



Reduction of tooth root bending stresses in gears generated by symmetric cutter with asymmetric tip radii

Abdullah Akpolat

Gaziantep University, Faculty of Engineering, Department of Mechanical Engineering, University Boulevard, Şehitkamil, Gaziantep 27310, Turkey

Highlights:

- Proposal of a new asymmetric tip radius of symmetric cutter
- Reduction of tooth root bending stresses

Keywords:

- Symetric cutter
- Symetric and asymmetric tip radius of cutter
- Tooth root bending stress

Article Info:

Received: 26.12.2016

Accepted: 05.08.2017

DOI:

10.17341/gazimmfd.416479

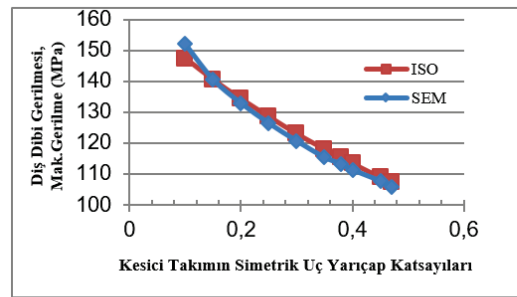
Acknowledgement:

Special thanks to TAI-TUSAŞ Rotary Wing Technology Center (RWTC) and Defence Industry Executive Committee (SSIK) for the support provided for this study.

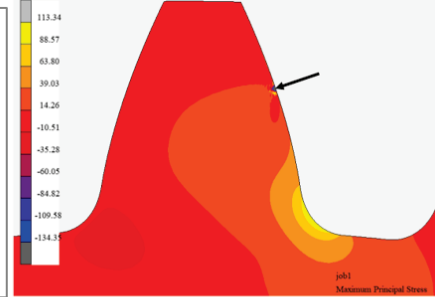
Correspondence:

Author: Abdullah Akpolat
e-mail: akpolat@gantep.edu.tr
phone:+905434924559

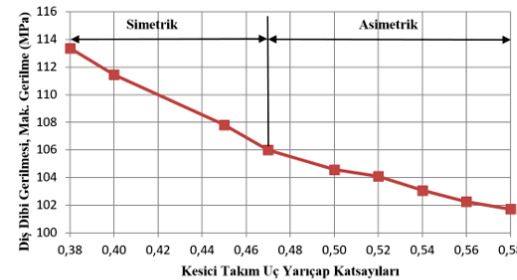
Graphical/Tabular Abstract



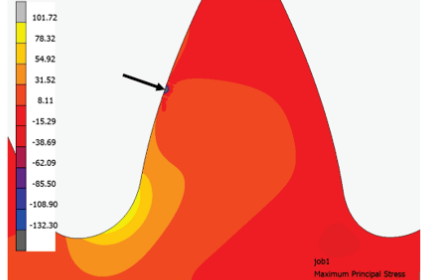
Tooth root bending stresses for gears modeled with symmetric tip radius coefficients of cutter



Results of tooth root bending stress (maximum principal stress) for gear modeled with symmetric tip radius coefficients (0.38/0.38) of cutter



Tooth root bending stresses for gears modeled with asymmetric tip radius coefficients of cutter



Results of tooth root bending stress (maximum principal stress) for gear modeled with asymmetric tip radius coefficients (0.58/0.36) of cutter

Purpose: In scope of this study, the effect of symmetric and asymmetric tip radii of cutter on root stress is examined by keeping all other gear parameters constant.

Theory and Methods:

For gears modeled by FEM in this study, first, symmetric (the same) tip radii coefficient of cutter for both drive and coast sides (as given in literature) are used, then asymmetric (different) tip radii coefficients of cutter for two sides of gear tooth profile are used to benefit from larger radii of curvature to reduce the bending stress on drive or tensile side of the flank.

Results:

When applying “asymmetric cutter tip radius coefficients” of 0.58 and 0.36 (for drive and coast sides, respectively), a stress reduction of nearly 10 % is obtained, with reference to symmetric condition of 0.38 / 0.38 coefficients as suggested in international standards. Based on FEM stress analysis, increasing symmetric cutter tip radii coefficient beyond 0.38, up to 0.47, helps decrease root stress an additional 6.5 %. This is an extra potential for stronger gears carrying more torque/load.

Conclusion:

Considering the small design change made to cutter geometry, the benefit of 10 % reduction in bending stress is a considerable benefit resulting in either a longer service life under the same torque transmitted or an increased load/torque capacity with the same service life. Such fillet-modified gears, manufactured based on generation method, such as in conventional hob and rack type cutters, are also expected to be less expensive than gears with non-trochoid specific/special fillets.



Asimetrik uçlu simetrik kremayer takımla imal edilen dişli çarklarda diş dibi eğilme gerilmelerinin azaltılması

Abdullah Akpolat*^{ID}

Gaziantep Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, Üniversite Bulvarı, Şehitkamil, Gaziantep, 27310, Türkiye

Ö N E Ç I K A N L A R

- Yeni asimetrik uçlu kremayer takım önerisi
- Diş dibi eğilme gerilmelerinin azaltılması

Makale Bilgileri

Geliş: 26.12.2016

Kabul: 05.08.2017

DOI:

10.17341/gazimmfd.416479

Anahtar Kelimeler:

Simetrik kesici takım,
kesici takımın simetrik ve
asimetrik uç yarıçapı,
diş dibi eğme gerilmesi

ÖZET

Diş dibi, dişli çark çiftleri vasıtasıyla tork aktarımı sırasında maksimum eğilme geriliminin meydana geldiği bölgedir. Diş dibi yarıçapındaki artış, evolventten trokoide yumuşak bir geçiş sağlar ve kök kritik kesit kalınlığını ve atalet momentini dişin bükülmesine karşı artırır. Yukarıda bahsedilen nedenlerden dolayı diş dibindeki yarıçap, diş dibi eğilme gerilmesinde önemli bir etkiye sahiptir. Öte yandan, dişli çarklarda diş kökünün kritik kesitindeki yarıçap, esasen kesici takımın uç yarıçapından etkilenir. Genellikle normal modüle bağlı olarak tanımlanır ve “kesici takımın uç yarıçap katsayısı” olarak adlandırılır. Bu çalışmada analizi yapılan dişli çarkların diş dibi, simetrik ve asimetrik uçlu, simetrik profilli kesici takım kullanılarak modellenmiştir. Simetrik profilli kesici takımın simetrik ve asimetrik uç yarıçaplarının diş dibi eğilme gerilmesine etkisi, diğer tüm dişli parametreleri sabit tutularak incelenmiştir. İlk olarak, dişlinin süren ve sürülen tarafları için (literatürde verilen) kesici takımın simetrik uç yarıçap katsayıları kullanılmıştır. Daha sonra büyük yarıçaplardan faydalanmak için dişli diş profilinin iki yüzü için kesici takımın asimetrik uç yarıçap katsayıları kullanılarak, diş yanağının süren veya çekme gerilmesi tarafındaki eğilme gerilmesi mümkün olduğunca azaltılmaya çalışılmıştır. Asimetrik uçlu kesici takım kullanılarak modellenen dişli çarkların diş dibi eğilme gerilmelerinde %10 azalma elde edilmiştir.

Reduction of tooth root bending stresses in gears generated by symmetric cutter with asymmetric tip radii

H I G H L I G H T S

- Proposal of a new asymmetric tip radius of symmetric cutter
- Reduction of tooth root bending stresses

Article Info

Received: 26.12.2016

Accepted: 05.08.2017

DOI:

10.17341/gazimmfd.416479

Keywords:

Symmetric cutter,
symetric and asymmetric tip
radius of cutter,
tooth root bending stress

ABSTRACT

Tooth root fillet is the maximum bending stress concentration region during a torque transmission via gear pairs. Increase in gear root fillet radius provides a smooth transition from involute to trochoid and increases root critical section thickness and moment of inertia against bending of tooth. For the reasons just mentioned above, gear tooth root fillet has an important effect on gear tooth root bending stress. Fillet radius at critical section of gear tooth root, on the other hand, is mainly affected by the tip radius of the cutting tool. It is generally defined in terms of normal module and is called as coefficient of cutter tip radius. In scope of this study, the effect of symmetric and asymmetric tip radii of cutter on root stress is examined by keeping all other gear parameters constant. For gears modeled in this study, first, symmetric (the same) tip radii coefficient of cutter for both drive and coast sides (as given in literature) are used, then asymmetric (different) tip radii coefficients of cutter for two sides of gear tooth profile are used to benefit from larger radii of curvature to reduce the bending stress on drive or tensile side of the flank. With reference to condition generated by standard symmetric tip radii of cutter, 10 % reduction in bending stress is obtained by using asymmetric tip radii of cutter for two sides of gear tooth profile.

1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

1.1. Motivasyon (Motivation)

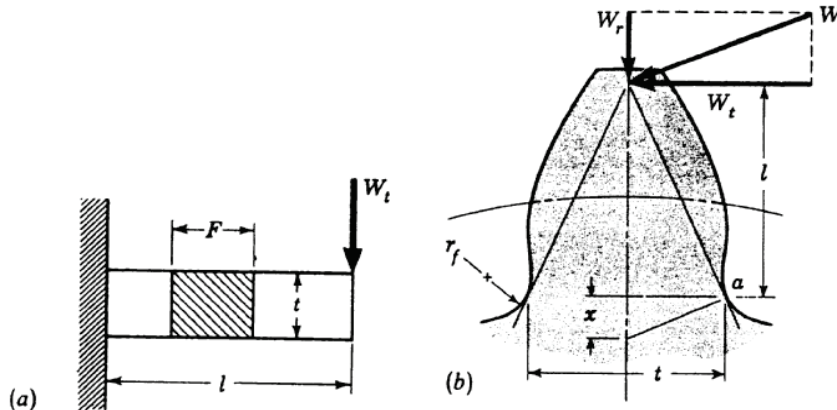
Tork altındaki dişliler ağırlıklı olarak iki çeşit gerilmeye maruz kalırlar. Bunlar, dişlerin temas eden yüzeylerindeki temas gerilmesi ve diş kökünde meydana gelen eğilme gerilmesidir. Dişli diş yüzeyinin dayanıklılığı, temas baskısı altında karıncalanmaya (çukurlaşmaya) ve sürtünmeye dayanabilmesiyle; dişli diş mukavemeti ise eğilme gerilmesinde diş kırılmasına karşı dayanabilmesi ile ilgilidir. Wilfred Lewis, kirişlerdeki eğme gerilmesini hesaplamada kullanılan denkleme benzer, dişlilerin diş diplerindeki eğilme gerilmesini hesaplamak için bir denklem yazmıştır (Şekil 1a). 1892'de yazılan Eş. 1, günümüzde diş form faktörü ve daha sonra buna eklenen birçok faktörle bu temel denklem diş dibindeki eğilme gerilmesini hesaplamada kullanılmaya devam etmektedir [1].

