

ASİMETRİK EVOLVENT HELİSEL DİŞLİ ÇARKLARIN BİLGİSAYAR SİMÜLASYONU

Cüneyt FETVACI

Mak.Müh.Böl., Müh.Fak., İstanbul Üniversitesi, TR-34320, İstanbul
fetvacic@istanbul.edu.tr

(Geliş/Received: 11.03.2009 ; Kabul/Accepted: 03.06.2010)

ÖZET

Bu çalışmada kremayer takımla imal edilen asimetric evolvent profilli helisel dişli çarkların bilgisayar simülasyonu ele alınmaktadır. Asimetri dişlinin aktif ve arka yanaklarının farklı kavrama açılı olduğunu ifade eder. Dişli çark teorisi ve kremayer-tipi kesici takım geometrisi esas alınarak aktif, kök ve taban bölgelerini de kapsayan asimetric evolvent helisel dişlinin tam matematik modeli verilmiştir. İzafi hız ve eş çalışma denklemi göz önüne alınarak dişlinin alttan kesme durumu da incelenmiştir. Asimetric evolvent profilli helisel dişli çark profili oluşturan bir bilgisayar programı geliştirilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Asimetric evolvent diş, helisel dişli çark, alttan kesme analizi

COMPUTER SIMULATION OF HELICAL GEARS WITH ASYMMETRIC INVOLUTE TEETH

ABSTRACT

This paper studies the computerized tooth profile generation of involute helical gears cut by rack cutters with asymmetric teeth. The asymmetry means that different pressure angles are applied for driving and coast sides, respectively. Based on the theory of gearing and the geometry of straight-sided rack cutter, a complete mathematical model of asymmetric helical gears including working region, root fillet and bottomland is given. Undercutting analysis is also investigated by considering the relative velocity and equation of meshing. A computer program is developed to generate the tooth profile of helical gears with asymmetric involute teeth.

Keywords: Asymmetric involute teeth, helical gear, undercutting analysis

1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Alın dişli çarklar paralel eksenli miller arasında güç iletimini sağlayan mekanizmalardır. Bu mekanizmalar dişlerin mil eksenine göre konumu bakımından alın düz ve alın helisel olarak gruplandırılmaktadır. Helisel dişli çarklar sessiz çalışmaları ve daha küçük diş sayılarında imal edilebilmeleri nedeniyle tercih edilmektedir. Çizgisel temas, sabit kavrama açısı ve yüksek imalat verimliliğini sağlayan doğrusal formda kesici takımları nedeniyle, evolvent profil alın dişlilerde yaygın olarak kullanılmaktadır. Dişli çarkların işletmede yük taşıma kabiliyetini tayin etmek için çeşitli parametrelerin etkilerini imalattan önce bilgisayar ortamında incelenmesini sağlayan sayısal yöntemler yaygın olarak kullanılmaktadır. Sonlu elemanlar yöntemi ve sınır eleman yöntemi bu sayısal yöntemlerden en çok kullanılanlarıdır. Bu

yöntemlerin güvenilir sonuç vermesi için temel koşul modellemede diş profilinin hassas doğrulukta geometrik ifade edilmesidir [1].

Dişli çark mekanizmaları sıklıkla tek yönde çalışmaktadır. Devreye girmeyen yanaklar yüzey mukavemeti veya yenme mukavemetine etki etmezler, dolayısıyla eğilme mukavemetine katkıda bulunacak şekilde modifiye edilebilirler. Bu da dişin asimetric dizaynını gerektirmektedir. Neticede, simetric dişe göre tabanı daha kalın, böylelikle eğilmeye göre mukavemeti daha yüksek dişliler imal edilebilir. Diş profilinin asimetric tertip edilmesiyle malzeme kalitesi değiştirilmeden dişli çark mekanizmasının yük taşıma kapasitesi artırılmaktadır [2-4].

