve asimetric dişlerin yorulma dayanımında artış tespit edilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Asimetric düz dişli çark, Dişli çark diş dibi gerilmesi, Dişli çark dişlerinde yanak kırılma hasarı, Dişli çark dişlerinde temas gerilmesi, Tek diş eğilmeli yorulma kırılması.



## **ABSTRACT**

### **Ph.D THESIS**

# **INVESTIGATION OF THE EXPERIMENTAL FATIGUE PERFORMANCE OF THE ASYMMETRIC SPUR GEARS UNDER BENDING STRESS**

**Seyit Mehmet DEMET**

**Konya Technical University  
Institute of Graduate Studies  
Department of Mechanical Engineering**

**Advisor: Asst. Prof. Dr. Ali Serhat ERSOYOĞLU**

**2019, 119 Pages**

#### **Jury**

**Asst. Prof. Dr. Ali Serhat ERSOYOĞLU  
Prof. Dr. Hüseyin Selçuk HALKACI  
Prof. Dr. Kazım ÇARMAN  
Assoc. Prof. Dr. Mehmet BAĞCI  
Assoc. Prof. Dr. Murat DİLMEÇ**

In this thesis study, single tooth bending fatigue performance analysis studies were performed under the bending stresses of the symmetric and asymmetric gears. There are theoretical studies and finite element method analysis studies about asymmetric gears in literature but there is not enough experimental study to confirm the theoretical studies on the effect of the reduction in tooth root stress on fatigue performance.

In this study, single tooth bending fatigue tests of symmetric and asymmetric spur gears were done and fatigue performances of gears were analyzed. Critical stress analyzes in the root region of tooth were calculated by referring to the approaches used in the literature. In order to carry out the experimental studies, a unique testing set design was carried out and the gears which were made of AISI 4140 material then were tested in this test apparatus.

Gears to be tested specified as the symmetrical spur gears with 20°/20° pressure angle, asymmetrical spur gears with 20°/22° pressure angle and asymmetrical spur gears with 20°/25° pressure angle. Only the tooth of the symmetrical and asymmetric gears to be tested were left on the gear and the other tooth are removed during the design process and the gears were manufactured in this way. In the experiments, specified loads were applied to the tooth flanks from the highest point of single tooth contact and fatigue tests were done under variable stresses.

Single tooth bending fatigue test results were presented as graphs based on both torque and root stress. According to the test results, a significant increase in fatigue strength of asymmetric tooth was obtained. According to the tests carried out at the same torque, a fatigue performance increase of 90 % was obtained statistically in asymmetric gears which has 20°/22° pressure angle compared with symmetric gears which has pressure angle 20°/20°. Tooth flank fracture damages have been observed in the

asymmetric spur gear tooth which has  $20^\circ/25^\circ$  pressure angle at the relatively high number of cycles. It has been determined that tooth flank fracture damage has affected the fatigue performance negatively.

As a result of experimental studies, the effects of small changes in pressure angles on the gear tooth under bending stresses and the effects of fatigue on the tooth damage shape were determined. Single tooth bending fatigue test results were statistically evaluated and enhancement in the asymmetric tooth fatigue strength was detected.

**Keywords:** Asymmetric spur gears, Contact stress on gear tooth, Single tooth bending fatigue test, Tooth root stress, Tooth flank fracture.



## ÖNSÖZ

Dişli çarklar, üzerinde uzun zamandır araştırma ve geliştirme çalışmaları yürütülen bir makine elemanıdır. Son yıllarda yoğun olarak teorik çalışmalar yapılan asimetric dişli çarklar üzerinde teorik çalışmaları doğrulayıcı ve yönlendirici deneysel çalışmalara muhtaçtır.

Tez çalışmamda asimetric dişli çarkların yorulma performansları analiz edilmiştir. Tez çalışması sürecinde katkılarını sunan danışmanım Dr. Öğr. Üyesi A. Serhat ERSOYOĞLU'na, deneysel çalışmalar için gerçekleştirilen imalat süreçlerinde katkıları bulunan Necati SAYGILI'ya, lisansüstü çalışmalarım sürecinde bana sürekli destek olan aileme teşekkürü bir borç bilirim.

Seyit Mehmet DEMET  
KONYA-2019





# İÇİNDEKİLER

<b>ÖZET .....</b>	<b>iv</b>
<b>ABSTRACT.....</b>	<b>vi</b>
<b>ÖNSÖZ .....</b>	<b>viii</b>
<b>İÇİNDEKİLER .....</b>	<b>ix</b>
<b>SİMGELER VE KISALTMALAR .....</b>	<b>xi</b>
<b>1. GİRİŞ .....</b>	<b>1</b>
<b>2. KAYNAK ARAŞTIRMASI .....</b>	<b>3</b>
2.1. Evolvent Profilli Düz Dişli Çark Tasarımı İle İlgili Kaynak Araştırması .....	3
2.2. Dişli Çarklarda Tek Diş Eğilmeli Yorulma Kırılması İle İlgili Kaynak Araştırması .....	4
2.3. Dişli Çarklarda Aşınmaya Bağlı Ömür Dayanımı İle İlgili Kaynak Araştırması .....	15
2.4. Diş Dibi Gerilmesinin Sonlu Elemanlar Metodu İle Analizi.....	18
2.5. Literatür Analizi.....	20
<b>3. MATERYAL VE YÖNTEM.....</b>	<b>22</b>
3.1. Evolvent Profilli Düz Dişli Çarkların Dizaynı .....	22
3.1.1. Evolvent eğrisinin oluşumu .....	22
3.1.2. Evolvent düz dişli çarkların boyutlandırılması .....	23
3.1.3. Evolvent profilli asimetric dişli çark tasarımı .....	25
3.2. Evolvent Profilli Asimetric Düz Dişli Çarkların Kavrama Oranı .....	32
3.3. Evolvent Profilli Asimetric Düz Dişli Çarklarda Diş Dibi Gerilmesi Hesabı.....	35
3.3.1. Tek diş üst temas noktasının hesaplanması .....	45
3.4. Evolvent Profilli Asimetric Dişli Çarkların Yan Yüzey Mukavemeti .....	47
3.5. Tek Diş Eğilmeli Yorulma Kırılması Deneyi (TDEYK) Test Aparatı Tasarımı. ....	49
3.5.1. Test cihazı üzerinden uygulanacak kuvvetin tespiti .....	50
3.5.2. Test dişlilerinin mekanik ve geometrik özellikleri .....	52
3.5.3. Test aparatının deney setine montajı ve test prosedürü .....	53
<b>4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA.....</b>	<b>54</b>
4.1. Dişli Çarkların Tek Diş Temasına Girdiği Üst Noktadan Yüklendiği Durum İçin TDEYK Test Sonuçları.....	54
4.1.1. Simetric profile 20°/20° kavrama açısına sahip dişli çarkların TDEYK test sonuçları.....	54
4.1.2. Asimetric profile 20°/22° kavrama açısına sahip dişli çarkların TDEYK test sonuçları.....	62
4.1.3. Asimetric profile 20°/25° kavrama açısına sahip dişli çarkların TDEYK test sonuçları.....	69
4.2. Simetric ve Asimetric Dişli Çarkların TDEYK Test Sonuçlarının Değerlendirilmesi.....	78

4.2.1. Simetrik ve asimetric dişli arkların TDEYK test sonuçlarının yikleme yapılan tork değeri dikkate alınarak değerlendirilmesi.....	85
4.2.2. Simetrik ve asimetric dişli arkların TDEYK test sonuçlarının diş dibi gerilmeleri dikkate alınarak değerlendirilmesi .....	88
4.2.3. Simetrik ve asimetric dişli arkların TDEYK test sonuçlarının uygulanan tork değeri dikkate alınarak yapılan istatistik analizleri .....	94
<b>5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER .....</b>	<b>99</b>
5.1 Sonuçlar .....	99
5.2 neriler .....	100
<b>KAYNAKLAR .....</b>	<b>101</b>
<b>EKLER .....</b>	<b>106</b>
EK-1 Dişli arkların Evolvent Profil lümü .....	106
EK-2 Deneylerde Kullanılan Dişli arklar .....	111
EK-3 ekme Testi Sonucu .....	114
EK-4 Test Edilen Dişli arklara Ait Teknik Resimler .....	115
<b>ZGEMİř .....</b>	<b>118</b>

## SİMGELER VE KISALTMALAR

### Simgeler

$a_0$ :	Merkezler arası mesafe (mm)
$b$ :	Diş genişliği (mm)
$d$ :	Bölüm dairesi çapı (mm)
$d_a$ :	Diş üstü dairesi çapı (mm)
$d_b$ :	Temel dairesi çapı (mm)
$d_f$ :	Diş dibi dairesi çapı (mm)
$F_n$ :	Normal kuvvet (N)
$F_r$ :	Radyal kuvvet (N)
$F_t$ :	Teğetsel kuvvet (N)
$g$ :	Kavrama boyu (mm)
$h_F$ :	Yük kolu uzunluğu (mm)
$K_B$ :	Çember kalınlığı faktörü
$K_H$ :	Yük dağılım faktörü
$K_o$ :	Aşırı yük faktörü
$K_s$ :	Boyut faktörü
$K_v$ :	Dinamik faktör
$m_n$ :	Normal modül (mm)
$p_{bd}$ :	Temel hatve (mm)
$r$ :	Bölüm dairesi yarıçapı (mm)
$r_b$ :	Temel dairesi yarıçapı (mm)
$r_f$ :	Diş dibi dairesi yarıçapı (mm)
$s$ :	Diş kalınlığı (mm)
$S_F$ :	Kritik diş dibi kalınlığı (mm)
$s_o$ :	Bölüm dairesindeki diş kalınlığı (mm)
$Y_F$ :	Diş form faktörü
$Y_J$ :	Geometri faktörü
$Y_S$ :	Gerilme düzeltme faktörü
$\alpha_c$ :	Arka yüzey kavrama açısı (°)
$\alpha_{Ld}$ :	Yük açısı (°)
$\alpha_n$ :	Kavrama açısı (°)
$\alpha_y$ :	Ön yüzey kavrama açısı (°)
$\gamma_d$ :	Dişli merkezleri ile diş eksenini arasındaki dönme açısı (°)
$\varepsilon$ :	Kavrama oranı
$\zeta$ :	Diş dibi radyus açısı (°)
$\zeta_F$ :	Diş dibi radyusu teğet açısı (°)
$\rho$ :	Eğrilik yarıçapı (mm)
$\rho_f$ :	kesici takım diş ucu yarıçapı (mm)
$\sigma_{F0}$ :	Diş dibi gerilmesi (MPa)
$\sigma_H$ :	Kontak gerilmesi (MPa)
$\upsilon_d$ :	Uç açısı (°)
$\varphi_d$ :	Yardımcı açı (°)
$\psi$ :	Evolvent açısı (°)
$\omega$ :	Diş kalınlığı açısı (°)
$\Omega$ :	Yarım diş kalınlığı açısı (°)

## Kısaltmalar

ATN:	Alt temas noktası
FEM:	Sonlu elemanlar metodu
HPSTC:	Tek diş üst temas noktası (High point single tooth contact)
LPSTC:	Tek diş alt temas noktası (Low point single tooth contact)
TDATN:	Tek diş alt temas noktası
TDEYK:	Tek diş eğilmeli yorulma kırılması
TDÜTN:	Tek diş üst temas noktası
ÜTN:	Üst temas noktası



## 1. GİRİŞ

Dişli çarklar, görevleri itibari ile yüzlerce yıl öncesine dayanan bir güç ve hareket iletme elemanlarıdır. Gelişen bilim ile birlikte her alanda olduğu gibi bir makine elemanı olan dişli çarklarda da gelişmeler ve değişimler yaşanmıştır.

Güç ve hareket aktarma elemanı olan dişli çarkların kullanım amacına uygun tasarımları ile birlikte helisel dişli, konik dişli, sonsuz dişli, hipoid dişli vb. birçok dişli çark çeşidi tasarlanmış ve imal edilmiştir. Bu çeşitliliğin ortaya çıkmasında sadece hareket iletimi ile ilgili ihtiyaçlar değil aynı zamanda iletilen gücün artırılabilmesi isteği de oldukça etkili olmuştur.

Endüstriyel uygulamalarda çok yaygın olarak kullanılan dişli çarkların gelişen bilim ile birlikte güç aktarma kapasiteleri, ömür dayanımları, daha sessiz ve daha az titreşim ile çalışabilmesi gibi özelliklerin iyileştirilmesi için; profil kaydırma, kesici takım uç radyusu değişimi, diş ucu ve diş dibi modifikasyonu, diş yanağı bombeleştirilmesi gibi işlemler yapılmaktadır. Ayrıca dişli çarklarda kullanılacak malzemelerin deneysel çalışmalar ile analizleri yapılmaktadır.

Yakın dönemdeki çalışmalar incelendiğinde, dişli çarkların simetrik formdan asimetrik bir forma dönüştürülmesi ile ilgili çalışmalar görülmektedir. Böylelikle dişli çark dişinin her iki yan yüzeyi farklı formlarda oluşturulmaktadır. Bu çalışmalar çoğunlukla teorik çalışmalar olmakla birlikte nispeten çok daha az sayıda deneysel araştırma çalışmaları da mevcuttur. Literatürde yer alan çalışmalar çoğunlukla sonlu elemanlar yöntemini kullanan analiz programları üzerinden yürütülmektedir. Deneysel yapılan çalışmalar ile teorik çalışmalar arasında doğal olarak bir miktar farklılık ortaya çıkmaktadır.

Dişli çarklar ile ilgili teorik çalışmaları referans olarak yapılan deneysel çalışmalar temel olarak iki sınıfa ayrılabilir. Birinci kısımda dişli çarkların diş dibi mukavemet analizleri yapılarak dayanım performansları incelenmektedir. İkinci kısım çalışmalarda ise çalışma esnasında yük, kayma hızı, sürtünme vb. parametrelere bağlı olarak dişli çarkların dayanım performansları araştırılmaktadır.

Literatür çalışmalarında, asimetrik dişli çarklarda kavrama açısındaki artışın diş dibi gerilmelerini azalttığı, bununda yorulma dayanımını ve dişli çarkın dinamik performansını artırıcı bir faktör olduğu belirtilmektedir. Daha mukavemetli olan diş dibinin daha üstün yorulma dayanımı sergileyeceği ifade edilmektedir.

Bununla birlikte, yapılan bazı teorik çalışmalarda ise diş dibi bölgesinde trokoid eğri yerine yuvarlatma metodu ile oluşturulacak eğrinin kullanımının diş dibi bölgesi mukavemetini artıracığı belirtilmektedir.

Bu çalışmada, diş dibi bölgesinde yuvarlatma metodu ile diş dibi eğrisi oluşturulan simetrik ve asimetric dişli çarkların tasarımları yapılmıştır. Tasarlanan dişli çarklar imal edilerek eğilme gerilmeleri altında yorulma dayanım performansları araştırılmıştır. Dişli çarkların eğilmeli yorulma dayanımı testleri, geliştirilen özgün bir deney aparatı ile yapılmıştır. Simetrik ve asimetric dişli çarkların test sonuçları analiz edilerek elde edilen bulgular tartışılmıştır.



## 2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Kaynak araştırması kısmı; dişli çarkların tasarımı, dişli çarkların eğilmeli yorulma kırılması, aşınmaya bağlı dişli çark dayanımı, dişli çarkların eğilmeli yorulma testlerinin yapıldığı test uygulamaları, dişli çark dişlerinde hasar oluşumları ve sonlu elemanlar analizleri ile ilgili alt bölümler halinde sunulmuştur.

### 2.1. Evolvent Profilli Düz Dişli Çark Tasarımı İle İlgili Kaynak Araştırması

Math ve Chand (2004), evolvent profilli düz dişli çarkların diş dibi radyusunun tayin edilmesi hakkında çalışma yapmışlardır. Çalışmalarında, dişlilerde oluşan alttan kesilme olarak isimlendirilen durumu önleyici şekilde bir diş dibi radyusu oluşturulabilmesi için denklemler geliştirmişlerdir. Diş dibi tasarımını, azdırma çakısı ve kremayer kesici takım ile dişli çark imalatı üretimini esas alarak geliştirmişlerdir.

Çavdar ve ark. (2004) yaptıkları çalışmada simetrik profilli dişli düz çarkların geometrik modellerinin oluşturulmasında kullanılan bağıntıları düzenli şekilde sunmuşlardır. Sundukları geometrik bağıntılar ile tasarladıkları dişlilerin bilgisayar destekli analiz çalışmalarını yapmışlardır.

Spitas ve ark. (2005) çalışmalarında diş dibi bölgesinde oluşan standart trokoid eğrisi yerine dairesel eğrinin kullanılmasını önermişlerdir. Diş dibi bölgesinde trokoid eğrisi ile dairesel yuvarlatmanın dişli çark dişinde mukavemeti nasıl etkilediğini analiz etmişlerdir. Tek diş üst temas noktasından (TDÜTN) dişli çark dişinin yüklendiği durum için, diş dibi gerilmelerini temas oranı bazında grafik halinde sunmuşlardır. Önerdikleri yuvarlatma metodu ile diş dibi bölgesinde mukavemet artışı elde ettiklerini belirtmişlerdir. Uygun kesici takım tasarımı yapılarak klasik üretim yöntemleriyle yuvarlatma metodu ile oluşturulan eğrinin oluşturulabileceğini ifade etmişlerdir.

Karpat ve ark. (2006), asimetrik diş profiline sahip düz dişli çarkların diş dibi gerilmelerini incelemişlerdir. Çalışmalarında  $20^\circ$  kavrama açısına sahip simetrik düz dişli çarklar ile  $20^\circ/25^\circ$ ,  $20^\circ/30^\circ$ ,  $20^\circ/35^\circ$  kavrama açısına sahip dişli çarklarının teorik olarak dinamik ve diş dibi gerilmesi analizlerini yapmışlardır. Asimetrik dişli çarklarda kavrama açısındaki artışın diş dibi gerilmesini azalttığını bununda yorulma dayanımını artırıcı bir faktör olduğunu belirtmişlerdir.

Spitas ve Spitas (2007a), diş dibi bölgesinde oluşan eğilme gerilmelerinin azaltılması ve daha mukavemetli bir dişli çark tasarımı için, diş dibi bölgesi eğrisinde

trokoid eğri yerine dairesel yuvarlatma metodu ile oluşturulan eğrinin kullanılmasını önermişlerdir.

Fetvacı ve İmrak (2008) yaptıkları çalışmada asimetric düz dişli çarkların matematiksel modellemesini incelemişlerdir. Kesici takımın kesme işlemi esnasında hareket denklemleri ve diğer denklemler verilerek evolvent profilli bir dişli çark tasarımı hakkında bilgiler sunmuşlardır.

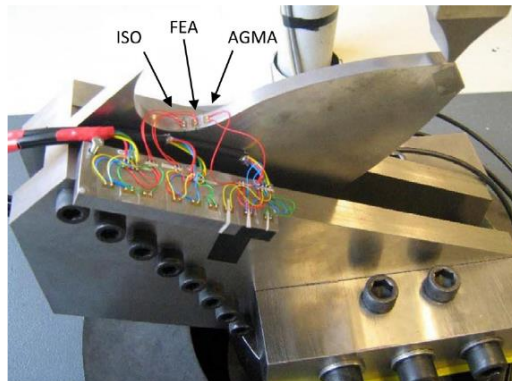
Spitas ve ark. (2009) yapmış oldukları çalışmada evolvent profilli asimetric dişlerin yük taşıma kapasitelerinde artış sağlayabilmek için azdırma yöntemi ile üretilebilecek ve diş dibi eğrisinde dairesel yuvarlatma metodunun uygulanmasının diş dibi mukavemetinde % 28' lere varan bir azalma oluşturduğunu belirtmişlerdir. Yaptıkları çalışmada, yükleme yapılan diş yüzeyi tarafında dairesel yuvarlatma yapılıp, diğer bölgede tam radyuslu kesici takım kullanarak dişli çarkları dizayn etmişlerdir. Önerdikleri metoda uygun kesici takım tasarımını yapmışlar ve imalat sonrası nasıl bir dişli çark oluşturulduğunu göstermişlerdir.

Sankar ve ark. (2010), Spitas ve ark. (2005,2007,2009) tarafından önerilen dişli çarkların tasarımında diş dibi bölgesinin yuvarlatma metoduna göre tasarlanması durumunda nasıl bir değişim olacağını araştırmışlardır. Simetric düz dişli çarklar üzerine yaptıkları analiz çalışmalarında, hem trokoid eğrisine sahip dişlileri hem de dairesel yuvarlatılmış eğriye sahip dişlileri Ansys yazılımı ile analiz etmişlerdir. Yuvarlatma metodunun düşük diş dibi gerilmeleri sağladığını belirtmişlerdir.

## **2.2. Dişli Çarklarda Tek Diş Eğilmeli Yorulma Kırılması İle İlgili Kaynak Araştırması**

Lisle ve ark. (2017) yaptıkları çalışmada ISO 6336-2006, AGMA 2101-D04 standartları ve sonlu elemanlar yöntemi (FEM) ile "strain gauge" kullanılarak ölçülen diş dibi gerilmesi hesaplama çalışmalarının karşılaştırmalı olarak analizlerini yapmışlardır (Şekil 2.1). Yapılan analizler sonucunda standartlara göre elde edilen gerilme değerleri ile sonlu elemanlar yöntemi ile yapılan analiz sonucunda elde edilen gerilme değerleri arasında; ISO – FEM arasında % 5,2, AGMA – FEM arasında % 6,4 dolayında farklılıklar olduğu ortaya konulmuştur. Standartlara ve sonlu elemanlar metoduna göre belirlenen kritik diş kesitleri üzerine yerleştirilen "strain gage" ile yapılan ölçüme göre hesaplanan değerler birbirlerine göre farklılık arz etse de, sonlu elemanlar analizi ile uyumlu sonuçlar elde edildiği sunulmuştur.





**Şekil 2.1.** Tek diş gerilme ölçümü test düzeneği (Lisle ve ark., 2017)

Prabhu Sekar ve Muthuveerappan (2015) çalışmalarında ISO 6336 standardında diş dibi gerilmesi hesaplamalarında kullanılan diş form faktörünün asimetrik dişli çarklarda kullanılabilmesi için bir bağıntı önermişlerdir. Önerdikleri bağıntıya göre farklı kavrama açlarına ve farklı geometrilere sahip asimetrik dişli çarkların diş dibi gerilmelerini analiz etmişlerdir. Teorik bağıntılar kullanılarak yapılan analizler ile sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak yapılan analiz çalışmalarını kıyaslayarak önerdikleri yaklaşımın sonlu elemanlar yöntemi ile sonuç itibari ile çok yakın olduğunu göstermişlerdir.

Moya ve ark. (2009), diş geometrisi ve diş dibi eğilme gerilmesi hesaplama yöntemleri üzerine teorik bir çalışma yapmışlardır. Çalışmalarında AGMA 908-B89 standardına göre simetrik dişli çarkların diş dibi gerilmesi hesabında kullanılan Lewis faktörü formülünden yola çıkarak, Lewis faktörü' nün asimetrik dişli çarklarda da kullanılabilmesi için bir bağıntı önermişlerdir. Gonzalez ve ark. (2001) tarafından önerilen diş form faktörü algoritmasını asimetrik dişli çarklar için diş form faktörü hesabında kullanmışlardır.

Prajapati ve Vaghela (2013), asimetrik dişlilerde diş dibi kritik kesitindeki eğilme gerilmesine hangi parametrelerin nasıl etki ettiğini analiz etmişlerdir. Asimetrik dişli çark kullanımının dişli çarkın yük taşıma kapasitesinde artış sağlayacağını, daha küçük boyutlarda dişli ile çalışma imkânı sağlayacağını ve maliyeti azaltacağını, daha sessiz ve daha az titreşime sahip bir yapıya kavuşulacağı, bütün bu artıların sonucunda daha verimli ve üretim maliyeti ile bakım maliyetlerinin azalacağını ifade etmişlerdir.

Kumar ve ark. (2017) dişli çarklarda çalışma esnasında yük altında meydana gelen aşınmaya bağlı olarak oluşan diş kırılması hatasını tahmin etmeye yönelik bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarında iki farklı malzeme kullanılarak imal edilen

dişlilerin yorulma dayanımını analiz etmişlerdir. AGMA ve FEM metoduna göre yapılan analizlere ait sonuçların uyumlu olduğunu, dişlerde oluşan kırılmanın tek diş temas bölgesinden başladığını belirtmişlerdir.

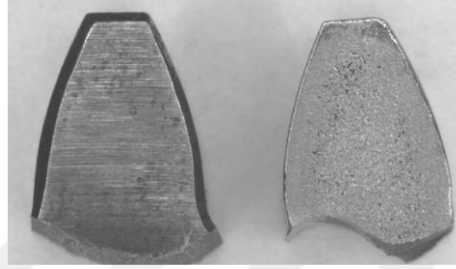
Pedersen (2010), eğilme gerilmesinin dişli dizaynında önemli bir rolü olduğunu belirtmiştir. Diş dibi gerilmesinin kesici takım diş ucu radyusundan da etkileneceğini, kesici takımın diş ucu radyus değişiminin, dişli çark diş dibi radyusunu dolayısı ile diş dibi gerilmesini etkileyeceğini belirtmiştir. Kesici takım diş ucu radyus'unu optimize ederek ve dişli çark dışında asimetrik tasarım yapılarak diş dibi gerilme dayanımının artırılabilirliğini ifade etmiştir. Değişik kavrama açlarına sahip dişler ile farklı radyusa sahip kesici takım kullanımının diş dibi bölgesindeki gerilmeye etkisini incelemiştir.

Marimuthu ve Muthuveerappan (2016b), Kapelevich (2016) tarafından öne sürülen "direct gear design" isimli metodu kullanarak tasarladığı normal temas oranına sahip dişlilerde diş dibi gerilmelerini ve temas gerilmelerinin değişimlerini sonlu elemanlar analiz yöntemini kullanarak incelemiştir. Diş sayısı, asimetriklik katsayısı, diş üstü çapındaki diş kalınlığı, yük uygulanan diş yüzeyi tarafının temas oranı gibi parametrelerin belirlendiği bir diyagram oluşturmuşlardır. Yük paylaşım oranını, maksimum diş dibi gerilmesi noktasının ve maksimum temas gerilmesi noktasının bulunması için Ansys'de kod geliştirmişlerdir. Çalışmaları sonucunda yük taşıma kapasitesi artırılması için önerilerde bulunmuşlardır.

Marimuthu ve Muthuveerappan (2016a), Kapelevich (2016) tarafından öne sürülen "direct gear design" isimli metodu kullanarak tasarladığı yüksek temas oranına sahip dişlilerde yük taşıma kapasitesini geliştirmek için çalışmışlardır. Dişli oranı, diş sayısı, çember kalınlığının diş yüksekliğine oranı gibi parametrelerin gerilmeler üzerindeki etkisini incelemiştir. Asimetrik yüksek temas oranına sahip dişlerdeki gerilmelerin, klasik yöntemlerle tasarlanan ve "direct gear design" yöntemi ile tasarlanan yüksek temas oranlı simetrik dişlilerden daha az olduğunu belirtmişlerdir. Çember kalınlığının diş yüksekliğine oranının yüksek temas oranlı asimetrik dişlilerde minimum 1.63 olması gerektiğini ifade etmişlerdir.

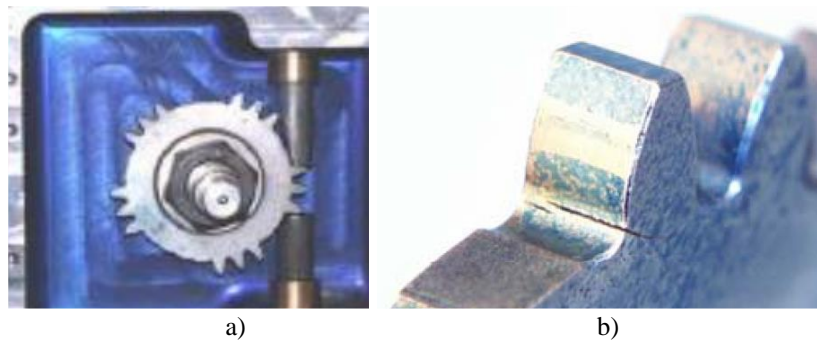
Adzimah ve Ibrahim (2014) düz ve helisel dişli çarklarda diş dibi bölgesinde oluşan eğilme gerilmelerini ve aşınma direncini belirlemek için AGMA metodolojisine göre bir yazılım geliştirmişlerdir. Yaptıkları programdan doğru sonuçlar elde ettiklerini ve parametre seçim sürecini hızlandırdıklarını, doğru tasarım yapmak için efektif bir yöntem belirlediklerini belirtmişlerdir.

Krantz ve Tufts (2007) AISI 9310 ve Ferrium C69 malzemeden imal edilen düz dişli çarkların düşük çevrimlerdeki TDEYK testlerini NASA'ya ait Glenn araştırma merkezinde gerçekleştirmişlerdir.  $20^\circ$  kavrama açısına, 3,175 mm modüle ve 28 diş sayısına sahip simetrik düz dişliler üzerinde test yapmışlardır. Testler sonucunda AISI 9310 malzemeden imal edilen dişli çarklara ait dişlerin daha üstün yorulma dayanımı performansı sergilediklerini grafikler ile ortaya koymuşlardır. Aynı dişlilerin aşınmaya karşı dayanımlarının da test edildiği çalışmada Ferrium C69 malzemeden imal edilen dişli çarkların daha üstün bir yüzey dayanımına sahip olduğu sonucuna ulaşmışlardır (Şekil 2.2).



**Şekil 2.2.** Dişli çark dişinin TDEYK testleri sonucu kırılması diş dibi bölgesinde kırılması (Krantz ve Tufts, 2007)

Handschuh ve ark. (2007), AISI 9310 malzemeden imal edilen düz dişli çarkların düşük çevrimlerdeki TDEYK testlerini gerçekleştirmişlerdir (Şekil 2.3).  $20^\circ$  kavrama açısına, 3,175 mm modüle ve 28 diş sayısına sahip simetrik düz dişliler üzerinde test yapmışlardır. Yükleri tek diş üst temas noktasından (TDÜTN) uygulayarak düşük çevrim yorulma testleri gerçekleştirmişlerdir. Deneyle kullanmak amacıyla bir test aparatı tasarlayıp imal etmişler ve deneyleri bu aparat ile gerçekleştirmişlerdir. Test aparatındaki yük uygulama elemanı geometrisi sebebiyle testlerde kullanılmayacak dişleri tel erozyon yöntemi ile boşaltmışlardır. Testlerde 3 bitişik diştten sadece bir tanesini test etmişlerdir. Testler sonucunda dişlerde diş dibi bölgesinden kırılma hasarı oluştuğunu belirtmişlerdir.



**Şekil 2.3.** a) Tek diş eğilmeli yorulma test düzeneği b) TDEYK testleri sonucu diş dibi bölgesinde oluşan çatlak (Handschuh ve ark., 2007)

Matsumura ve Hamasaka (2006), bilyalı dövme yöntemi uygulayarak sertleştirdikleri 18CrMo4 malzemeden imal edilmiş simetrik dişli çarklarda kalıntı basma gerilmelerinin artmasının, dişli çarkın yorulma ömrü üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Yaptıkları çalışmada bilya çapı değişiminin kalıntı gerilmeler üzerindeki etkisini de incelemişler ve küçük çaplı bilya ile sertleştirilen dişlerin yorulma ömründe artış olduğunu genel olarak ise bilyalı dövme işleminin dişli çark dişlerinin yorulma ömründe artış sağladığı sonucuna ulaşmışlardır.

Conrado ve ark. (2017), farklı malzemelerden imal edilen sertleştirilmiş veya nitritlenmiş dişli çarkların “Tek Diş Eğilmeli Yorulma Kırılması (TDEYK)” [Single tooth bending fatigue test (STBFT)] testlerini gerçekleştirmişler ve dişlere ait yorulma performanslarını incelemişlerdir (Şekil 2.4). Çalışmalarında sertleştirme ve nitritleme işlemlerinin dişli çark diş yüzeylerindeki kalıntı gerilmeler üzerindeki etkisini de araştırmışlardır. Deneysel çalışmalarını 20° kavrama açısına, 4 mm modüle ve 28 dişe sahip simetrik düz dişli çarklar üzerinde gerçekleştirmişlerdir. Staircase metodunu kullanarak yaptıkları TDEYK testlerinin sonucunda sertleştirilmiş dişlilerin yorulma performansının daha iyi olduğu sonucunu elde etmişlerdir.



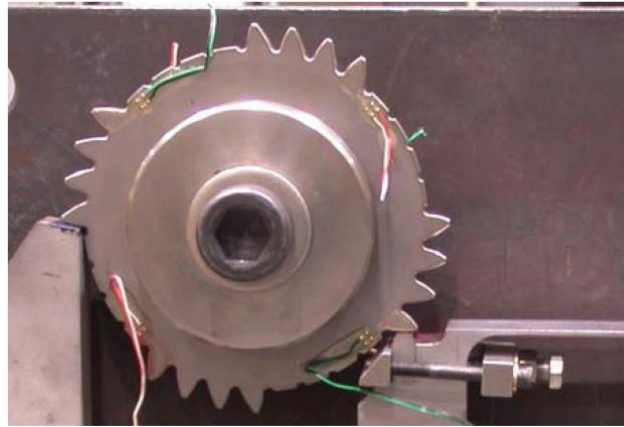
**Şekil 2.4.** Tek diş eğilmeli yorulma test düzeneği (Conrado ve ark., 2017)

Maršálek ve Moravec (2011b; 2011a), staircase metodunu kullanarak gerçekleştirdiği TDEYK testlerinde, testler için kullanmak amacıyla yük uygulama aparatı tasarımı yapmışlar ve testleri tasarladıkları aparat ile gerçekleştirmişlerdir (Şekil 2.5). Gerçekleştirdikleri çalışmalarında dişli çarklar ile ilgili yapılacak TDEYK test çalışmalarında test hazırlığından test işlemleri sonuna kadar nasıl bir tasarım yapılması gerektiği ile ilgili bilgiler sunmuşlardır.



Şekil 2.5. Tek diş eğilmeli yorulma test düzeneği (Maršálek ve Moravec, 2011a)

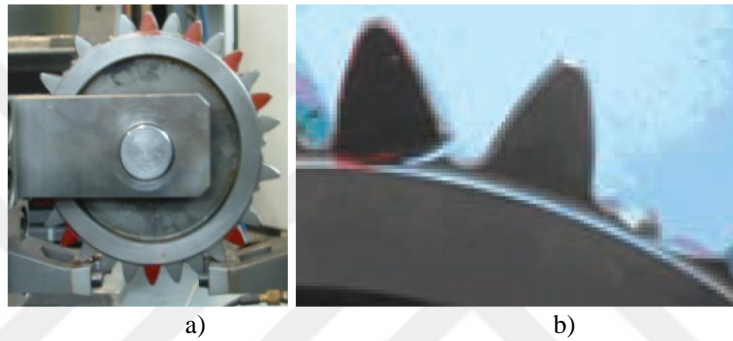
Brown ve ark. (2010) asimetrik dişli çarkların diş dibi eğilme gerilmesi ve temas gerilmesi analizlerini simetrik dişli çarklar ile kıyaslamalı olarak yapmışlardır. Çalışmalarında helikopterde kullanılan esas aktarma dişlilerinin performanslarını araştırmışlardır. TDEYK testleri için simetrik dişli çarklarda  $25^\circ$  kavrama açısını, asimetrik dişlerde ise  $15^\circ/35^\circ$  kavrama açısını kullanmışlardır (Şekil 2.6). Test sonuçlarından asimetrik dişli çarkların daha üstün bir performans sergilediği sonucuna ulaşmışlardır.



Şekil 2.6. Tek diş eğilmeli yorulma test düzeneği (Brown ve ark., 2010)

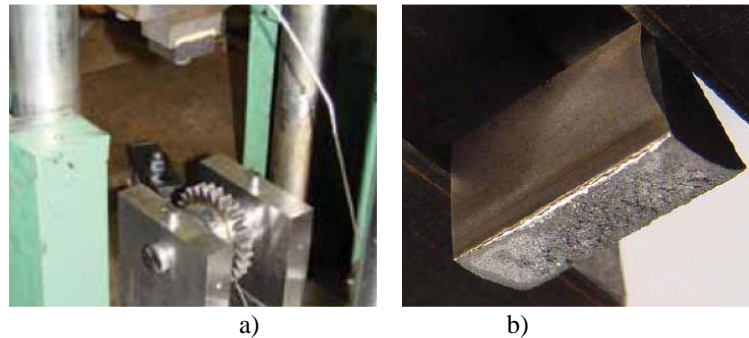
Litvin ve ark. (2000) yaptıkları çalışmalarında düz dişli çarklar yerine yeni bir tasarım olan asimetrik düz dişli çarkların kullanılmasını önermişlerdir. Asimetrik düz dişli çarkların kullanılması durumunda kontak halinde yüzey gerilmelerinin ve iletim hatalarının azaldığını nümerik çalışmalar ve sonlu elemanlar metodu kullanılarak yapılan çalışmalar ile göstermişlerdir.

Gasparini ve ark. (2008) helikopter güç aktarma ünitelerinde kullanılan sertleştirilmiş simetrik düz dişli çarkların TDEYK performanslarını araştırmışlardır (Şekil 2.7). Yük oranını 0.1 olarak uyguladıkları testlerde  $22.5^\circ$  kavrama açısına sahip düz dişli çarkları test etmişlerdir. Testler öncesi yaptıkları teorik ve sonlu elemanlar yöntemi analizleri ile testler esnasında dişli çark dişi üzerinden “strain gage” ile yaptıkları ölçüm ile elde edilen gerilme değerlerini de kıyaslamışlardır. Ölçülen gerilme değerlerinin sonlu elemanlar yöntemi ile yaklaşık % 5 oranında farklılık göstermesine karşın AGMA standardında önerilen metoda göre yaklaşık % 14 oranında farklılık gösterdiğini belirtmişlerdir.



**Şekil 2.7.** a) Tek diş eğilmeli yorulma test düzeneği, b) TDEYK testleri sonucu kırılması ve diş dibi bölgesinde oluşan çatlak ilerlemesi (Gasparini ve ark., 2008).

Sonti ve ark. (2009) toz metalürjisi yöntemi ile ürettikleri dişli çark dişlerinin klasik üretim yöntemleri ile üretilen dişli çarkların dişlerine göre eğilme gerilmeleri altında performans analizlerini incelemişlerdir (Şekil 2.8). Yapılan aşınma testleri sonuçlarına göre yaklaşık % 85 oranında yorulma performansı artışı gözlemledikleri toz metalürjisi ile üretilen dişli çarklarda, TDEYK testleri sonucu eğilme gerilmeleri altındaki yorulma performanslarının daha düşük seviyede olduğunu belirtmişlerdir. Diş hasarının diş dibi bölgesinde gerçekleştiğini göstermişlerdir.

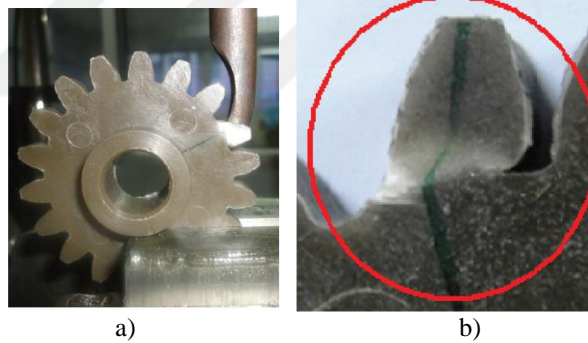


**Şekil 2.8.** a) Tek diş eğilmeli yorulma test düzeneği, b) TDEYK testleri sonucu kırılan diş (Sonti ve ark., 2009)

Tobe ve ark. (1986) 18CrMo4 malzemeden imal edilmiş düz dişli çarkları üç farklı sertlik derinliğinde sertleştirerek, sertleştirilmemiş dişliler ile yorulma ömrü performans analizini yapmışlardır. Testler sonucunda eğilme gerilmeleri altında, sertleştirilmiş numunelerin daha iyi yorulma performansına sahip olduğunu belirtmişlerdir.

Lyu ve ark. (1996), 15CrMo malzemeden azdırma yöntemi ile imal edilen düz dişli çarkları farklı sertleştirme yöntemleri uygulayarak sertleştirmiş ve eğilme gerilmeleri altındaki yorulma performanslarını karşılaştırarak incelemişlerdir. Çalışma yaptıkları parametreler içerisinde bilyalı dövme yöntemi uygulanarak sertleştirilen dişlilerin karbürleme işlemi yapılarak sertleştirilen dişlilere göre daha üstün eğilmeli yorulma performansı sergilediklerini belirtmişlerdir.

Sardar ve Bandopadhyaya (2014)'nın yaptıkları çalışmada, farklı polimerik kompozit malzemeden enjeksiyon kalıplama yöntemi ile imal edilen düz dişli çarkların TDEYK testlerini yaparak yorulma dayanım performanslarını ve yük altında dişte oluşan deformasyonu incelemişlerdir (Şekil 2.9). Deneysel çalışmalarında kendilerine özgü bir deney düzeneğinde testleri gerçekleştirmişlerdir.



**Şekil 2.9.** a) Tek diş eğilmeli yorulma test düzeneği, b) tek diş yükleme sonucu oluşan diş hasarı (Sardar ve Bandopadhyaya, 2014)

Olsson ve ark. (2016) yüzey sertleştirme işlemi uygulanan ve 22NiCrMo12-5 malzemeden imal edilen iki farklı boyuttaki düz dişlilerin TDEYK testleri ile yorulma dayanımı performanslarını analiz etmişlerdir (Şekil 2.10). Test edilen iki farklı dişlide aynı gerilme şartlarında küçük boyuta sahip dişlinin daha iyi yorulma dayanımına sahip olduğunu, büyük boyutlu dişlinin biraz daha az dayanım performansına sahip olduğunu belirtmişlerdir.

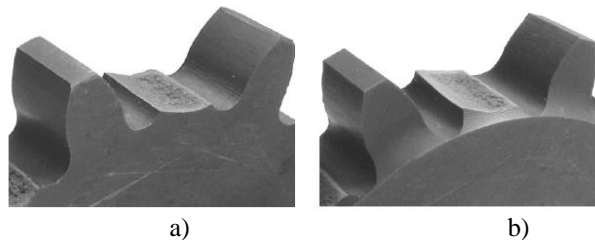


Şekil 2.10. Tek diş eğilmeli yorulma test düzeneği (Olsson ve ark., 2016)

Bretl ve ark. (2014) çalışmalarında farklı sertleştirme işlemlerine tabi tutulan farklı modüllerdeki düz dişli çarkların TDEYK testlerini yapmışlardır. Testlerde yüksek çevrim değerlerinde yorulma dayanımı performansları araştırmışlar ve kıyaslamalı olarak sonuçları sunmuşlardır. Testler sonucunda yorulma sonucu hasara uğrayan bölgelerdeki “balık gözü” şeklindeki görünümü resmetmişlerdir.

Daniewicz ve Moore (1998) yaptıkları TDEYK test çalışmalarında diş üzerine uygulanan basma gerilmelerinin yorulma ömrü üzerinde etkisini araştırmışlardır. Testler  $R=0.1$  yük oranı kullanmışlar ve AISI 1040 malzemeden imal edilen  $20^\circ$  kavrama açısına, 4,233 mm modüle ve 34 dişe sahip düz dişli çarklarda testleri yapmışlardır. Basma gerilmesi ile ön yük oluşturulan dişlerde yorulma ömründe artış olduğunu ifade etmişlerdir.

Nordin ve ark. (2012) altında simetrik düz dişli çarkların eğilme gerilmeleri altında yorulma performanslarını araştırmışlardır. Yüzey sertleştirme işleminde sertleştirme derinliğinin ve dişli çark çember genişliğinin dişli çark dişleri yorulma ömrüne etkisinin araştırıldığı çalışmalarında özgün bir deney seti tasarımı yapmışlar ve testleri tasarladıkları deney setinde gerçekleştirmişlerdir. Çember genişliğinin artmasının dişli çark dişinin yorulma performansına olumlu etki yaptığını ifade etmişlerdir (Şekil 2.11).



Şekil 2.11. a) Çember genişliği diş genişliği ile aynı olan, b) Çember genişliği diş genişliğinden daha büyük olan dişli çark dişlerinin TDEYK testleri sonucu kırılması ile diş dibi bölgesinde oluşan kırılma hasarı (Nordin ve ark., 2012)



Andersson (2014), dişli çark diş dibinde oluşan değişken gerilmeler altındaki diş dibi yorulma olayının dişlideki esas hata mekanizmalarından biri olduğunu belirtmiştir. Sinterleme prosesi ile imal edilen dişli çarkların yorulma davranışının belirlenmesinin gerekliliğinden bahseden Andersson, toz metalürjisi ile imal edilen dişli çarkların diş dibi gerilmeleri altında yorulma dayanımlarını araştırmıştır.

Abudaia (2003) yapmış olduğu doktora tez çalışmasında simetrik dişlilerin diş dibi yorulma kırılması performansları ile temas gerilmeleri altında yorulma performanslarının analizi üzerine çalışmalar yapmıştır. Yorulmaya bağlı oluşan hasar tipleri ile ilgili mikroskop altında incelemeler yapmıştır. Sertleştirilmiş dişliler ile ilgili çalışmalarını bilyalı sertleştirme uygulayarak derinleştirmeye çalışmıştır. Bilya ile sertleştirme işleminin yorulmaya bağlı oluşan çatlak oluşumu ve ilerlemesini baskıladığı performansı iyileştirdiği sonucunu gözlemlemiştir.

Sanders (2010) yaptığı tez çalışmasında diş dibi radyusunun değişiminin ve asimetrik dişli çark dişinin eğilme gerilmeleri altında yorulma performansına etkisini incelemiştir. Simetrik dişli çarklara göre asimetrik dişli çarklarda % 24 civarında gerilme azalımı elde etmişlerdir. Yorulmaya dayanımı çalışmalarını TDEYK testleri yaparak gerçekleştirmişlerdir. Asimetrik dişlide uyguladıkları eliptik diş dibi eğrisi profilinde simetrik dişli çarklara göre % 30 oranında bir dayanım artışı elde etmişlerdir.

Ma ve ark. (2015) çalışmalarında dişli çarkların kırılma mekaniği ile ilgili bir inceleme çalışması yapmışlardır. İnceleme yaptıkları çalışmalarda dişlilerin eş çalışma esnasındaki rijitlik davranışı, titreşim ve çatlak ilerlemesi tahmini ile ilgili çalışmaları esas almışlardır. Analitik olarak yapılan çalışmalar ile sonlu elemanlar metodu kullanılarak yapılan çalışmalardaki bulguları incelemişlerdir. İncelemeleri sonucunda, dişliler ile yapılan bazı kabullerin hesaplama ile ortaya konulan sonuçları hatalı durumu düşürdüğü gerçek çalışma koşullarında oluşan hasar şekillerinden bir miktar saptırdığı sonucuna ulaşmışlardır.

Al ve ark. (2016) diş kırılma hasarlarından biri olan diş yanağı kırılma hasarı hakkında iki boyutlu ve üç boyutlu analizler yapmışlardır. Çalışmalarında, MackAldener ve Olsson (2001) ve Lang (1979)'un önerdiği hesaplama modelini ve sonlu elemanlar metoduyla yaptıkları çalışma sonuçlarını kıyaslamışlardır.

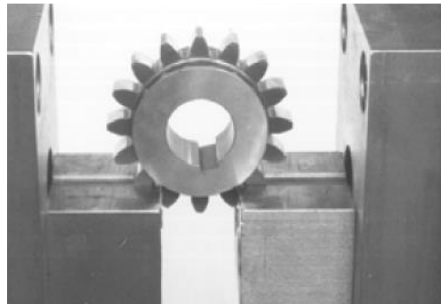
Jelaska ve Podrug (2007) dişli çark diş dibi yorulma davranışının nümerik modellemesini çalışmalarında sunmuşlardır. İki tür diş kırılma hasarı için modelleme sunmuşlardır, birinci tek diş temas noktasından yükleme durumunda diş dibinde oluşan kırılma hasarı, ikincisi ise dönerek çalıştığı durumda yüke ve aşınmaya bağlı kırılma

hasarıdır. Çatlak başlangıcının belirlenmesi için kritik düzlem hasar modeli teorisini kullanmışlardır. Sonlu elemanlar metodu ve lineer elastik kırılma mekaniği teorilerini çatlak büyümesini simüle etmek için kullanmışlardır.

Jelaska ve ark. (2003) yaptıkları çalışmalarında diş dibi eğilme gerilmesini dikkate alarak dişlilerin servis ömrünün belirlenmesine yönelik bir hesaplama modeli önermişlerdir. Gerilmenin en yüksek olduğu bölge olan diş dibinde çatlak oluşumu için gerekli olan çalışma ömrü tayininde Coffin-Manson metodunu kullanmışlardır. Çalışmalarında, 42CrMo4 (AISI 4140) malzemeden imal edilen dişli çarkların yorulmaya bağlı çatlak oluşumu ve ilerlemesinin modellenmesi üzerinde durmuşlardır.