$$\sigma = \frac{M}{I/c} = \frac{6W_t l}{Ft^2} \quad (1)$$

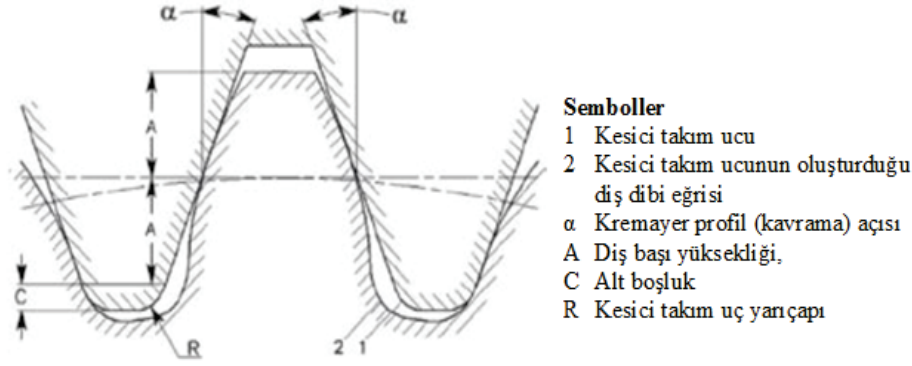
Şekil 1b'de, bir dişli çarkın dişinde meydana gelen maksimum eğilme gerilmesi, dişin "a" noktasındaki çekme gerilmesi tarafında oluşmaktadır [1]. Kritik kesitteki atalet momenti, eğme gerilmesi açısından dişli performansı için çok önemlidir (Eş. 1). Atalet momenti ve diş kökü eğilme gerilmesinin hesaplanması için "a" noktasında kök kritik kesit kalınlığı olan "t" dikkate alınır. Diş dibi yarıçapı, diş dibi geometrisinin belirlenmesinde önemlidir; diş kalınlığının (dolayısıyla ataletin) ve moment kolunun uzunluğunun belirlenmesinde, maksimum eğilme gerilmesinin hesaplanması için gerekli olan gerilme yoğunlaşma faktörünün (çentik faktörü) tespitinde önemli bir rol oynamaktadır. Herhangi bir metotla imal edilen dişli çark diş profili, iki ayrı eğriden, yani evolvent ve diş dibi yuvarlanma (trokoid) eğrilerinden oluşur. Evolvent eğrisi genellikle yuvarlanma (temel) dairesinin üst kısmıdır, oysa diş dibi eğrisi (trokoid veya kök olarak da adlandırılır) ise genellikle yuvarlanma ve diş dibi daireleriyle sınırlı kısımdır [1]. Genellikle, kök yakınında daha büyük bir diş dibi

yarıçapı, evolvent eğrisinden dişli kök bölgesine (Şekil 1b) daha yumuşak bir geçiş anlamına gelir ve eğilme gerilmesinin maksimum olması muhtemel bölgede daha kalın bir kritik kesit verir. Evolvent profilli bir dişli; evolvent yanak, diş tabanı ve yanak ile tabanı birbirine bağlayan kök bölgelerinden oluşur. Bu dişli profili dişli imalat yöntemlerinin sonucudur. En yaygın olarak kullanılan dişli imalat yöntemleri, a) kremayer-tipi takımlar (MAAG), b) sonsuz vida olan azdırma, c) pinyon kesici takımlar metodu olarak sınıflandırılabilir ve bu yöntemler genellikle yuvarlanma prensibi üzerine kuruludur. Dişlilerin seri imalatında yuvarlanma metodunu esas alan belirli kesici profil parametrelerine sahip takımlar kullanılmaktadır. Yuvarlanma metodunda takım ve imal edilen dişli senkronize hareket eder ve eş çalışan dişli çifti (kesici takım ve taslak) simüle edilerek diş açma gerçekleştirilir. Burada döndüren dişliye döndürülen dişliyi şekillendirecek talaş kaldırıcı özellikler verilmiştir. Kesici takımın uç yarıçapı, (Şekil 2) üretilen dişin kök profilini belirlediği için önemlidir [4]. Dişin tabanı ve diş kökü, kesici takımın uç geometrisine bağlı olarak imal edilir.

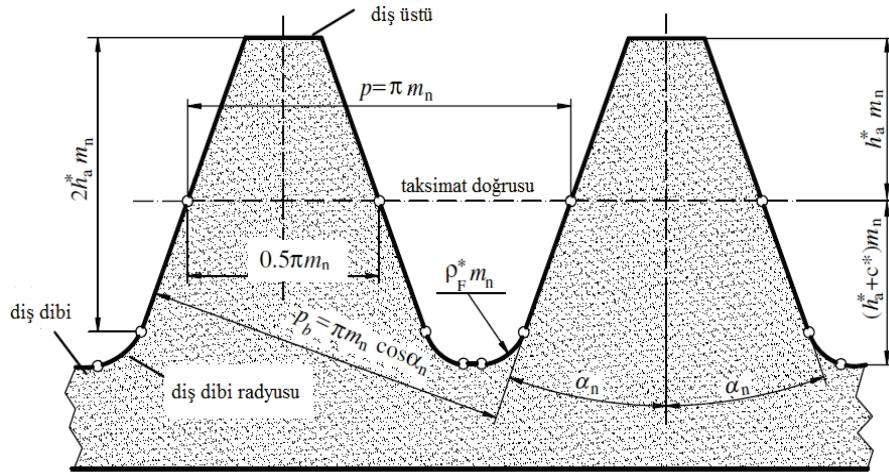
Dolayısıyla diş kökündeki (herhangi bir metotla üretilen) diş dibi yarıçapı (eğrilik yarıçapı) değişkendir [5] ve yarıçap değeri trokoid eğrisi üzerindeki herhangi bir noktadan diğerine değişir. Sadece diş kökündeki pozisyonunu değil aynı zamanda kesici uç yarıçapı (değer veya katsayı) eğrilik yarıçap değerini etkiler. Evolvent profilli dişli çarkları imal etmek için sadece kremayer-tipi (kesici) takımlar (aynı zamanda sonsuz vida tipi azdırmayı da temsil eder) düşünüldüğünde, böyle bir kremayer takım için diş profili Şekil 3'te görüldüğü gibi doğrusal bir çizgi şeklinde olacaktır [6]. Kremayer tipi (kesici) takım parametreleri (Şekil 3) DIN 867 [7] ve ISO 53 [8] 'de standartlaştırılmıştır. Evolvent dişin ve dişlinin teorik şekli ve boyutları bu standart kremayer takımın taslak dişli ile eş çalışması prensibi kullanılarak belirlenmiştir [6]. Dişlinin alt boşluğu, c, dişli çark ve dişli imalat üniteleri tarafından karşılanması gereken şartlara bağlıdır. Bu, silindirik dişli için temel kremayer takım diş profilinin diş dibi yarıçapını $\rho_F = \rho^* F m_n$ ve dolayısıyla takımın temel dişli profili uç yuvarlama



Şekil 1. Diş dibi eğilme gerilmesi modeli [1] (Tooth root bending stress model)

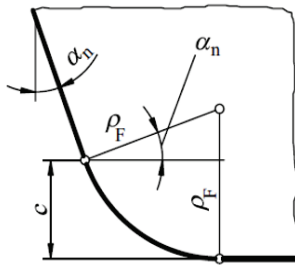


Şekil 2. Kremayerle diş dibi geometrisinin kesilişi [4] (Gear tooth fillet generation by the rack cutter (Gear Hob))



Şekil 3. Kremayer takım diş profilleri [6] (Basic tooth rack profiles)

yarıçapını sınırlar. Şekil 4'de gösterildiği gibi, bir kremayer takım dişi (kesici diş) diş dibi yarıçapı ρ_F , ortak diş derinliğinde veya altında başlayacaktır [6].



Şekil 4. Kremayer takım profilinin kesici uç yarıçapı [6] (Fillet (cutter tip) radius of basic rack tooth profile)

1.2. Literatür Taraması (Literature Survey)

Herhangi bir metotla imal edilen bir dişli çarkta, diş dibi profili, diş dibi eğilme gerilmesinin maksimum olduğu bölge olduğundan, araştırmacılar tarafından fazlaca incelenmiştir. Bu konuda yapılan çalışmalar aşağıda verilmiştir. Kapelevich vd. [4], SEM ve rastgele arama yöntemini kullanarak simetrik ve asimetric dişliler için diş dibi yarıçap profili optimizasyonu tekniğine dayanan bir bildiri

sunmuşlardır. Bu bildiride geleneksel metotlarla tasarlanmış dişlilere kıyasla eğilme geriliminde önemli bir azalma sağlandığı belirtilmiştir. Eğilme gerilimindeki bu azalma, daha yüksek yük kapasitesi veya daha uzun ömür veya daha az diş genişliği ve dolayısıyla daha az dişli çark ağırlığı anlamına gelir. Eğilme gerilmesi değerleri, trokoid, dairesel ve optimum diş dibi profili gibi farklı diş dibi profilleri için hesaplanarak verilmiştir. Geleneksel olarak tanımlanmış diş dibi profillerine kıyasla diş dibi yarıçapı optimize edilerek %10-20 arası eğme gerilmesinde azalma sağlandığı belirtilmektedir. Diş dibi eğrisinin optimizasyonunun eğilme gerilmesinde belirli bir azalma sağladığı ancak, bu optimize eğrilerin imalatı, kremayer, pinyon ve fellow kesiciler gibi geleneksel üretim yöntemleri ile mümkün olmayacak ve geleneksel olmayan dişli kesme işlemleri gerektirecektir. Bunun sonucunda, özel işlem ve takımlar ile kesim zamanının artması dişli kesimine ekstra maliyet katacaktır. Zhao vd. [11] kesici ucu tanımlamak için yeni bir eğri (karesel rasyonel Bezier eğrisi) kullanmışlardır. Dişli çark sonlu elemanlar modeli ANSYS'de APDL kullanılarak oluşturulmuştur. Maksimum eğilme gerilmesinin (Von Mises gerilmesi) hedef fonksiyonu olarak alınmasıyla ANSYS'de alt-problem ve birinci derece optimizasyon yöntemleri kesici uçun optimize edilmesi için kullanılmıştır. Çalışma, tasarım değişkeni ile diş dibi eğilme gerilmesi arasındaki ilişkinin doğrusal olmadığını ve optimize kesici

tarafından üretilen dişli çarkların, standart kesici takım tarafından üretilen dişlilerden daha düşük eğilme gerilmesine sahip olduğunu ortaya koymaktadır. Kapelevich vd. [4]'nin aksine, bu çalışma, diş kökü profilinin optimizasyonu yerine kesici takım ucunun optimizasyonu üzerine odaklanmaktadır. Bu iki makale Kapelevich vd. [4] ve Zhao vd. [11], birbirini tamamlayan iki makaledir. Biri diş kök profilini en iyi duruma getiren, diğeri ise belirtilen diş dibi profilini kesen takımın ucunu optimize eden bir çalışma olarak birbirinin tamamlayıcısıdır. Ancak, her iki çalışmada da (gerek özel profil imalatı gerekse de özel kesici takım imalatı) kullanılan yöntemler dişli imalat maliyetine artış olarak yansımaktadır.

