



**DIŐLİ ÇARKLARIN BİLGİSAYAR DESTEKLİ  
TASARIMI**

**TUFAN GÜRKAN YILMAZ**



T.C.  
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

## **DIŞLI ÇARKLARIN BİLGİSAYAR DESTEKLİ TASARIMI**

**TUFAN GÜRKAN YILMAZ**

Prof.Dr. Emin GÜLLÜ  
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA-2015

## TEZ ONAYI

Tufan Gürkan Yılmaz tarafından hazırlanan “Dişli Çarkların Bilgisayar Destekli Tasarımı” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

**Danışman:** Prof.Dr. Emin Güllü

**Başkan:** Prof.Dr. Emin Güllü  
Uludağ Üniversitesi  
Mühendislik Fakültesi  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı  
İmza

**Üye:** Doç.Dr. Fatih Karpat  
Uludağ Üniversitesi  
Mühendislik Fakültesi  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı  
İmza

**Üye:** Doç.Dr. Cüneyt Fetvacı  
İstanbul Üniversitesi  
Mühendislik Fakültesi  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı  
İmza

**Yukarıdaki sonucu onaylarım.**

**Prof. Dr. Ali Osman DEMİR**  
**Enstitü Müdürü**  
**03/07/2015**

**U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;**

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

**beyan ederim.**

**03.07.2015**

**Tufan Gürkan Yılmaz**

## ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

### DİŞLİ ÇARKLARIN BİLGİSAYAR DESTEKLİ TASARIMI

**Tufan Gürkan Yılmaz**

Uludağ Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı  
**Danışman: Prof.Dr. Emin GÜLLÜ**

Dişli Çarkların Bilgisayar Destekli Tasarımı adlı tez çalışmasında evolvent profile sahip dişli çarkların matematiksel modellenmesi ve sonlu elemanlar yöntemiyle analizi üzerinde durulmuştur.

Dişli Çarkların analitik mekaniğini esas alarak dişli profilini tanımlayan ifadeler sunulmuştur. Tez çalışmasında kullanılan matematiksel model Litvin' in vektör yaklaşımını temel almaktadır. Bu metotta ilk olarak dişli çarkı imal eden kremayer tipi kesici takım vektörel olarak ifade edilmiş daha sonra kremayer tipi kesici takım ile imal edilen dişli çarkın arasında koordinat dönüşümü yapılmış, diferansiyel geometri ve dişli ana kanunundan gelen denklemler kullanılarak dişli çark profili hassas olarak ifade edilmiştir. Kavrama açıları eşit olmayan asimetrik diş profili çalışmada göz önüne alınmıştır.

Dişli çark matematiksel modelinin bilgisayar ortamına aktarılması MATLAB programlama dili ile yazılan bir program ile gerçekleştirilmiştir. Hazırlanan programın çıkış dosyaları dişli çarkın geometrisini tayin eden noktaların koordinatları olup .asc formatında CATIA yüzey modelleme programında okunabilen bir yapıdadır. Böylelikle dişli çarkın iki ve üç boyutlu tasarımı gerçekleştirilmiştir. Tasarlanan dişli çark ANSYS sonlu eleman analizi programına gönderilmiş ve geliştirilen program farklı tasarım parametreleri için çalıştırılmış kavrama açısının, kremayerin uç radyüsünün ve profil kaydırma faktörünün etkileri incelenmiştir. Sonuçlar karşılaştırılıp yorumlanmıştır.

Sonuç olarak, bu çalışmada geliştirilen matematiksel model ve sunulan bilgisayar programı ile kremayer tipi kesici takımın tasarım parametrelerinin imal edilen evolvent düz dişli çark üzerindeki geometrik ve mukavemet açısından etkileri imalattan önce inceleme fırsatını sağlamaktadır.

**Anahtar Kelimeler:** Evolvent Düz Dişli Çark, Matematiksel Modelleme, MATLAB, CATIA, ANSYS

**2015, xi + 79 sayfa.**

## **ABSTRACT**

MSc Thesis

### **COMPUTER AIDED DESIGN OF GEARS**

**Tufan Gürkan Yılmaz**

Uludağ University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

**Supervisor: Prof.Dr. Emin GÜLLÜ**

In this thesis which is called Computer Aided Design of Gears, It is elaborated that mathematical modelling and finite element analysis of involute spur gears.

Mathematical equations which is based on analytical mechanics of gears is presented. Mathematical model which is based on Litvin's approach is used in this thesis. In this approach, initially the mathematical equations of rack cutter are derived then using coordinate transformation, differential geometry and gear theory, the involute gear equations are derived precisely. Asymmetric profile which has different pressure angle is also taken into account.

Mathematical equations are transmitted computer field by MATLAB. Prepared program's output files which determine point of one teeth is readed by CATIA. Designed spur gears which have different pressure angle on coast side, different profile shifting and different fillet propoties are analysed by ANSYS. Results are compared and interpreted.

Eventually, with developed computer program ensures investigation of effects in view of bending strength and geometry on manufactured spur gear.

**Keywords:** Involute Spur Gear, Mathematical Modelling , MATLAB, CATIA, ANSYS

**2015, xi + 79 pages.**

## TEŞEKKÜR

Bilgi ve tecrübeleri ile her zaman her konuda yanımda olan bana destek veren, çalışmamda deneyimlerini benden esirgemeyen, değerli hocam Prof.Dr. Emin GÜLLÜ'ye, çalışmalarımda yol gösteren ve yeni bakış açıları kazanmamı sağlayan değerli hocam Doç.Dr. Fatih KARPAT'a, tez konumun geliştirilmesinde deneyimleriyle büyük katkılar sağlayan değerli hocam Doç.Dr. Cüneyt FETVACI' ya, çalışmam süresince yardımlarını esirgemeyen değerli dostum Araş.Gör. Oğuz DOĞAN' a ve hayatımın her anında yanımda olan bana desteğini hiçbir zaman eksik etmeyen aileme ve çalışmalarım boyunca fedakarca yanımda olan eşim Makine Mühendisi Eylem Şenocak YILMAZ' a teşekkürlerimi sunarım.

**Tufan Gürkan YILMAZ**

## İÇİNDEKİLER

	Sayfa
<b>ÖZET</b> .....	<b>i</b>
<b>ABSTRACT</b> .....	<b>ii</b>
<b>TEŞEKKÜR</b> .....	<b>iii</b>
<b>İÇİNDEKİLER</b> .....	<b>iv</b>
<b>SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ</b> .....	<b>v</b>
<b>ŞEKİLLER DİZİNİ</b> .....	<b>vii</b>
<b>ÇİZELGELER DİZİNİ</b> .....	<b>xi</b>
<b>1.GİRİŞ</b> .....	<b>1</b>
<b>2.KAYNAK ARAŞTIRMASI</b> .....	<b>3</b>
<b>3. MATERYAL VE YÖNTEM</b> .....	<b>8</b>
3.1. Evolvent Düz Dişli Çarkların Geometrisi ve Boyutlandırılması .....	8
3.2. Profili Kaydırılmış Düz Dişli Çarkların Geometrisi ve Boyutlandırılması .....	10
3.3. Asimetrik Düz Dişli Çarkların Özellikleri .....	11
3.4. Evolvent Düz Dişli Çarkların İmalatı .....	12
3.5. Kremayer Tipi Kesici Takımın Matematiksel Modellenmesi.....	16
3.6. Düz Dişli Çarkın Matematiksel Modellenmesi.....	23
3.7. MATLAB ortamında programlama .....	33
3.8. CATIA programında Üç Boyutlu Tasarım .....	35
3.9. ANSYS programında Eğilme Gerilmesi Analizi .....	37
<b>4. BULGULAR</b> .....	<b>41</b>
4.1. Tasarım Programının Doğrulanması .....	41
4.2. Kavrama Açısının ve Profil Kaydırmanın Eğilme Gerilmesine Etkileri .....	51
4.3. Uç Radyüsünün Eğilme Gerilmesine Etkileri .....	61
<b>5. SONUÇ</b> .....	<b>67</b>
<b>KAYNAKLAR</b> .....	<b>68</b>
<b>EKLER</b> .....	<b>72</b>
<b>ÖZGEÇMİŞ</b> .....	<b>79</b>



## SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

<b>Simgeler</b>	<b>Açıklamalar</b>
$t_0$	: Taksimat
$m$	: Modül
$z$	: Diş sayısı
$h_a$	: Diş başı yüksekliği
$h_f, h_t$	: Diş dibi yüksekliği
$d_0$	: Taksimat dairesi çapı
$d_a$	: Diş başı dairesi çapı
$d_f$	: Diş dibi dairesi çapı
$d_g$	: Temel dairesi çapı
$\alpha_0$	: Kavrama açısı
$s_0$	: Taksimat dairesi üzerindeki diş kalınlığı
$e_0$	: Taksimat dairesi üzerindeki diş boşluğu
$\rho$	: Takım uç radyüsü
$b_c$	: Taksimat üzerindeki diş kalınlığının yarısı
$R_n$	: Bölge vektörü
$M_{n1}$	: Koordinat Dönüşüm Matrisi
$S_N$	: Kremayer Koordinat Sistemi
$S_1$	: Dişli Koordinat Sistemi
$S_h$	: Sabit Koordinat Sistemi

### **Kısaltmalar**

ISO	: Uluslar Arası Standart Organizasyonu
AGMA	: Amerikan Dişli Üreticileri Derneği
DIN	: Alman Standartları Enstitüsü
ev	: Evolvent fonksiyonu

## **Indisler**

N : Kremayer

1 : Dişli çark

h : Sabit

° : Derece

n1 : Ön taraf

n2 :Arka taraf



## ŞEKİLLER DİZİNİ

### Sayfa

Şekil 3. 1. Düz Dişli Çarkın Temel Boyutları .....	8
Şekil 3. 2. Profil kaydırma uygulanmış diş profilleri.....	10
Şekil 3. 3. Asimetrik Dişli Çark .....	11
Şekil 3. 4. Evolvent eğrisinin oluşumu .....	12
Şekil 3. 5. DIN 867 ye göre referans profili.....	13
Şekil 3. 6. Yuvarlanma metoduna göre dişli çark imal yöntemleri.....	14
Şekil 3. 7. Kremayer tipi kesici takımla dişli imalatı.....	14
Şekil 3. 8. Azdırma tipi kesici takımla dişli imalatı.....	15
Şekil 3. 9. Pinyon tipi kesici takımla dişli imalatı .....	15
Şekil 3. 10. Kremayer tipi kesici takım geometrisi .....	16
Şekil 3. 11. Sivri uçlu ve yuvarlak uçlu takım .....	18
Şekil 3. 12. Yuvarlanma Prosesi .....	23
Şekil 3. 13. P noktasının geometrik yeri ve hız analizi.....	26
Şekil 3. 14. MATLAB Programı.....	34
Şekil 3. 15. Çıkış dosyası .....	35
Şekil 3. 16. CATIA Pogramında Dişli Çark Tasarımı .....	36
Şekil 3. 17. ANSYS Workbench arayüzü .....	37
Şekil 3. 18. Üç boyutlu dişli çark modeli.....	38
Şekil 3. 19. Diş mesh ağı yapısı .....	38
Şekil 3. 20. Yükleme ve mesnetyerleri .....	39
Şekil 3. 21. Örnek sonuç görüntüsü .....	40
Şekil 4. 1. Kisssoft Dişli Çark Programı Arayüzü ve 3D sonuç görüntüsü .....	41
Şekil 4. 2. Modül 4, Diş sayısı 28, Kavrama açısı 20°, Profil kaydırma 0, için diş başı kalınlığı karşılaştırılması .....	42
Şekil 4. 3. Modül 4, Diş sayısı 28 Kavrama açısı 20° R=56 mm için diş kalınlığı karşılaştırılması .....	43
Şekil 4. 4. Modül 4, Diş sayısı 28, Kavrama açısı 20°, Profil kaydırma 0, R=52 mm için diş kalınlığı karşılaştırılması .....	43
Şekil 4. 5. Modül 4, Diş sayısı 28, Kavrama açısı 20°, Profil kaydırma 0.5 için diş başı kalınlığı karşılaştırılması .....	44

Şekil 4. 6. Modül 4, Diş sayısı 28, Kavrama açısı 20°, Profil kaydırma 0.5 R=55 mm için diş kalınlığı karşılaştırılması .....	44
Şekil 4. 7. Modül 4, Diş sayısı 28, Kavrama açısı 20°, Profil kaydırma 0.5 R=53.5 mm için diş kalınlığı karşılaştırılması .....	45
Şekil 4. 8. Modül 4, Diş sayısı 28, Kavrama açısı 20°, Profil kaydırma -0.5 için diş başı kalınlığı karşılaştırılması .....	45
Şekil 4. 9. Modül 4, Diş sayısı 28, Kavrama açısı 20°, Profil kaydırma -0.5, R=55 mm için diş kalınlığı karşılaştırılması .....	46
Şekil 4. 10. Modül 4, Diş sayısı 28, Kavrama açısı 20°, Profil kaydırma -0.5, R=50 mm için diş kalınlığı karşılaştırılması .....	46
Şekil 4. 11. Modül 4, Diş sayısı 30, Kavrama açısı 25°, Profil kaydırma 0, için diş başı kalınlığı karşılaştırılması .....	47
Şekil 4. 12. Modül 4, Diş sayısı 30, Kavrama açısı 25°, Profil kaydırma 0, R=57 mm için diş kalınlığı karşılaştırılması .....	47
Şekil 4. 13. Modül 4, Diş sayısı 30, Kavrama açısı 25°, Profil kaydırma 0, R=55.5 mm için diş kalınlığı karşılaştırılması .....	48
Şekil 4. 14. Modül 4, Diş sayısı 30, Kavrama açısı 25°, Profil kaydırma 0.2, diş başı kalınlığı karşılaştırılması .....	48
Şekil 4. 15. Modül 4, Diş sayısı 30, Kavrama açısı 25°, Profil kaydırma 0.2, R=58 mm için diş kalınlığı karşılaştırılması .....	49
Şekil 4. 16. Modül 4, Diş sayısı 30, Kavrama açısı 25°, Profil kaydırma 0.2, R=56 mm için diş kalınlığı karşılaştırılması .....	49
Şekil 4. 17. Modül 4, Diş sayısı 28, Kavrama açısı 20°, Profil kaydırma 0, ha=1.25xmn, hf=1.5xmn için diş başı kalınlığı karşılaştırılması .....	50
Şekil 4. 18. Modül 4, Diş sayısı 28, Kavrama açısı 20°, Profil kaydırma 0, ha=1.25xmn, hf=1.5xmn, R=55 mm için diş kalınlığı karşılaştırılması .....	50
Şekil 4. 19. Modül 4, Diş sayısı 28, Kavrama açısı 20°, Profil kaydırma 0, ha=1.25xmn, hf=1.5xmn, R=51 mm için diş kalınlığı karşılaştırılması .....	51
Şekil 4. 20. 20°-20° kavrama açısına sahip profil kaydırma miktarı 0 olan dişli çarkın diş kökünde eğilme gerilmesi.....	52
Şekil 4. 21. 20°-20° kavrama açısına sahip profil kaydırma miktarı 0.2 olan dişli çarkın diş kökünde eğilme gerilmesi.....	53

Şekil 4. 22. 20°-20° kavrama açısına sahip profil kaydırma miktarı 0.5 olan dişli çarkın diş kökünde eğilme gerilmesi.....	53
Şekil 4. 23. 20°-20° kavrama açısına sahip profil kaydırma miktarı -0.2 olan dişli çarkın diş kökünde eğilme gerilmesi.....	54
Şekil 4. 24. 20°-20° kavrama açısına sahip profil kaydırma miktarı -0.5 olan dişli çarkın diş kökünde eğilme gerilmesi.....	54
Şekil 4. 25. 20°-25° kavrama açısına sahip profil kaydırma miktarı 0 olan dişli çarkın diş kökünde eğilme gerilmesi.....	55
Şekil 4. 26. 20°-25° kavrama açısına sahip profil kaydırma miktarı 0.2 olan dişli çarkın diş kökünde eğilme gerilmesi.....	55
Şekil 4. 27. 20°-25° kavrama açısına sahip profil kaydırma miktarı 0.5 olan dişli çarkın diş kökünde eğilme gerilmesi.....	56
Şekil 4. 28. 20°-25° kavrama açısına sahip profil kaydırma miktarı -0.2 olan dişli çarkın diş kökünde eğilme gerilmesi.....	56
Şekil 4. 29. 20°-25° kavrama açısına sahip profil kaydırma miktarı -0.5 olan dişli çarkın diş kökünde eğilme gerilmesi.....	57
Şekil 4. 30. 20°-32° kavrama açısına sahip profil kaydırma miktarı 0 olan dişli çarkın diş kökünde eğilme gerilmesi.....	57
Şekil 4. 31. 20°-32° kavrama açısına sahip profil kaydırma miktarı 0.2 olan dişli çarkın diş kökünde eğilme gerilmesi.....	58
Şekil 4. 32. 20°-32° kavrama açısına sahip profil kaydırma miktarı 0.5 olan dişli çarkın diş kökünde eğilme gerilmesi.....	58
Şekil 4. 33. 20°-32° kavrama açısına sahip profil kaydırma miktarı -0.2 olan dişli çarkın diş kökünde eğilme gerilmesi.....	59
Şekil 4. 34. 20°-32° kavrama açısına sahip profil kaydırma miktarı -0.5 olan dişli çarkın diş kökünde eğilme gerilmesi.....	59
Şekil 4. 35. Arka taraf kavrama açısı ve profil kaydırma miktarına göre diş kökü bölgesindeki eğilme gerilmesine etkisi .....	60
Şekil 4. 36. 20°-20° kavrama açısına ve 0.1xm uç radyüslü takım ile imal edilmiş dişli çarkın diş kökündeki eğilme gerilmesi.....	61
Şekil 4. 37. 20°-20° kavrama açısına ve 0.2xm uç radyüslü takım ile imal edilmiş dişli çarkın diş kökündeki eğilme gerilmesi.....	62

Şekil 4. 38. 20°-20° kavrama açısına ve 0.3xm uç radyüslü takım ile imal edilmiş dişli çarkın diş kökündeki eğilme gerilmesi.....	62
Şekil 4. 39. 20°-25° kavrama açısına ve 0.1xm uç radyüslü takım ile imal edilmiş dişli çarkın diş kökündeki eğilme gerilmesi.....	63
Şekil 4. 40. 20°-25° kavrama açısına ve 0.2xm uç radyüslü takım ile imal edilmiş dişli çarkın diş kökündeki eğilme gerilmesi .....	63
Şekil 4. 41. 20°-25° kavrama açısına ve 0.3xm uç radyüslü takım ile imal edilmiş dişli çarkın diş kökündeki eğilme gerilmesi.....	64
Şekil 4. 42. 20°-28° kavrama açısına ve 0.1xm uç radyüslü takım ile imal edilmiş dişli çarkın diş kökündeki eğilme gerilmesi.....	64
Şekil 4. 43. 20°-28° kavrama açısına ve 0.2xm uç radyüslü takım ile imal edilmiş dişli çarkın diş kökündeki eğilme gerilmesi.....	65
Şekil 4. 44. 20°-28° kavrama açısına ve 0.3xm uç radyüslü takım ile imal edilmiş dişli çarkın diş kökündeki eğilme gerilmesi.....	65
Şekil 4. 45. Arka taraf kavrama açısı ve takım uç radyüsünün diş kökü bölgesindeki eğilme gerilmesine etkisi.....	66

## ÇİZELGELER DİZİNİ

### Sayfa

Çizelge 4. 1. Analizlerde kullanılan örnek dişli çark özellikleri.....	52
Çizelge 4. 2. Analizlerde kullanılan örnek dişli çark özellikleri.....	61



## 1.GİRİŞ

Dişli çarklar güç ve hareket aktaran kullanımı çok eskiye dayanan ve günümüzde en fazla uygulama alanı bulan makine elemanıdır. Geçmişte suyun ve rüzgarın gücünü aktaran basit şekilli ahşap dişli çarklar mevcutken günümüzde metal ve plastik çok karmaşık profilli dişli çarklar kullanılmaktadır. Uzay ve havacılık teknolojilerinden yüksek hızlı otomasyon sistemlerine füze sistemlerinden denizaltılara varıncaya kadar birçok alanda dişli çarklara rastlamak mümkündür. Farklı uygulama alanlarındaki dişli çarkların boyutları, malzemeleri ve şekilleri de farklıdır. Dişli çarklar genel olarak güç ve hareket aktardıkları millerin birbirlerine göre konumuna ve diş profillerine göre sınıflandırılmaktadır.

Tüm dişli çarklar dikkate alındığında evolvent profilli dişli çarklar büyük bir kullanım alanına sahiptirler. Bunun sebebi ise sağladıkları basit geometri, kolay imal edilebilme, eksenler arası mesafe değişmesine rağmen sabit bir çevrim oranı sağlama gibi özelliklerin her dişli çark profili tarafından sağlanamamasıdır. Bu avantajlarının yanı sıra iki diş büküye yüzeyin teması nedeniyle yağ filminin oluşma zorluğu ve çok küçük diş sayılarının elde edilememesi gibi zayıf yönleri de mevcuttur.

Evolvent profilli dişli çarklar döküm, ovalama gibi yöntemlerle de imal edilebilmelerine karşın orta ve büyük boylardaki dişlilerin yüksek miktardaki imalatında yuvarlanma metodu ilk sırayı almaktadır. Yuvarlanma metodu kesici takımın ve dişli taslağının birbirlerine göre izafi hareketlerine dayanarak sınıflandırılır. Buna göre kremayer tipi kesici takımla dişli çark açılması, pinyon tipi kesici takımla diş açma, sonsuz vida şeklindeki kesici takım ile diş açma olmak üzere yuvarlanma metodu üçe ayrılmaktadır. Kremayer tipi ve sonsuz vida tipi kesici takım ile sadece dış dişliler açılırken pinyon tipi kesici takım ile hem dış hem de iç dişlilerin açılması sağlanmaktadır.

Evolvent profilli dişli çarkı imal eden takımlar ve dişli çarklar ISO, AGMA, DIN gibi ulusal ve uluslararası kuruluşlarca standartlaştırılmıştır. Böyle olmakla beraber yüksek yük taşıma kapasitesi, minimum boyut, yüksek kavrama oranı, minimum gürültü gibi isteklerin karşılanabilmesi için ilk akla gelen çözüm profil kaydırmalı dişli çarkların kullanılmasıdır.



Düşük maliyet ve kolay uygulama sebebiyle yaygın olarak kullanılan bu yöntemde bazı özel performans isteklerine cevap verememektedir. Bu tez çalışmasında da incelenen asimetric profilli dişli çarklar da standart olmayan dişli çarklara bir örnektir. Dişli çarkların ön ve arka yüzeyleri çalışma ve performans açısından birbirinden farklıdır. Uygulamaya baktığımızda ezici bir çoğunlukla dişli çarkların tek taraflı kullanıldıkları görülmektedir. Buna dayanarak ön ve arka yüzeyin kavrama açılarının aynı olmasının bir zorunluluk değildir. Dişli çarkın performansının artması için ön ve arka yüzeylerin kavrama açıları birbirinden farklı olabilir.

Bu tez çalışmasında, evolvent profilli düz dişli çarkların matematiksel modellenmesi ve sonlu elemanlar yöntemi ile analizi ele alınmaktadır. Matematiksel modelleme, dişli çark imal edilmeden evvel tasarım parametrelerinin etkilerinin araştırılmasına olanak sağlamaktadır. Alt kesilme ya da diş başı sivrilmesi tasarım aşamasında tespit edilebilir. Ayrıca dişli çarkın işletme esnasındaki davranışları da uygun modellemelerle incelenebilir. Dişli çarkın diş profilinin doğru bir şekilde ifade edilmesi güvenilir bilgisayar destekli gerilme analizi için temel bir noktayı oluşturmaktadır. Ayrıca imalat için gerekli bilgilerin doğru bir şekilde verilmesi büyük önem arz etmektedir.

Bu tez çalışmasında evolvent profilli dişli çarkları imal eden kremayer tipi kesici takımın çeşitli uç durumlarına göre matematiksel modeli çıkarılmış. Bu model uygun şekilde MATLAB programında yazılarak dişli çarkın bir dişini oluşturan noktaların koordinatları belirlenmiştir. Bu noktalar uygun formattaki bir dosyaya yazdırılarak CATIA programında okutulmuş ve dişli çark iki ve üç boyutlu olarak tasarlanmıştır. Tasarlanan dişli çark ANSYS Workbench programında iki boyutlu olarak analiz edilmiş çeşitli durumlar için sonuçlar yorumlanmıştır.

## 2.KAYNAK ARAŞTIRMASI

Dişlilerin evolvent ve diş kökü eğrileri için analitik mekaniğe dayanan parametrik eşitlikler çeşitli araştırmacılar tarafından yıllardır ortaya konmaktadır. (Colbourne, 1987; Litvin, 1994; Salamoun & Suchy, 1973).

Tsay (1988) evolvent helisel dişli çarkların kremayer tipi takımlarla imal edilmesinde bir matematik modelleme tanımlamıştır. Ayrıca imalat ve montajdan doğan hataları incelemek için bir modelleme de oluşturulmuştur. Diş kontak analizi için bir program geliştirilmiştir. Bu program vasıtasıyla dişlilerin merkezleri arasındaki eksantrikliğin etkileri incelenebilmektedir.

Litvin (1994) bu çalışmalara ek olarak vektör analizi, diferansiyel geometri, matris dönüşümü gibi metotlarla diş profilinin matematiksel olarak ifade edilmesini geliştirmiştir. Çalışmasında hemen hemen her dişli profil tipinin matematiksel modeli üzerinde durulmuş ve alttan kesme gibi bir takım özel durumların üzerinde de durulmuştur.

Kuang ve Chen (1996) kremayer tipi özel kesici takımların geometrileri üzerinde durmuş bu takımlarla imal edilen dişli çarkların matematiksel modellemesi üzerine çalışmışlardır. Çalışmada standart ve standart olmayan dişli çarklar incelenmiştir. Çalışmada alttan kesmenin olmadığı minimum şartlar gösterilmiştir. Takımın ucunun yörüngesinin ve bu yörüngenin final işlemeyle olan ilişkisi üzerinde durulmuştur. Dişli Çarkın final işleme için gerekli takım boyutları belirlenmiştir.

Chang ve Tsay (1998) dairesel olmayan dişli çarklar için pinyon tipi kesici takımla imal edilmiş içinde kök eğrilerinin çalışma yüzeylerinin de bulunduğu kompleks bir matematiksel model tanımlamışlardır.

Kapelevich (2000) asimetrik düz dişli çarkların geometrisi ve tasarımı üzerine çalışmalar yapmıştır. Asimetrik düz dişli çarkı oluşturan kremayer tipi kesici takım için çeşitli parametreler önermiştir. Tasarımı yapılan asimetrik dişli çarkın çeşitli kavrama açılarında imalatı gerçekleştirilmiştir. Klasik takım tasarımı yerine direk takım tasarımı kullanılmıştır.

Liu ve Tsay (2001) profil kaydırma faktörü ön alın yüzeyden arka alın yüzeye doğru doğrusal olarak düşen dişli çarkların alttan kesilmesi üzerinde çalışmışlardır. Matematiksel ifadeler geliştirilmiş ve görselleştirilmiştir. Altan kesmenin önlenmesi adına pratik metotlar teklif edilmiştir.

Tseng ve Tsay (2001) eğrisel forma sahip alın dişli çarkların matematiksel modellenmesi ve alttan kesme analizi üzerinde çalışmışlardır. Matematiksel modelleme temelinde oluşan dişli çarklar görselleştirilmiştir. Altan kesmenin sınır şartları üzerinde durulmuştur.

Fong ve ark. (2002) kavrama doğrusu eşitliklerini kullanarak düz dişlilerin parametrik matematiksel modellemesini üzerinde çalışmışlardır. Önerilen metot dişli çark tasarımını daha esnek bir hale getirmektedir. Bu metotla kavrama oranı, kayma hızı ve alttan kesme olayı belirlenebilmektedir. Ayrıca bu dişlinin eş dişlisi de kavrama doğrusunun tek bir parametresinden bulunabilmektedir. Bu avantajlarıyla standart olmayan dişli çarklarda da uygulama imkanı bulunmaktadır.

Figliolini ve Angeles (2003) dairesel olmayan dişli çarkların pinyon tipi kesici takımlarla imal edilmesinin matematiksel modellenmesi üzerine çalışmışlardır. Dişli çarkın ve imalatı gerçekleştiren takımın genel algoritması verilmiştir. Bu algoritma sayesinde dairesel olmayan dişli çarkların pinyon tipi kesici takımının seçimi ve analizi mümkün olmaktadır.

Brauer (2004) konik dişli çarkların sonlu elemanlar metodu ile analizi üzerinde durmuştur. Bu metodu geliştirirken önce konik dişli çarkın tüm bölgelerinin yüzeyler de dahil olmak üzere matematiksel eşitliklerini çıkarmıştır. Geliştirdiği yöntem, helis açısı ve koniklik açısını değiştirerek düz ve helisel dişli çarklara da uygulanabilmektedir. Dişli çarkın evolvent ve trokoid bölgelerinin kesişim noktası geliştirilen formülle bulunabilmektedir. Eğer alttan kesme var ise sayısal bir algoritma ile bu nokta bulunabilmektedir.

Chen ve Tsay (2005) az sayıda dişe sahip helisel dişli çark çiftlerinin kremayer tipi ve pinyon tipi kesici takımlarla imal edilmesinin matematiksel modellemesini geliştirmişlerdir.

Karpat (2005) asimetrik profilli düz dişli çarkların bilgisayar destekli gerilme analizini gerçekleştirmişlerdir. Bunun için literatürdeki denklemlerden faydalanarak diş tasarımları gerçekleştirilmiş ve bir bilgisayar programı geliştirilmiştir. Buna göre aktif profildeki kavrama açısı arttıkça oluşan eğilme gerilmesi düşerken diş yük kapasitesi artmaktadır. Eğilme gerilemesi azalmasına karşın maksimum gerilmenin bölgesi ise değişmemektedir.

Yang (2005,2007) asimetrik helisel dişli çarkların kremayer tipi kesici takım ile imal edilmesine yönelik Litvin yaklaşımını temel alan bir matematiksel modelleme tanımlamıştır. Bunun yanı sıra alttan kesme analizi üzerinde durarak alttan kesmenin olmayacağı profil kaydırma miktarını formüle etmiştir. Ayrıca montaj hatalarının etkilediği diş kontak analizi üzerinde çalışmış çeşitli parametreler için hataların etkilerini gözlemlemiştir. Son olarak helisel ve düz asimetrik dişli çarkların sonlu elemanlar yöntemiyle analizini gerçekleştirmiştir. Bunun sonucunda aynı yükleme şartlarında helisel dişli çarkların daha az gerilmeye maruz kaldığını gözlemlemiştir.

Fetvacı ve İmrak (2007) çeşitli kremayer tipi kesici takım geometrilerinin imal edilen dişli çark geometrisine etkilerini araştırmış keskin uçlu, yuvarlatılmış uçlu ve tam yuvarlatılmış uçlu kremayer takımın dişli çarkın eğilme mukavemetini en çok etkileyen trokoid kısmında en avantajlı takımın tam yuvarlatılmış uçlu takım olduğunu belirtmiştir.