etmektedir. Benzer şekilde \overline{df} bölgesindeki bir noktanın yeri $0 \leq l_d \leq 90^\circ - \phi_{c2}$ aralığında l_d parametresi ile tayin edilmektedir. S_n koordinat sisteminde, \overline{ce} ve \overline{df} bölgelerinin yer vektörleri aşağıdaki ifadeler ile tayin edilir.

$$\mathbf{R}_n^{ce} = \begin{Bmatrix} x_n^{ce} \\ y_n^{ce} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -h_k + r \\ b_c + h_k \tan \phi_{c1} - r \tan \phi_{c1} \\ -r \cos l_c \\ + r \sec \phi_{c1} - r \sin l_c + c_y \pi m_n \end{Bmatrix} \quad (3)$$

$$\mathbf{R}_n^{df} = \begin{Bmatrix} x_n^{df} \\ y_n^{df} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -h_k + r_2 \\ -b_c - h_k \tan \phi_{c2} + r_2 \tan \phi_{c2} \\ -r_2 \cos l_d \\ -r_2 \sec \phi_{c1} + r_2 \sin l_d + c_y \pi m_n \end{Bmatrix} \quad (4)$$

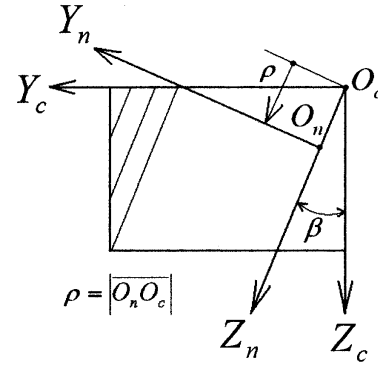
Kesici takımın \overline{eg} ve \overline{fh} bölgeleri asimetrik sol ve sağ evolvent yüzeylerini sırasıyla oluşturmaktadır. Şekil 1'de görüldüğü üzere, l_e parametresi \overline{eg} bölgesindeki bir noktanın yerini $-a_c / \cos \phi_{c1} \leq l_e \leq a_t / \cos \phi_{c1}$ aralığında tayin etmektedir. Benzer şekilde l_f parametresi \overline{fh} bölgesindeki bir noktanın yerini $-a_c / \cos \phi_{c2} \leq l_f \leq a_t / \cos \phi_{c2}$ aralığında tayin etmektedir. \overline{eg} ve \overline{fh} bölgelerinin yer vektörleri S_n koordinat sisteminde aşağıdaki ifadeler ile tayin edilir [16].

$$\mathbf{R}_n^{eg} = \begin{Bmatrix} x_n^{eg} \\ y_n^{eg} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} l_e \cos \phi_{c1} \\ b_c - l_e \sin \phi_{c1} + c_y \pi m_n \end{Bmatrix} \quad (5)$$

$$\mathbf{R}_n^{fh} = \begin{Bmatrix} x_n^{fh} \\ y_n^{fh} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} l_f \cos \phi_{c2} \\ -b_c + l_f \sin \phi_{c2} + c_y \pi m_n \end{Bmatrix} \quad (6)$$

Helisel dişli çark imal için takım yüzeyinin simülasyonunda, O_n merkezli S_n koordinat sistemine bağlı normal kesit, $\overline{O_n O_c}$ doğrusu boyunca Şekil 2'de görüldüğü üzere ötelenir.

Bu nedenle $\rho = |\overline{O_n O_c}|$ kesici yüzeyinin dizayn parametrelerinden biridir ve β imal edilen helisel dişlinin helis açısıdır. Helisel dişli çark profili oluşturmak için kullanılan S_c koordinat sisteminde kesici takımın yüzeyi homojen koordinatlarda ifade edilen dönüşüm matrisinin uygulanması ile elde edilir [8].