Glodež ve ark. (2014) sinterlenmiş düz dişlilerin eğilme gerilmeleri altında yorulma performansını dikkate alarak yorulma ömrü tahmini üzerine bir hesaplama modeli sunmuşlardır. Çok eksenli gerilme halinde gerilme – ömür ilişkisini esas olan modellerinde, ortalama gerilmenin, yüzey pürüzlülüğünün ve çentik etkisinin yorulma ömrü üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Testlerinde yük oranını  $R=0$  olarak belirlemişler ve testler yapmışlardır. Test numunelerine Sinterleme prosesinden sonra bir sertleştirme işlemi yaparak, sinterlemeden sonraki sertleştirme işleminin yorulma ömrüne etkisini araştırmışlardır. Çalışmaları sonucunda sertleştirilen sinterlenmiş numunelerde % 35 civarında mukavemet artışı, % 15 oranında ise yorulma ömrü artışı elde etmişlerdir.

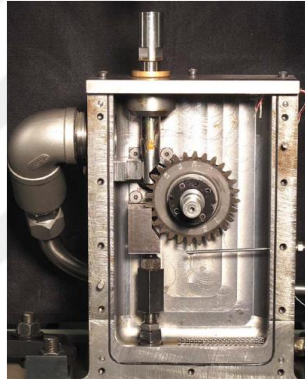
Sonsino ve Lipp (2004) toz metalürjisi yöntemi ile imal edilen dişli çarklarda eğilme gerilmeleri altında yorulma performansı ve temas gerilmeleri altında aşınmaya bağlı dayanım performansları üzerine deneysel bir çalışma yapmışlardır (Şekil 2.12). Test dişlileri olarak  $20^\circ$  kavrama açısına, 4.5 mm modüle ve 16 dişe sahip simetrik düz dişli çarkı kullanmışlardır. Toz metalürjisi ile imal edilen dişlilerde hali hazırda sunulmuş olan teoremlere göre hasar analizi öngörüsünde bulunmanın bir zorluk olduğunu ifade etmişlerdir.



Şekil 2.12. Tek diş eğilmeli yorulma test düzeneği (Sonsino ve Lipp, 2004)

Akata ve ark. (2004) çalışmalarında, dövme yöntemi ile üretilen dişliler ile CNC işleme merkezinde üretilen dişlilerin TDEYK test çalışmalarını yapmışlardır. Test dişlilerini sertleştirilmiş ve sertleştirilmemiş olarak test etmişlerdir. Sertleştirilen dişli çarklarda yorulma dayanımının çok daha iyi olduğunu göstermişlerdir. Dövme yöntemi ile imal edilen dişli çarklar ile CNC ile imal edilen sertleştirilmiş dişli çarkların yorulma dayanımı arasında çok belirgin bir fark olmadığını tespit etmişlerdir.

Stringer ve ark. (2011) NASA'ya ait araştırma merkezinde bulunan 1000 Hz yükleme frekansına sahip TDEYK deney setinde, (Şekil 2.13) AISI 9310 malzemeden imal edilen dişli çarkların yüksek frekanslarda ve yüksek çevrim sayılarında eğilmeli yorulma testlerini gerçekleştirmişlerdir. 50, 100, 200 Hz frekanslarda yaptıkları deneyler ile 1000 Hz frekansta gerçekleştirdikleri deneylerin yakın sonuçlar sergilediklerini belirtmişlerdir.



Şekil 2.13. Tek diş eğilmeli yorulma test düzeneği (Stringer ve ark., 2011)

### 2.3. Dişli Çarklarda Aşınmaya Bağlı Ömür Dayanımı İle İlgili Kaynak Araştırması

Handsuh ve Krantz (2010), NASA'ya ait Glenn araştırma merkezinde gerçekleştirdikleri çalışmalarında, “back to back” (sırt sırta deney seti) diye isimlendirilen deney setinde çalışma esnasında dişlerden kırılarak kopan parçaların eş çalışan diş yüzeylerinde ve dişlerde ne gibi hasara sebep olduğunu araştırmışlardır.

Terrin ve ark. (2017) planet dişli sisteminde kullanılan 17NiCrMo6-4 malzemeden imal ettikleri 25° kavrama açısına sahip düz dişli çarklarına bilyalı sertleştirme işlemi uygulayıp, çalışma durumunu yansıtacak şekilde tasarlanan deney setinde aşınma dayanımı (pitting) performanslarını analiz etmişlerdir. Test sonuçlarında bilyalı sertleştirilmiş numunelerin, sadece yüzey sertleştirme işlemi uygulanmış diğer numunelere göre bir miktar daha iyi dayanımına sahip olduğu sonucuna ulaşmışlardır.

Test sonucunda aşınmaya bağlı oluşan diş hasarları üzerinde de incelemelerde bulunmuşlardır.

Amorena ve ark. (2005) yüksek hızda ve yüksek tork değerlerinde havacılıkta kullanılan düz dişli çarkların performans analizlerini araştırmışlar dişlerin hasara uğrama yönleri ile ilgili çalışmışlardır. Testler sonucunda kırılan dişlerin yanaklarında oluşan aşınma izlerini dişlinin çevrim sayısına bağlı olarak mikroskop altında incelemişlerdir.

Lewicki ve Ballarini (1997) analitik ve deneysel olarak yaptıkları çalışmalarında dişli çarklardaki çember kalınlığının diş dibi bölgesinde oluşan çatlağın ilerlemesine etkisini araştırmışlardır. Diş dibinde oluşan çatlağın dişe doğrumu yoksa dişli çarkın çemberine doğrumu ilerlediğini saptamaya çalışmışlardır. Çember kalınlığının diş yüksekliğine oranı 1 ve 1'den büyük olduğu durumda tahmin edilen çatlak ilerleme modeli ile deneysel sonuçların çok uyumlu olduğunu gözlemlemişlerdir. Çember kalınlığının diş yüksekliğine oranı 1'den küçük olduğu durumda çatlağın dişli çark çemberine (merkezine) doğru ilerlediği belirtilmiştir.

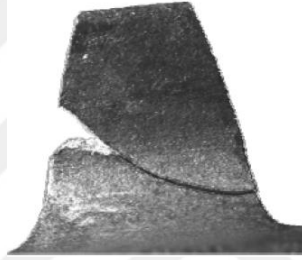
Gagg ve Lewis (2009) dişli çarkların çalışma koşullarında ne tür hasara uğradığı ile ilgili bir inceleme çalışması yapmıştır. Hasar mekanizması olarak, dişte çatlağın oluşması ve ilerleyen zamanda taşıdığı yükü taşıyamaz hale gelmesi ile hasarın oluşmasının metalik malzemeler ve polimerik malzemelerde aynı eğilimde olduğunu belirtmiştir.

Weber ve ark. (2017), FZG / sırt sırta (back to back) tipi deney setinde yaptıkları deneysel çalışmalarda, 18CrNiMo7-6 malzemedan imal edilen 20° kavrama açısına sahip dişli çarklar ile 28° kavrama açısına sahip düz dişli çarkları kullanmışlardır. Çalışmalarında kavrama açısındaki artışın, dişin yük taşıma kapasitesine etkisini araştırmışlardır. ISO 6336 standardında 20° kavrama açısına sahip dişli çarklar için kapsayıcı bir hesaplama sunulduğunu, yüksek kavrama açısına sahip dişliler için yeterince doğru ve kapsayıcı bir yaklaşım olmadığını belirtmiştir. Test sonuçlarında yüksek kavrama açısına sahip dişli çarklarda diş hasarı oluşan yük aktarma değerinin (torkun) yükseldiğini belirtmişlerdir. Yüksek kavrama açısına sahip dişliler ile ilgili sistematik araştırma çalışmalarının yapılması gerektiğini belirtmişlerdir.

MackAldener ve Olsson (2001) çalışmalarında dişli çark dişlerinde oluşan aşınmaya bağlı hasar ile diş dibi bölgesi hasarının dışında dişli yüzeyinin iç kısmından başlayan yorulmaya bağlı olarak ilerleyip diş yanağı kırılması hasarına sebep olan bir hasar mekanizmasından bahsetmişlerdir. Çalışmalarında oluşturdukları nümerik modelleri sonlu elemanlar metodu uygulayarak simüle etmişlerdir. Çalışmaları

sonucunda çatlağın dış yüksekliğinin orta kısımlarında yüzeye yakın bölgeden oluşmaya başladığını ve içeriye doğru ilerlediğini belirtmişlerdir.

Stahl ve ark. (2013) aşınmaya bağlı oluşan diş hasar şekilleri ile diş dibi kritik bölgesinde eğilmeli gerilemeler altında yorulmaya bağlı hasar oluşumu mekanizmaları üzerinde çalışma yapmışlardır. Her iki hasar tipinde de hasar başlangıcının ya yüzeyde ya da yüzeye çok yakın bir bölgeden başladığını belirtmişlerdir. Aktarılan güç artışının dişli çarklarda bilinen bu iki yaygın hasar tipinin yanında diş yüzeyinin alt kısmında yüksek gerilmeye bağlı hasar başlangıcını oluşturabileceğini ifade etmişlerdir. Çalışmalarında aktif yüke maruz kalan diş yanağında yüzeyden daha iç kısımlardan başlayarak oluşabilecek olan çatlağın karakteristiğini incelemişlerdir (Şekil 2.14).



**Şekil 2.14.** Dişli çark dişlerinde meydana gelen diş yanak hasarı (Stahl ve ark., 2013)

Boiadjiev ve ark. (2015) çalışmalarında yüzeyden veya yüzeyin hemen altından oluşmaya başlayan çatlağın, aşınmaya bağlı diş kırılma hasarı veya diş dibi bölgesinde oluşan gerilme yoğunluğu sebebiyle diş kırılma hasarı gibi dişli çarkın ömrünü sınırlandırabileceğini belirtmişlerdir. Temas noktasındaki yüksek gerilmelerin lokal gerilme dayanım kapasitesinin üstüne çıkmasına ve diş yüzeyinde veya yüzeyin hemen altında çatlak oluşumu başlangıcına sebep olabileceğini bildirmişlerdir. Oluşabilecek bu çatlağın diş yanağı kırılma hasarına sebep olacağını belirtmişler ve bu hasar mekanizmasına ilişkin bir önleyici hesaplama modeli sunmuşlardır.

Fülöp (2014) çalışmasında 20MnCr5 malzemedan üretilen spiral konik ve hipoid dişlilerin eğilmeli yorulma testlerini ve aşınmaya bağlı yüzey dayanımı yorulma testlerini yapmıştır. Yük artışı ile hasar oluşumunun arttığını ve dişlerde daha büyük hasarlar oluştuğunu belirtmiştir.

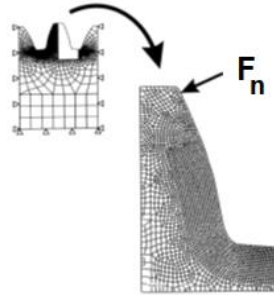
## 2.4. Diş Dibi Gerilmesinin Sonlu Elemanlar Metodu İle Analizi

Dişli çark dişlerinin diş dibi bölgesinde oluşan eğilme gerilmelerinin hesaplanması ile ilgili çeşitli çalışmalar yapılmıştır. Teorik çalışmalar içerisinde standartlarda kabul edilmiş bağıntılar ve bu bağıntılar referans alınarak standartlarda tarif edilenin dışındaki yapılar için geliştirilmeye çalışılan formüller bulunmaktadır.

Literatür çalışmalarında yapılan teorik olarak çalışmalar genellikle sonlu elemanlar metodunu kullanarak çözümlene yapan yazılımlar vasıtasıyla (Ansys, Nastran vb.) kıyaslanmaktadır.

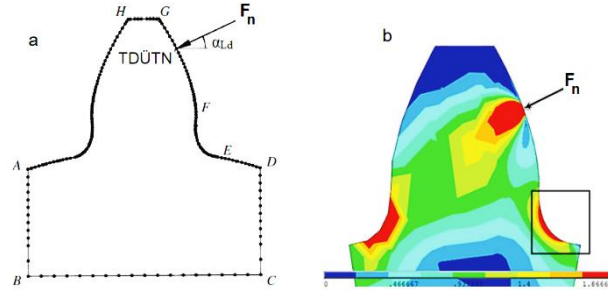
Yapılan sonlu elemanlar analizlerinde dişli çark bir bütün olarak modellenip yük altındaki davranışı incelendiği gibi özellikle diş dibi eğilme gerilmesi üzerine kurgulanmış çalışmalarda dişli çarkın yük uygulanan dişi tekil olarak değerlendirilmekte ve yük altında diş dibinde oluşan gerilme dağılımı incelenmektedir.

Daniewicz ve Moore (1998), eğilme gerilmeleri altında tek diş eğilmeli yorulma testlerini yaptıkları çalışmalarında Şekil 2.15'deki model üzerinde sonlu elemanlar metodu ile analiz çalışmaları yapmışlardır.



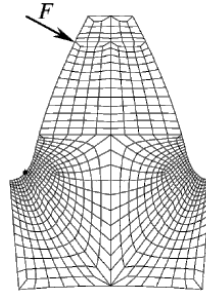
**Şekil 2.15.** Sonlu elemanlar metodu ile dişli çark dişinde diş dibi eğilme gerilmesi analizinde kullanılan diş modeli (Daniewicz ve Moore, 1998)

Spitas ve Spitas (2007b); Spitas ve ark. (2014) yaptıkları çalışmalarında diş dibi bölgesindeki gerilme değişimini incelemişler ve sonlu elemanlar metodunu kullanarak yaptıkları analizlerde sırasıyla Şekil 2.16'daki gibi bir diş modeli üzerinde çalışmışlardır.



**Şekil 2.16.** Sonlu elemanlar metodu ile dişli çark dişinde diş dibi eğilme gerilmesi analizi (Spitas ve Spitas, 2007b; Spitas ve ark., 2014)

Kramberger ve ark. (2004) dişli çark dişlerinde yorulmaya bağlı hasar oluşumu üzerine çalışma yapmışlardır. Çalışmalarında sonlu elemanlar metodu uyguladıkları diş geometrisi Şekil 2.17’de gösterilmiştir. Karpat ve ark. (2006) da diş dibi eğilme gerilmelerinin analizini tek diş geometrisi üzerinden yapmışlardır (Şekil 2.18). Literatürdeki birçok çalışmada da bu yöntem kullanılarak diş dibi gerilmeleri belirlenmeye çalışılmıştır (Jelaska ve ark., 2003; Kawalec ve ark., 2006; Mallesh ve ark., 2009; Pedersen, 2010; Pandya ve Parey, 2013; Conrado ve ark., 2017; Lisle ve ark., 2017).



**Şekil 2.17.** Sonlu elemanlar metodu ile dişli çark tek diş sonlu elemanlar modeli (Kramberger ve ark., 2004)



**Şekil 2.18.** Sonlu elemanlar metodu ile dişli çark dişinde diş dibi eğilme gerilmesinin belirlenmesi için kullanılan model (Karpat ve ark., 2006)

## 2.5. Literatür Analizi

Kapelevich (2016), Spitas ve Spitas (2006), Sankar ve ark. (2010) çalışmalarında, evolvent profilli dişli çarklarda diş dibinde trokoid eğrisi yerine dairesel yuvarlatılmış eğri dizaynının diş dibi gerilmesini azaltan bir etkisinin olduğunu ortaya koymuşlardır. Bu çalışmalarda ve kavrama açısındaki değişimin diş dibi bölgesine etkisi üzerine literatürde yapılmış olan çalışmalarda çoğunlukla sonlu elemanlar metodu ile yapılan analiz çalışmaları yer almaktadır.

Diş dibi bölgesindeki gerilmenin azalmasının dişli çark diş yorulma dayanımına etkisinin araştırıldığı deneysel çalışmalar oldukça az sayıda kalmaktadır. Literatürdeki çalışmalarda tek diş eğilmeli yorulma kırılması testleri daha çok simetrik dişler üzerinde yapılmış olup asimetrik dişler ile ilgili oldukça az çalışma vardır.

Stringer ve ark. (2011), Handschuh ve ark. (2007) ve Brown ve ark. (2010) sementasyon işlemi uygulanmış simetrik dişli çarklarda tek diş eğilmeli yorulma dayanımı testleri yapmışlardır. Test esnasında kullanılan test dişlerinde bölgesel boşaltma işlemi gerçekleştirmişler sabit bir geometriye sahip test aparatı ile deneysel çalışma yapmışlardır.

Conrado ve ark. (2017), Olsson ve ark. (2016), Maršálek ve Moravec (2011b), Gasparini ve ark. (2008), sementasyon işlemi uygulanmış simetrik dişli çarklarda tek diş eğilmeli yorulma dayanımı testleri yapmışlardır. Test esnasında kullanılan test dişlerinden bitişik üç dişten sadece bir tanesini test etmişlerdir.

Brown ve ark. (2010) ve Sanders (2010) sementasyon işlemi uygulanmış asimetrik dişli çarklarda tek diş eğilmeli yorulma dayanımı testleri yapmışlardır. Deneysel çalışmalarını sabit bir geometriye sahip test aparatı ile yapmışlardır. Özellikle modül ve diş sayısı aynı tutulup kavrama açısı değiştirildiğinde tek diş üst temas noktası değişeceği için sabit geometriye sahip bir test aparatında çalışmak zorluk getirecektir. Belirtilen deneysel çalışmalarda diş hasar oluşumu diş dibi bölgesinden gerçekleşmektedir.

Test dişlerinin bir önceki testten etkilenmemesi ve yorulma dayanımı sonucunu etkilememesi için literatürde yaygın olarak kullanılan yöntem olarak test edilecek bitişik üç ya da dört dişten biri test dişlisi olarak belirlenmektedir. Bazı çalışmalarda test edilmeyecek dişler çark üzerinden kaldırılmıştır. Azdırma yöntemi ile imalat gereği dişli çark dişlerinin hepsi imal edilmek durumundadır. Deneysel çalışmalar için uygun



olabileceği için, CNC işleme merkezi ile yapılabilecek dişli imalatlarında ise dişli çark üzerinde kalacak diş konfigürasyonunu değiştirme imkânı elde edilebilir.

Stahl ve ark. (2013) ve Boiadjiev ve ark. (2015) FZG tipi deney setinde gerçekleştirdikleri düz dişli çarklarla ilgili deneysel çalışmaları sertleştirme derinliğine bağlı olarak dişlerde yanaktan başlayan bir hasar tipi ile karşılaşmışlar ve bu hasara diş yanak hasarı / kırılması ismini önermişlerdir.

Literatür çalışmalarında TDEYK testlerinde kullanılan dişli çarklarda yüzey sertleştirme işlemlerine (sementasyon vb.) uygun malzemeler tercih edilmiştir. Dişli çarklar ile ilgili yapılan yakın dönem deneysel çalışmalarda görülen diş yanak kırılması hasarı da (tooth flank fracture) yüzey sertleştirme derinliğine bağlı bir hasar türü olarak tanımlanmaktadır. Yüzey sertleştirme işlemi uygulanmamış dişli çarklarda bu hasar tipi ile ilgili bir araştırma bulunmamaktadır.

Yapılmış olan deneysel TDEYK çalışmaları içerisinde de kavrama açısındaki küçük değişimlerin ne gibi bir sonuç getirdiği deneysel olarak incelenmemiş durumdadır.

Dişli çarkların imalatında sementasyon, nitrasyon çelikleri gibi yüzeysel sertleştirme uygulamalarına uygun malzemelerin dışında çekirdeğe kadar sertleşebilen malzemelerde endüstriyel uygulamalarda kullanılmaktadır. Yüzey sertleştirme derinliğinden bağımsız olarak çekirdeğe kadar sertleşebilen malzemelerden imal edilen dişli çarklarda TDEYK ile ilgili bir çalışmaya rastlanmamıştır. Bu sebeple çekirdeğe kadar sertleştirilmiş malzemeden imal edilen simetrik ve asimetric dişli çark dişlerinde kavrama açısındaki küçük değişimlerin yorulma dayanımına etkisinin deneysel olarak araştırılması teorik çalışmalardan ve sonlu elemanlar yöntemi analizlerinden elde edilen bulguların doğrulanması açısından oldukça önemlidir.

### 3. MATERYAL VE YÖNTEM

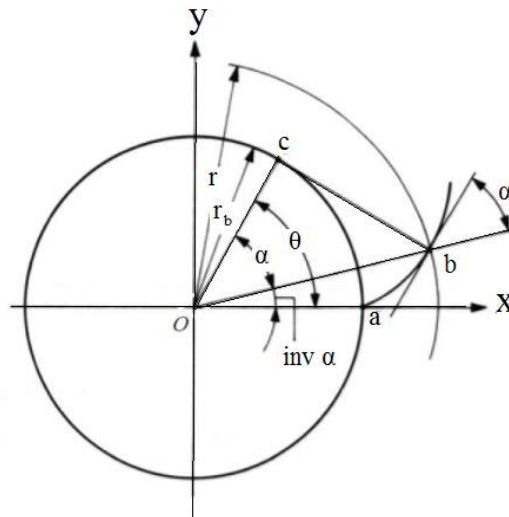
Tez kapsamında yapılan çalışmalar hakkında temel bilgi verilerek başladığımız bu kısımda, tezde kullanılan teorik bilgilerin sunulması ve deneysel hazırlık süreçleri de alt bölümler halinde detaylıca işlenmiştir.

#### 3.1. Evolvent Profilli Düz Dişli Çarkların Dizaynı

##### 3.1.1. Evolvent eğrisinin oluşumu

Dişli çarklarda diş yüzeyi iki kısımdan oluşmaktadır. İlk kısım dişli çiftinin eş çalışması esnasında yüzeylerin birbiri üzerinde kayma hareketi yaptığı ve “evolvent” olarak isimlendirilen eğridir (Şekil 3.1). Diğer kısım ise diş dibi bölgesinde bulunan eğri yüzeydir. Bu eğri yüzey, kesici takım ile dişlinin imalat esnasında yapmış olduğu hareket sonucunda oluşturulan eğridir ve “trokoid” diye isimlendirilir.

Evolvent eğrisinin oluşumu şu şekilde ifade edilir; belirli yarıçapa sahip bir çember üzerinde, çembere teğet ve çemberle beraber hareket eden bir doğrunun, kayma hareketi olmadan sadece yuvarlanma hareketi yaptığında oluşan eğridir. Çembere teğet olan doğrunun herhangi bir noktası yuvarlanma esnasında belirli bir eğri oluşur. Oluşan bu eğriye “evolvent eğrisi” denilir.



Şekil 3.1. Evolvent eğrisinin oluşumu

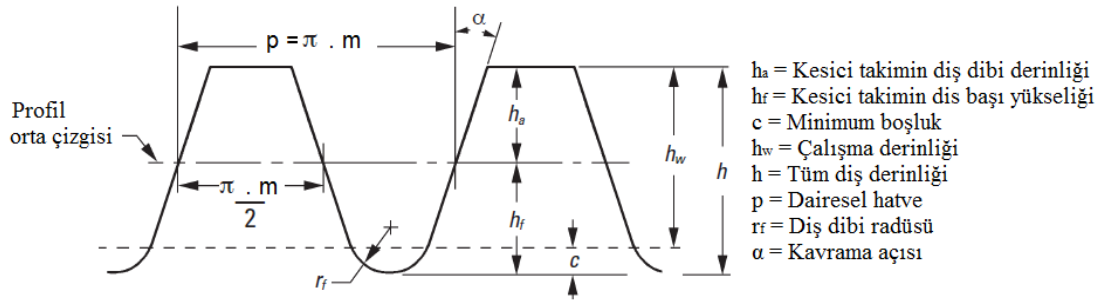
Evolventi tanımlayan fonksiyona evolvent fonksiyonu (inv) denir ve matematiksel ifadesi aşağıda verilmiştir.

$$\text{inv } \alpha = \tan \alpha - \alpha$$

(3.1)

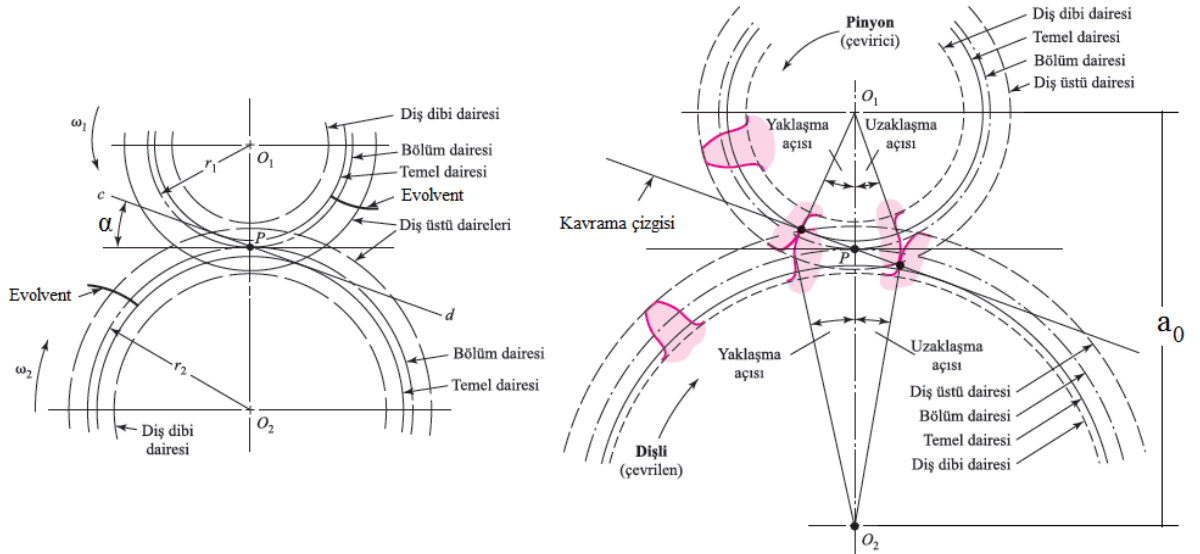
### 3.1.2. Evolvent düz dişli çarkların boyutlandırılması

Dişli çarkların imalatında kullanılan kesici takım profili DIN, ISO gibi standartlarda tanımlanmıştır. Standartlara göre kesici takım profili Şekil 3.2’ de gösterilmiştir.



Şekil 3.2. Standartlara göre temel kremayer kesici takım profili

Dişli çark üzerinde tanımlanan geometrik terimler Şekil 3.3’de verilmiştir. Bu geometrik terimlerin matematiksel olarak elde edilmesi tek tek sunulmuştur.



Şekil 3.3. Dişli çark temel boyutları (Shigley, 2011)

Bölüm (Taksimât) daireleri  $d_1$ ,  $d_2$ , temel daireler  $d_{b1}$ ,  $d_{b2}$ , diş üstü daireleri  $d_{a1}$ ,  $d_{a2}$ , diş dibi çapları  $d_{f1}$ ,  $d_{f2}$  simgeleri ile tanımlanmış olup hesaplamaları şu şekilde yapılmaktadır;

Bölüm (Taksimât) daireleri çapları:

$$d_1 = m_n \cdot z_1 \quad (3.2)$$

$$d_2 = m_n \cdot z_2 \quad (3.3)$$

Merkezler arası mesafe;

$$a_0 = \frac{d_1 + d_2}{2} \quad (3.4)$$

Temel daireleri çapları:

$$d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha \quad (3.5)$$

$$d_{b2} = d_2 \cdot \cos \alpha \quad (3.6)$$

Diş üstü daireleri çapları:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_{ap} \quad (3.7)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot h_{ap} \quad (3.8)$$

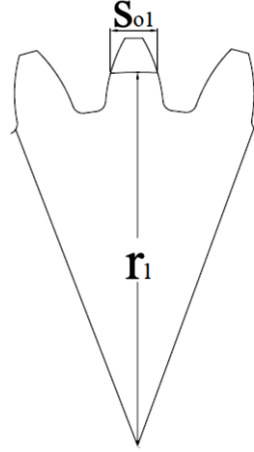
Diş dibi daireleri çapları:

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot h_{fp} \quad (3.9)$$

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot h_{fp} \quad (3.10)$$

Şekil 3.4'de gösterilen dişli çark dişinin bölüm dairesi üzerindeki diş kalınlığı ( $s_{o1}$ ):

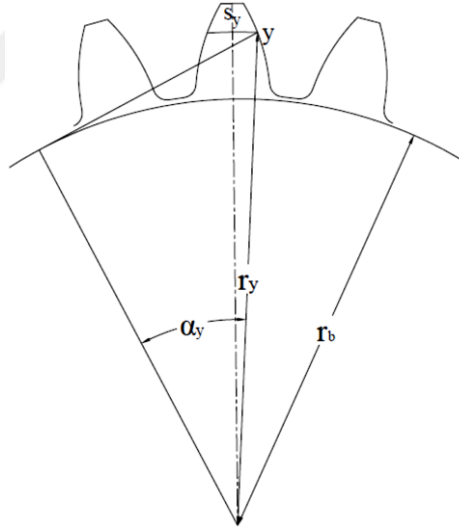
$$s_{o1} = s_{o2} = p / 2 = (\pi \cdot m) / 2 \quad (3.11)$$



Şekil 3.4. Bölüm dairesi üzerindeki diş kalınlığı

Dişli çark dişinin herhangi bir y çapındaki ( $r_y$ ) diş kalınlığı (Şekil 3.5):

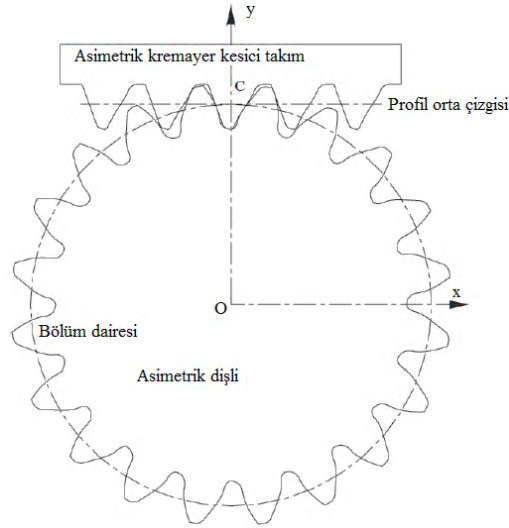
$$s_y = 2 \cdot r_y \cdot \left( \frac{\pi}{2 \cdot z} + \text{inv} \alpha - \text{inv} \alpha_y \right) \quad (3.12)$$



Şekil 3.5. Herhangi bir  $r_y$  yarıçapındaki diş kalınlığı

### 3.1.3. Evolvent profilli asimetric dişli çark tasarımı

Simetric dişli çarkların boyutlandırılması ile ilgili bilgiden sonra asimetric dişli çarkların tasarımı ve boyutlandırılması ile ilgili veriler aşağıda sunulmuştur. Kremayer tipi bir kesici takım ile asimetric dişli çark imalatı yapılması durumunda hem kesici takıma ait form hem de imal edilecek dişlinin geometrisi Şekil 3.6'da verilmiştir.



Şekil 3.6. Asimetrik kesici takım ile asimetrik dişli çark imalatı (Costopoulos ve Spitas, 2009)

Asimetrik dişlinin temas eden ön yüzeyi “d” indisi ile, arka yüzeyi ise “c” indisi ile belirtilmiştir. Ön yüzeyi (drive side) için evolvent profilinin oluşumu şu şekildedir;

$$\cos \alpha_{yd} = \frac{d_1}{d_{yd}} \cdot \cos \alpha_d \quad (3.13)$$

$$\alpha_{yd} = \arccos \left( \frac{d_1}{d_{yd}} \cdot \cos \alpha_d \right) \quad (3.14)$$

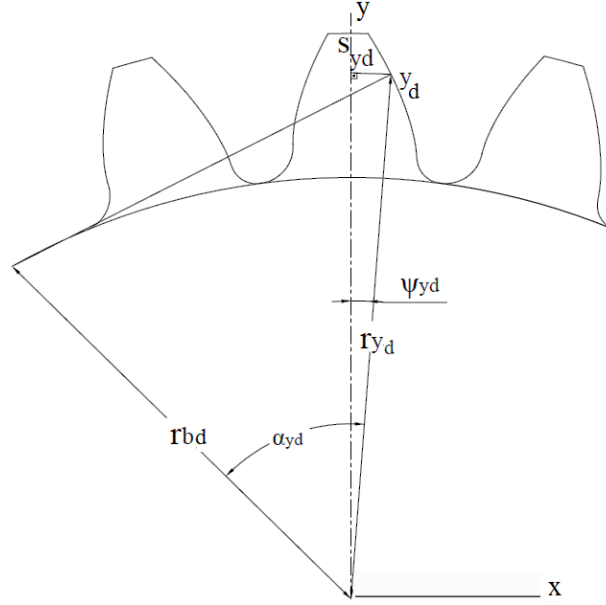
$$S_{yd} = \frac{d_{yd}}{2} \cdot \left[ \frac{\pi}{2 \cdot z} + \text{inv} \alpha_d - \text{inv} \alpha_{yd} \right] \quad (3.15)$$

$$\Psi_{yd} = \frac{S_{yd}}{r_{yd}} \quad (3.16)$$

Şekil 3.7’de gösterilen  $y_d$  noktasının kartezyen koordinatları:

$$x_{yd} = r_{yd} \cdot \cos \Psi_{yd} \quad (3.17)$$

$$y_{yd} = r_{yd} \cdot \sin \Psi_{yd} \quad (3.18)$$



Şekil 3.7. Asimetrik dişlide temas yüzeyi profili eldesi

Asimetrik dişlinin arka yüzeyinin evolvent profili ön yüzey profili gibi ayrıca oluşturulur. Arka yüzey profilinin elde edilmesinde kullanılan formülüzasyon aşağıdaki gibidir;

$$\cos \alpha_{yc} = \frac{d_1}{d_{yc}} \cdot \cos \alpha_c \quad (3.19)$$

$$\alpha_{yc} = \arccos \left( \frac{d_1}{d_{yc}} \cdot \cos \alpha_c \right) \quad (3.20)$$

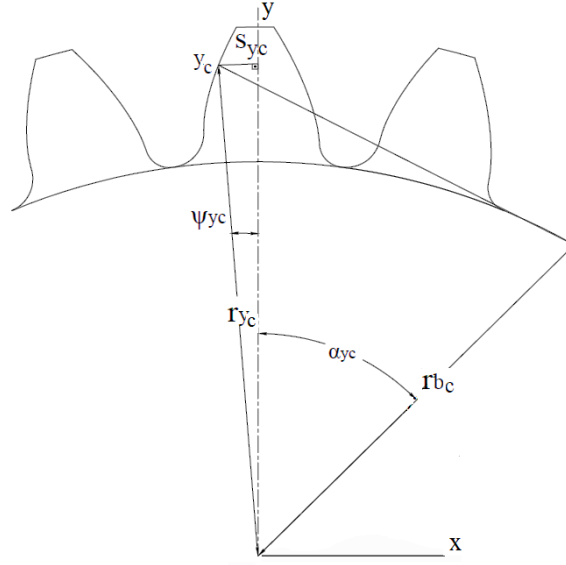
$$S_{yc} = \frac{d_{yc}}{2} \cdot \left[ \frac{\pi}{2 \cdot z} + \text{inv} \alpha_d - \text{inv} \alpha_{yd} \right] \quad (3.21)$$

$$\Psi_{yc} = \frac{S_{yc}}{r_{yc}} \quad (3.22)$$

Şekil 3.8'de gösterilen  $y_c$  noktasının kartezyen koordinatları:

$$x_{yc} = r_{yc} \cdot \cos \Psi_{yc} \quad (3.23)$$

$$y_{yc} = r_{yc} \cdot \sin \Psi_{yc} \quad (3.24)$$

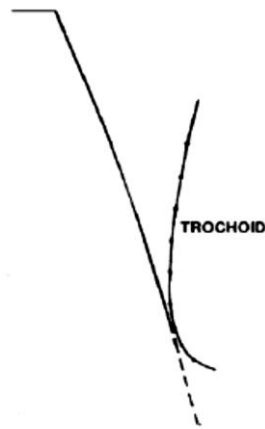


Şekil 3.8. Asimetrik dişlide arka yüzey profili eldesi

### 3.1.3.1. Trokoid eğrisinin elde edilişi

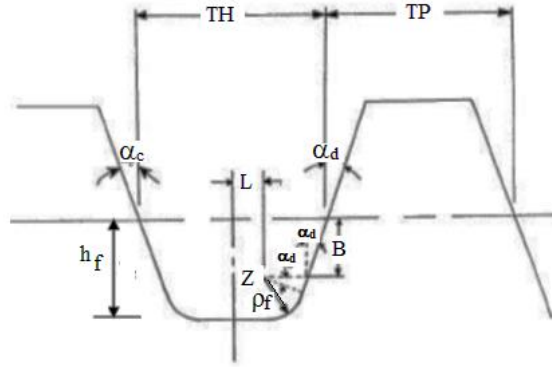
Yuvarlanma metodu ile imal edilen dişli çarklarda, diş dibi bölgesinde evolvent'in alt kısmında oluşan eğriye trokoid eğrisi denilir. Bu eğrinin formu, kesici takım ucunun hareketi sonucunda oluşur.

Trokoid eğrisinin matematiksel modelinin elde edilebilmesi için kesici takım geometrisinin bilinmesi gerekmektedir. Şekil 3.9'da verilen trokoid eğrisinin oluşumu Lynwander (1983) tarafından önerilen, kesici takım profiline (Şekil 3.10) ait trokoid eğrisidir.



Şekil 3.9. Trokoid eğrisi (Lynwander, 1983)



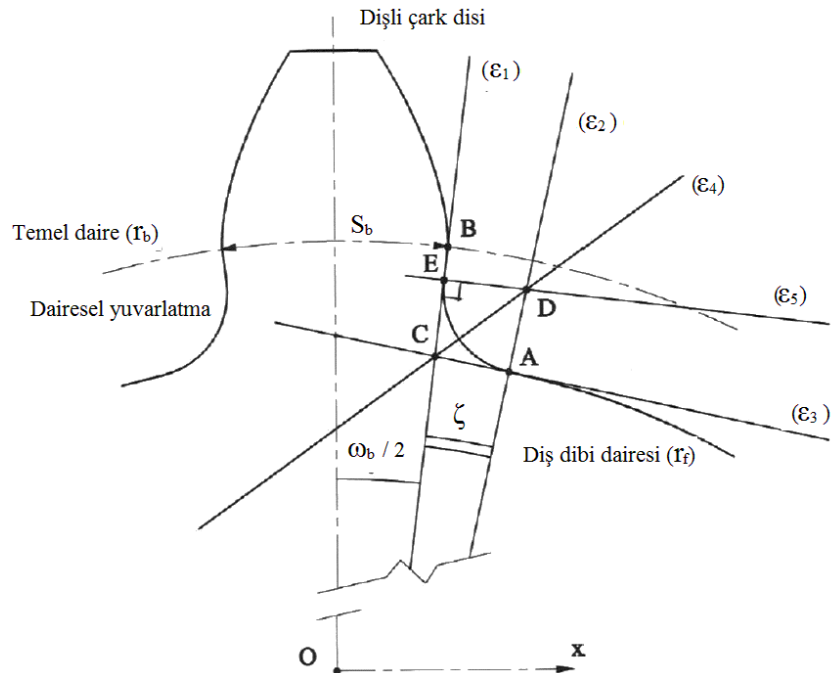


Şekil 3.10. Kesici takım geometrisi (Lynwander, 1983)

### 3.1.3.2. Dairesel yuvarlatma metodu ile diş dibi radyusunun oluşturulması

Spitas ve arkadaşlarının (2005; 2006; 2007a) önerdiği ve Kapelevich (2016) tarafından da trokoid eğrisine göre daha üstün diş dibi mukavemeti sergilediği belirtilen dairesel yuvarlatma (circular fillet) ile diş dibi eğrisinin elde edilişi Şekil 3.11.'de gösterilmiştir.

Dairesel yuvarlatılmış dişli çark diş dibi radyusunun yuvarlanma metodu ile imalatında kullanılabilecek asimetrik kremayer takım geometrisi Spitas ve ark. (2009)'nın yaptığı çalışmada sunulmuştur.



Şekil 3.11. Dairesel yuvarlatılan diş dibi eğrisi geometrisi (Spitas ve ark., 2005; Spitas ve Spitas, 2006; Spitas ve Spitas, 2007a)

Önceki bölümde evolvent eğrisinin elde edilişi açıklandığı için bu bölümde sadece diş dibi bölgesindeki dairesel yuvarlatma metodu ile oluşturulan eğriye ait noktaların denklemleri verilmiştir. Bu eğriyi çizebilmek için A, B, C, D ve E noktalarının çıkarımının yapılması gerekmektedir.

$$\frac{\omega b}{2} = \frac{S_b}{r_b} = \Omega_b \quad (3.48)$$

$\zeta$  açısı sıfır (0) ile  $\zeta_{\max}$  arasında bir değerde olmak durumundadır ve  $\zeta_{\max}$  ;

$$\zeta_{\max} = \frac{\pi}{Z} - \Omega_b \quad (3.49)$$

Buna göre,

$$x_A = r_f \cdot \sin(\zeta + \Omega_b) \quad (3.50)$$

$$y_A = r_f \cdot \cos(\zeta + \Omega_b) \quad (3.51)$$

$$x_B = r_f \cdot \sin(\Omega_b) \quad (3.52)$$

$$y_B = r_f \cdot \cos(\Omega_b) \quad (3.53)$$

$$x_C = r_f \cdot \left( \frac{\tan(\Omega_b)}{\sin(\zeta + \Omega_b) \cdot \tan(\Omega_b) + \cos(\zeta + \Omega_b)} \right) \quad (3.54)$$

$$y_C = \frac{x_C}{\tan(\Omega_b)} \quad (3.55)$$

D ve E noktasının koordinatlarının belirlenmesine gelince; dişli çark geometrisini oluşturan diş sayısı, kavrama açısı, modül vb. parametrelerin değişimine göre iki farklı durum ortaya çıkmaktadır. Bunlar şu şekilde sınıflandırılır ve koordinatlar belirlenir (Spitas ve ark., 2005);

1. Durum E noktası ile B noktasının çakıştığı durumdur ( $E \equiv B$ ) ki bu durumda E noktasının koordinatları B noktası ile aynıdır. D noktasının koordinatları ise aşağıdaki formüller ile belirlenir;

$$x_D = r_b \cdot \left( \frac{\tan(\zeta + \Omega_b)}{\cos(\Omega_b) + \sin(\Omega_b) \cdot \tan(\zeta + \Omega_b)} \right) \quad (3.56)$$

$$y_D = r_b \cdot \left( \frac{1}{\sin(\zeta + \Omega_b) \cdot \tan(\Omega_b) + \cos(\zeta + \Omega_b)} \right) \quad (3.57)$$

$$\zeta = \cos^{-1} \left( \frac{2 \cdot r_f \cdot r_b}{r_b^2 + r_f^2} \right) \quad (3.58)$$

2. Durumda ise E noktası B noktasının altında kalır ki bu durumda D noktası ve E noktasına ait koordinatlar şu şekilde elde edilir:

$$x_D = (r_f + AD) \cdot \sin(\zeta + \Omega_b) \quad (3.59)$$

$$y_D = (r_f + AD) \cdot \cos(\zeta + \Omega_b) \quad (3.60)$$

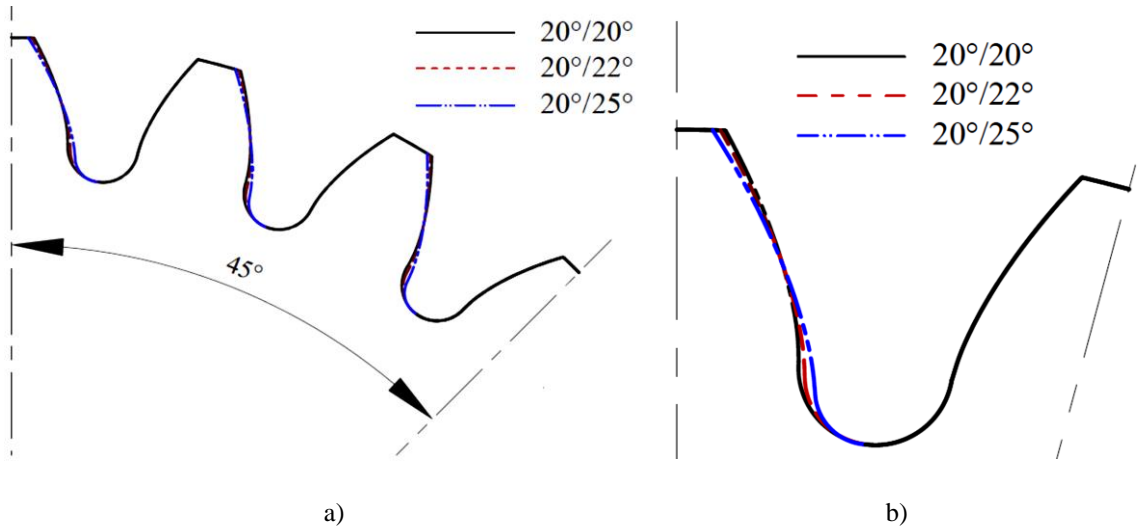
$$x_E = (OC + CE) \cdot \sin(\Omega_b) \quad (3.61)$$

$$y_E = (OC + CE) \cdot \cos(\Omega_b) \quad (3.62)$$

Oluşan eğrinin  $\varepsilon_1$  ve  $\varepsilon_2$  doğrularına teğet olacağı Şekil 3.11'den görülmektedir.

Bu tez çalışmasında, dairesel radyusa (circular fillet) sahip evolvent profilli düz dişli çark geometrileri 3 mm modüle ve 24 dişe sahip dişli çarklar olarak tasarlanmıştır. Test edilecek evolvent profilli düz dişli çarkların önce tasarımı yapıлып, sonra CNC işleme merkezinde imal edilmiştir.

Tasarlanan düz dişli çarklar Şekil 3.12'de gösterilmiştir.

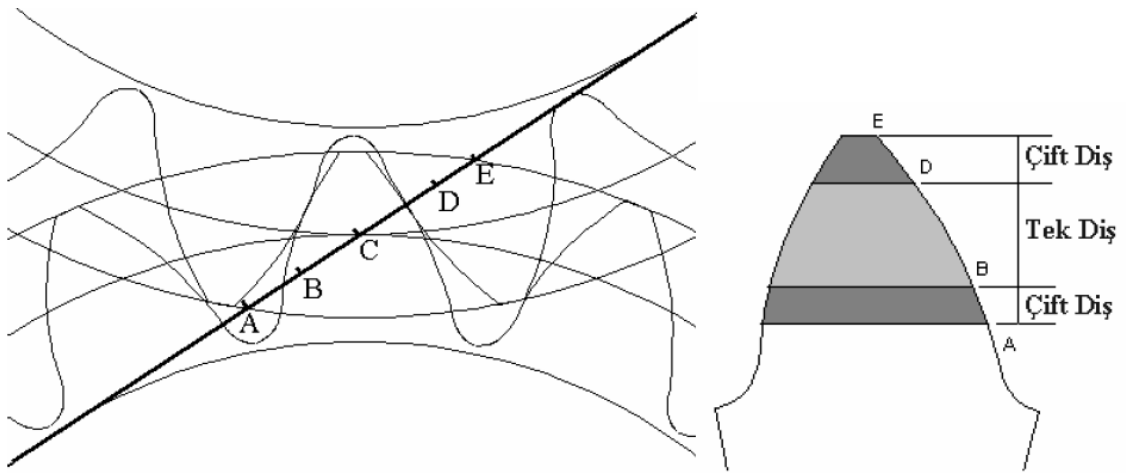


**Şekil 3.12.** Dairesel yuvarlatma metodu ile diş dibi eğrisi oluşturulan evolvent profilli düz dişli çarkların a) 45°'lik kesitte görünümü, b) 15°'lik kesitte görünümü

### 3.2. Evolvent Profilli Asimetrik Düz Dişli Çarkların Kavrama Oranı

Merkezler arası mesafesi “ $a_0$ ” olan bir dişli çark mekanizmasında, her iki dişli çarkın temel dairelerine teğet olan doğruya kavrama doğrusu denir. Bu doğru üzerinde bir dişin teması A noktasından başlar; bu noktada dişli çarkın diş üstü dairesi kavrama doğrusu ile kesişir, E noktasında temas biter; bu noktada ise pinyon dişlisinin diş üstü dairesi kavrama doğrusu ile kesişir.

Şekil 3.13’de görülen A noktasından başlayıp E noktası ile son bulan doğruya ( $\overline{AE}$ ) kavrama boyu denilir. Kavrama boyu  $g$  sembolü ile gösterilir.



Şekil 3.13. Evolvent profilli asimetrik düz dişli çarkların kavrama uzunluğu (Karpat, 2005)

Kavrama boyu aşağıda belirtilen denklem ile elde edilir (Dudley, 1991):

$$\overline{AE} = g = \sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - a_0 \cdot \sin\alpha \quad (3.63)$$

Asimetrik dişe sahip bir dişli çark için kavrama boyu ise:

$$g_d = \sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1d}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2d}^2} - a_0 \cdot \sin\alpha_d \quad (3.64)$$

$$g_c = \sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1c}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2c}^2} - a_0 \cdot \sin\alpha_c \quad (3.65)$$

bağıntısı ile elde edilir.