Lin ve Li (2007) dişli çarkların sonlu elemanlar yöntemiyle analizinde kontak kısmındaki analiz modellemesi üzerinde çalışmışlardır. Çalışma statik yükleme altında kontak bölgesinde diş yük dağılımı ve kavrama rijitliği hakkında bilgi vermektedir.

Fetvacı ve İmrak (2008) simetrik ve asimetrik düz ve helisel dişli çarkların matematik modelini ve alt kesilme analizini ortaya koymuşlardır. Su ve Hauser'ın kök eğrileri için geliştirdiği denklemleri asimetrik düz dişliler için Yang'ın matematik modeline uyarlamışlardır.

Bouzakis ve ark. (2008) dişli çarkların talaşlı imalatında talaş parametreleri ve yağlama üzerinde çalışmışlardır. Talaş geometrisi, Takım aşınması gibi parametreler sonlu elemanlar yöntemiyle programlanmıştır. Yeni takım malzemeleri ve kaplamalar incelenmiştir.

Pedersen (2009) dişli çarklarda işletme esnasında oluşan eğilme gerilmeleri üzerinde çalışmıştır. Kremayer tipi kesici takımın geometrisini değiştirerek veya asimetrik dişli çarklar kullanılarak oluşan dişli çarkın eğilme mukavemetini artırmak hedeflenmiştir. Bunun için iki yeni kremayer tipi kesici takım çalışması yapılmıştır. Bu takımlarla yapılan çalışmalarda eğilme gerilmesinin %40 oranında düştüğü analiz edilmiştir.

Huang ve Su (2010) konik, düz ve helisel evolvent dişli çarkların çok küçük elementlere ayrılıp analiz edilmesi üzerinde çalışmış otomatik olarak bu parçaların oluşturulmasına olanak sağlamıştır. Kavrama açısı, düzeltme faktörü, Tip relief, crowning modifikasyonu, alttan kesme gibi pek çok tasarım parametresi üzerinde durulmuştur. Newton-Raphson metoduyla evolvent ve trokoid bölgelerinin kesişim noktaları bulunmaya çalışılmıştır. CAD datayı gerektirmeyecek şekilde programlama C koduyla yapılmıştır. Dişli çarkların dinamik davranışı LS-DYNA programı kullanılarak incelenmiştir. Diş kök radyüsünde meydana gelen dinamik yükler deneysel sonuçlarla kıyaslanmıştır. Diş kökündeki dinamik yükün crowning modifikasyon faktörü arttıkça arttığı görülmüştür.

Fetvacı (2011) kremayer tipi kesici takımın diş açma işlemi esnasında izlediği yolu görsel hale getiren bir program geliştirmiştir. Fetvacı ayrıca pinyon tip kesici takımlar için asimetrik iç ve dış düz dişli çarkların trokoid eğrileri üzerinde de çalışmıştır.

Alipiev (2011) simetrik ve asimetrik düz dişli çarkları oluşturan kremayer tipi kesici takım çeşitlerini geometrik olarak incelemiş Direct Gear Design metoduyla az diş sayılı dişli çarkların imal edilebilirliği üzerine çalışmıştır. Esas olarak kavrama oranının kendi potansiyeline eşit olduğu geometrik tasarımı ortaya koyan yeni bir metot önermiştir. Bu metot az sayıda dişe sahip dişli çarklar için uygundur. Çeşitli simetrik ve asimetrik denemelerde kavrama oranı 1' den büyük olan minimum diş sayısına erişilmiştir.

Alipiev ve ark. (2013) dişli çarklarda alttan kesme üzerinde çalışmışlardır. Alttan kesme Tip 1 ve Tip2 olmak üzere ikiye ayrılmıştır. Geleneksel alttan kesme Tip 1 olarak tanımlanmış olup takımın uç radyüsü belli bir değeri aştığında Tip 2 alttan kesmenin meydana geldiği belirtilmiştir. Tip2 ise a ve b olmak üzere ikiye ayrılmış ve bu iki durumun parametrik denklemleri elde edilmiştir. Tip2a 'nın sadece trokoid kısımda bir kesme meydana getirdiği 2b' nin ise evolvent kısımda da kesme meydana getirdiği

belirlenmiştir. Alttan kesme olayının olmadığı kesici takım uç radyüsünün maksimum değeri belirlenmiştir.

Zhao ve ark. (2014) Kremayer tipi kesici takımın uç formunu değiştirerek oluşan dişli çarkın eğilme mukavemetini artırma üzerine çalışmışlardır. Çalışmadan ANSYS programı kullanılarak özel formlu kremayer tipi kesici takımın imal ettiği dişli çarkların daha mukavim oldukları belirlenmiştir.

Deng ve ark. (2014) asimetrik dişli çark geometrisi ve modifikasyonu üzerinde çalışmışlar bunun için kremayer tipi kesici takımda çeşitli parametreleri denemişlerdir. Diş başı düzeltmesi için değerler sunmuşlardır. Tasarlanan dişli çark sonlu elemanlar metoduyla analiz edilmiştir. Ayrıca iletim hataları ve yük paylaşım oranı incelenerek dinamik analiz yapılmış çeşitli parametrelerden optimum olanları belirtilmiştir. Buna göre diş başı düzeltmesi oranı diş başı yüksekliğinin yarısı olduğunda ve diş başı rahatlatma açısı mevcut kavrama oranından  $0.5^\circ$  daha büyük olduğunda iletim hataları ve yük paylaşım oranı optimum seviyede olmaktadır.

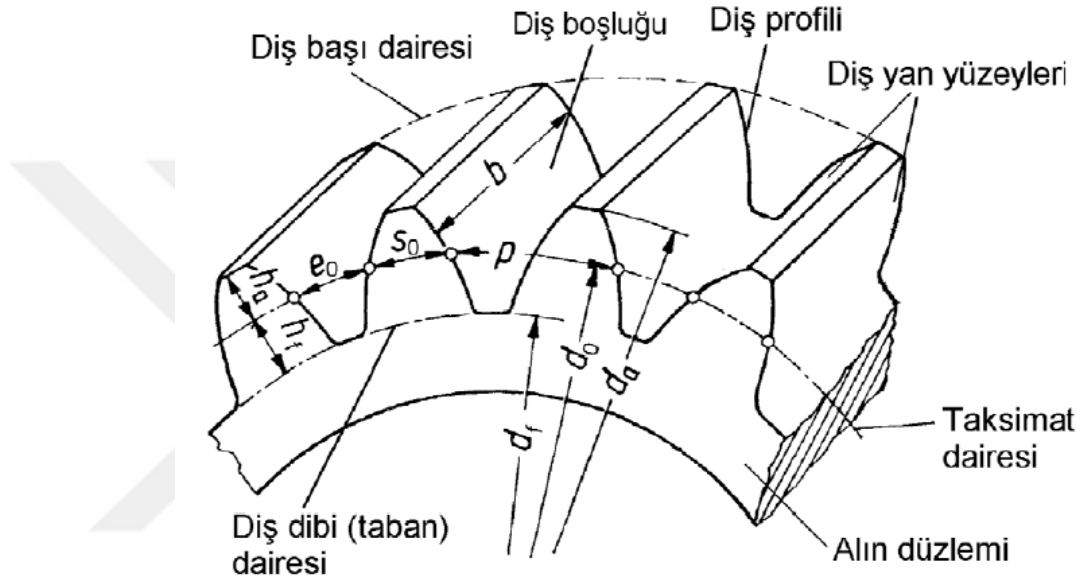
Barbieri ve ark. (2014) iç ve dış helisel dişli çark çiftlerinin kontak analizi için bir metot geliştirmişlerdir. Dişli geometrisi dişli çark imalat prosesinin sayısal simülasyonundan elde edilmiştir. Dişli çark geometrisini NURBS eğrileri ile oluşturan yeni bir metot teklif edilmiştir. NURBS eğrilerinin mikro geometrik düzeltmeleri statik iletim hataları açısından incelemeye olanak sağlar. Diş başı ve diş dibi düzeltmesi konuları ile helis modifikasyonu ve crowning çeşitli açılarından incelenmiştir. Sonlu elemanlar analizini kullanarak diş deformasyonu, kontak basıncı ve kök radyüsünde meydana gelen gerilmeler ile yorulma gerilmesine ulaşılmaya çalışılmıştır. Ayrıca çeşitli açılardan dinamik analiz üzerinde durulmuştur. Çeşitli analizlerden sonra statik iletim hataları ve diş rijitliği belirlenmiştir. Tüm bu çalışmalar bir program üzerinden yürütülmüştür.

Sekar ve Muthuveerappan (2015) asimetrik düz dişli çarkların diş form faktörünü belirlemek için ISO ve AGMA standartlarını temel alan yeni bir metod geliştirmişlerdir. Çalışmada gerilme düzeltme faktörü ve diş form faktörü ISO B metodolojisine göre belirlenmektedir. Bunların yanında sonlu elemanlar ile sonuçlar doğrulanmıştır.

### 3. MATERYAL VE YÖNTEM

#### 3.1. Evolvent Düz Dişli Çarkların Geometrisi ve Boyutlandırılması

Düz dişli çarkın temel büyüklükleri DIN 867' ye uygun olarak aşağıdaki formüllerle ifade edilmiştir. Şekil 3.1' de düz dişli çarkın boyutları görülmektedir.



Şekil 3. 1. Düz Dişli Çarkın Temel Boyutları (Akkurt, 2000)

Taksimat;

$$t_0 = \pi m \quad (3.1)$$

Diş başı yüksekliği;

$$h_a = m \quad (3.2)$$

Diş dibi yüksekliği;

$$h_t = 1.25m \quad (3.3)$$

Diş başı dairesi çapı;

$$d_a = d_0 + 2h_a \quad (3.4)$$

Diş dibi dairesi çapı;

$$d_f = d_0 - 2h_t \quad (3.5)$$

Taksimat dairesi çapı;

$$d_0 = m \times z \quad (3.6)$$

Temel dairesi çapı;

$$d_g = d_0 \cos \alpha_0 \quad (3.7)$$

Taksimat dairesi üzerindeki diş kalınlığı;

$$s_0 = \frac{t_0}{2} \quad (3.8)$$

Taksimat dairesi üzerindeki diş boşluğu;

$$e_0 = \frac{t_0}{2} \quad (3.9)$$

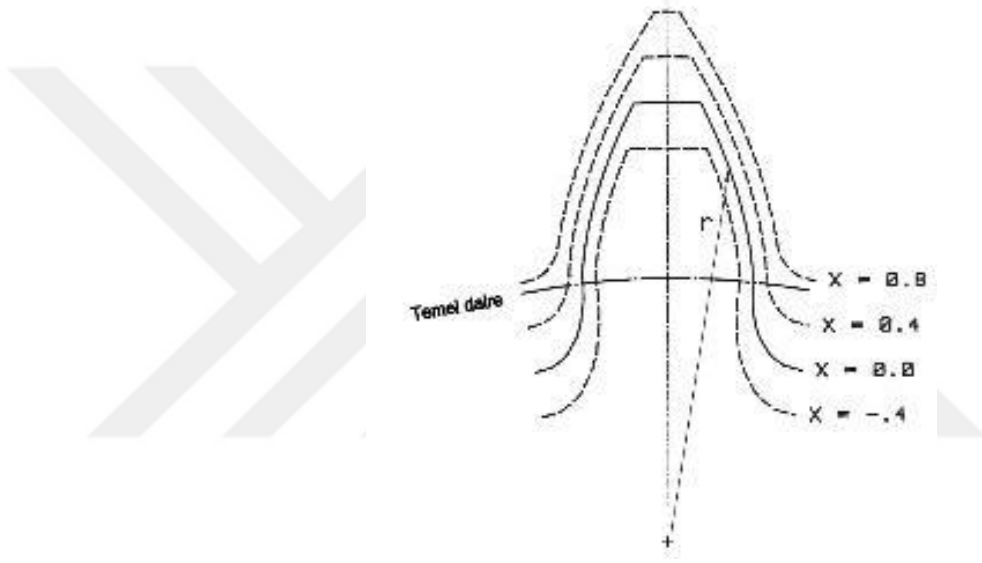
Dişli çarkın herhangi bir dairesi üzerindeki diş kalınlığı;

$$s = d \left( \frac{\pi}{2z} + ev\alpha_0 - ev\alpha \right) \quad (3.10)$$



### 3.2. Profili Kaydırılmış Düz Dişli Çarkların Geometrisi ve Boyutlandırılması

Dişli Çarklarda oldukça uygulama alanı bulan profil kaydırma diş geometrisi ve boyutları üzerinde değişikliklere neden olmaktadır. Profil kaydırma yöntemi esasen kesici takımın bir miktar ileri veya geri konumda tutulması ile uygulanmaktadır. Takımın geriye çekilmesi pozitif , ileri itilmesi ise negatif profil kaydırma olarak görülmektedir. Burada 'x' profil kaydırma katsayısı olarak belirtilmektedir.Şekil 3.2' de profil kaydırmanın diş profili üzerindeki değişimi görülmektedir.



Şekil 3. 2. Profil kaydırma uygulanmış diş profilleri (Karpat, 2005)

Diş başı dairesi çapı;

$$d_a = d_0 + 2h_a \pm 2mx \quad (3.11)$$

Diş dibi dairesi çapı;

$$d_f = d_0 - 2h_t \pm 2mx \quad (3.12)$$

Dişli çarkın herhangi bir dairesi üzerindeki diş kalınlığı;

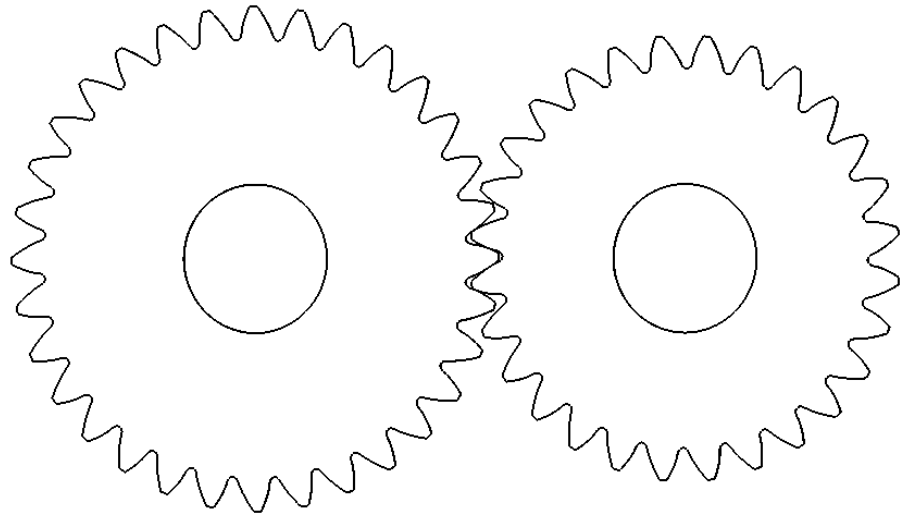
$$s = d \left( \frac{\pi}{2z} + 2x \tan \alpha_0 + e v \alpha_0 - e v \alpha \right) \quad (3.13)$$

### 3.3. Asimetrik Düz Dişli Çarkların Özellikleri

Dişli çark imalatçıları ve tasarımcıları daha yüksek yük taşıma kapasiteli dişli çiftlerini geliştirmek için çalışmalarına devam etmektedir. İmalatta kesici takıma verilen pozitif kaydırma veya yüksek kavrama açılı takım kullanılması kök kalınlığını arttırarak diş mukavemetini yükseltmektedir. Sivri tepe tehlikesi nedeniyle simetrik dişli çarklarda kavrama açısını arttırmak veya profil kaydırma miktarını arttırmak sınırlıdır.

Performansı arttırmanın bir diğer yöntemi ise dişin ön ve arka tarafta farklı açı ile tasarlandığı asimetrik dişli kullanmaktır. Birçok uygulamada moment tek bir yönde iletiğinden ön taraf ile arka tarafın aynı açı ile tasarlanmasına gerek yoktur.

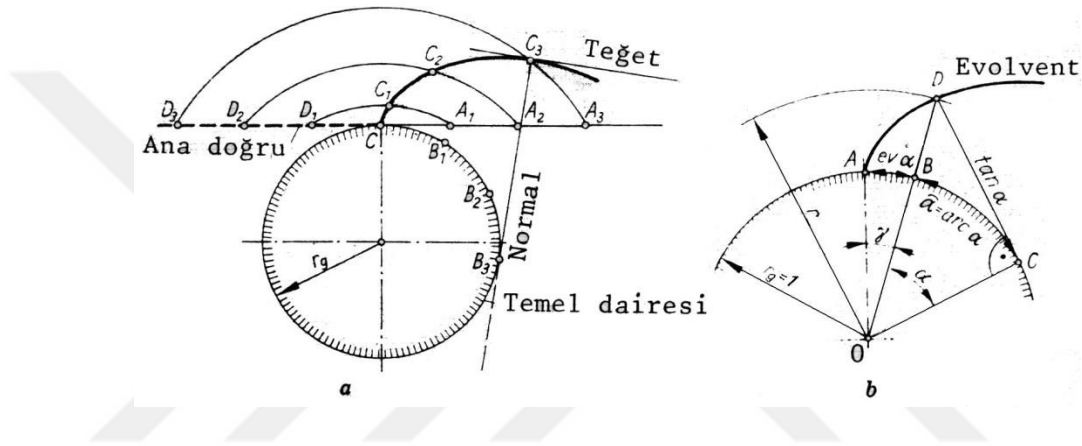
Ön yüzeyde  $20^\circ$ , arka yüzeyde daha yüksek kavrama açısı kullanmak diş kökündeki eğilme gerilmelerini düşürmektedir. Pasif yüzeyde  $20^\circ$ , aktif yüzeyde kavrama açısını arttırmak ise temas yüzey mukavemetini iyileştirmekte, yaylanma rijitliği ve yük paylaşımını ayarlayarak gürültü ve titreşimi azaltmaktadır. Şekil 3.3' de asimetrik düz dişli çarkın bir örneği yer almaktadır.



Şekil 3. 3. Asimetrik Dişli Çarklar

### 3.4. Evolvent Düz Dişli Çarkların İmalatı

Dişli Çarkların imalinde belirlenecek ilk husus dişli çarkın profil tipini belirlemektir. Bunun içinde dişliyi imal edilecek takımın profil olarak evolvent ve sikloid profiller kullanılır. Günümüzde yoğunlukla evolvent profilli dişli çark uygulaması olduğunda bu bölümde evolvent profilli düz dişli çarkların imalatına değineceğiz. Evolvent, bir daire üzerinde kaymadan yuvarlanan bir doğruya ait noktanın geometrik yeridir. Şekil 3.4 te evolvent eğrisinin oluşumu yer almaktadır.



Şekil 3.4. Evolvent eğrisinin oluşumu (Akkurt, 2000)

Sabit yarıçaplı bir daire üzerinde, kaymadan yuvarlanan bir doğrunun herhangi bir noktasının çizdiği eğriye evolvent eğrisi denir. Buradaki daire ve doğru ise temel daire (“g” indisi ile gösterilir) ve ana doğru olarak tanımlanmaktadır. Evolvent fonksiyonu, genellikle ev kısaltmasıyla gösterilir ve

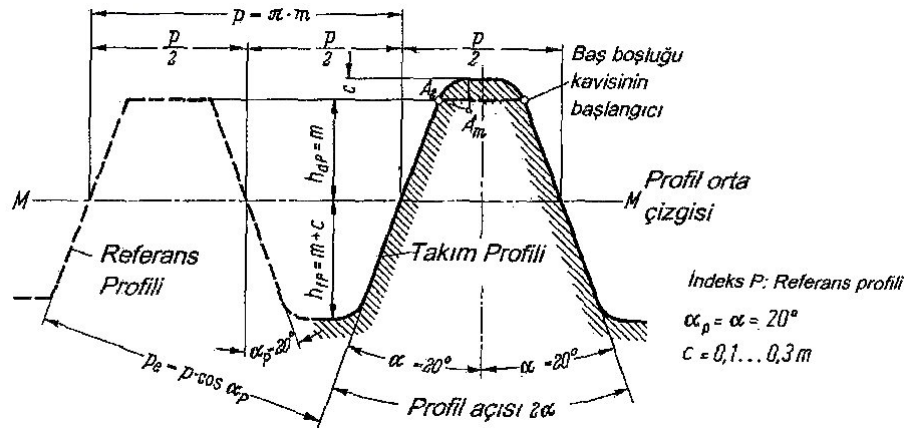
$$ev\alpha = \tan\alpha - \alpha \quad (3.14)$$

şeklinde tanımlanır. Evolvent fonksiyonunda geçen  $\alpha$  dişli çarklarda kavrama açısıdır. Kavrama açısı olarak standartlaştırılmış açı değerleri  $14,5^\circ$ ,  $20^\circ$  ve  $25^\circ$ ’dir. Yaygın olarak kullanılan açı değeri  $20^\circ$ ’dir. İngiliz ve Amerikan standartlarında  $14,5^\circ$  ve  $25^\circ$  daha fazla tercih edilmektedir. Evolvent profilin sıklıkla kullanılmasının nedenleri;

- Hassas dişli çarkların kolaylıkla basit imalatına olanak verir.
- Aktarılabilen dönme momentini arttırarak verimi arttırır.

- Kavrama eğrisi bir doğru ve kavrama açısı sabit olduğundan diş yükü titreşimsiz olarak etki eder. Hareket düzgünlüğünü ve ömrü artırır.
- Eksenler arasındaki mesafede küçük oynamalara toleranslıdır. Çevrim oranı etkilenmez.
- Yuvarlanma metodu ile verilen bir modül için tüm diş sayılarında dişliler imal edilebilir.

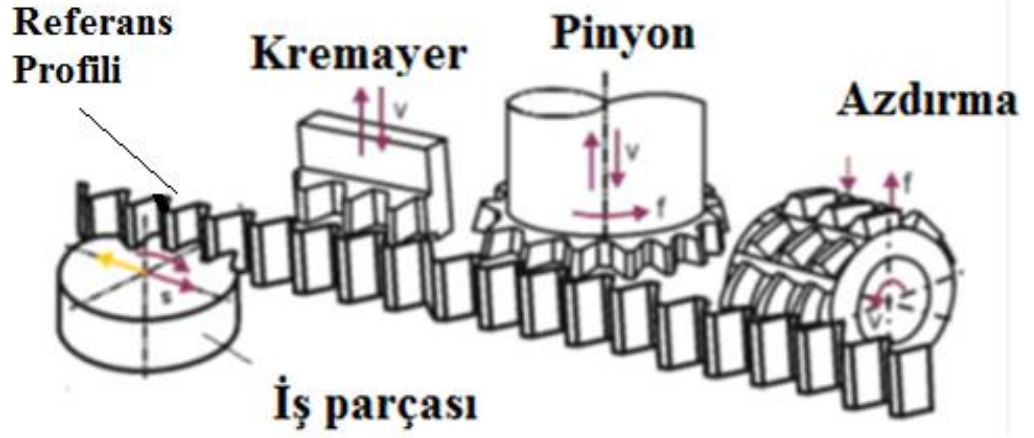
Genel kullanım için gerekli dişli çarkların standartlaştırılması için takım ve referans profilleri DIN, ISO ve AGMA tarafından geliştirilmiştir. Bu sayede dişli geometrisine ait tüm tanım, ifade ve büyüklükler elde edilmektedir. Şekil 3.5 te referans profile ait büyüklükler belirtilmiştir.



Şekil 3.5. DIN 867 ye göre referans profile (Babalık ve Çavdar, 2014)

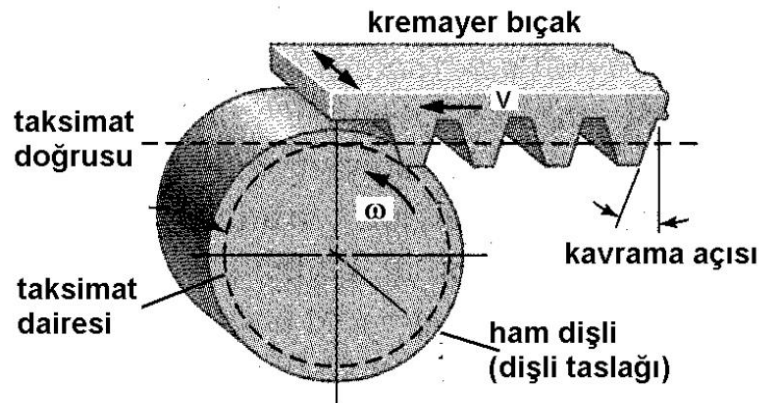
Dişli Çarklar için çeşitli imal yöntemleri bulunmasına rağmen genellikle yuvarlanma metodu kullanılmaktadır. Yuvarlanma metodu kremayer tipi kesici takımla imalat, pinyon tipi kesici takımla imalat ve azdırma tipi kesici takımla imalat olmak üzere üçe ayrılır. Çalışmamızda kremayer tipi kesici takımla imalatın matematiksel modellenmesi üzerinde durulmuştur. Yuvarlanma metoduna göre imal edilmek koşulu ile bir grup evolvent profile sahip dişliden herhangi biri teorik olarak diğerlerinin kesici takımı olabilir. Böyle bir kesici takım kullanılarak imal edilecek bütün dişliler kendi aralarında eşleştirilebilirler. Buradan; çubuk dişlinin evolvent profile sahip dişli çarklar için referans olabilme özelliği ortaya çıkar.

Referans profilin bir doğru olması takımın hassas ve ucuz bir şekilde imaline izin verir. Şekil 3.6' te yuvarlanma metoduna ait imal yöntemleri görülmektedir.



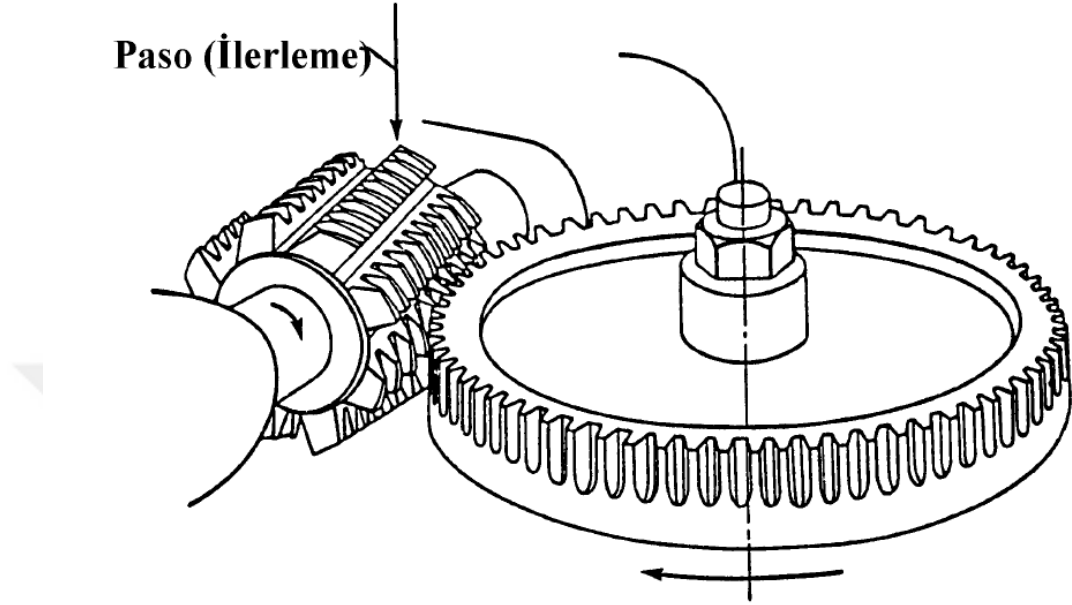
Şekil 3. 6. Yuvarlanma metoduna göre dişli çark imal yöntemleri(Bouzakis, 2008)

Şekil 3.7’ de Kremayer tipi kesici takım ile imalat prensibi görülmektedir. Takımın hareketi,  $v$  uniform hızlı yukardan aşağıya düzgün bir yer değiştirmedir. Ham dişlinin hareketi ise,  $v$  hızına ve  $d_0/2$  iş parçası taslak yarıçapına bağlı olarak,  $\omega = 2v/ d_0$  denklemi ile ifade edilen üniform açısal hızlı bir dönme hareketidir. Takıma aynı zamanda taslağın dönme eksenine dik olarak ilerleme hareketi yapmaktadır. İmalat esnasında kremayer tipi kesici takım bir yukardan aşağıya hareket ettiğinde iş parçası kendi eksenini etrafında  $\emptyset$  kadar döner.



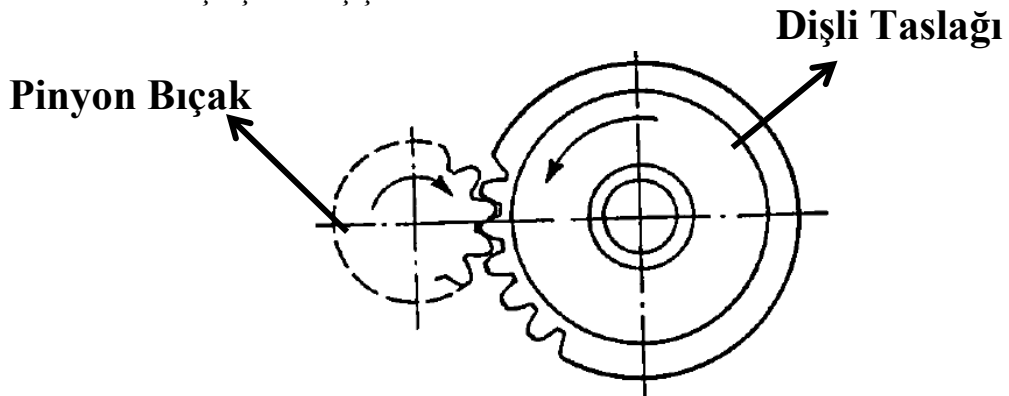
Şekil 3. 7. Kremayer tipi kesici takım ile dişli imalatı(Collins ve ark, 2009)

Azdırma frezesi ile imalat ise hem azdırma hem de dişli taslağı kendi eksenini etrafında dönerler. Azdırma dönme hareketine ek olarak dişli taslak eksenine doğru öteleme hareketi yapar. Şekil 3.8’ de azdırma tipi takım ile imalat resmi görülmektedir.