Şekil 2. Helisel Kremayer Kesici Yüzeyinin Oluşumu (Formation of Rack Cutter Surface for Helical Gear Generation)

$$\mathbf{R}_c^i = [M_{cn}] \mathbf{R}_n^i \quad (7)$$

Burada dönüşüm matrisi homojen koordinatlarda [8,15,16],

$$M_{cn} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \beta & -\sin \beta & -\rho \sin \beta \\ 0 & \sin \beta & \cos \beta & \rho \cos \beta \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (8)$$

ifadesiyle verilmektedir ve üst indis i sırasıyla \overline{ac} , \overline{bd} , \overline{ce} , \overline{df} , \overline{eg} ve \overline{fh} bölgelerini gösterir.

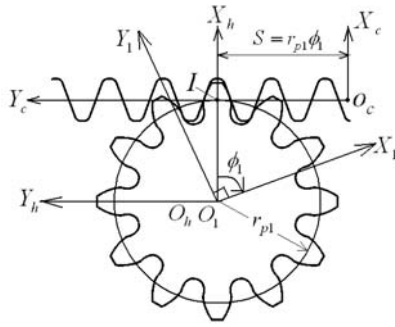
Diferansiyel geometriden, S_c koordinat sisteminde (7) numaralı denklemde verilen kremayer kesici yüzeyinin birim normal vektörleri (9) numaralı denklem ile tayin edilir [8,16].

$$\mathbf{n}_c^i = \frac{\frac{\partial \mathbf{R}_c^i}{\partial l_j} \times \frac{\partial \mathbf{R}_c^i}{\partial \rho}}{\left| \frac{\partial \mathbf{R}_c^i}{\partial l_j} \times \frac{\partial \mathbf{R}_c^i}{\partial \rho} \right|} \quad (i = \overline{ac}, \dots, \overline{fh}) \quad (9)$$

$$(j = a, \dots, f)$$

3. DIŞLİ ÇARK MATEMATİK MODELİ (MATHEMATICAL MODEL OF GENERATED GEAR)

İmal edilen dişli çarkın matematik modelini elde etmek için $S_c(X_c, Y_c, Z_c)$, $S_1(X_1, Y_1, Z_1)$ ve $S_h(X_h, Y_h, Z_h)$ koordinat sistemleri tesis edilmelidir. Şekil 3'de görüldüğü üzere, S_c kremayer takımın koordinat sistemi, S_1 dişli çarkın koordinat sistemi ve S_h sabit olan referans koordinat sistemidir. Koordinat sistemleri sağ el kuralına uymaktadır. Yuvarlanma prosesinde kremayer kesici takım $S = r_{p1} \phi_1$ kadar öteleme hareketi yaparken dişli taslağı ϕ_1 açısı kadar dönmektedir [8].



Şekil 3. Yuvarlanma prosesi (Generating process)

S_c koordinat sisteminden S_1 koordinat sistemine dönüşümü sağlayan koordinat dönüşüm matrisi (10) numaralı ifadede verilmiştir [8].

$$[M_{1c}] = \begin{bmatrix} \cos \phi_1 & -\sin \phi_1 & 0 & r_{p1} \phi_1 \sin \phi_1 + (r_{p1} + e) \cos \phi_1 \\ \sin \phi_1 & \cos \phi_1 & 0 & -r_{p1} \phi_1 \cos \phi_1 + (r_{p1} + e) \sin \phi_1 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (10)$$

Böylelikle, kremayer takım yüzeylerinin geometrik yeri imal edilen dişli çarkın koordinat sisteminde ifade edilir [8].

$$\mathbf{R}_1^i = [M_{1c}] \mathbf{R}_c^i, \quad (i = \overline{ac}, \dots, \overline{fh}) \quad (11)$$

Dişli Ana Kanunu gereğince kremayer kesicinin alın kesiti ile dişli taslağın yüzeyinin ortak normali ani dönme merkezinden geçmelidir. Bu kanunun matematiksel ifadesi olan Eş Çalışma denklemi S_c koordinat sisteminde (12) numaralı denklem ile ifade edilebilir [8].

$$\frac{X_c^i - x_c^i}{n_{xc}^i} = \frac{Y_c^i - y_c^i}{n_{yc}^i} = \frac{Z_c^i - z_c^i}{n_{zc}^i} \quad (12)$$