Asimetrik dişe sahip bir dişli çark için kavrama oranı ise:

$$\varepsilon = \frac{lg}{p_b} \quad (3.66)$$

buradaki  $p_b$  temel kavrama hatvesidir:

$$p_b = \pi \cdot m_n \cdot \cos \alpha_n \quad (3.67)$$

3.64, 3.65 ve 3.67 nolu denklemler 3.66 nolu denklemde yerine konulduğunda asimetrik dişliye ait kavrama oranları aşağıdaki formülden elde edilebilir:

$$\varepsilon_d = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1d}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2d}^2} - a_0 \cdot \sin \alpha_d}{\pi \cdot m_n \cdot \cos \alpha_n} \quad (3.68)$$

$$\varepsilon_c = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1c}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2c}^2} - a_0 \cdot \sin \alpha_c}{\pi \cdot m_n \cdot \cos \alpha_n} \quad (3.69)$$

Dişli çiftinin tek diş bölgesindeki temas uzunluğu  $\overline{BD}$  ise:

$$\overline{BD} = (r_{b1d} + r_{b2d}) \cdot \tan \alpha_d - (\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1d}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2d}^2} - 2 \cdot \pi \cdot m \cdot \cos \alpha_d) \quad (3.70)$$

bağıntısı ile elde edilir.

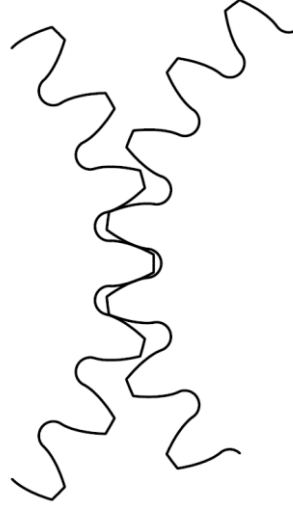
Bununla birlikte Kapalevich'in (2000) çalışmasında sunduğu, asimetrik dişler için kavrama oranının elde edildiği formulüzyon da sıklıkla kullanılmaktadır ve aşağıda sunulmuştur:

$$\varepsilon_d = Z_1 \cdot \left( \frac{\tan \alpha_{ad1} + i \cdot \tan \alpha_{ad2} - (1+i) \cdot \tan \alpha_0}{2 \cdot \pi} \right) \quad (3.71)$$

burada "i" simgesi dişli oranını ifade etmektedir.

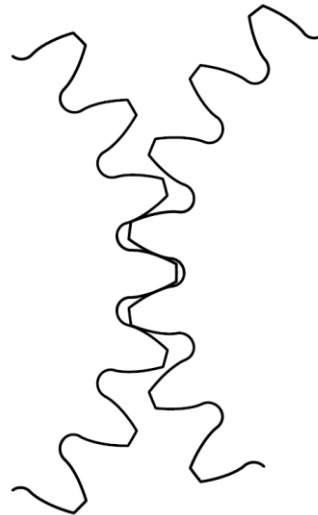
Deneysel çalışmalarda kullanılan dişli çarklara ait kavrama oranları 3.68 ve 3.69'daki bağıntılar kullanılarak hesaplanmıştır.

Tasarımı yapılan 3 mm modüle, 24 dişe ve  $20^\circ/20^\circ$  kavrama açısına sahip evolvent profilli simetrik düz dişli çarkların kavrama oranı  $\varepsilon = 1,6$ 'dır. Eş çalışma durumundaki geometrisi Şekil 3.14'de görülmektedir.



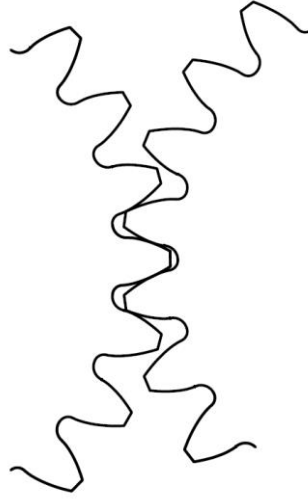
**Şekil 3.14.**  $20^\circ / 20^\circ$  kavrama açısına sahip evolvent profilli düz dişli çarkların eş çalışma durumundaki teması

Tasarımı yapılan 3 mm modüle, 24 dişe ve  $20^\circ/22^\circ$  kavrama açısına sahip evolvent profilli asimetrik düz dişli çarkların kavrama oranı  $\varepsilon = 1,53$ 'dür. Eş çalışma durumundaki geometrisi Şekil 3.15'de görülmektedir.



**Şekil 3.15.**  $20^\circ / 22^\circ$  kavrama açısına sahip evolvent profilli düz dişli çarkların eş çalışma durumundaki teması

Tasarımı yapılan 3 mm modüle, 24 dişe ve  $20^\circ/25^\circ$  kavrama açısına sahip evolvent profilli asimetrik düz dişli çarkların kavrama oranı  $\varepsilon = 1,44$ 'dür. Eş çalışma durumundaki geometrisi Şekil 3.16'da görülmektedir.



**Şekil 3.16.**  $20^\circ / 25^\circ$  kavrama açısına sahip evolvent profilli düz dişli çarkların eş çalışma durumundaki teması

Kavrama açısı arttıkça kavrama oranında bir azalma ortaya çıkmaktadır. Bununla birlikte dişlinin eğilme mukavemetinde ciddi artış sağlanmaktadır. Ayrıca, kavrama açısındaki artış dişli çarkların eş çalışma durumunda iletim hatasını azaltarak (Chira ve ark., 2007; Lakshmi, 2012), daha sessiz ve daha az titreşim ile çalışma durumu ortaya çıkarmaktadır (Cavdar ve ark., 2004; Karpat ve ark., 2008).

### 3.3. Evolvent Profilli Asimetrik Düz Dişli Çarklarda Diş Dibi Gerilmesi Hesabı

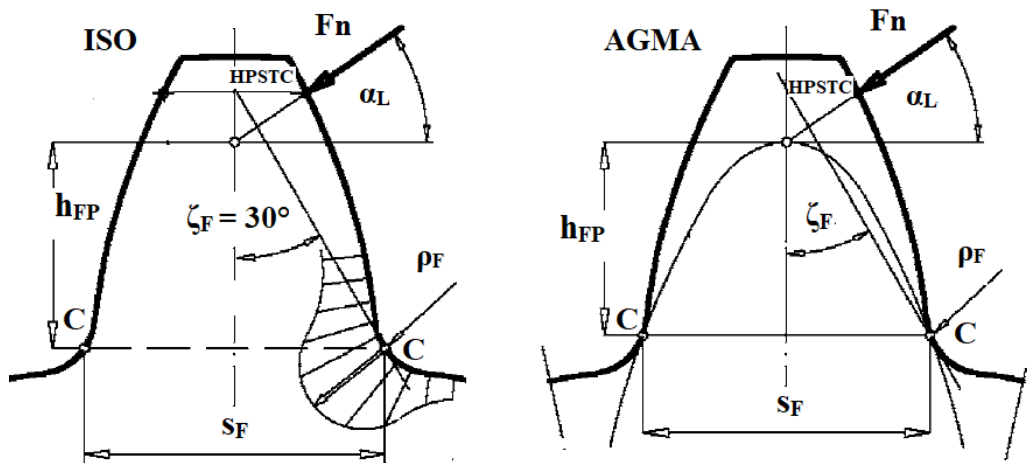
Dişli çarkın diş dibinde oluşan gerilmenin hesaplanmasına yönelik oldukça geniş kapsamda çalışmalar yapılmıştır (Pedrero ve ark., 1999; Cavdar ve ark., 2004; Kawalec ve ark., 2006; Di Francesco ve Marini, 2007; Aziz ve Chassapis, 2011). Yapılan literatür çalışmalarının bir çoğu ISO 6336 ve AGMA 908-B standartları kapsamında gerçekleştirilmiştir.

Diş dibi bölgelerindeki geometrik değişimin gerilmeye olan etkisi, diş dibindeki kritik noktanın tespiti ve tespit edilen kritik noktanın gerilme dağılımı üzerindeki etkileri araştırılmıştır. ISO ve AGMA yaklaşımı ile birlikte sonlu elemanlar metodu ile de analizler yapılarak sonuçlar optimize edilmeye çalışılmıştır (Gasparini ve ark., 2008;

Moya ve ark., 2009; Adzimah ve Ibrahim, 2014; Prabhu Sekar ve Muthuveerappan, 2015; Lisle ve ark., 2017).

ISO 6336'ya göre diş dibi bölgesindeki kritik noktanın yeri; diş dibi radiusuna teğet olan diş orta doğrusu ile  $30^\circ$  açiya sahip olan noktadadır. ISO 6336'ya göre yükleme noktasının yerinin değişmesi kritik noktanın ( $\overline{CC}$ ) yerini değiştirmemektedir (Şekil 3.17).

AGMA standardına göre ise kritik kesitin yeri, yükleme noktasına göre değişiklik göstermektedir. Diş ucundan yükleme durumundaki kritik kesit ile tek diş üst temas bölgesinden yüklendiği durumdaki kritik kesit ( $\overline{CC}$ ) farklılık göstermektedir. Dolayısı ile ISO'ya göre her zaman  $30^\circ$  olan  $\zeta_F$  açısı, AGMA'ya göre sabit değildir. Diş ucundan yüklendiği durumda  $\zeta_F$  açısı  $13^\circ - 16^\circ$  arasında olmaktadır. Tek diş üst temas bölgesinden yüklendiği durumda ise  $\zeta_F$  açısı  $24^\circ - 30^\circ$  arasında elde edilmektedir (Kawalec ve ark., 2006).



Şekil 3.17. ISO ve AGMA standartlarına göre kritik kesitin belirlenişi (Kawalec ve ark., 2006)

ISO 6336'ya göre simetrik dişli çarklarda diş dibi gerilmesine etki eden faktörler ve diş dibi gerilmesi hesabı şu şekildedir;

Diş dibi gerilmesi  $\sigma_{F0}$ :

$$\sigma_{F0} = \frac{F_t \cdot Y_F \cdot Y_S}{b \cdot m_n} \quad (3.72)$$

“ $Y_F$ ” diş form faktörü, “ $Y_S$ ” gerilme düzeltme faktörü, “ $b$ ” diş genişliği, “ $m$ ” ise modüldür.

Dişe gelen normal kuvvetin ( $F_n$ ) teğetsel bileşeni  $F_t$ :



$$F_{t1,2} = \frac{2 \cdot M_d}{d_{1,2}} \quad (3.73)$$

“ $M_d$ ” ise dişe etki eden momenttir.

Diş form faktörü  $Y_F$ :

$$Y_F = \frac{6 \cdot (h_F / m_n) \cdot \cos \alpha_L}{(S_F / m_n)^2 \cdot \cos \alpha_n} = \frac{6 \cdot h_F m_n \cdot \cos \alpha_L}{(S_F)^2 \cdot \cos \alpha_n} \quad (3.74)$$

Gerilme düzeltme faktörü  $Y_S$ :

$$Y_S = (1,2 + 0,13 \cdot L) \cdot q_s^a \quad (3.75)$$

$$L = \frac{S_F}{h_F} \quad (3.76)$$

$$q_s = \frac{S_F}{2 \cdot \rho_F} \quad (3.77)$$

$$a = [1,21 + 2,3 / L]^{-1} \quad (3.78)$$

AGMA'ya göre statik yükleme durumunda simetrik dişli çarklarda diş dibi gerilmesine etki eden faktörler ve diş dibi gerilmesi hesabı şu şekildedir;

$$\sigma_{F0} = \frac{F_t \cdot K_o \cdot K_v \cdot K_s \cdot K_H \cdot K_B}{Y_j \cdot b \cdot m_n} \quad (3.79)$$

Diş form faktörü  $Y$ :

$$Y = \frac{S_F^2}{6 \cdot h_F \cdot p} \quad (3.80)$$

Burada  $p$ : dairesel hatvedir.

Gerilme düzeltme faktörü  $K_f$ :

$$K_f = H + \left(\frac{S_F}{\rho_F}\right)^L \cdot \left(\frac{S_F}{h_F}\right)^M \quad (3.81)$$

burada H, L ve M katsayıları aşağıdaki formüllerden elde edilir.

$$H = 0,331 - 0,436 \cdot \alpha_n \quad (3.82)$$

$$L = 0,324 - 0,492 \cdot \alpha_n \quad (3.83)$$

$$M = 0,261 + 0,545 \cdot \alpha_n \quad (3.84)$$

Geometri faktörü  $Y_J$ :

$$Y_J = \frac{Y}{K_f} \quad (3.85)$$

Boyut faktörü  $K_s$ :

$$K_s = 0,904 \cdot (b.m.\sqrt{Y})^{0,0535} \quad (3.86)$$

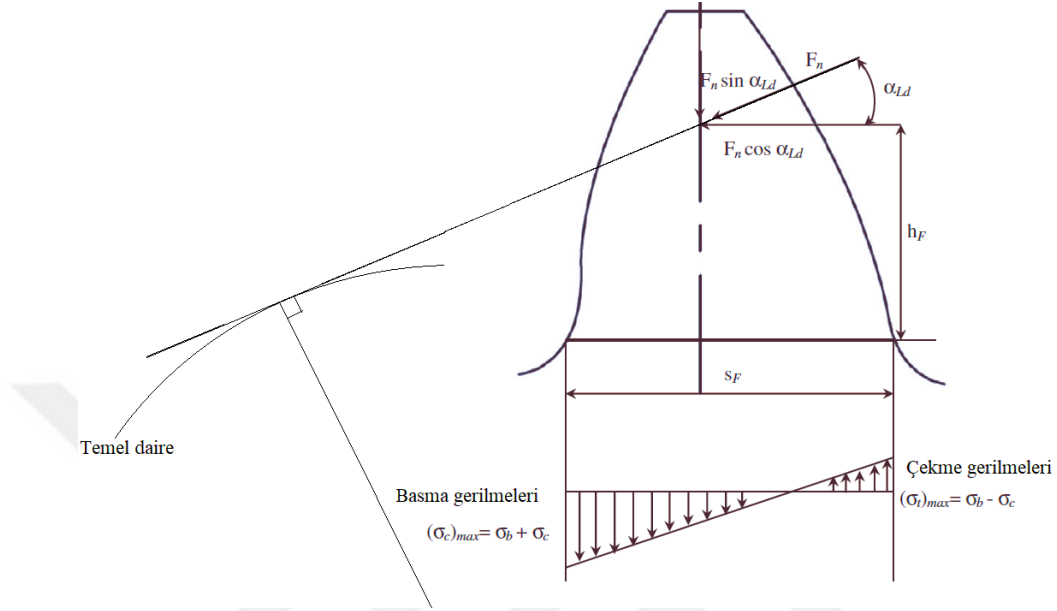
Diş dibi gerilmesi hesabında belirtilen  $K_H$ ,  $K_v$ ,  $K_o$ ,  $K_B$  katsayıları sırasıyla yük dağılım faktörü, dinamik faktör, aşırı yük faktörü ve çember kalınlığı faktörü olarak isimlendirilir ve bu değerler dinamik yükleme için kullanılır. Statik yük analizi yapılırken ihmal edilirler.

Buraya kadar verilen bağıntılar simetrik dişlilerin statik yükleme durumundaki diş dibinde oluşan eğilme gerilmesi hesabının nasıl yapıldığı ile ilgilidir. Simetrik dişli çarklar ile ilgili standartlaşmış yaklaşımlar mevcuttur.

Bununla birlikte, asimetrik dişli çarklar ile ilgili analiz yapılacağı zaman referans alınacak bir standart yaklaşım bulunmamaktadır. Yapılan çalışmalar simetrik dişli çarklar ile ilgili standart üzerinden türetilmeye çalışılmıştır. Asimetrik dişliler ile ilgili yapılan çalışmaların sonuçları sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilen sonuçlar ile kıyaslanmış ve kabul edilebilir bir yakınsama ile doğruya yakın sonuçlar elde edilmiştir (Prabhu Sekar ve Muthuveerappan, 2015).

ISO 6336'yı referans alarak asimetrik dişli diş dibi gerilmesini inceleyen (Şekil 3.18) Sekar ve ark. (2015) bir yaklaşım ortaya koymuşlardır. Çalışmalarında asimetrik dişlinin simetrik dişliye göre değişken kısımları diş dibindeki gerilmeye etki eden genişlik ( $s_F$ ), eğilme momenti oluşturan uzunluk ( $h_F$ ) ve kritik kesitteki radyusa teğet  $\zeta_F$  açılarının

değişimi olarak özetlenmiştir.  $\zeta_F$  açısının değişimi  $s_F$  uzunluğunu etkileyen bir parametredir.



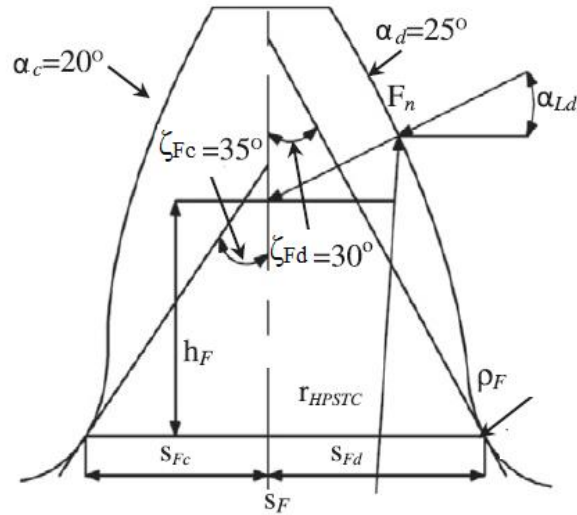
Şekil 3.18. Asimetrik dişlide oluşan gerilmelerin dağılımı (Prabhu Sekar ve Muthuveerappan, 2015)

Asimetrik dişli çarklarda birbirinden farklı kavrama açısına sahip evolvent profil bulunmaktadır. Dolayısıyla ISO standardında  $30^\circ$  olan teğet açılarının ( $\zeta_{Fc,d}$ ) değişik birbirinden farklı değerler alacağını ileri sürmüştür. Aktif yüzeydeki açının ( $\zeta_{Fd}$ )  $30^\circ$  olarak kabul edilip, arka yüzeydeki açının ( $\zeta_{Fc}$ ) değişeceğini (Şekil 3.19) ve şu şekilde bulunacağını ifade etmiştir:

$$\zeta_{Fc} = 30 + \alpha_d - \alpha_c \quad (3.87)$$

Diş form faktörünün ise:

$$Y_{F'} = \frac{6 \cdot h_F \cdot m_n \cdot \cos \alpha_L}{(s_F)^2 \cdot \cos \alpha_n} - \frac{m_n \cdot \sin \alpha_L}{s_F \cdot \cos \alpha_n} \quad (3.88)$$



**Şekil 3.19.** Asimetrik dişliler için değişen  $\zeta_F$  açısının gösterilişi (Prabhu Sekar ve Muthuveerappan, 2015)

Diş dibi gerilmesi  $\sigma_{F0}$ 'ın ise yeni  $Y_F'$  değeri dikkate alınarak hesaba dâhil edilmiştir.

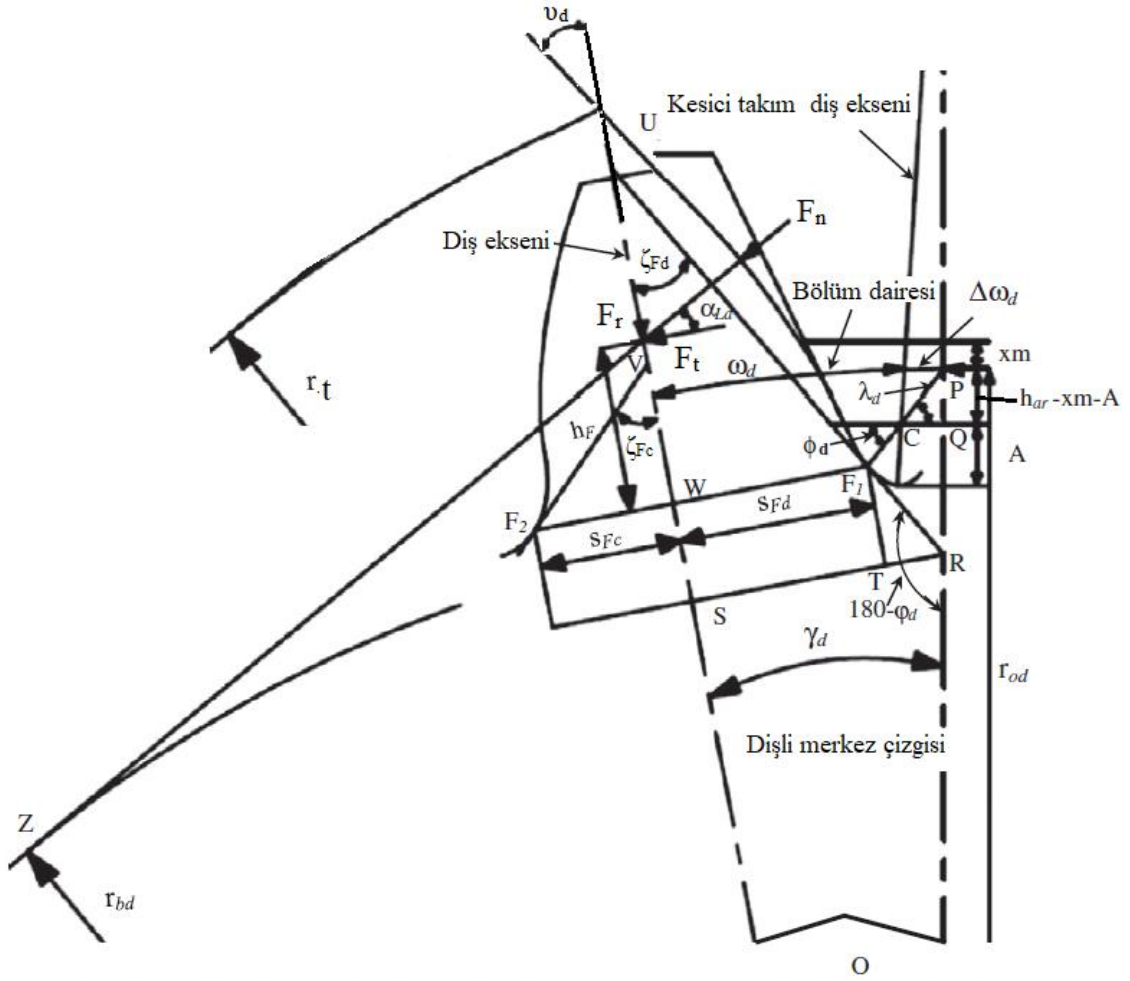
$$\sigma_{F0} = \frac{F_t \cdot Y_F' \cdot Y_S}{b \cdot m_n} \quad (3.89)$$

Gerilmeyi etkileyen ve asimetrik dişliler için farklılaşan önemli iki faktör bulunmaktadır. Bunlar; eğilme gerilmesi oluşturan moment kolu  $h_F$  ve kritik kesit genişliği  $S_F$ 'dir. Moment kolu ve kritik kesitin elde edilmesi ile ilgili ISO standardına dayanarak türetilen matematiksel denklemler aşağıda sunulmuştur (Prabhu Sekar ve Muthuveerappan, 2015).

Şekil 3.20'den CQ ve CP'nin uzunlukları;

$$CQ = \frac{h_{ar} - mx - A}{\tan\phi_d} \quad (3.90)$$

$$CP = \frac{h_{ar} - mx - A}{\sin\phi_d} \quad (3.91)$$



Şekil 3.20. Kritik kesit uzunluğu  $s_{Fd}$  ve eğilme kolu  $h_F$ 'in  $\alpha_d$  kavrama açısına sahip yüzey için elde edilişi (Prabhu Sekar ve Muthuveerappan, 2015)

Bağıntıları ile elde edilir. Buradaki  $\phi_d$  açısı yardımcı açıdır. Dişli merkezleri ile diş eksenini arasındaki dönme açısı  $\gamma_d$ :

$$\gamma_d = \omega_d + \Delta\omega_d \quad (3.92)$$

bağıntısı ile elde edilir. Buradaki  $\omega_d$ , dişli çark diş eksenini ile kesici takım diş eksenini arasında kalan açısal diş kalınlığıdır ve  $\omega_d$ :

$$\omega_d = 2 * (\text{inv } \nu_d - \text{inv } \alpha_d) \quad (3.93)$$

bağıntısı ile elde edilir.

$\nu_d$  açısı ise evolvent eğrisinin dişli çark diş eksenini ile kesiştiği noktadaki açıdır;

$$v_d = \cos^{-1}\left(\frac{r_f}{r_t}\right) \quad (3.94)$$

bağıntısı ile elde edilir.

$\Delta_{od}$ , diş dibi eğrisinin başladığı yerden  $\varphi_d$  açısı kadar bir dönme hareketi yapıldığında oluşan açıdır ve  $\Delta_{od}$  açısı:

$$\Delta_{od} = \frac{CQ}{r_{1d}} = \frac{h_{ar} - mx - A}{r_{1d} \cdot \tan\varphi_d} \quad (3.95)$$

Bağıntısı ile elde edilir.

Teğet açısı  $\zeta_{Fd}$ , diş eksenini ile diş dibi eğrisine teğet doğru arasında kalan açıdır.  $\zeta_F$  açısı ile  $\varphi_d$  açısı arasındaki bağıntı aşağıda verilmiştir.

$$\varphi_d - \gamma_d = \zeta_{Fd} \quad (3.96)$$

3.94, 3.95 ve 3.96 nolu denklemler düzenlendiğinde

$$\varphi_d - \omega_d - \frac{h_{ar} - mx - A}{r_{1d} \cdot \tan\varphi_d} = \zeta_{Fd} \quad (3.97)$$

Burada yardımcı açı bir kaç iterasyon ile elde edilebilir:

$\varphi_d$  açısı  $\varphi_{d1} = \zeta_{Fd} + \gamma_d$  olarak kabul edilir,

$\varphi_d$  açısının yeni değeri aşağıdaki formülden elde edilir;

$$\varphi_d = \zeta_{Fd} + \omega_d + \frac{h_{ar} - mx - A}{r_{1d} \cdot \tan\varphi_{d1}} \quad (3.98)$$

Bu yöntemle  $\varphi_d - \gamma_d = \zeta_{Fd}$  elde edilinceye kadar iterasyon yapılır.

Yardımcı açı  $\varphi_d$  doğru olarak bulunduktan sonra, dişli çarkın tahrik eden kısmının diş dibi genişliği  $s_{fd}$ ,  $F_1$  noktası ile diş merkezi arasında kalan mesafedir, kolaylıkla hesaplanabilir.

$F_1$  noktası ile P noktası arasındaki mesafe ( $\lambda_d$ ) şu şekilde hesaplanabilir:

$$F_1P = F_1P + CP \quad (3.99)$$

$$\lambda_d = A + \frac{h_{ar} - mx - A}{\sin\varphi_d} \quad (3.100)$$

$F_1R$  ve  $PR$  uzunlukları ise;

$$F_1R = \frac{\lambda_d}{\tan\varphi_d} \quad (3.101)$$

$$PR = \frac{\lambda_d}{\sin\varphi_d} \quad (3.102)$$

Bağıntıları ile elde edilebilir.  $SR$  ve  $OS$  uzunlukları ise  $ORS$  üçgeninde;

$$\sin \gamma_d = \frac{SR}{(OP - OR)} \quad (3.103)$$

$$SR = \sin \gamma_d \cdot \left( r_{1d} - \left( \frac{\lambda_d}{\sin\varphi_d} \right) \right) \quad (3.104)$$

$$OS = \cos \gamma_d \cdot \left( r_{1d} - \left( \frac{\lambda_d}{\sin\varphi_d} \right) \right) \quad (3.105)$$

Bağıntıları ile elde edilir.  $RT$  ve  $F_1T$  ise

$$RT = \sin \zeta_{Fd} \cdot \left( \frac{\lambda_d}{\tan\varphi_d} \right) \quad (3.106)$$

$$F_1T = \cos \zeta_{Fd} \cdot \left( \frac{\lambda_d}{\tan\varphi_d} \right) \quad (3.107)$$

Kritik nokta  $F_1$  ile diş merkezi arasındaki mesafe  $s_{Fd}$ ;

$$s_{Fd} = SR - RT \quad (3.108)$$

$$s_{Fd} = \left[ \sin \gamma_d \cdot \left( r_{1d} - \left( \frac{\lambda_d}{\sin\varphi_d} \right) \right) \right] - \left[ \sin \zeta_{Fd} \cdot \left( \frac{\lambda_d}{\tan\varphi_d} \right) \right] \quad (3.109)$$

bağıntısı ile elde edilir. Böylece kritik diş kesitine,  $\alpha_d$  kavrama açısına sahip yüzeyin etki ettiği kısmı ( $s_{Fd}$ ) elde edilir. Diğer yüzey kavrama açısının etki ettiği kesit " $s_{Fc}$ " Şekil 3.21 referans alınarak yukarıdaki bağıntıların uygulanması sonucu elde edilebilir.  $s_{Fc}$ 'nin elde edilişi aşağıda açıklanmıştır;

$$\varphi_c - \gamma_c = \zeta_{Fc} \quad (3.110)$$

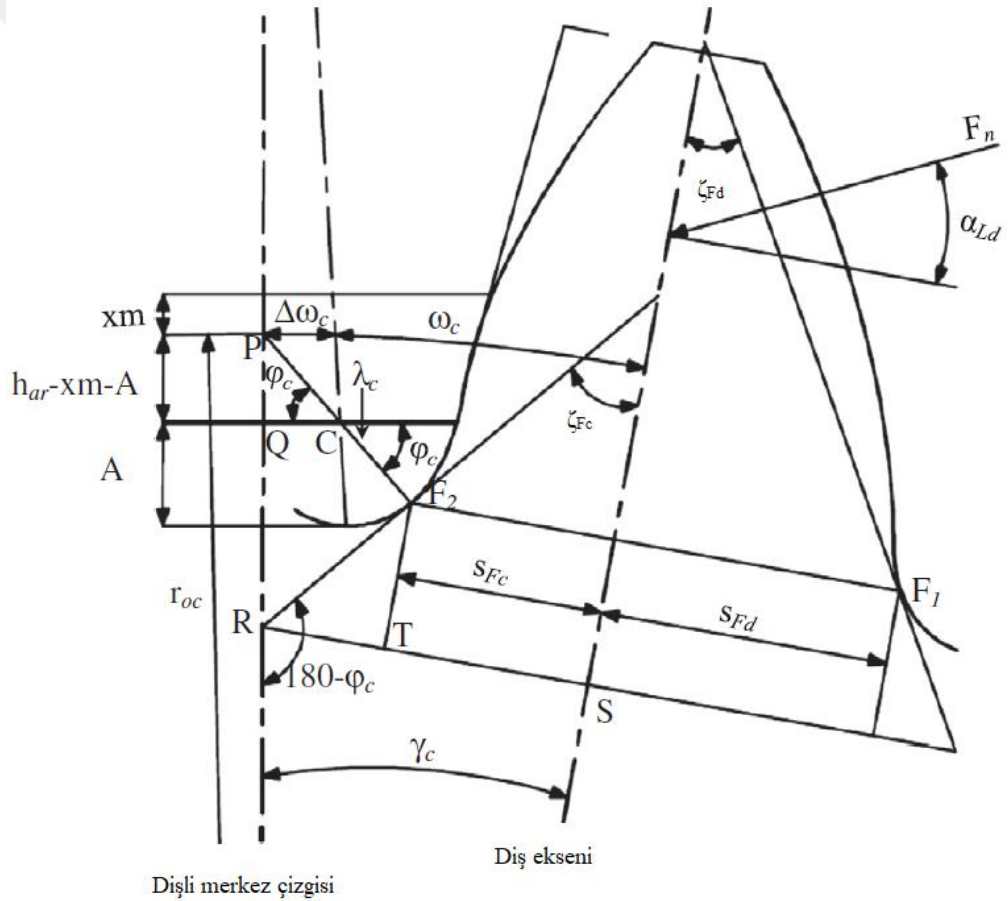
$$\varphi_c - \omega_c - \frac{h_{ar} - mx - A}{r_c \cdot \tan \varphi_c} = \zeta_{Fc} \quad (3.111)$$

$$\omega_c = 2 \cdot (\text{inv } \nu_c - \text{inv } \alpha_c) \quad (3.112)$$

Kritik kesitin toplam uzunluğu  $s_F$  ( $F_1F_2$ ) ;

$$s_F = s_{Fd} + s_{Fc} \quad (3.113)$$

olarak elde edilir.



**Şekil 3.21.** Kritik kesit uzunluğu  $s_{Fc}$ 'nin  $\alpha_d$  kavrama açısına sahip yüzey için elde edilmesi (Prabhu Sekar ve Muthuveerappan, 2015)

Eğilme momentinin hesabı için esas olan  $h_F$  uzunluğu  $\alpha_d$  kavrama açısına sahip yüzeyden ve tek diş üst temas noktasından (TDÜTN (HPSTC)) yüklenme durumunda;



$$h_F = OV - OS - SW \quad (3.114)$$

$$h_F = \left[ \left( \frac{r_{bd}}{\cos \alpha_{ld}} \right) - \left( \cos \gamma_d \cdot \left( r_{ld} - \left( \frac{\lambda_d}{\sin \phi_d} \right) \right) \right) - \left( \cos \zeta_{Fd} \cdot \left( \frac{\lambda_d}{\tan \phi_d} \right) \right) \right] \quad (3.115)$$

bağıntısı ile elde edilebilir.

Eğilme momentinin hesabı için esas olan  $h_F$  uzunluğu  $\alpha_c$  kavrama açısına sahip yüzeyden yüklenme durumunda ise;

$$h_F = \left[ \left( \frac{r_{bc}}{\cos \alpha_{lc}} \right) - \left( \cos \gamma_c \cdot \left( r_{lc} - \left( \frac{\lambda_c}{\sin \phi_c} \right) \right) \right) - \left( \cos \zeta_{Fc} \cdot \left( \frac{\lambda_c}{\tan \phi_c} \right) \right) \right] \quad (3.116)$$

bağıntısı ile elde edilir.

### 3.3.1. Tek diş üst temas noktasının hesaplanması

Temas oranı 1 ile 2 arasında olan normal temas oranına sahip dişli çarklarda eşleşme durumu Şekil 3.22’de görüldüğü gibi; diş ucu teması ile başlar (A noktası) ve diğer dişlinin diş üstü çapında dişin temastan ayrılması (D noktasında) ile son bulur. A noktası dişli temasının üst noktası (ÜTN (HPTC)), D noktası ise dişli temasının alt noktası (ATN (LPTC)) olarak isimlendirilir.

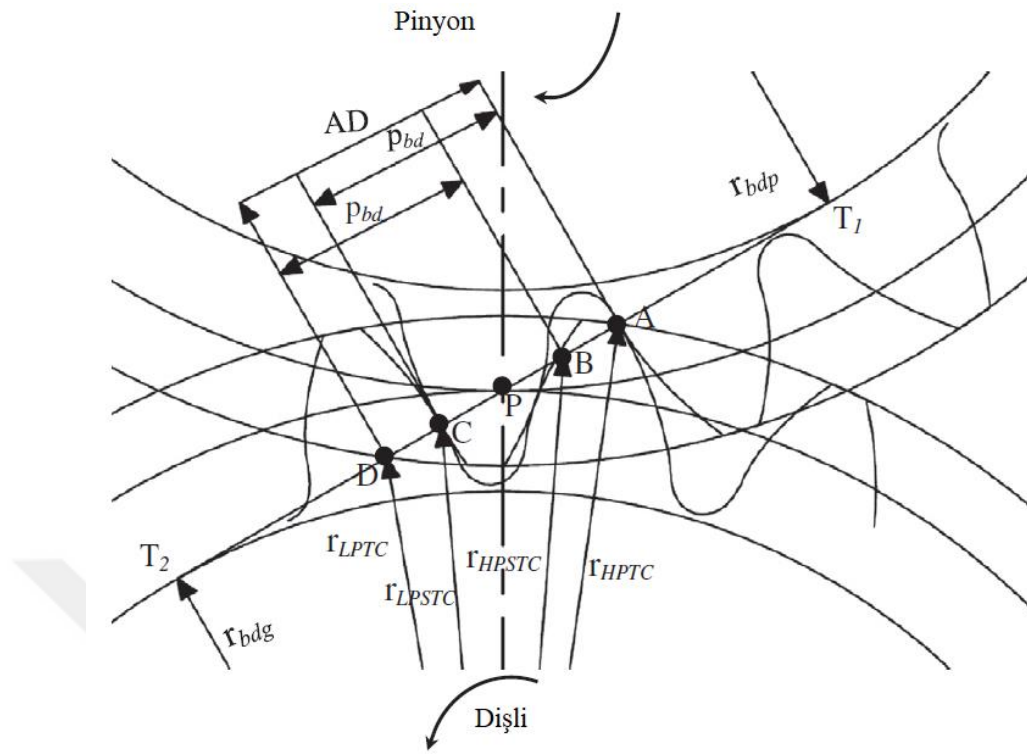
Dişliler eş çalışırken A ve D noktaları arasında hem tek diş teması hem de çift diş teması gerçekleştirirler. AB ve DC noktaları arasında çift diş teması BC arasında ise tek diş teması gerçekleşir. Tek diş temasının gerçekleştiği B noktası: tek diş üst temas noktası (TDÜTN (HPSTC)), Tek diş temasının gerçekleştiği C noktası: tek diş alt temas noktası (TDATN (LPSTC)) olarak isimlendirilir.

Kavrama boyu AD nin elde edilişi:

$$AD = \sqrt{(r_{adg})^2 - (r_{bdg})^2} + \sqrt{(r_{adp})^2 - (r_{bdp})^2} - a_o \cdot \sin \alpha_d \quad (3.117)$$

Temel hatve'nin elde edilişi:

$$p_{bd} = \pi \cdot m \cdot \cos \alpha_d \quad (3.118)$$



**Şekil 3.22.** Normal kavrama oranına sahip dişli çarkların eş çalışma durumunda diş temas noktalarının tespiti (Sekar ve Muthuveerappan, 2014)

Üst temas noktası A'nın elde edilmesi:

$$\Gamma_{HPTCd} = \Gamma_A = \Gamma_{ad} \quad (3.119)$$

Tek diş üst temas noktası B'nin elde edilmesi:

$$\Gamma_{HPSTCd} = \sqrt{r_{bd}^2 + ((p_{bd} - AD) + (\sqrt{r_{ad}^2 - r_{bd}^2}))^2} \quad (3.120)$$

Tek diş alt temas noktası C'nin elde edilmesi:

$$\Gamma_{LPSTCd} = \sqrt{r_{bd}^2 + ((\sqrt{r_{ad}^2 - r_{bd}^2}) - p_b)^2} \quad (3.121)$$

Alt temas noktası D'nin elde edilmesi:

$$\Gamma_{LPTCd} = \sqrt{r_{bd}^2 + ((\sqrt{r_{ad}^2 - r_{bd}^2}) - AD)^2} \quad (3.122)$$

Yukarıdaki verilen bağıntılar kullanılarak, kavrama boyunca dişliler için önemli temas noktaları tespit edilebilmektedir.

### 3.4. Evolvent Profilli Asimetrik Dişli Çarkların Yan Yüzey Mukavemeti

Önceki bölümde bahsettiğimiz gibi diş dibi bölgesinin mukavemeti dişli çarklar için önemli bir konudur. Bununla birlikte yan yüzey mukavemeti de dişli çarklarda yorulmaya bağlı hasara sebep olan bir diğer önemli konudur. Dişlilerin çalışma esnasında yan yüzeylerinde kuvvet iletimi sonucunda bir gerilme oluşur. İlerleyen çalışma dönemlerinde yan yüzeyde oluşan bu gerilmeye bağlı hasarlar oluşmakta ve dişli çarkın kullanım ömrüne etki etmektedir.

Yan yüzeylerde oluşan gerilme Hertz gerilme teorisi ile açıklanmaktadır. Birbiri ile temas eden iki silindirik yüzeyde temas bölgesinde oluşan gerilme Hertz gerilmesi veya kontak gerilmesi diye adlandırılmaktadır. Hertz teorisine göre bu yüzeyler arasında oluşan gerilme ( $\sigma_H$ ) aşağıdaki formül ile bulunmaktadır.

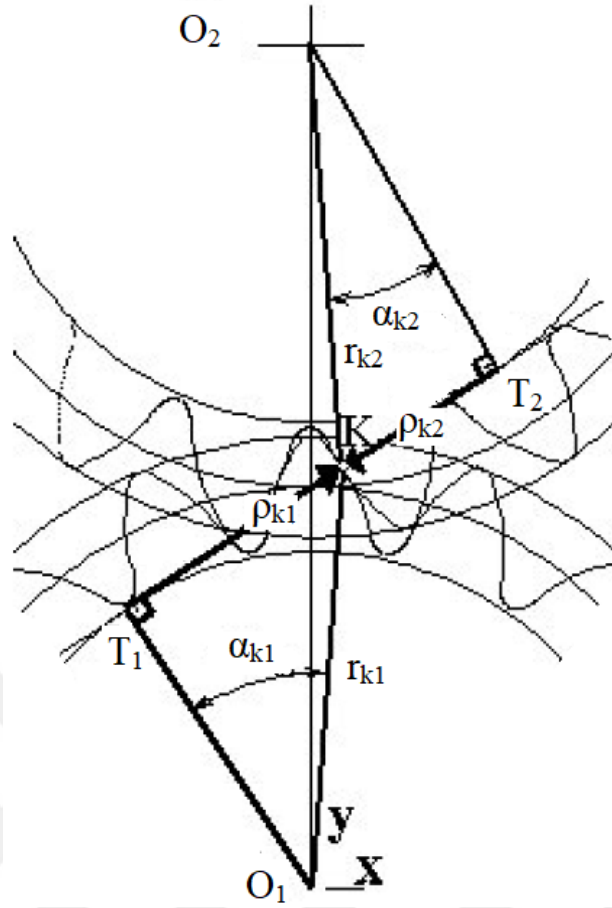
$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_n}{b} \frac{\left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2}\right)}{\pi \cdot \left(\frac{1-v_1^2}{E_1} + \frac{1-v_2^2}{E_2}\right)}} \quad (3.123)$$

Burada b: diş genişliği,  $F_n$ : Diş yüzeyine normal etki eden kuvvet,  $\rho_1$  ve  $\rho_2$ : dişli çarkların dişlerine ait temas noktasındaki eğrilik yarıçapları,  $v_1$  ve  $v_2$  dişli çarklara ait poisson oranları ve  $E_1$  ve  $E_2$ : dişli çarklara ait elastisite modülü'nü ifade etmektedir.

Dişli çark dişlerine ait yan yüzey eğrilik yarıçapı  $\rho_1$  ve  $\rho_2$  değerleri ise Şekil 3.23'den yapılan çıkarım ile şu şekilde elde edilmektedir:

$$\rho_1 = r_1 \cdot \sin\alpha_{k1} \quad (3.124)$$

$$\rho_2 = r_2 \cdot \sin\alpha_{k2} \quad (3.125)$$



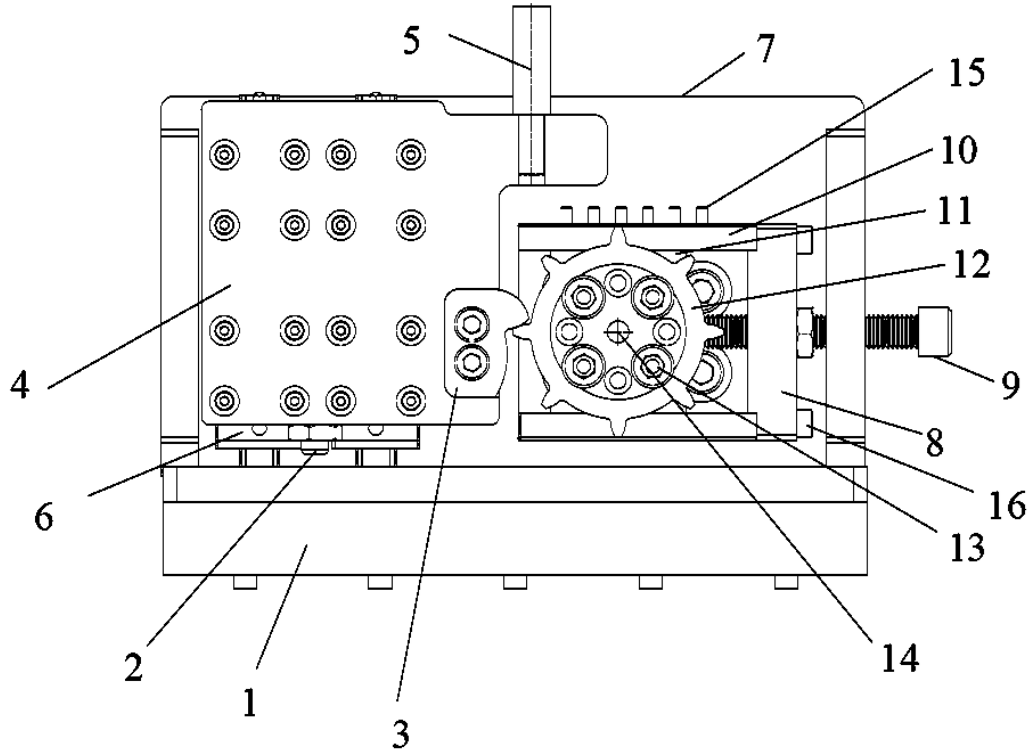
Şekil 3.23. Herhangi bir K temas noktasında yan yüzey eğrilik yarıçapları (Karpat, 2005)

Dişli çark dişlerinin yan yüzeylerinde oluşan hertz basıncı çevrim esnasında tek diş temasının oluştuğu bölgede en yüksek değerini almaktadır. Tek diş bölgesi boyunca da eğrilik yarıçapı değişeceği için temas gerilmesi de değişim gösterecektir.

### 3.5. Tek Diş Eğilmeli Yorulma Kırılması Deneyi (TDEYK) Test Aparatı Tasarımı

Deney aparatı, dişli çarkların Tek Diş Eğilmeli Yorulma Kırılması (TDEYK) testlerinin daha işlevsel olarak yapılmasının yanı sıra, bir tek test aparatıyla farklı geometrilere sahip dişli çarkların testlerinin yapılabilmesi için geliştirilmiştir. Patent başvurusu yapılmış (Demet ve İmrek, 2015) olan tasarımın, geliştirip ve birçok yönden revize edilmiş versiyonu olan test aparatının elemanları Şekil 3.24’de gösterilmiş ve parçaların isimleri numaralandırılarak referans numaraları kısmında belirtilmiştir.

Test dişlileri aparat üzerindeki yerine monte edildikten sonra test dişlisi test konumuna getirilir. Kuvvet aktarma pimi (5) ve eş çalışan dişli (3) aracılığıyla, test dişlisine (12) belirlenen kuvvet aktarılarak istenilen tork oluşturulur. Test dişlisi, sabitleme cıvataları ile test esnasında sabit durdurulur. Test sonlandığında, test dişlisi üzerindeki diğer dişler test edilerek testlere devam edilir.



Şekil 3.24. Deneysel çalışmaları için tasarlanan test aparatı

Deneysel çalışma için tasarlanmış olan deney aparatının önemli parçaları ve kısımları numaralandırılmış olup bu numaralar aşağıda açıklanmıştır. Referans numaraları:

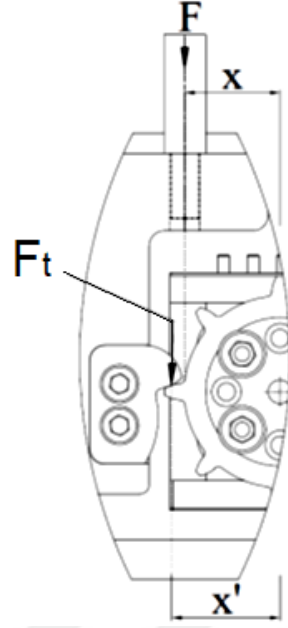
1. Deneysel aparatın alt tablası,
2. Lineer hareket plakası ayar civatası,
3. Eş çalışan dişli,
4. Lineer hareket plakası,
5. Kuvvet aktarma pimi,
6. Lineer kızak,
7. Deneysel aparatın dik tablası,
8. Dişli sabitleme aparatı kızak kapağı,
9. Dişli sabitleme aparatı ayar civatası,
10. Dişli sabitleme aparatı kızıağı,
11. Dişli sabitleme aparatı.
12. Test dişlisi,
13. Dişli sabitleme civatası,
14. Dişli merkezleme pimi,
15. Tespit civatası,
16. Kapak civatası.

### 3.5.1. Test cihazı üzerinden uygulanacak kuvvetin tespiti

Şekil 3.25’ de test cihazından uygulanan kuvvetin dişli çarkın diş dibine etki eden kuvvete dönüştürülmesi gösterilmektedir. Test cihazı tarafından uygulanan  $F$  kuvvetinin dişli çark merkez noktasına göre oluşturduğu tork, test esnasında uygulanan torktur. Dişli çarkın dişi ile eş dişli dişinin temas noktasının dişli çarkın merkezine olan mesafesi dikkate alınarak, dişli çarkın diş dibinde gerilme oluşturan asıl kuvvetin yani  $F_t$  kuvvetinin değeri hesap edilmektedir.