Şekil 3. 8. Azdırma tipi kesici takım ile dişli imalatı(Litvin ve Fuentes, 2000)

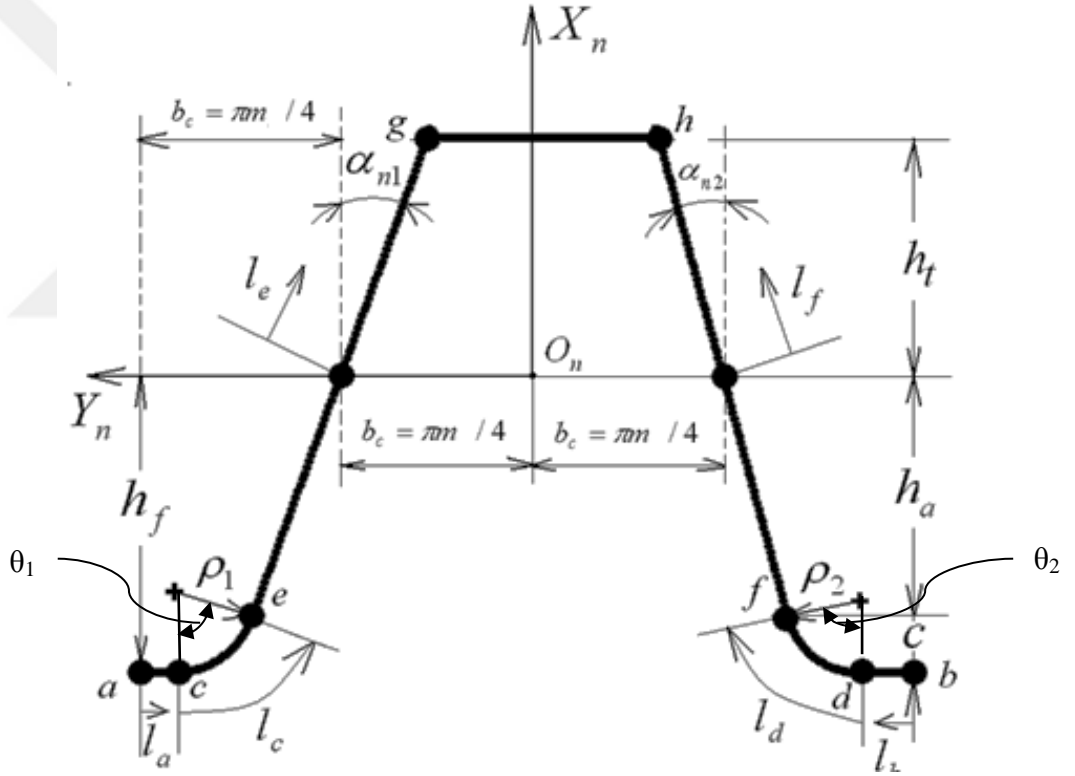
Pinyon bıçak gerçekte, diş alınlarının yüzeyleri taşlanıp arka kısımları boşaltılarak kesici ağız haline getirilmiş bir dişlidir. Şekil 3.9’ de bu kesici ile profil oluşturma bir takım olan iki dişli çarkın eş çalışmasını simüle etmektedir.



Şekil 3. 9. Pinyon tipi kesici takım ile dişli imalatı(Akkurt, 2000)

### 3.5. Kremayer Tipi Kesici Takımın Matematiksel Modellenmesi

Çalışmamızın bu bölümünde asimetrik düz dişli çarkların matematiksel olarak modellenmesi ele alınacaktır. Modellemede Litvin (2004) 'in vektör mekaniğine dayalı metodu temel alınacaktır. Vektör metodunda ilk olarak dişli çarkı oluşturan kremayer tipi kesici takımın matematiksel modeli çıkarılacaktır. Koordinat dönüşümü, diferansiyel geometri ve dişli ana kanunundan yararlanarak dişli çarkın matematiksel modeli elde edilecektir. Kremayer tipi kesici takım ve imal edilen dişli çarkın matematiksel ifadeleri aşağıdaki başlıklarda ele alınmıştır.



Şekil 3. 10. Kremayer tipi kesici takım geometrisi(Fetvacı, 2007)

$h_a=h_t$  takım diş başı yüksekliğini tayin eden parametredir ve genellikle  $h_t=m$  olarak alınır.  $\alpha_{n1}$  ve  $\alpha_{n2}$  kremayer takımın kavrama açıları ve  $b_c$  takım diş kalınlığının yarısıdır.  $c$  diş dibi boşluğu olarak standartlarda  $(0,1-0,3)m$  olarak belirtilmiştir.

Asimetrik takım sağ ve sol tarafı farklı açılı olmak üzere genel olarak 6 bölümden oluşmaktadır. Düz uçlar imal edilecek dişli çarkın tabanını, yuvarlatılmış köşeler dişli çarkın diş kökünü ve açılı kenarlarda dişli çarkın evolvent yüzeyini imal etmektedir.  $S_n(X_n, Y_n, Z_n)$  koordinat sistemi diş boşluğunun ortasına konumlandırılmıştır.

Şekil 3.10’ da gösterildiği üzere takımın ac ve bd bölgelerinde bulunan herhangi bir noktanın X koordinatı sabit olup  $h_f$  ‘ ye eşittir ve  $h_f$  standart takımlarda genellikle  $(1,25xm)$ ’ e eşit olmaktadır. Y koordinatında ise noktaların vektörel konumu bir parametreye bağlanmalıdır. ac bölgesinde  $l_a$  parametresi  $0 < l_a < w_1 = ac$  ifadesine bağlı değişirken bd bölgesinde benzer şekilde  $0 < l_b < w_2 = bd$  ifadesine bağlı olarak değişmektedir. Aşağıda  $w_1$  ve  $w_2$ ’ nin değeri belirtilmiştir.

$$ac = w_1 = b_c - h_a \tan \alpha_{n1} - \rho_1 \cos \alpha_{n1} \quad (3.15)$$

$$h_f - \rho_1 + \rho_1 \sin \alpha_{n1} = h_a \quad (3.16)$$

$$ac = w_1 = b_c - (h_f - \rho_1 + \rho_1 \sin \alpha_{n1}) \tan \alpha_{n1} - \rho_1 \cos \alpha_{n1} \quad (3.17)$$

$$ac = w_1 = b_c - h_f \tan \alpha_{n1} + \rho_1 \frac{\sin \alpha_{n1}}{\cos \alpha_{n1}} - \rho_1 \frac{\sin^2 \alpha_{n1}}{\cos \alpha_{n1}} - \rho_1 \cos \alpha_{n1} \quad (3.18)$$

$$ac = w_1 = b_c - h_f \tan \alpha_{n1} + \rho_1 \frac{\sin \alpha_{n1}}{\cos \alpha_{n1}} - \frac{\rho_1 - \rho_1 \cos^2 \alpha_{n1}}{\cos \alpha_{n1}} - \rho_1 \cos \alpha_{n1} \quad (3.19)$$

$$ac = w_1 = b_c - h_f \tan \alpha_{n1} + \rho_1 \frac{\sin \alpha_{n1}}{\cos \alpha_{n1}} - \frac{\rho_1}{\cos \alpha_{n1}} + \rho_1 \cos \alpha_{n1} - \rho_1 \cos \alpha_{n1} \quad (3.20)$$

Sonuç olarak aşağıdaki denklemlere ulaşılır;

$$ac = w_1 = b_c - h_f \tan \alpha_{n1} + \rho_1 \tan \alpha_{n1} - \rho_1 \sec \alpha_{n1} \quad (3.21)$$

$$bd = w_2 = b_c - h_f \tan \alpha_{n2} + \rho_2 \tan \alpha_{n2} - \rho_2 \sec \alpha_{n2} \quad (3.22)$$

$w_1$  ve  $w_2$  değerinin maksimum ve minimum yani sifıra eşit olduğu durumlara göre çeşitli kremayer tipleri ortaya çıkmaktadır. Şekil 3.11’ de görüldüğü üzere minimum durumda tam yuvarlak uçlu ve maksimum olduğu durumda ise sivri uçlu takım ortaya çıkmaktadır.

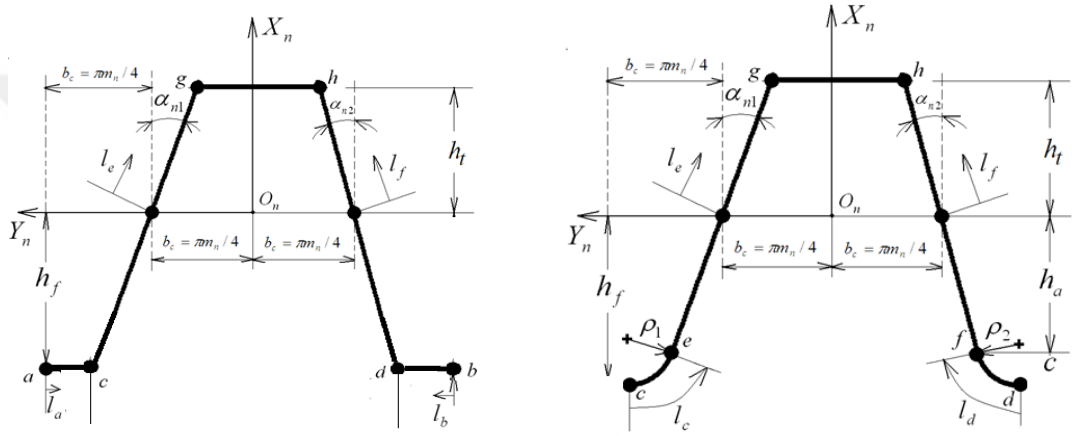


Sivri uçlu takımda ce ve df bölgeleri iptal tam yuvarlak uçlu takımda ise ac ve bd bölgeleri iptal olmaktadır.

Tam yuvarlak uçlu takım için gerekli uç radyüsü ;

$$\rho = ((\tan(\alpha_{n1}) + \tan(\alpha_{n2})) * (h_f m_n x) - 2b_c) / ((\tan(\alpha_{n1}) + \tan(\alpha_{n2})) - 1/(\cos(\alpha_{n1})) - (1/(\cos(\alpha_{n2})))) \quad (3.23)$$

olarak belirtilmiştir.



Şekil 3.11. Sivri uçlu ve yuvarlak uçlu takım

ac ve bd bölgesinin  $S_n(X_n, Y_n, Z_n)$  koordinat sisteminde matris formunda ifadesi ise aşağıda belirtilmiştir.

$$R_n^{ac} = \begin{bmatrix} -h_f \\ \frac{\pi m}{2} - l_a + z\pi m \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (3.24)$$

$$R_n^{bd} = \begin{bmatrix} -h_f \\ -\frac{\pi m}{2} + l_b + z\pi m \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (3.25)$$

$z=0,1,2..$  tanımlanarak kremayer takım istediğimiz sayıda diş ile tanımlanabilir.

$$b_c = \frac{\pi m}{4} \quad (3.26)$$

Şekil 3.10' da gösterildiği üzere takımın ce ve df bölgelerinde bulunan herhangi bir noktanın X ve Y koordinatına göre yerini  $l_c$  ve  $l_d$  parametreleri tayin etmektedir. ce bölgesindeki  $l_c$  parametresi  $0 < l_c < \theta_1 = ((\pi/2) - \alpha_{n1})$  aralığında değişim göstermektedir. df bölgesindeki  $l_d$  parametresi de benzer şekilde  $0 < l_d < \theta_2 = ((\pi/2) - \alpha_{n2})$  aralığında değişim gösterir. ce bölgesinin Y eksenindeki yerini aşağıdaki ifade belirler.

$$Y_n^{ce} = b_c + h_a \tan \alpha_{n1} + \rho_1 \cos \alpha_{n1} - \rho_1 \sin(l_c) \quad (3.27)$$

$$Y_n^{ce} = b_c + (h_f - \rho_1 + \rho_1 \sin \alpha_{n1}) \tan \alpha_{n1} + \rho_1 \cos \alpha_{n1} - \rho_1 \sin(l_c) \quad (3.28)$$

$$Y_n^{ce} = b_c + h_f \tan \alpha_{n1} - \rho_1 \tan \alpha_{n1} + \rho_1 \sin \alpha_{n1} \tan \alpha_{n1} + \rho_1 \cos \alpha_{n1} - \rho_1 \sin(l_c) \quad (3.29)$$

$$Y_n^{ce} = b_c + h_f \tan \alpha_{n1} - \rho_1 \frac{\sin \alpha_{n1}}{\cos \alpha_{n1}} + \rho_1 \frac{\sin^2 \alpha_{n1}}{\cos \alpha_{n1}} + \rho_1 \cos \alpha_{n1} - \rho_1 \sin(l_c) \quad (3.30)$$

$$Y_n^{ce} = b_c + h_f \tan \alpha_{n1} - \rho_1 \frac{\sin \alpha_{n1}}{\cos \alpha_{n1}} + \rho_1 \frac{(1 - \cos^2 \alpha_{n1})}{\cos \alpha_{n1}} + \rho_1 \cos \alpha_{n1} - \rho_1 \sin(l_c) \quad (3.31)$$

$$Y_n^{ce} = b_c + h_f \tan \alpha_{n1} - \rho_1 \frac{\sin \alpha_{n1}}{\cos \alpha_{n1}} + \rho_1 \sec \alpha_{n1} - \rho_1 \cos \alpha_{n1} + \rho_1 \cos \alpha_{n1} - \rho_1 \sin(l_c) \quad (3.32)$$

$$Y_n^{ce} = b_c + h_f \tan \alpha_{n1} - \rho_1 \tan \alpha_{n1} + \rho_1 \sec \alpha_{n1} - \rho_1 \sin(l_c) \quad (3.33)$$

ce ve df bölgesinin  $S_n(X_n, Y_n, Z_n)$  koordinat sisteminde matris formunda ifadesi ise aşağıda belirtilmiştir.

$$R_n^{ce} = \begin{bmatrix} -h_f + \rho_1 - \rho_1 \cos l_c \\ b_c + h_f \tan \alpha_{n1} - \rho_1 \tan \alpha_{n1} + \rho_1 \sec \alpha_{n1} - \rho_1 \sin(l_c) + z\pi m \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (3.34)$$

$$R_n^{df} = \begin{bmatrix} -h_f + \rho_2 - \rho_2 \cos l_d \\ -b_c - h_f \tan \alpha_{n2} + \rho_2 \tan \alpha_{n2} - \rho_2 \sec \alpha_{n2} + \rho_2 \sin(l_d) + z\pi m \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (3.35)$$

Şekil 3.10' da gösterildiği üzere takımın eg ve fh bölgelerindeki noktaların X ve Y koordinatına göre yerini  $l_e$  ve  $l_f$  parametreleri tayin etmektedir. eg bölgesindeki  $l_e$  parametresi  $\frac{-h_a}{\cos \alpha_{n1}} \leq l_e \leq \frac{h_t}{\cos \alpha_{n1}}$  aralığında değişim göstermektedir. fh bölgesindeki  $l_f$  parametresi  $\frac{-h_a}{\cos \alpha_{n2}} \leq l_f \leq \frac{h_t}{\cos \alpha_{n2}}$  aralığında değişim göstermektedir.

eg ve fh bölgesinin  $S_n(X_n, Y_n, Z_n)$  koordinat sisteminde matris formunda ifadesi ise aşağıda belirtilmiştir.

$$R_n^{eg} = \begin{bmatrix} l_e \cos \alpha_{n1} \\ b_c - l_e \sin \alpha_{n1} + z\pi m \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (3.36)$$

$$R_n^{fh} = \begin{bmatrix} l_f \cos \alpha_{n2} \\ -b_c + l_f \sin \alpha_{n2} + z\pi m \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (3.37)$$

Diferansiyel geometriden  $S_n(X_n, Y_n, Z)$  tanımlı takım yüzeylerinin birim normal vektörleri aşağıdaki denklemle ifade edilir.  $Z_n$  ekseninin birim normal vektörü  $k_n$  olarak gösterilmiştir.

$$n_n^i = \frac{\frac{\partial R_n^i}{\partial l_j} x k_n}{\left| \frac{\partial R_n^i}{\partial l_j} x k_n \right|} \quad (3.38)$$

ac bölgesi için normal vektör;

$$n_n^{ac} = \frac{\frac{\partial R_n^{ac}}{\partial l_a} xk_n}{\left| \frac{\partial R_n^{ac}}{\partial l_a} xk_n \right|} = \frac{\begin{bmatrix} i & j & k \\ \frac{\partial x_n^{ac}}{\partial l_a} & \frac{\partial y_n^{ac}}{\partial l_a} & \frac{\partial z_n^{ac}}{\partial l_a} \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}}{\left| \frac{\partial R_n^{ac}}{\partial l_a} xk_n \right|} = \frac{\begin{bmatrix} i & j & k \\ 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}}{\left| \frac{\partial R_n^{ac}}{\partial l_a} xk_n \right|} = \frac{\begin{bmatrix} -1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}}{1} = \begin{bmatrix} -1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.39)$$

$$n_n^{ac} = \begin{bmatrix} n_{nx}^{ac} \\ n_{ny}^{ac} \\ n_{nz}^{ac} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.40)$$

bd bölgesi için normal vektör;

$$n_n^{bd} = \frac{\frac{\partial R_n^{bd}}{\partial l_b} xk_n}{\left| \frac{\partial R_n^{bd}}{\partial l_b} xk_n \right|} = \frac{\begin{bmatrix} i & j & k \\ \frac{\partial x_n^{bd}}{\partial l_b} & \frac{\partial y_n^{bd}}{\partial l_b} & \frac{\partial z_n^{bd}}{\partial l_b} \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}}{\left| \frac{\partial R_n^{bd}}{\partial l_b} xk_n \right|} = \frac{\begin{bmatrix} i & j & k \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}}{\left| \frac{\partial R_n^{bd}}{\partial l_b} xk_n \right|} = \frac{\begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}}{1} = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.41)$$

$$n_n^{bd} = \begin{bmatrix} n_{nx}^{bd} \\ n_{ny}^{bd} \\ n_{nz}^{bd} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.42)$$

ce bölgesi için normal vektör;

$$n_n^{ce} = \frac{\frac{\partial R_n^{ce}}{\partial l_c} xk_n}{\left| \frac{\partial R_n^{ce}}{\partial l_c} xk_n \right|} = \frac{\begin{bmatrix} i & j & k \\ \frac{\partial x_n^{ce}}{\partial l_c} & \frac{\partial y_n^{ce}}{\partial l_c} & \frac{\partial z_n^{ce}}{\partial l_c} \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}}{\left| \frac{\partial R_n^{ce}}{\partial l_c} xk_n \right|} = \frac{\begin{bmatrix} i & j & k \\ \rho_1 \sin l_c & -\rho_1 \cos l_c & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}}{\left| \frac{\partial R_n^{ce}}{\partial l_c} xk_n \right|} = \frac{\begin{bmatrix} -\rho_1 \cos l_c \\ -\rho_1 \sin l_c \\ 0 \end{bmatrix}}{\sqrt{\rho_1^2 (\cos l_c^2 + \sin l_c^2)}} = \begin{bmatrix} -\cos l_c \\ -\sin l_c \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.43)$$

$$n_n^{ce} = \begin{bmatrix} n_{nx}^{ce} \\ n_{ny}^{ce} \\ n_{nz}^{ce} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\cos(l_c) \\ -\sin(l_c) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.44)$$

df bölgesi için normal vektör;

$$\begin{aligned}
 n_n^{df} &= \frac{\frac{\partial R_n^{df}}{\partial l_d} xk_n}{\left| \frac{\partial R_n^{df}}{\partial l_d} xk_n \right|} = \frac{\begin{bmatrix} i & j & k \\ \frac{\partial x_n^{df}}{\partial l_d} & \frac{\partial y_n^{df}}{\partial l_d} & \frac{\partial z_n^{df}}{\partial l_d} \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}}{\left| \frac{\partial R_n^{df}}{\partial l_d} xk_n \right|} = \frac{\begin{bmatrix} i & j & k \\ \rho_1 \sin l_d & \rho_1 \cos l_d & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}}{\left| \frac{\partial R_n^{df}}{\partial l_d} xk_n \right|} \\
 &= \frac{\begin{bmatrix} \rho_1 \cos l_d \\ -\rho_1 \sin l_d \\ 0 \end{bmatrix}}{\sqrt{\rho_1^2 (\cos^2 l_d + \sin^2 l_d)}} = \begin{bmatrix} \cos l_d \\ -\sin l_d \\ 0 \end{bmatrix}
 \end{aligned} \tag{3.45}$$

$$n_n^{df} = \begin{bmatrix} n_{nx}^{df} \\ n_{ny}^{df} \\ n_{nz}^{df} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(l_d) \\ -\sin(l_d) \\ 0 \end{bmatrix} \tag{3.46}$$

eg bölgesi için normal vektör;

$$\begin{aligned}
 n_n^{eg} &= \frac{\frac{\partial R_n^{eg}}{\partial l_e} xk_n}{\left| \frac{\partial R_n^{eg}}{\partial l_e} xk_n \right|} = \frac{\begin{bmatrix} i & j & k \\ \frac{\partial x_n^{eg}}{\partial l_e} & \frac{\partial y_n^{eg}}{\partial l_e} & \frac{\partial z_n^{eg}}{\partial l_e} \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}}{\left| \frac{\partial R_n^{eg}}{\partial l_e} xk_n \right|} = \frac{\begin{bmatrix} i & j & k \\ \cos \alpha_{n1} & -\sin \alpha_{n1} & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}}{\left| \frac{\partial R_n^{eg}}{\partial l_e} xk_n \right|} \\
 &= \frac{\begin{bmatrix} -\sin \alpha_{n1} \\ -\cos \alpha_{n1} \\ 0 \end{bmatrix}}{\sqrt{(\cos^2 \alpha_{n1} + \sin^2 \alpha_{n1})}} = \begin{bmatrix} -\sin \alpha_{n1} \\ -\cos \alpha_{n1} \\ 0 \end{bmatrix}
 \end{aligned} \tag{3.47}$$

$$n_n^{eg} = \begin{bmatrix} n_{nx}^{eg} \\ n_{ny}^{eg} \\ n_{nz}^{eg} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\sin(\alpha_{n1}) \\ -\cos(\alpha_{n1}) \\ 0 \end{bmatrix} \tag{3.48}$$

fh bölgesi için normal vektör;

$$\begin{aligned}
 n_n^{fh} &= \frac{\frac{\partial R_n^{fh}}{\partial l_f} xk_n}{\left| \frac{\partial R_n^{fh}}{\partial l_f} xk_n \right|} = \frac{\begin{bmatrix} i & j & k \\ \frac{\partial x_n^{fh}}{\partial l_f} & \frac{\partial y_n^{fh}}{\partial l_f} & \frac{\partial z_n^{fh}}{\partial l_f} \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}}{\left| \frac{\partial R_n^{fh}}{\partial l_f} xk_n \right|} = \frac{\begin{bmatrix} i & j & k \\ \cos\alpha_{n2} & \sin\alpha_{n2} & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}}{\left| \frac{\partial R_n^{fh}}{\partial l_f} xk_n \right|} \\
 &= \frac{\begin{bmatrix} \sin\alpha_{n2} \\ -\cos\alpha_{n2} \\ 0 \end{bmatrix}}{\sqrt{(\cos^2\alpha_{n2} + \sin^2\alpha_{n2})}} = \begin{bmatrix} \sin\alpha_{n2} \\ -\cos\alpha_{n2} \\ 0 \end{bmatrix}
 \end{aligned}$$

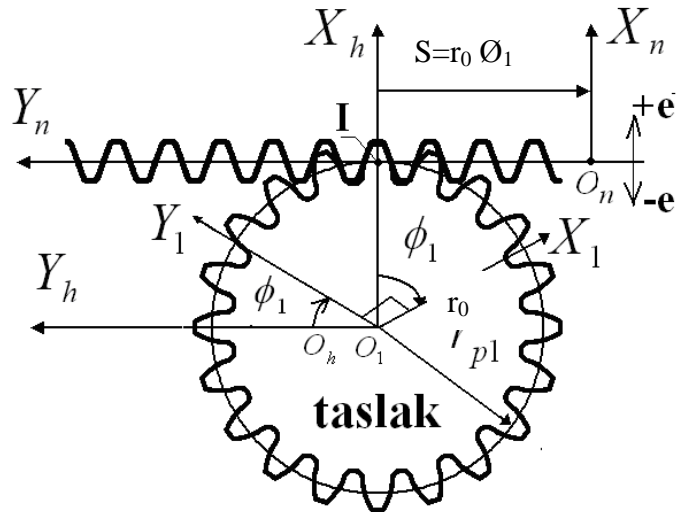
(3.49)

$$n_n^{fh} = \begin{bmatrix} n_{nx}^{eg} \\ n_{ny}^{eg} \\ n_{nz}^{eg} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sin(\alpha_{n2}) \\ -\cos(\alpha_{n2}) \\ 0 \end{bmatrix}$$

(3.50)

### 3.6. Düz Dişli Çarkın Matematiksel Modellenmesi

İmal edilen dişli çarkın matematiksel modeli ise yuvarlanma (eş çalışma) denklemi ile kesici takımın geometrik yerinin bir kombinasyonudur. Kesici takım ile dişli taslağı arasındaki koordinat bağı Şekil 3. 12' de gösterilmiştir.



Şekil 3. 12. Yuvarlanma Prosesi(Fetvacı, 2007)

$S_n(X_n, Y_n, Z_n)$  kremayer tipi kesici takımın koordinat sistemini,  $S_1(X_1, Y_1, Z_1)$  imal edilen dişlinin koordinat sistemini,  $S_h(X_h, Y_h, Z_h)$  sabit olan koordinat sistemini ifade etmektedir. İmalat esnasında taslak  $\emptyset_1$  kadar döndüğünde izafi olarak kremayer tipi kesici takımda  $r_0\emptyset_1$  kadar ilerler. Bu durum kremayer-pinyon mekanizmasının çalışmasına benzer. İmalatın her anında kremayer tipi kesici takımın bir noktası taslak ile temas halindedir. Buradan hareketle dişli çarkı oluşturan noktalar esasen temas ettikleri yerde kremayer tipi kesici takımın noktalarıdır sonucuna ulaşılır. Burada yapacağımız aynı noktayı dişli çarkın koordinat sisteminde ifade etmektir.

Dişli çark yüzeyinin geometrik yeri imal edilen dişlinin koordinat sisteminde 4.25 'de belirtilen denklemde verilen dönüşüm matrisi uygulanarak ifade edilir. İşlemlerde kolaylık olması açısından  $S_1$  den  $S_h$ ' a koordinat dönüşümünü daha sonra da  $S_1$  den  $S_n$  e koordinat dönüşümünü inceleyeceğiz. Ardından bu matrisin tersini alarak  $M_{1n}$  dönüşüm matrisine ulaşacağız.  $S_1$  den  $S_h$  koordinat dönüşüm matrisi aşağıda gösterilmiştir.

$$M_{h1} = \begin{bmatrix} \cos(x_h, x_1) & \cos(x_h, y_1) & \cos(x_h, z_1) & x_h^{01} \\ \cos(y_h, x_1) & \cos(y_h, y_1) & \cos(y_h, z_1) & y_h^{01} \\ \cos(z_h, x_1) & \cos(z_h, y_1) & \cos(z_h, z_1) & z_h^{01} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3.51)$$

$$M_{h1} = \begin{bmatrix} \cos(\emptyset_1) & \sin(\emptyset_1) & 0 & 0 \\ -\sin(\emptyset_1) & \cos(\emptyset_1) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3.52)$$

$S_h$  den  $S_n$  e koordinat dönüşüm matrisi aşağıdaki gösterilmiştir.

$$M_{nh} = \begin{bmatrix} \cos(x_n, x_h) & \cos(x_n, y_h) & \cos(x_n, z_h) & x_n^{0h} \\ \cos(y_n, x_h) & \cos(y_n, y_h) & \cos(y_n, z_h) & y_n^{0h} \\ \cos(z_n, x_h) & \cos(z_n, y_h) & \cos(z_n, z_h) & z_n^{0h} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3.53)$$

$$M_{nh} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & -r_0 \\ 0 & 1 & 0 & r_0\emptyset_1 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3.54)$$

O halde  $S_1$  den  $S_n$ ' e olan dönüşüm matrisi aşağıdadır.

$$M_{n1} = \begin{bmatrix} \cos(\phi_1) & \sin(\phi_1) & 0 & -r_0 \\ -\sin(\phi_1) & \cos(\phi_1) & 0 & r_0\phi_1 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3.55)$$

Sonuç olarak  $[M_{n1}][M_{1n}]=I$  eşitliğinden gerekli matris işlemleri yapılırsa  $M_{n1}$  in ters matrisi olan  $M_{1n}$  matrisine ulaşılır.

$$M_{1n} = \begin{bmatrix} \cos(\phi_1) & -\sin(\phi_1) & 0 & r_0\phi_1 \sin(\phi_1) + (r_0 + e)\cos(\phi_1) \\ \sin(\phi_1) & \cos(\phi_1) & 0 & -r_0\phi_1 \cos(\phi_1) + (r_0 + e)\sin(\phi_1) \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3.56)$$

Aşağıdaki denklemden hareketle dişli çarkı oluşturan noktaları bulabiliriz.

$$R_1^i = M_{1n}^i R_n^i \quad i = (ac - fh) \quad (3.57)$$

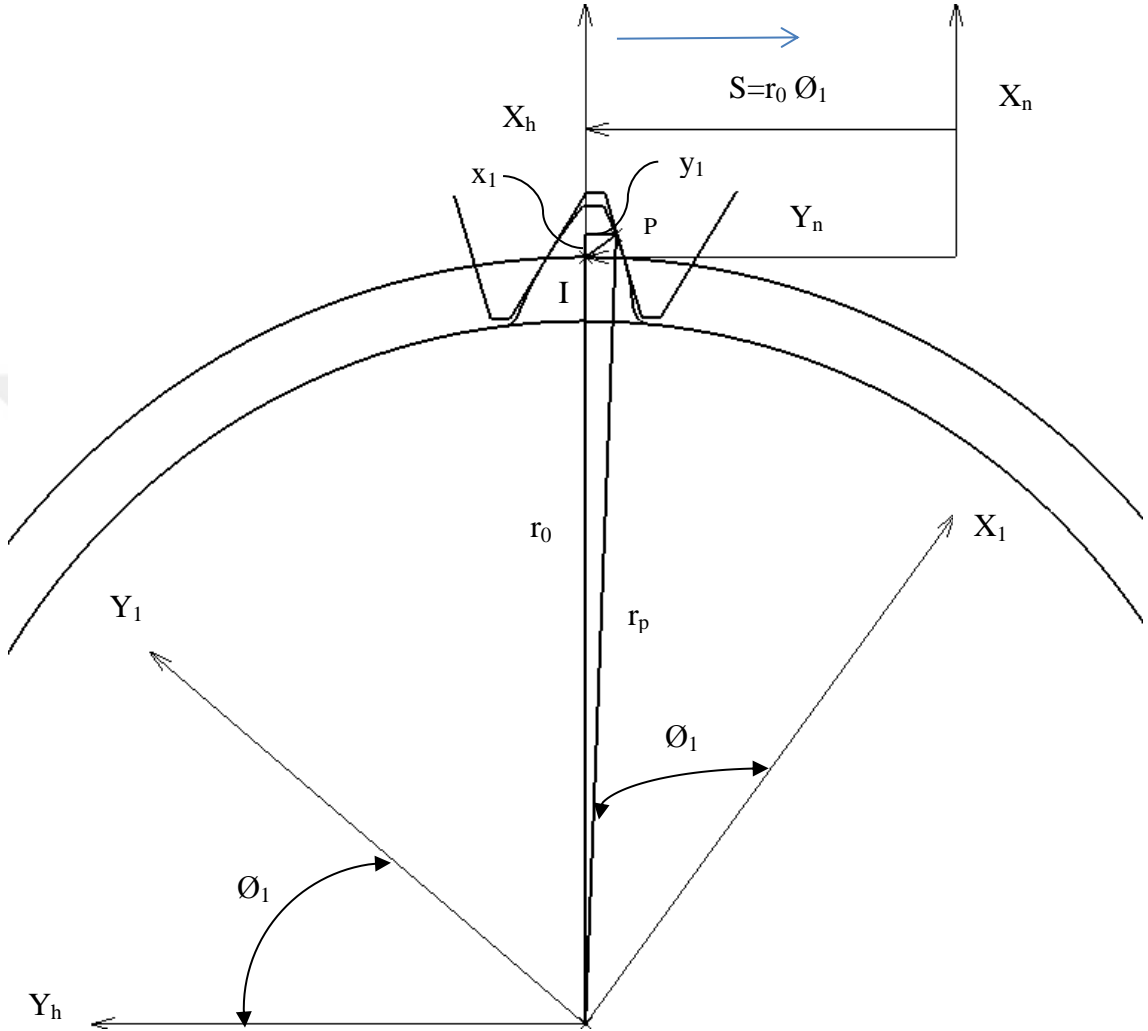
Dişli Ana Kanunu gereğince kremayer tipi kesici takım ile dişli çarkın ortak noktalarının ortak normali ani dönme merkezinden geçmelidir. Ayrıca dişli çark ile kremayer arasındaki kayma hızı her an bu ortak noktanın ortak normaline diktir. Bu kanunun matematiksel ifadesi aşağıdaki formüllerle adım adım belirlenir.