X_c^i , Y_c^i ve Z_c^i koordinat sistemi S_c 'de takım-taslak mekanizmasının ani dönme eksenine I-I üzerindeki bir noktanın koordinatlarını; x_c^i , y_c^i ve z_c^i kremayer takımın yüzey koordinatlarını; n_{xc}^i , n_{yc}^i ve n_{zc}^i , yüzey birim normali \mathbf{n}_c^i 'nin doğrultman kosinüslerini, ifade eder. ϕ_1 yuvarlanma parametresini ve r_{p1} imal edilen dişli çarkın taksimat dairesini gösterir. (10) numaralı denklemde verilen $[M_{1c}]$ koordinat dönüşüm matrisinde e terimi takımın taksimat doğrusunun taslağın taksimat dairesine göre ötelenmesini, diğer bir ifadeyle profil kaydırma miktarını, ifade eder.

Kremayer takım ile imal ettiği dişlinin eş çalışma denklemi (12) numaralı denklemin düzenlenmesi ile genel olarak aşağıdaki ifade ile elde edilir [8,12].

$$\phi_1 = (y_c^i n_{xc}^i - x_c^i n_{yc}^i) / (r_{p1} n_{xc}^i) \quad (13)$$

Takımın aktif kenarları için takım-taslak evolvent yüzeyi eş çalışma denklemi, (5-7) ve (9) numaralı denklemlerin (13) numaralı denkleme uygulanmasıyla elde edilir [15,16].

$$f(l_e, \rho, \phi_1) = (l_e - b_c \sin \phi_{c1}) \cos \beta + (r_{p1} \phi_1 + \rho \sin \beta) \sin \phi_{c1} = 0 \quad (14)$$

$$f(l_f, \rho, \phi_1) = (l_f - b_c \sin \phi_{c2}) \cos \beta - (r_{p1} \phi_1 + \rho \sin \beta) \sin \phi_{c2} = 0 \quad (15)$$

İmal edilen dişlinin evolvent, trokoid ve diş tabanı yüzeylerinin matematik modeli S_1 koordinat sisteminde (1-6) ve (13) numaralı denklemlerin (11) numaralı denklemde yerlerine konulması ile elde edilmektedir. Örnek olarak, kesici takımın eg bölgesinin şekillendirdiği dişli taslağın evolvent yanağının denklemi aşağıda verilmiştir.

$$\begin{cases} x_1^{eg} = l_e \cos \phi_{c1} \cos \phi_1 - (b_c - l_e \sin \phi_{c1}) \cos \beta \sin \phi_1 + \rho \sin \beta \sin \phi_1 + r_{p1} (\cos \phi_1 + \phi_1 \sin \phi_1) \\ y_1^{eg} = l_e \cos \phi_{c1} \sin \phi_1 + (b_c - l_e \sin \phi_{c1}) \cos \beta \cos \phi_1 - \rho \sin \beta \cos \phi_1 + r_{p1} (\sin \phi_1 - \phi_1 \cos \phi_1) \\ z_1^{eg} = (b_c - l_e \sin \phi_{c1}) \sin \beta + \rho \cos \beta \\ \phi_1 = \frac{(b_c \sin \phi_{c1} - l_e) \cos \beta - \rho \sin \beta \sin \phi_{c1}}{(r_{p1} \sin \phi_{c1})} \end{cases} \quad (16)$$

4. ALTTAN KESME ANALİZİ (TOOTH UNDERCUTTING ANALYSIS)

Evolvent helisel dişli çark herbiri bir öncekine göre helis eğrisini oluşturacak şekilde döndürülmüş çok sayıda ince kalınlıktaki düz dişliler ile tanımlanabilir. Şekil 3'de görüldüğü üzere helisel dişli çark ile kremayer kesicinin kavraması $z_1 = 0$ düzleminde ele alınabilir. Buna göre (7) numaralı denklemde $z_c = 0$ alınırsa, kremayer takımın sol aktif yüzeyinin yer vektörü S_c koordinat sisteminde aşağıdaki denklemde ifade edilir.