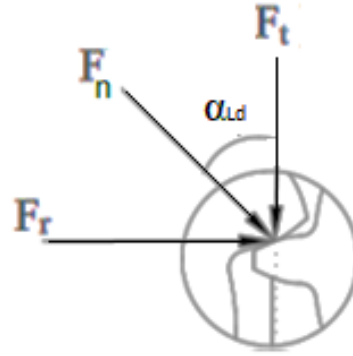
$$\Sigma M = F \cdot x = F_t \cdot x' \quad (3.126)$$

Teorik hesaplamalar yapılırken, diş dibine etki eden kuvvet olarak  $F_t$  kuvveti dikkate alınmaktadır.



Şekil 3.25.  $F_t$  kuvvetinin belirlenmesi

Uygulanan kuvvetin bulunması ile dişli çarka etki eden radyal kuvvet ( $F_r$ ) ve bileşke kuvvet ( $F_n$ ) de hesaplanabilir. Şekil 3.26'da test dişlisi üzerine etki eden kuvvetler gösterilmiştir.



Şekil 3.26. Uygulanan kuvvetin bileşenleri

Bileşke kuvvet ve radyal kuvvetin hesabı aşağıdaki denklemlerde ifade edilmiştir.

$$F_n = F_t / \cos \alpha \quad (3.127)$$

$$F_r = F_n \cdot \sin \alpha \quad (3.128)$$

### 3.5.2. Test dişlilerinin mekanik ve geometrik özellikleri

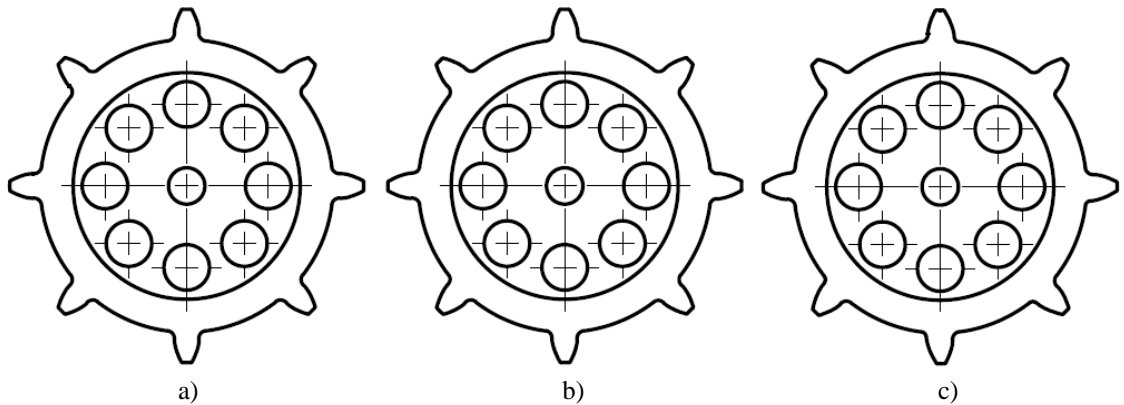
Test edilecek dişliler AISI 4140 malzemeden imal edilmiştir. İşleme merkezinde imal edilen test dişlileri DIN 3962'ye göre 7 kalite seviyesinde imal edilmiştir. Dişlerin evolvent profillerine ait ölçümler EK-1'de verilmiştir

Çizelge 3.1'de AISI 4140'a ait kimyasal bileşim verilmiştir. Test edilecek dişler  $38 \pm 1,5$  HRC sertlik değerine sahip olacak şekilde ısıl işlem uygulanmış ve bu sertlikte test edilmiştir. Aynı sertlikte ve ASTM E8'e göre hazırlanmış olan numune ile yapılan çekme testi sonucunda, malzemeye ait çekme gerilmesi 1317 MPa ve akma gerilmesi 1150 MPa olarak tespit edilmiştir (EK-3).

Çizelge 3.1. AISI 4140 kimyasal bileşimi

C	Si	Mn	P <sub>max</sub>	S <sub>max</sub>	Cr	Mo
0,38-0,43	0,15-0,40	0,50-0,80	0,035	0,035	0,90-1,20	0,15-0,30

Şekil 3.27'de resmi verilen test edilecek dişli çarklar Şekil 3.24'de gösterildiği şekilde test aparatına montaj edilerek testler gerçekleştirilmiştir. Test esnasında test edilen dişin bitişiğindeki dişlerin uygulanan yükten etkilenmesi muhtemeldir. Test öncesi dişlerde oluşabilecek hasarı önleme amacıyla bitişik 3 adet dişli çark dişlerinden sadece ortadaki dişin test edilmesi diğerlerinin test edilmemesi planlanmıştır. Test edilmeyecek dişler tasarımdan çıkarılıp imal edilmemiştir. Test edilen dişli çarklara ait geometrik tasarım aşağıda sunulmuştur. Test dişli çarklarına ait detaylı teknik resimler EK-4'de sunulmuştur.



Şekil 3.27. Testler için imal edilen dişli çarklar ( a) 20°/20° kavrama açılı simetrik dişli çark, b) 20°/22° kavrama açılı asimetric dişli çark, c) 20°/25° kavrama açılı asimetric dişli çark)



### 3.5.3. Test aparatının deney setine montajı ve test prosedürü

Deneyle, Instron firmasının ürettiği yorulma test cihazlarından 8801 kodlu yorulma test cihazı ile yapılmıştır (Şekil 3.28). Deneylede kullanılan test aparatı, cihazın çeneleri arasına yerleştirilmiştir. Üst çeneye pim ile bağlanan test aparatına alt çene aracılığı ile hareket aktarılmakta ve test dişlisi ile karşı dişlinin teması sağlanmaktadır.

Dişlerin teması neticesinde oluşan  $F$  kuvveti değeri Newton (N) biriminde bilgisayar ekranından okunmaktadır, bu şekilde, 0.1 yükleme oranı dikkate alınarak minimum kuvvet değeri belirlenir. Instron'un kendi yazılımı olan Wavematrix programı ile uygulanacak kuvvetin genliği belirlenerek 0.1 yükleme oranı sabit olmak kaydı ile 50 Hz frekansta basma kuvvetleri uygulanmıştır. Dişlilerin temas noktasına uygulanan basma kuvvetlerinin diş dibi bölgesine etkisi eğilme gerilmesi olarak gerçekleşir.

Diş dibinde oluşan gerilme değerine göre değişen dişin ömrü Wavematrix programının çevrim sayısını kayıt etmesi sayesinde çevrim sayısı olarak sistemde kayıt edilmiştir. Böylece dişli çark dişlerinin, hangi kuvvet / gerilme değerinde ne kadar bir yorulma ömrüne sahip olduğu tespit edilmiştir.



Şekil 3.28. Instron 8801 yorulma test cihazının görünümü

#### 4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

Bu bölümde 3 farklı kavrama açısına sahip dişli çarklar üzerinde, Tek Diş Eğilmeli Yorulma Kırılması (TDEYK) deneyleri yapılarak eğilme gerilmeleri altında dişlerin yorulma performans analizleri yapılmıştır. Farklı tork değerlerinde yüklemeler yapılarak asimetrik dişlerin simetrik dişe göre güç aktarma kapasitesinde nasıl bir artış sağladığı araştırılmıştır. Dişli çarklara ait test dişlerinin yorulma hasarına uğradığı çevrim değerleri kayıt altına alınarak, dişlere ait tork - ömür ve gerilme - ömür (S-N) eğrileri üzerinde çalışılmıştır. Test edilecek dişli çarklar AISI 4140 malzemeden imal edilmiştir.

Test edilen düz dişli çarklar simetrik ve asimetrik dişli olmak üzere temelde iki farklı geometrik forma sahiptir. Asimetrik formda tasarlanan deney dişli çarkları da kendi içinde iki farklı kavrama açısına sahip olacak şekilde tasarlanıp imal edilmiştir. Test edilecek düz dişli çark numuneleri, dairesel yuvarlatma metodu ile diş dibi eğrileri oluşturulan evolvent profilli düz dişli çark olarak tasarlanmıştır. Simetrik profile sahip test dişli çarkları  $20^\circ/20^\circ$  kavrama açısına, asimetrik profile sahip test dişli çarkları ise  $20^\circ/22^\circ$  ve  $20^\circ/25^\circ$  kavrama açısı ile imal edilmiş ve testleri gerçekleştirilmiştir. Test edilen dişli çark dişlerinin sertliği  $38 \pm 1,5$  HRC'dir.

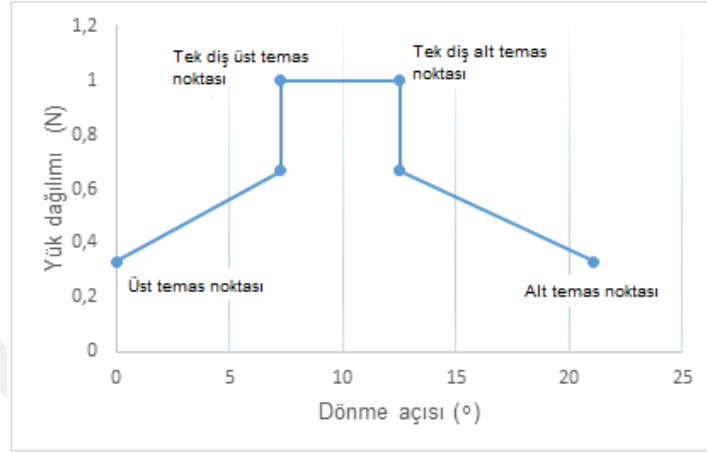
##### 4.1. Dişli Çarkların Tek Diş Temasına Girdiği Üst Noktadan Yüklendiği Durum İçin TDEYK Test Sonuçları

Prabhu Sekar ve Muthuveerappan (2015) yaptıkları çalışmada asimetrik dişli çarklarda diş dibinde oluşan gerilmenin hesabına yönelik bir bağıntı önermişlerdir. Bu önerilen yaklaşım 3. bölümde detaylıca izah edilmiştir. Bu yaklaşım referans alınarak bazı test parametreleri için diş dibindeki kritik noktada oluşan gerilme değerleri hesaplanmıştır. ISO standardını referans alarak önerilen yaklaşımla elde edilen gerilmeler sunulmuştur. Oluşturulan grafiklerde bir dişli çiftinde dönme esnasında oluşan gerilme dağılımları yansıtılmıştır. Şekil 3.24'den de görüldüğü gibi test dişlileri dönmemektedir, dişliler sabitlenmiş halde testler yapılmıştır.

##### 4.1.1. Simetrik profile $20^\circ/20^\circ$ kavrama açısına sahip dişli çarkların TDEYK test sonuçları

$20^\circ/20^\circ$  kavrama açısına ve simetrik profile sahip evolvent profilli düz dişli çarkların test sonuçları bu bölümde değerlendirilmiştir. Testlerde, yük üst limiti  $0,75 \cdot \sigma_{ak}$  değerine karşılık gelmektedir. Yük azalımı staircase metoduna (Maršálek ve Moravec,

2011a; 2011b; Conrado ve ark., 2017) benzer şekilde %10 oranlarda azaltılmış ve test sonuçlarına göre de ara değer yüklemeleri ve tekrar testleri, testlerin sonuçlarını doğrulamak ve ara değer sonuçlarını görmek için gerçekleştirilmiştir. Test yükleri ile oluşturulan grafiklerdeki yük dağılımı Şekil 4.1'deki gibi uygulanmıştır.



**Şekil 4.1.** 20°/20° kavrama açısına sahip simetrik test dişli çarklarının temas halindeki dişlerinde dönme hareketi boyunca oluşan yük dağılımı

Deney sonuçlarının verildiği grafikte uygulanan torka karşılık gelen teorik gerilme değerleri bazı test parametreleri için Çizelge 4.1'de sunulmuştur. Grafikte verilen gerilme değerleri, ISO 6336 standardına göre teorik olarak hesaplanan değerlerdir.

**Çizelge 4.1.** 20°/20° kavrama açısına sahip simetrik test dişli çarkları için Tek Diş Üst Temas Noktasından (TDÜTN) yükleme yapıldığında diş dibindeki kritik noktada oluşan gerilme değeri

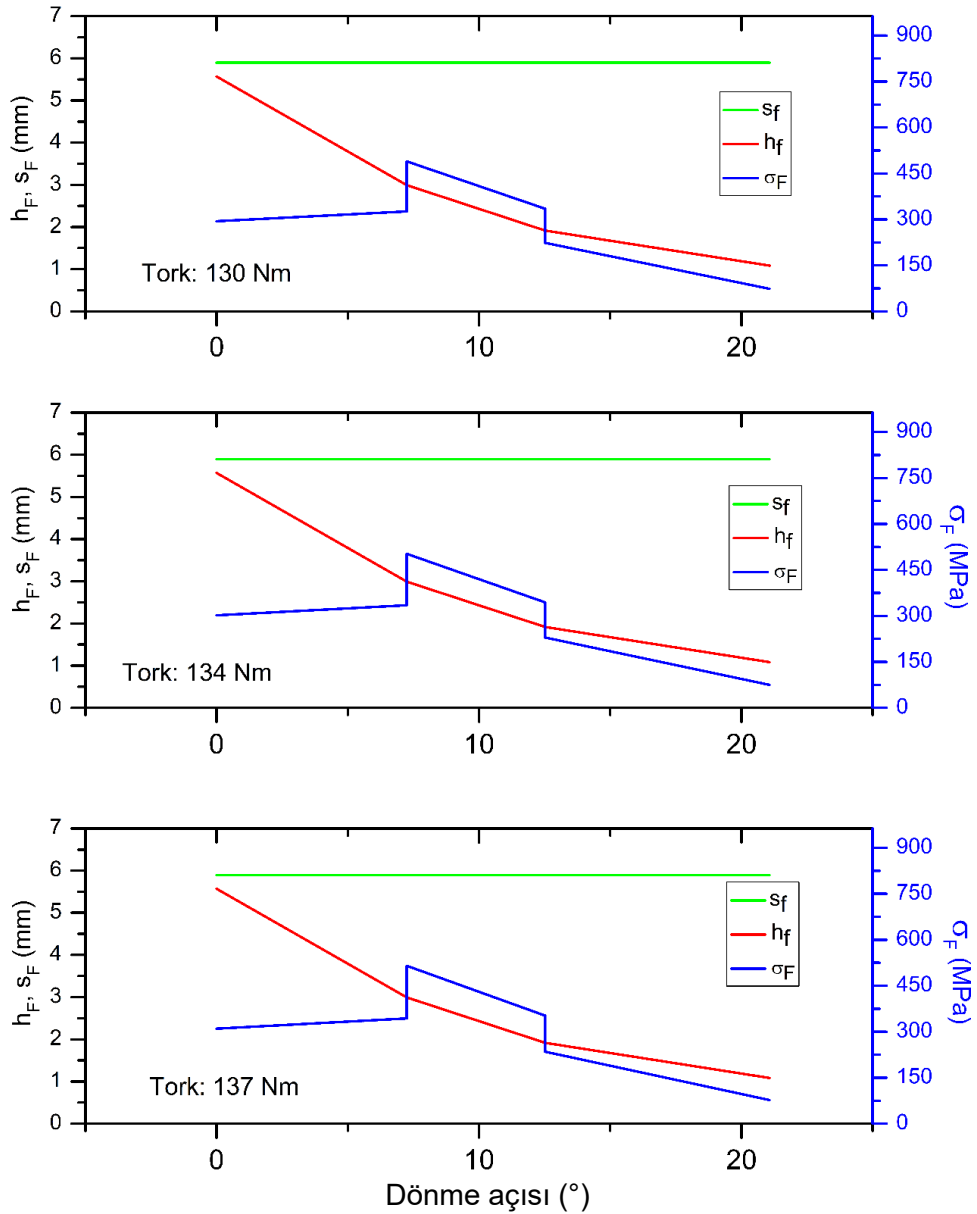
$F_n$ (N)	Yük açısı $\alpha_{Ld}$ (°)	$F_t$ (N)	$x'$ (mm)	Tork (Nm)	$\sigma_F$ (MPa)
6930	19,2	6545	36,64	240	901
5445	19,2	5143	36,64	188	713
4950	19,2	4675	36,64	171	648
4455	19,2	4208	36,64	154	583
3960	19,2	3740	36,64	137	518
3761	19,2	3553	36,64	130	493

TDEYK test sonuçlarına göre 130 ve 134 Nm tork uygulanarak yapılan deneylerde  $10^6$  çevrim sınırı aşılmış ve test sonlandırılıncaya kadar herhangi bir hasar oluşmadan deneyler devam ettirilmiştir.  $10^6$  çevrim sayısı yorulma eğrisi asimptot çizgisi başlangıcı olarak kabul edilir ve bu değerden sonrası sürekli mukavemet sınırı olarak

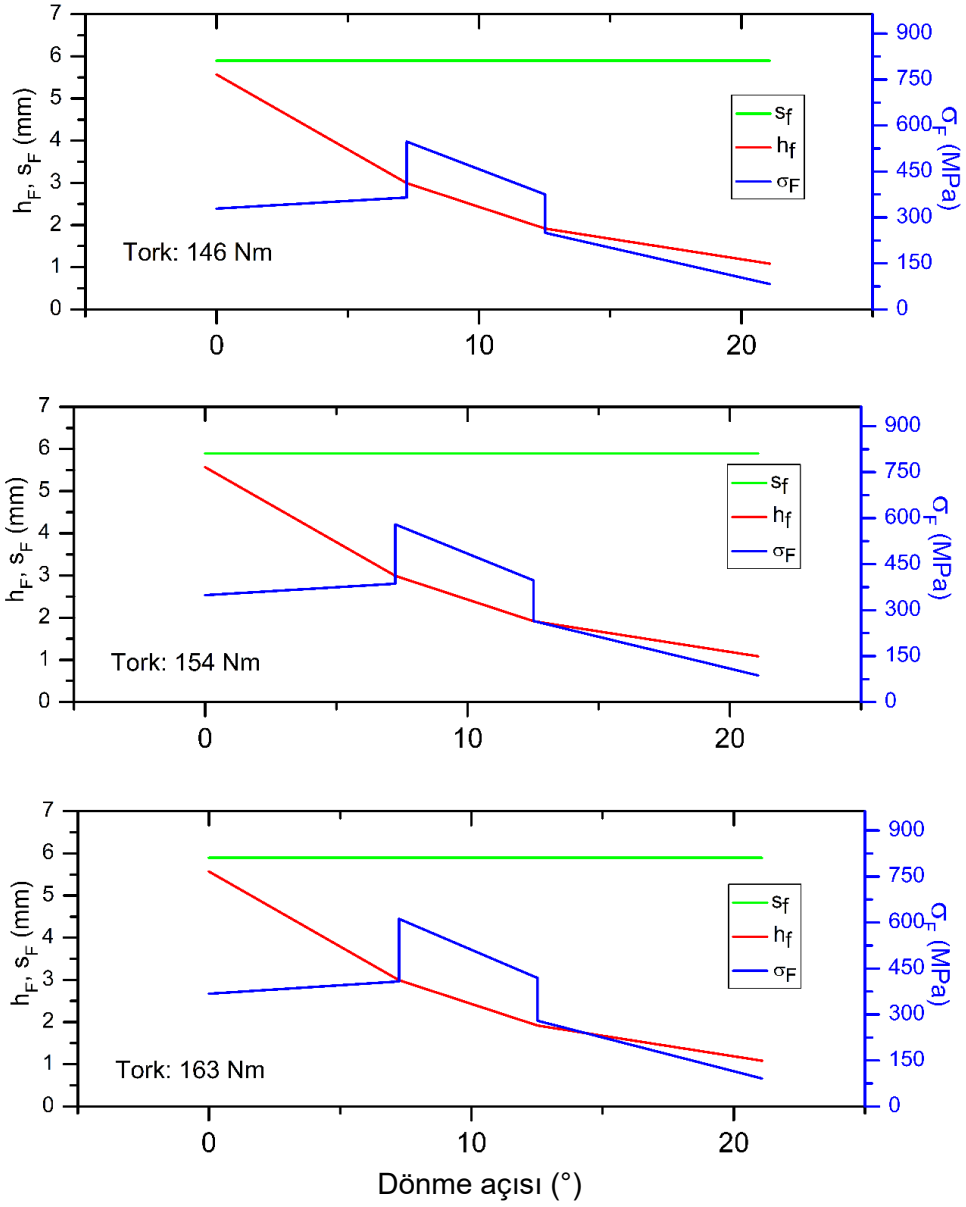
düşünülürse, testleri gerçekleştirilen simetrik dişli çarklar için sürekli mukavemet sınırı aralığı, 130 Nm ile 137 Nm tork aralığında elde edilmektedir.

Şekil 4.1’de verilen, bir dişli çark çifti dişlerinde dönme boyunca oluşacak yük dağılımı literatüre uygun olarak (Li ve Kahraman, 2010; Marimuthu ve Muthuveerappan, 2016b; Sánchez ve ark., 2016) belirlenmiştir.

Şekil 4.2, Şekil 4.3, Şekil 4.4’de simetrik dişler için yük dağılımı grafiği her bir yükleme durumu için ayrı ayrı çizilmiştir.



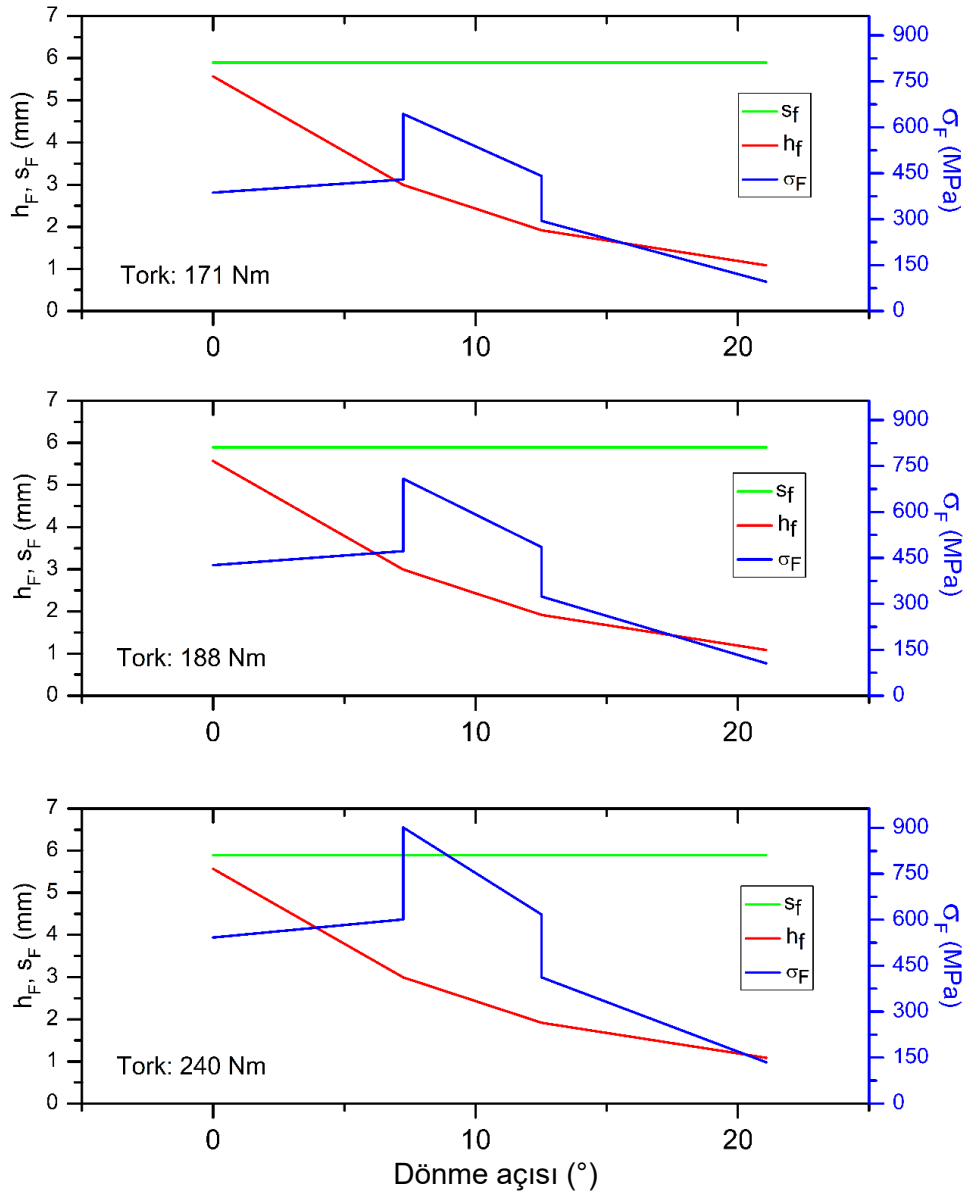
Şekil 4.2. 20°/20° kavrama açısına sahip simetrik test dişli çarkları için 130/134/137 Nm tork ile yüklenme durumunda diş dibi kritik kesit üzerindeki gerilme değişimi



**Şekil 4.3.** 20°/20° kavrama açısına sahip simetrik test dişli çarkları için 146/154/163 Nm tork ile yüklenme durumunda diş dibi kritik kesit üzerindeki gerilme değişimi

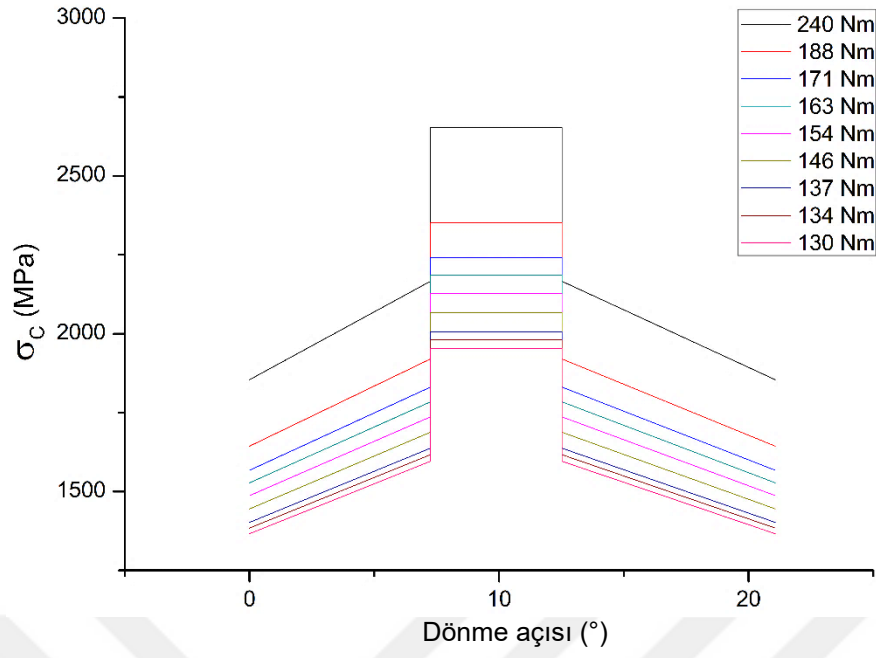
Tek diş üst temas noktasından (TDÜTN) uygulanan kuvvet artışı ile artan torkun diş dibi gerilmesi üzerindeki etkisi ve gerilme artışı Şekil 4.2, Şekil 4.3 ve Şekil 4.4' de çizilen grafiklerde görülmektedir.

240 Nm tork ile dişin yüklendiği durumda, ISO standardına göre hesaplandığında 901 MPa diş dibi gerilmesi elde edilmektedir.

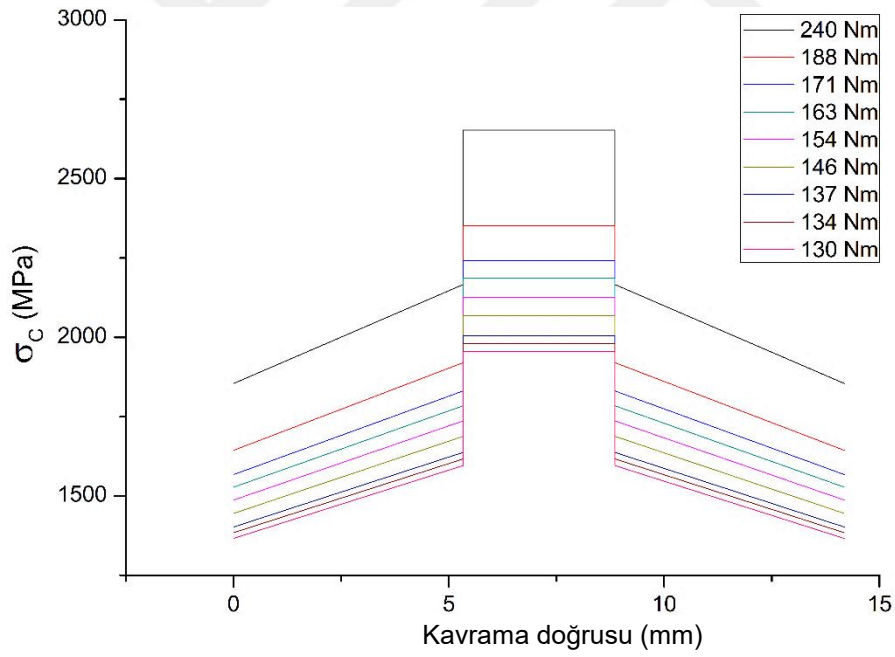


**Şekil 4.4.** 20°/20° kavrama açısına sahip simetrik test dişli çarkları için 171/188/240 Nm tork ile yüklenme durumunda diş dibi kritik kesit üzerindeki gerilme değişimi

Şekil 4.5’de ve Şekil 4.6’da simetrik test dişlerinde test esnasında oluşan temas gerilmelerinin yük değişimi ile nasıl değiştiği gösterilmiştir. Grafiklerde, çevrim oranı “1” olan, dönen bir dişli çiftinde bu yükleme şartlarında nasıl bir temas gerilmesi dağılımı olduğu gösterilmiştir.

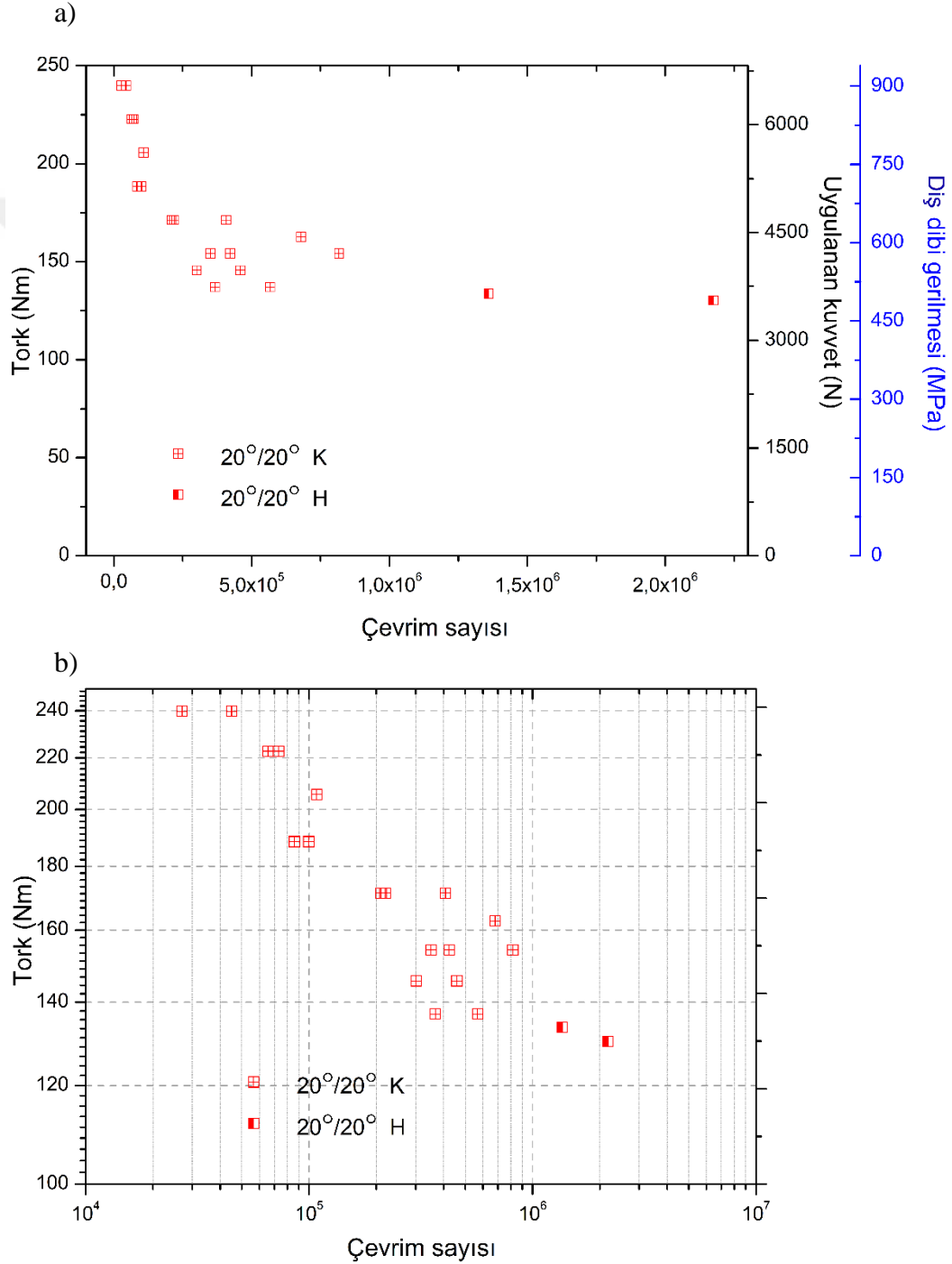


**Şekil 4.5.** 20°/20° kavrama açısına sahip simetrik test dişli çarklarının test yükleri ile yüklenmesi durumunda dönme esnasında diş yanağında oluşan temas gerilmesi değişimi



**Şekil 4.6.** 20°/20° kavrama açısına sahip simetrik test dişli çarklarının test yükleri ile yüklenmesi durumunda kavrama doğrusu üzerinde diş yanağında oluşan temas gerilmesi değişimi

Şekil 4.7’ de,  $20^\circ$  kavrama açısına sahip simetrik test dişlerinin, değişik tork değerlerinde değişken yük altında yüklendiği durumda dayanım ömrü değişimi sunulmuştur. Yükler staircase metoduna benzer şekilde belli oranlarda azaltılarak deneyler yapılmıştır. Elde edilen değerlere göre ara değer yüklemeleri ve üst değer yüklemeleri test sonuçlarını daha doğru değerlendirebilmek için tekrarlı olarak yapılmıştır.



Şekil 4.7. Simetrik profile ve  $20^\circ/20^\circ$  kavrama açısına sahip düz dişli çarkların a) normal ölçekte, b) logaritmik ölçekte TDEYK test sonuçları ( K: kırılarak hasara uğrayan dişler, H: Hasar oluşmayan dişler)

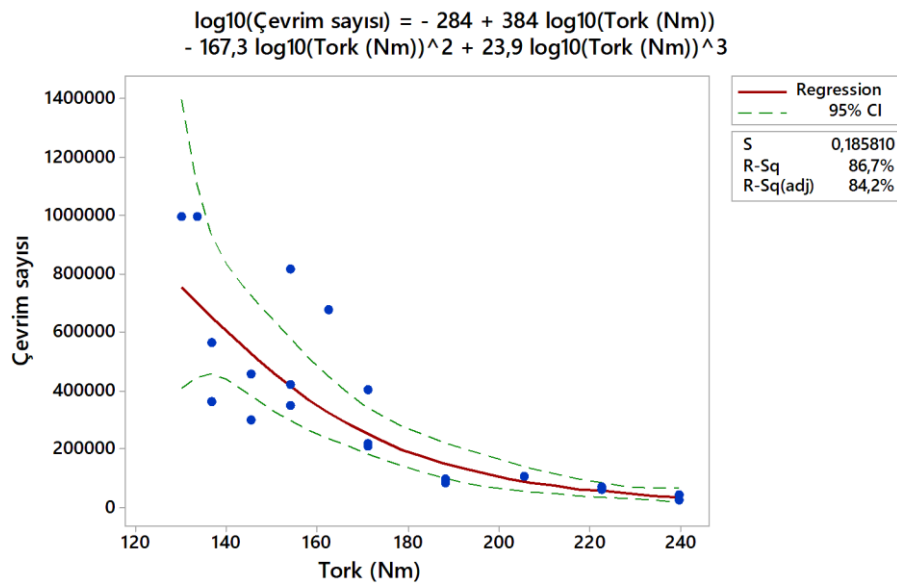


20°/20° kavrama açısına sahip simetrik düz dişli çarkların eğilme gerilmeleri altında yorulma dayanımları araştırılmıştır. Test sonuçlarında dişlerde yorulmaya bağlı oluşan hasarlar, diş dibi bölgesinde oluşan çatlakların ilerlemesi sonucunda diş dibinden kırılma şeklinde gerçekleşmiştir (Şekil 4.8). Bu sonuç literatür çalışmalarında da karşılaşılan kırılma sonuçlarına benzerdir.



Şekil 4.8. 20°/20° kavrama açısına sahip test dişlisinin yorulma sonucunda kırılmış hali

Minitab isimli yazılımda oluşturulan Şekil 4.9’de verilen grafik, Şekil 4.7’de verilmiş olan  $10^6$  çevrim sınırını geçip hasar almamış dişler  $10^6$  çevrim değerinde kabul edilerek grafik oluşturulmuştur.

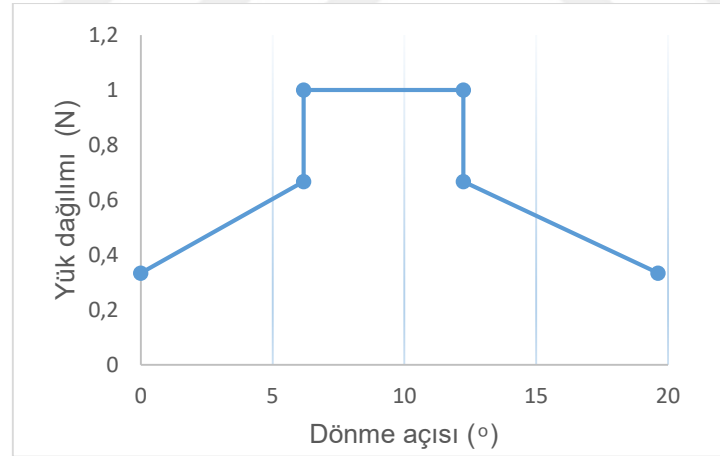


Şekil 4.9. Simetrik profile 20°/20° kavrama açısına sahip düz dişli çarkların logaritmik ölçekte çizilmiş TDEYK test sonuçlarının regresyon yöntemi ile modellenmesi.

Tam logaritmik ölçek ile oluşturulan grafiğin r – kare değeri 0,867’dir. R- kare değerinin 1’e yakın olması istenmektedir. R – kare değerinin 1’e yakınlığı o grafiğin ve grafik üzerindeki değerlerin ne kadar kabul edilebilir bir değişim oranına sahip olduğuna işaret eder. Grafikte elde edilen 0,867 değeri grafikteki verilerin değişkenliğinin kabul edilebilir ve yorumlanabilir düzeyde olduğuna işaret etmektedir (Sivák ve Ostertagová, 2012).

#### 4.1.2. Asimetrik profile $20^\circ/22^\circ$ kavrama açısına sahip dişli çarkların TDEYK test sonuçları

$20^\circ/22^\circ$  kavrama açısına ve asimetrik profile sahip evolvent profilli düz dişli çarkların test sonuçları bu bölümde değerlendirilmiştir. Testlerde uygulanan yük üst limiti yaklaşık  $0,70 \cdot \sigma_{ak}$  değerine karşılık gelmektedir. Yük azalımı staircase metoduna benzer şekilde %10 oranlarda azaltılmış ve test sonuçlarına göre de ara değer yüklemeleri ve tekrar testleri, testlerin sonuçlarını doğrulamak için gerçekleştirilmiştir. Test yükleri ile oluşturulan grafiklerdeki yük dağılımı Şekil 4.10’daki gibi uygulanmıştır.



**Şekil 4.10.**  $20^\circ/22^\circ$  kavrama açısına sahip asimetrik test dişli çarklarının temas halindeki dişlerinde dönme hareketi boyunca oluşan yük dağılımı

Deney sonuçlarının verildiği grafikte, uygulanan torka karşılık gelen teorik gerilme değeri bazı test parametreleri için Çizelge 4.2’de sunulmuştur. Çizelgede verilen gerilme değerleri, ISO 6336’yı (Prabhu Sekar ve Muthuveerappan, 2015) referans alan ve teorik olarak hesaplanan değerlerdir.

**Çizelge 4.2.**  $20^\circ/22^\circ$  kavrama açısına sahip asimetric test dişli çarkları için Tek Diş Üst Temas Noktasından (TDÜTN) yükleme yapıldığında diş dibindeki kritik noktada oluşan gerilme değeri

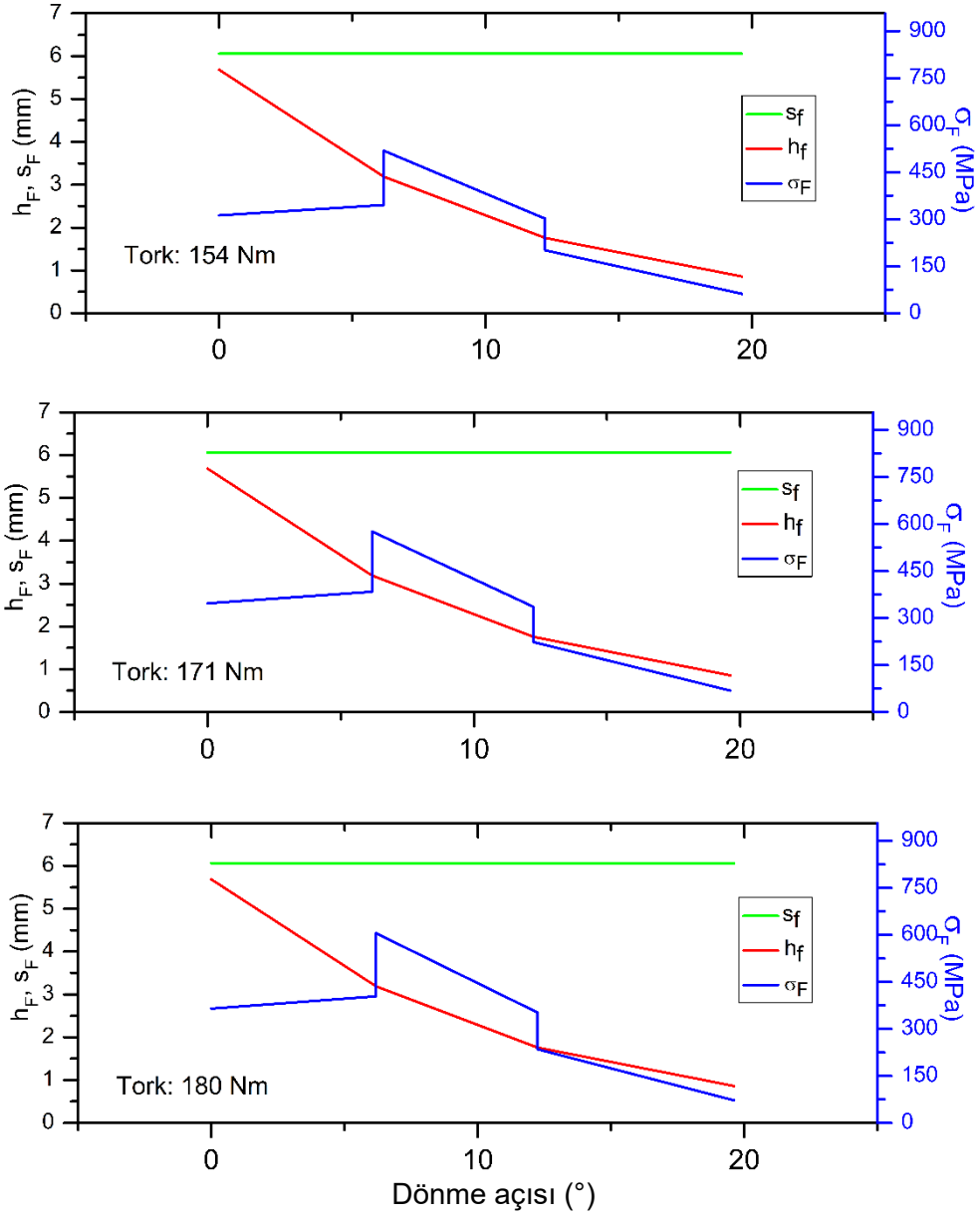
Fn (N)	Yük açısı $\alpha_{Ld}$ ( $^\circ$ )	Ft (N)	x' (mm)	Tork (Nm)	$\sigma_F$ (MPa)
7012	21,74	6514	36,82	240	807
6512	21,74	6048	36,82	223	750
6010	21,74	5583	36,82	206	698
5508	21,74	5118	36,82	188	640
5008	21,74	4653	36,82	171	582
4507	21,74	4187	36,82	154	524

Testlerde 154 ve 171 Nm tork uygulanarak yapılan deneylerde  $10^6$  çevrim sınırı aşılmış ve herhangi bir hasar oluşmadan durduruluncaya kadar deneyler devam ettirilmiştir.  $10^6$  çevrim sayısı yorulma eğrisi asimptot çizgisi başlangıcı olarak kabul edilir ve bu değerden sonrası sürekli mukavemet sınırı olarak düşünülürse, testleri gerçekleştirilen simetrik dişli çarklar için sonsuz ömre sahip yükleme aralığı 154 Nm - 171 Nm tork ile yüklendiği aralıkta elde edilmektedir.

$20^\circ/22^\circ$  kavrama açısına sahip asimetric dişlilerde,  $20^\circ/20^\circ$  kavrama açısına sahip simetrik dişlilere göre yorulma dayanımında artış elde edilmiştir.  $20^\circ/20^\circ$  kavrama açısına sahip simetrik dişlilerde 506 MPa gerilme altında yapılan testte  $10^6$  çevrim sayısı aşılarak hasar oluşmadan test durdurulmuştur.  $20^\circ/22^\circ$  kavrama açısına sahip asimetric dişlerde 582 MPa gerilme altında yapılan testlerde  $10^6$  çevrim sayısı aşılip hasar oluşmadan testler sonlandırılmıştır.  $10^6$  çevrim sayısına ulaşılan en yüksek gerilme değerinde yaklaşık %13 gerilme dayanımı artışı elde edilmiştir. Daha yüksek diş dibi gerilmesi altında  $10^6$  çevrim sayısına ulaşılması  $20^\circ/22^\circ$  kavrama açısına sahip asimetric dişlerin yorulma performansındaki artışı net bir şekilde ortaya koymaktadır.