Hebbal vd. [12] geleneksel trokoid eğrilerini polinom eğrileri ile değiştirerek dişli diş dibi profilindeki gerilmeleri araştırmışlardır. Dairesel diş dibi profili, çalışma profillerine ve kök daireye teğet bir ark çizerek oluşturulmuş ve bu yay alternatif diş kök profilini oluşturmak için referans kök eğrisi olarak alınmıştır. Diş dibi yayı, altı bölüme ayrılmıştır. Yeni diş dibi profilleri, orta noktaları farklı ilişkiler kullanarak radyal olarak yer değiştirerek ve uç noktalarını sabit tutarak oluşturulmuştur. Geliştirilmiş diş dibi profilleri, eğme gerilmesinin % 9-12 oranında azalmasına neden olmuştur. Sunulan sonuçlar iki boyutlu sonlu elemanlar analizlerine (SEA) dayanmaktadır. Eğilme gerilmesini azaltmak için trokoid yerine dairesel bir diş dibi profili kullanılmıştır. Eğilme gerilmesi açısından bu profil daha avantajlıdır, ancak imalat zorlukları kök eğrisinin formu hakkında karar vermek için diğer önemli bir husustur. Trokoid profil ile karşılaştırıldığında daha pahalıdır ve daha fazla zaman alır. Diş dibi geometrisi, dişin her iki tarafında simetriktir ve asimetric diş dibi şeklinin avantajlarından faydalanmamaktadır. Ristić vd. [13], dişli çark diş dibi yarıçapının kritik kesitte eğilme gerilmesinin değeri ve dağılımının etkisi üzerine yapılan analizlere dikkat çekmiştir. Çalışmaları, diş kökü eğilme gerilmesinin yoğunluğunu en aza indirmek için optimum diş kök yarıçapını bulmaya odaklanmıştır. Von Mises ve normal gerilmeler için sonlu elemanlar metodu (SEM) ve gerçek çalışma koşulları simülasyonu sayısal metotların uygulanmasıyla elde edilen sonuçlar ve iki durumda diş kökü yarıçapının farklı değerleri için grafikler sunulmuştur: birisi; bir diş kök yarıçapı ve diğeri ise bir kökte iki farklı diş kökü yarıçapıyla yapılan çalışma (bir kökte "iki seviyeli yaklaşım"). Bu çalışmada, dişin çekme gerilmesi olan tarafı için iki ayrı diş dibi yarıçapı önerilmektedir. Bu uygulama pratikte sınırlı kalacak ve beraber çalışacak olan dişli çiftleri için aynı kök profilini elde etmedeki imalat zorlukları nedeniyle makalede belirtildiği gibi düşük diş dibi gerilmeleri elde edilemeyecektir. Spitas vd. [14], takım kesici uç yarıçapının ve kesilen dişin diş dibi yüksekliğinin alt boşluk ve dişin eğilme mukavemetine etkisini; analitik hesaplamalar, bilgisayarlı üretim ve sonlu elemanlar benzetimlerini kullanan parametrik bir çalışma yapmışlardır. Tüm dişli ailelerine uygulanabilir sonuçlar elde etmek için boyutsuz modelleme kullanılmıştır. Kesme işleminin iç geometrisi her zaman, kesici kenarın mukavemetini arttırmak için yuvarlak kesici uç kullanılması durumunda

daha da belirgin olan, evolvent olmayan bir kök profiline (trokoid) neden olur. Daha büyük uç yarıçapları daha güçlü diş dibi yarıçapını üretir, potansiyel olarak eğilme mukavemetini artırır, ancak dişin evolvent kısmını azaltır. Spitas vd. [14], DIN 867 [7] ve ISO 53:1998 (E) [8]'den farklı olarak kesici uç yarıçapı için diş dibi yüksekliği ve alt boşluk cinsinden yeni sınırlamaları önermektedirler. Simetrik kesici uç yarıçapı katsayısının, standartlarda verilen 0,38 yerine alt boşluk ve/veya diş dibi yüksekliğine bağlı olarak 0,47'ye kadar uygulanabileceği göstermişlerdir. Alipiev [15] farklı kesici takım uç yarıçaplarının hareketin sürekliliğine etkileri üzerinde çalışmış, ancak yapılan çalışma çok az sayıda (4-10) diş sahip alttan kesmeli pompa dişlileri gibi az sayıda diş uygulamalarında geçerlidir. Çok az sayıdaki dişli olan dişli çarkların geometrik tasarımı için hareketin sürekliliğini (Gerçekleşmiş Potansiyel Yöntemi) gerçekleştirmek ve alttan kesmeyi önlemek için özel ilişkiler türetmiştir.

1.3 Yaklaşım (Approach)

Dişli çarklar genelde, simetrik uçlu kesici takım kullanılarak dişli diş profilinin her iki tarafında (süren ve sürülen) simetrik diş dibi profilli olarak üretilir. Kremayer takımın maksimum uç yarıçap katsayıları için, DIN 867 [7] ve ISO 53:1998 (E) [8] standartlarında bir sınırlama belirtilmiştir. ISO 53:1998 (E)'deki değerler Eş. 2 ve 3'de verilmiştir:

Kremayer takım için,

$$\alpha_n = 20^\circ, \quad c \leq 0,295 m_n \text{ ve } h_f = 1,0 m_n$$

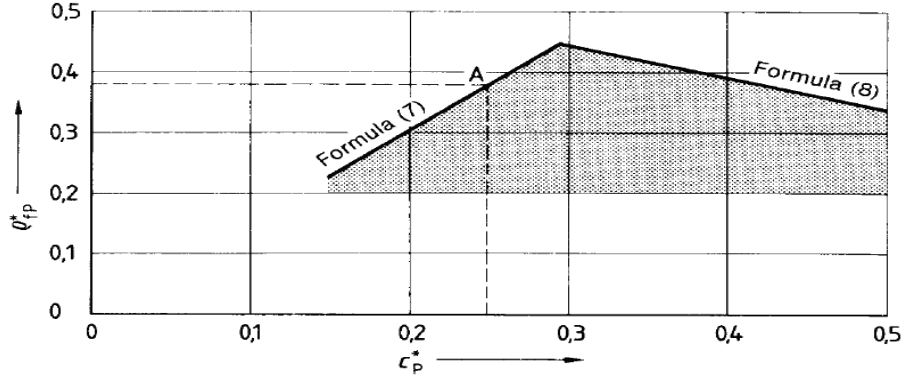
$$\rho_{Fmax} = \frac{c}{1 - \sin \alpha_n} \quad [8] \quad (2)$$

Kremayer takım için, $\alpha_n = 20^\circ$ ve $0,295 m_n < c \leq 0,396 m_n$

$$\rho_{Fmax} = \frac{1 + \sin \alpha_n}{\cos \alpha_n} \left[\frac{\pi}{4} - (1 + c^*) \tan \alpha_n \right] m_n [8] \quad (3)$$

DIN 867 [7]'de verilen alt boşluk katsayısı c_p^* için Şekil 5'de gösterildiği gibi 0,295'e karşılık gelen bir geçiş sınırı vardır.

ISO 53:1998 (E) [8] tarafından önerilen standart kremayer takımı oranları Tablo 1'de verilmiş olup aynı standart tarafından önerilen farklı uygulama alternatifleri için diğer kremayer takım diş profil modelleri Tablo 2'de verilmektedir. Yüksek tork ileten normal servis ve yüksek hassasiyetteki dişliler için model A, B, C ve D önerilmektedir [8]. Tablo 1 ve 2, dişli imalat işlemleri için genel olarak kullanılan farklı standart kremayer takım oranlarını göstermektedir. Kesici takım uç yarıçap katsayısının üst sınırları (takım ucu yarıçapı), 0,25 ve 0,30 olarak da önerildiği halde, azami 0,39 değerine (diş dibi yüksekliğine bağlı olarak) kadar yükselmektedir. Bu katsayının alt sınırı, teorik olarak mümkün olmasına rağmen, fiziksel olarak sıfır değildir. Kesim ucunda sıfır yarıçap (keskin köşe), dişlileri keserken takım ucu kırılması riski gibi bazı imalat zorluklarına neden olabilir. Bu çalışmada analizi



Şekil 5. Alt boşluk katsayısı ile kesici takım uç yarıçap katsayısı arasındaki ilişki [7]
(Relation between bottom clearance coefficient and cutter tip radius coefficient)

Tablo 1. Standart kremayer takım oranları (Standard basic rack proportions) [8]

Parametre	Standart kremayer takım değerleri
α_p	20°
h_{ap}	1,0 m
c_p	0,25 m
h_{fp}	1,25 m
ρ_{fp}	0,38 m

Tablo 2. Standart kremayer takım diş profilleri (Basic rack tooth profiles) [8]

Sembol	Kremayer takım diş profil modelleri			
	A	B	C	D
α_p	20°	20°	20°	20°
h_{ap}	1,0 m	1,0 m	1,0 m	1,0 m
c_p	0,25 m	0,25 m	0,25 m	0,40 m
h_{fp}	1,25 m	1,25 m	1,25 m	1,4 m
ρ_{fp}	0,38 m	0,30 m	0,25 m	0,39 m

yapılan dişli çarkların diş dibi profilleri, simetrik ve asimetric uçlu, simetrik profilli kesici takım kullanılarak modellenmiştir. Simetrik profilli kesici takımın simetrik ve asimetric uç yarıçaplarının diş dibi eğilme gerilmesine etkisi diğer tüm dişli parametreleri sabit tutularak incelenmiştir. İkinci bölümde, ilk olarak, bu çalışmada kullanılan kesici takım geometrisi ve dişli geometrisinin modellenmesinde kullanılan metot belirtilmiştir. Daha sonra kesici takım ucunun modellenmesi yapılmıştır. Üçüncü bölümde kesici takımın simetrik ve asimetric uç yarıçap katsayıları kullanılarak modellenen dişlilerde girişim incelenmiş ve diş dibi eğilme gerilmeleri hesaplanmıştır. Dördüncü bölümde sonuçlar verilerek değerlendirmeler yapılmıştır.