Şekil 3.13' te göre diş üzerindeki herhangi bir P noktasının  $S_1(X_1, Y_1)$  koordinat eksenine göre yeri aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$r_p = \begin{bmatrix} r_0 + x_1 \\ y_1 - r_0\phi_1 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.58)$$



Kremayerin her noktasındaki hızı  $V_1 = \omega \cdot r_0$  büyüklüğündedir. Yönü  $-y$  yönündedir. Buna göre hızın matris formunda ifadesi aşağıda belirtilmiştir.  $\omega$  dönme hızının büyüklüğünü bir olarak kabul edersek ;



**Şekil 3. 13.** P noktasının geometrik yeri ve hız analizi

$$V_1 = \begin{bmatrix} 0 \\ -r_0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.59)$$

Taslağın P noktasındaki hızı  $V_2 = \omega \cdot r_p$  yönü ise  $V_2$  hızının matris olarak ifadesi aşağıda belirtilmiştir.  $\omega$  vektörü ise  $+z$  yönündedir.

$$V_2 = \omega x r_p = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} x \begin{bmatrix} r_0 + x_1 \\ y_1 - r_0 \phi_1 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{vmatrix} i & j & k \\ 0 & 0 & 1 \\ r_0 + x_1 & y_1 - r_0 \phi_1 & 1 \end{vmatrix} = \begin{bmatrix} y_1 - r_0 \phi_1 \\ -r_0 - x_1 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.60)$$

P noktasındaki kayma hızı  $V_1 - V_2$  olarak ifade edilir ve  $V_{kayma}$  olarak gösterilir. O halde  $V_{kayma}$  ifadesi matris formunda aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$V_{kayma} = V_1 - V_2 = \begin{bmatrix} 0 \\ -r_0 \\ 0 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} y_1 - r_0 \phi_1 \\ -r_0 - x_1 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} r_0 \phi_1 - y_1 \\ x_1 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.61)$$

Şekil 4.4' e göre dış üzerindeki herhangi bir P noktasının  $S_1(X_1, Y_1)$  koordinat eksenine göre yeri aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$r_p = \begin{bmatrix} r_0 + x_1 \\ y_1 - r_0 \phi_1 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.62)$$

Kremayerin her noktasındaki hızı  $V_1 = \omega \cdot r_0$  büyüklüğündedir. Yönü  $-y$  yönündedir. Buna göre hızın matris formunda ifadesi aşağıda belirtilmiştir.  $\omega$  dönme hızının büyüklüğünü bir olarak kabul edersek ;

$$V_1 = \begin{bmatrix} 0 \\ -r_0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.63)$$

Taslağın P noktasındaki hızı  $V_2 = \omega \cdot r_p$  yönü ise  $V_2$  hızının matris olarak ifadesi aşağıda belirtilmiştir.  $\omega$  vektörü ise  $+z$  yönündedir.

$$V_2 = \omega x r_p = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} x \begin{bmatrix} r_0 + x_1 \\ y_1 - r_0 \phi_1 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{vmatrix} i & j & k \\ 0 & 0 & 1 \\ r_0 + x_1 & y_1 - r_0 \phi_1 & 1 \end{vmatrix} = \begin{bmatrix} y_1 - r_0 \phi_1 \\ -r_0 - x_1 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.64)$$

P noktasındaki kayma hızı  $V_1-V_2$  olarak ifade edilir ve  $V_{kayma}$  olarak gösterilir. O halde  $V_{kayma}$  ifadesi matris formunda aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$V_{kayma} = V_1 - V_2 = \begin{bmatrix} 0 \\ -r_0 \\ 0 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} y_1 - r_0\phi_1 \\ -r_0 - x_1 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} r_0\phi_1 - y_1 \\ x_1 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.65)$$

Daha önce belirttiğimiz gibi  $V_{kayma}$  her an ortak noktanın ortak birim normaline diktir. Bu ifadeden hareketle birim normal vektörü ile kayma hızı vektörünün skaler çarpımı sifira eşittir.

$$n_n^i \cdot V_{kayma} = 0 \quad (3.66)$$

$$\begin{bmatrix} n_{n_x}^i \\ n_{n_y}^i \\ 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} r_0\phi_1 - y_1 \\ x_1 \\ 0 \end{bmatrix} = 0 \quad (3.67)$$

$$(n_{n_x}^i \cdot r_0\phi_1 - y_1) + (n_{n_y}^i \cdot x_1) = 0 \quad (3.68)$$

$$\frac{-x_1}{n_{n_x}^i} = \frac{r_0\phi_1 - y_1}{n_{n_y}^i} \quad (3.69)$$

Burada gerekli işlemler yapılırsa aşağıdaki genel form elde edilir.

$$\frac{X_n^i - x_n^i}{n_{n_x}^i} = \frac{Y_n^i - y_n^i}{n_{n_y}^i} \quad (3.70)$$

$X_n^i, Y_n^i$   $S_n$  koordinat sisteminde takım-dişli ani dönme merkezi I-I üzerindeki bir noktanın koordinatlarını  $x_n^i, y_n^i$  kremayer tipi kesici takımın yüzey koordinatlarını  $n_{n_x}^i, n_{n_y}^i$  yüzey birim normali  $n_n^i$  nin bileşenlerini ifade eder.  $\phi_1$  yuvarlanma parametresini

$r_{p1}$  ise imal edilen dişlinin taksimat yarıçapını ve  $e$  parametresi ise profil kaydırma miktarını ifade eder. Tüm bölgeler için  $X_n^i = 0$   $Y_n^i = r_0 \phi_1$  olarak kabul edilmiştir.

ac bölgesi için eş çalışma denklemi aşağıdaki denklemlerle tayin edilir.

$$\frac{X_n^{ac} - x_n^{ac}}{n_{nx}^{ac}} = \frac{Y_n^{ac} - y_n^{ac}}{n_{ny}^{ac}} \quad (3.71)$$

$$\phi_1 = \frac{y_n^{ac}}{r_0} = \frac{\frac{\pi m}{2} - l_a + Z\pi m}{r_0} \quad (3.72)$$

bd bölgesi için eş çalışma denklemi aşağıdaki denklemlerle tayin edilir.

$$\frac{X_n^{bd} - x_n^{bd}}{n_{nx}^{bd}} = \frac{Y_n^{bd} - y_n^{bd}}{n_{ny}^{bd}} \quad (3.73)$$

$$\phi_1 = \frac{y_n^{bd}}{r_0} = \frac{-\frac{\pi m}{2} + l_b + Z\pi m}{r_0} \quad (3.74)$$

ce bölgesi için eş çalışma denklemi aşağıdaki denklemlerle tayin edilir.

$$\frac{X_n^{ce} - x_n^{ce}}{n_{nx}^{ce}} = \frac{Y_n^{ce} - y_n^{ce}}{n_{ny}^{ce}} \quad (3.75)$$

$$\phi_1 = \frac{y_n^{ce} - x_n^{ce} (\tan(l_c))}{r_0} \quad (3.76)$$

df bölgesi için eş çalışma denklemi aşağıdaki denklemlerle tayin edilir.

$$\frac{X_n^{df} - x_n^{df}}{n_{nx}^{df}} = \frac{Y_n^{df} - y_n^{df}}{n_{ny}^{df}} \quad (3.77)$$

$$\phi_1 = \frac{y_n^{df} + x_n^{df} (\tan(l_d))}{r_0} \quad (3.78)$$

eg bölgesi için eş çalışma denklemi aşağıdaki denklemlerle tayin edilir.

$$\frac{x_n^{eg} - x_n^{eg}}{n_{n_x}^{eg}} = \frac{y_n^{eg} - y_n^{eg}}{n_{n_y}^{eg}} \quad (3.79)$$

$$\phi_1 = \frac{y_n^{eg}(\tan\alpha_{n1}) - x_n^{eg}}{r_0(\tan\alpha_{n1})} \quad (3.80)$$

fh bölgesi için eş çalışma denklemi aşağıdaki denklemlerle tayin edilir.

$$\frac{x_n^{fh} - x_n^{fh}}{n_{n_x}^{fh}} = \frac{y_n^{fh} - y_n^{fh}}{n_{n_y}^{fh}} \quad (3.81)$$

$$\phi_1 = \frac{y_n^{fh}(\tan\alpha_{n2}) + x_n^{fh}}{r_0(\tan\alpha_{n2})} \quad (3.82)$$

İmal edilen dişlinin matematiksel modeli 4.42 ve 4.47 denklemlerinin eş zamanlı çözümü ile elde edilir. Buna göre tüm bölgelerin denklemleri aşağıda belirtilmiştir.

ac bölgesi;

$$R_1^{ac} = M_{1n} R_n^{ac} \quad (3.83)$$

$$x_1^{ac} = -h_f \cos\phi_1 - \left(\frac{\pi m}{2} - l_a\right) \sin\phi_1 + r_0 \cos\phi_1 + r_0 \phi_1 \sin\phi_1 \quad (3.84)$$

$$y_1^{ac} = -h_f \sin\phi_1 - \left(\frac{\pi m}{2} - l_a\right) \cos\phi_1 + r_0 \sin\phi_1 - r_0 \phi_1 \cos\phi_1 \quad (3.85)$$

$$\phi_1 = \frac{\left(\frac{\pi m}{2} - l_a\right)}{r_0} \quad (3.86)$$

bd bölgesi;

$$R_1^{bd} = M_{1n} R_n^{bd} \quad (3.87)$$

$$x_1^{bd} = -h_f \cos\phi_1 - \left(-\frac{\pi m}{2} + l_b\right) \sin\phi_1 + r_0 \cos\phi_1 + r_0 \phi_1 \sin\phi_1 \quad (3.88)$$

$$y_1^{bd} = -h_f \sin\phi_1 - \left(-\frac{\pi m}{2} + l_b\right) \cos\phi_1 + r_0 \sin\phi_1 - r_0 \phi_1 \cos\phi_1 \quad (3.89)$$

$$\phi_1 = \frac{\left(-\frac{\pi m}{2} + l_b\right)}{r_0} \quad (3.90)$$

ce bölgesi;

$$R_1^{ce} = M_{1n} R_n^{ce} \quad (3.91)$$

$$x_1^{ce} = (-h_f + \rho_1 - \rho_1 \cos l_c) \cos\phi_1 - (b_c + h_f \tan\alpha_{n1} - \rho_1 \tan\alpha_{n1} + \rho_1 \sec\alpha_{n1} - \rho_1 \sin(l_c)) \sin\phi_1 + r_0 \cos\phi_1 + r_0 \phi_1 \sin\phi_1 \quad (3.92)$$

$$y_1^{ce} = (-h_f + \rho_1 - \rho_1 \cos l_c) \sin\phi_1 + (b_c + h_f \tan\alpha_{n1} - \rho_1 \tan\alpha_{n1} + \rho_1 \sec\alpha_{n1} - \rho_1 \sin(l_c)) \cos\phi_1 + r_0 \sin\phi_1 - r_0 \phi_1 \cos\phi_1 \quad (3.93)$$

$$\phi_1 = \frac{(b_c + h_f \tan\alpha_{n1} - \rho_1 \tan\alpha_{n1} + \rho_1 \sec\alpha_{n1} - \rho_1 \sin(l_c)) - ((-h_f + \rho_1 - \rho_1 \cos l_c) \tan(l_c))}{r_0} \quad (3.94)$$

df bölgesi;

$$R_1^{df} = M_{1n} R_n^{df} \quad (3.95)$$

$$x_1^{df} = (-h_f + \rho_2 - \rho_2 \cos l_d) \cos \phi_1 - (-b_c - h_f \tan \alpha_{n2} + \rho_2 \tan \alpha_{n2} - \rho_2 \sec \alpha_{n2} + \rho_2 \sin(l_d)) \sin \phi_1 + r_0 \cos \phi_1 + r_0 \phi_1 \sin \phi_1 \quad (3.96)$$

$$y_1^{df} = (-h_f + \rho_2 - \rho_2 \cos l_d) \sin \phi_1 + (-b_c - h_f \tan \alpha_{n2} + \rho_2 \tan \alpha_{n2} - \rho_2 \sec \alpha_{n2} + \rho_2 \sin(l_d)) \cos \phi_1 + r_0 \sin \phi_1 - r_0 \phi_1 \cos \phi_1 \quad (3.97)$$

$$\phi_1 = \frac{(-b_c - h_f \tan \alpha_{n2} + \rho_2 \tan \alpha_{n2} - \rho_2 \sec \alpha_{n2} + \rho_2 \sin(l_d) + (-h_f + \rho_2 - \rho_2 \cos l_d) \tan(l_d))}{r_0} \quad (3.98)$$

eg bölgesi;

$$R_1^{eg} = M_{1n} R_n^{eg} \quad (3.99)$$

$$x_1^{eg} = l_e \cos \alpha_{n1} \cos \phi_1 - (b_c - l_e \sin \alpha_{n1} + z\pi m) \sin \phi_1 + r_0 \cos \phi_1 + r_0 \phi_1 \sin \phi_1$$

(3.100)

$$y_1^{eg} = l_e \cos \alpha_{n1} \sin \phi_1 + (b_c - l_e \sin \alpha_{n1} + z\pi m) \cos \phi_1 + r_0 \sin \phi_1 - r_0 \phi_1 \cos \phi_1 \quad (3.100)$$

$$\phi_1 = \frac{-l_e \cos \alpha_{n1} + b_c - l_e \sin \alpha_{n1}}{r_0 \tan \alpha_{n1}} \quad (3.101)$$

fh bölgesi;

$$R_1^{fh} = M_{1n} R_n^{fh} \quad (3.102)$$

$$x_1^{fh} = l_f \cos \alpha_{n2} \cos \phi_1 - (-b_c + l_f \sin \alpha_{n2}) \sin \phi_1 + r_0 \cos \phi_1 + r_0 \phi_1 \sin \phi_1 \quad (3.103)$$

$$y_1^{fh} = l_f \cos \alpha_{n2} \sin \phi_1 + (-b_c + l_f \sin \alpha_{n2}) \cos \phi_1 + r_0 \sin \phi_{p1} - r_0 \phi_1 \cos \phi_1 \quad (3.104)$$

$$\phi_1 = \frac{l_f \cos \alpha_{n2} + (-b_c + l_f \sin \alpha_{n2})}{r_0 \tan \alpha_{n2}} \quad (3.105)$$

Sonuç olarak bu matematiksel model MATLAB ile modellenerek dişli çarkın geometrisi oluşturulacaktır. Oluşturan geometri CATIA ortamına gönderilip üç boyutlu tasarım tamamlanacaktır.

### 3.7. MATLAB ortamında programlama

MATLAB, teknik hesaplamalar ve matematiksel problemlerin çözümü ve analizi için tasarlanmış bir programdır. MATLAB adı, İngilizce matris laboratuvarı (MATrix LABoratory) anlamına karşılık gelen kelimelerinden gelir. MATLAB, ilk olarak Linpack ve Eispack tasarımları yoluyla geliştirilen matris yazılımına kolay erişim sağlamak amacı ile yazılmıştır.

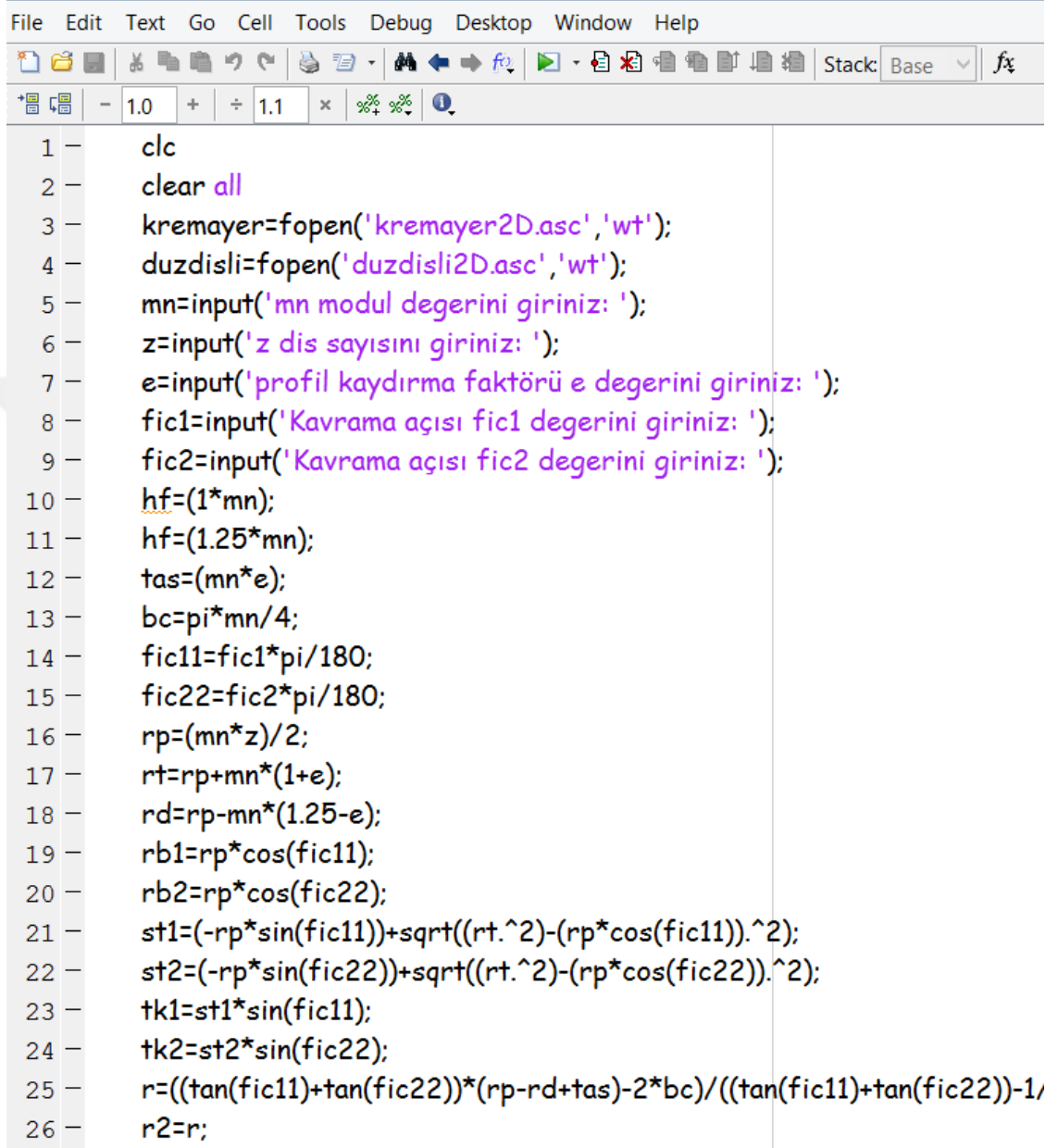
MATLAB'ın bize sağladığı kolaylıkları aşağıda maddeler halinde sıralayabiliriz.

- Cad/Cam programları ile etkileşim sağlayıp bu tür programlarda modellenen sistemlerin MATLAB da analizini yapmak
- Dinamik bir sistemin simülasyonunu yapmak
- Grafikler çizip, bunlar üzerinde düzenlemeler yapmak

Çalışmamızın bu bölümünde düz dişli çarka ait eşitlikler uygun bir şekilde MATLAB ortamına aktarılmıştır. Böylelikle dişli çarkın bir dişini oluşturan noktaların koordinatları .asc formatındaki bir çıkış dosyasında elde edilmiştir.

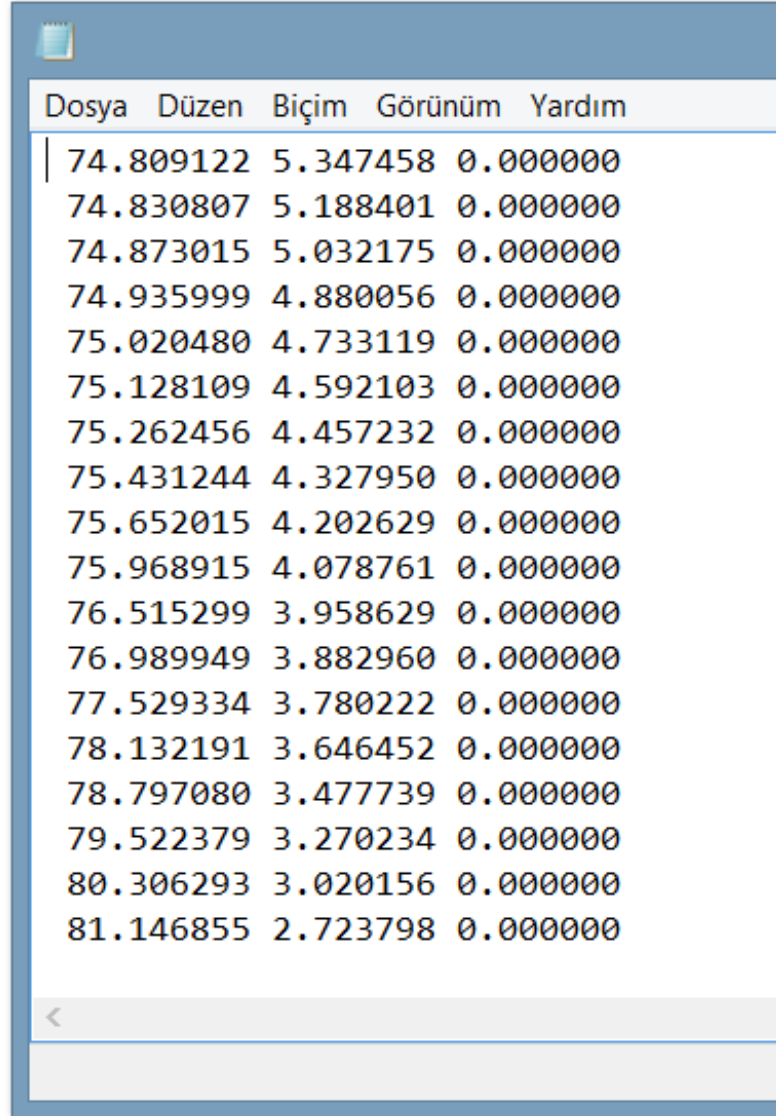


Şekil 3.14 te MATLAB programının ve Şekil 3.15 ‘ te çıkış dosyasının bir görüntüsü yer almaktadır.



```
1 -   clc
2 -   clear all
3 -   kremayer=fopen('kremayer2D.asc','wt');
4 -   duzdisli=fopen('duzdisli2D.asc','wt');
5 -   mn=input('mn modul degerini giriniz: ');
6 -   z=input('z dis sayısını giriniz: ');
7 -   e=input('profil kaydırma faktörü e degerini giriniz: ');
8 -   fic1=input('Kavrama açısı fic1 degerini giriniz: ');
9 -   fic2=input('Kavrama açısı fic2 degerini giriniz: ');
10 -   hf=(1*mn);
11 -   hf=(1.25*mn);
12 -   tas=(mn*e);
13 -   bc=pi*mn/4;
14 -   fic11=fic1*pi/180;
15 -   fic22=fic2*pi/180;
16 -   rp=(mn*z)/2;
17 -   rt=rp+mn*(1+e);
18 -   rd=rp-mn*(1.25-e);
19 -   rb1=rp*cos(fic11);
20 -   rb2=rp*cos(fic22);
21 -   st1=(-rp*sin(fic11))+sqrt((rt.^2)-(rp*cos(fic11)).^2);
22 -   st2=(-rp*sin(fic22))+sqrt((rt.^2)-(rp*cos(fic22)).^2);
23 -   tk1=st1*sin(fic11);
24 -   tk2=st2*sin(fic22);
25 -   r=((tan(fic11)+tan(fic22))*(rp-rd+tas)-2*bc)/((tan(fic11)+tan(fic22))-1/
26 -   r2=r;
```

Şekil 3. 14. MATLAB Programı



The image shows a screenshot of a software window titled 'Çıkış dosyası' (Output File). The window contains a table with five columns: 'Dosya', 'Düzen', 'Biçim', 'Görünüm', and 'Yardım'. The table lists 20 rows of numerical data. The first column values range from 74.809122 to 81.146855, the second column values range from 5.347458 to 2.723798, and the third column values are all 0.000000. The window has a blue header bar and a scroll bar at the bottom.

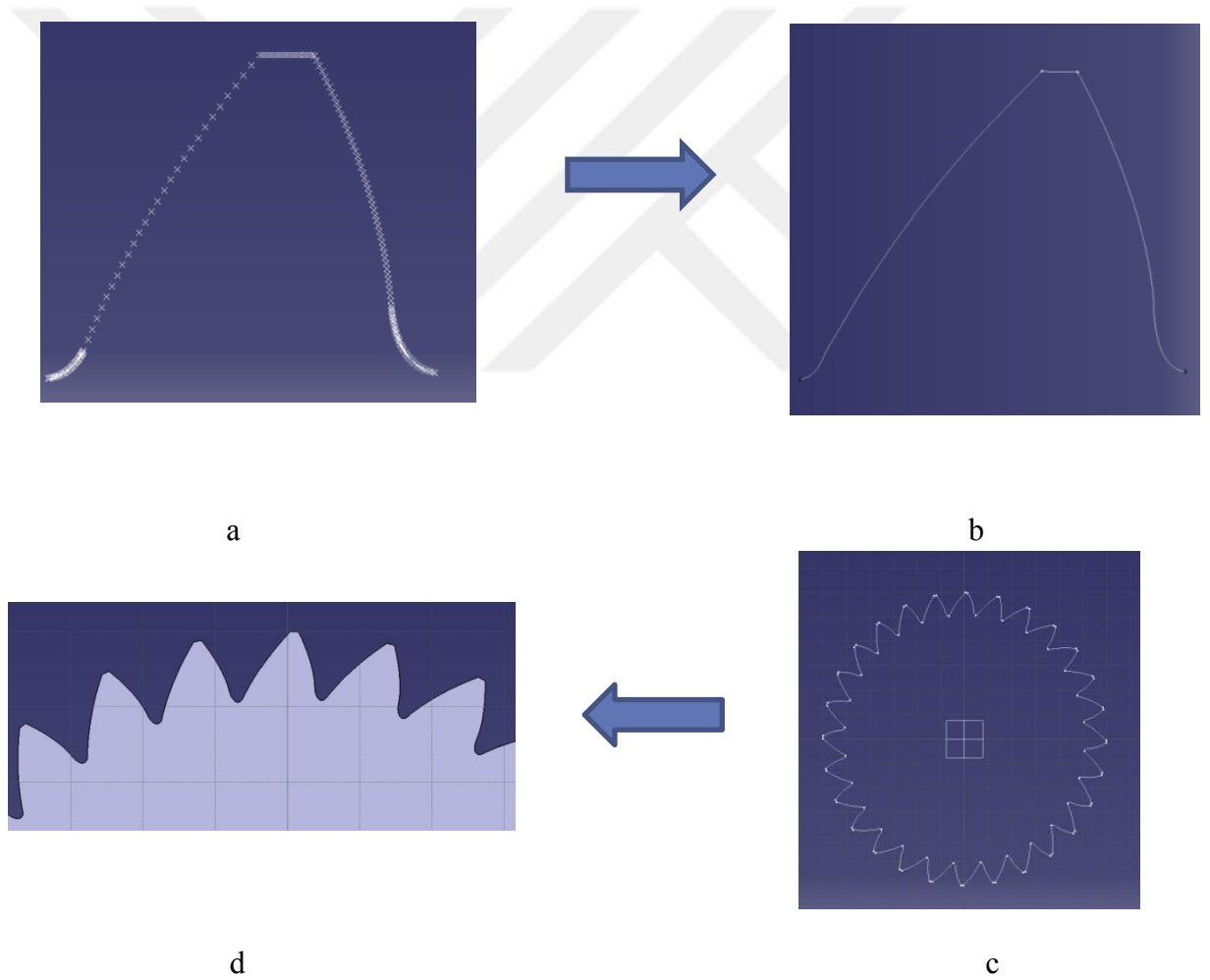
Dosya	Düzen	Biçim	Görünüm	Yardım
74.809122	5.347458	0.000000		
74.830807	5.188401	0.000000		
74.873015	5.032175	0.000000		
74.935999	4.880056	0.000000		
75.020480	4.733119	0.000000		
75.128109	4.592103	0.000000		
75.262456	4.457232	0.000000		
75.431244	4.327950	0.000000		
75.652015	4.202629	0.000000		
75.968915	4.078761	0.000000		
76.515299	3.958629	0.000000		
76.989949	3.882960	0.000000		
77.529334	3.780222	0.000000		
78.132191	3.646452	0.000000		
78.797080	3.477739	0.000000		
79.522379	3.270234	0.000000		
80.306293	3.020156	0.000000		
81.146855	2.723798	0.000000		

Şekil 3. 15. Çıkış dosyası

### 3.8. CATIA programında Üç Boyutlu Tasarım

CATIA tasarım programı özellikle karmaşık şekilli parçaların endüstriyel tasarımında en etkili programlardan bir tanesidir. İçerdiği yüzey modülüyle otomotiv, uçak, gemi vb. uygulama alanlarında çoğunlukla yer almaktadır.

Çalışmamızın bu bölümünde MATLAB programından elden edilen çıkış dosyası CATIA ortamında Digitized Shape Editor modülünde okutulmuştur. Nokta bulutu verisi olarak çıkış dosyasını alan CATIA programında nokta bulutunu noktalara çeviren komutla dişli çarkı oluşturan bir dişin noktaları meydana çıkarılmıştır. Uygun komutlarla noktalar birleştirilmiş ve merkez noktası etrafında döndürülerek çoğaltılmıştır. Tüm bu aşamalar yüzey modülünde gerçekleştirilmiştir. Kalınlık verme ise katı modülünde gerçekleştirilmiştir. Böylelikle bir dişli çarkın üç boyutlu tasarımı sağlanmıştır. Şekil 3.16 da tasarım süreçleri gösterilmiştir.