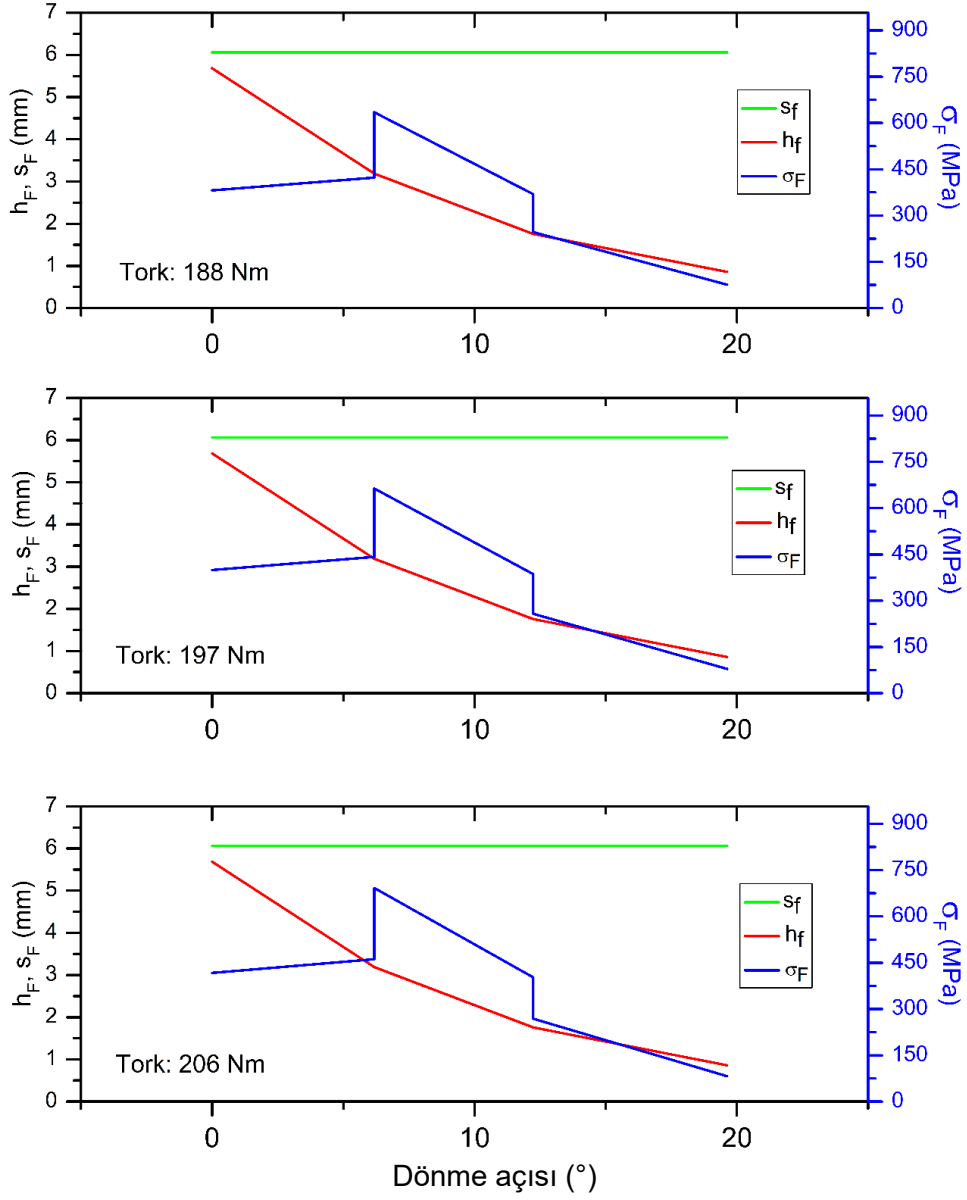
Bununla birlikte  $10^6$  çevrim sayısının aşıldığı bu gerilmeleri oluşturan tork değerleri  $20^\circ/20^\circ$  kavrama açısına sahip dişlerde 134 Nm iken  $20^\circ/22^\circ$  kavrama açısına sahip asimetric dişlerde 171 Nm olmaktadır. Yük taşıma kapasitesinin %21,6 oranında arttığı görülmektedir.

Asimetrik  $20^\circ/22^\circ$  kavrama açısına sahip test dişlerinin  $154\text{ Nm}$ ,  $171\text{ Nm}$  ve  $180\text{ Nm}$  tork ile yüklendiği durumda, yük altında güç aktaran bir dişli çifti temsilinde, diş dibi bölgesindeki gerilme dağılımı Şekil 4.11’de sunulmuştur.



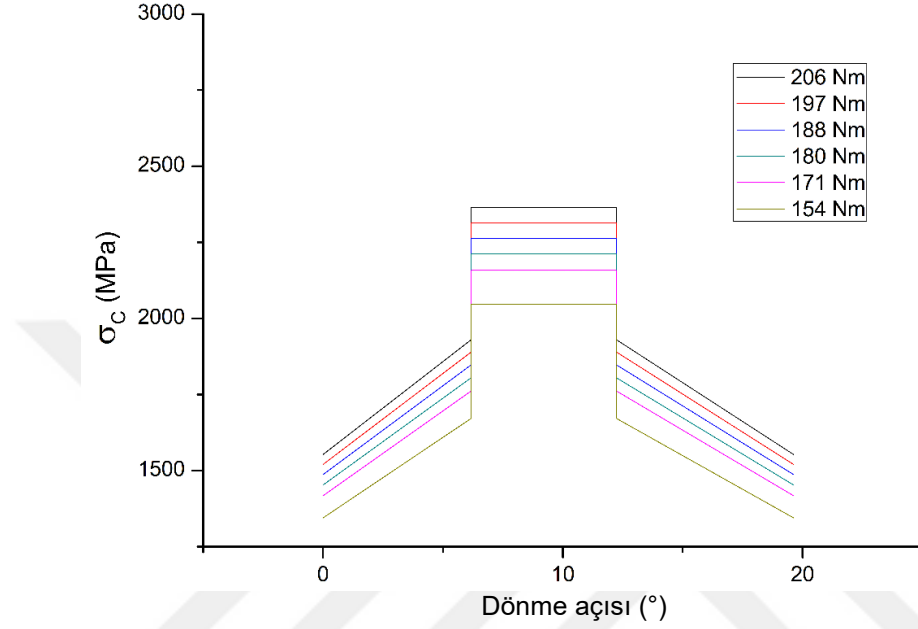
**Şekil 4.11.**  $20^\circ/22^\circ$  kavrama açısına sahip asimetrik test dişli çarkları için  $154/171/180\text{ Nm}$  tork ile yüklenme durumunda diş dibi kritik kesit üzerindeki gerilme değişimi

20°/22° kavrama açısına sahip asimetrik test dişlerinin 206 Nm tork ile yüklendiği durumda, ISO referanslı hesaba göre 698 MPa, diş dibi gerilmesi elde edilmektedir (Şekil 4.12).

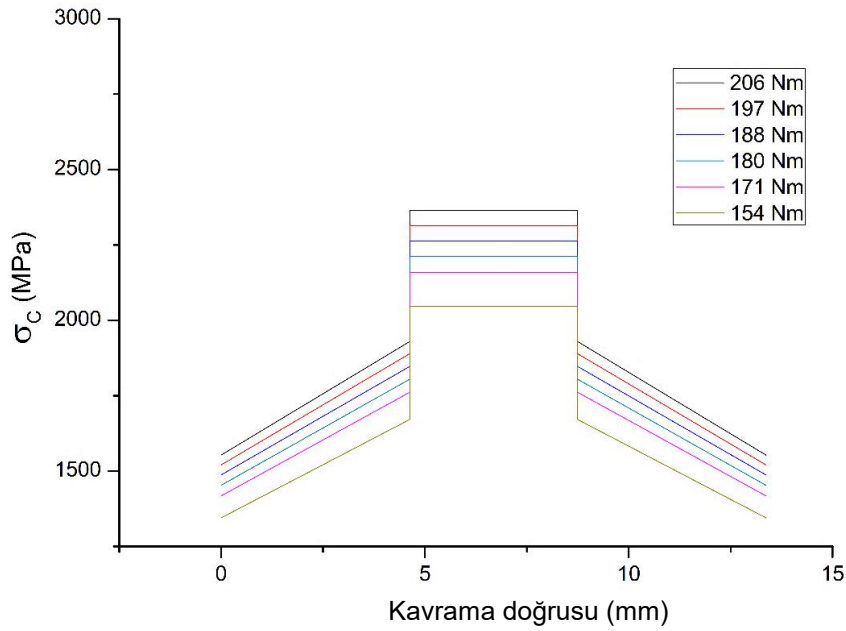


**Şekil 4.12.** 20°/22° kavrama açısına sahip asimetrik test dişli çarkları için 188/197/206 Nm tork ile yüklenme durumunda diş dibi kritik kesit üzerindeki gerilme değişimi

Şekil 4.13 ve Şekil 4.14'de  $20^\circ/22^\circ$  kavrama açısına sahip asimetrik test dişlerinde test esnasında oluşan temas gerilmelerinin yük değişimi ile nasıl değiştiği gösterilmiştir.  $22^\circ$  kavrama açısına sahip dişlerde,  $20^\circ$  kavrama açısına sahip dişlere göre daha düşük temas gerilme değerleri oluşmaktadır.

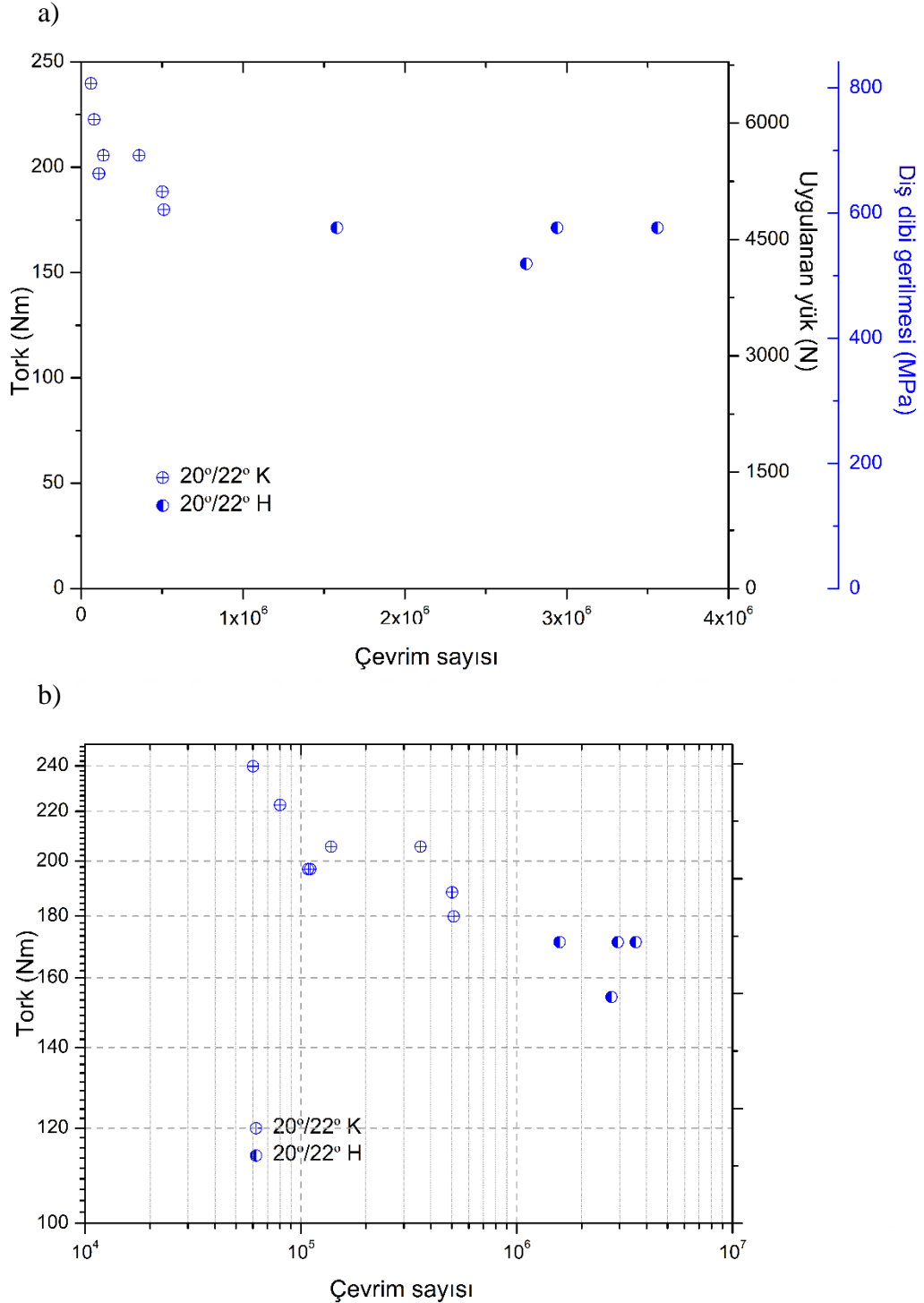


Şekil 4.13.  $20^\circ/22^\circ$  kavrama açısına sahip asimetrik test dişli çarklarının test yükleri ile yüklenmesi durumunda dönme esnasında diş yanağında oluşan temas gerilmesi değişimi



Şekil 4.14.  $20^\circ/22^\circ$  kavrama açısına sahip asimetrik test dişli çarklarının test yükleri ile yüklenmesi durumunda kavrama doğrusu üzerinde diş yanağında oluşan temas gerilmesi değişimi

Grafiklerde, çevrin oranı “1” olan, dönen bir dişli çiftinde bu yükleme şartlarında nasıl bir yüzey gerilmesi dağılımı olduğu gösterilmektedir.  $20^\circ/22^\circ$  kavrama açısına sahip dişlere ait TDEYK test sonuçları Şekil 4.15’de verilmiştir.

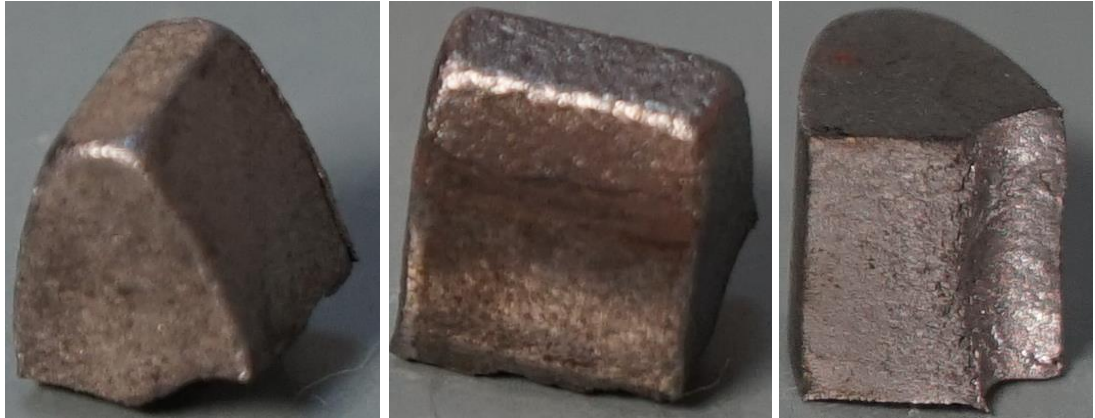


Şekil 4.15. Asimetrik profile  $20^\circ/22^\circ$  kavrama açısına sahip düz dişli çarkların a) normal ölçekte, b) logaritmik ölçekte TDEYK test sonuçları ( K: kırılarak hasara uğrayan dişler, H: Hasar oluşmayan dişler).

Şekil 4.7 ve Şekil 4.15'te sunulan grafiklerdeki,  $20^\circ/20^\circ$  ve  $20^\circ/22^\circ$  kavrama açısına sahip dişlere uygulanan tork değerleri ve karşılığında elde edilen çevrim sayıları (ömürleri) üzerinden inceleme yapıldığında; simetrik dişe uygulanan 154 Nm tork değerindeki yükleme ile  $10^6$  çevrim sayısına ulaşamamıştır.  $20^\circ/22^\circ$  kavrama açısına sahip asimetrik dişte aynı tork değerinde yapılan test sonucunda  $2,75 \times 10^6$  çevrim sayısına ulaşılmış ve hasar oluşmadan test sonlandırılmıştır. Çevrim sayısı üzerinden yapılan ömür değerlendirmesine bakıldığında %100'den daha yüksek bir kazanıma ulaşılmaktadır.

ISO referanslı gerilme hesabı dikkate alınıp gerilme değerleri ile ömür değerleri kıyaslandığında ise, simetrik dişlerde 154 Nm'de 583 MPa gerilme altında gerçekleştirilen deneylerde en yüksek 817,000 çevrim sayısı değerine ulaşılmıştır.  $20^\circ/22^\circ$  kavrama açısına sahip asimetrik dişlerde ise 171 Nm tork altında diş dibi gerilmesi 582 MPa olarak hesaplanmış ve bu gerilme altında yapılan 3 farklı testte de  $10^6$  çevrim sınırı aşılmış ve hasar oluşmamıştır. Testlerden birinde  $3,5 \cdot 10^6$  çevrim sayısı aşılmış ve bir hasar oluşmadığı için test sonlandırılmıştır.

$20^\circ/22^\circ$  kavrama açısına sahip asimetrik düz dişli çarkların eğilme gerilmeleri altında yorulma dayanımları araştırılmıştır. Test sonuçlarında dişlerde yorulmaya bağlı oluşan hasarlar, diş dibi bölgesinde oluşan çatlağın ilerlemesi sonucunda diş dibinden kırılma şeklinde gerçekleşmiştir (Şekil 4.16). Bu sonuç literatür çalışmalarında da karşılaşılan diş kırılma hasarı sonuçlarına benzerdir.



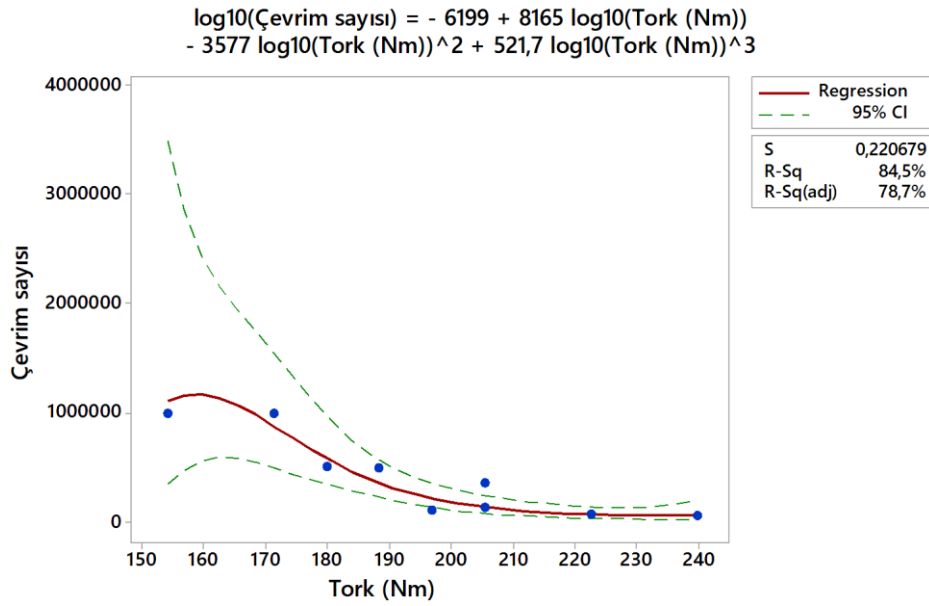
Şekil 4.16.  $20^\circ/22^\circ$  kavrama açısına sahip test dişlisinin yorulma sonucunda kırılmış hali

$20^\circ/22^\circ$  kavrama açısına sahip asimetrik dişli çarkların yorulma dayanımlarında,  $20^\circ/20^\circ$  kavrama açısına sahip simetrik dişli çarklara göre ciddi bir dayanım artışı



görülmüştür. Bu sonuca, artan diş dibi mukavemeti ile birlikte azalan temas gerilmelerinin yorulma dayanımına olumlu bir etkisinin olduğu görülmektedir.

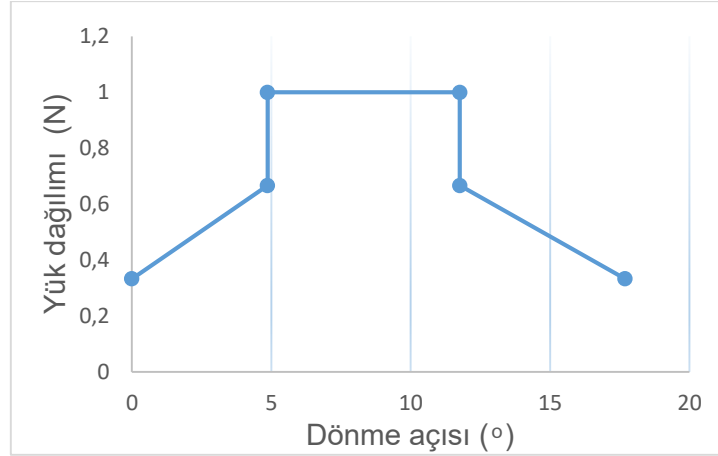
Şekil 4.17’de verilen grafikte, Şekil 4.15’de verilen ve  $10^6$  çevrim sınırını geçip hasar almamış dişler  $10^6$  çevrim değerinde kabul edilerek grafik oluşturulmuştur. Tam logaritmik ölçek ile oluşturulan grafiğin r – kare değeri 0,845’dir. R- kare değerinin 1’e yakın olması istenir. R – kare değerinin 1’e yakınlığı o grafiğin ve grafik üzerindeki değerlerin ne kadar kabul edilebilir bir değişim oranına sahip olduğunu ifade eder.



**Şekil 4.17.** Asimetrik profile  $20^\circ/22^\circ$  kavrama açısına sahip düz dişli çarkların logaritmik ölçekte çizilmiş TDEYK test sonuçlarının regresyon yöntemi ile modellenmesi.

#### 4.1.3 Asimetrik profile $20^\circ/25^\circ$ kavrama açısına sahip dişli çarkların TDEYK test sonuçları

$20^\circ/25^\circ$  kavrama açısına ve asimetrik profile sahip evolvent profilli düz dişli çarkların test sonuçları bu bölümde değerlendirilmiştir. Testlerde, üst yük değeri yaklaşık  $0,70 \cdot \sigma_{ak}$  değerine karşılık gelmektedir. Yük azalımı staircase metoduna benzer şekilde %10 oranlarda azaltılmış ve test sonuçlarına göre de ara değer yüklemeleri ve tekrar testleri, testlerin sonuçlarını doğrulamak için gerçekleştirilmiştir. Test yükleri ile oluşturulan grafiklerdeki yük dağılımı Şekil 4.18’deki gibi uygulanmıştır.



**Şekil 4.18.** 20°/25° kavrama açısına sahip asimetrik test dişli çarklarının temas halindeki dişlerinde dönme hareketi boyunca oluşan yük dağılımı

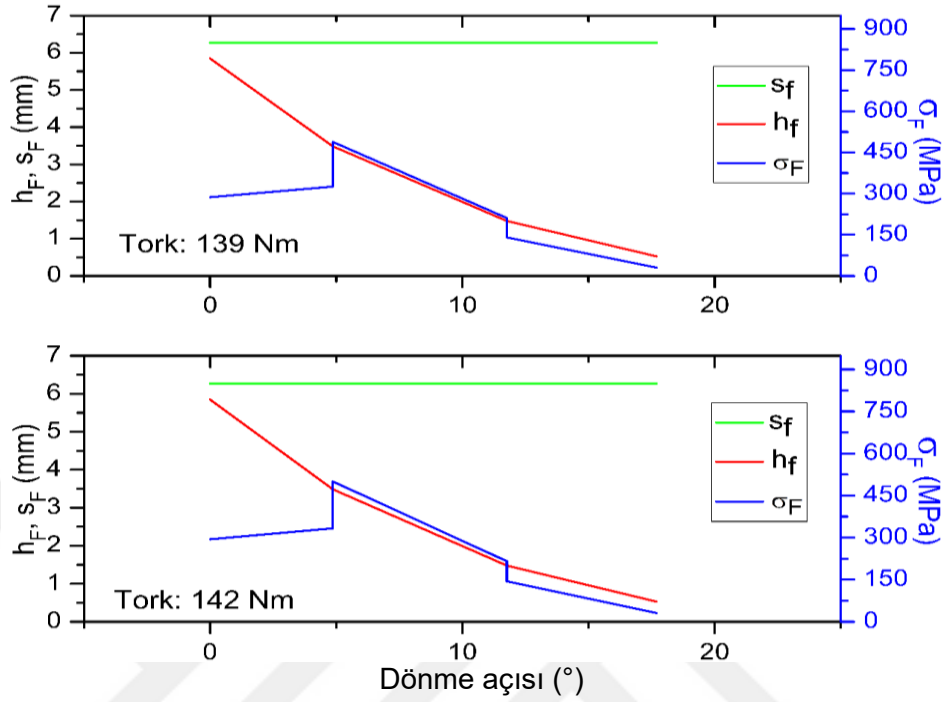
Deney sonuçlarının verildiği grafikte uygulanan tork'a karşılık gelen teorik gerilme değeri bazı test parametreleri için Çizelge 4.3'de sunulmuştur. Grafikte verilen gerilme değeri, ISO 6336'yı referans alan yaklaşım (Prabhu Sekar ve Muthuveerappan, 2015) ile teorik olarak hesaplanan değerdir.

**Çizelge 4.3.** 20°/25° kavrama açısına sahip asimetrik test dişli çarkları için TDÜTN'dan yükleme yapıldığında diş dibindeki kritik noktada oluşan gerilme değeri

$F_n$ (N)	Yük açısı $\alpha_{Ld}$ (°)	$F_t$ (N)	$x'$ (mm)	Tork (Nm)	$\sigma_F$ (MPa)
7161	25,41	6469	37,07	240	822
6650	25,41	6007	37,07	223	763
6138	25,41	5545	37,07	206	704
5627	25,41	5083	37,07	188	646
5115	25,41	4620	37,07	171	587
4246	25,41	4187	37,07	142	487

139 ve 142 Nm tork uygulanarak yapılan deneylerde  $10^6$  çevrim sınırı aşılmış ve ilerleyen çevrim sayılarında test dişleri hasara uğramıştır.  $10^6$  çevrim sayısı yorulma eğrisi asimptot çizgisi başlangıcı olarak kabul edilir ve bu değerden sonrası sürekli mukavemet sınırı olarak düşünülürse, testleri gerçekleştirilen asimetrik dişli çarklar için sonsuz ömre sahip yükleme aralığı 139 Nm ile 142 Nm tork aralığında elde edilmektedir.

Şekil 4.19’da 139 Nm ile 142 Nm tork ile yükleme yapıldığı durum için diş dibi kritik kesitinde oluşan gerilme dağılımı verilmiştir.

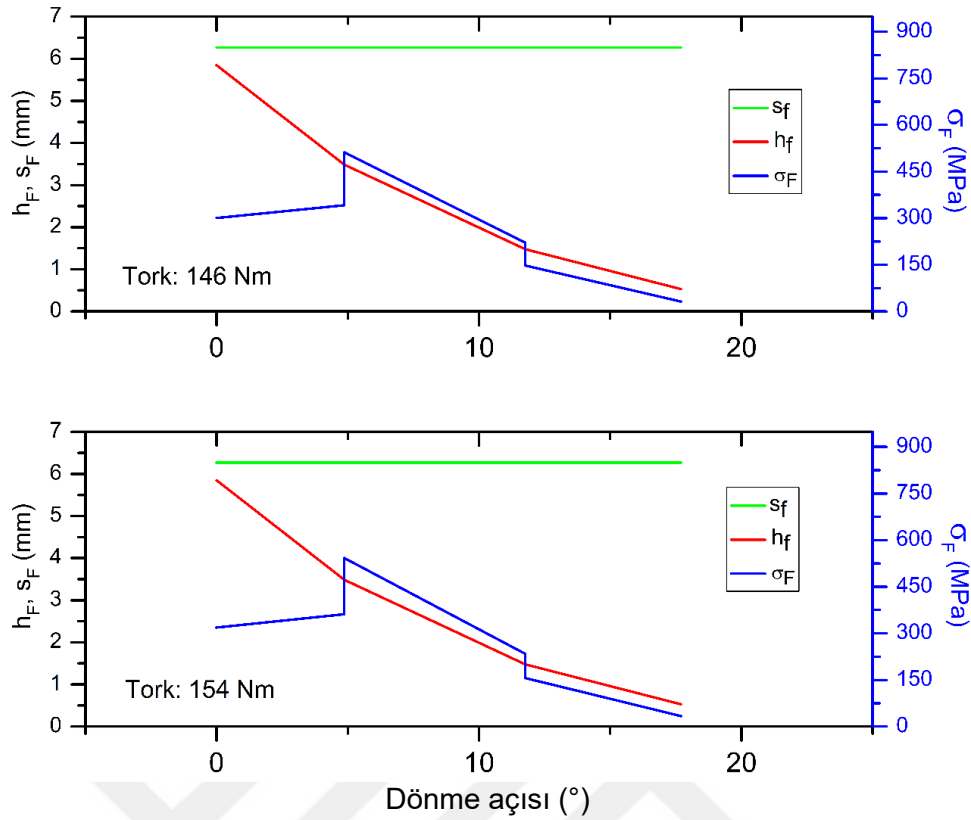


Şekil 4.19. 20°/25° kavrama açısına sahip asimetric test dişli çarkları için 139/142 Nm tork ile yüklenme durumunda diş dibi kritik kesit üzerindeki gerilme değişimi

142 Nm tork ile yükleme yapıldığı durum için diş dibi gerilmesi 487 MPa olarak hesaplanmıştır. Bu gerilme değerinde yapılan testte asimetric diş  $10^6$  çevrim sayısını aşmıştır.

Test sonuçlarının verildiği grafik değerlendirildiğinde 20°/25° kavrama açısına sahip test dişlilerine ait test sonuçlarında, 20°/20° kavrama açısına sahip simetric dişli çarklara göre  $10^6$  çevrim sayısına ulaşılan tork değerinde yaklaşık % 6 oranında artış elde edilmiştir.

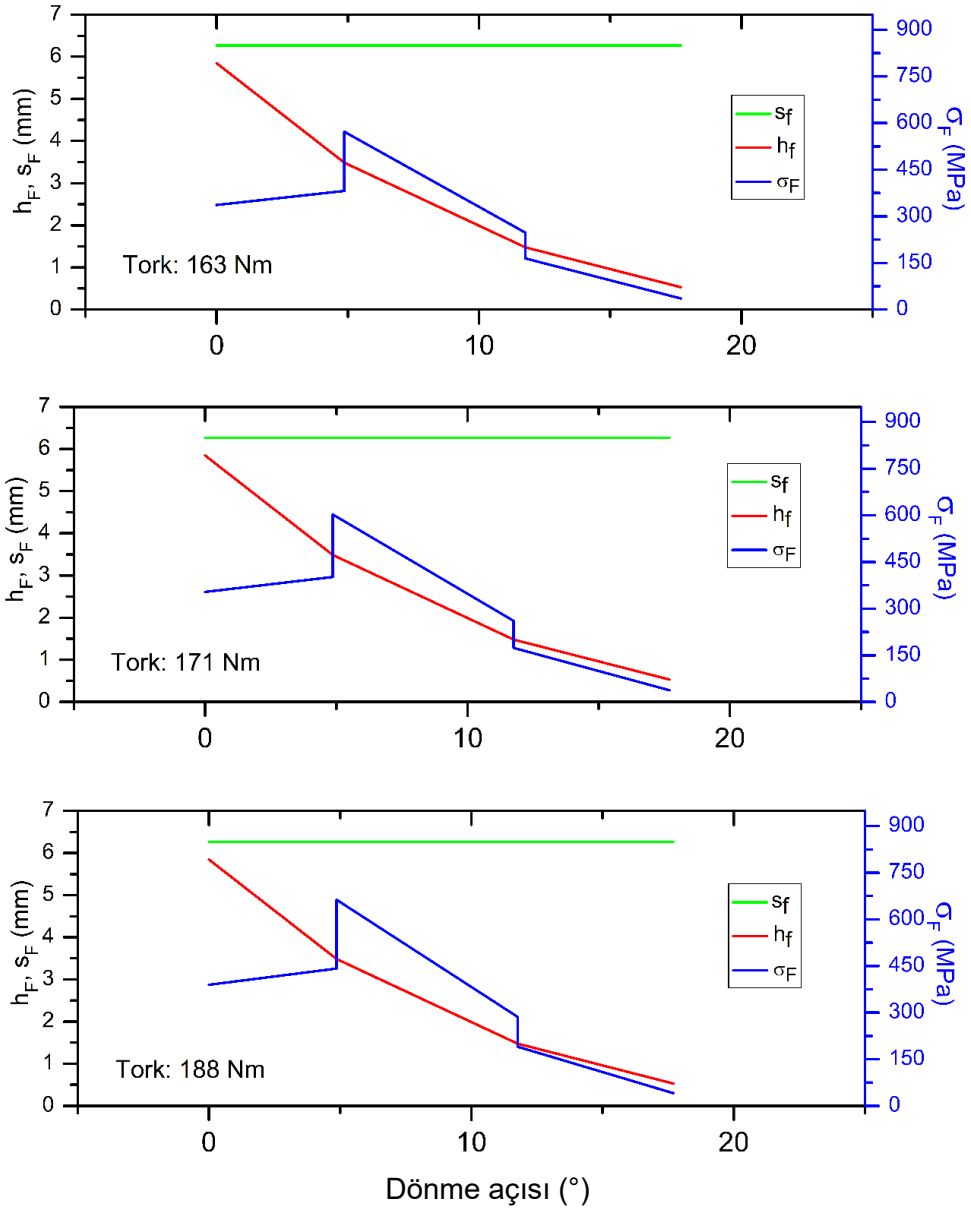
Şekil 4.20’de 146 Nm ile 154 Nm tork ile yükleme yapıldığı durum için diş dibi kritik kesitinde oluşan gerilme dağılımı verilmiştir.



**Şekil 4.20.** 20°/25° kavrama açısına sahip asimetrik test dişli çarkları için 146/154 Nm tork ile yüklenme durumunda diş dibi kritik kesit üzerindeki gerilme değişimi

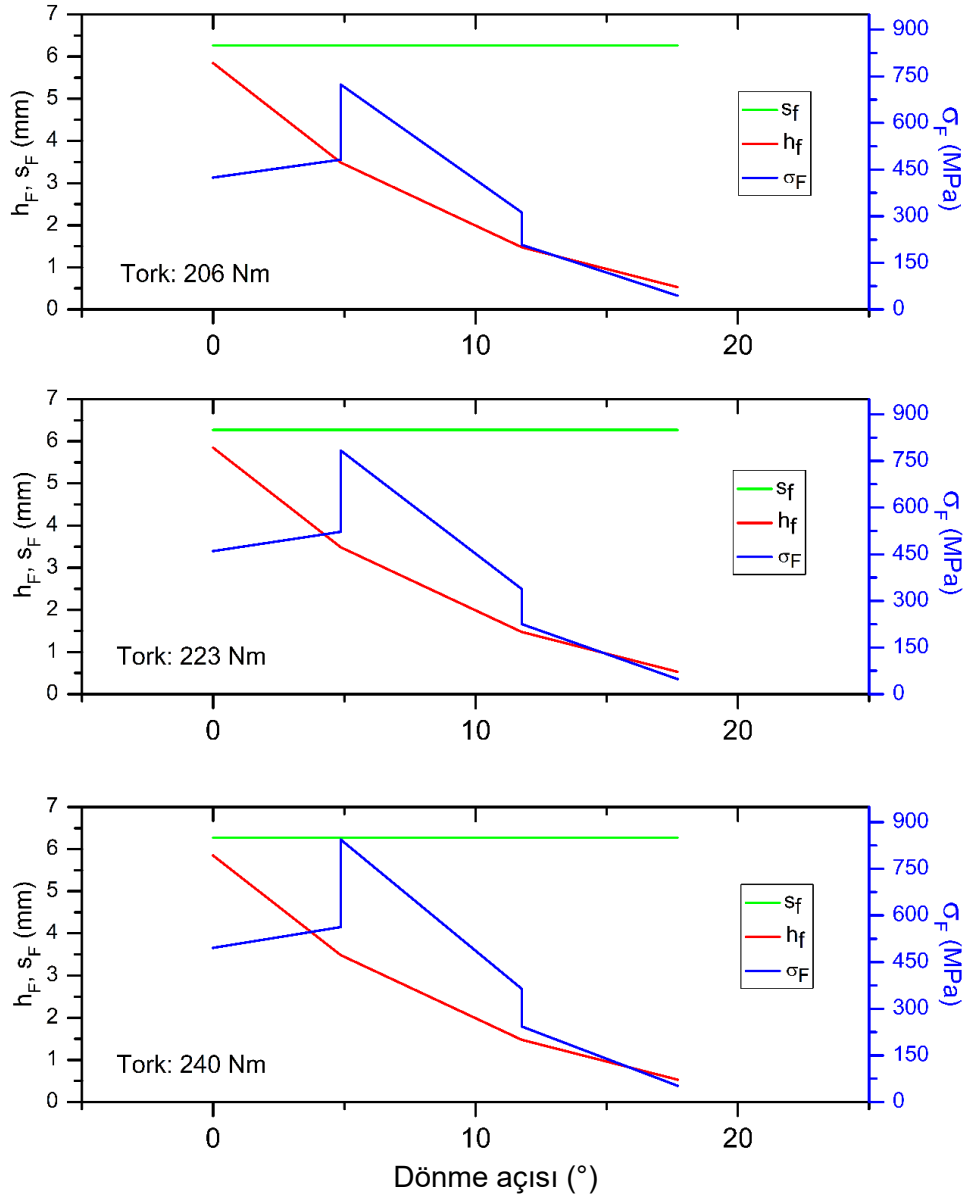
Test sonuçları incelendiğinde 20°/25° kavrama açısına sahip dişlerde 557 MPa diş dibi gerilmesi 163 Nm tork yükleme yapıldığında oluşurken, 20°/20° kavrama açısına sahip dişlerde 154 Nm tork yükleme yapıldığında 583 MPa diş dibi gerilmesi elde edilmektedir. Yakın gerilme değerlerine karşılık gelen yük taşıma kapasitesinde %5 oranında artış olduğu görülmektedir.

Asimetrik 20°/25° kavrama açısına sahip test dişlerinin 163 Nm, 171 Nm ve 188 Nm tork ile yüklendiği durumda, yük altında güç aktaran bir dişli çifti temsilinde, diş dibi bölgesindeki gerilme dağılımı Şekil 4.21’de sunulmuştur. ISO referanslı metoda göre 188 Nm tork altında diş dibi gerilmesi 646 MPa olarak elde edilmektedir.



**Şekil 4.21.** 20°/25° kavrama açısına sahip asimetrik test dişli çarkları için 163/171/188 Nm tork ile yüklenme durumunda diş dibi kritik kesit üzerindeki gerilme değişimi

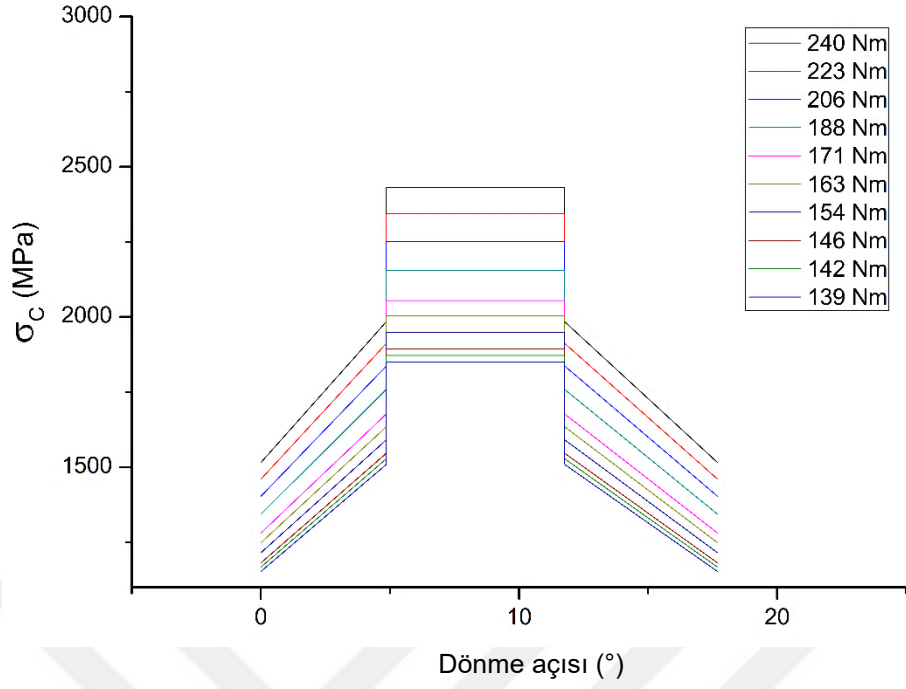
20°/25° kavrama açısına sahip asimetrik test dişlerinin 206 Nm, 223 Nm ve 240 Nm tork ile yüklendiği durumda, yük altında güç aktaran bir dişli çifti temsilinde, diş dibi bölgesindeki gerilme dağılımı Şekil 4.22’de sunulmuştur. ISO referanslı metoda göre 240 Nm tork altında diş dibi gerilmesi 822 MPa olarak elde edilmektedir.



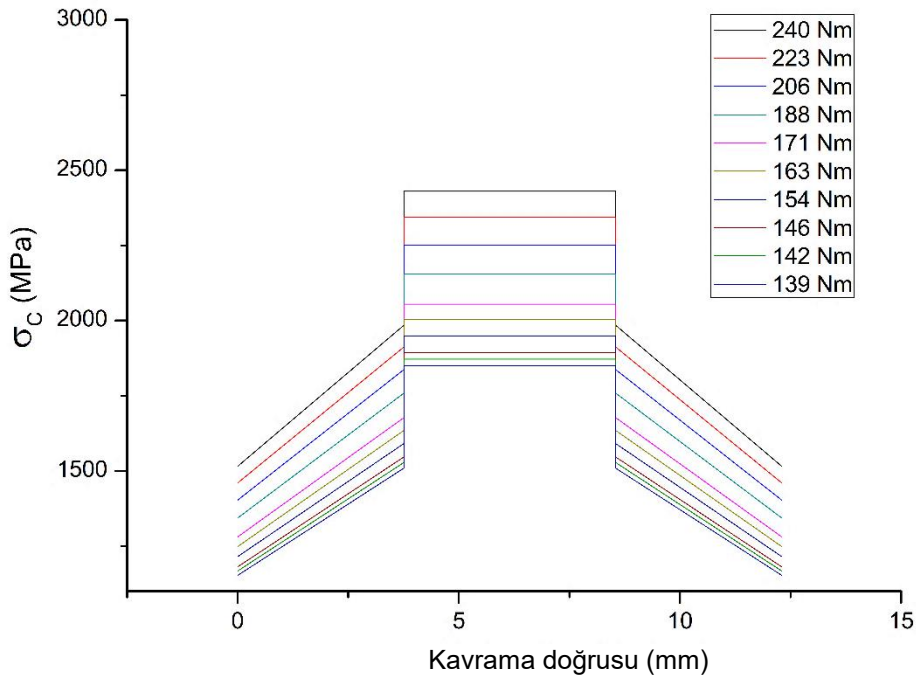
**Şekil 4.22.** 20°/25° kavrama açısına sahip asimetrik test dişli çarkları için 206/223/240 Nm tork ile yüklenme durumunda diş dibi kritik kesit üzerindeki gerilme değişimi

Grafiklerde, çevrim oranı “1” olan, dönen bir dişli çiftinde bu yükleme şartlarında nasıl bir yüzey gerilmesi dağılımı olduğu gösterilmektedir. 25° kavrama açısına sahip dişlerde en düşük temas gerilme değerleri oluşmaktadır.

Şekil 4.23 ve Şekil 4.24’de 20°/25° kavrama açısına sahip asimetrik test dişlerinde test esnasında oluşan temas gerilmelerinin yük değişimi ile nasıl değiştiği gösterilmiştir.

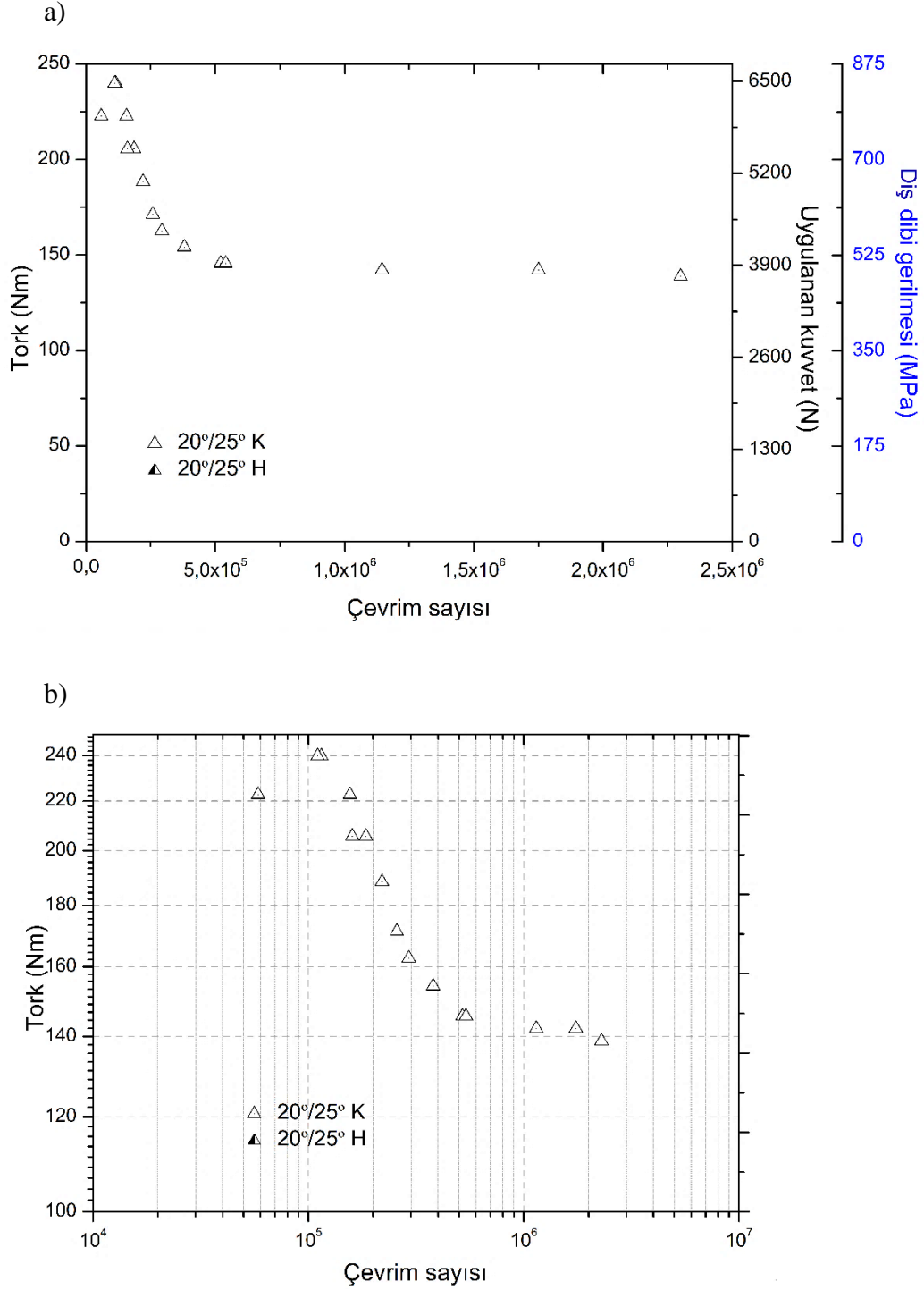


Şekil 4.23.  $20^\circ/25^\circ$  kavrama açısına sahip asimetrik test dişli çarkları için test yükleri ile yüklenmesi durumunda dönme esnasında diş yanağında oluşan temas gerilmesi değişimi



Şekil 4.24.  $20^\circ/25^\circ$  kavrama açısına sahip asimetrik test dişli çarkları için test yükleri ile yüklenmesi durumunda kavrama doğrusu üzerinde diş yanağında oluşan temas gerilmesi değişimi

20°/22°'ye göre 20°/25° kavrama açısına sahip dişlerin daha az yorulma ömrüne sahip olduğu testlerden elde edilen sonuçlar arasındadır (Şekil 4.25). 20°/25° kavrama açısına sahip dişlerde ilerleyen çevrim sayılarında hasara uğrama şekli değişmekte ve yanak hasarı oluşmaktadır.



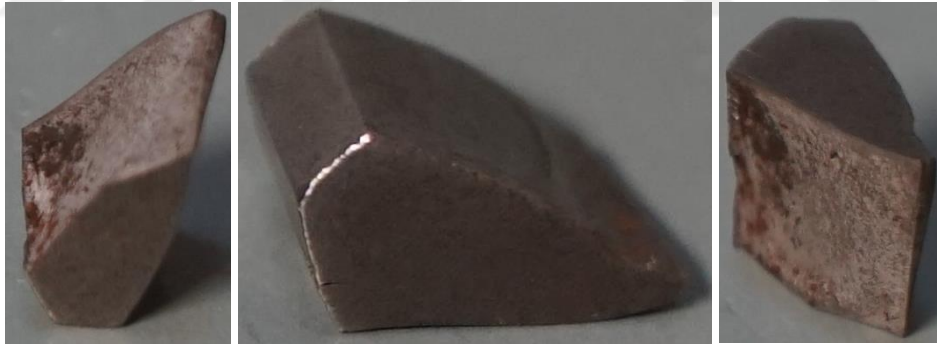


20°/25° kavrama açısına sahip asimetrik düz dişli çarkların eğilme gerilmeleri altında yorulma dayanımları araştırılmıştır. Test sonuçlarında dişlerde yorulmaya bağlı oluşan hasarlar, yüksek yük ve nispeten düşük çevrimlerde diş dibi bölgesinde oluşan çatlakların ilerlemesi sonucunda diş dibinden kırılma şeklinde gerçekleşmiştir (Şekil 4.26).