2. KESİCİ TAKIM UCUNUN MODELLENMESİ (MODELLING OF CUTTER TIP)

2.1. Kesici Takım ve Dişli Geometrilerinin Modellenmesi (Modeling of Cutter and Gear Geometries)

Bu çalışma kapsamında, hesaplamalarda ve analizlerde kullanılacak olan dişli geometrileri (evolvent ve trokoid bölgeleri) Şahin B. [9] ve Şahin B. vd. [10] tarafından yapılan çalışmalarda hazırlanmış olan bir yazılım kullanılarak türetilmiştir. Bu yazılımdaki denklemler Litvin

[2] teorisi kullanılarak elde edilmiştir. Fetvacı [3]'ün çalışması incelenerek kesici takımın matematik modeli türetilmiştir. Daha sonra gerekli koordinat dönüşümleri yapıp dişli ana kanunu kullanılarak eş çalışma denklemleri türetilmiş ve böylece dişli çark profilini veren koordinat değerleri elde edilmiştir. Hazırlanan yazılım kullanılarak evolvent ve kök eğrilerinin x ve y koordinat noktaları türetilmiştir. SOLIDWORKS yazılımı ile bu koordinatlardan dişlinin evolvent ve kök eğrileri ve bu eğrilerden de tüm dişli modeli oluşturulmuştur.

2.2. Kesici Takım Ucunun Modellenmesi (Modelling of Cutter Tip)

Literatür taraması ve yukarıda tartışılan eğilme gerilmesi teorisine dayanarak, diş profilinin diş dibi geometrisinin ve dolayısıyla da diş dibini kesen kesici takım uç geometrisinin, diş dibinde meydana gelen eğilme gerilmesini etkili bir şekilde azaltma potansiyeline sahip olduğu açıktır. Standart olmayan (daire, optimize edilmiş, spline, bir kökte iki farklı diş kökü yarıçapı vb.) diş dibi geometrilerinin, geleneksel üretim yöntemleri kullanılarak üretilmesi daha pahalı ve daha zor olmaktadır. Benzer şekilde standart olmayan kesici takım geometrilerinin (Bezier benzeri kesici uçlar vb.) imalatı konusunda kesici takım tasarımcısının ve

imalatçısının bu konudaki deneyimi önem arz etmektedir. Takım tasarımı ve imalatı sırasındaki muhtemel riskler ve tolerans dışı sapmalar sebebiyle hedeflenen profil ile elde edilen gerçek profil arasındaki küçük farklılıkların gerilmeye olumsuz etkileri olacaktır.

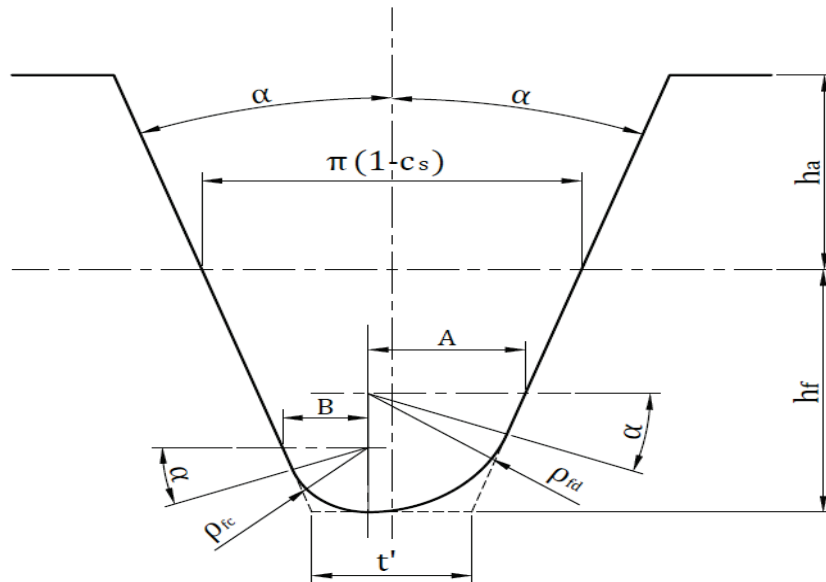
Yıllarca, trokoid biçimli diş dibi profili de dahil olmak üzere, evolvent dişli çark dişleri, geleneksel kremayer takım ve form kesme aletleri kullanılarak Eş. 4'de verilen dairesel kesici uç yarıçapı ile başarıyla üretilmiştir:

$$\rho_F = \rho_F^* m_n \quad (4)$$

Burada ρ_F^* , kesici takım uç yarıçap katsayısı, Spitas vd. [14]'nin da belirttiği gibi diş dibi yüksekliği ve alt boşluk değerlerine bağlı olarak iki (alt ve üst) sınır arasında değişebilir. Yıllar boyunca elde edilen deneyimler, bu tür dişlilerin seri üretiminde hem kremayer takım hem de form kesme takımlarının tasarımını mükemmelleştirdi. Ancak, Spitas vd. [14] ve uluslararası dişli standartlarında görüldüğü gibi, süren ve sürülen tarafların kesici takım uç yarıçapları simetrik olarak tasarlanmıştır. Şu ana kadar asimetrik uçlu kesici takım tasarımı, diş kökündeki eğilme gerilmesini etkili bir şekilde azaltmak için araştırmacılar tarafından önerilmemiş ve standartlarda da belirtilmemiştir. Bu çalışmada, simetrik dişli çarklar için kesici takım simetrik ve asimetrik uç yarıçaplarının diş kökü eğilme gerilmesine etkisi incelenmiştir. Asimetrik kesici uç yarıçapları için sınırlamalar Şekil 6'da verilmiştir ve ilgili denklemler aşağıdaki bölümde Eş. 5-12 de türetilmiştir.

Kremayer takımın asimetrik uç yarıçapları Şekil 6'da verilmiştir. Bu şekilden sıfır boşluklu (diş kalınlık katsayısı, $c_s = 0,5$) standart kalınlıktaki bir diş için şunu yazabiliriz:

$$\pi m_n (1 - c_s) = \frac{Pc}{2} = \frac{\pi m_n}{2} \quad (5)$$



Şekil 6. Kremayer takımın asimetrik uç yarıçapları (Asymmetric tip radii of basic rack cutter)

$$t' = \left(\frac{\pi m_n}{2} - 2h_{aP} \tan \alpha \right) \quad (6)$$

$$A = \frac{\rho_{fd}}{\cos \alpha} \quad \text{ve} \quad B = \frac{\rho_{fc}}{\cos \alpha} \quad (7)$$

$$A + B = t' + \rho_{fd} \tan \alpha + \rho_{fc} \tan \alpha \quad (8)$$

Eş. 7 ve 8'den

$$\frac{\rho_{fd} + \rho_{fc}}{\cos \alpha} = t' + (\rho_{fd} + \rho_{fc}) \tan \alpha \quad (9)$$

$$(\rho_{fd} + \rho_{fc})_{max} = \frac{t' \cos \alpha}{1 - \sin \alpha} \quad (10)$$

$$(\rho_{fd} + \rho_{fc})_{max} = \left(\frac{\pi m_n}{2} - 2h_{aP} \tan \alpha \right) \frac{\cos \alpha}{1 - \sin \alpha} \quad (11)$$

$$(\rho_{fd}^* + \rho_{fc}^*)_{max} = \left(\frac{\pi}{2} - 2h_{aP}^* \tan \alpha \right) \frac{\cos \alpha}{1 - \sin \alpha} \quad (12)$$

Eş. 11 ve 12, sırasıyla dişli çarkın süren ve sürülen tarafların kesici takım uç yarıçaplarının ve yarıçap katsayılarının toplamı için maksimum değeri verir.

Eş. 12 hem simetrik hem de asimetrik uçlu kesici takım için genel bir denklemdir ve Spitas vd. [14] tarafından verilen simetrik $\rho_{fd}^* = \rho_{fc}^* = \rho_f^*$ vaka analizleri ile karşılaştırılabilir.

$$(\rho_f^*)_{max} = \frac{1}{2} \left(\frac{\pi}{2} - 2h_{aP}^* \tan \alpha \right) \frac{\cos \alpha}{1 - \sin \alpha} \quad (13)$$

Eş. 13, Eş. 12'den simetrik uçlu kesici takım için türetilmiştir, kavrama açısı $\alpha = 20$ derece olan simetrik düz dişliler için aşağıdaki vaka analizlerinde kullanılmıştır.

Vaka 1: $h_a^* = 1,0$; $h_f^* = 1,35$; Eş. 13'ü kullanarak,

$\rho^*_{fd}=0,42$ (Spitas vd. [14] ile uyumlu)

Vaka 2: $h^*_a=1,0$; $h^*_f=1,25$; Eş. 13'ü kullanarak,

$\rho^*_{fd}=0,47$ (Spitas vd. [14] ile uyumlu)

Vaka 3: $h^*_a=1,0$; $h^*_f=1,15$; Eş. 13'ü kullanarak,

$\rho^*_{fd}=0,52$ (Spitas vd. [14] ile uyumlu)

Vaka 4: $h^*_a=1,0$; $h^*_f=1,05$; Eş. 13'ü kullanarak,

$\rho^*_{fd}=0,57$ (Spitas vd. [14] ile uyumlu)

Asimetrik profiller (takım uç yarıçapları) için, Spitas vd. [14] tarafından verilen aynı vaka çalışmaları kullanılabilir.