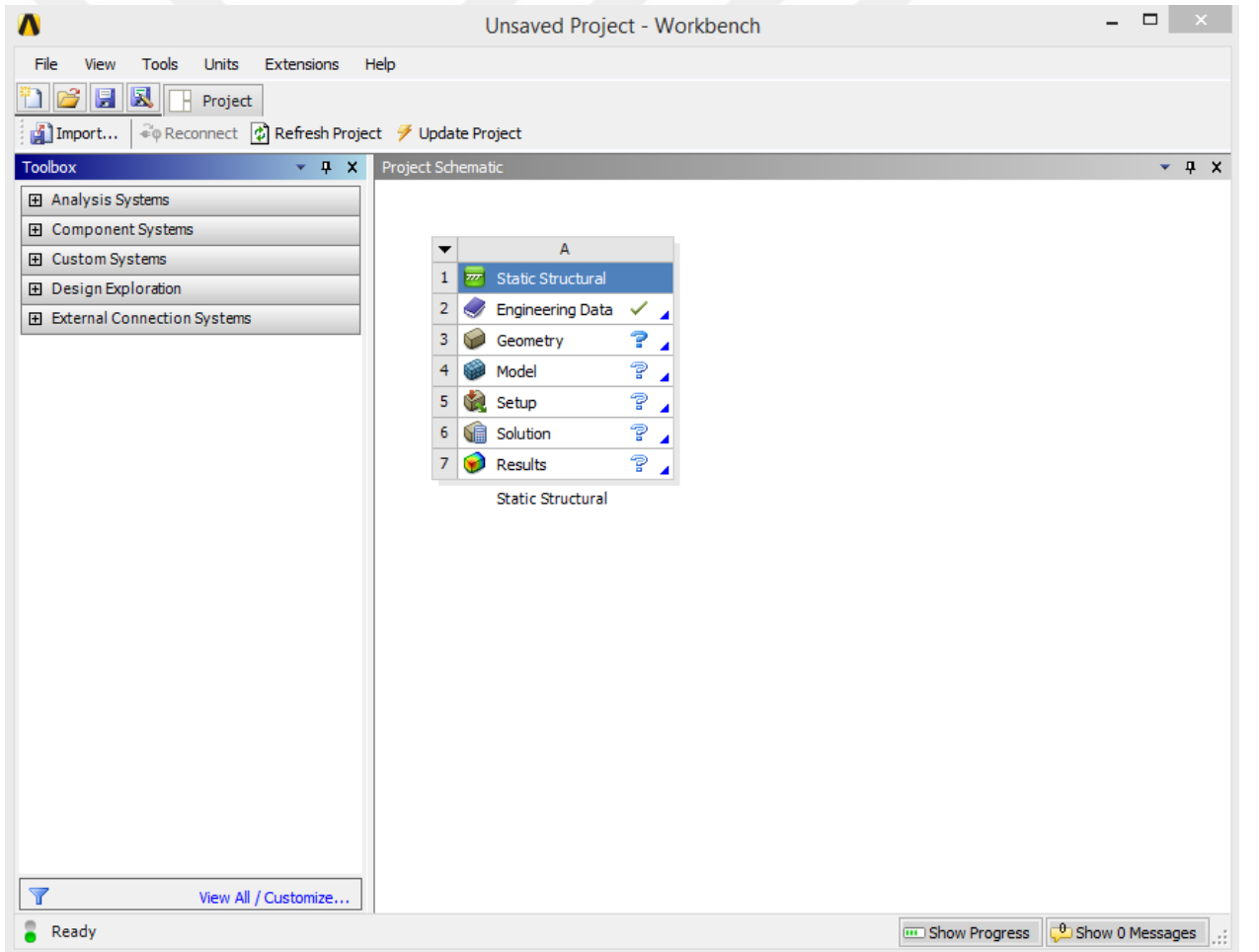


**Şekil 3. 16. CATIA Pogramında Dişli Çark Tasarımı**

### 3.9. ANSYS programında Eğilme Gerilmesi Analizi

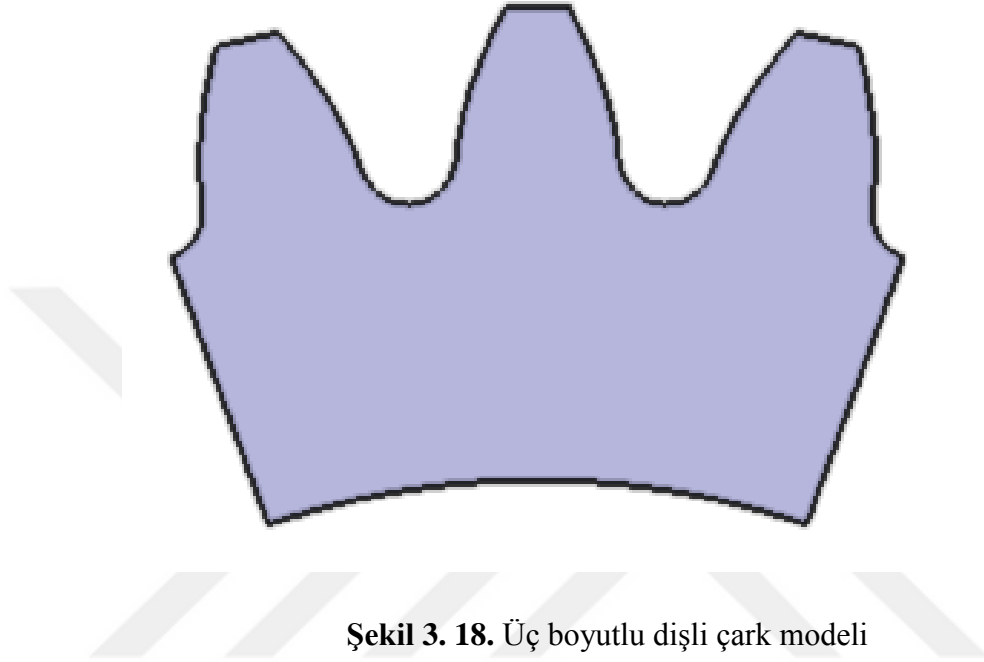
Dişli çarklarda iki tip hasar mevcuttur.. Bunlardan ilki kontak basıncı sebebiyle oluşan pitting aşınması ikincisi ve çalışmamızda çeşitli parametreler için incelediğimiz eğilme gerilmesinin yol açtığı hasardır.

Çalışmamızın bu bölümünde ANSYS Workbench ortamında Static Structural modülü kullanılmıştır. Bunun için yazılım çalıştırılır ve CATIA datası bu ortama sürüklenir. Şekil 3. 17' de ANSYS Workbench arayüzü görülmektedir.

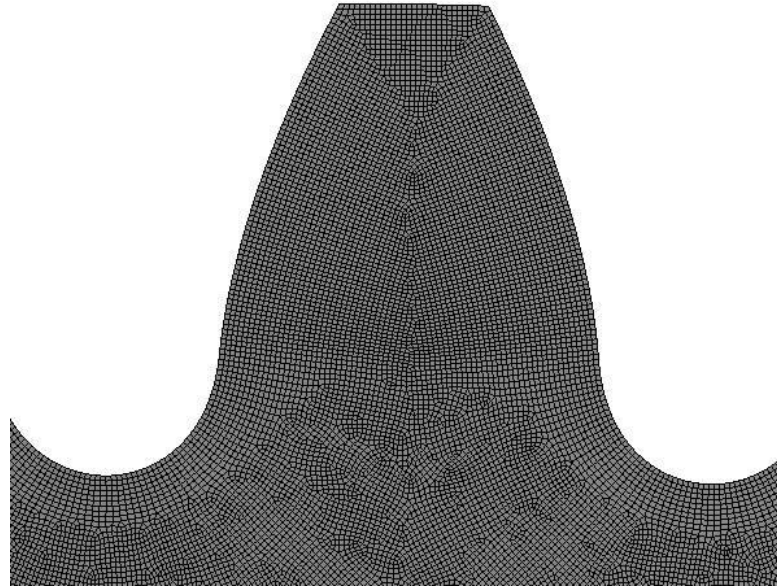


Şekil 3. 17. ANSYS Workbench arayüzü

Diş modeli olarak genellikle tek diş ve üç diş modellerinin literatürde çoğunlukla kullanıldığı incelenmiştir. Çalışmamızda üç diş modeli kullanılacaktır. Üç diş modelinde kuvvet etkisinin tek dişe göre daha gerçeğe yakın olduğu düşünülmüştür. Şekil 3.18’ de üç diş modelinin görüntüsü yer almaktadır.



**Şekil 3. 18.** Üç boyutlu dişli çark modeli

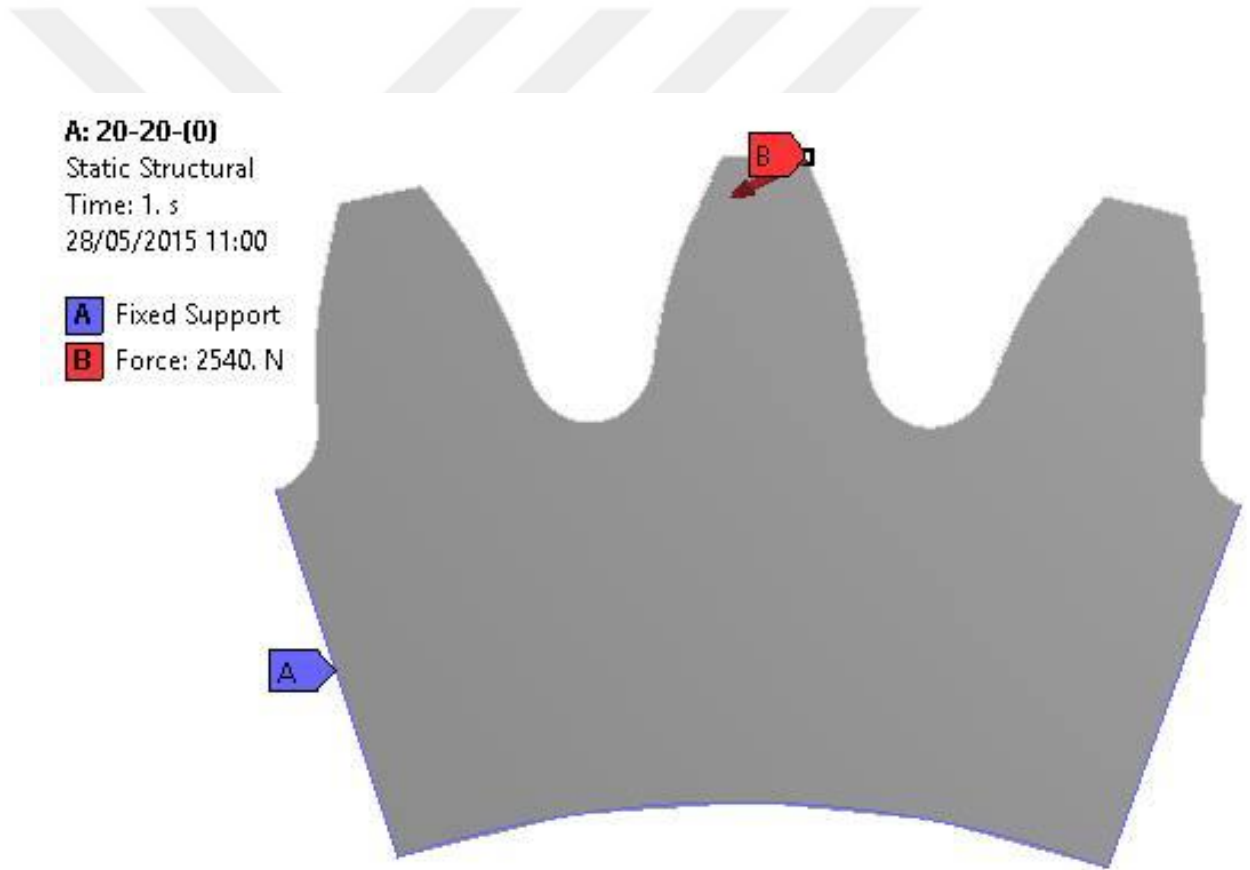


**Şekil 3. 19.** Diş mesh ağı yapısı

Şekil 3.19’ da dişli çarka örülen mesh ağı görülmektedir. Analizlerde Quadrilateral eleman tipi kullanılmış olup 56000 eleman sayısı ve 65000 node bulunmaktadır.

Düz dişli çarkların diş genişliği boyunca simetrik olması sebebiyle ve diş boyunca yük dağılımının uniform olduğu varsayılarak iki boyutlu diş modeli genellikle tercih edilmektedir. Çalışmamızda da iki boyutlu analiz kullanılmıştır.

Çözümünden bir önceki aşama diş modelinin gerçeğe yakın sınır değerlerinin modele uygulanmasıdır. Diş modeli için sınır şartları, diş kuvvetinin ve mesnetlerin yerleştirilmesidir. Şekil 3.20 ’da da görüldüğü gibi diş kuvveti dişin tam tepe noktasından uygulanmaktadır. Aynı şekilde mesnet yerleri de görülmektedir.



Şekil 3. 20. Diş mesh görüntüsü

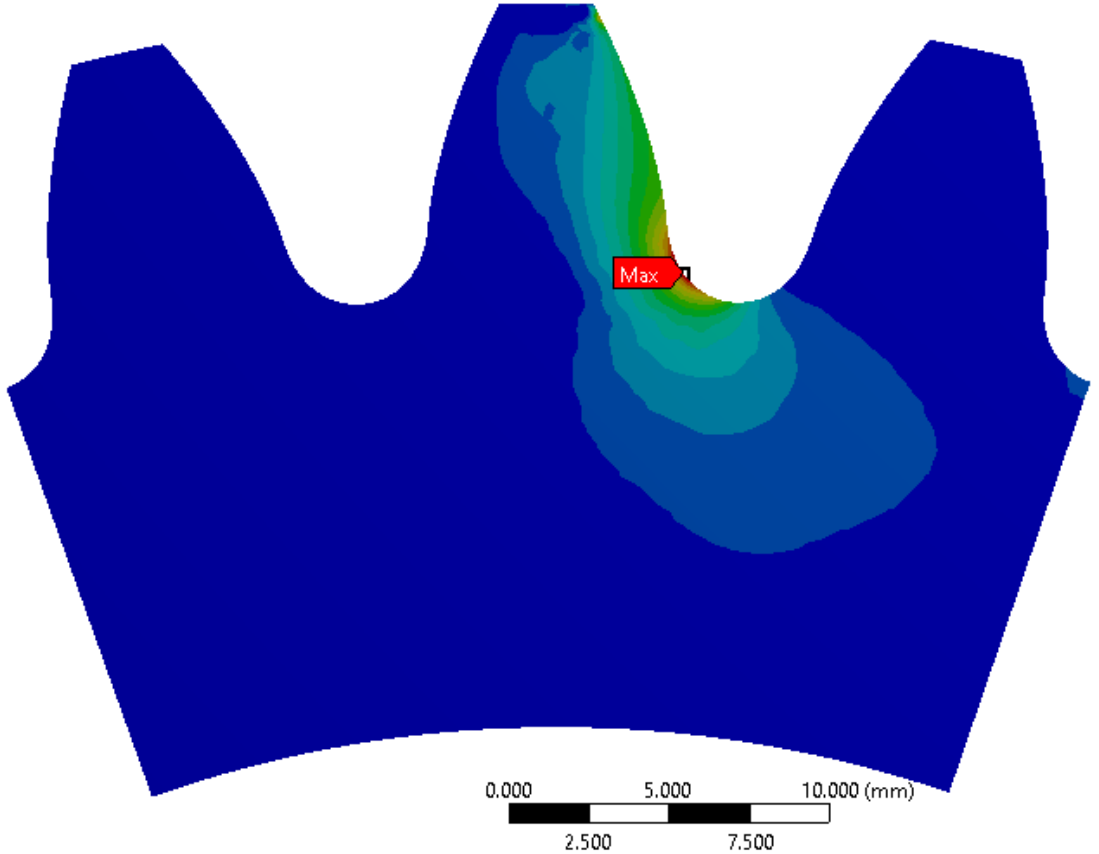
Buna göre evolvent eğrisinin karakteristiğinden gelen denklem ile diş başındaki basınç açısı aşağıdaki formülasyona göre bulunmaktadır.

$$d_b = \frac{d_o \cos(\alpha_{n1})}{\cos(\alpha_b)} \quad (3.106)$$

Burada  $d_b$  diş başı dairesi çapı  $\alpha_b$  diş başı dairesindeki basınç açısıdır.

Çalışmamızda yükleme tarafının kavrama açısı hep  $20^\circ$  olarak alınmıştır. Diğer tarafın kavrama açısı  $20^\circ$ ,  $25^\circ$ ,  $32^\circ$  olarak değişmektedir.

Sonuç olarak diş dibinde oluşan maksimum gerilemeler bulunmuştur. Çeşitli dişli parametreleri için değişen sonuçlar yorumlanmıştır. Şekil 3.21' de sonuçlardan örnek görüntüler yer almaktadır.



Şekil 3. 21. Örnek sonuç görüntüsü

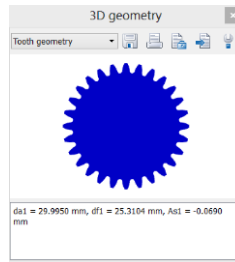
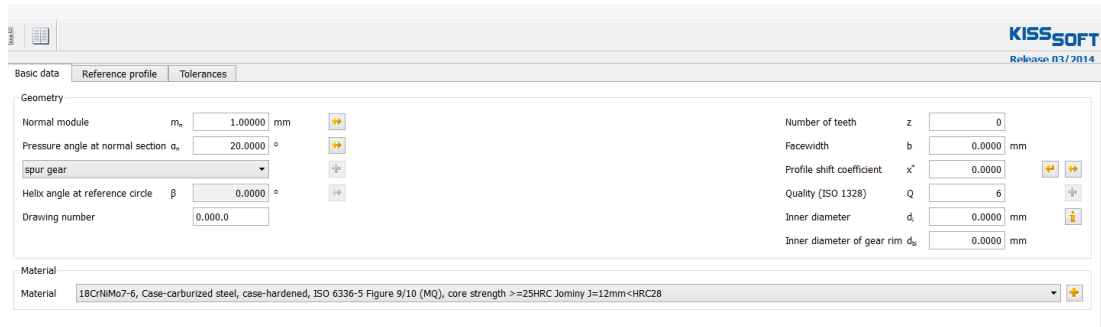
## 4. BULGULAR

Çalışmamızın bu kısmında ilk olarak dişli tasarımı için geliştirdiğimiz programın Kisssoft Makine Elemanları Hesap Programı adındaki uluslararası ticari bir programla aynı veriler için CAD ortamında karşılaştırılması yapılmıştır. Çalışmada kavrama açısı, diş sayısı, profil kaydırma miktarı, diş yükseklikleri gözönünde tutulmuştur.

İkinci olarak çeşitli dişli parametreleri için kavrama açısının , profil kaydırmanın ve kesici takım uç radyüsünün eğilme gerilmesi üzerine etkileri incelenmiş ve sonuçlar ortaya konmuştur.

### 4.1. Tasarım Programının Doğrulanması

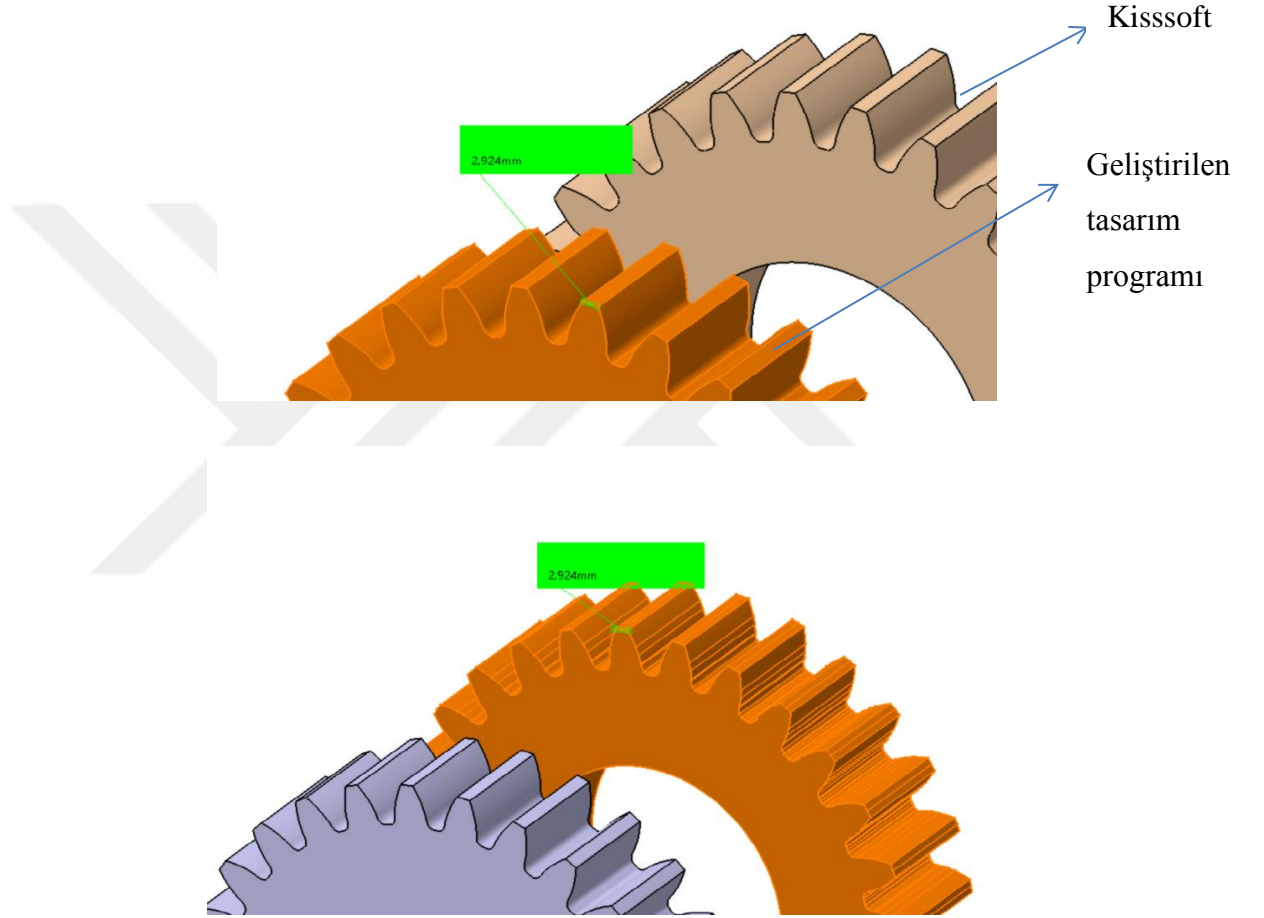
Kisssoft Makine Elemanları Hesap Programı dünyada bir çok firma tarafından uzun yıllardır kullanılan bir hesaplama ve tasarım programıdır. Farklı makine elemanlarının tasarımı ve analizi üzerinde uzmanlaşmıştır. Şekil 4.1' de Kisssoft programının arayüzü görülmektedir. Arayüzde takımın, toleransların ve dişli çarkı oluşturan temel değerlerin seçimi yapılabilmektedir.



Şekil 4. 1. Kisssoft Dişli Çark Programı Arayüzü ve 3D sonuç görüntüsü

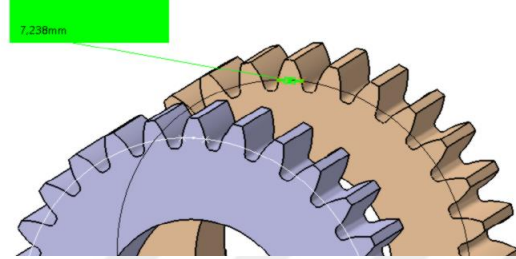
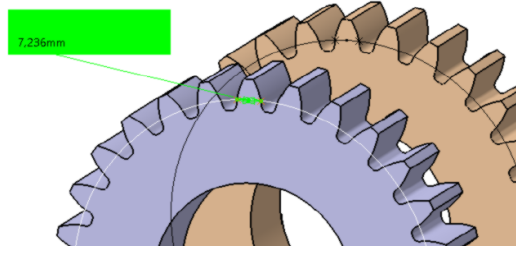


Çalışmamızda elde ettiğimiz tasarım ile Kisssoft yazılımından elde edilen tasarım diş sayısı, profil kaydırma miktarı, kavrama açısı ve diş yükseklikleri gibi parametreler açısından karşılaştırılmıştır. Aşağıdaki şekillerde aynı tasarım parametrelerine sahip dişlilerin aynı çaplardaki diş kalınlıkları karşılaştırılmıştır. Şekillerde öndeki metalik renkli tasarım geliştirilen programın, arkadaki kahverengi tasarım Kisssoft programının datasıdır.



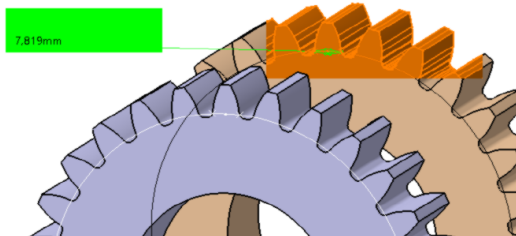
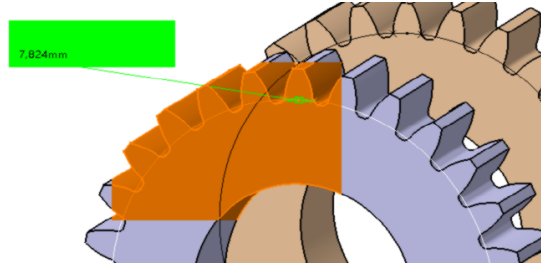
**Şekil 4. 2.** Modül 4, Diş sayısı 28, Kavrama açısı  $20^\circ$ , Profil kaydırma 0, için diş başı kalınlığı karşılaştırılması

Şekil 4. 2' de diş başı kalınlıkları arasında bir fark görülmemektedir.



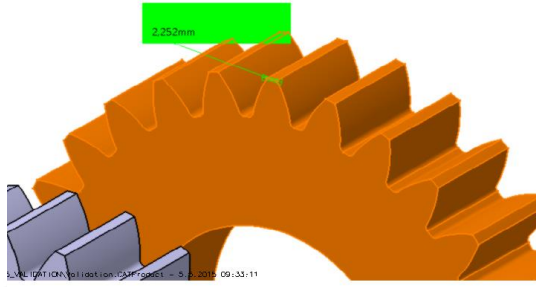
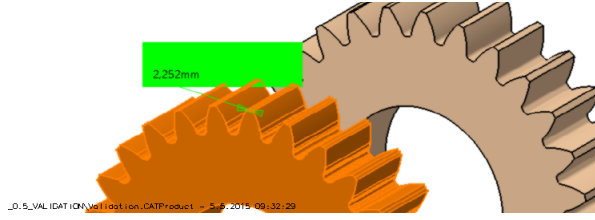
**Şekil 4. 3.** Modül 4, Diş sayısı 28 Kavrama açısı  $20^\circ$  R=56 mm için diş kalınlığı karşılaştırılması

Şekil 4.3' te evolvent bölgesindeki bir çapta 0.002 mm' lik bir kalınlık farkı görülmektedir.



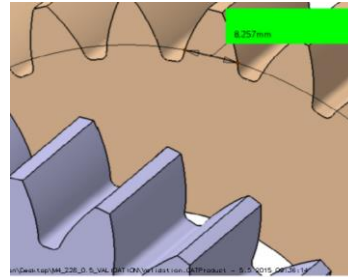
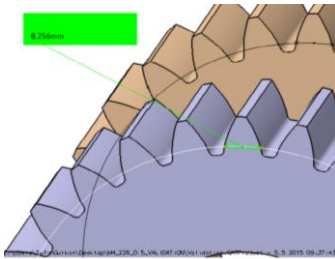
**Şekil 4. 4.** Modül 4, Diş sayısı 28, Kavrama açısı  $20^\circ$ , Profil kaydırma 0, R=52 mm için diş kalınlığı karşılaştırılması

Şekil 4.4' te trokoid bölgesindeki bir çapta 0.005 mm' lik bir kalınlık farkı görülmektedir.



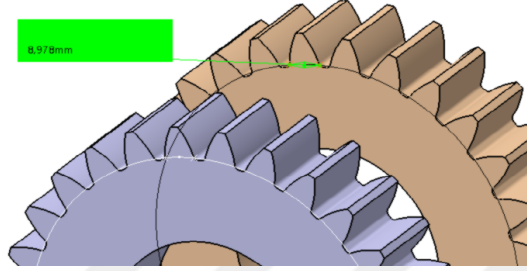
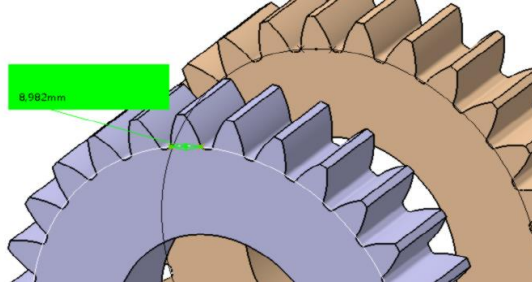
**Şekil 4.5.** Modül 4, Diş sayısı 28, Kavrama açısı 20°, Profil kaydırma 0.5 için diş başı kalınlığı karşılaştırılması

Şekil 4.5.' te diş başı kalınlıkları arasında bir fark görülmemektedir.



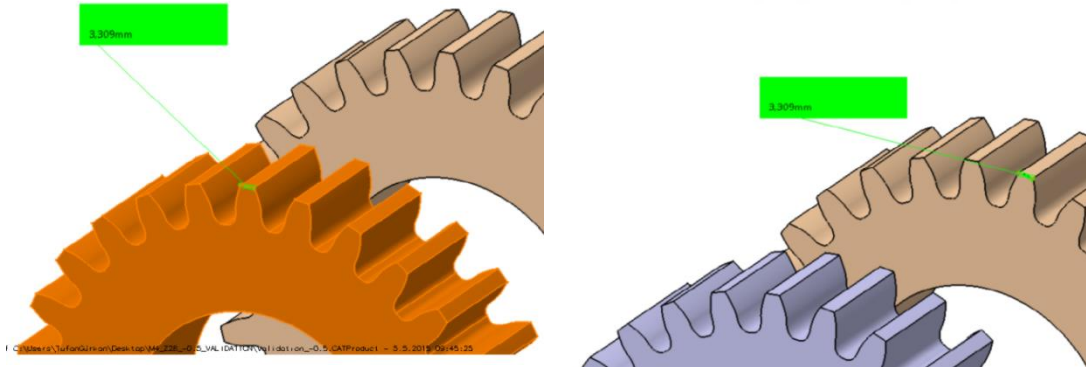
**Şekil 4.6.** Modül 4, Diş sayısı 28, Kavrama açısı 20°, Profil kaydırma 0.5 R=55 mm için diş kalınlığı karşılaştırılması

Şekil 4.6' da evolvent bölgesindeki bir çapta 0.001 mm' lik bir kalınlık farkı görülmektedir.



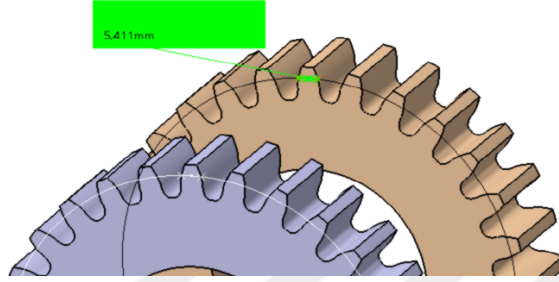
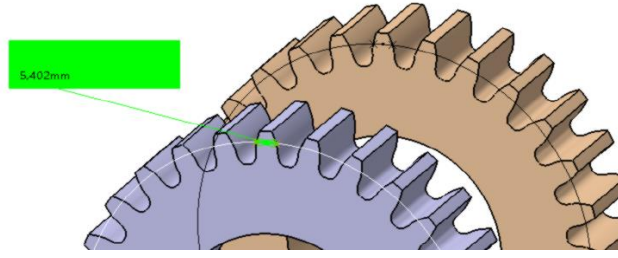
**Şekil 4. 7.** Modül 4, Diş sayısı 28, Kavrama açısı 20°, Profil kaydırma 0.5 R=53.5 mm için diş kalınlığı karşılaştırılması

Şekil 4.7' de trokoid bölgesindeki bir çapta 0.004 mm' lik bir kalınlık farkı görülmektedir.