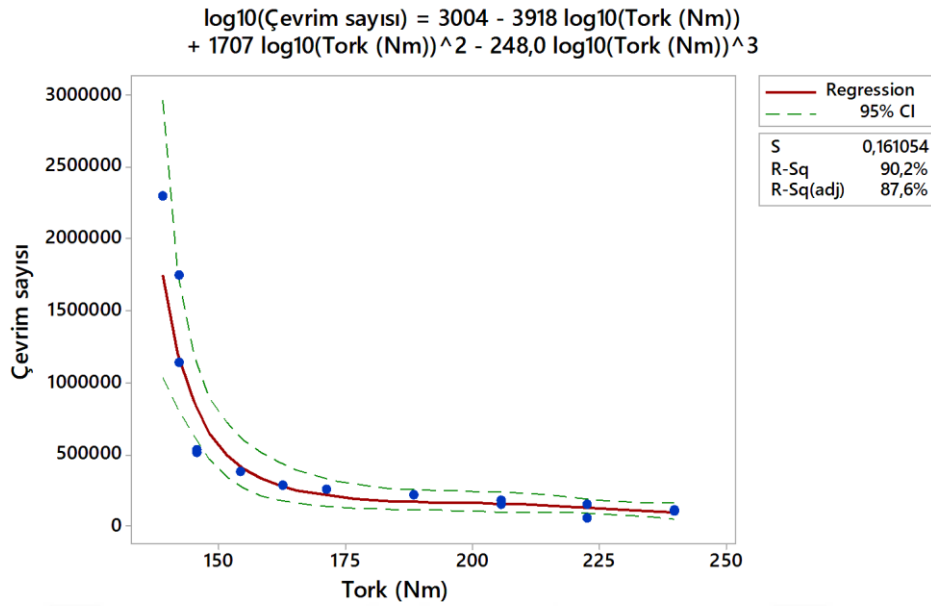
Şekil 4.26. 20°/25° kavrama açısına sahip test dişlisinin yorulma sonucunda diş dibinden kırılmış hali

Daha yüksek çevrimlerde sonlanan testlerde ise TDÜTN'na yakın bölgeden yanak hasarına uğrayarak çatlamış ve ilerleyen çatlak sonucunda diş kırılma hasarı oluşmuştur (Şekil 4.27).



Şekil 4.27. 20°/25° kavrama açısına sahip test dişlisinin yorulma sonucunda diş dibinden kırılmış hali

Şekil 4.28'de verilen, tam logaritmik ölçek ile oluşturulan grafiğin r – kare değeri 0,902'dir. R - kare değerinin 1'e yakın olması, grafik verilerindeki değişimin oldukça makul olduğuna ve grafiğin iyi yorumlanabilir olduğuna işaret etmektedir.



**Şekil 4.28.** Asimetrik profile  $20^\circ/25^\circ$  kavrama açısına sahip düz dişli çarkların logaritmik ölçekte çizilmiş TDEYK test sonuçlarının regresyon yöntemi ile modellenmesi.

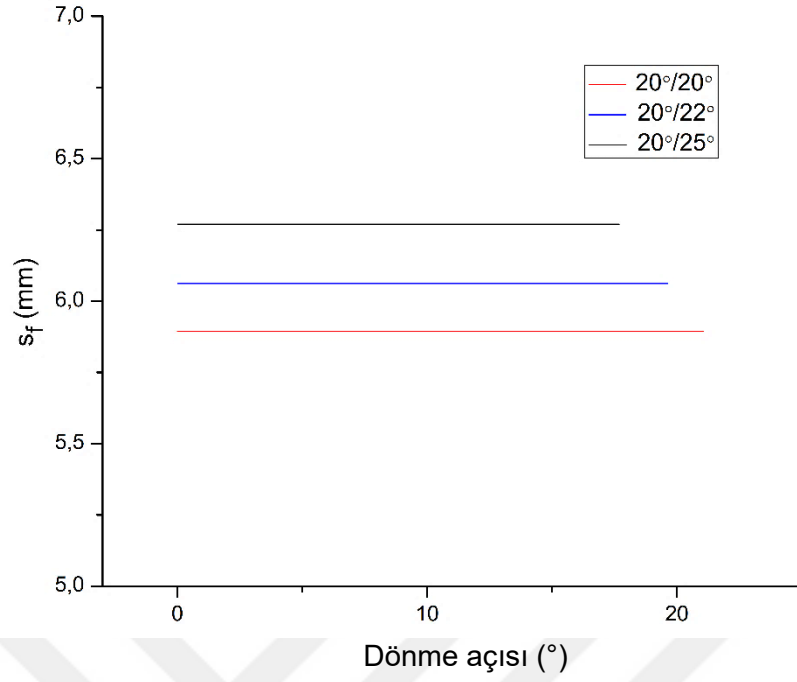
$20^\circ/25^\circ$  kavrama açısına sahip dişlerde yüksek gerilme altında nispeten düşük çevrimlerde sonuçlanan testlerde kırılma hasarı diş dibinden gerçekleşirken, ilerleyen çevrimlerde diş yanağında yükün uygulandığı nokta olan tek diş üst temas noktasından başlayan ve yük uygulanmayan yüzeye doğru ilerleyen bir diş yanak hasarı (tooth flank failure) şeklinde kırılma oluşmaktadır.

Diş dibinden kırılmadığı için aslında diş dibi mukavemeti güçlü olmasına rağmen, yük temas noktasından yorulma hasarı oluşmaya başlamaktadır. Literatürde de benzer sonuçlar sırt – sırtta dişli deney setlerinde yapılan çalışmalarda elde edilmiştir (Stahl ve ark., 2013).

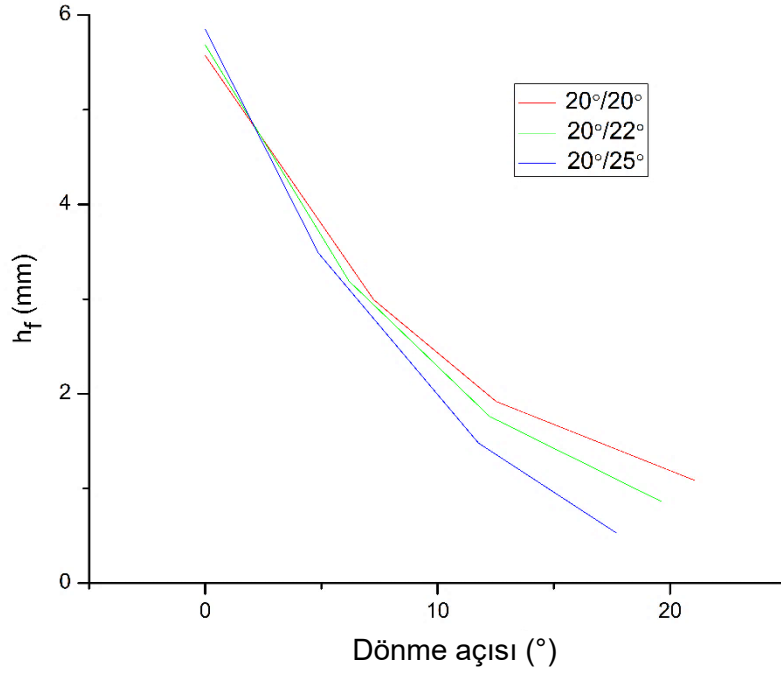
#### 4.2. Simetrik ve Asimetrik Dişli Çarkların TDEYK Test Sonuçlarının Değerlendirilmesi

Simetrik ve asimetrik dişlerin tek diş eğilmeli yorulma test sonuçlarını değerlendirirken sonuçlara etki eden geometrik değişimleri de değerlendirmek, test sonuçlarının yorumlanmasında faydalı olacaktır.

Kavrama açısındaki değişimin diş dibi gerilmesine ve yorulma ömrüne etki eden parametreler üzerinde nasıl bir etki oluşturduğu grafiklerle aşağıda sunulmuştur. Kavrama açısı arttıkça  $s_f$  diş dibi kalınlığı artarken (Şekil 4.29),  $h_f$  yük kolu uzunluğu dönme boyunca kavrama açısına bağlı değişim göstermektedir (Şekil 4.30).



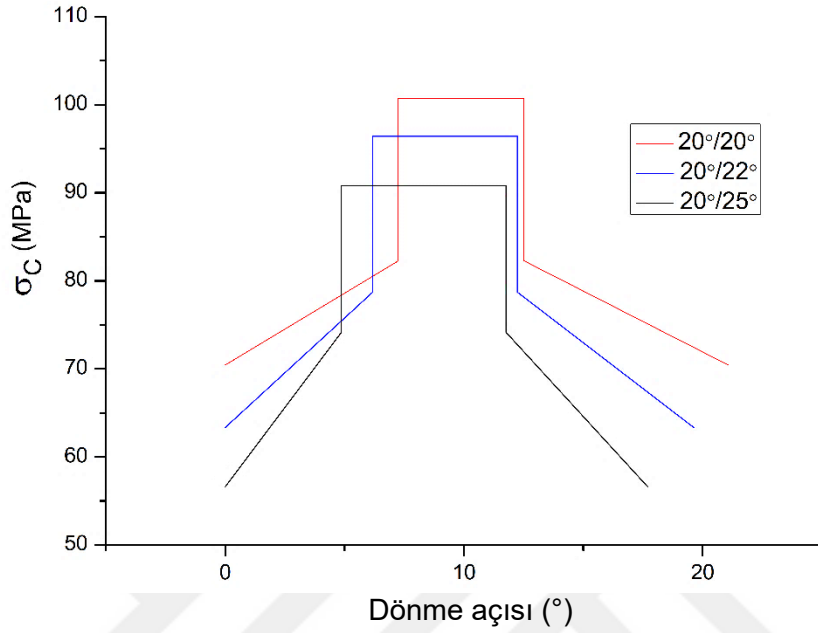
**Şekil 4.29.** Test dişlerinin dönme boyunca kritik diş dibi kalınlığı değişimi (ISO 6336'dan türetilen yaklaşım'a göre)



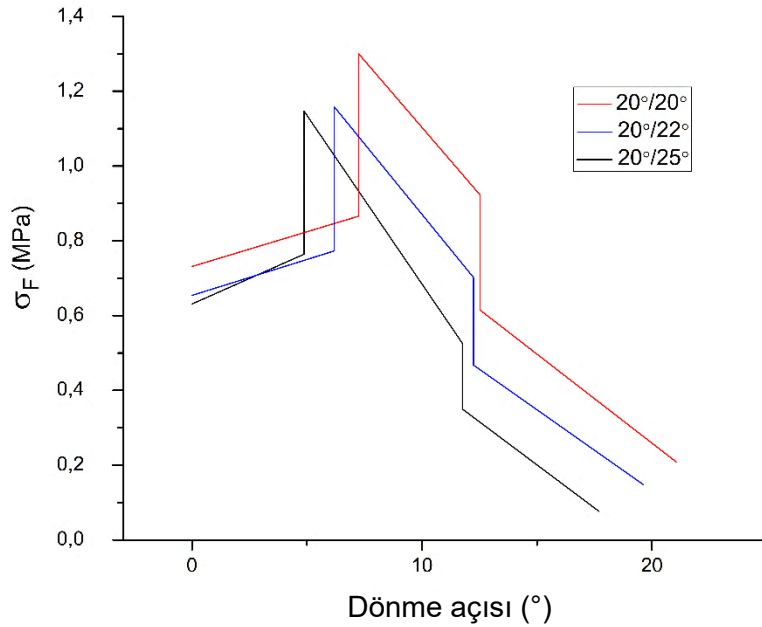
**Şekil 4.30.** Test dişlerinin dönme boyunca  $h_f$  (yük kolu) değişimi

Kritik kesit genişliğindeki ( $s_f$ ) artış diş dibi gerilmesini azaltırken, yük kolu uzunluğunun ( $h_f$ ) artması diş dibi gerilmesinin artmasına sebep olmaktadır. Kavrama açısındaki artışın, yük ileten diş üzerinde oluşan temas gerilmelerini azalttığı

görülmektedir (Şekil 4.31). Teorik olarak hesaplanan diş dibi gerilmesi dağılımı Şekil 4.32’de gösterilmiştir. Buna göre asimetriklik arttıkça dişe etki eden gerilmeler azalmaktadır.



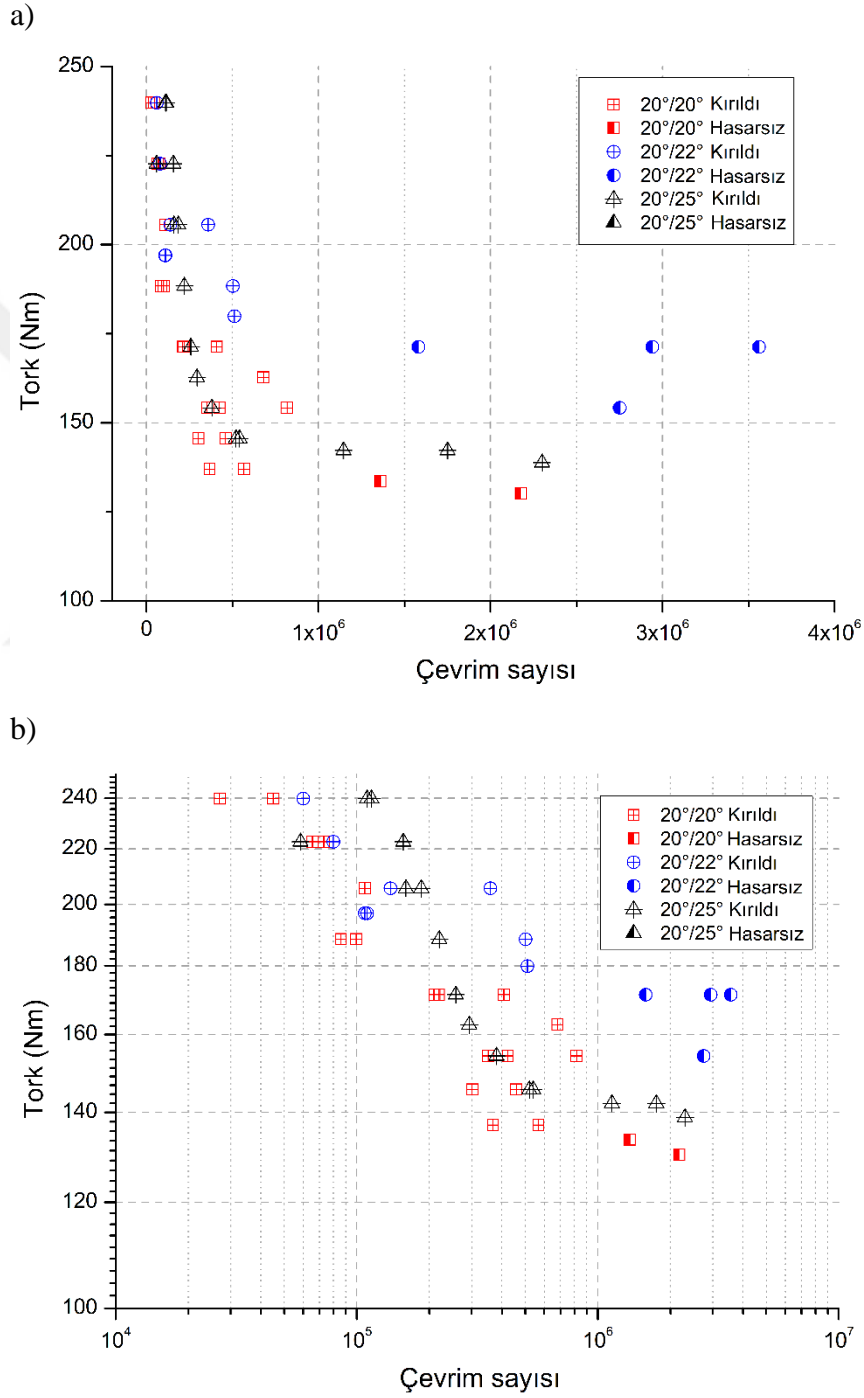
Şekil 4.31. TDÜTN’den 10 N luk normal kuvvet etki ettiğinde test dişlerinin temas noktasındaki temas gerilmesi dağılımı



Şekil 4.32. TDÜTN’den 10 N luk normal kuvvet etki ettiğinde test dişlerinin diş dibi gerilmesi dağılımı

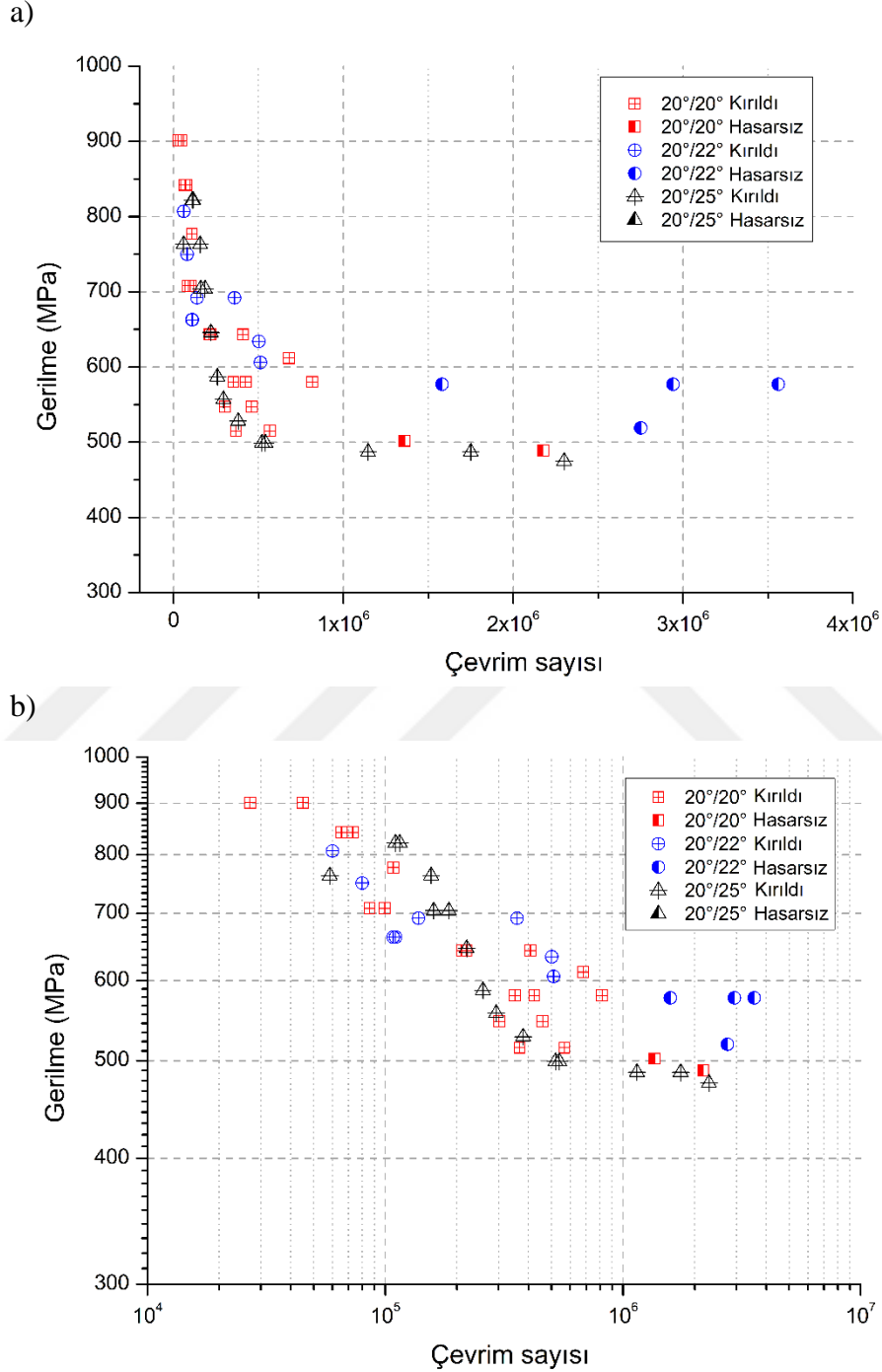
Grafikten de görüldüğü gibi dişli çark dişlerine TDÜTN’den uygulanan birim normal yük dikkate alınarak diş dibinde oluşan gerilmeler incelendiğinde, kavrama

açısındaki artış ile diş dibi gerilmelerinin azaldığı görülmektedir. En yüksek diş dibi gerilmesinin olduğu TDÜTN'da da en düşük gerilme  $20^\circ/25^\circ$  kavrama açısına sahip dişlerde oluşmaktadır. Şekil 4.33 incelendiğinde  $20^\circ$  kavrama açısına sahip simetrik dişler ile  $20^\circ/22^\circ$  kavrama açısına sahip asimetrik dişler arasında ciddi bir yorulma ömrü artışı görülmektedir.



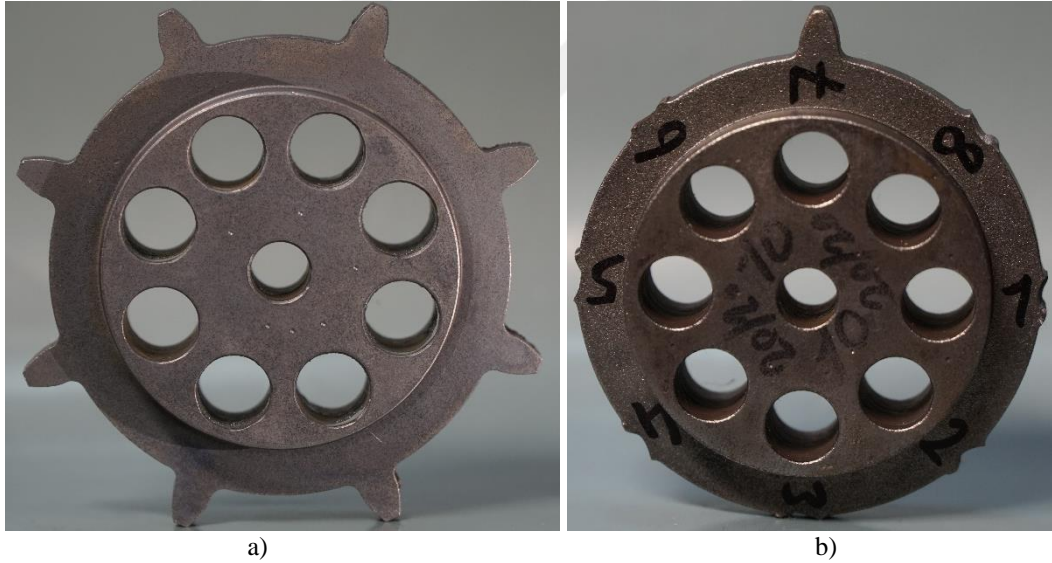
Şekil 4.33. Simetrik ve asimetrik test dişlerinin a) normal ölçekte, b) logaritmik ölçekte çizilmiş TDEYK test sonuçları.

Test sonuçlarını dikkate alarak, dış dibi bölgesinde ve temas yüzeyinde oluşan gerilmelerdeki azalmanın test dişlerinin yorulma ömrü üzerinde olumlu etki ettiğini ve yorulma dayanımını artırdığı görülmüştür (Şekil 4.34).

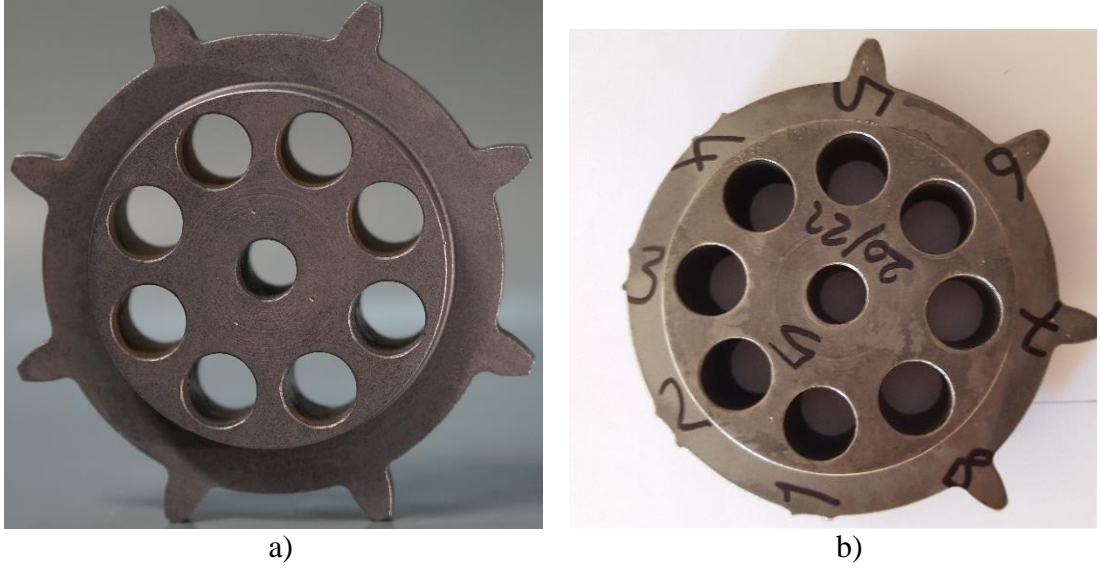


Teorik olarak hesaplanan gerilme dağılımı dikkate alındığında, asimetrik dişli çarklardaki kavrama açısındaki artışın diş dibi bölgesinde oluşan gerilmeyi azalttığı görülmektedir. Test sonuçlarına bakıldığında (Şekil 4.33 ve Şekil 4.34),  $20^\circ/25^\circ$  kavrama açısına sahip asimetrik dişlerde simetrik dişlere göre ömür dayanımında artış görülse de,  $20^\circ/22^\circ$  kavrama açısına sahip asimetrik dişlere göre ömür dayanımında ciddi bir düşüş izlenmektedir.

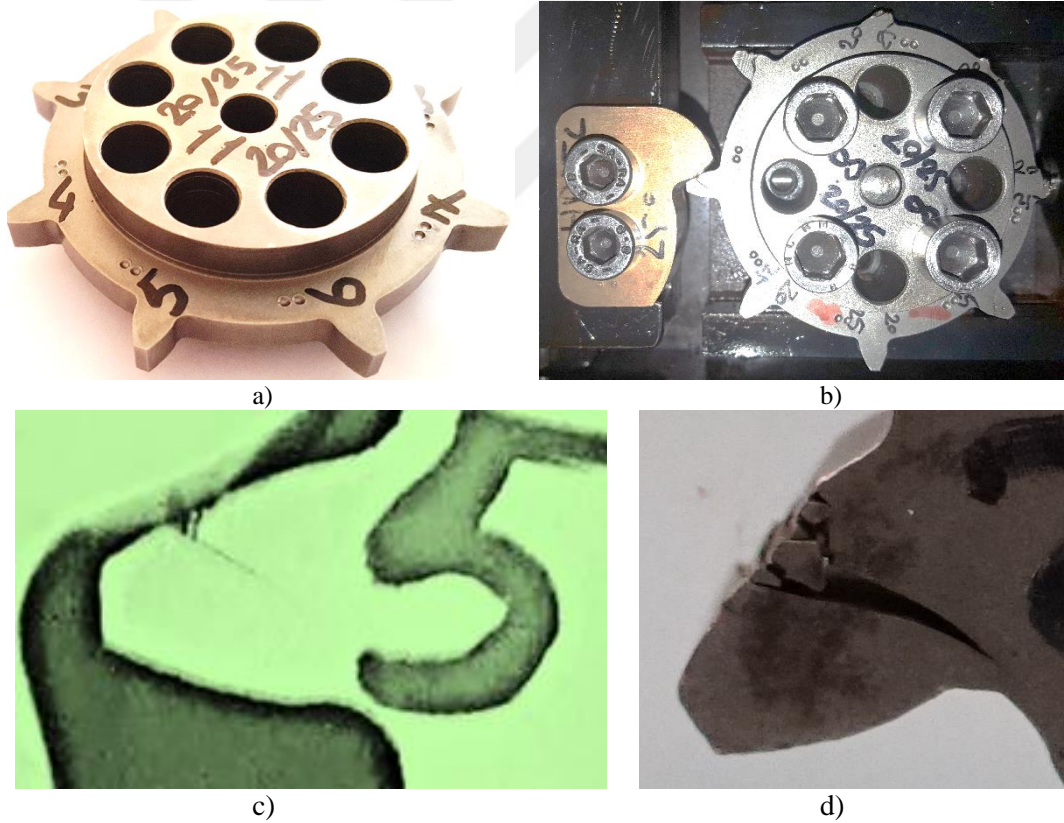
Bu durumun test dişlerinin, test esnasında hasar aldığı bölge göz önüne alınarak değerlendirilmesinin daha isabetli olacağı düşünülmektedir.  $20^\circ/20^\circ$  kavrama açısına sahip dişler ile  $20^\circ/22^\circ$  kavrama açısına sahip dişler diş dibi bölgesinden kırılmıştır (Şekil 4.35 ve Şekil 4.36).  $20^\circ/25^\circ$  kavrama açısına sahip dişler ise yüksek yük oranları dışında sürekli olarak TDÜTN'ye yakın bölgeden yanak hasarına uğrayarak çatlamış ve çatlak ilerlemesi sonucunda diş hasara uğramıştır (Şekil 4.37). Bu sonuçla, aynı malzeme özelliklerine ve 3 farklı geometriye sahip dişlerden sadece  $20^\circ/25^\circ$  kavrama açısına sahip dişlerde karşılaşılmıştır.



**Şekil 4.35.**  $20^\circ/20^\circ$  kavrama açısına sahip test dişlisi ( a) test öncesi dişli, b) test sonrası diş dibinden kırılmış dişli).



**Şekil 4.36.**  $20^\circ/22^\circ$  kavrama açısına sahip test dişlisi ( a) test öncesi dişli, b) test sonrası diş dibinden kırılmış dişli).



**Şekil 4.37.**  $20^\circ/25^\circ$  kavrama açısına sahip test dişlisi ( a) imalat sonrası görünümü, b) test esnasındaki görünümünü, c) test esnasında oluşan diş yanağındaki çatlak, d) test dişlisi üzerinde ilerleyen çatlak)

Literatürde TDEYK testleri için yaygın olarak görülen hasar tipi diş dibinden kırılma hasarıdır. Diş yanağından oluşan hasar genellikle FZG tipi deney setlerinde



yapılan aşınma dayanımı (pitting) ile ilgili çalışmalarda yüke ve aşınmaya bağlı oluşan hasar olarak karşımıza çıkmaktadır.

Deneysel çalışmalar sonucunda elde ettiğimiz yanak yüzeyinden hasara uğrama durumu, standart diş dibi gerilme dayanımı hesaplamalarında öngörülmemektedir. Elde ettiğimiz bulgulara benzer sonuçlara bazı literatür çalışmalarında kısmen değinilmektedir. Diş yanağında, yükleme esnasında yüzeyde oluşan kayma gerilmelerinin yorulma ömrü ve hasara uğrama şekli üzerinde etkisinin olduğu birkaç çalışmada ifade edilmektedir (MackAldener ve Olsson, 2001; Stahl ve ark., 2013; Boiadjiev ve ark., 2015). Bu çalışmalar kapsamında simetrik düz dişlilerde belirli derinlikte yüzey sertleştirme işleminin yanak hasarı oluşumuna etkisi araştırılmış olup diğer ısıtma işlemlere tabi tutularak kullanılan dişli çarklar ile ilgili bir öneri bulunmamaktadır.

ISO 6336-4 nolu standartta da temas gerilmesini, diş eğrilik radyusunu ve sertleştirme derinliğini belirli aralıkta tutarak bir yaklaşım önerilmiştir. Yüzey sertleştirme işlemi yapılmamış dişli çarklar için bir yaklaşım önermemektedir.

ISO 6336-4 kapsamında bahsedilen hasar türü  $20^{\circ}/25^{\circ}$  kavrama açısına sahip dişlerde oluşan hasar şekli ile birebir örtüşmektedir. Nitekim testleri gerçekleştirilen dişliler  $38 \pm 1,5$  HRC sertliğe sahip olup harici bir yüzey sertleştirme işlemine tabi tutulmamıştır.

#### **4.2.1. Simetrik ve asimetrik dişli çarkların TDEYK test sonuçlarının yükleme yapılan tork değeri dikkate alınarak değerlendirilmesi**

- 240 Nm tork ile yükleme yapılan testlerde,  $20^{\circ}/20^{\circ}$  kavrama açısına sahip olan simetrik dişler  $2,7 \times 10^4$  ve  $4,5 \times 10^4$  çevrim sayılarında diş dibi bölgesinden kırılarak hasara uğramıştır.  $20^{\circ}/22^{\circ}$  kavrama açısına sahip olan asimetrik diş  $6 \times 10^4$  çevrim sayısında diş dibi bölgesinden kırılarak hasara uğramıştır.  $20^{\circ}/25^{\circ}$  kavrama açısına sahip test dişi ise  $1,15 \times 10^5$  ve  $1,105 \times 10^5$  çevrim sayılarında diş dibi bölgesinden kırılarak hasara uğramıştır. Hasara uğrama şeklinin üç farklı kavrama açısına sahip dişte de diş dibi bölgesinden oluşan kırılma şeklinde olması ile, yorulma performansı değerlendirmesi kıyaslanabilir olmaktadır.  $20^{\circ}/22^{\circ}$  kavrama açısına sahip dişte yorulma ömrü açısından simetrik dişe göre % 30'un üzerinde bir artış sağlanmışken,  $20^{\circ}/25^{\circ}$  kavrama açısına sahip asimetrik dişlerde yorulma ömrü açısından % 200'un üzerinde performans artışı elde edilmiştir.

20°/20° kavrama açısına sahip dişte diş dibi bölgesinde 907 MPa, 20°/22° kavrama açısına sahip dişte diş dibi bölgesinde 807 MPa gerilme oluşurken, 20°/25° kavrama açısına sahip dişte diş dibi bölgesinde 822 MPa gerilme oluşmaktadır. 240 Nm tork altında yapılan testlerde 20°/20° kavrama açısına sahip dişe göre, 20°/22° kavrama açısına sahip dişte % 11 civarında diş dibi gerilmesinde azalma ve % 30 dolayında yorulma dayanımında artış elde edilmiştir. 20°/25° kavrama açısına sahip asimetric dişte ise % 9,5 civarında diş dibi gerilmesinde azalma ve % 200'ün üzerinde yorulma dayanımında artış elde edilmiştir.

- 223 Nm tork ile yükleme yapılan testlerde, 20°/20° kavrama açısına sahip olan simetrik dişler  $7,3 \times 10^4$  ve  $6,55 \times 10^4$  çevrim sayılarında diş dibi bölgesinden kırılarak hasara uğramıştır. 20°/22° kavrama açısına sahip olan asimetric diş  $8 \times 10^4$  çevrim sayısında diş dibi bölgesinden kırılarak hasara uğramıştır. 20°/25° kavrama açısına sahip test dişi ise  $5,85 \times 10^4$  ve  $1,56 \times 10^5$  çevrim sayılarında diş dibi bölgesinden kırılarak hasara uğramıştır. Hasara uğrama şeklinin üç farklı kavrama açısına sahip dişte de diş dibi bölgesinden oluşan kırılma şeklinde olması ile, yorulma performansı değerlendirmesi kıyaslanabilir olmaktadır. 20°/22° kavrama açısına sahip dişte yorulma ömrü açısından simetrik dişe göre ortalama % 10'un üzerinde bir artış sağlanmışken, 20°/25° kavrama açısına sahip asimetric dişlerde yorulma ömrü açısından ortalama % 50'nin üzerinde performans artışı elde edilmiştir. 20°/20° kavrama açısına sahip dişte diş dibi bölgesinde 842 MPa, 20°/22° kavrama açısına sahip dişte diş dibi bölgesinde 750 MPa gerilme oluşurken, 20°/25° kavrama açısına sahip dişte diş dibi bölgesinde 763 MPa gerilme oluşmaktadır. 223 Nm tork altında yapılan testlerde 20°/20° kavrama açısına sahip dişe göre, 20°/22° kavrama açısına sahip dişte % 11 civarında diş dibi gerilmesinde azalma ve % 10'un üzerinde yorulma dayanımında artış elde edilmiştir. 20°/25° kavrama açısına sahip asimetric dişte ise % 9,5 civarında diş dibi gerilmesinde azalma ve % 50'nin üzerinde yorulma dayanımında artış elde edilmiştir.
- 206 Nm tork ile yükleme yapılan testlerde, 20°/20° kavrama açısına sahip olan simetrik dişler  $1,08 \times 10^5$  çevrim sayısında diş dibi bölgesinden kırılarak hasara uğramıştır. 20°/22° kavrama açısına sahip test edilen dişler  $1,38 \times 10^5$  ve  $3,585 \times 10^5$  çevrim sayısında diş dibi bölgesinden kırılarak hasara uğramıştır. 20°/25° kavrama açısına sahip test dişleri ise  $1,852 \times 10^5$  ve  $1,6 \times 10^5$  çevrim sayılarında

diş yanağı alt yüzeyinden başlayan çatlakların ilerlemesi sonucu kırılma hasarı oluşmuştur. Ortalama yorulma ömürleri dikkate alındığında simetrik dişlere göre  $20^{\circ}/22^{\circ}$  kavrama açısına sahip dişlerde yorulma ömrü açısından % 100'ün üzerinde yorulma dayanımı artışı elde edilmiştir. Bununla birlikte  $20^{\circ}/25^{\circ}$  kavrama açısına sahip test dişleri diş dibi bölgesinden kırılmamış diş yanağında oluşan hasar sonucu kırılmıştır. Hasara uğrama sebebi diş dibi mukavemetinin zayıflığı değildir. 206 Nm tork altında yapılan testlerde simetrik dişe göre  $20^{\circ}/25^{\circ}$  kavrama açısına sahip dişlerde % 70 dolayında daha yüksek yorulma dayanımı elde edilmiştir. Ortalama ömür değeri dikkate alındığında  $20^{\circ}/22^{\circ}$  kavrama açısına sahip dişlerin daha uzun yorulma dayanımı sergilediği görülmektedir. Bununla birlikte  $20^{\circ}/25^{\circ}$  kavrama açısına sahip asimetric dişler diş dibinden değil diş yanağından başlayan çatlak sonucu hasara uğramıştır.

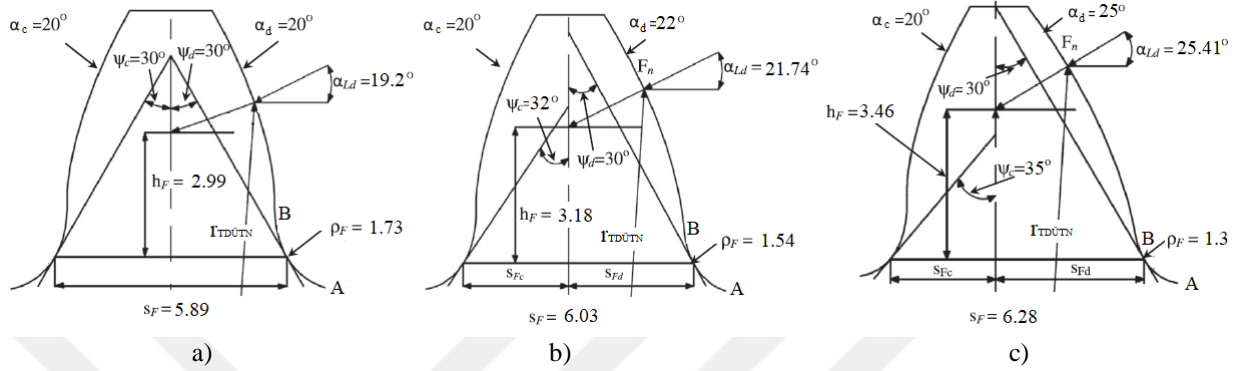
- 188 Nm tork altında yapılan testlerde  $20^{\circ}/20^{\circ}$  kavrama açısına sahip dişler  $8,6 \times 10^4$  ve  $9,95 \times 10^4$  çevrim sayılarında diş dibi bölgesinden kırılarak hasara uğramıştır.  $20^{\circ}/22^{\circ}$  kavrama açısına sahip diş  $5,02 \times 10^5$  çevrim sayısında diş dibi bölgesinden kırılarak hasara uğramıştır.  $20^{\circ}/22^{\circ}$  kavrama açısına sahip dişte yorulma ömrü açısından  $20^{\circ}/20^{\circ}$  kavrama açısına sahip dişe göre %500 civarında performans artışı elde edilmiştir.  $20^{\circ}/25^{\circ}$  kavrama açısına sahip dişte yapılan test sonucu asimetric diş  $2,2 \times 10^5$  çevrim sayısında diş yanağı alt yüzeyinden başlayan çatlakların ilerlemesi sonucu kırılma hasarı oluşmuştur. Diş dibi bölgesinden kırılma gerçekleşmemesi diş dibi bölgesi mukavemetinin zayıf olmasından kaynaklanan bir hasar olmadığına işaret etmektedir. Bununla birlikte  $20^{\circ}/20^{\circ}$  kavrama açısına sahip dişe göre  $20^{\circ}/25^{\circ}$  kavrama açısına sahip asimetric dişte yorulma dayanımı performansı açısından %100 den fazla artış elde edilmiştir.
- 171 Nm tork altında yapılan testlerde  $20^{\circ}/20^{\circ}$  kavrama açısına sahip dişler  $2 \times 10^5$ ,  $2,2 \times 10^5$  ve  $4,075 \times 10^5$  çevrim sayılarında diş dibi bölgesinden kırılarak hasara uğramıştır.  $20^{\circ}/22^{\circ}$  kavrama açısına sahip dişler  $1,58 \times 10^6$ ,  $2,94 \times 10^6$  ve  $3,56 \times 10^6$  çevrim sayılarında diş yanağında ve diş dibi bölgesinde herhangi bir hasar oluşmadan testler sonlandırılmıştır.  $20^{\circ}/22^{\circ}$  kavrama açısına sahip dişte yorulma ömrü açısından  $20^{\circ}/20^{\circ}$  kavrama açısına sahip dişe göre çok yüksek oranda yorulma ömrü performans artışı elde edilmiştir.  $20^{\circ}/25^{\circ}$  kavrama açısına sahip dişte yapılan test sonucu asimetric diş  $2,578 \times 10^5$  çevrim sayısında diş yanağı alt yüzeyinden başlayan çatlakların ilerlemesi sonucu kırılma hasarı

oluşmuştur. Diş dibi bölgesinden kırılma gerçekleşmemesi diş dibi bölgesi mukavemetinin zayıf olmasından kaynaklanan bir hasar olmadığına işaret etmektedir. Bununla birlikte  $20^\circ/20^\circ$  kavrama açısına sahip dişler ile  $20^\circ/25^\circ$  kavrama açısına sahip asimetrik dişte yorulma dayanımı performansı açısından önemli bir fark oluşmamıştır.

- 154 Nm tork altında yapılan testlerde  $20^\circ/20^\circ$  kavrama açısına sahip dişler ise  $3,51 \times 10^5$ ,  $4,23 \times 10^5$  ve  $8,17 \times 10^5$  çevrim sayılarında diş dibi bölgesinden kırılarak hasara uğramıştır.  $20^\circ/22^\circ$  kavrama açısına sahip dişte  $2,75 \times 10^6$  çevrim sayısında herhangi bir hasar oluşmamış ve test durdurulmuştur.  $20^\circ/22^\circ$  kavrama açısına sahip dişte yorulma ömrü açısından çok ciddi bir performans artışı elde edilmiştir.  $20^\circ/25^\circ$  kavrama açısına sahip dişte yapılan test sonucu asimetrik diş  $3,8 \times 10^5$  çevrim sayısında diş yanağı alt yüzeyinden başlayan çatlağın ilerlemesi sonucu kırılma hasarı oluşmuştur. 154 Nm tork altında yapılan testlerde  $20^\circ/25^\circ$  kavrama açısına sahip dişte,  $20^\circ/20^\circ$  kavrama açısına sahip dişlere göre yorulma dayanımında performans düşüşü gerçekleşmiş, diş yanağından oluşan hasar ile test sonlandırılmıştır. Diş dibi bölgesinden kırılma gerçekleşmemesi diş dibi bölgesi mukavemetinin zayıf olmasından kaynaklanan bir hasar olmadığına işaret etmektedir.
- 146 Nm tork ile yükleme yapılan testlerde,  $20^\circ/20^\circ$  kavrama açısına sahip test edilen dişler  $3,01 \times 10^5$  ve  $4,59 \times 10^5$  çevrim sayılarında diş dibi bölgesinden kırılarak hasara uğramıştır.  $20^\circ/25^\circ$  kavrama açısına sahip test dişleri ise  $5,2 \times 10^5$  ve  $5,4 \times 10^5$  çevrim sayılarında diş yanağı alt yüzeyinden başlayan çatlağın ilerlemesi sonucu kırılma hasarı oluşmuştur.  $20^\circ/25^\circ$  kavrama açısına sahip dişlerde yorulma ömrü açısından bir miktar performans artışı görülmüştür.  $20^\circ/20^\circ$  kavrama açısına sahip dişte diş dibi bölgesinde 547 MPa gerilme oluşurken,  $20^\circ/25^\circ$  kavrama açısına sahip dişte diş dibi bölgesinde 499 MPa gerilme oluşmaktadır. 146 Nm tork altında yapılan testlerde  $20^\circ/20^\circ$  kavrama açısına sahip dişe göre,  $20^\circ/25^\circ$  kavrama açısına sahip dişte % 9 civarında diş dibi gerilmesinde azalma elde edilip bir miktar yorulma dayanımında artış olduğu görülmüştür.

#### **4.2.2. Simetrik ve asimetrik dişli çarkların TDEYK test sonuçlarının diş dibi gerilmeleri dikkate alınarak değerlendirilmesi**

Test edilen dişlerin geometrileri şekilde verilmiştir. Kavrama açısındaki artış sonucunda dişlere ait TDÜTN'daki  $h_f$ ,  $s_f$ ,  $\alpha_{Ld}$  ve  $\rho_f$  değerleri değişmektedir (Şekil 4.38). Bu parametrelerdeki değişim lineer bir değişim değildir.



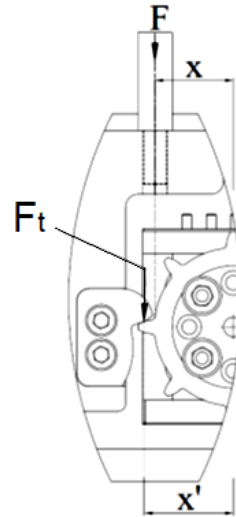
**Şekil 4.38.** Simetrik ve asimetric test dişlerine ait geometrik ölçüler ( a) 20°/20° kavrama açılı simetrik diş, b) 20°/22° kavrama açılı asimetric diş, c) 20°/25° kavrama açılı asimetric diş).

Çizelge 4.4'de görüldüğü gibi farklı kavrama açılarında sahip test dişlerinde  $h_f$ ,  $s_f$ ,  $\alpha_{Ld}$  ve  $\rho_f$  değerleri değişmektedir. Artan kavrama açısı ile diş dibi kritik bölgesinde oluşan gerilme değerleri de birim yük başında azalmaktadır.

**Çizelge 4.4.** Simetrik ve asimetric test dişlerinin TDÜTN'dan yükleme yapıldığında diş dibindeki kritik noktada oluşan gerilme değişimleri

Kavrama açısı ( $^\circ$ )	$\alpha_{Ld}$ ( $^\circ$ )	$F_n$ (N)	$F_t$ (N)	$s_f$ (mm)	$h_f$ (mm)	$\rho_f$ (mm)	$\sigma_F$ (MPa)
20°/20°	19,2	10	9,45	5,89	2,99	1,73	1,308
20°/22°	21,74	10	9,29	6,03	3,18	1,54	1,162
20°/25°	25,41	10	9,03	6,28	3,46	1,3	1,147

DeneySEL süreç tasarımında dişlerin taşıyabileceği tork değerleri sabit tutularak deneyler gerçekleştirilmiştir. Çizelge 4.5'de görüldüğü gibi kavrama açısı arttıkça TDÜTN'nın yarıçapı da artmaktadır. Artan  $x'$  değerinden dolayı sabit tork değerleri elde edebilmek için TDÜTN'da dişe etkiyen teğetsel kuvvetler azalmaktadır, bununla birlikte  $F_n$  normal kuvveti artış göstermektedir. Diş dibi gerilmesine etki eden  $F_t$  kuvveti Şekil 4.39'da gösterildiği gibi elde edilip, teorik olarak hesaplanan diş dibi gerilmeleri de çizelgede verilmiştir.