Vaka 1: $h^*_a=1,0$; $h^*_f=1,35$;

Eş. 12'yi kullanarak, $(\rho^*_{fd}+\rho^*_{fc})_{max} = < 0,84$;

Vaka 2: $h^*_a=1,0$; $h^*_f=1,25$;

Eş. 12'yi kullanarak, $(\rho^*_{fd}+\rho^*_{fc})_{max} = < 0,94$;

Vaka 3: $h^*_a=1,0$; $h^*_f=1,15$;

Eş. 12'yi kullanarak, $(\rho^*_{fd}+\rho^*_{fc})_{max} = < 1,04$

Vaka 4: $h^*_a=1,0$; $h^*_f=1,05$;

Eş. 12'yi kullanarak, $(\rho^*_{fd}+\rho^*_{fc})_{max} = < 1,15$

Her bir durum için, ρ^*_{fd} ve ρ^*_{fc} değerleri, iki katsayının toplamı, maksimum olduğu ve Eş. 12'yi sağladığı ve beraber çalışan dişlilerin dişleri arasında girişim oluşmadığı sürece serbestçe seçilebilir. Buna ek olarak, keskin köşeli kesiciler herhangi bir metal kesme işlemi için uygun olmadığından, uç bir durum olan parametrelerden (ρ^*_{fd} veya ρ^*_{fc}) birinin sıfır olması önerilmez. Standartlarda da verilen ve simetrik iki katsayının toplamı, $(\rho^*_{fd}+\rho^*_{fc})_{max} = 0,94$, olan vaka 2 için Tablo 3'de ki seçenekler (ve çok daha fazla seçenek) mümkündür.

3. VAKA ANALİZLERİ (CASE STUDIES)

Kesici takımın, hem simetrik hem de asimetrik uç yarıçaplarının eğilme gerilmesine etkisini araştırmak için aşağıda bir çalışma planı sunulmuştur. Diş kökü gerilmeleri iki farklı yöntem kullanılarak hesaplanmıştır. Birincisi; Şahin B. [9] ve Şahin B. vd. [10] tarafından geliştirilen; ISO 6336-3 [16] standardına dayanan bir yazılım kullanılarak; diğeri ise Sonlu Elemanlar Analizi (SEA) ile gerçekleştirilmiştir. Analizde kullanılacak dişli çark çifti parametreleri Tablo 4'te verilmiştir.

3.1. Kesici Takımın Simetrik Uç Yarıçapı Katsayıları (Symmetric Tip Radius Coefficients of Cutter)

Simetrik kesici takım ucu yarıçapı için Spitas vd. [14] tarafından önerilen diş dibi yüksekliği ve alt boşluk cinsinden olan sınırlamalar dikkate alınmıştır. Kesici takımın uç yarıçapı katsayısı, 0,47 üst limitinin üzerine çıkarılmak istenirse ne olur? Kesici uç yarıçapında (simetrik uçlu kesici

Table 3. Süren ve sürülen taraf profilleri için kesici takım asimetrik uç yarıçapı katsayı alternatifleri (Asymmetric tip radii coefficient alternatives of cutter for drive and coast side profiles)

Vaka 2: $h^*_a=1,0$; $h^*_f=1,25$; $\alpha=20^\circ$; $(\rho^*_{fd} + \rho^*_{fc})_{max} = 0,94$		
ρ^*_{fd}	ρ^*_{fc}	Notlar
0,47	0,47	Simetrik uçlu kesici takım profili (maksimum kesici uç yarıçaplı)
0,38	0,38	Simetrik uçlu kesici takım profili (azaltılmış kesici uç yarıçaplı)
0,2	0,2	Simetrik uçlu kesici takım profili (azaltılmış kesici uç yarıçaplı)
0,50	0,44	Asimetrik uçlu kesici takım profili (maksimum kesici uç yarıçaplı)
0,52	0,42	Asimetrik uçlu kesici takım profili (maksimum kesici uç yarıçaplı)
0,54	0,40	Asimetrik uçlu kesici takım profili (maksimum kesici uç yarıçaplı)
0,56	0,38	Asimetrik uçlu kesici takım profili (maksimum kesici uç yarıçaplı)
0,58	0,36	Asimetrik uçlu kesici takım profili (maksimum kesici uç yarıçaplı)

Tablo 4. Vaka analizlerinde kullanılan dişli çarkların özellikleri (General gear parameters used in case studies)

Parametre	Değer	Birim
Modül	3	mm
Diş Genişliği	20	mm
Süren Dişlinin Diş Sayısı	40	-
Sürülen Dişlinin Diş Sayısı	40	-
Kavrama Açısı	20	Derece
Diş başı yüksekliği	$1,0*m_n$	mm
Diş dibi yüksekliği	$1,25*m_n$	mm
Tork	160,43	Nm

takımın) daha fazla bir artışın, diş dibi yüksekliği, diş boşluğu azalmış bir kesici takım geometrisine, dolayısıyla Şekil 7'de gösterildiği gibi kesici takımın uç yarıçapı katsayıları $\rho_{fd}^* = 0,55$ ve $\rho_{fc}^* = 0,60$ üst limit olan $\rho_{fd}^* = 0,47$ 'den büyük olduğundan takım kesici ucun kesici kenarında keskin bir orta nokta oluşturacağı açıktır. Bu, kesinlikle, uygun bir kremayer kesici takım diş formu değildir ve uygun bir diş oranı da değildir.

3.1.1. Girişimin incelenmesi (Check for interference)

Simetrik kremayer kesici uç yarıçapı katsayıları (kremayer diş oranları diş üstü yüksekliği $1,0^*m$ ve diş dibi yüksekliği $1,25^*m$ için) $0,38$ ve $0,47$ için Şekil 8 a)'da $\rho_{fd}^* = 0,38$; $\rho_{fc}^* = 0,38$ ve Şekil 8 b)'de $\rho_{fd}^* = 0,47$; $\rho_{fc}^* = 0,47$ katsayıları kullanıldığında girişim oluşmadığı görülmektedir.

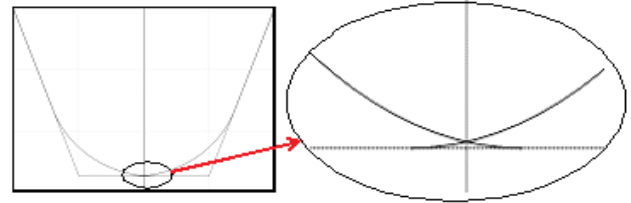
3.1.2. ISO ve SEM ile Gerilim hesaplanması (Stress calculation with ISO and FEM)

Sonlu Elemanlar analizinde sınır şartlarını ve yüklemeleri modellemek için bir MSC yazılımı, olan MARC, kullanıldı. Diş yükü, tek diş kontakının en üst noktasında (TDKEÜN) eleman kenarından basınç olarak uygulandı ve dişliler, Şekil 9'da gösterildiği gibi orta göbekten sabitlendi. Eleman türü olarak sekiz düğümlü dörtgen ve altı düğümlü üçgen elemanlar kullanıldı. Dişli çarkın diş yüzeyindeki gerilmeler incelendiği için dişin yüzeyindeki eleman boyutu $0,10$ mm olarak alındı. Modelde kullanılan dişli çarkta toplam eleman sayısı 24176 , düğüm sayısı ise 75019 'dur. Birçok dişli tasarımında kullanılan kremayerin simetrik uç yarıçapı katsayıları, ilk olarak Tablo 5'de verilen şekilde dişli çarkın hem süren hem de sürülen taraflarında aynı alınmıştır. ISO 6336-3 standardı [16] ve SEM'e göre hesaplanan diş dibi eğilme gerilmeleri Tablo 5'te ve Şekil 10'da verilmiştir. Örnek bir SEM eğilme gerilimi sonucu da Şekil 11'de verilmiştir. Sonuçlardan da açıkça görüldüğü gibi, kesici uç yarıçapı ne kadar büyük olursa eğilme gerilmesi de o kadar az olmaktadır. Bu durum diş dibindeki kritik kesitte, daha kalın diş ve daha kısa moment kolu olmasının bir sonucudur. Tüm standartlardan farklı olarak, kesici takım simetrik uç yarıçap katsayısının üst sınırı, Spitas vd. [14] tarafından da belirtildiği gibi $0,47$ 'ye yükseltilebilir (Vaka 2 tasarımı).

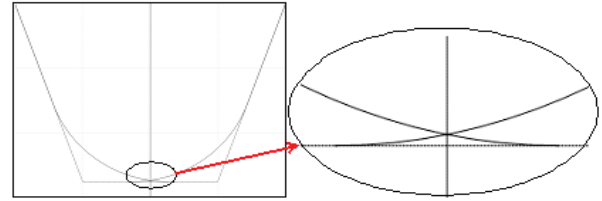
3.2. Kesici Takımın Asimetrik Uç Yarıçapı Katsayıları (Asymmetric Tip Radius Coefficients of Cutter)

Kesici takımın simetrik uç yarıçapı katsayısı (Vaka 2 için) $0,47$ değerinin üstüne çıkarılmadığına göre, bunun yerine, iki farklı uç yarıçapını (süren ve sürülen taraflarında asimetrik formda) kullanarak ve Eş. 11 ve 12'ye uyararak, kesici ucun kesim kenarındaki keskin orta nokta ve azalan diş dibi yüksekliği/boşluklardan kaçınılacaktır. Olası asimetrik vakaların bir listesi Tablo 6'da verilmiştir. Kesici takımın süren taraf uç katsayıları, eğilme gerilmesinin oluştuğu süren taraftaki gerilmeleri azaltmak için sürülen taraftan daha büyük olarak seçilmiştir. Daha düşük katsayı nedeniyle basma gerilmesinin arttığı sürülen tarafta tam tersi

olur, fakat malzemelerin basma gerilmesi mukavemeti, çekme gerilmesi mukavemetinden daha yüksektir. Bununla birlikte, bu durum yalnızca bir yönde dönen dişlilerin kullanımını gerektirir; bu da, asimetrik diş profili tasarımlarının tek yönlü tahrik sistemleri için daha uygun olduğu anlamına gelir. Zaten çoğu dişli tahrik sistemi ömürlerinin % 90'ından fazlasını tek yönlü dönerek çalıştığından, bu nadir bir durum da değildir.