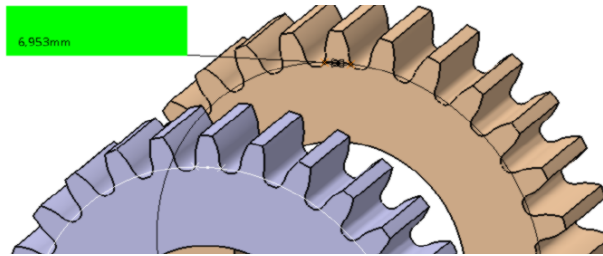
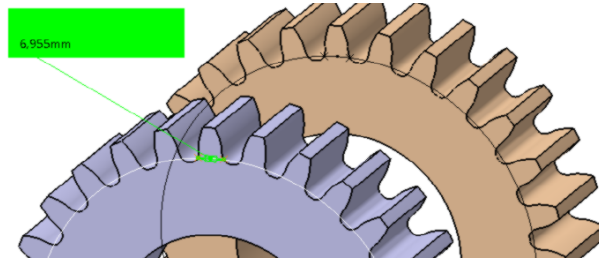
**Şekil 4. 8.** Modül 4, Diş sayısı 28, Kavrama açısı 20°, Profil kaydırma -0.5 için diş başı kalınlığı karşılaştırılması

Şekil 4.8' de diş başı dairesindeki kalınlıklar arasında bir fark görülmemektedir.



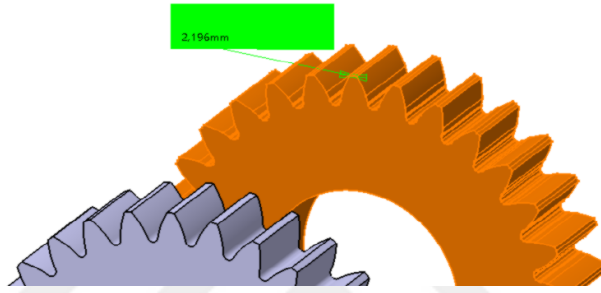
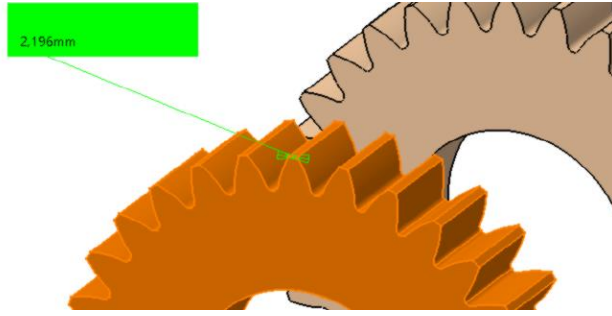
**Şekil 4. 9.** Modül 4, Diş sayısı 28, Kavrama açısı 20°, Profil kaydırma -0.5, R=55 mm için diş kalınlığı karşılaştırılması

Şekil 4.9' da evolvent bölgedeki bir çapta 0.009 mm' lik bir kalınlık farkı görülmektedir.



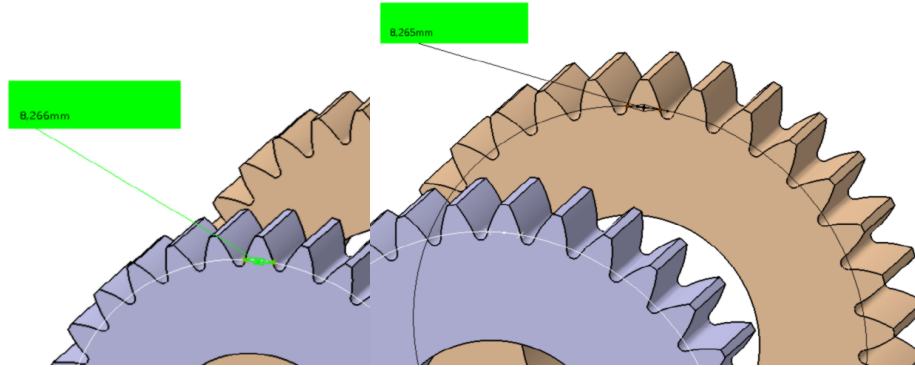
**Şekil 4. 10.** Modül 4, Diş sayısı 28, Kavrama açısı 20°, Profil kaydırma -0.5, R=50 mm için diş kalınlığı karşılaştırılması

Şekil 4.10' da trokoid bölgedeki bir çapta 0.002 mm' lik bir kalınlık farkı görülmektedir.



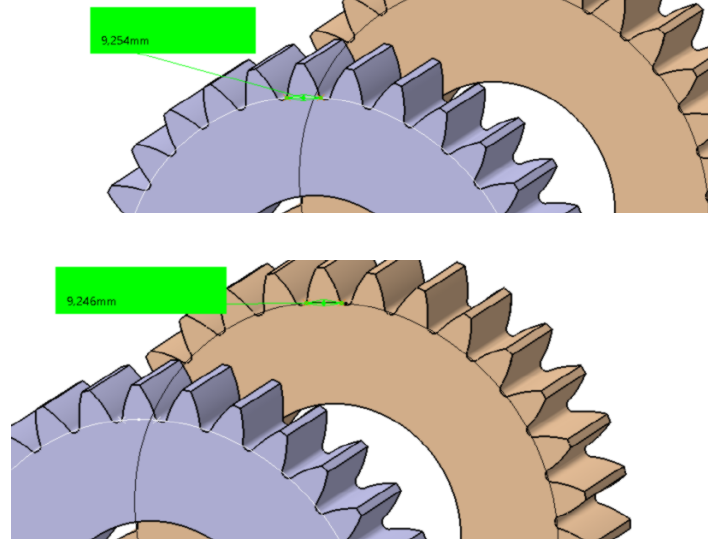
**Şekil 4. 11.** Modül 4, Diş sayısı 30, Kavrama açısı 25°, Profil kaydırma 0, için diş başı kalınlığı karşılaştırılması

Şekil 4.11' de diş başı kalınlıkları arasında bir farkı görülmemektedir.



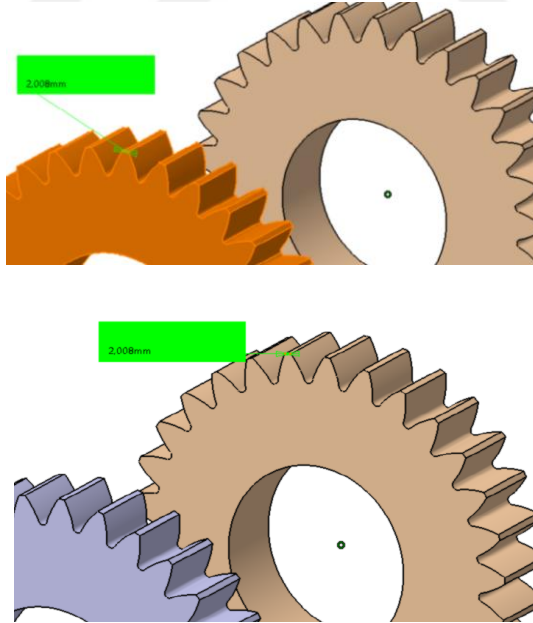
**Şekil 4. 12.** Modül 4, Diş sayısı 30, Kavrama açısı 25°, Profil kaydırma 0, R=57 mm için diş kalınlığı karşılaştırılması

Şekil 4.12' de evolvent bölgedeki bir çapta 0.001 mm' lik bir kalınlık farkı görülmektedir.



**Şekil 4. 13.** Modül 4, Diş sayısı 30, Kavrama açısı  $25^\circ$ , Profil kaydırma 0,  $R=55.5$  mm için diş kalınlığı karşılaştırılması

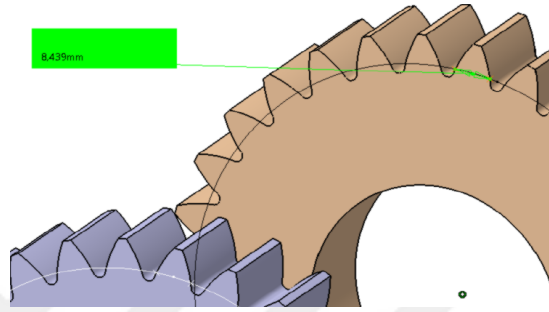
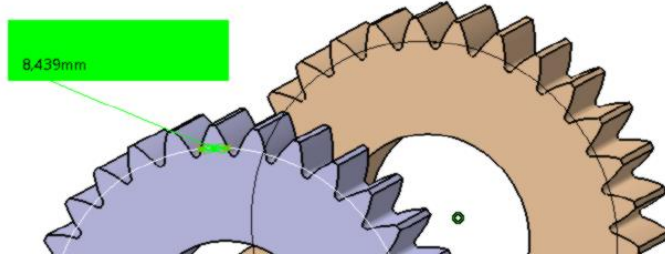
Şekil 4.13' de trokoid bölgedeki bir çapta  $0.006$  mm' lik bir kalınlık farkı görülmektedir.



**Şekil 4. 14.** Modül 4, Diş sayısı 30, Kavrama açısı  $25^\circ$ , Profil kaydırma 0.2, diş başı kalınlığı karşılaştırılması

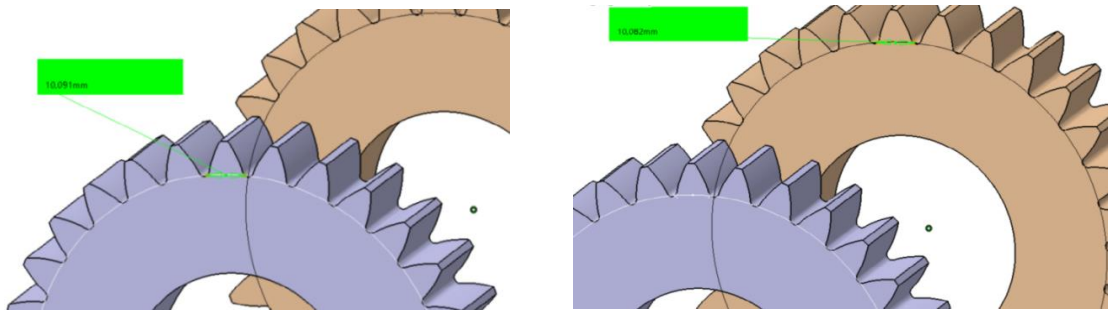


Şekil 4.14' te diş başı kalınlıkları arasında bir fark görülmemiştir.



**Şekil 4. 15.** Modül 4, Diş sayısı 30, Kavrama açısı 25°, Profil kaydırma 0.2, R=58 mm için diş kalınlığı karşılaştırılması

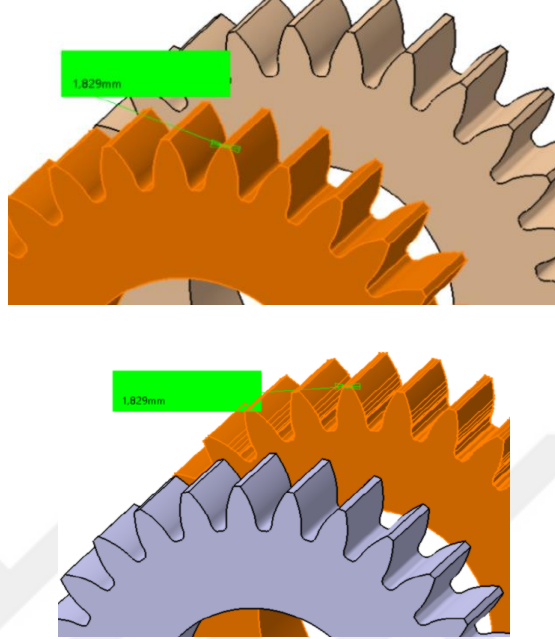
Şekil 4.15' de evolvent bölgedeki bir çapta bir kalınlık farkı görülmemektedir.



**Şekil 4. 16.** Modül 4, Diş sayısı 30, Kavrama açısı 25°, Profil kaydırma 0.2, R=56 mm için diş kalınlığı karşılaştırılması

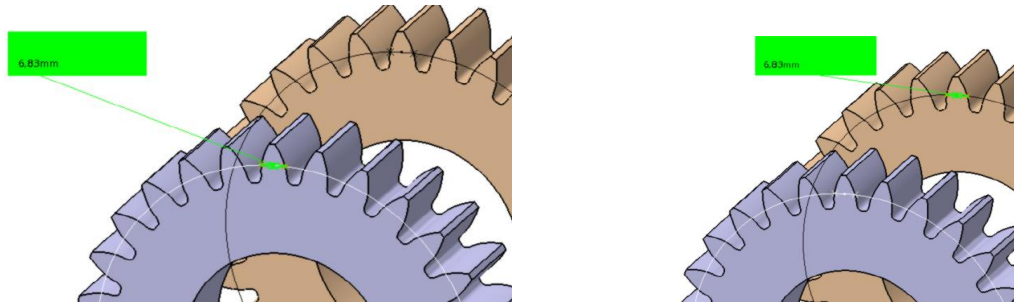


Şekil 4.16' de trokoid bölgedeki bir çapta 0.009 mm' lik bir kalınlık farkı görülmektedir.



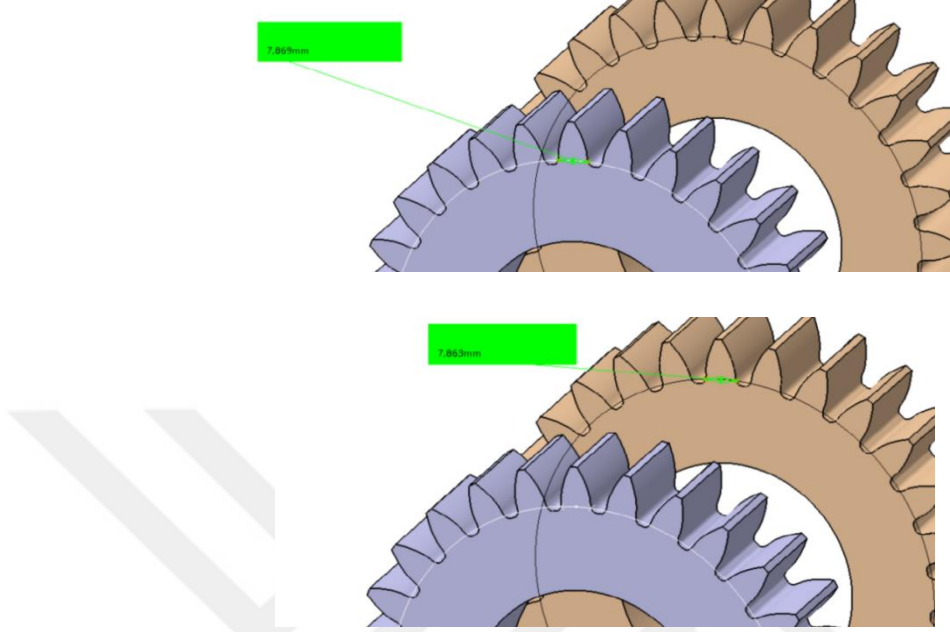
**Şekil 4. 17.** Modül 4, Diş sayısı 28, Kavrama açısı 20°, Profil kaydırma 0,  $h_a=1.25xmn$ ,  $h_f=1.5xmn$  için diş başı kalınlığı karşılaştırılması

Şekil 4.17' de diş başı kalınlıkları arasında bir fark görülmemektedir.



**Şekil 4. 18.** Modül 4, Diş sayısı 28, Kavrama açısı 20°, Profil kaydırma 0,  $h_a=1.25xmn$ ,  $h_f=1.5xmn$ ,  $R=55$  mm için diş kalınlığı karşılaştırılması

Şekil 4.18' de evolvent bölgedeki bir çapta bir kalınlık farkı görülmemektedir.



**Şekil 4. 19.** Modül 4, Diş sayısı 28, Kavrama açısı  $20^\circ$ , Profil kaydırma 0,  $h_a=1.25xmn$ ,  $h_f=1.5xmn$ ,  $R=51$  mm için diş kalınlığı karşılaştırılması

Şekil 4.19' de trokoid bölgedeki bir çapta  $0.006$  mm' lik bir kalınlık farkı görülmektedir.

#### **4.2. Kavrama Açısının ve Profil Kaydırmanın Eğilme Gerilmesine Etkileri**

Çalışmamızın bu bölümünde kavrama açısının ve profil kaydırmanın simetrik ve asimetrik dişli çarkların eğilme gerilmelerine etkileri incelenmiştir. Dişli çarkın kök bölgesinin bir tarafı kuvvet altında çekiye bir tarafı ise basıya zorlanır. Çalışmamızda hasar başlangıcının olduğu çeki tarafı dikkate alınmıştır.

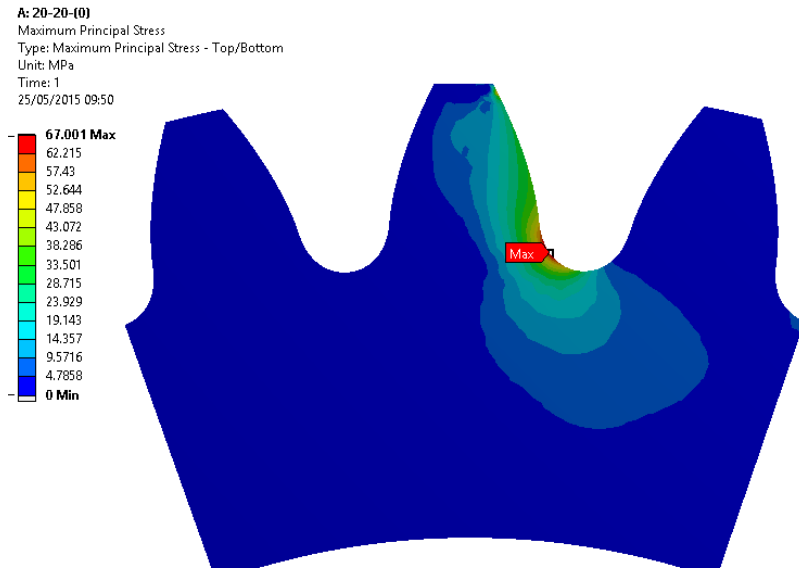
Çizelge 4.1' de analizlerde kullanılan dişli çarkın özellikleri verilmiştir.

**Çizelge 4. 1.** Analizlerde kullanılan örnek dişli çark özellikleri

<i>Parametreler</i>	1	2	3
<i>Diş kuvveti(N)</i>	2540	2540	2540
<i>Modül (mm)</i>	4	4	4
<i>Diş sayısı</i>	28	28	28
<i>Ön taraf(Yüklenen) kavrama açısı (°)</i>	20	20	20
<i>Arka taraf kavrama açısı (°)</i>	20	25	32
<i>Profil kaydırma miktarı (mm)</i>	-0.5,-0.2,0,0.2,0.5	-0.5,-0.2,0,0.2,0.5	-0.5,-0.2,0,0.2,0.5
<i>Diş genişliği (mm)</i>	25,4	25,4	25,4
<i>Kesici takım</i>	Tam yuvarlak uçlu	Tam yuvarlak uçlu	Tam yuvarlak uçlu

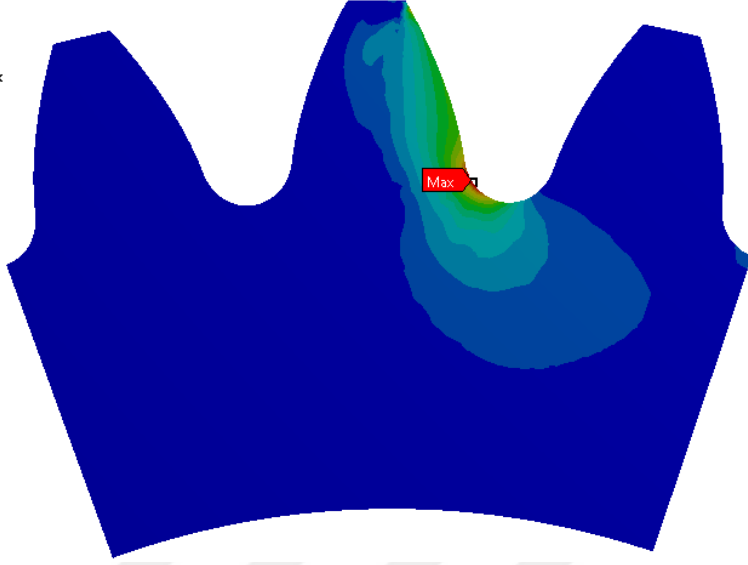
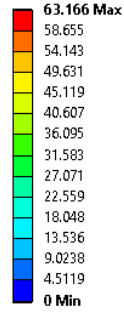
Literatürde incelendiği üzere dişli çarkların kavrama açısının ve kremayer uç radyüsünün artmasıyla, pozitif profil kaydırmayla eğilme gerilmesinin azaldığı, negatif profil kaydırma ile arttığı görülmüştür. (Karpas, 2005)

Aşağıdaki şekillerde çeşitli durumlar için eğilme gerilmesi değerleri görülmektedir.



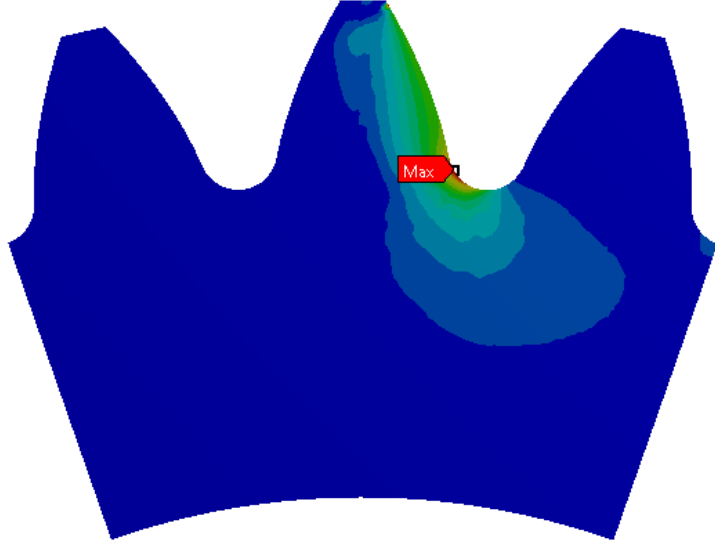
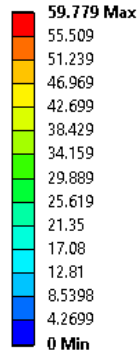
**Şekil 4. 20.** 20°-20° kavrama açısına sahip profil kaydırma miktarı 0 olan dişli çarkın diş kökünde eğilme gerilmesi

B: 20-20 (0.2)  
Maximum Principal Stress  
Type: Maximum Principal Stress - Top/Bottom  
Unit: MPa  
Time: 1  
25/05/2015 09:51



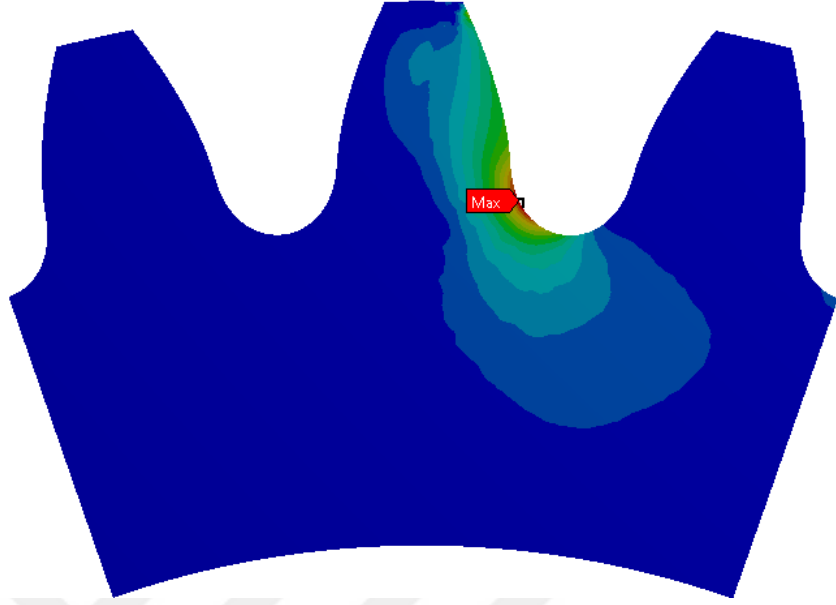
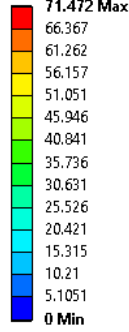
Şekil 4. 21. 20°-20° kavrama açısına sahip profil kaydırma miktarı 0.2 olan dişli çarkın diş kökünde eğilme gerilmesi

C: 20-20 (0.5)  
Maximum Principal Stress  
Type: Maximum Principal Stress - Top/Bottom  
Unit: MPa  
Time: 1  
25/05/2015 09:52



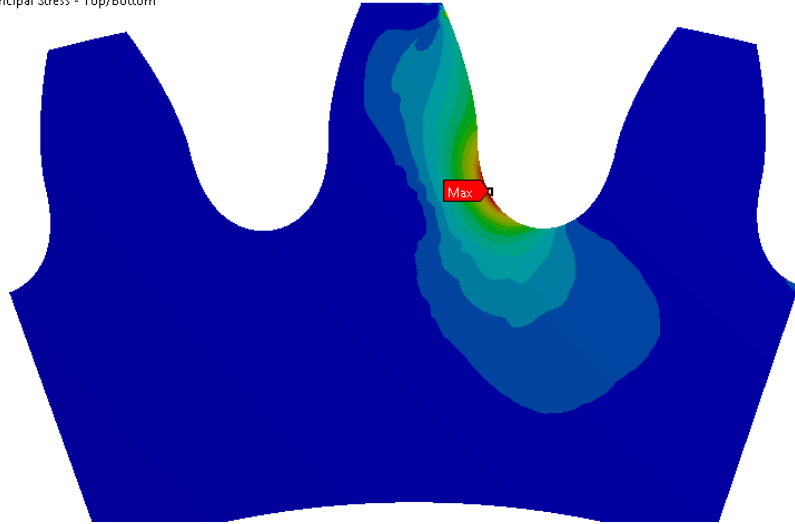
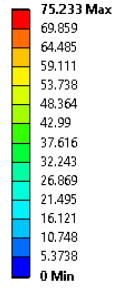
Şekil 4. 22. 20°-20° kavrama açısına sahip profil kaydırma miktarı 0.5 olan dişli çarkın diş kökünde eğilme gerilmesi

D: 20-20 (-0.2)  
Maximum Principal Stress  
Type: Maximum Principal Stress - Top/Bottom  
Unit: MPa  
Time: 1  
25/05/2015 09:53



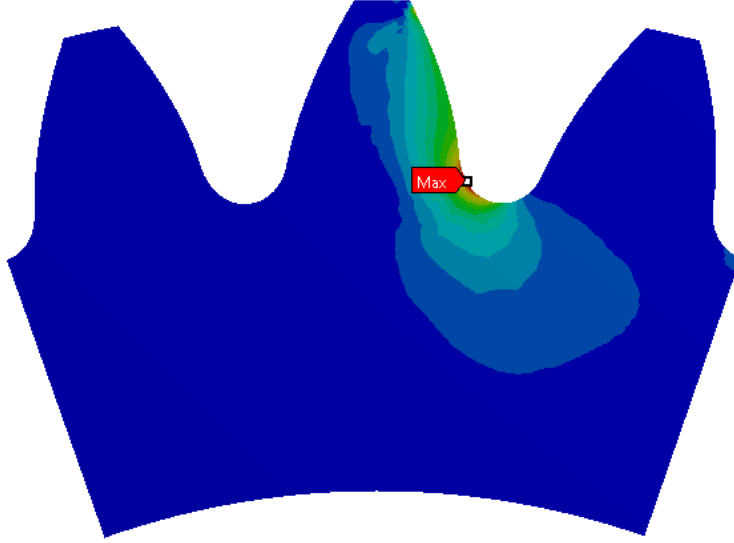
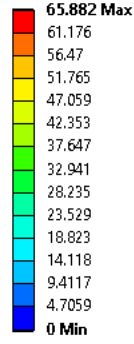
Şekil 4. 23. 20°-20° kavrama açısına sahip profil kaydırma miktarı -0.2 olan dişli çarkın diş kökünde eğilme gerilmesi

E: 20-20 (-0.5)  
Maximum Principal Stress  
Type: Maximum Principal Stress - Top/Bottom  
Unit: MPa  
Time: 1  
25/05/2015 09:54



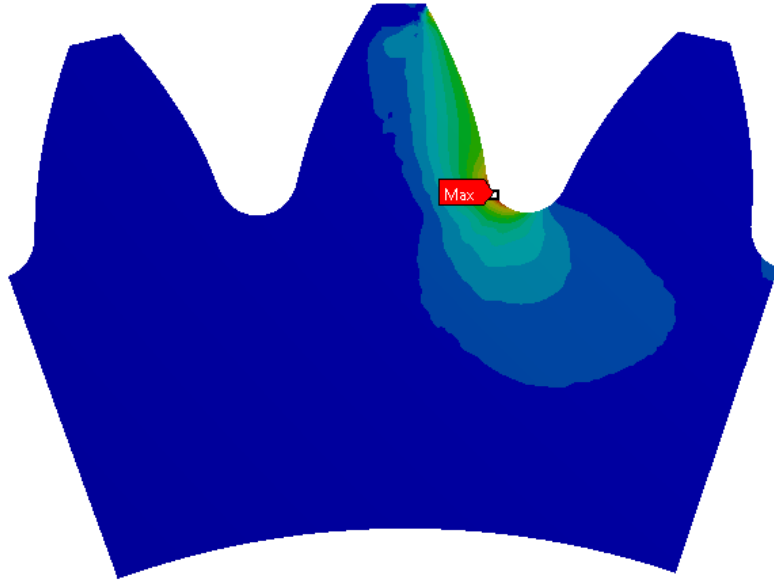
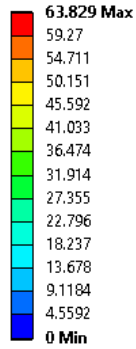
Şekil 4. 24. 20°-20° kavrama açısına sahip profil kaydırma miktarı -0.5 olan dişli çarkın diş kökünde eğilme gerilmesi

**A: 20-25 (0)**  
Maximum Principal Stress  
Type: Maximum Principal Stress - Top/Bottom  
Unit: MPa  
Time: 1  
25/05/2015 09:56



**Şekil 4. 25.** 20°-25° kavrama açısına sahip profil kaydırma miktarı 0 olan dişli çarkın diş kökünde eğilme gerilmesi

**B: 20-25 (0,2)**  
Maximum Principal Stress  
Type: Maximum Principal Stress - Top/Bottom  
Unit: MPa  
Time: 1  
25/05/2015 09:58