Şekil 4.39.  $F_t$  kuvvetinin belirlenmesi

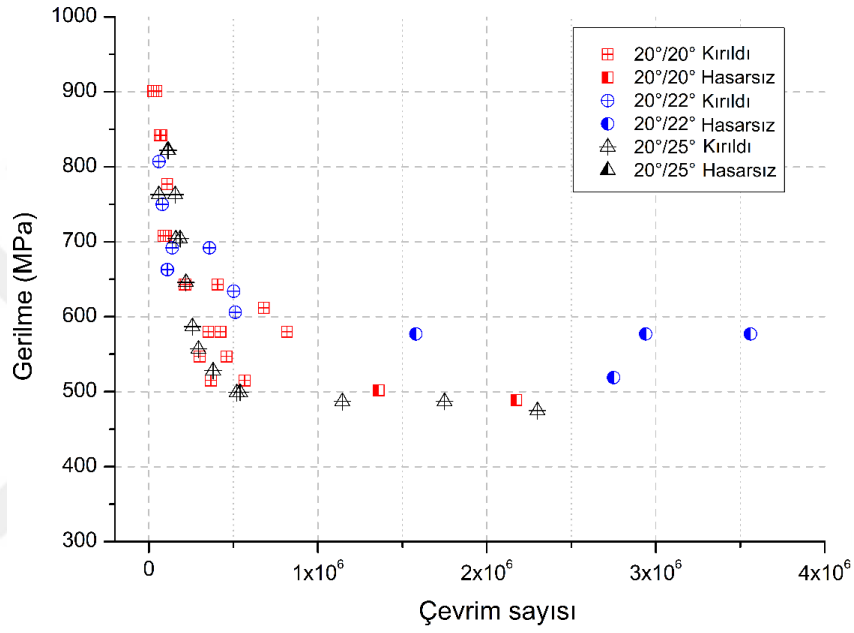
Çizelge 4.5. Test dişlilerinde TDÜTN'dan uygulanan yükler sonucunda diş dibi kritik kesitinde oluşan gerilme değişimi

Kavrama açısı (°)	$F_n$ (N)	Yük açısı $\alpha_{Ld}$ (°)	$F_t$ (N)	$x'$ (mm)	Tork (Nm)	$\sigma_F$ (MPa)
20°/20°	6931	19,2	6545	36,64	240	901
	6436	19,2	6078	36,64	223	842
	5941	19,2	5611	36,64	206	777
	5445	19,2	5143	36,64	188	713
	4950	19,2	4675	36,64	171	648
	4455	19,2	4208	36,64	154	583
20°/22°	7012	21,74	6514	36,82	240	807
	6512	21,74	6048	36,82	223	750
	6010	21,74	5583	36,82	206	698
	5508	21,74	5118	36,82	188	640
	5008	21,74	4653	36,82	171	582
	4507	21,74	4187	36,82	154	524
20°/25°	7161	25,41	6469	37,07	240	822
	6650	25,41	6007	37,07	223	763
	6138	25,41	5545	37,07	206	704
	5627	25,41	5083	37,07	188	646
	5115	25,41	4620	37,07	171	587
	4604	25,41	4158	37,07	154	528

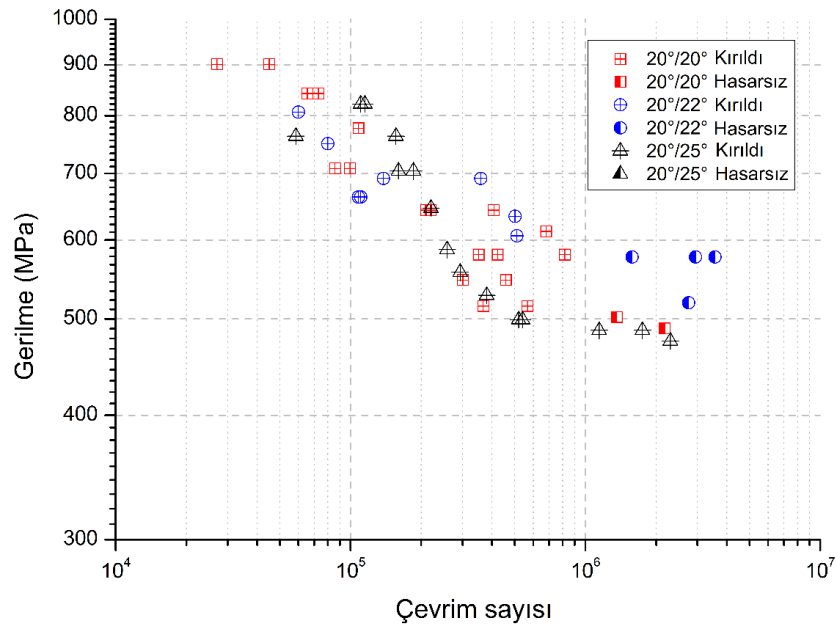
Kavrama açısındaki artış ile aynı tork değerine sahip testlerde  $F_t$  kuvveti azalırken  $F_n$  kuvveti artış göstermektedir.  $F_n$  kuvvetinin artması sonucunda diş dibi gerilme dağılımı da değişmektedir. Birim  $F_n$  kuvveti baz alınarak yapılan kavrama açısındaki değişimin diş dibi gerilme dağılımı üzerindeki azaltıcı etkisi, aynı tork değerleri ile yükleme durumunda daha büyük  $F_n$  kuvveti oluşması sebebiyle bir miktar yükselmektedir.

Aynı tork değerlerinde yükleme yapıldığında  $20^\circ/22^\circ$  ile  $20^\circ/25^\circ$  kavrama açısına sahip dişlerin diş dibi gerilmelerindeki değişim beklendiği gibi azalmamakta ve bir miktar  $20^\circ/25^\circ$  kavrama açısına sahip dişlerde yükselme olmaktadır. Bu durumun sebebi, birim normal yüklemeye nazaran aynı tork değerinde yapılan yüklemeler sonucunda artış gösteren  $F_n$  kuvveti ve buna bağlı olarak artan  $F_t$  kuvvetidir. Şekil 4.40'da test dişlerinin diş dibi gerilmelerine karşılık yorulma ömürleri grafik olarak verilmiştir.

a)



b)



Şekil 4.40. Simetrik ve asimetrik test dişlerinin a) normal ölçekte, b) logaritmik ölçekte çizilmiş TDEYK test sonuçları.

Diş dibi bölgesinde oluşan gerilmeler ile yorulma performanslarının karşılaştırması yapıldığında ise;

- Yaklaşık 700 MPa gerilme altında yapılan testlerde  $20^{\circ}/20^{\circ}$  kavrama açısına sahip dişler  $9,95 \times 10^4$  ve  $8,6 \times 10^4$  çevrim sayılarında diş dibi bölgesinden kırılarak hasara uğramıştır.  $20^{\circ}/22^{\circ}$  kavrama açısına sahip test edilen dişler  $1,38 \times 10^5$  ve  $3,58 \times 10^5$  çevrim sayılarında diş dibi bölgesinden kırılarak hasara uğramıştır.  $20^{\circ}/22^{\circ}$  kavrama açısına sahip dişlerde yorulma ömrü açısından simetrik dişlere göre % 250 den fazla performans artışı elde edilmiştir.  $20^{\circ}/25^{\circ}$  kavrama açısına sahip asimetrik dişlerde yapılan testler sonucunda dişler  $1,60 \times 10^5$  ve  $1,852 \times 10^5$  çevrim sayısında diş yanağı alt yüzeyinden başlayan çatlakların ilerlemesi sonucu kırılma hasarı oluşmuştur. Yaklaşık 700 MPa gerilme altında yapılan testlerde  $20^{\circ}/25^{\circ}$  kavrama açısına sahip dişlerde,  $20^{\circ}/20^{\circ}$  kavrama açısına sahip dişlere göre yorulma dayanımında % 100'ün üzerinde artış elde edilmesine karşın hasara uğrama şekli diş yanağından gerçekleşmiştir. Diş dibi bölgesinden kırılma gerçekleşmemesi diş dibi bölgesi mukavemetinin zayıf olmasından kaynaklanan bir hasar olmadığına işaret etmektedir.
- Yaklaşık 640 MPa diş dibi gerilmesi altında yapılan testlerde  $20^{\circ}/20^{\circ}$  kavrama açısına sahip dişler ise  $2,1 \times 10^5$ ,  $4,075 \times 10^5$  ve  $2,19 \times 10^5$  çevrim sayılarında diş dibi bölgesinden kırılarak hasara uğramıştır.  $20^{\circ}/22^{\circ}$  kavrama açısına sahip diş  $5,02 \times 10^5$  çevrim sayısında diş dibi bölgesinden kırılarak hasara uğramıştır.  $20^{\circ}/22^{\circ}$  kavrama açısına sahip dişlerde yorulma ömrü açısından ortalama % 100 dolayında performans artışı elde edilmiştir.  $20^{\circ}/25^{\circ}$  kavrama açısına sahip dişte yapılan test sonucu asimetrik diş  $2,2 \times 10^5$  çevrim sayısında diş yanağı alt yüzeyinden başlayan çatlakların ilerlemesi sonucu kırılma hasarı oluşmuştur. Yaklaşık 640 MPa gerilme altında yapılan testlerde  $20^{\circ}/25^{\circ}$  kavrama açısına sahip dişte,  $20^{\circ}/20^{\circ}$  kavrama açısına sahip dişlere göre yorulma dayanımında hemen hemen aynı performans elde edilmesine karşın hasara uğrama şekli diş yanağından gerçekleşmiştir. Diş dibi bölgesinden kırılma gerçekleşmemesi diş dibi bölgesi mukavemetinin zayıf olmasından kaynaklanan bir hasar olmadığına işaret etmektedir.
- 550 / 600 MPa arasındaki diş dibi gerilmesi altında yapılan testlerde  $20^{\circ}/20^{\circ}$  kavrama açısına sahip dişler ise  $8,17 \times 10^5$ ,  $4,23 \times 10^5$  ve  $3,51 \times 10^5$  çevrim sayılarında diş dibi bölgesinden kırılarak hasara uğramıştır.  $20^{\circ}/22^{\circ}$  kavrama açısına sahip dişler  $3,56 \times 10^6$ ,  $2,94 \times 10^6$  ve  $1,58 \times 10^6$  çevrim sayılarında herhangi bir hasar oluşmamış ve testler durdurulmuştur.  $20^{\circ}/22^{\circ}$  kavrama açısına sahip dişlerde yorulma ömrü



açısından çok ciddi bir performans artışı elde edilmiştir.  $20^\circ/25^\circ$  kavrama açısına sahip dişte yapılan test sonucu asimetrik dişlerde  $2,93 \times 10^5$  ve  $2,578 \times 10^5$  çevrim sayılarında diş yanağı alt yüzeyinden başlayan çatlakın ilerlemesi sonucu kırılma hasarı oluşmuştur. 550 MPa ile 600 MPa arasındaki gerilmeler altında yapılan testlerde  $20^\circ/25^\circ$  kavrama açısına sahip dişte,  $20^\circ/20^\circ$  kavrama açısına sahip dişlere göre yorulma dayanımında performans düşüşü gerçekleşmiş, diş yanağından oluşan hasar ile test sonlandırılmıştır. Diş dibi bölgesinden kırılma gerçekleşmemesi diş dibi bölgesi mukavemetinin zayıf olmasından kaynaklanan bir hasar olmadığına işaret etmektedir.

- Yaklaşık 520 MPa diş dibi gerilmesi altında yapılan testlerde  $20^\circ/20^\circ$  kavrama açısına sahip dişler ise  $3,67 \times 10^5$  ve  $5,67 \times 10^5$  çevrim sayılarında diş dibi bölgesinden kırılarak hasara uğramıştır.  $20^\circ/22^\circ$  kavrama açısına sahip dişte  $2,75 \times 10^6$  çevrim sayısında herhangi bir hasar oluşmamış ve test durdurulmuştur.  $20^\circ/22^\circ$  kavrama açısına sahip dişlerde yorulma ömrü açısından çok ciddi bir performans artışı elde edilmiştir.  $20^\circ/25^\circ$  kavrama açısına sahip dişte yapılan test sonucu asimetrik diş  $3,8 \times 10^5$  çevrim sayısında diş yanağı alt yüzeyinden başlayan çatlakın ilerlemesi sonucu kırılma hasarı oluşmuştur. Yaklaşık 520 MPa gerilme altında yapılan testlerde  $20^\circ/25^\circ$  kavrama açısına sahip dişte,  $20^\circ/20^\circ$  kavrama açısına sahip dişlere göre yorulma dayanımında performans düşüşü gerçekleşmiş, diş yanağından oluşan hasar ile test sonlandırılmıştır. Diş dibi bölgesinden kırılma gerçekleşmemesi diş dibi bölgesi mukavemetinin zayıf olmasından kaynaklanan bir hasar olmadığına işaret etmektedir.
- 480 / 500 MPa arasında değişen diş dibi gerilmeleri altında yapılan testlerde  $20^\circ/20^\circ$  kavrama açısına sahip dişler  $2,175 \times 10^6$  ve  $1,36 \times 10^6$  çevrim sayılarında herhangi bir hasar oluşmamış ve testler durdurulmuştur.  $20^\circ/25^\circ$  kavrama açısına sahip dişte yapılan test sonucu asimetrik diş  $1,75 \times 10^6$ ,  $1,14 \times 10^6$ ,  $5,4 \times 10^5$  ve  $5,2 \times 10^5$  çevrim sayısında diş yanağı alt yüzeyinden başlayan çatlakın ilerlemesi sonucu kırılma hasarı oluşmuştur. 480 MPa ile 500 MPa aralığındaki diş dibi gerilmesi altında yapılan yorulma testlerinde de  $20^\circ/25^\circ$  kavrama açısına sahip dişlerde yorulma dayanımı performansında  $20^\circ/20^\circ$  kavrama açısına sahip dişlere göre bir düşüş gözlenmiştir. Bununla birlikte oluşan hasarın diş dibi bölgesinden kırılma şeklinde gerçekleşmemesi diş dibi bölgesi mukavemetinin zayıf olmasından kaynaklanan bir hasar olmadığına işaret etmektedir.

#### 4.2.3. Simetrik ve asimetrik dişi çarkların TDEYK test sonuçlarının uygulanan tork değeri dikkate alınarak yapılan istatistik analizleri

Yorulma ömrünün dağılımına ilişkin risk fonksiyonun bağımsız değişkenlerle (kestiricilerle) ilişkisinin yapısı “Cox regresyon analizi” ile incelenebilir. Deneysel verilerin istatistiksel analizi için Cox regresyon analizi yapılmıştır. Burada bağımlı değişken kırılma ömrü, bağımsız değişkenler geometri ve torktur. Çizelge 4.6’de görüldüğü gibi deneysel çalışmada kullanılan 3 farklı geometriye sahip dişler kategorik olarak gruplandırılmıştır.

Çizelge 4.6. Kategorik değişken kodlaması<sup>a</sup>

		Frekans	(1)	(2)
geometri <sup>b</sup>	1,00=20	20	0	0
	2,00=22	12	1	0
	3,00=25	15	0	1

a. Kategori değişkeni: geometri

b. Parametre kodlama belirteci

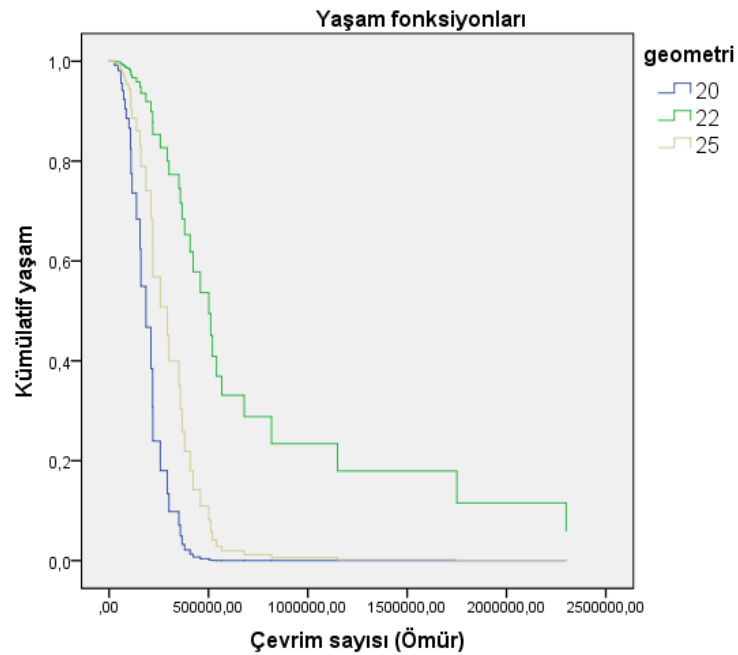
İstatistiksel analizler, SPSS istatistik paket programında yapılmıştır. Analiz sonuçlarının kıyaslanmasında referans değerler 20° kavrama açısına sahip simetrik dişlerdir. Yapılan analizler sonucunda 20°/22° ve 20°/25° kavrama açısına sahip asimetrik dişlerde 20° kavrama açısına sahip simetrik dişlere göre bir artış gözlemlenmekle birlikte 20°/22° kavrama açısına sahip dişler yorulma ömrü performansı en iyi olan gruptur.

Çizelge 4.7’de verilen Exp(B) değerlerine bakılarak, 20°/22° kavrama açısına sahip dişlerin aynı tork değerleri altında 20°/20° kavrama açısına sahip dişlere göre kırılma riski % 88,9 ( $100 \cdot (1 - 0,111)$ ) azalarak daha iyi yorulma performansı gösterdiği görülmektedir. 20°/25° kavrama açısına sahip dişler ise aynı tork değerleri altında 20°/20° kavrama açısına sahip dişlere göre kırılma riski % 60,5 ( $100 \cdot (1 - 0,395)$ ) azalarak daha iyi yorulma performansı göstermektedir.

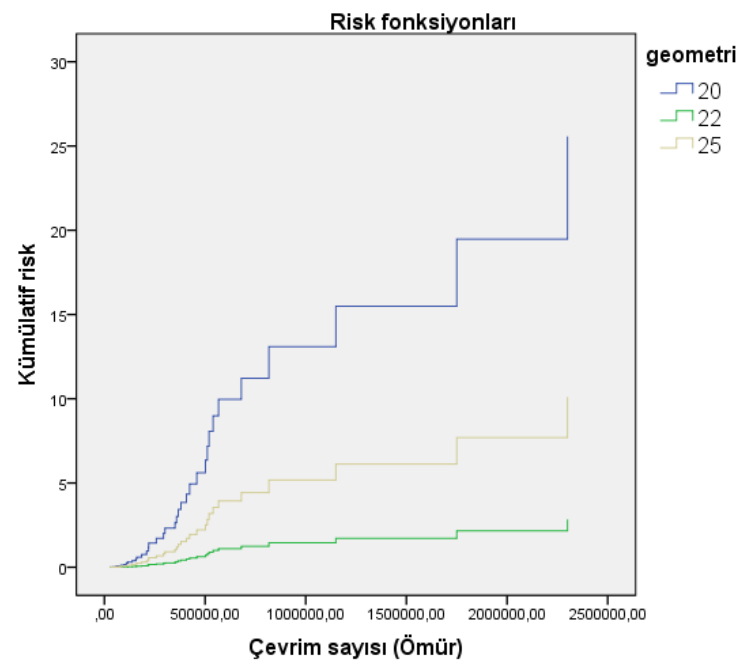
Çizelge 4.7. Denklemdaki değişkenler

	B	SE	Wald	df	Sig.	Exp(B)	95,0% CI for Exp(B)	
							Düşük	Yüksek
geometri			18,520	2	,000			
geometri(1)	-2,199	,512	18,424	1	,000	,111	,041	,303
geometri(2)	-,929	,439	4,485	1	,034	,395	,167	,933
tork	,059	,009	42,034	1	,000	1,061	1,042	1,080

Yaşam ve risk faktörlerinin değerlendirildiği cox regresyon analizinde  $20^\circ/22^\circ$  kavrama açısına sahip asimetrik dişler kırılma riski daha az olan bir performans sergilemiştir (Şekil 4.42). Bir başka deyişle kırılma riskinin az olması ortalama ömrün uzaması anlamına gelmektedir (Şekil 4.41).



Şekil 4.41. Simetrik ve asimetrik dişlere ait tork esaslı yaşam fonksiyonları



Şekil 4.42. Simetrik ve asimetrik dişlere ait tork esaslı risk fonksiyonları

#### 4.2.3.1. Simetrik ve asimetrik dişli çarkların TDEYK test sonuçlarının diş dibi gerilmesi bazı istatistik analizleri

Burada bağımlı değişken kırılma ömrü, bağımsız değişkenler geometri ve gerilmedir. Çizelge 4.8’de görüldüğü gibi deneysel çalışmada kullanılan 3 farklı geometriye sahip dişler kategorik olarak gruplandırılmıştır.

Çizelge 4.8. Kategorik değişken kodlaması<sup>a</sup>

		Frekans	(1)	(2)
geometri <sup>b</sup>	1,00=20	20	0	0
	2,00=22	12	1	0
	3,00=25	15	0	1

a. Kategori değişkeni: geometri  
b. Parametre kodlama belirteci

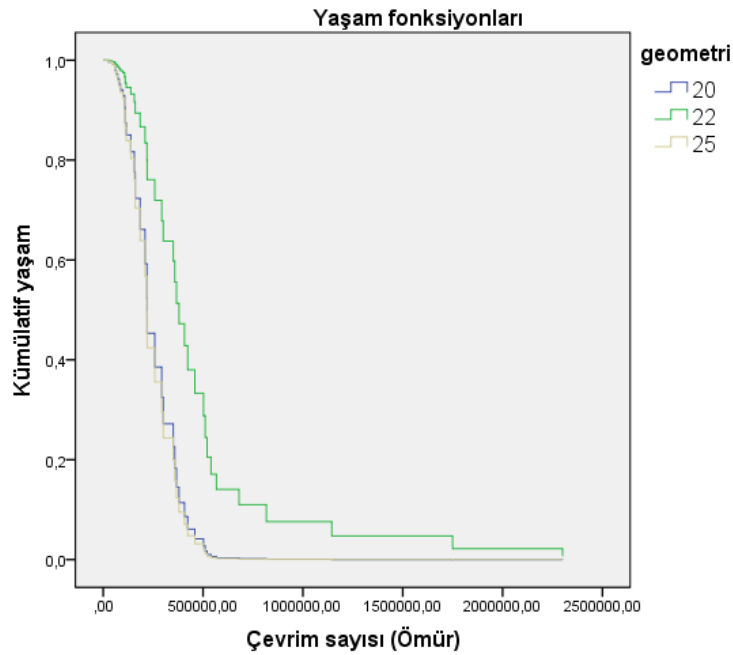
İstatistiksel analizler, SPSS istatistik paket programında yapılmıştır. Analiz sonuçlarının kıyaslanmasında referans değerler 20° kavrama açısına sahip simetrik dişlerdir. Diş dibi gerilmesini dikkate alarak yapılan analizler sonucunda 20°/22° kavrama açısına sahip asimetrik dişlerde 20° kavrama açısına sahip simetrik dişlere göre bir artış gözlemlenmekle birlikte, 20°/25° kavrama açısına sahip dişlerde bir miktar yorulma performansı açısından kırılma riskinde artış görülmektedir.

Çizelge 4.9’da verilen Exp(B) değerlerine bakılarak, 20°/22° kavrama açısına sahip dişlerin aynı gerilme değerleri altında 20°/20° kavrama açısına sahip dişlere göre kırılma riski % 65,5 ( $100 \cdot (1 - 0,345)$ ) azalarak daha iyi yorulma performansı gösterdiği görülmektedir. 20°/25° kavrama açısına sahip dişler ise aynı tork değerleri altında 20°/20° kavrama açısına sahip dişlere göre kırılma riski “-% 8,4” ( $100 \cdot (1 - 1,084)$ ) azalarak kırılma riski yüksek bir yorulma performansı sergilemiştir.

Çizelge 4.9. Denklemdaki değişkenler

	B	SE	Wald	df	Sig.	Exp(B)	95,0% CI for Exp(B)	
							Düşük	Yüksek
geometri			6,290	2	,043			
geometri(1)	-1,063	,459	5,369	1	,021	,345	,141	,849
geometri(2)	,081	,403	,040	1	,842	1,084	,492	2,389
gerilme	,017	,003	42,449	1	,000	1,017	1,012	1,022

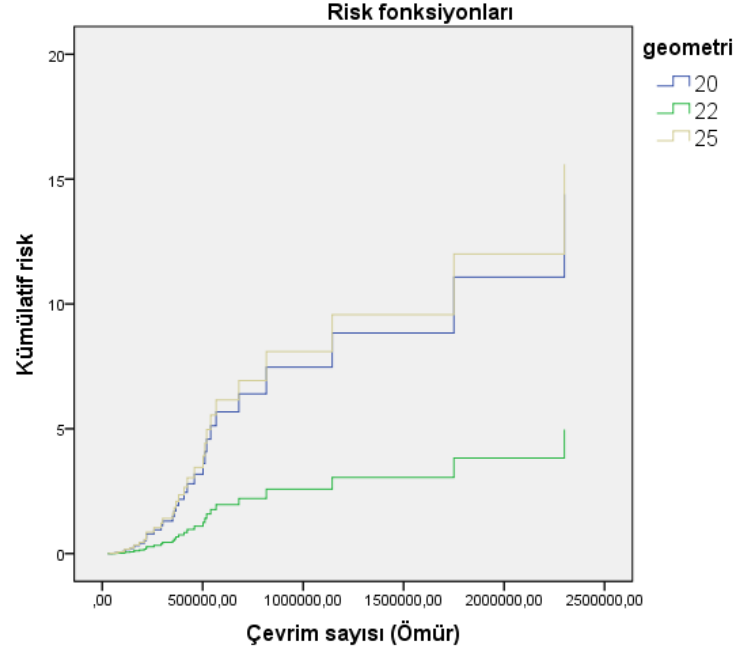
Diş dibi gerilme değerleri dikkate alınarak yaşam ve risk faktörlerinin değerlendirildiği “cox regresyon” analizinde  $20^\circ/22^\circ$  kavrama açısına sahip asimetrik dişler kırılma riski daha az olan bir performans sergilemiştir (Şekil 4.44). Bir başka deyişle kırılma riskinin az olması ortalama ömrün uzaması anlamına gelmektedir (Şekil 4.43).



Şekil 4.43. Simetrik ve asimetrik dişlere ait gerilme esaslı yaşam fonksiyonları

Tek diş eğilmeli yorulma kırılması test sonuçlarının değerlendirildiği diğer bölümler ile tork ve gerilme esaslı istatistiksel değerlendirmeler ışığında,  $20^\circ/22^\circ$  kavrama açısına sahip asimetrik dişlerin yorulma ömrü bakımından daha üstün bir performans sergilediği görülmektedir.

Bunula birlikte  $20^\circ/25^\circ$  kavrama açısına sahip asimetrik dişlerin daha düşük yüklerde / gerilmelerde, nispeten ilerleyen çevrim sayılarında diş yanağından hasara uğraması sonucu yorulma ömür performansı kötüleşmiştir.



Şekil 4.44. Simetrik ve asimetrik dişlere gerilme esaslı ait risk fonksiyonları

## 5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

### 5.1 Sonuçlar

20°/20° kavrama açısına sahip simetrik düz dişli çarkların eğilme gerilmeleri altında yorulma dayanımları araştırılmıştır. Test sonuçlarında dişlerde yorulmaya bağlı oluşan hasarlar, diş dibi bölgesinde oluşan çatlağın ilerlemesi sonucunda diş dibinden kırılma şeklinde gerçekleşmiştir.

20°/22° kavrama açısına sahip asimetric düz dişli çarkların eğilme gerilmeleri altında yorulma dayanımları araştırılmıştır. Test sonuçlarında dişlerde yorulmaya bağlı oluşan hasarlar, diş dibi bölgesinde oluşan çatlağın ilerlemesi sonucunda diş dibinden kırılma şeklinde gerçekleşmiştir. Bu sonuçlar literatür çalışmalarında da karşılaşılan diş kırılma hasar tiplerine benzerdir.

20°/22° kavrama açısına sahip asimetric dişli çarkların yorulma dayanımlarında, 20°/20° kavrama açısına sahip simetrik dişli çarklara göre yaklaşık % 90 oranında dayanım artışı görülmüştür. Bu durum artan diş dibi mukavemeti ile birlikte azalan temas gerilmelerinin sonucunda oluşmaktadır.

20°/25° kavrama açısına sahip asimetric düz dişli çarkların eğilme gerilmeleri altında yorulma dayanımları araştırılmıştır. Test sonuçlarında dişlerde yorulmaya bağlı oluşan hasarlar, yüksek yük ve nispeten düşük çevrimlerde diş dibi bölgesinde oluşan çatlağın ilerlemesi sonucunda diş dibinden kırılma şeklinde gerçekleşmiştir. Nispeten yüksek çevrimlerde gerçekleştirilen testlerde ise TDÜTN'na yakın bölgeden yanak hasarına uğrayarak çatlamış ve ilerleyen çatlak sonucunda diş kırılma hasarı oluşmuştur.

ISO 6336-4 kapsamında bahsedilen hasar türü 20°/25° kavrama açısına sahip dişlerde oluşan hasar şekli ile birebir örtüşmektedir. Nitekim testleri gerçekleştirilen dişliler çekirdeğe kadar sertleştirilmiş,  $38 \pm 1,5$  HRC sertliğe sahip olup harici bir yüzey sertleştirme işlemine tabi tutulmamıştır.

Yapılan deneysel ve istatistiksel çalışmalar neticesinde 20°/22° kavrama açısına sahip asimetric dişli çarklarda yorulma dayanımının yaklaşık % 90 arttığı sonucuna ulaşılmıştır.

20°/25° kavrama açısına sahip asimetric dişli çarklarda oluşan diş yanak hasarının yorulma dayanımını kötüleştirilmesi sonucunda 20°/20° kavrama açısına sahip simetrik dişler ile 20°/25° kavrama açısına sahip asimetric dişler arasında toplam fayda açısından önemli bir fark görülmemiştir. Bu durum 20°/25° kavrama açısına sahip dişlerde oluşan

yanak hasarının bir sonucudur. Zira yüksek tork / gerilme değerlerinde daha iyi bir dayanıma sahip olmakla birlikte nispeten daha düşük tork / gerilme değerlerinde ilerleyen çevrimlerde oluşan yanak hasarı yorulma dayanımına olumsuz etki etmiştir.

## 5.2 Öneriler

Asimetrik dişli çarkların kullanılmasının yorulma dayanımı açısından bir kazanç sağladığı görülmüştür. İlerleyen çevrim sayılarında oluşan diş yanak hasarının önlenmesi çok önemli bir husustur.

Yorulma dayanımına olumsuz bir etki gösteren yanak kırılması hasarının hangi şartlarda oluştuğunu tespit edip bu tip hasar oluşumunu önleyebilmek için;

- Modül, kavrama açısı gibi diş geometrisini oluşturan parametrelerin değişiminin bu tip hasar oluşumuna etkisi deneysel olarak daha geniş çaplı araştırılmalı,
- Farklı sertlik değerlerinde dişler test edilip sertlik değişimin ve ısıl işlem süreçlerinin bu tip hasara etkisi araştırılmalı,
- Endüstriyel uygulamalarda dişli çark malzemesi olarak kullanılan diğer malzemelerden imal edilen asimetrik dişli çarklarda bu tip hasar oluşumu araştırılmalı,
- Özellikle asimetrik dişli çarklarda kavrama açısındaki artışın, modül ve diş sayısının değişiminin diş yanak hasarı oluşumuna etkisi deneysel olarak araştırılması gereken başlıca konulardır.

Diş yanak hasarı ile ilgili yeni yayınlanmış olan standartta da belli başlı sınırlar konulmuş, bu hasarı önleyecek genel bir yaklaşım yapılamamıştır.

Bu hasar tipi sadece tek diş eğilmeli yorulma kırılma testlerinde değil, aşınmaya bağlı dayanım testlerinde de oluşabilecek bir durumdur. Aşınma dayanımı ile ilgili yapılan deneysel çalışmalarda da belirli bir tork ile yüklenen test dişlileri hem eğilme gerilmelerine maruz kalmakta hem de sürtünme ve aşınma sonucu diş zayıflamaktadır.

Yukarıdaki bölümlerde de izah edilen, dişli çarklarda hasara sebep olan bu durumların tasarım aşamasından itibaren dikkate alınması dişli çarkın emniyetli çalışması açısından önemli bir husustur.



**KAYNAKLAR**

- Abudaia, F. B., 2003, Microstructure and fatigue strength of high performance gear steels.
- Adzimah, S. K. ve Ibrahim, I., 2014, A Computer Programme to Determine the Bending and Pitting Stresses of Gears and the Effect of Varying the AGMA Stress Equation Parameters on the Stress Values, *Marketing*, 5 (3).
- Akata, E., Altınbalık, M. ve Can, Y., 2004, Three point load application in single tooth bending fatigue test for evaluation of gear blank manufacturing methods, *International Journal of Fatigue*, 26 (7), 785-789.
- Al, B., Patel, R. ve Langlois, P., 2016, Finite Element Analysis of Tooth Flank Fracture Using Boundary Conditions from LTCA, *Gear Technology*.
- Amorena, M., Bragallini, G. M., Manconi, S., Manfredi, E. ve Vitali, M., 2005, Characterization of aerospace gears by high speed testing, *International Conference on Gears, Pts 1 and 2*, 1904, 1091-1105.
- Andersson, M., 2014, Predicting PM gear tooth root bending strength, *Proceedings of PM2014 World Congress, Orlando*.
- Association, A. G. M., 1989, AGMA 908-B89: Geometry Factors for Determining the Pitting Resistance and Bending Strength of Spur, Helical and Herringbone Gear Teeth, AGMA Information Sheet), American Gear Manufacturers Association, Alexandria, VA.
- Aziz, E.-S. S. ve Chassapis, C., 2011, Probabilistic Simulation Approach to Evaluate the Tooth-Root Strength of Spur Gears with FEM-Based Verification, *Engineering*, 3 (12), 1137.
- Boiadjiev, I., Witzig, J., Tobie, T. ve Stahl, K., 2015, Tooth Flank Fracture–Basic Principles and Calculation Model for a Sub-Surface-Initiated Fatigue Failure Mode of Case-Hardened Gears, *Gear Technology*, 59-64.
- Bretl, N., Schurer, S., Tobie, T., Stahl, K. ve Höhn, B.-R., 2014, Investigations on tooth root bending strength of case hardened gears in the range of high cycle fatigue, *Thermal Processing for Gear Solutions, Fall/Winter*, 52.
- Brown, F., Davidson, S., Hanes, D. ve Weires, D., 2010, AGMA Technical Paper.
- Cavdar, K., Karpat, F. ve Babalik, F. C., 2004, Computer Aided Analysis of Bending Strength of Involute Spur Gears with Asymmetric Profile, *Journal of Mechanical Design*, 127 (3), 477-484.
- Chira, F., Bănică, M. ve Stoicovici, D., 2007, The Influence of the Pressure Angles on the Transmission Error of the Asymmetric Gears, *Annals of the Oradea University, Fascicle of Management and Technological Engineering, cod CNCSIS*, 564, 1583-0691.
- Conrado, E., Gorla, C., Davoli, P. ve Boniardi, M., 2017, A comparison of bending fatigue strength of carburized and nitrided gears for industrial applications, *Engineering Failure Analysis*, 78 (Supplement C), 41-54.
- Costopoulos, T. ve Spitas, V., 2009, Reduction of gear fillet stresses by using one-sided involute asymmetric teeth, *Mechanism and Machine Theory*, 44 (8), 1524-1534.
- Çavdar, K., Karpat, F. ve Babalik, F. C., 2004, Asimetrik Evolvent Profilli Düz Dişlilerin Boyutlandırılması ve Geometrik Modellerinin Oluşturulması, *Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 9 (1).
- Daniewicz, S. ve Moore, D., 1998, Increasing the bending fatigue resistance of spur gear teeth using a presetting process, *International Journal of Fatigue*, 20 (7), 537-542.
- Demet, S. M. ve İmrek, H., 2015, Yeni tip tek diş eğilmeli yorulma kırılması deney aparatı, *Türk Patent Enstistüsü*, 2015/12969.

- Di Francesco, G. ve Marini, S., 2007, Asymmetric teeth: bending stress calculation, *Gear Technology*, 24 (2), 52-55.
- Dudley, D. W., 1991, Dudley's gear handbook, Tata McGraw-Hill Education, p.
- E8/E8M-09, A., E8/E8M-09, Standard test methods for tension testing of metallic materials, *American association state highway and transportation officials standard AASHTO (T68)*, 1-3.
- Fetvacı, M. C. ve İmrak, C. E., 2008, Mathematical Modeling And Cutting Simulation Of Involute Spur Gears With Asymmetric Teeth, *Journal of Engineering and Natural Sciences*, 25 (4).
- Fülöp, E., 2014, Setting Load Parameters for Viable Fatigue Testing of Gears in Powertrain Axles.
- Gagg, C. R. ve Lewis, P. R., 2009, In-service fatigue failure of engineered products and structures – Case study review, *Engineering Failure Analysis*, 16 (6), 1775-1793.
- Gasparini, G., Mariani, U., Gorla, C., Filippini, M. ve Rosa, F., 2008, Bending fatigue tests of helicopter case carburized gears: Influence of material, design and manufacturing parameters, *AGMA Fall Technical Meeting 2008*.
- Glodež, S., Šori, M. ve Verlak, T., 2014, A Computational Model for Bending Fatigue Analyses of Sintered Gears, *Strojniški vestnik-Journal of Mechanical Engineering*, 60 (10), 649-655.
- Gonzalez, G., Frechilla, P. ve Garcia, R., 2001, The Finite Element Method as Alternative to Design Gears, *Ingenieria Mecanica*, 1.
- Handschuh, R. F., Krantz, T. L., Lerch, B. A. ve Burke, C. S., 2007, Investigation of low-cycle bending fatigue of AISI 9310 steel spur gears, *ASME Proceedings*, 7, 7.
- Handschuh, R. F. ve Krantz, T. L., 2010, Engagement of Metal Debris Into a Gear Mesh, 2010/216759, 6.
- ISO, B., 6336-3: 2006, *Calculation of load capacity of spur and helical gears, part, 3*.
- ISO/TS-6336-4, 2019, Calculation of load capacity of spur and helical gears -- Part 4: Calculation of tooth flank fracture load capacity, *International Organization for Standardization, Geneva, Switzerland*.
- Jelaska, D., Glodež, S., Kramberger, J. ve Podrug, S., 2003, Numerical Modelling of Gear Tooth Root Fatigue Behaviour, *International Conference on Fatigue Crack Paths: FCP 2003*.
- Jelaska, D. ve Podrug, S., 2007, Gear Tooth Root Fatigue Behaviour, *ADVANCED ENGINEERING*, 2, 12.
- Kapelevich, A., 2000, Geometry and design of involute spur gears with asymmetric teeth, *Mechanism and Machine Theory*, 35 (1), 117-130.
- Kapelevich, A., 2016, Direct gear design for asymmetric tooth gears, In: *Theory and Practice of Gearing and Transmissions*, Eds: Springer, p. 117-143.
- Karpat, F., 2005, Asimetrik Evolvent Profil Sahip Düz Dişli Çarkların Analizi, *Doktora Tezi*.
- Karpat, F., Çavdar, K. ve Babalik, F. C., 2006, Asimetrik Evolvent Dişe Sahip Düz Dişli Çarkların Bilgisayar Destekli Parametrik Analizi, *TİMAK-Tasarım İmalat Analiz Kongresi*.
- Karpat, F., Ekworo-Osire, S., Cavdar, K. ve Babalik, F. C., 2008, Dynamic analysis of involute spur gears with asymmetric teeth, *International Journal of Mechanical Sciences*, 50 (12), 1598-1610.
- Kawalec, A., Wiktor, J. ve Ceglarek, D., 2006, Comparative analysis of tooth-root strength using ISO and AGMA standards in spur and helical gears with FEM-based verification, *Journal of Mechanical Design*, 128 (5), 1141-1158.

- Kramberger, J., Šraml, M., Glodež, S., Flašker, J. ve Potrč, I., 2004, Computational model for the analysis of bending fatigue in gears, *Computers & Structures*, 82 (23), 2261-2269.
- Krantz, T. ve Tufts, B., 2007, Pitting and bending fatigue evaluations of a new case-carburized gear steel, *ASME PTG*, 2007.
- Kumar, P., Hirani, H. ve Agrawal, A., 2017, Fatigue failure prediction in spur gear pair using AGMA approach, *Materials Today: Proceedings*, 4 (2, Part A), 2470-2477.
- Lakshmi, R. V., 2012, TRANSMISSION ERROR ON SPUR GEAR, *International Journal of Advanced Engineering Research and Studies*, 1 (3), 122-125.
- Lang, O. R., 1979, The Dimensioning of Complex Steel Members in the Range of Endurance Strength and Fatigue Life, *Zeitschrift fuer Werkstofftechnik*, 10, 24-29.
- Lewicki, D. G. ve Ballarini, R., 1997, Effect of Rim Thickness on Gear Crack Propagation Path, *Journal of Mechanical Design*, 119 (1), 88-95.
- Li, S. ve Kahraman, A., 2010, A transient mixed elasto-hydrodynamic lubrication model for spur gear pairs, *Journal of Tribology*, 132 (1), 011501.
- Lisle, T. J., Shaw, B. A. ve Frazer, R. C., 2017, External spur gear root bending stress: A comparison of ISO 6336:2006, AGMA 2101-D04, ANSYS finite element analysis and strain gauge techniques, *Mechanism and Machine Theory*, 111 (Supplement C), 1-9.
- Litvin, F. L., Lian, Q. ve Kapelevich, A. L., 2000, Asymmetric modified spur gear drives: reduction of noise, localization of contact, simulation of meshing and stress analysis, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 188 (1), 363-390.
- Lynwander, P., 1983, Gear drive systems: Design and application, CRC Press, p.
- Lyu, S.-k., Inoue, K., Kato, M., Onisi, M. ve Shimoda, K., 1996, Effects of surface treatment on the bending fatigue strength of carburized spur gears, *JSME international journal. Ser. C, Dynamics, control, robotics, design and manufacturing*, 39 (1), 108-114.
- Ma, H., Zeng, J., Feng, R., Pang, X., Wang, Q. ve Wen, B., 2015, Review on dynamics of cracked gear systems, *Engineering Failure Analysis*, 55, 224-245.
- MackAldener, M. ve Olsson, M., 2001, Tooth Interior Fatigue Fracture—computational and material aspects, *International Journal of Fatigue*, 23 (4), 329-340.
- Malles, G., Venkatesh, M. V., Shankarmurthy, H., Prasad Shiva, P. ve Aravinda, K., 2009, Parametric analysis of asymmetric spur gear tooth, *14th National Conference on Machines and Mechanisms (NaCoMM09), December*, 17-18.
- Marimuthu, P. ve Muthuveerappan, G., 2016a, Investigation of load carrying capacity of asymmetric high contact ratio spur gear based on load sharing using direct gear design approach, *Mechanism and Machine Theory*, 96 (Part 1), 52-74.
- Marimuthu, P. ve Muthuveerappan, G., 2016b, Design of asymmetric normal contact ratio spur gear drive through direct design to enhance the load carrying capacity, *Mechanism and Machine Theory*, 95 (Supplement C), 22-34.
- Maršálek, P. ve Moravec, V., 2011a, A methodology for gear fatigue tests and their evaluation (part 1), *Journal of Middle European Construction and Design of Cars*, 9 (3), 13-17.
- Maršálek, P. ve Moravec, V., 2011b, A methodology for gear fatigue tests and their evaluation (part 2), *Journal of Middle European Construction and Design of Cars*, 9 (3), 18-22.
- Math, V. ve Chand, S., 2004, An approach to the determination of spur gear tooth root fillet, *Journal of Mechanical Design*, 126 (2), 336-340.

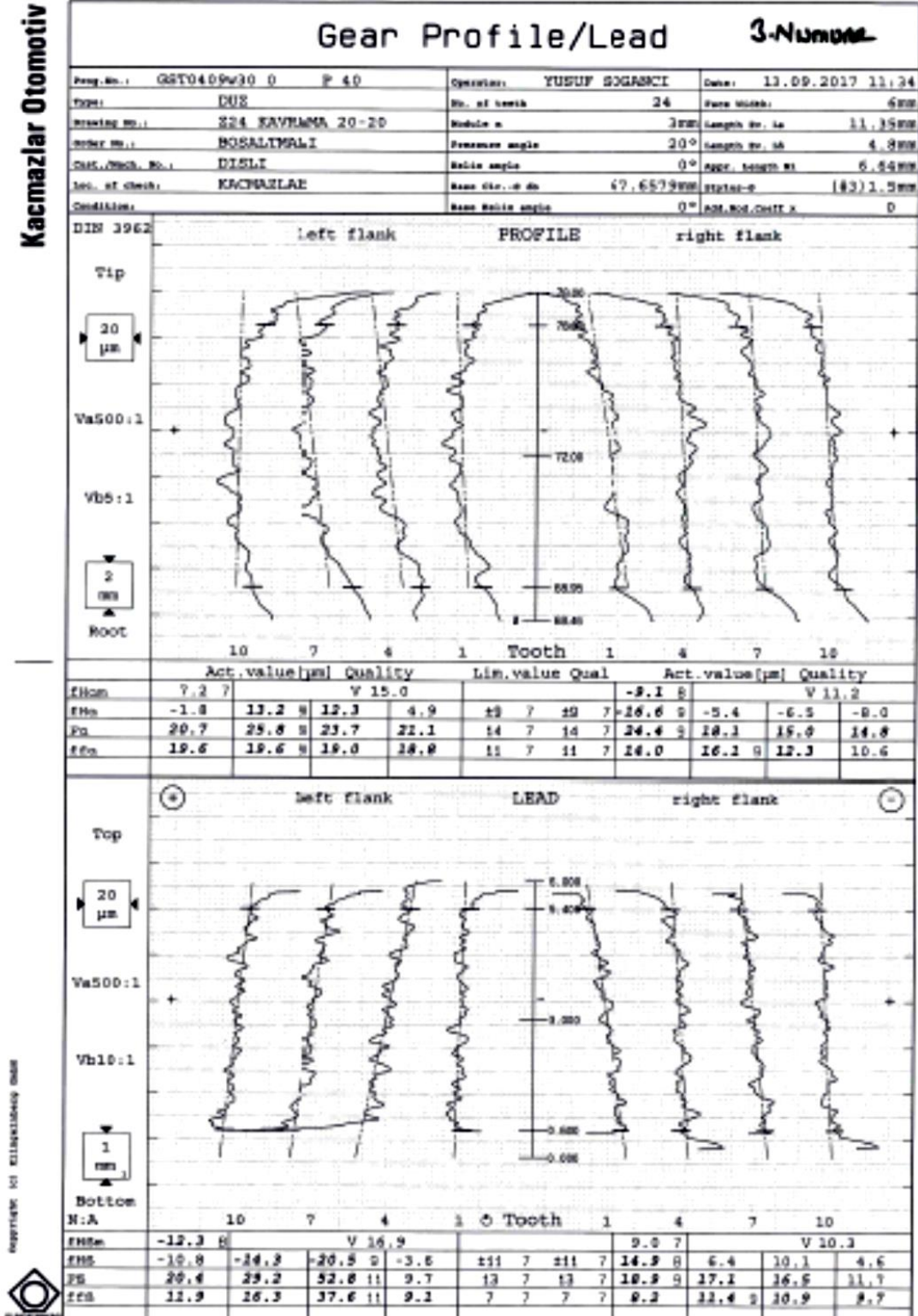
- Matsumura, S. ve Hamasaka, N., 2006, High Strength and Compactness of Gears by WHSP (Double Hard Shot Peening) Technology, 52, 5.
- Moya, J. L., Machado, A. S., Becerra, A. M., Velázquez, J. A. ve Goytisolo, R., 2009, Determining the Lewis Factor for Plastic Spur Gears With Asymmetric Teeth, (43802), 305-313.
- Nordin , I. H. W., Mohd Afendi, R., Salmie Suhana, C. A. ve Mohd Hafis, S., 2012, Bending fatigue strength of case-carburized spur gears with boss, *International Conference on Applications and Design in Mechanical Engineering*.
- Olsson, E., Olander, A. ve Öberg, M., 2016, Fatigue of gears in the finite life regime — Experiments and probabilistic modelling, *Engineering Failure Analysis*, 62 (Supplement C), 276-286.
- Pandya, Y. ve Parey, A., 2013, Failure path based modified gear mesh stiffness for spur gear pair with tooth root crack, *Engineering Failure Analysis*, 27 (Supplement C), 286-296.
- Pedersen, N. L., 2010, Improving bending stress in spur gears using asymmetric gears and shape optimization, *Mechanism and Machine Theory*, 45 (11), 1707-1720.
- Pedrero, J., Rueda, A. ve Fuentes, A., 1999, Determination of the ISO tooth form factor for involute spur and helical gears, *Mechanism and Machine Theory*, 34 (1), 89-103.
- Prabhu Sekar, R. ve Muthuveerappan, G., 2015, Estimation of tooth form factor for normal contact ratio asymmetric spur gear tooth, *Mechanism and Machine Theory*, 90 (Supplement C), 187-218.
- Prajapati, M. ve Vaghela, P., 2013, Factor Affecting The Bending Stress at Critical Section of Asymmetric Spur Gear, *International Journal of Mechanical Engineering & Technology*, 4 (1), 266-273.
- Sánchez, M. B., Pleguezuelos, M. ve Pedrero, J. I., 2016, Calculation of tooth bending strength and surface durability of internal spur gear drives, *Mechanism and Machine Theory*, 95, 102-113.
- Sanders, A. A., 2010, An experimental investigation of the influence of elliptical root shapes and asymmetric teeth on root stresses and bending fatigue lives, MS, *The Ohio State University*.
- Sankar, S., Raj, M. S. ve Nataraj, M., 2010, Profile modification for increasing the tooth strength in spur gear using CAD, *Engineering*, 2 (09), 740.
- Sardar, J. ve Bandopadhyaya, D., 2014, Development and fabrication of cement reinforced polypropylene composite material spur gear, *Journal of Polymer engineering*, 34 (8), 775-786.
- Sekar, R. P. ve Muthuveerappan, G., 2014, Effect of Backup Ratio and Cutter Tip Radius on Uniform Bending Strength Design of Spur Gears, *Procedia Materials Science*, 5 (Supplement C), 1640-1649.
- Shigley, J. E., 2011, Shigley's mechanical engineering design, Tata McGraw-Hill Education, p.
- Sivák, P. ve Ostertagová, E., 2012, Evaluation of fatigue tests by means of mathematical statistics, *Procedia Engineering*, 48, 636-642.
- Sonsino, C. ve Lipp, K., 2004, Pm-Gear Design Based On Local Bending And Rolling Contact Fatigue Data, *Powder Metallurgy Progress*, 4 (4), 225.
- Sonti, N., Rao, S. B. ve Anderson, G., 2009, Bending Fatigue, Impact and Pitting Resistance of Ausform-Finished P/M Gears, *GEAR Technology. Alexandria, United states: American Gear Manufacturers Association*, 168-181.