$$\mathbf{R}_c^{eg} = \begin{bmatrix} x_c^{eg} \\ y_c^{eg} \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} l_e \cos \phi_{c1} \\ \frac{1}{\cos \beta} (b_c - l_e \sin \phi_{c1} + c_y \pi n_n) \\ 1 \end{bmatrix} \quad (17)$$

(12) numaralı denkleme göre işlemler yapılarak, eş çalışma denklemi,

$$f(l_e, \phi_1) = \sin \phi_{c1} \left(\frac{b_c}{\cos \beta} - r_{p1} \phi_1 \right) - B \frac{l_e}{\cos \beta} = 0 \quad (18)$$

olarak elde edilir ve bu denklemde $B = \sin^2 \phi_{c1} + \cos^2 \phi_{c1} \cos^2 \beta$ dir.

Kremayer kesicinin aktif yüzeyi tarafından oluşturulan helisel dişli çark evolvent yüzeyinde tekil noktanın hangi koşullar altında meydana gelebileceği incelenmelidir. Bu çalışmada alttan kesmenin incelenmesi için Litvin [8] tarafından teklif edilmiş metod kullanılmıştır. S_c koordinat sisteminde imal edilen dişli çark ile kremayer kesici arasındaki izafi hız (19) numaralı denklemde verilmiştir [8].

$$V_c^{c1} = \omega_1 \begin{bmatrix} r_{p1}\phi_1 - y_c \\ x_c \\ 0 \end{bmatrix} \quad (19)$$

Bu denklemde ω_1 imal edilen dişlinin açısal hızıdır ve $d\phi_1/dt$ ifadesiyle elde edilir.

İmal edilen diş yüzeyinde tekilliği tayin etmek için (20-21) numaralı denklemler sağlanmalıdır [8].

$$\Delta_1 = \begin{vmatrix} \frac{\partial x_c}{\partial l_e} & V_{xc}^{c1} \\ \frac{\partial f}{\partial l_e} & \frac{\partial f}{\partial \phi_1} \frac{d\phi_1}{dt} \end{vmatrix} = 0 \quad (20)$$

$$\Delta_2 = \begin{vmatrix} \frac{\partial y_c}{\partial l_e} & V_{yc}^{c1} \\ \frac{\partial f}{\partial l_e} & \frac{\partial f}{\partial \phi_1} \frac{d\phi_1}{dt} \end{vmatrix} = 0 \quad (21)$$

Buna göre imal edilen dişli yüzeyinde tekillik için yeterli şart (22) numaralı denklemde ifade edilmiştir [8].

$$G(l_e, \phi_1) = \Delta_1^2 + \Delta_2^2 = 0 \quad (22)$$

Sonuç olarak imal edilen dişli çarkta tekillik durumu (23) numaralı denklem uygulanarak tayin edilir [8,16].

$$l_e = \frac{1}{\cos \phi_{c1}} \left(\frac{-r_{p1} \sin^2 \phi_{c1}}{B} \right) \quad (23)$$

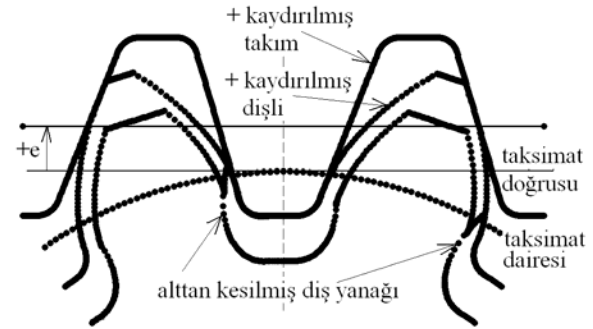
Kremayer kesicinin imal edilen dişliyi alttan kesmemesi için verilmesi gereken profil kaydırma miktarı, $a_c = h_k - r(1 - \sin \phi_{c1})$ olduğu göz önüne alınarak aşağıdaki denklemle hesaplanır.