**Şekil 4. 26.** 20°-25° kavrama açısına sahip profil kaydırma miktarı 0.2 olan dişli çarkın diş kökünde eğilme gerilmesi

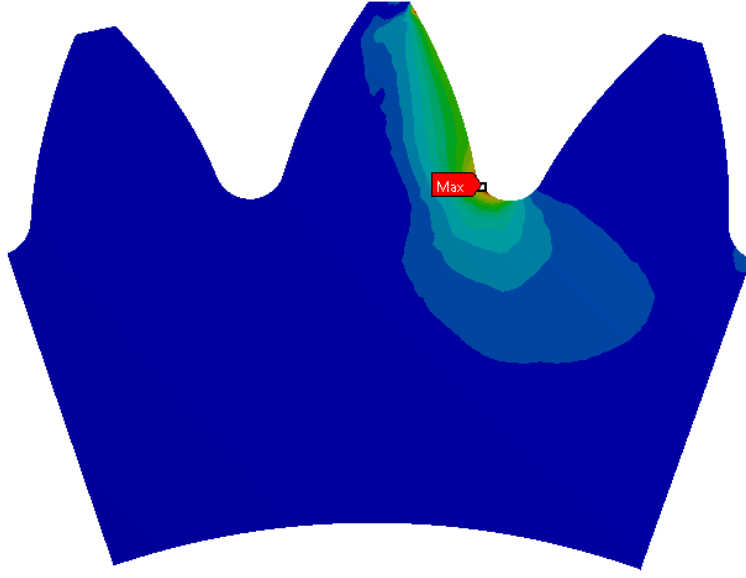
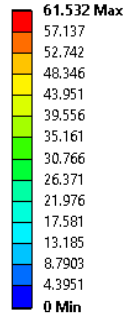
**Maximum Principal Stress**

Type: Maximum Principal Stress - Top/Bottom

Unit: MPa

Time: 1

25/05/2015 10:04



**Şekil 4. 27.** 20°-25° kavrama açısına sahip profil kaydırma miktarı 0.5 olan dişli çarkın diş kökünde eğilme gerilmesi

**D: 20-25 (-0,2)**

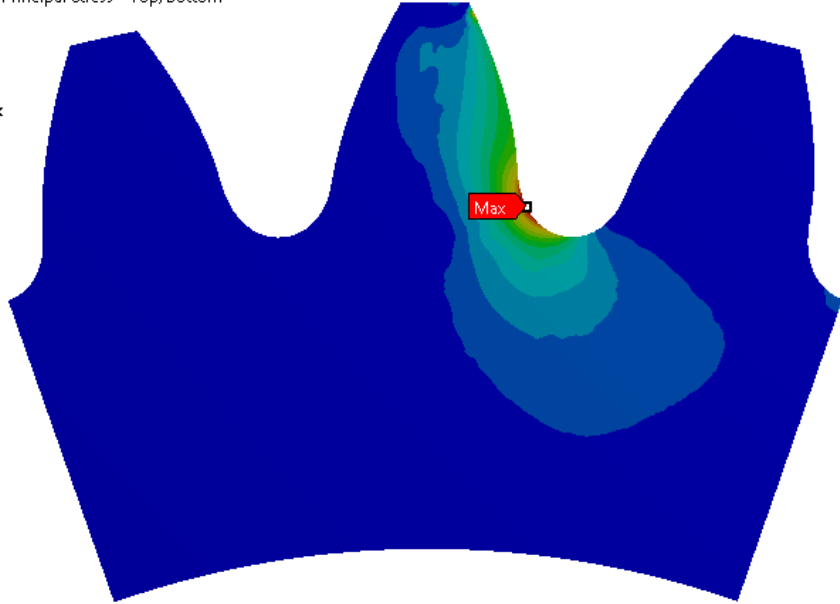
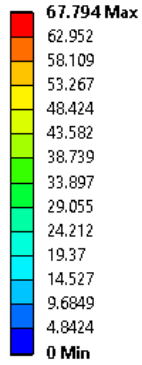
Maximum Principal Stress

Type: Maximum Principal Stress - Top/Bottom

Unit: MPa

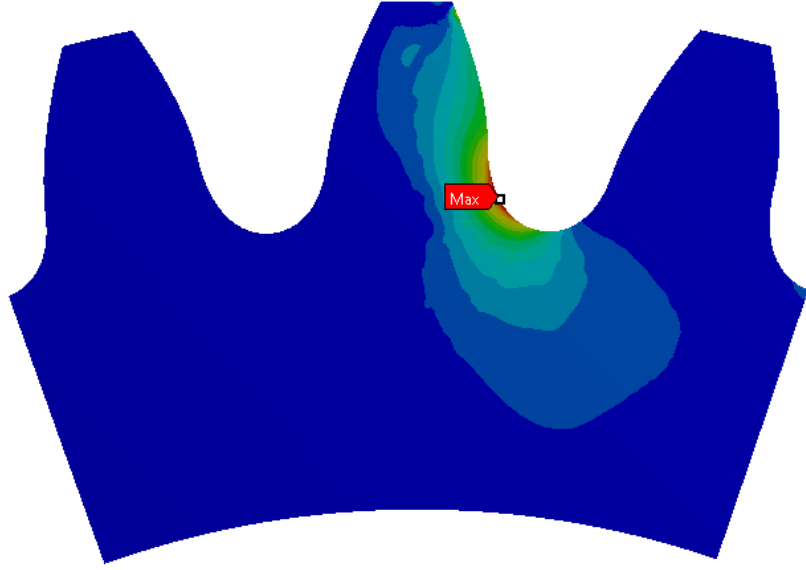
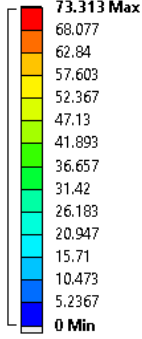
Time: 1

25/05/2015 10:05



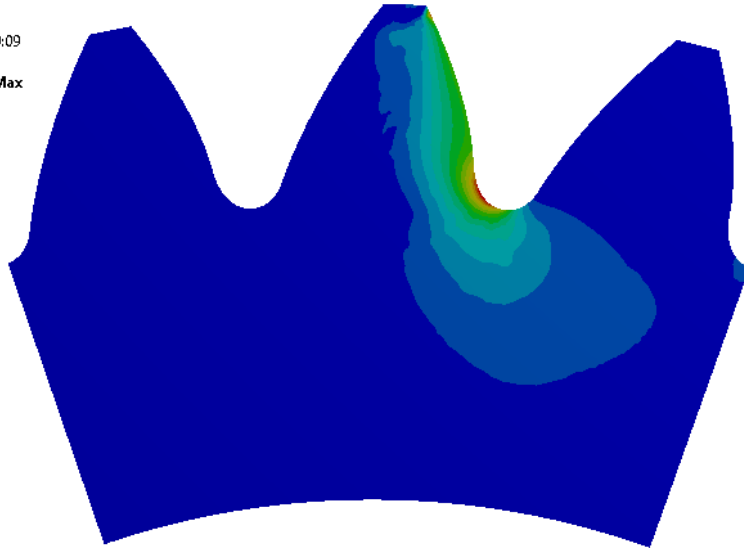
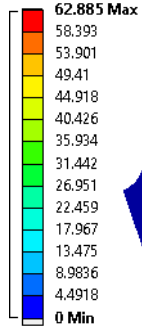
**Şekil 4. 28.** 20°-25° kavrama açısına sahip profil kaydırma miktarı -0.2 olan dişli çarkın diş kökünde eğilme gerilmesi

E: 20-25 (-0,5)  
Maximum Principal Stress  
Type: Maximum Principal Stress - Top/Bottom  
Unit: MPa  
Time: 1  
25/05/2015 10:06



Şekil 4. 29. 20°-25° kavrama açısına sahip profil kaydırma miktarı -0.5 olan dişli çarkın diş kökünde eğilme gerilmesi

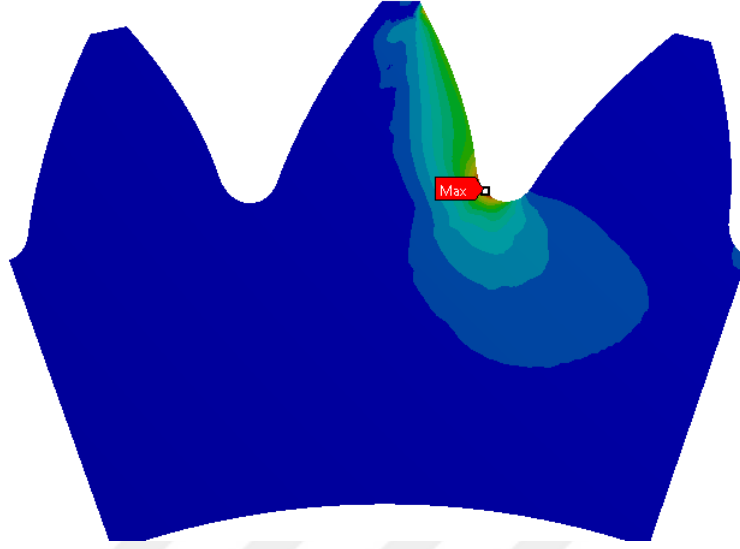
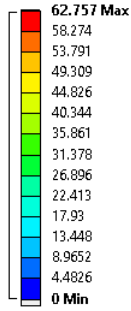
A: 20-32 (0)  
Maximum Principal Stress  
Type: Maximum Principal Stress - Top/Bottom  
Unit: MPa  
Time: 1  
25/05/2015 10:09



Şekil 4. 30. 20°-32° kavrama açısına sahip profil kaydırma miktarı 0 olan dişli çarkın diş kökünde eğilme gerilmesi

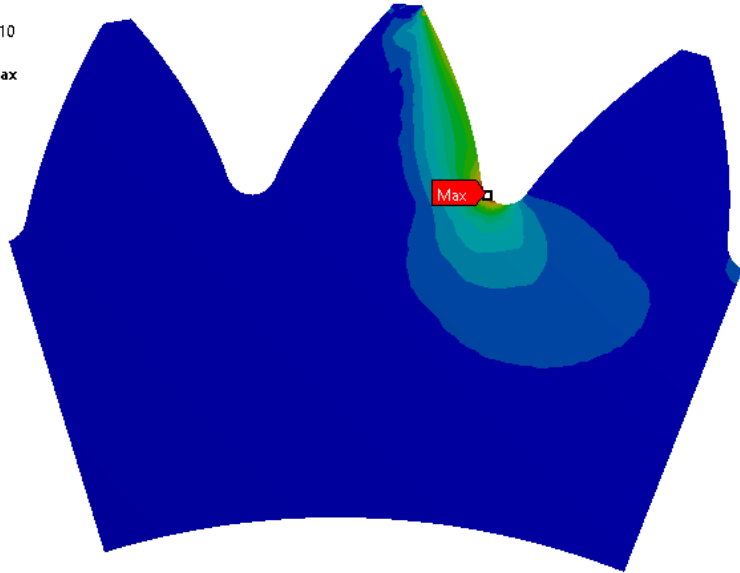
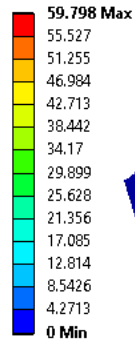


B: 20-32 (0,2)  
Maximum Principal Stress  
Type: Maximum Principal Stress - Top/Bottom  
Unit: MPa  
Time: 1  
25/05/2015 10:10



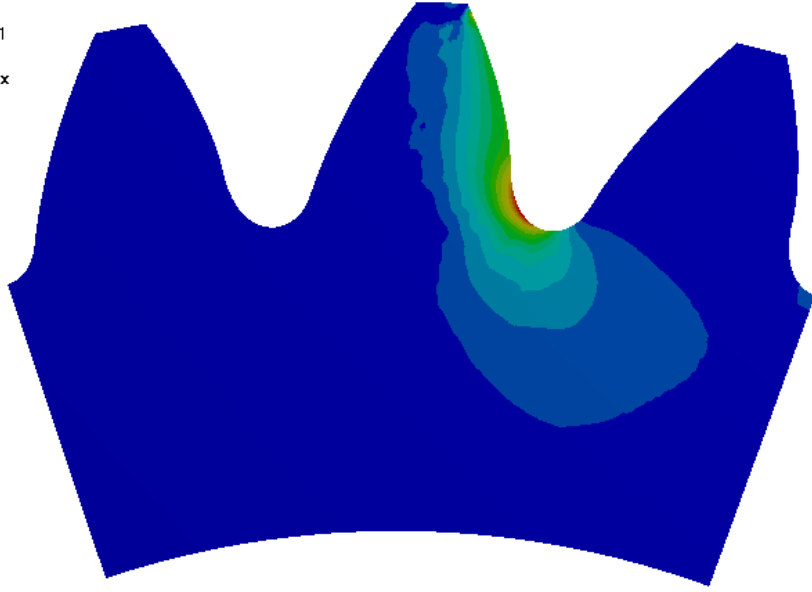
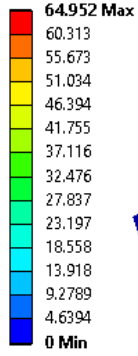
Şekil 4. 31. 20°-32° kavrama açısına sahip profil kaydırma miktarı 0.2 olan dişli çarkın diş kökünde eğilme gerilmesi

C: 20-32 (0,5)  
Maximum Principal Stress  
Type: Maximum Principal Stress - Top/Bottom  
Unit: MPa  
Time: 1  
25/05/2015 10:10



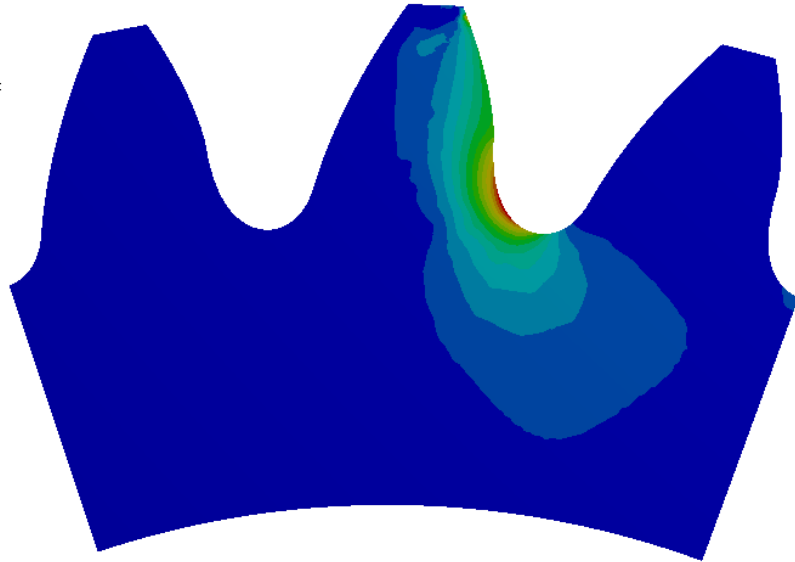
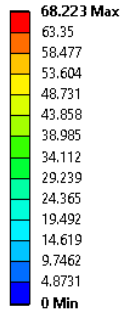
Şekil 4. 32. 20°-32° kavrama açısına sahip profil kaydırma miktarı 0.5 olan dişli çarkın diş kökünde eğilme gerilmesi

D: 20-32 (-0.2)  
Maximum Principal Stress  
Type: Maximum Principal Stress - Top/Bottom  
Unit: MPa  
Time: 1  
25/05/2015 10:11



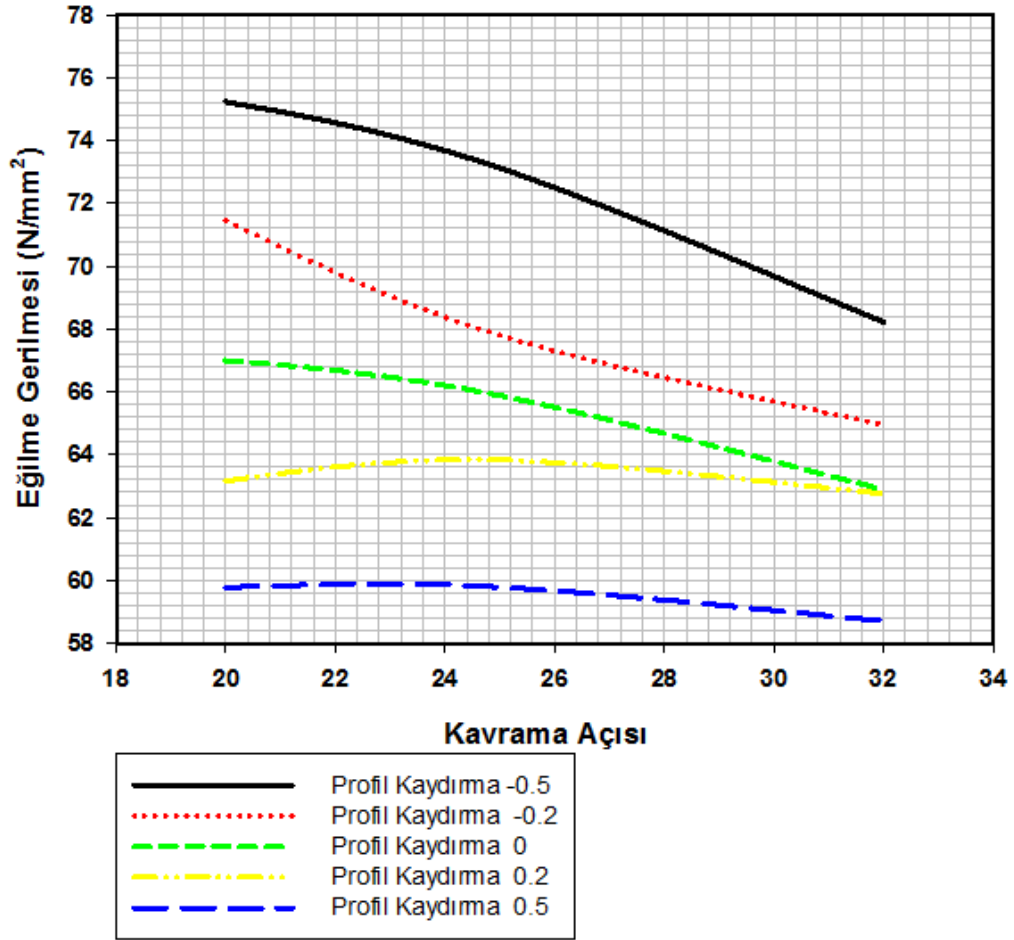
Şekil 4. 33. 20°-32° kavrama açısına sahip profil kaydırma miktarı -0.2 olan dişli çarkın diş kökünde eğilme gerilmesi

E: 20-32 (-0.5)  
Maximum Principal Stress  
Type: Maximum Principal Stress - Top/Bottom  
Unit: MPa  
Time: 1  
25/05/2015 10:12



Şekil 4. 34. 20°-32° kavrama açısına sahip profil kaydırma miktarı -0.5 olan dişli çarkın diş kökünde eğilme gerilmesi

Dişli çarkın yükleme olmayan arka taraftaki kavrama açısı ve profil kaydırma miktarına göre diş kökü bölgesindeki eğilme gerilme değişimini veren grafik Şekil 4.35' te gösterilmiştir.



Şekil 4. 35. Arka taraf kavrama açısı ve profil kaydırma miktarına göre diş kökü bölgesindeki eğilme gerilmesine etkisi

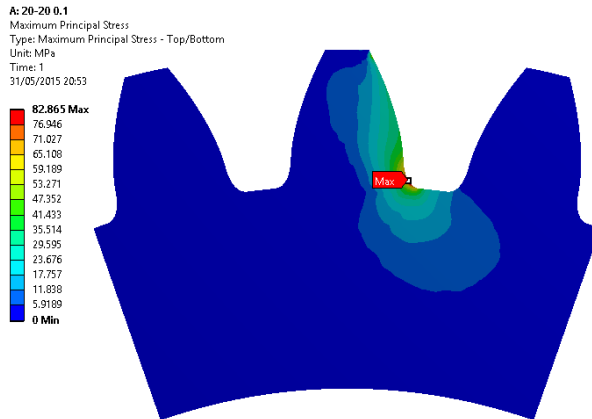
### 4.3. Uç Radyüsünün Eğilme Gerilmesine Etkileri

Çalışmamızın bu kısmında kremayer takım uç radyüs değerinin oluşan eğilme gerilmesine etkileri incelenmiştir. Bunun için diğer parametreler aynı kalmak koşuluyla sadece dişli çarkı oluşturan kremayer tipi kesici takımın uç radyüsü değiştirilecektir. Analizlerde kullanılacak dişli çarkın özellikleri Çizelge 4.2’ de belirtilmiştir.

Çizelge 4. 2. Analizlerde kullanılan örnek dişli çark özellikleri

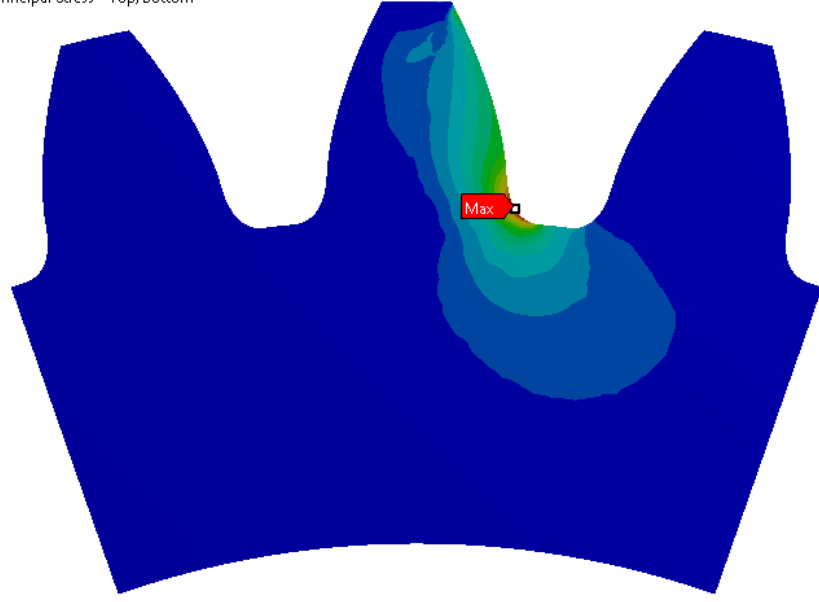
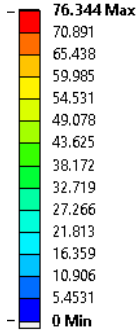
Parametreler	1	2	3
Diş kuvveti(N)	2540	2540	2540
Modül (mm)	4	4	4
Diş sayısı	28	28	28
Ön taraf(Yüklenen) kavrama açısı (°)	20	20	20
Arka taraf kavrama açısı (°)	20	25	28
Profil kaydırma miktarı (mm)	0	0	0
Diş genişliği (mm)	25,4	25,4	25,4
Kesici takım uç radyüsü(mm)	(0.1-0.2-0.3)xm	(0.1-0.2-0.3)xm	(0.1-0.2-0.3)xm

Aşağıdaki ve ilerleyen sayfalardaki şekillerde dişli çarkın diş kökündeki eğilme gerilmesi değerleri görülmektedir.



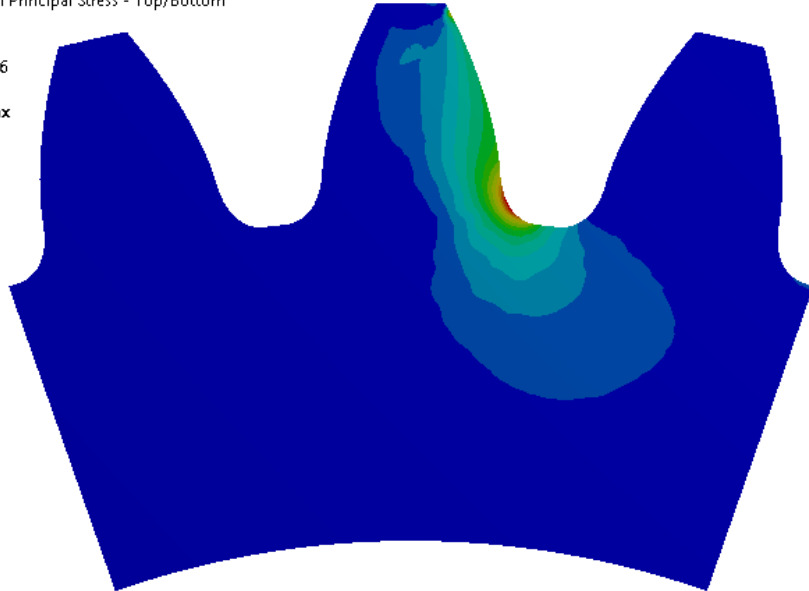
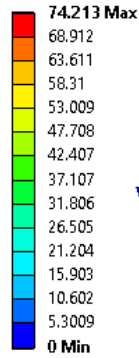
Şekil 4. 36. 20°-20° kavrama açısına ve 0.1xm uç radyüslü takım ile imal edilmiş dişli çarkın diş kökündeki eğilme gerilmesi

**B: 20-20 0.2**  
Maximum Principal Stress  
Type: Maximum Principal Stress - Top/Bottom  
Unit: MPa  
Time: 1  
31/05/2015 20:55



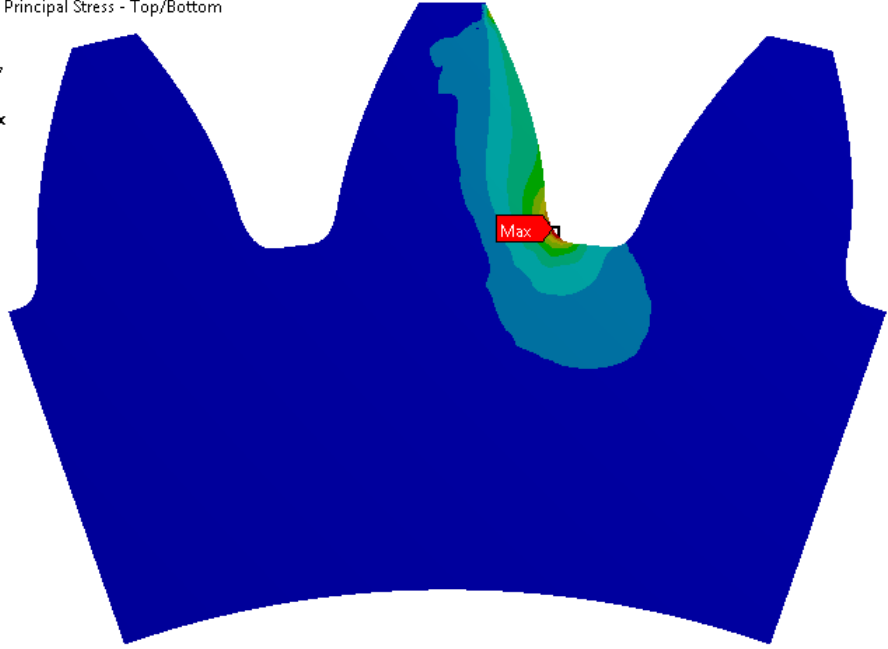
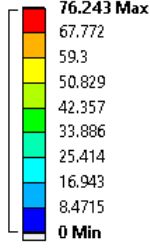
**Şekil 4. 37.** 20°-20° kavrama açısına ve 0.2xm uç radyüslü takım ile imal edilmiş dişli çarkın diş kökündeki eğilme gerilmesi

**C: 20-20 0.3**  
Maximum Principal Stress  
Type: Maximum Principal Stress - Top/Bottom  
Unit: MPa  
Time: 1  
31/05/2015 20:56



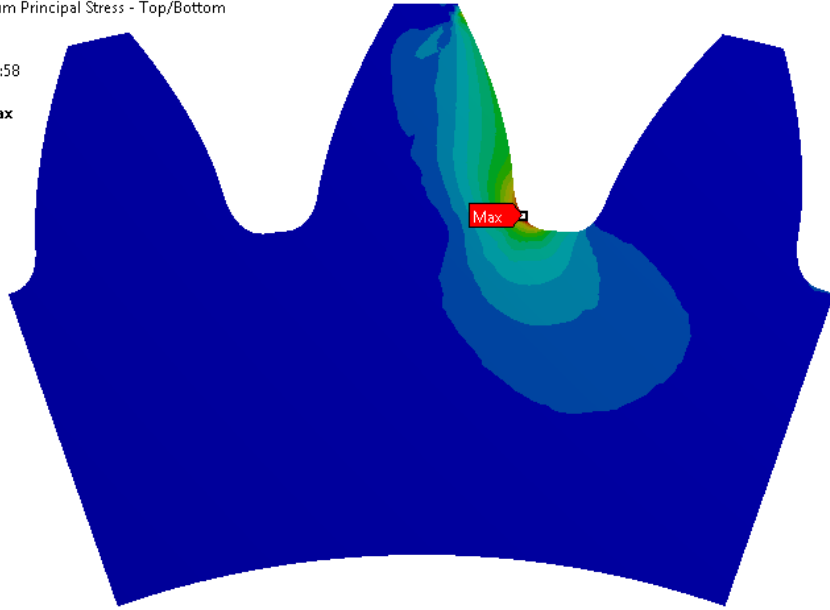
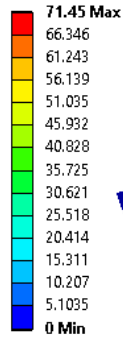
**Şekil 4. 38.** 20°-20° kavrama açısına ve 0.3xm uç radyüslü takım ile imal edilmiş dişli çarkın diş kökündeki eğilme gerilmesi

D: 20-25 0.1  
Maximum Principal Stress  
Type: Maximum Principal Stress - Top/Bottom  
Unit: MPa  
Time: 1  
31/05/2015 20:57



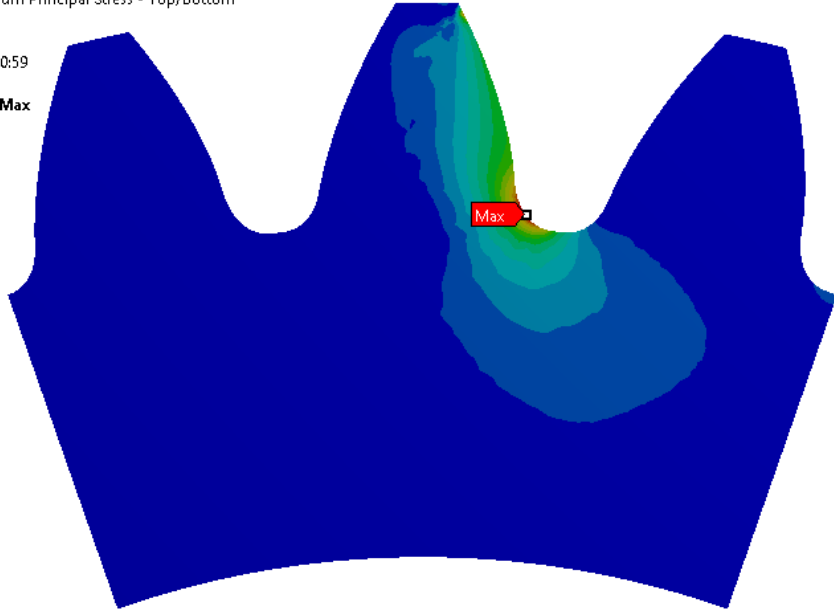
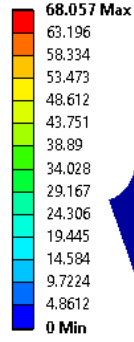
Şekil 4. 39. 20°-25° kavrama açısına ve 0.1xm uç radyüslü takım ile imal edilmiş dişli çarkın diş kökündeki eğilme gerilmesi