- Spitas, C. ve Spitas, V., 2007a, A FEM study of the bending strength of circular fillet gear teeth compared to trochoidal fillets produced with enlarged cutter tip radius, *Mechanics Based Design of Structures and Machines*, 35 (1), 59-73.
- Spitas, C., Spitas, V., Amani, A. ve Rajabalinejad, M., 2014, Parametric investigation of the combined effect of whole depth and cutter tip radius on the bending strength of 20 involute gear teeth, *Acta Mechanica*, 225 (2), 361-371.
- Spitas, C. A. ve Spitas, V. A., 2006, Generating Interchangeable 20<sup>0</sup> Spur Gear Sets with Circular Fillets to Increase Load Carrying Capacity, *International Conference on Gears*, 927-941.
- Spitas, V., Costopoulos, T. ve Spitas, C., 2005, Increasing the strength of standard involute gear teeth with novel circular root fillet design, *American Journal of Applied Sciences*, 2 (6), 1058-1064.
- Spitas, V. ve Spitas, C., 2007b, Numerical and experimental comparative study of strength-optimised AGMA and FZG spur gears, *Acta Mechanica*, 193 (1-2), 113-126.
- Spitas, V., Spitas, C. ve Costopoulos, T., 2009, Reduction of tooth fillet stresses using novel one-sided involute asymmetric gear design, *Mechanics Based Design of Structures and Machines*, 37 (2), 157-182.
- Stahl, K., Hohl, B. ve Tobie, T., 2013, Tooth Flank Breakage: Influences on Subsurface Initiated Fatigue Failures of Case Hardened Gears, *25th International Conference on Design Theory and Methodology*, 4-7.
- Standard, I., 6336-3: 1996, 1996, "Calculation of Load Capacity of Spur and Helical Gears—Part 3: Calculation of Tooth Bending Strength," *International Organization for Standardization, Geneva, Switzerland*.
- Stringer, D. B., Dykas, B. D., LaBerge, K. E., Zakrajsek, A. J. ve Handschuh, R. F., 2011, A new high-speed, high-cycle, gear-tooth bending fatigue test capability, 9.
- Terrin, A., Dengo, C. ve Meneghetti, G., 2017, Experimental analysis of contact fatigue damage in case hardened gears for off-highway axles, *Engineering Failure Analysis*, 76 (Supplement C), 10-26.
- Tobe, T., Kato, M., Inoue, K., Takatsu, N. ve Morita, I., 1986, Bending strength of carburized SCM420H spur gear teeth, *Bulletin of JSME*, 29 (247), 273-280.
- Weber, C., Tobie, T. ve Stahl, K., 2017, Investigation on the flank surface durability of gears with increased pressure angle, *Forschung im Ingenieurwesen*, 81 (2), 207-213.

## EKLER

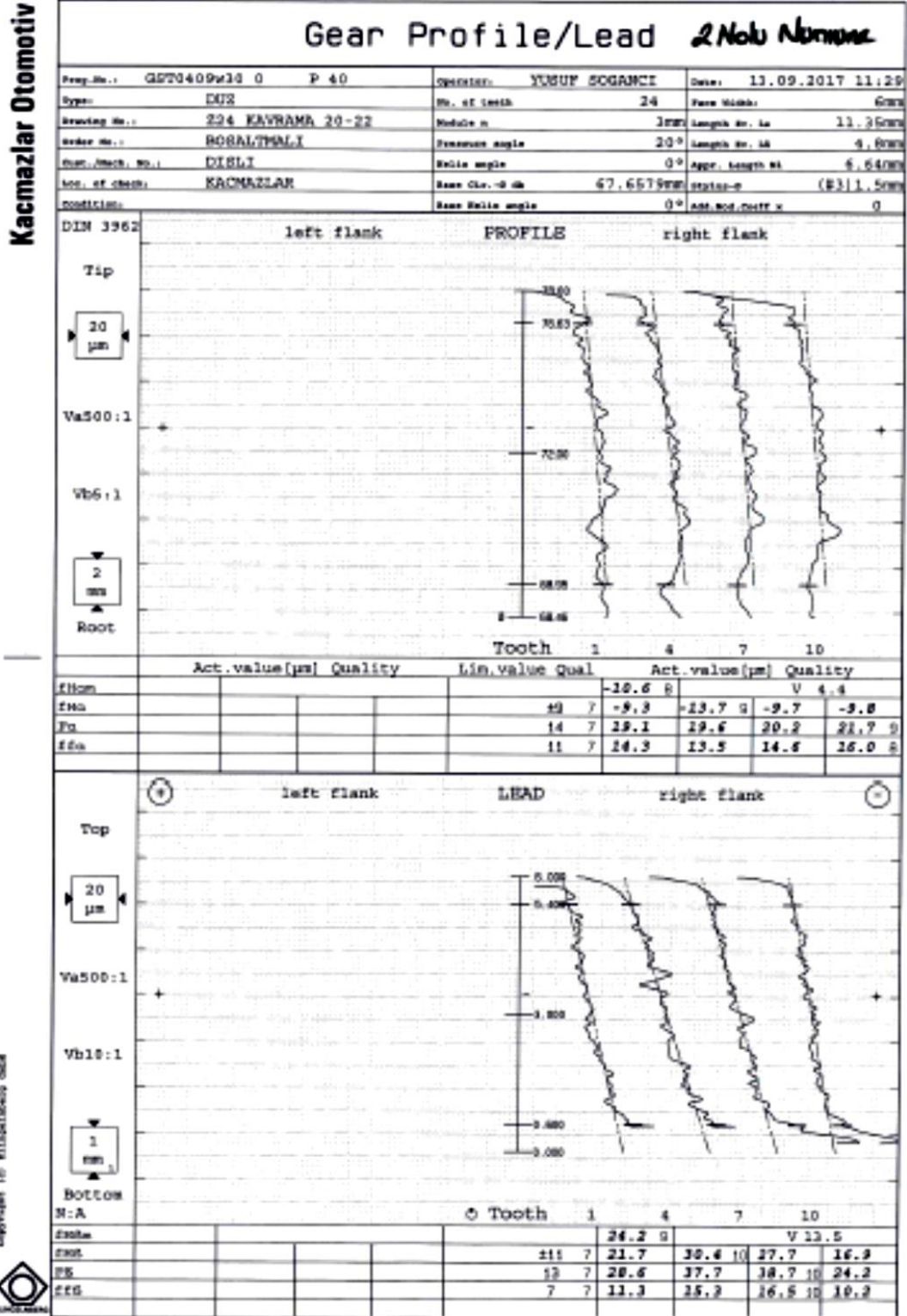
## EK-1 Dişli Çarkların Evolvent Profil Ölçümü

## 1- 20°/20° kavrama açısına sahip dişli çarkların evolvent profil ölçümü



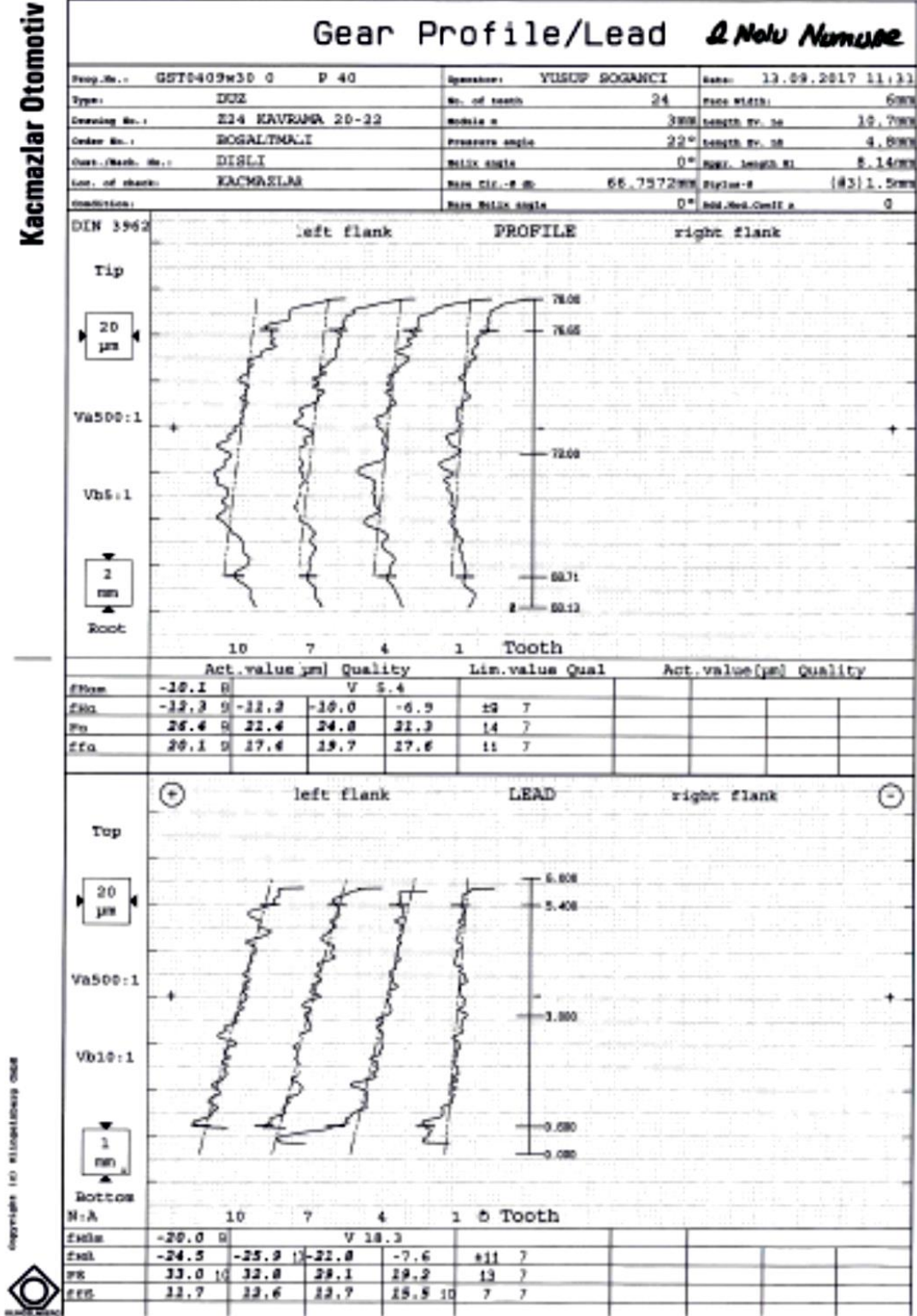
Şekil Ek1.1. 20°/20° kavrama açısına sahip simetrik dişlerin evolvent profil ölçümü

2- 20°/22° kavrama açısına sahip dişli çarkların 20° kavrama açılı evolvent profil ölçümü



Şekil Ek1.2. 20°/22° kavrama açısına sahip asimetric dişlerin 20° kavrama açılı evolvent profil ölçümü

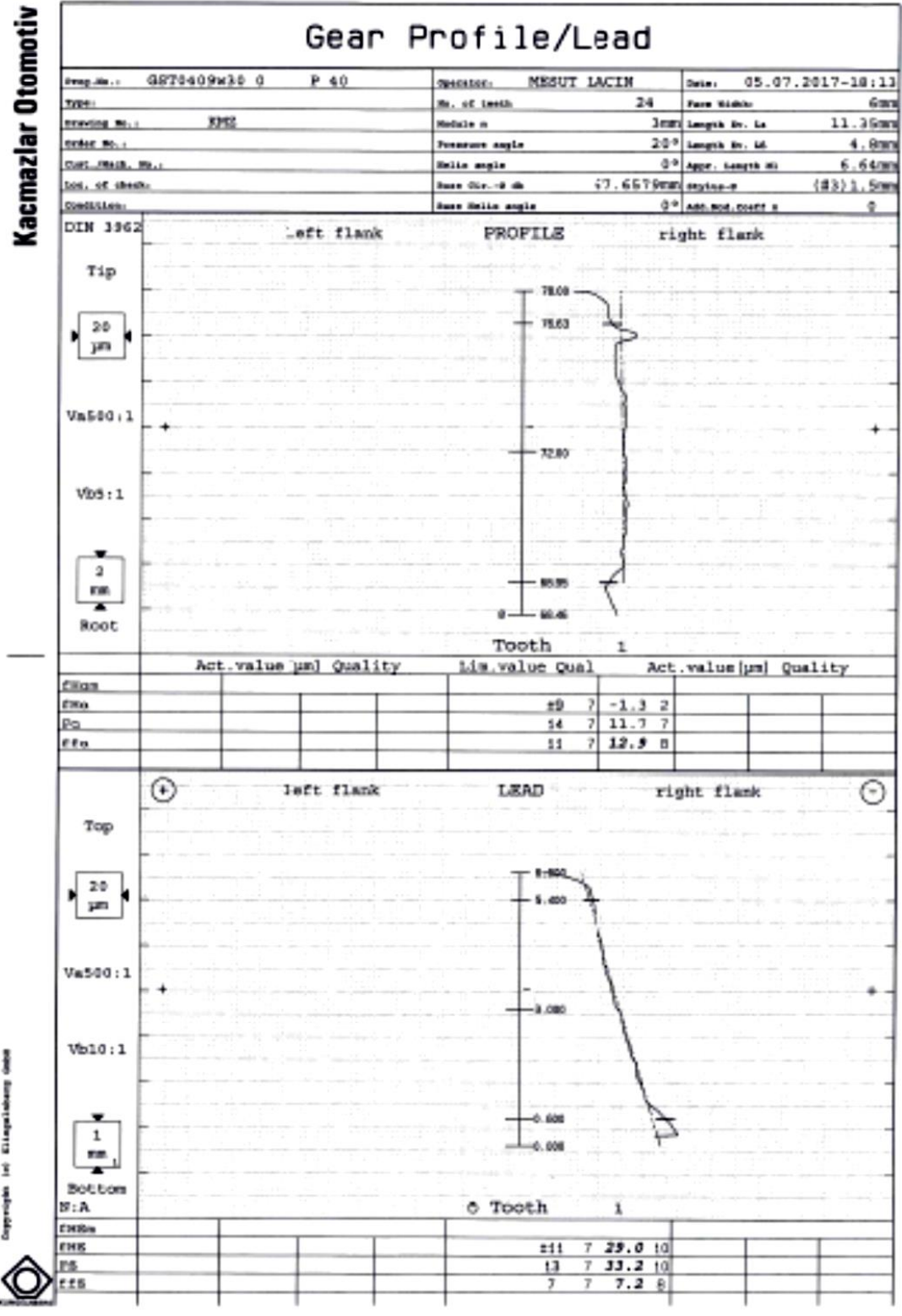
3-  $20^{\circ}/22^{\circ}$  kavrama açısına sahip dişli çarkların  $22^{\circ}$  kavrama açılı evolvent profil ölçümü



Şekil Ek1.3.  $20^{\circ}/22^{\circ}$  kavrama açısına sahip asimetric dişlerin  $22^{\circ}$  kavrama açılı evolvent profil ölçümü

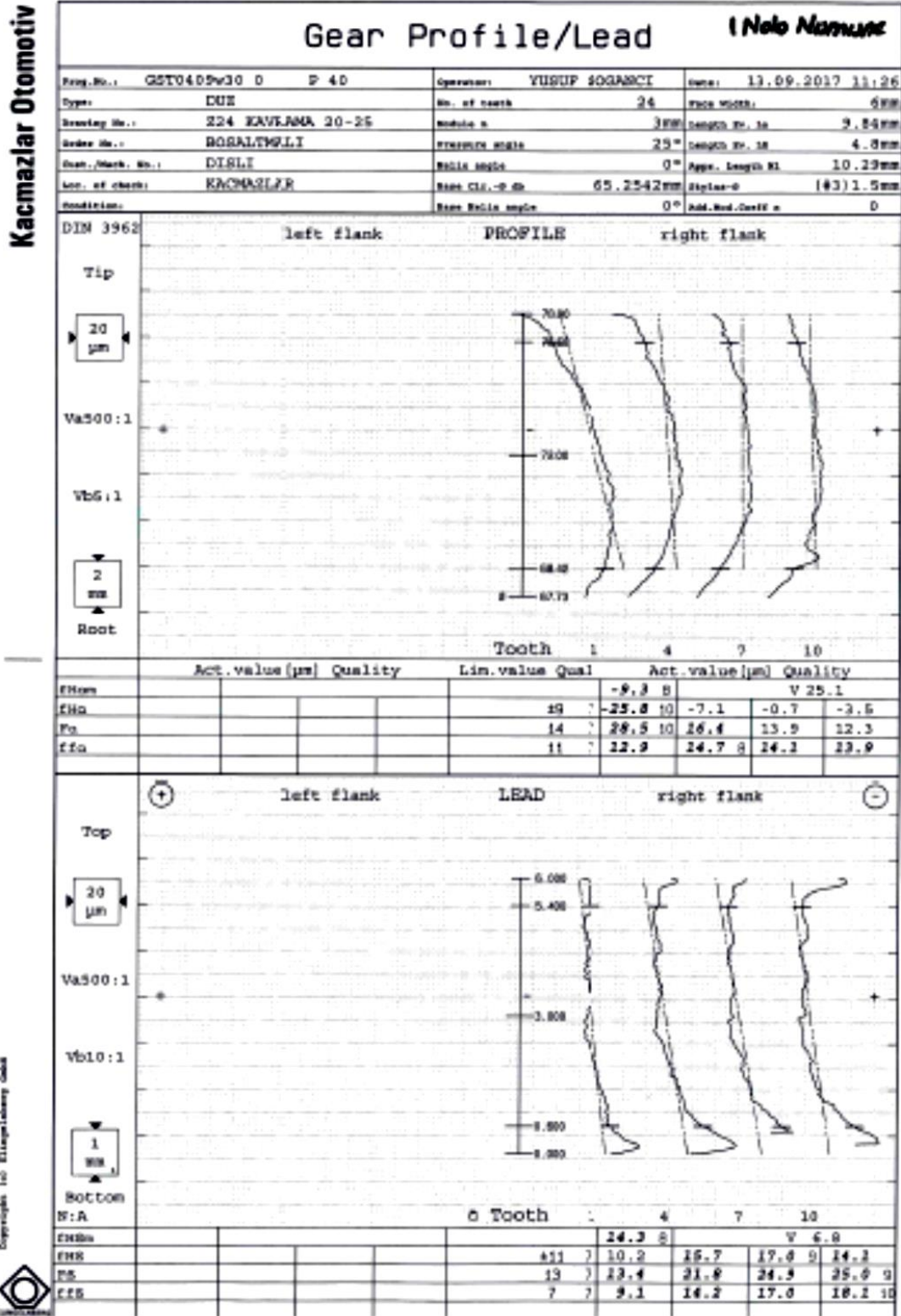


4- 20°/25° kavrama açısına sahip dişli çarkların 20° kavrama açılı evolvent profil ölçümü

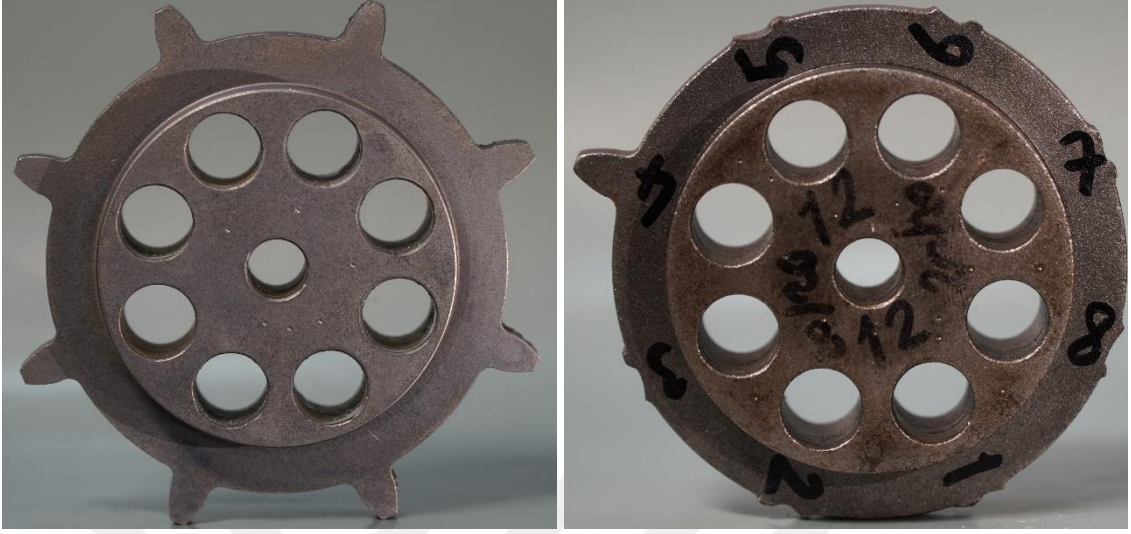


Şekil Ek1.4. 20°/25° kavrama açısına sahip asimetrik dişlerin 20° kavrama açılı evolvent profil ölçümü

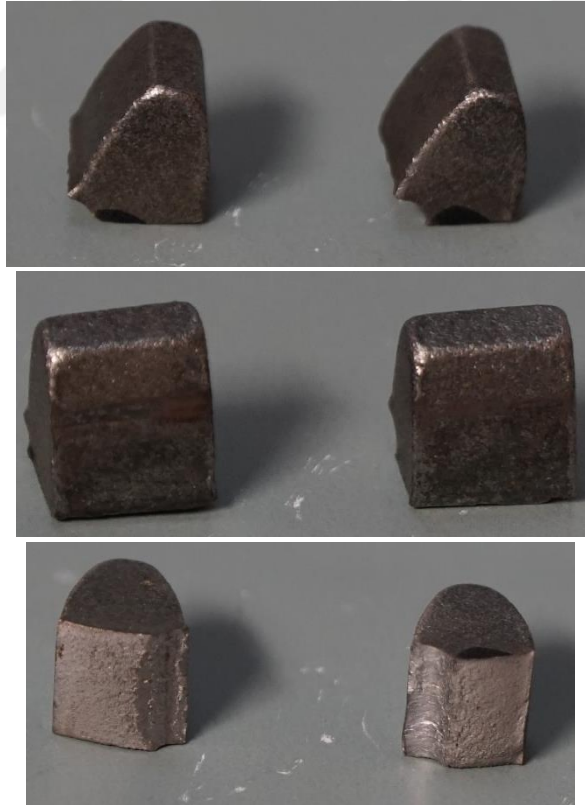
5-  $20^{\circ}/25^{\circ}$  kavrama açısına sahip dişli çarkların  $25^{\circ}$  kavrama açılı evolvent profil ölçümü



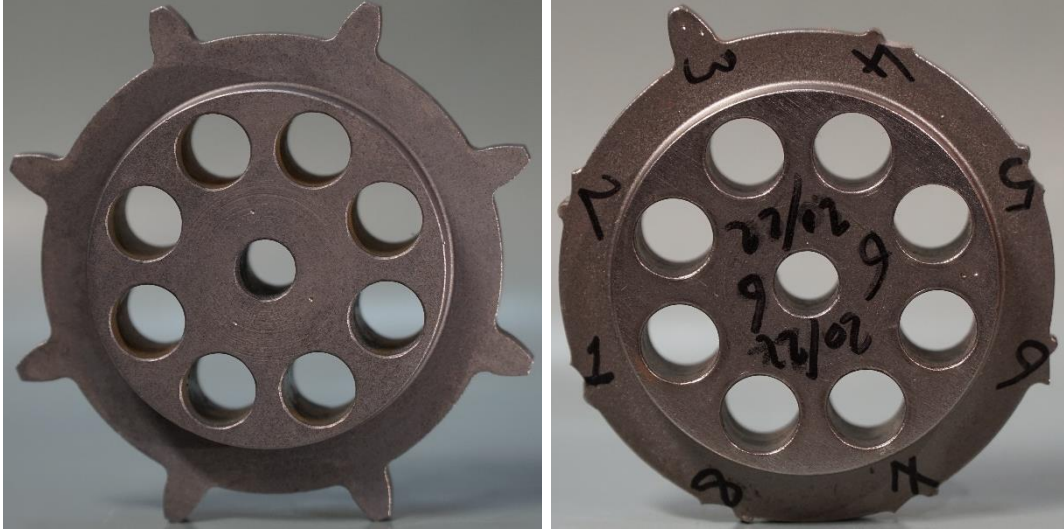
Şekil Ek1.5.  $20^{\circ}/25^{\circ}$  kavrama açısına sahip asimetric dişlerin  $25^{\circ}$  kavrama açılı evolvent profil ölçümü

**EK-2 Deneylerde Kullanılan Dişli Çarklar**

**Şekil Ek2.1.**  $20^{\circ}/20^{\circ}$  kavrama açısına sahip simetrik düz dişli çark test numunelerinin deney öncesi ve deney sonrası görüntüleri



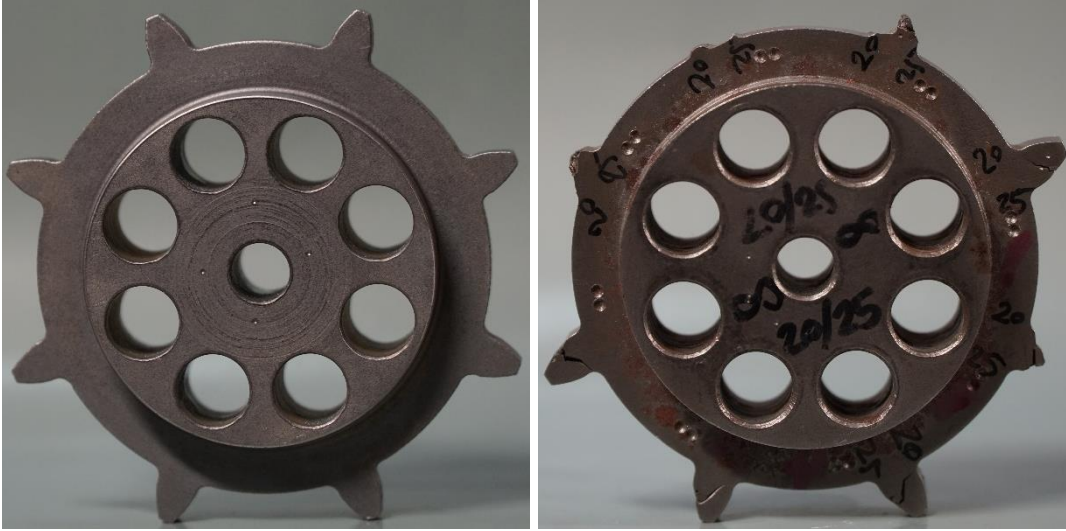
**Şekil Ek2.2.**  $20^{\circ}/20^{\circ}$  kavrama açısına sahip simetrik düz dişli çark test numunelerinin deney sonrası kırılan diş görüntüleri



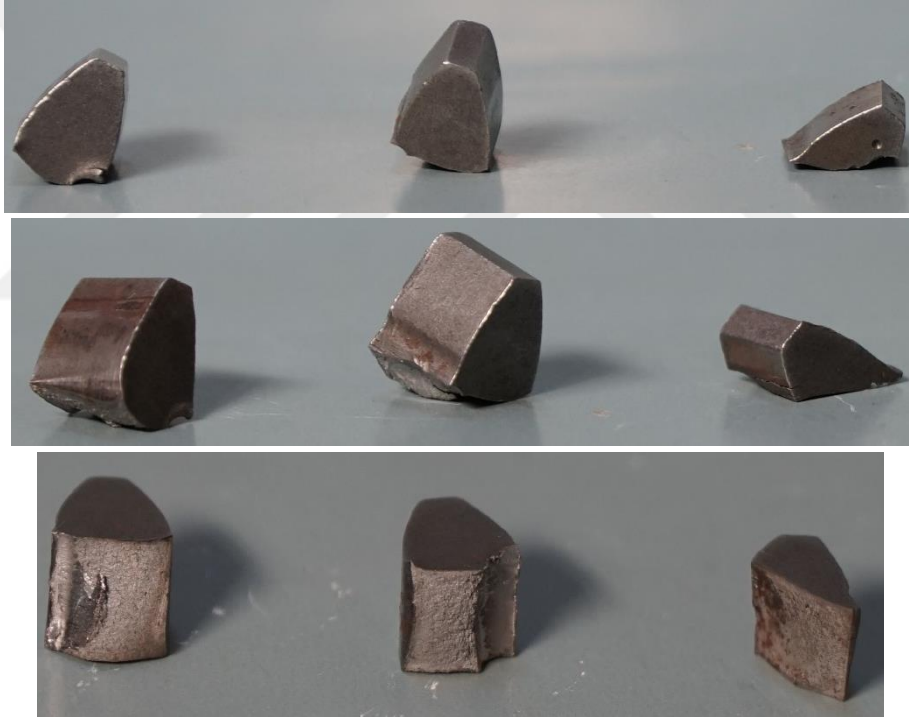
**Şekil Ek2.3.**  $20^{\circ}/22^{\circ}$  kavrama açısına sahip asimetric düz dişli çark test numunelerinin deney öncesi ve deney sonrası görünümleri



**Şekil Ek2.4.**  $20^{\circ}/22^{\circ}$  kavrama açısına sahip simetrik düz dişli çark test numunelerinin deney sonrası kırılan diş görünümleri

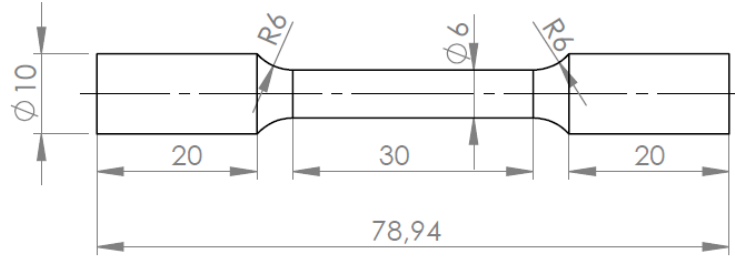


**Şekil Ek2.5.**  $20^\circ/25^\circ$  kavrama açısına sahip asimetric düz dişli çark test numunelerinin deney öncesi ve deney sonrası görünüşleri

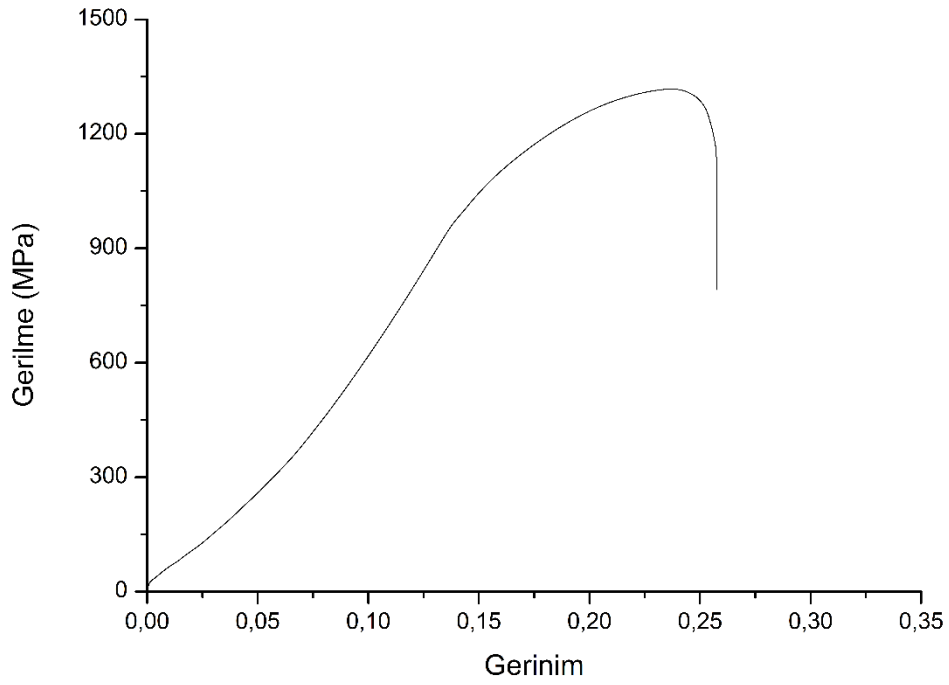


**Şekil Ek2.6.**  $20^\circ/25^\circ$  kavrama açısına sahip simetrik düz dişli çark test numunelerinin deney sonrası kırılan diş görünüşleri

### EK-3 Çekme Testi Sonucu

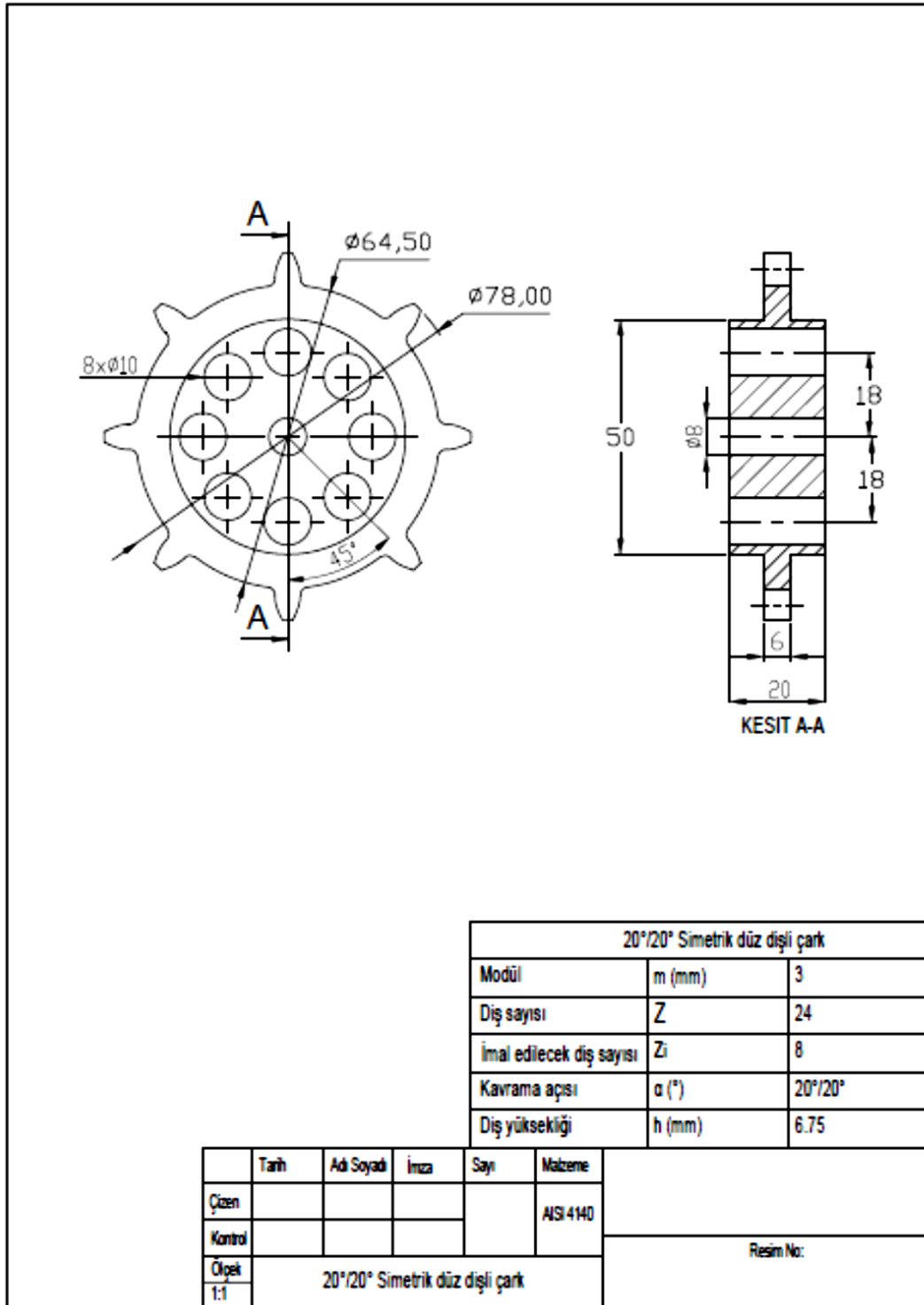


Şekil Ek3.1. 38 HRC sertlikte ASTM E8'e göre hazırlanmış çekme numunesi (E8/E8M-09)

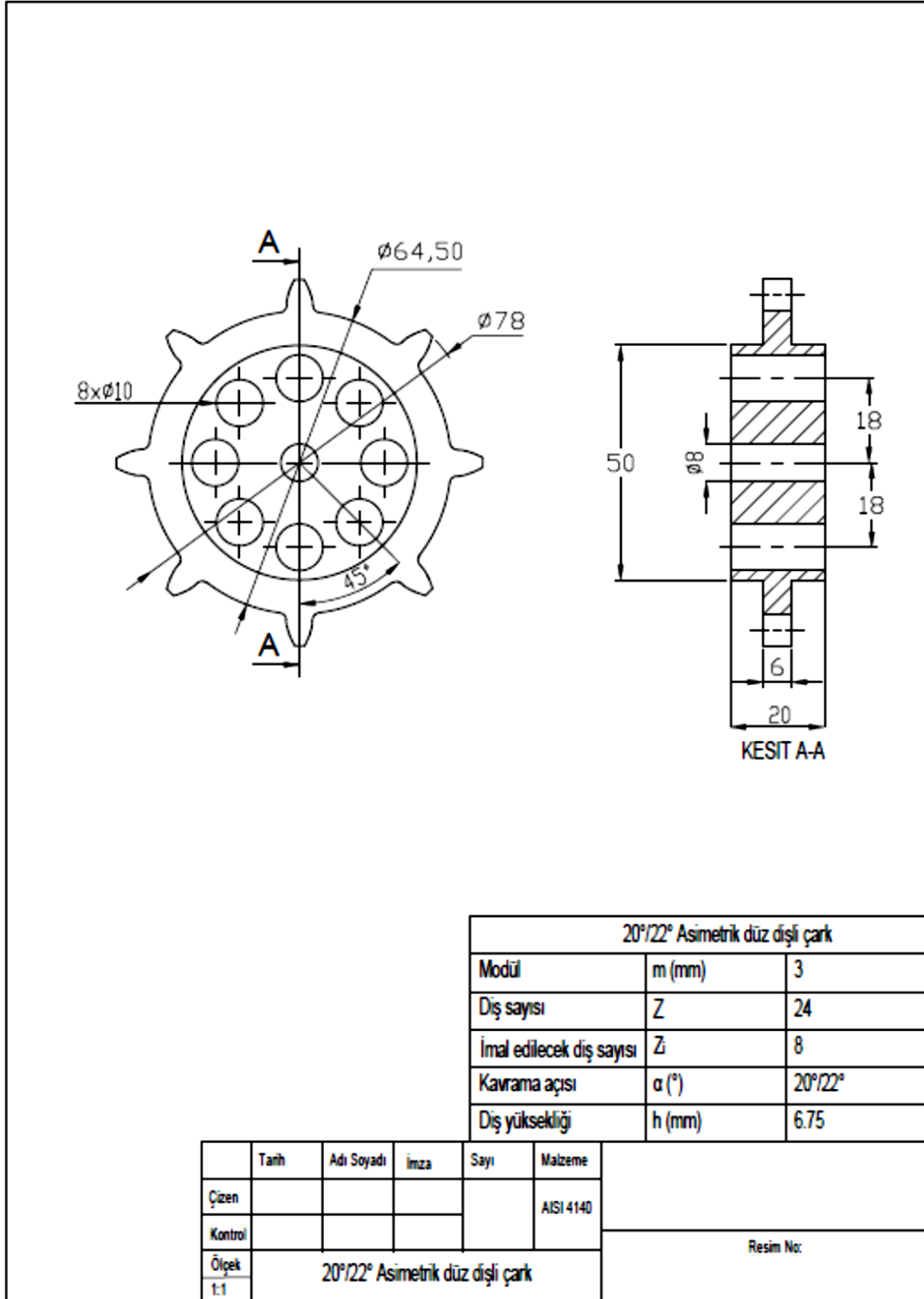


Şekil Ek3.2. 38 HRC sertlikte ASTM E8'e göre hazırlanmış çekme numunesinin test sonucu (Gerilme / Gerinim grafiği)

### EK-4 Test Edilen Dişli Çarklara Ait Teknik Resimler

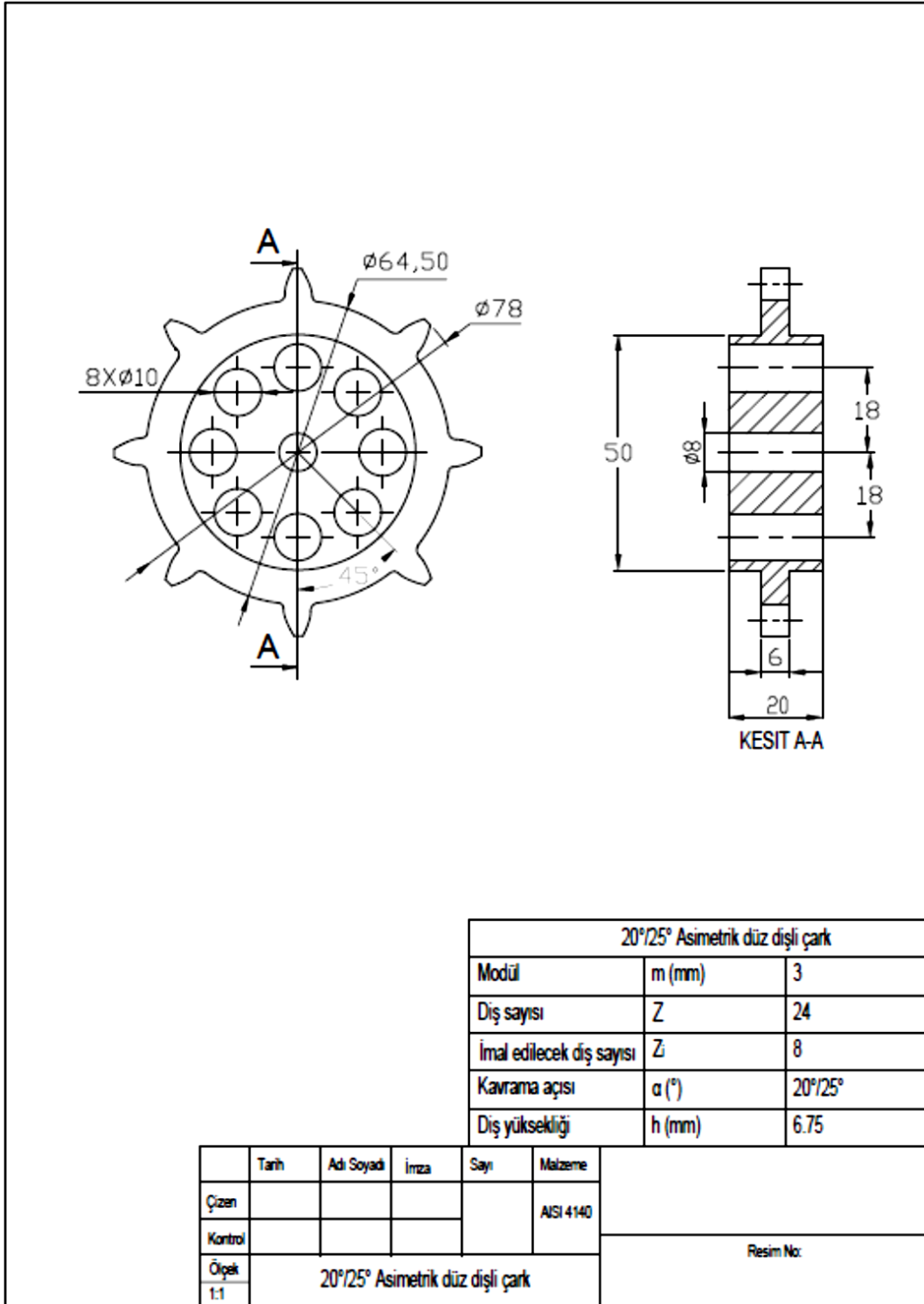


Şekil Ek4.1. 20°/20° kavrama açısına sahip simetrik dişli çark



Şekil Ek4.2. 20°/22° kavrama açısına sahip asimetrik dişli çark





Şekil Ek4.3. 20°/25° kavrama açısına sahip asimetrik dişli çark

## ÖZGEÇMİŞ

### KİŞİSEL BİLGİLER

**Adı Soyadı** : Seyit Mehmet DEMET  
**Uyruğu** : Türkiye Cumhuriyeti  
**Doğum Yeri ve Tarihi** : Konya / 12.07.1988  
**Telefon** : 0506 338 97 29  
**Faks** :  
**e-mail** : smdemet@gmail.com

### EĞİTİM

Derece	Adı, İlçe, İl	Bitirme Yılı
Lise	: Meram Konya Lisesi, Meram, Konya	2005
Üniversite	: S.Ü. Makine Mühendisliği, Selçuklu, Konya	2010
Yüksek Lisans	: S.Ü. Makine Mühendisliği, Selçuklu, Konya	2013
Doktora	: Konya Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği, Selçuklu, Konya	2019

### İŞ DENEYİMLERİ

Yıl	Kurum	Görevi
2010	Hidrokon A.Ş.	Mühendis
2011	Selçuk Üniversitesi Teknoloji Fakültesi	Araştırma Görevlisi
2012	Selçuk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi	Araştırma Görevlisi

### UZMANLIK ALANI

Makine Elemanları, Dişli çarklar, Triboloji

### YABANCI DİLLER

İngilizce

### YAYINLAR

- Seyit Mehmet Demet, A. Serhat Ersoyoğlu, “Fatigue damage analysis on asymmetric spur gears under cyclic loadings”, Procedia Structural Integrity, 2018, Vol.13, 2030-2035. (Doktora Tezinden)
- Seyit Mehmet Demet, A. Serhat Ersoyoğlu, “Experimental study on fatigue fracture damage of symmetric spur gear tooth”, Procedia Structural Integrity, 2018, Vol.13, 2036-2039. (Doktora Tezinden)
- Seyit Mehmet Demet, A. Serhat Ersoyoğlu, “Fatigue damage analysis on asymmetric spur gears under cyclic loadings”, ECF22 European Conference on Fracture, Sırbistan, Belgrad, 26-31 Ağustos 2018. (Doktora Tezinden)

- Seyit Mehmet Demet, A. Serhat Ersoyoğlu, “Experimental study on fatigue fracture damage of symmetric spur gear tooth”, ECF22 European Conference on Fracture, Sirbistan, Belgrad, 26-31 Ağustos 2018. (Doktora Tezinden)
- H.Imrek, S. M. Demet, “Experimental Investigation of Wear Behaviors of Bronze and Carbon Reinforced PTFE Alloy Pivot Pin Bearings”, Proceedings of the IMechE, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2014, Vol. 228 (10), 1187-1194. (Yüksek lisans Tezinden)
- Seyit Mehmet Demet, Harun Sepet, “A Review On Performance Tests Of Composite Spur Gears Produced Injection Molding ”, International Conference on Engineering Technology, Konya Türkiye, 7-9 Aralık 2017.
- S. M. Demet, H. Imrek, “Tribological behaviour of composite pivot pin bearings”, 25th International Conference on Composites/Nano-Engineering, Roma, İtalya, 16-22 Temmuz 2017. (Yüksek lisans Tezinden)
- H.Imrek, S. M. Demet, M. Bağcı, V. Fırat, “Erosive Wear Behavior of Glass Fiber ReinforcedEpoxy Composite Materials with Nickel Particles” International Tribology Conference, Tokyo, Japonya, 16-20 Eylül 2015.
- V. Fırat, H.Imrek, S. M. Demet, A. T. Ünsay , “Experimental Investigation on the Effects of Contact Surface Changes on the Efficiency of the Flat and Timing Belt-Pulleys” International Tribology Conference, Tokyo, Japonya, 16-20 Eylül 2015.
- H.Imrek, S. M. DEMET, “Experimental Investigation of Wear Behaviors of Bronze and Carbon Reinforced PTFE Alloy Pivot Pin Bearings”, 5th World Tribology Congress, Torino, İtalya, 8–13 Eylül 2013. (Yüksek lisans Tezinden)
- H.Imrek, S. M. DEMET, “Experimental Study Optimizied with Taguchi Method of Wear Behaviors of Reinforced PTFE Alloy Pivot Pin Bearings”, 4th International Conference on Engineering Optimization, Lizbon, Portekiz, 8-11Eylül 2014. (Yüksek lisans Tezinden)