$$e \geq \left(\frac{-r_{p1} \sin^2 \phi_{c1}}{B} + h_k - r(1 - \sin \phi_{c1}) \right) \quad (24)$$

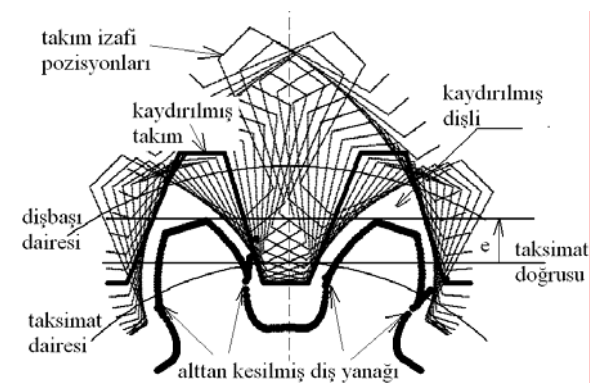
5. BİLGİSAYAR UYGULAMALARI (COMPUTER IMPLEMENTATION)

Çeşitli parametrelerin imal edilen diş profili üzerindeki etkileri matematik modelin programlanması ile incelenebilmektedir. Programın giriş değerleri modül, diş sayısı, kavrama açıları ve helis açısıdır. Programın çıkış dosyaları ise takım profilini ve diş profilini tayin eden noktaların koordinatlarından oluşur.

Şekil 4'de alttan kesilmiş dişli ve profil kaydırma ile alttan kesilmenin önlenmesi gösterilmiştir. Normal modül $m_n = 2,5 \text{ mm}$, diş sayısı $T_1 = 10$, helis açısı $\beta = 25^\circ$, normal kavrama açıları $\phi_{c1} = 20^\circ$ ve $\phi_{c2} = 15^\circ$ olarak alınan örnek uygulamada alttan kesme kavrama açısı $\phi_{c2} = 15^\circ$ olan diş yanağında meydana gelmiştir. Alttan kesilmenin giderilmesi için takıma verilmesi gereken minimum kaydırma miktarı $e = 0,556 \times m_n$ olarak hesaplanır. Takıma $e = 0,6 \times m_n$ profil kaydırma verilerek alttan kesilme önlenmiştir.



Şekil 4. Alttan kesmenin profil kaydırma ile önlenmesi (Elimination of undercutting by tooth-profile shifting method)

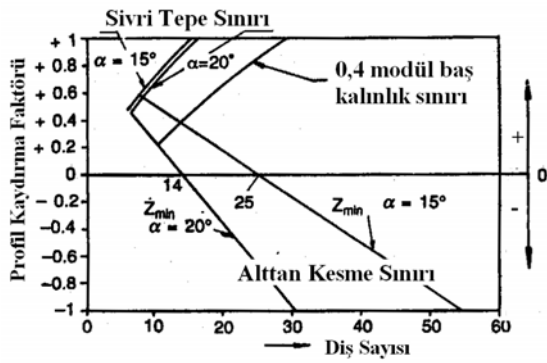


Şekil 5. Sivri uçlu takımla profil kaydırmalı imalat (Generating shifted gear by rack cutter with a sharp tip)

Şekil 5'de sivri uçlu takımla profil kaydırmalı dişli imalatı takımın simüle edilmiş yörüngesi ile birlikte gösterilmiştir. Uygulama olarak, normal modül $m_n = 2,5 \text{ mm}$, diş sayısı $T_1 = 10$, helis açısı $\beta = 25^\circ$, normal kavrama açıları $\phi_{c1} = 20^\circ$ ve $\phi_{c2} = 15^\circ$ olarak alınmıştır. Alttan kesme her iki yanakta

görülmektedir. Alttan kesilmenin giderilmesi için takıma verilmesi gereken minimum kaydırma miktarı kavrama açısı $\phi_{c2} = 15^\circ$ olan diş yanağına göre hesaplanarak $e = 0,806 \times m_n$ olarak bulunur. Takıma $e = 0,85 \times m_n$ profil kaydırma verilerek alttan kesilme önlenir.