E: 20-25 0.2  
Maximum Principal Stress  
Type: Maximum Principal Stress - Top/Bottom  
Unit: MPa  
Time: 1  
31/05/2015 20:58



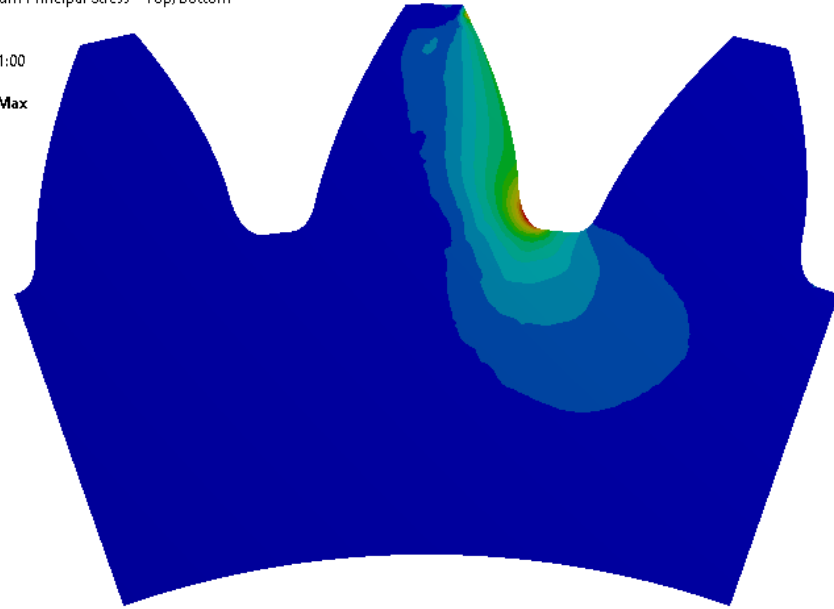
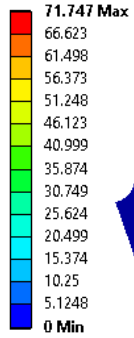
Şekil 4. 40. 20°-25° kavrama açısına ve 0.2xm uç radyüslü takım ile imal edilmiş dişli çarkın diş kökündeki eğilme gerilmesi

F: 20.25 0.3  
Maximum Principal Stress  
Type: Maximum Principal Stress - Top/Bottom  
Unit: MPa  
Time: 1  
31/05/2015 20:59



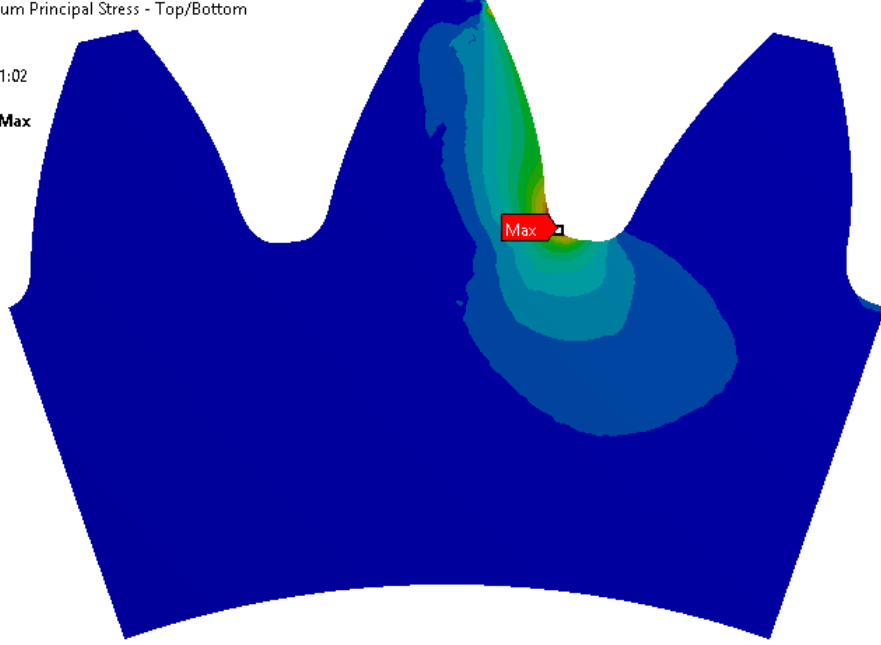
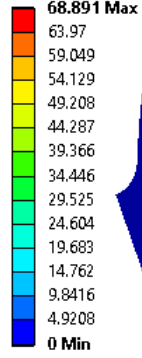
Şekil 4. 41. 20°-25° kavrama açısına ve 0.3xm uç radyüslü takım ile imal edilmiş dişli çarkın diş kökündeki eğilme gerilmesi

G: 20-28 0.1  
Maximum Principal Stress  
Type: Maximum Principal Stress - Top/Bottom  
Unit: MPa  
Time: 1  
31/05/2015 21:00



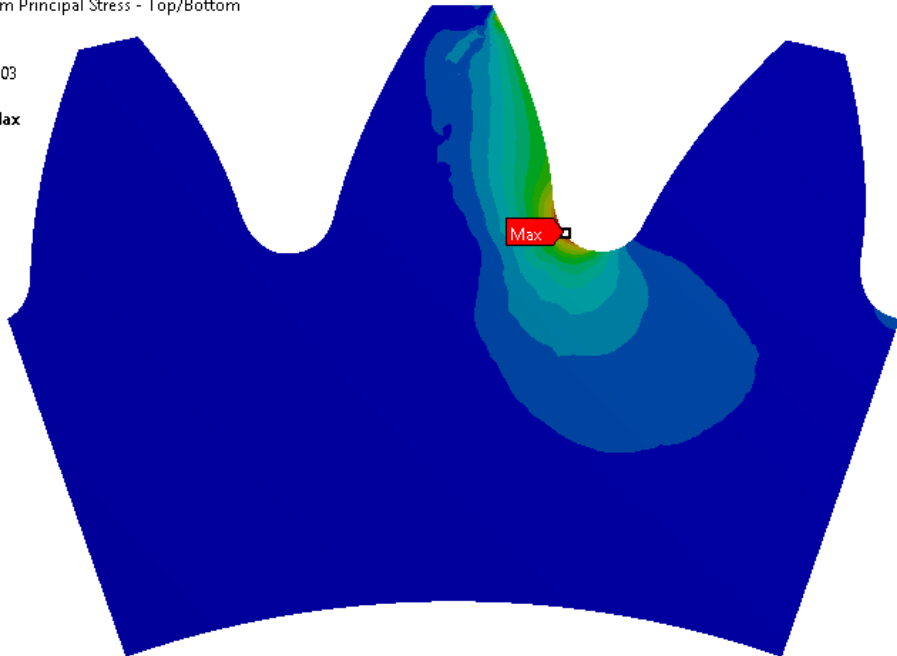
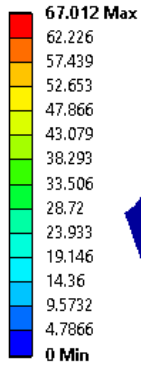
Şekil 4. 42. 20°-28° kavrama açısına ve 0.1xm uç radyüslü takım ile imal edilmiş dişli çarkın diş kökündeki eğilme gerilmesi

H: 20-28 0.2  
Maximum Principal Stress  
Type: Maximum Principal Stress - Top/Bottom  
Unit: MPa  
Time: 1  
31/05/2015 21:02



Şekil 4. 43. 20°-28° kavrama açısına ve 0.2xm uç radyüslü takım ile imal edilmiş dişli çarkın diş kökündeki eğilme gerilmesi

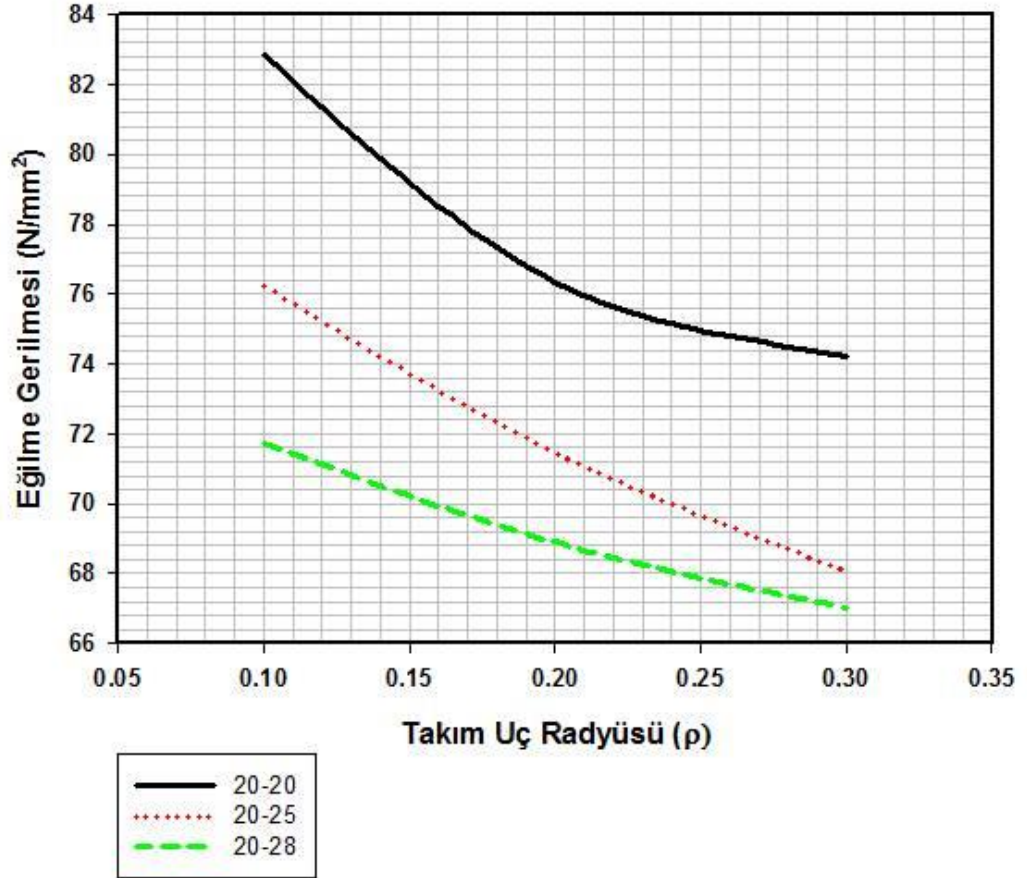
I: 20-28 0.3  
Maximum Principal Stress  
Type: Maximum Principal Stress - Top/Bottom  
Unit: MPa  
Time: 1  
31/05/2015 21:03



Şekil 4. 44. 20°-28° kavrama açısına ve 0.3xm uç radyüslü takım ile imal edilmiş dişli çarkın diş kökündeki eğilme gerilmesi



Dişli çarkın yükleme olmayan arka taraftaki kavrama açısı ve takım uç radyüsüne göre diş kökü bölgesindeki eğilme gerilme değişimini veren grafik Şekil 4.45' te gösterilmiştir.



Şekil 4. 45. Arka taraf kavrama açısı ve takım uç radyüsünün diş kökü bölgesindeki eğilme gerilmesine etkisi

## 5. SONUÇ

Bu çalışmada dişli çarkın bilgisayar destekli matematiksel modellenmesi, üç boyutlu tasarımı ve sonlu elemanlar analizi ele alınmıştır. Litvin' in vektör metoduna dayanan modellemede önce dişli çarkı imal eden kremayer tipi kesici takım sonra ise dişli çarkın matematiksel denklemleri türetilmiştir. Türetilen denklemler MATLAB programında yazılmış ve çıkış dosyası olarak dişli çarkın bir dişinin koordinatları uygun formatta CATIA programında okutulmuştur. CATIA programında üç boyutlu tasarlanan dişli çark çeşitli parametreler için eğilme gerilmesi analizine ANSYS programında tabi tutulmuştur.

Bu tez çalışması içerisinde elde edilmiş genel sonuçlar aşağıda sıralanmıştır.

- Çeşitli kremayer tipi kesici takım uçları elde edilmiş ve sivri uç ile tam yuvarlak uç için gerekli bağıntılar çıkarılmıştır. Her iki tip özel takım ile ön/arka tarafta yüksek kavrama açılarında ulaşmak mümkün olmaktadır.
- Kisssoft programı ile geliştirilen program arasındaki evolvent ve trokoid bölgedeki diş kalınlığı farkları programımızın hassasiyetinden kaynaklanmaktadır. Bölgeleri oluşturan noktaların sayısı arttıkça bu çok küçük fark da kalmayacaktır.
- Arka tarafta kavrama açısı arttıkça eğilme gerilmesi değeri düşmektedir.
- Profil kaydırmanın simetrik olmayan dişli çarkların eğilme gerilmeleri üzerinde etkisi bulunmaktadır. Pozitif profil kaydırma ile diş kökündeki gerilme azalırken negatif profil kaydırma ile artmaktadır.
- Kavrama açısının değeri arttıkça pozitif profil kaydırmanın eğilme gerilmesini azaltıcı etkisi hafiflemektedir.
- Takım uç radyüsünün artması ile diş kökünde meydana gelen eğilme gerilmesi düşmektedir.
- Çalışmamızda asimetrik dişli çarklar eğilme gerilmesi açısından büyük avantajlara sahip olduğu görülürken, analizlerin dinamik olarak tekrarlanması da büyük fayda vardır. İlerleyen çalışmalar bu yönde devam edecektir.

## KAYNAKLAR

- Abdullah, M., 2012.** Analytical Solution of Bending Stress Equation for Symmetric and Asymmetric Involute Gear Teeth Shapes with and without Profile Correction. *Innovative Systems Design and Engineering*, Vol 3, No 6, pp. 19-33.
- Agraval S., Himte R., 2012.** Evaluation of Bending Stress at Fillet Region of an Asymmetric Gear with a Hole as Stress Relieving Feature using a FEA Software ANSYS. *International Journal of Computer Application*, Vol 51, No 8, pp. 28-33.
- Akkurt M. 2000.** Makine Elemanları Cilt III. Birsen Yayınevi, İstanbul, 300 s.
- Alipiev, O. 2013.** Generalized model of undercutting of involute spur gears generated by rack-cutters. *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 64, pp. 39-52.
- Babalık F., Çavdar K., 2014.** Makine Elemanları ve Konstrüksiyon Örnekleri. Dora Yayıncılık, Bursa, 844 s.
- Barbieri, M., Zippo, A., Pellicano, F., 2014.** Adaptive grid-size finite element modeling of helical gear pairs. *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 82, pp. 17-32.
- Bouzakis, K.-D., Lili, E., Michailidis, N., Friderik, O. 2008.** Manufacturing of Cylindrical Gears by Generating Cutting Processes: A Critical Synthesis of Analysis Methods.
- Brauer, J., 2004.** A general finite element model of involute gears. *Finite Elements in Analysis and Design*, Vol. 40, pp. 1857–1872.
- Chen, C.-F., Tsay, C.-B. 2005.** Tooth Profile Design for the Manufacture of Helical Gear Sets with Small Numbers of Teeth, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Vol. 45, No. 12-13, (October 2005), pp. 1531-1541
- Colbourne, J.R. 1987.** The Geometry of Involute Gears, Springer-Verlag, New Jersey, USA, 526 pp.

**Collins J., Busby H., Staab G. 2009.** Mechanical Design of Machine Elements and Machines: A Failure Prevention Perspective, 899 pp.

**Deng, X., Hua, L., Han, X., 2014.** Research on the Design and the Modification of Asymmetric Spur Gear. *Hindawi Publishing Corporation Mathematical Problems in Engineering*.

**Fetvacı, .C., İmrak E. 2007.** Asimetrik Evolvent Düz Dişli Çarkların Matematik Modellenmesi Ve İmalat Simülasyonu", *SIGMA Mühendislik ve Fen Bilimleri Dergisi*, Cilt. 25, No. 4, pp .329-337.

**Fetvacı, C., İmrak, E. 2008.** Mathematical Model of a Spur Gear with Asymmetric Involute Teeth and its Cutting Simulation. *Mechanics Based Design of Structures and Machines* , Vol. 36, No. 1, pp. 34- 46.

**Fetvacı, C. 2011.** Computer Simulation of Asymmetric Involute Spur Gears Manufactured by Generating-Type Cutters . *Engineers and Machinery*, Vol. 52, No. 616, (May 2011), pp. 60-69

**Fong H.-Z., Chiang W.-T., Tsay W.-C. 2002.** Mathematical Model for Parametric Tooth Profile of Spur Gear Using Line of Action. *Mathematical and Computer Modelling*, Vol. 36, pp. 603-614.

**Brown, F., Davidson, S., Hanes, D., Weires, D., Kapelevich, A. 2010.** Analysis and Testing of Gears with Asymmetric Involute Tooth Form and Optimized Fillet Form for Potential Application in Helicopter Main Drives. AGMA Technical Paper.

**Huang, J.K., Su W.H. 2010.** Approaches to parametric element constructions and dynamic analyses of spur/helical gears including modifications and undercutting. *Finite Elements in Analysis and Design*, Vol. 46, pp. 1106–1113.

**Kapelevich A. 2000.** Geometry and design of involute spur gears with asymmetric teeth. *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 35, pp. 117-130.

**Karpat, F. 2005.** Asimetrik Evolvent Diş Sahip Düz Dişli Çarkların Analizi. *Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Doktora Tezi.

- Kuang, J. H., Chen, W. L. 1996.** Determination of Tip Parameters for the Protuberance Preshaving Cutters. *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 31, no. 7, pp. 839-849.
- Lin, T., Ou, H., Li, R. 2007.** A Finite Element Method for 3-D Static and Dynamic Contact/Impact Analysis of Gear Drives. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*. Vol. 196, No. 9-12, pp. 1716-1728.
- Litvin, F.L., Fuentes, A. 2004.** Gear Geometry and Applied Theory Second Edition, Cambridge University Press, New York, USA, 800 pp.
- Liu C.-C., Tsay B.-C., 2001.** Tooth Undercutting of Beveloid Gears. *Journal of Mechanical Design*, Vol. 123, pp. 569-576.
- Pedersen, L.N. 2009.** Reducing bending stress in external spur gears by redesign of the standard cutting tool. *Struct Multidisc Optim* , Vol. 38, pp. 215-227.
- Pedersen, L.N. 2010.** Improving bending stress in spur gears using asymmetric gears and shape optimization. *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 45, pp. 1707–1720.
- Salamoun, C., Suchy, M. 1973.** Computation of Helical or Spur Gear Fillets. *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 8, No. 3, pp. 305-322
- Sanders, A., Houser, D., Kahraman A., Harianto, J., Shon S., 2011.** An Experimental Investigation of the Effect of Tooth Asymmetry and Tooth Root Shape on Root Stresses and Single Tooth Bending Fatigue Life of Gear Teeth. *Proceedings of the ASME 2011 International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference*, DETC2011-48303, Washington.
- Sekar P,R., Muthuveerappan G., 2015.** Estimation of tooth form factor for normal contact ratio asymmetric spur gear tooth. *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 90, pp. 187-217.
- Shen-Wang Lin, Cheng-Shun Han, Jiu-Bin Tan, Shen Dong 2010.** Mathematical models for manufacturing a novel gear shaper cutter. *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 24, pp. 383-390.

**Su, X., Houser, D.R. 2000.** Characteristics of Trochoids and their Application to Determining Gear Teeth Fillet Shapes. *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 35, No. 2, pp. 291–304.

**Tsay, C.-B. 1988.** Helical Gears with Involute Shaped Teeth: Geometry, Computer Simulation, Tooth Contact Analysis and Stress Analysis. *Journal of Mechanical Design*, Vol. 110, No. 4 , pp. 482-491

**Yang, S.-C. 2005.** Yang, Mathematical Model of a Helical Gear with Asymmetric Involute Teeth and its Analysis. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, Vol. 26, No. 5-6, pp. 448-456.

**Yang, S.-C. 2007.** Study on an Internal Gear with Asymmetric Involute Teeth. *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 42, No. 8, pp. 977-994.

**Zhao, X., Zhang, J., Liu, H., 2014.** Increasing Bending Strength in Spur Gears Using Shape Optimization of Cutting Tool Profile. *U.P.B. Sci. Bull., Series D*, Vol. 76, pp. 139-148.

## EKLER

### EK 1 MATLAB Programı

```
clc
clear all
kremayer=fopen('kremayer2D.asc','wt');
duzdisli=fopen('duzdisli2D.asc','wt');
mn=4;
z=28;
ha1=1
hf1=1.25;
fic1=20;
fic2=input('Kavrama açısı fic2 degerini giriniz: ');
fic3=20;
ht1=0;
e=input('profil kaydırma faktörü e degerini giriniz: ');
ht=(ht1*mn);
ha=(ha1*mn);
hf=(hf1*mn);
tas=(mn*e);
bc=pi*mn/4;
fic11=fic1*pi/180;
fic22=fic2*pi/180;
fic33=fic3*pi/180;
rp=(mn*z)/2;
rt=rp+mn*(ha1+e);
rd=rp-mn*(hf1-e);
rb1=rp*cos(fic11);
```

```

rb2=rp*cos(fic22);
r2=r;
ym1=-tas+hf-r*(1-sin(fic11));
ym2=-tas+hf-r2*(1-sin(fic22));
Z=0;
Z1ac=Z;
Z1bd=Z;
Z1eg=Z;
Z1fh=Z;
Z1df=Z;
Z1ce=Z;
Z1et=Z;
Z2ac=Z;
Z2bd=Z;
Z2eg=Z;
Z2fh=Z;
Z2df=Z;
Z2ce=Z;
Z2et=Z;
Z2ga=Z;
Z2af=Z;
%%regions ce
w3=((pi/2)-(fic11));
i=0;
for cy=0:1:0
i=i+1;
j=0;
for lc=0:(w3)/25:(w3-(w3/25))
j=j+1;
X1ce=tas-hf+r-(r*(cos(lc)));
Y1ce=(bc)+(hf*tan(fic11))-r*(1-sin(fic11))*tan(fic11)+(r*cos(fic11))-
(r*sin(lc))+cy*pi*mn;

```



```

fprintf(kremayer,'%0f %0f %0f\n',X1ce,Y1ce,Z1ce);
fip1ce=(Y1ce-(X1ce*tan(lc)))/rp;
S=rp*(fip1ce);
X2ce=X1ce.*cos(fip1ce)-Y1ce.*sin(fip1ce)+rp.*cos(fip1ce)+S.*sin(fip1ce);
Y2ce=X1ce.*sin(fip1ce)+Y1ce.*cos(fip1ce)+rp.*sin(fip1ce)-S.*cos(fip1ce);
plot(Y2ce,X2ce,'x')
hold on
title('Dislinoktalari')
fprintf(duzdisli,' %0f %0f %0f\n',X2ce,Y2ce,Z2ce);
end
end
%%regions eg
w11=(ym1/cos(fic11));
w22=(tk1-ht)/cos(fic11);
wa=(w22+w11)/25;
i=0;
for cy=0:1:0
i=i+1;
j=0;
for le=-w11:wa:(w22)
j=j+1;
X1leg=(le*cos(fic11));
Y1leg=(bc)-(le*sin(fic11))+(tas*tan(fic11));
fprintf(kremayer,' %0f %0f %0f\n',X1leg,Y1leg,Z1leg);
fip1leg=(-X1leg+(Y1leg*tan(fic11)))/(rp*tan(fic11));
S=rp*(fip1leg);
X2leg=X1leg*cos(fip1leg)-Y1leg*sin(fip1leg)+rp*cos(fip1leg)+S*sin(fip1leg);
Y2leg=X1leg*sin(fip1leg)+Y1leg*cos(fip1leg)+rp*sin(fip1leg)-S*cos(fip1leg);
plot(Y2leg,X2leg,'x')
hold on
title('Dislinoktalari')
fprintf(duzdisli,' %0f %0f %0f\n',X2leg,Y2leg,Z2leg);

```

```

end
end
%%regions et
w66=ht/cos(fic33);
wb=w66/5;
i=0;
for cy=0:1:0
i=i+1;
j=0;
for lt=wb:wb:(w66-wb)
j=j+1;
X1et=(tk1-ht)+(lt*cos(fic33));
Y1et=(bc)-((tk1-ht)*tan(fic11))-(lt*sin(fic33))+(tas*tan(fic33));
fprintf(kremayer,' %0f %0f %0f\n',X1et,Y1et,Z1et);
fip1et=(-X1et+(Y1et*tan(fic33)))/(rp*tan(fic33));
S=rp*(fip1et);
X2et=X1et*cos(fip1et)-Y1et*sin(fip1et)+rp*cos(fip1et)+S*sin(fip1et);
Y2et=X1et*sin(fip1et)+Y1et*cos(fip1et)+rp*sin(fip1et)-S*cos(fip1et);
plot(Y2et,X2et,'x')
hold on
title('Dislinoktalari')
fprintf(duzdisli,' %0f %0f %0f\n',X2et,Y2et,Z2et);
end
end
%%regions ga
Y1b=(-bc)+(tk2*tan(fic22))-(tas*tan(fic22));
X1b=tk2;
fip1=(X1b+(Y1b*tan(fic22)))/(rp*tan(fic22));
S=rp*(fip1);
Y2b=X1b*sin(fip1)+Y1b*cos(fip1)+rp*sin(fip1)-S*cos(fip1);
Y1a=(bc)-((tk1-ht)*tan(fic11))-(ht*tan(fic33))+(tas*tan(fic33));
X1a=tk1;

```

```

fip1=(-X1a+(Y1a*tan(fic33)))/(rp*tan(fic33));
S=rp*(fip1);
X2a=X1a*cos(fip1)-Y1a*sin(fip1)+rp*cos(fip1)+S*sin(fip1);
Y2a=X1a*sin(fip1)+Y1a*cos(fip1)+rp*sin(fip1)-S*cos(fip1);
alfa1=atan(Y2a/X2a);
for lg=(alfa1-(alfa1/10)):(-alfa1/10):(0)
j=j+1;
X2ga=(rt)*cos(lg);
Y2ga=(rt)*sin(lg);
if Y2ga>Y2b
plot(Y2ga,X2ga,'x')
hold on
title('Dislinoktalari')
fprintf(duzdisli,' %0f %0f %0f\n',X2ga,Y2ga,Z2ga);
end
end
%%regions af
Y1b=(-bc)+(tk2*tan(fic22))-(tas*tan(fic22));
X1b=ha;
fip1=(X1b+(Y1b*tan(fic22)))/(rp*tan(fic22));
S=rp*(fip1);
X2b=X1b*cos(fip1)-Y1b*sin(fip1)+rp*cos(fip1)+S*sin(fip1);
Y2b=X1b*sin(fip1)+Y1b*cos(fip1)+rp*sin(fip1)-S*cos(fip1);
if Y2b<0
alfa2=atan(Y2b/X2b);
for la=(alfa2/10):(alfa2/10):(alfa2-(alfa2/10))
j=j+1;
X2af=(rt)*cos(la);
Y2af=(rt)*sin(la);
plot(Y2af,X2af,'x')
hold on
title('Dislinoktalari')

```

```

fprintf(duzdisli,' %0f %0f %0f\n',X2af,Y2af,Z2af);
end
end
A=Y2a-Y2b;
if A<= 0.2*mn
    disp('UYARI:Diş başı 0.2*m den küçüktür')
end
%%regions fh
w33=(ym2/cos(fic22));
w44=(tk2/cos(fic22));
wb=(w44+w33)/25;
i=0;
for cy=0:1:0
i=i+1;
j=0;
for lf=(w44):(-wb):(-w33)
j=j+1;
X1fh=(lf*cos(fic22));
Y1fh=-(bc)+(lf*sin(fic22))-(tas*tan(fic22));
fprintf(kremayer,' %0f %0f %0f\n',X1fh,Y1fh,Z1fh);
fip1fh=((X1fh)+(Y1fh*tan(fic22)))/(rp*tan(fic22));
S=rp*(fip1fh);
plot(Y2fh,X2fh,'x')
hold on
title('Dislinoktalari')
fprintf(duzdisli,' %0f %0f %0f\n',X2fh,Y2fh,Z2fh);
end
end
%%regions df
w4=((pi/2)-(fic22));
i=0;
for cy=0:1:0

```

```

i=i+1;
j=0;
for ld=(w4-(w4/25)):(-w4)/25:0
j=j+1;
X1df=tas-hf+r2-(r2*cos(ld));
Y1df=(-bc)-(hf*tan(fic22))+r2*(1-sin(fic22))*tan(fic22)-
(r2*cos(fic22))+(r2*sin(ld))+cy*pi*mn;
fprintf(kremayer,' %0f %0f %0f\n',X1df,Y1df,Z1df);
fip1df=(Y1df+(X1df*tan(ld)))/rp;
S=rp*(fip1df);
X2df=X1df*cos(fip1df)-Y1df*sin(fip1df)+rp*cos(fip1df)+S*sin(fip1df);
Y2df=X1df*sin(fip1df)+Y1df*cos(fip1df)+rp*sin(fip1df)-S*cos(fip1df);
plot(Y2df,X2df,'x')
hold on
title('Dislinoktalari')
fprintf(duzdisli,' %0f %0f %0f\n',X2df,Y2df,Z2df);
end
end
fclose(kremayer);
fclose(duzdisli);

```

## ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : TUFAN GÜRKAN YILMAZ  
Doğum Yeri ve Tarihi : YENİŞEHİR, 1989  
Yabancı Dili : İNGİLİZCE

Eğitim Durumu:

Lise : BURSA ŞÜKRÜ ŞANKAYA ANADOLU LİSESİ, 2007  
Lisans : YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ, 2012

Çalıştığı Kurum/Kurumlar ve Yıl :

MAJOR SKT OTO DONANIM VE TİCARET ANONİM ŞİRKETİ  
07.01.2013 – 26.12.2013 - TASARIM MÜHENDİSİ

ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ  
27.12.2013 – - ARAŞTIRMA GÖREVLİSİ

İletişim (e-posta) : [tufanyilmaz@uludag.edu.tr](mailto:tufanyilmaz@uludag.edu.tr)

Yayınları :

### Uluslararası Konferans ve Sempozyumlar

Karpat, F., Engin, B., Dogan, O., Yuce, C., **Yilmaz, T.G.** 2014. “Effect of RimThickness on Tooth Root Stress and Mesh Stiffness of Internal Spur Gears” IMECE2014-39181 ASME International Mechanical Engineering Congress & Exposition, Montreal / Canada

Dogan, S.,Güven,S.,Karpat, F., **Yilmaz, T.G.**, Dogan, O. 2014 “ExperimentalVerification and Finite Element Analysis of Automotive DoorHinge” IMECE2014-39295 ASME International Mechanical Engineering Congress & Exposition, Montreal / Canada

### Ulusal Konferans ve Sempozyumlar

Eraslan M., Cibelek N., Polat E., Konak C., Aydoğdu K., **Yilmaz T.G.**, Özmutlu S., 2014 “Otobüs Koltuğu Geliştirilmesi”, 7. Otomotiv Teknolojileri Kongresi, Bursa.