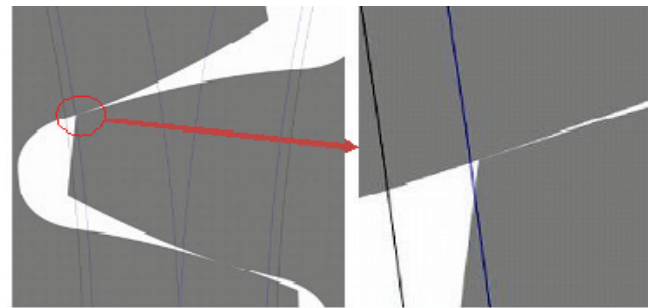


a) $\rho_{fd}^* = 0,55$; $\rho_{fc}^* = 0,55$

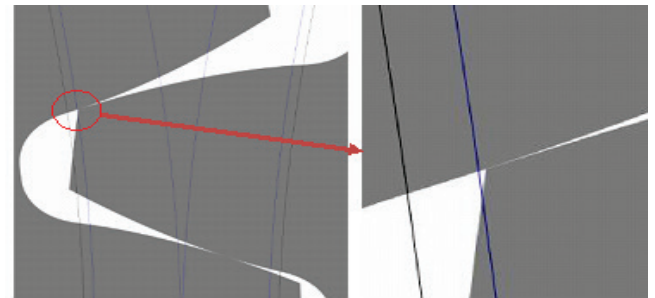


b) $\rho_{fd}^* = 0,60$; $\rho_{fc}^* = 0,60$

Şekil 7. Kesici takımın simetrik uç yarıçapı katsayıları a) $\rho_{fd}^* = 0,55$ ve b) $\rho_{fd}^* = 0,60$ (Symmetric tip radius coefficient of cutter $\rho_{fd}^* = 0,55$ and $\rho_{fd}^* = 0,60$)

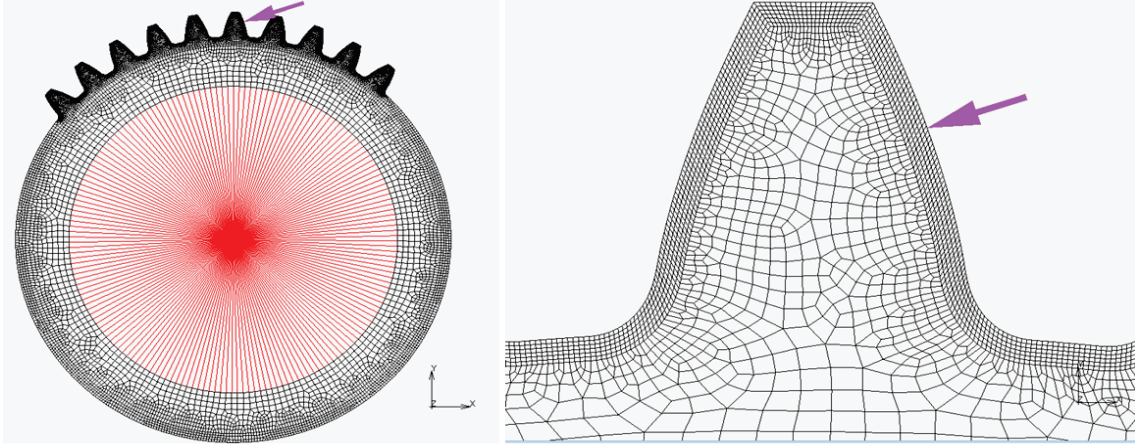


a) $\rho_{fd}^* = 0,38$; $\rho_{fc}^* = 0,38$ (Girişim yok) (No interference)



b) $\rho_{fd}^* = 0,47$; $\rho_{fc}^* = 0,47$ (Girişim yok) (No interference)

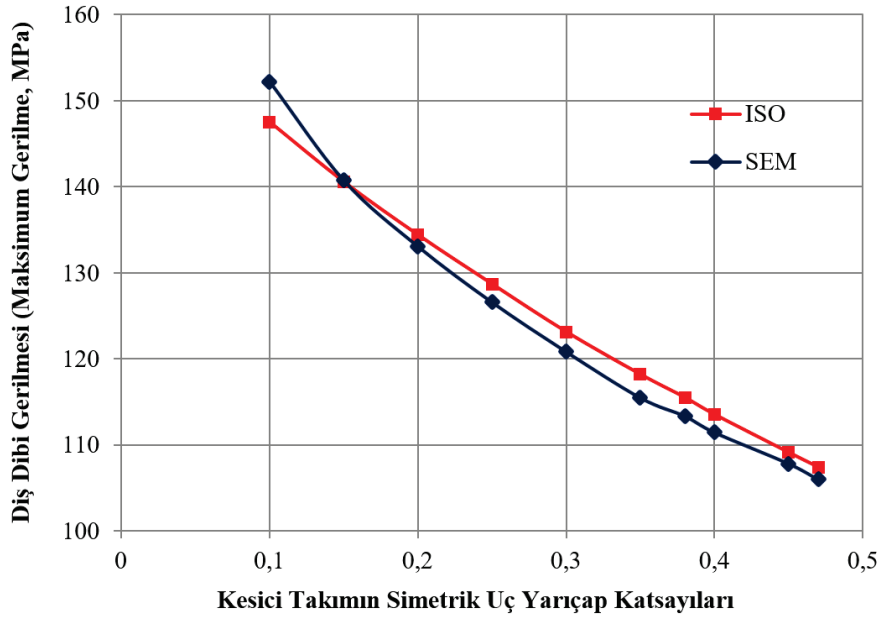
Şekil 8. Kesici takımın simetrik uç yarıçapı katsayıları ile modellenen dişli çiftinin girişim simülasyonu (Interference simulations of a gear pair modeled with symmetric tip radius coefficients of cutter)



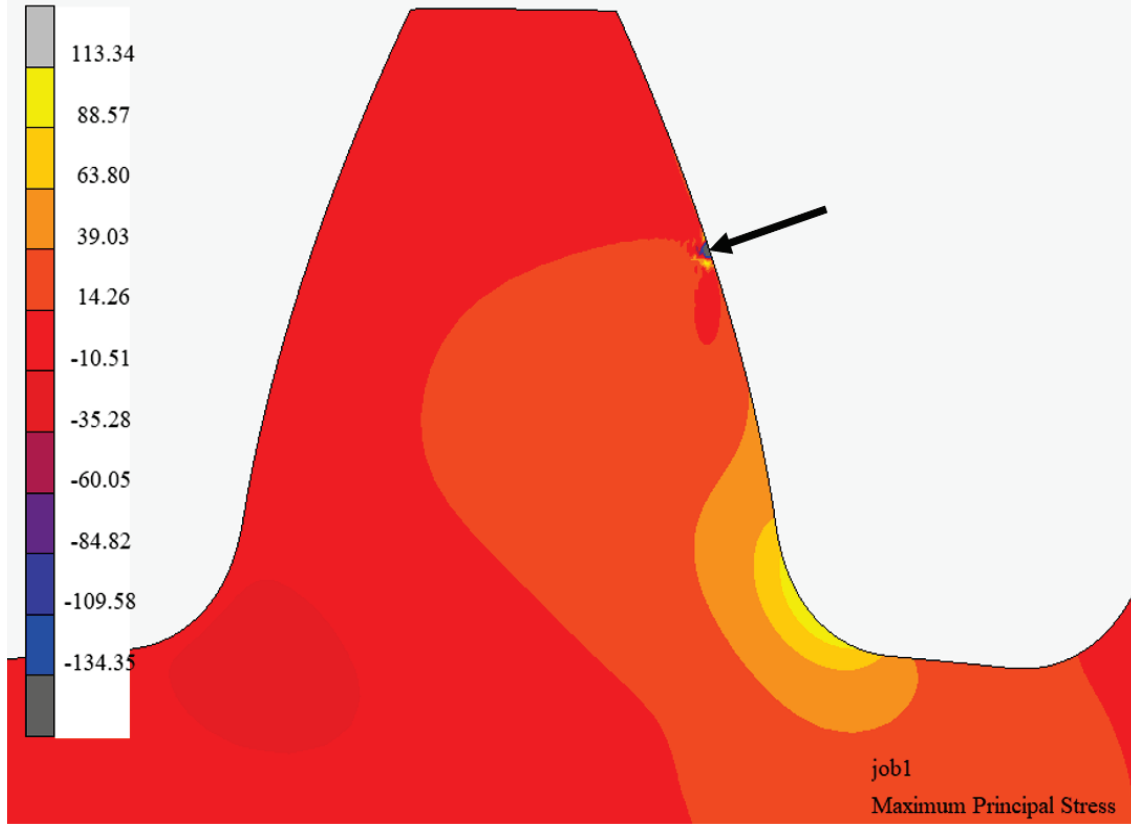
Şekil 9. Kesici takımın simetrik uç yarıçap katsayıları (0,38/0,38) ile modellenen dişlinin SEM modeli
(FEM of gear modeled with symmetric tip radius coefficients of cutter (0.38/0.38))

Tablo 5. Kesici takımın simetrik uç yarıçap katsayıları ile modellenen dişlerin ISO ve SEM diş dibi eğilme gerilmeleri
(Tooth root bending stresses based on ISO and FEM results for gears modeled with symmetric cutter tip radii coefficients of cutter)

Dişli Çifti No	Kesici Takım Simetrik Uç Yarıçap Katsayıları (Süren/Sürülen)	Diş Dibi Eğilme Gerilmesi (ISO) (MPa)	Diş Dibi Eğilme Gerilmesi (SEM) (MPa)	ISO ve SEM Arasındaki Fark (%)
S1	0,10/0,10	147,50	152,22	-3,20
2	0,15/0,15	140,55	140,73	-0,13
S3	0,20/0,20	134,39	133,06	0,99
S4	0,25/0,25	128,68	126,57	1,64
S5	0,30/0,30	123,13	120,82	1,88
S6	0,35/0,35	118,19	115,47	2,30
S7	0,38/0,38	115,50	113,37	1,87
S8	0,40/0,40	113,53	111,45	1,84
S9	0,45/0,45	109,12	107,82	1,20
S10	0,47/0,47	107,40	105,99	1,32



Şekil 10. Kesici takımın simetrik uç yarıçap katsayıları ile modellenen dişlerin ISO ve SEM diş dibi eğilme gerilmeleri
(Tooth root bending stresses for gears modeled with symmetric tip radius coefficients of cutter)



Şekil 11. Kesici takımın simetrik uç yarıçap katsayıları (0,38/0,38) ile modellenen dişli çarkın diş dibi eğilme gerilmesi (maksimum asal gerilme) (Results of tooth root bending stress (maximum principal stress) for gear modeled with symmetric tip radius coefficients (0.38/0.38) of cutter)

Tablo 6. Kesici takımın asimetric uç yarıçap katsayıları (Asymmetric tip radii coefficients of cutter)

Dişli Çifti No	Kesici Takım Asimetric Uç Yarıçap Katsayıları (Süren/ Sürülen)
S7 (Tablo 5'den)	0,38 / 0,38 (Simetrik- Referans)
A1	0,50 / 0,44
A2	0,52 / 0,42
A3	0,54 / 0,40
A4	0,56 / 0,38
A5	0,58 / 0,36

3.2.1. Girişimin incelenmesi (Check for interference)

Dişli çarkların dönüşünün yalnızca tek yönlü olduğu varsayılarak dişlileri, süren ve sürülen taraflar için asimetric kesme ucu yarıçapı esas alınarak, süren tarafında daha büyük olacak şekilde tasarlanır. Dolayısıyla, süren tarafı için kremayer kesicinin maksimum yararlı/kullanılabilir ucu yarıçapı, Spitas vd. [14]'da uygun değer olarak önerilen değerden ve ISO 53:1998 (E), DIN 867 ve benzeri standartlar tarafından önerilen değerden daha fazla seçilebilir. Dikkat edilmesi gereken bir nokta, dişli çark çiftlerinin temas yolu üzerindeki muhtemel girişimleridir. Tablo 6'daki A4 ve A5 vakaları, Şekil 12 a) ve b)'de girişime karşı kontrol edilmiştir.