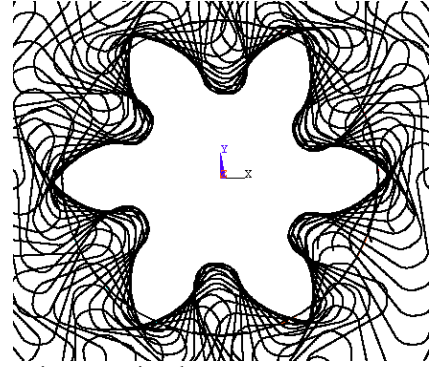
Profil kaydırma miktarının üst sınırını sivri tepe, alt sınırını ise alttan kesme tayin etmektedir. Literatürde çeşitli kavrama açıları için diş sayılarına göre uygulanabilecek profil kaydırma miktarı sınırları grafikler ile verilmektedir. Ayrıca dişbaşı kalınlığının müsaade edilen değerleri içinde grafikler mevcuttur. Şekil 6'da profil kaydırma faktörünün diş sayısına göre alt ve üst sınırları gösterilmektedir [21].



Şekil 6. Profil kaydırma faktörünün sınır diş sayısına etkisi [21] (Influence of profile shift on limiting number of teeth)

Şekil 4 ve Şekil 5'de bilgisayar grafik çıktıları verilen durumların karşılaştırılmasında şu sonuçlar ortaya çıkmaktadır. Sivri uçlu takımla imalatta aynı dizayn parametreleri için yuvarlatılmış uçlu takıma göre alttan kesmeyi önlemek için daha fazla profil kaydırma miktarı verilmesi gerekmektedir. Bu durumda sivri tepe tehlikesi daha yüksektir. Sivri uçlu takımın uygulamada tercih edilmemesinin ana nedeni uçların kolaylıkla aşınarak imal edilen profilin hassasiyetinin azalması ve ayrıca dişlinin kök bölgesine daha yüksek gerilme yığılması oluşmasıdır.

Sunulan matematik model ile kesici takım ve imal edilen dişli çark istenilen diş sayısında gösterilebilir. Dişli taslağın tamamen şekillendirilmesi kesici takımın taslağa göre izafi konumlarının simüle edilerek Şekil 7'da gösterilmiştir. Helisel dişli çarklarda alttan kesilme olmaksızın daha küçük diş sayılarına inilebilmekte ve buda mekanizmanın boyutunu ve ağırlığını azaltmaktadır.



Şekil 7. Diş açma simülasyonu (Generation simulation)

6. SONUÇLAR (CONCLUSION)

Asimetrik dişli çarklar, yüksek performans gerektiren havacılık ve otomotiv dişli transmisyonları gibi uygulamalarda son yıllarda tercih edilmektedir. Yuvarlanma metodu ile simetrik dişli imalatında kullanılan MAAG (kremayer bıçak), azdırma ve Fellows (pinyon bıçak) takımlar asimetrik dizayn edilebilir. Böylelikle konvansiyonel diş açma tezgahlarında asimetrik dişli imal edilebilir. Çalışmada kremayer-tipi takımla (kremayer bıçak veya azdırma) imalat için asimetrik dişli çarkların matematik modellenmesi ele alınmıştır. Literatürde mevcut ifadeler sivri uçlu takım içinde $h_k = 1,25 \times m_n$ dişbaşı yüksekliğini sağlayacak şekilde düzenlenmiştir. Dişdibi kesimini zayıflatarak dişli çarkın eğilme mukavemetini düşüren alttan kesmenin analizi verilen matematik modele göre yapılmıştır. Alttan kesmenin önlenmesi için uygulanması gereken profil kaydırma miktarı hesaplanmıştır. Matematik model programlanarak diş açmanın bilgisayar simülasyonu gerçekleştirilmiştir. Çeşitli takım uç geometrileri için imalatta takımın taslağı şekillendirmesi simüle edilmiştir. Profil kaydırmanın imal edilen dişli geometrisi üzerinde etkileri gösterilmiştir. Aynı dizayn parametreleri ile sivri yuvarlatılmış uçlu ve sivri uçlu takımla imalat karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak sivri uçlu takımla imalatta alttan kesmeyi engellemek için daha fazla profil kaydırması uygulanması gerektiğinden diş başı kalınlıkları müsaade edilen değerlerin altına düşebilmekte, diş ucu kırılabilir şekilde sivrilmiştir. Sunulan yaklaşım ile imalattan önce çeşitli dizayn parametrelerinin etkileri görsel olarak incelenebilir.