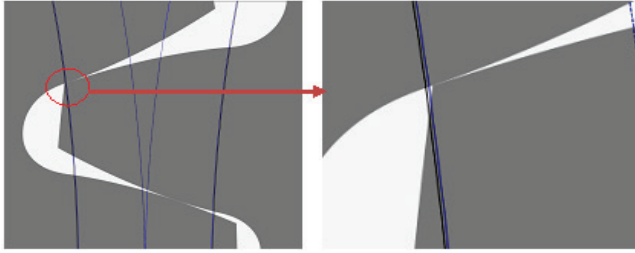
Süren tarafın katsayısı (kremayer diş oranları diş üstü yüksekliği $1,0^*m$ ve diş dibi yüksekliği $1,25^*m$ için) $0,58^*$

veya daha küçük olduğu sürece herhangi bir girişim gözlenmemektedir. Daha yüksek katsayılar kullanıldığında girişim oluşmakta olup buna örnek olarak Şekil 13 a)'da $\rho^*_{fd} = 0,70$, $\rho^*_{fc} = 0,24$ ve Şekil 13 b)'de $\rho^*_{fd} = 0,84$, $\rho^*_{fc} = 0,10$ katsayıları kullanıldığında oluşan girişimler görülmektedir.

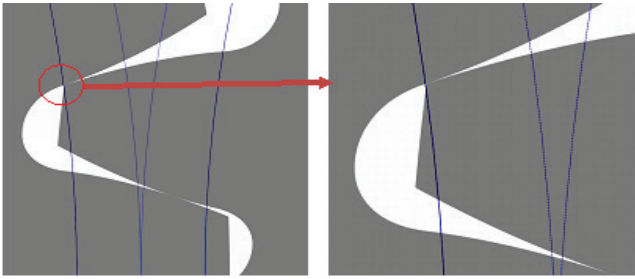
3.2.2. SEM ile Gerilim hesaplanması (Stress calculation with FEM)

Sonlu Elemanlar analizinde sınır şartlarını ve yüklemeleri modellemek için bir MSC yazılımı olan MARC, kullanılmıştır. Diş yükü, tek diş kontağının en üst noktasında (TDKEÜN) eleman kenarından basınç olarak uygulanmış ve dişliler, Şekil 14'de gösterildiği gibi göbekten sabitlenmiştir. Farklı kesici takım asimetric uç yarıçapı katsayılarının durumları için (süren taraf) gerilme değerleri SEM kullanılarak hesaplanmıştır. Tablo 7'de maksimum asal

gerilme değerleri, Şekil 15'de grafik şeklinde, Şekil 16'da ise (0,58/0,36) asimetrik modelinin eğilme gerilmesi dağılımı verilmiştir. Dişli çarkların eş çalışması esnasında "girişim olmaması" koşulu ile $\rho_{fd}^* = 0,58$ ve $\rho_{fc}^* = 0,36$ olan vaka A5'in asimetrik uç yarıçapı katsayısı uygulandığında (Tablo 5'de vaka S7 simetrik $\rho_{fd}^* = \rho_{fc}^* = 0,38$ referans alınırsa), eğilme gerilmesinde % 10,27 azalma sağlanmıştır. Kesici geometrisine yapılan tasarım değişikliklerini (kesici takımın asimetrik uç yarıçapları), dolayısıyla ortaya çıkan asimetrik trokoidal diş dibi profilleri göz önüne alındığında, eğilme gerilmesinde % 10,27 azalmanın faydası, daha uzun ömür ve artmış bir yük/tork kapasitesi ile sonuçlanan bir kazanç olacaktır.

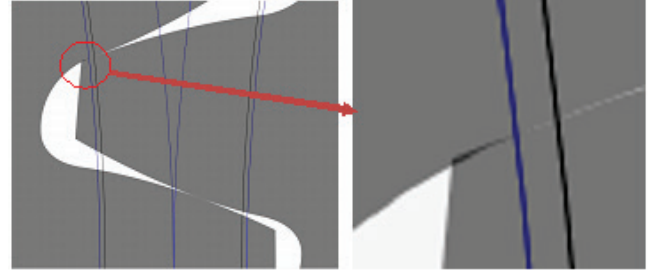


a) $\rho_{fd}^* = 0,56$; $\rho_{fc}^* = 0,38$ (Girişim yok) (No interference)

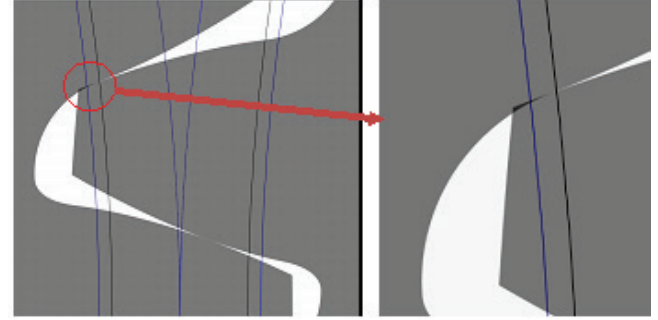


b) $\rho_{fd}^* = 0,58$; $\rho_{fc}^* = 0,36$ (Girişim yok) (No interference)

Şekil 12. Eş. 11 ve 12'de tanımlanan ve Tablo 6 da verilen dişli çifti için girişim simülasyonu
(Interference simulations of a gear pair given in Table 6 defined by Eqs. 11 and 12)



a) $\rho_{fd}^* = 0,70$; $\rho_{fc}^* = 0,24$ (Girişim var) (There is interference)

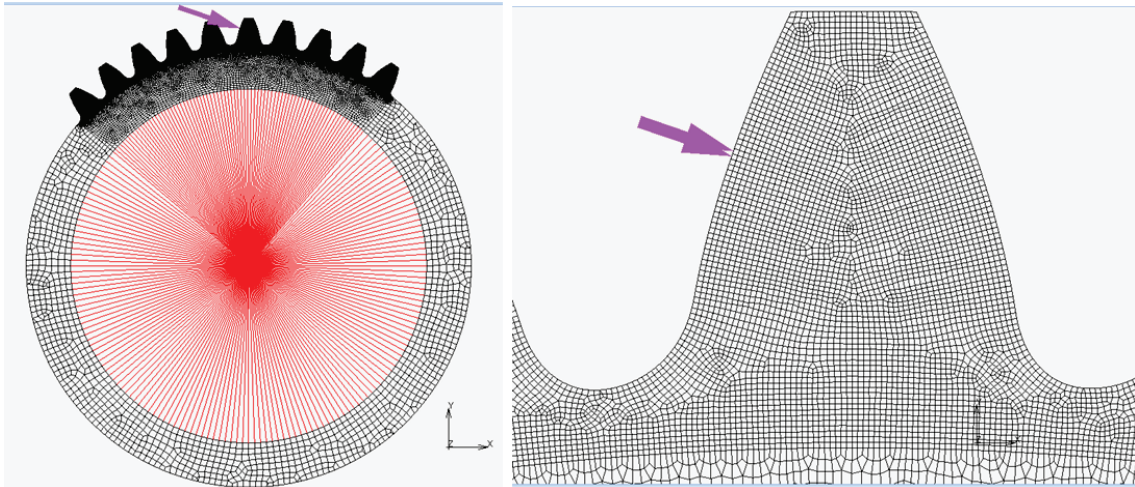


b) $\rho_{fd}^* = 0,84$; $\rho_{fc}^* = 0,10$ (Girişim var) (There is interference)

Şekil 13. Kesici takımın asimetrik uç yarıçap katsayıları ile modellenen dişli çark çiftinin girişim simülasyonu
(Interference simulations of gear pair modeled with asymmetric tip radius coefficients of cutter)

4. SİMGELER (SYMBOLS)

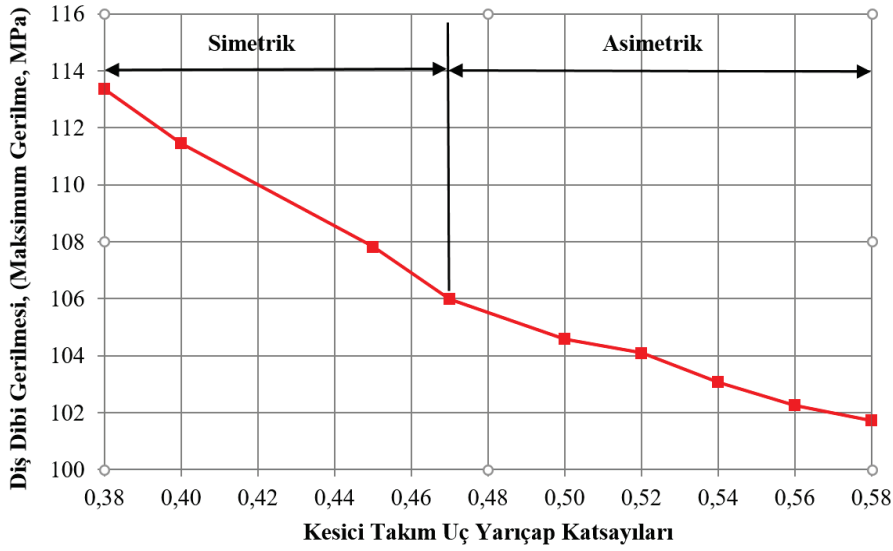
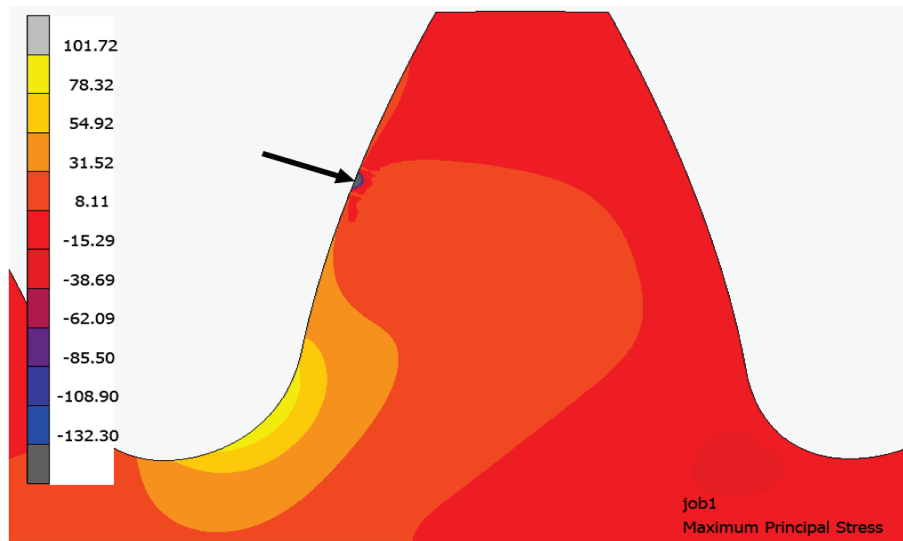
σ	: Eğme gerilmesi, MPa
M	: Eğme momenti, Nm
I	: Atalet momenti, mm ⁴
c	: Nötr eksene uzaklık, mm
c_s	: Diş kalınlık katsayısı, mm
W^t	: Teğet yük, N
l	: Eğme moment kolu, mm
F	: Diş genişliği, mm
t	: Diş dibi kalınlığı, mm



Şekil 14. Kesici takımın asimetrik uç yarıçap katsayıları (0,58/0,36) ile modellenen dişli çarkın sonlu elemanlar modeli
(FEM of gear modeled with asymmetric tip radius coefficients (0.58/0.36) of cutter)

Tablo 7. Kesici takımın asimetrik uç yarıçap katsayıları ile modellenen dişli çarkların süren tarafındaki SEM diş dibi eğilme gerilmeleri (Tooth root bending stresses based on FEM for gears modeled with asymmetric tip radius coefficients of cutter for drive sides)

Dişli Çifti No	Kesici Takım Asimetrik Uç Yarıçap Katsayıları (Süren/Sürülen)	Diş Dibi Eğilme Gerilmesi (SEM) (MPa)	Azalma %
S7	0,38 / 0,38(Referans)	113,37	0,00
S8	0,40 / 0,40	111,45	1,69
S9	0,45 / 0,45	107,82	4,89
S10	0,47 / 0,47	105,99	6,51
A1	0,50 / 0,44	104,58	7,75
A2	0,52 / 0,42	104,17	8,12
A3	0,54 / 0,40	103,07	9,09
A4	0,56 / 0,38	102,27	9,79
A5	0,58 / 0,36	101,72	10,27

**Şekil 15.** Kesici takımın asimetrik uç yarıçap katsayıları ile modellenen dişlilerin SEM diş dibi eğilme gerilmeleri (Tooth root bending stresses for gears modeled with asymmetric tip radius coefficients of cutter)**Şekil 16.** Kesici takımın asimetrik uç yarıçap katsayıları (0,58/0,36) ile modellenen dişli çarkın diş dibi eğilme gerilmesi (maksimum asal gerilme) (Results of tooth root bending stress (maximum principal stress) for gear modeled with asymmetric tip radius coefficients (0.58/0.36) of cutter)

m_n	: Normal modül, mm
α_n, α_p	: Normal kavrama açısı, derece
h_a, h_{ap}	: Diş başı yüksekliği, mm
h_f, h_{fp}	: Diş dibi yüksekliği, mm
c^*, c_p^*	: Alt boşluk katsayısı
c, c_p	: Alt boşluk, mm
ρ_{Fmax}	: Kesici takımın maksimum uç yarıçapı, mm
ρ_{FP}^*, ρ_F^*	: Kesici takımın uç yarıçap katsayısı,
ρ_{FP}, ρ_F	: Kesici takımın uç yarıçapı, mm
p_c	: Adım, mm
t'	: Kesici takımın ucunda diş kalınlığı, mm
α	: Kesici takımın kavrama açısı, derece
A	: Geometrik sabit, mm
B	: Geometrik sabit, mm
ρ_{fd}	: Kesici takımın süren taraftaki uç yarıçapı, mm
ρ_{fc}	: Kesici takımın sürülen taraftaki uç yarıçapı, mm

5. SONUÇLAR VE TARTIŞMALAR (RESULTS AND DISCUSSIONS)

Dişli çarkların diş dibi bölgesi ve diş dibi yarıçapı, dişli kök kritik kesit kalınlığı üzerinde dolayısıyla kökte oluşan eğilme gerilimi üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. Teorik olarak, dişli çarkların diş kökü bölgesinde herhangi bir temas olmaz, ancak maksimum gerilmeler bu bölgede oluşur. Bundan dolayı, dişin kök bölgesinin geometrisinin geliştirilmesi, eğilme gerilmesinin azaltılması ve dişli servis ömrünün artırılması için çok önemlidir.

Bu çalışmada kesici uç yarıçapı katsayıları haricinde tüm parametrelerin sabit tutulmasıyla diş kökü gerilmesinde azalma iki durumda elde edilmiştir. İlki diş profilinin her iki tarafı için artan “kesici takım simetrik uç yarıçapı katsayıları” (aynı uç yarıçapı) kullanarak, ikincisi “kesici takım asimetrik uç yarıçapı katsayılarını (süren taraf için daha büyük diş dibi yarıçapı ve sürülen tarafı için daha küçük bir diş dibi yarıçapı) kullanarak, girişim olmadan geliştirilmiş bir dişli diş kök profili ile elde edilmiştir.

Kesici takım simetrik uç yarıçapı katsayıları için standartlar DIN 867 [7] ve ISO 53:1998(E) [8]'de bazı sınırlamaları verilmektedir. Tablo 2'deki model A'nın simetrik uç yarıçapı katsayıları için maksimum değer 0,38 olarak belirtilmiştir. SEM gerilme analizine dayanarak, kesici takım simetrik uç yarıçap katsayısının 0,10'dan 0,38'e yükseltmesi (süren ve sürülen tarafı birlikte) diş kökü gerilmesini % 25,52 oranında azaltmıştır. Kesici takım simetrik uç yarıçapı katsayısı 0,38'in üzerine (diş ucunda herhangi bir girişim olmadan) 0,47'ye kadar artarsa, 0,38 katsayılı diş kökü gerilmesi referans olarak alındığında, diş kökü gerilmesini % 6,51 daha azaltır. Bu da, daha fazla tork/yük taşıyan daha güçlü dişliler için ekstra bir potansiyeldir.

Kesici takım asimetrik uç yarıçapı katsayıları 0,58 ve 0,36 (sırasıyla süren ve sürülen taraf için) alındığında, uluslararası

standartlarda önerilen kesici takım simetrik uç yarıçapı katsayıları 0,38/0,38'e göre eğilme gerilmesinde % 10,27 ilave azalma elde edilmiştir. Kesici takım simetrik uç yarıçapı katsayıları 0,47/0,47 referans alınır, aynı kesici takım asimetrik uç eğilme gerilmesinde % 4,03 ilave azalma sağlamaktadır. Bu ilave gerilme azalması (% 10,27 veya % 4,03), daha uzun hizmet ömrü ve/veya artan yük/tork kapasitesi elde edilmesini sağlayabilir. Geleneksel form ve kremayer takım kullanarak üretilen bu gibi geliştirilmiş diş dibi profili olan dişlilerin, özel diş dibi profili olan dişlere kıyasla daha ucuz olması beklenmektedir.

TEŞEKKÜR (ACKNOWLEDGEMENT)

Bu çalışma TAI-TUSAŞ'ın ve SAVUNMA SANAYİİ MÜSTEŞARLIĞI (SSM)'nin ortak desteği ile gerçekleştirilen çalışmalardan ortaya çıkmıştır.

KAYNAKLAR (REFERENCES)

1. Budynas R.G., Nisbett J.G., Shigley's Mechanical Engineering Design, 9th Ed. In SI Units, McGraw-Hill, New York, 2011.
2. Litvin F.L., and Fuentes A., Gear Geometry and Applied Theory, Cambridge University Press, Cambridge, UK, 2004.
3. Fetvacı C., Tam dişbaşı yükseklikli kremayer takımla evolvent düz dişli imalatının bilgisayar simülasyonu, Mühendis ve Makina, 53 (635), 34-39, 2012.
4. Kapelevich A., Shekhtman Y., Tooth fillet profile optimization for gears with symmetric and asymmetric teeth, AGMA Fall Technical Meeting, San Antonio, Texas, 12-14 November, 2008.
5. Colbourne J.R., The Geometry of Involute Gears, New Jersey, USA, 1987.
6. Jelaska D., Gears and Gear Drives, 1st Ed., Wiley-Blackwell, Sussex, UK, 2012.
7. DIN 867, Basic rack tooth profiles.
8. ISO 53:1998(E), Cylindrical gears for general and heavy engineering - standard basic rack tooth profile, 1998.
9. Sahin B., Development of user friendly interface software for design and analysis of parallel axes external gears including quasi-static transmission error calculations, Master Tezi, Gaziantep Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 2014.
10. Sahin B., Akpolat A., Yildirim O., Uctu O., Ersoz A., Development of a user friendly interface for design and analysis of parallel axes gears based on international standards including quasi static transmission error curves, International Gear Conference, Lyon, 395-405, 26-28 August 2014.
11. Xiangfei Z., Jie Z., Hongqi L., Baochao W., Increasing bending strength in spur gears using shape optimization of cutting tool profile, U.P.B. Sci. Bull., Series D, 76 (1), 139-148, 2014.
12. Hebbal M.S., Ishwar, T.M., Rayannavar, P., Prakash, K.H., Reduction of root fillet stress by alternative root fillet profile, International Journal of Research in

Engineering and Technology eISSN: 2319-1163 eISSN: 2321-7308, 3 (3), 823-826, 2014.

13. Ristić D.S., Kramberger J., Gear tooth root stress and fillet radii dependence, FME Transactions, 42 (4), 323-328, 2014.
14. Spitas C., Spitas V., Amani A., Rajabalinejad, M., Parametric investigation of the combined effect of whole depth and cutter tip radius on the bending strength of 20° involute gear teeth, Acta Mech., 225 (2), 361–371, 2014.
15. Alipiev O., Geometric design of involute spur gear drives with symmetric and asymmetric teeth using the Realized Potential Method, Mechanism and Machine Theory, 46 (1), 10-32, 2011.
16. ISO 6336-3:2006, Calculation of load capacity of spur and helical gears, Part 3: Calculation of tooth bending strength, 2006.