SEMBOLLER (NOMENCLATURE)

- a_c kremayer takımın dizayn parametresi
- a_t kremayer takımın dizayn parametresi
- b_c kremayer takımın dizayn parametresi
- e profil kaydırma miktarı
- l_i kremayer takımın kurvilinear koordinatları,
- $i = a, b, c, d, e, f$

$[M_{1c}]$	S_c koordinat sisteminden S_1 koordinat sistemine dönüşüm matrisi
m_n	normal modül
n_n	kremayer takımın birim normal vektörü
r	takım ucu yuvarlatma yarıçapı
r_2	takım ucu yuvarlatma yarıçapı
r_{p1}	taksimat dairesi yarıçapı
S	kremayer takımın ötelenme mesafesi
S_i	koordinat sistemleri, ($i = h, c, 1$), h sabit, c hareketli takım, 1 hareketli taslak
V_c^{c1}	takım ile taslak arasındaki izafi hız
T_1	diş sayısı
ϕ_{c1}	kavrama açısı
ϕ_{c2}	kavrama açısı
ϕ_1	dişli taslağın yuvarlanma açısı

KAYNAKLAR (REFERENCES)

- Kawalec, A., Wiktor, J. ve Ceglarek, D., "Comparative Analysis of Tooth-Root Strength Using ISO and AGMA Standards in Spur and Helical Gears With FEM-based Verification", **Journal of Mechanical Design**, Cilt 128, 1141-1158, 2006.
- Muni, D. V., Kumar V.S. ve Muthuveerappan, G., "Optimization of Asymmetric Spur Gear Drives for Maximum Bending Strength Using Direct Gear Design Method", **Mechanics Based Design of Structures and Machines**, Cilt 35, No 3, 127 – 145, 2007.
- Kapelevich, A., "Geometry and Design of Involute Spur Gears with Asymmetric Teeth", **Mechanism and Machine Theory**, Cilt 35, 117-130, 2000.
- Costopoulos T. ve Spitas V., "Reduction of Gear Fillet Stresses by using One-sided Involute Asymmetric Teeth", **Mechanism and Machine Theory**, Cilt 37, No 3, 157-182, 2009.
- Buckingham, E., **Analytical Mechanics of Gears**, McGraw-Hill, New York, A.B.D., 1949.
- Salamoun, C. ve Suchy M., "Computation of Helical or Spur Gear Fillets", **Mechanism and Machine Theory**, Cilt 8, No 3, 305-323, 1973.
- Arıkan, M.A.S., "Determination of Maximum Possible Contact Ratios for Spur Gear Drives with Small Number of Teeth", ASME Design Engineering Technical Conferences, Cilt 82, 569-576, 1995.
- Litvin, F.L., **Gear Geometry and Applied Theory**, Prentice Hall, New Jersey, A.B.D, 1994
- Litvin, F.L. ve Fuentes, A., **Gear Geometry and Applied Theory**, Cambridge University Press, New York, A.B.D., 2004.
- Tsay, C.-B., "Helical Gears with Involute Shaped Teeth: Geometry, Computer Simulation, Tooth Contact Analysis, and Stress Analysis", **ASME J. Mech. Transm. Autom. Des.**, Cilt 110, 482-491, 1988.
- Litvin, F.L., Lu, J., Townsend, D.P. ve Howkins, M., "Computerized Simulation of Meshing of Conventional Helical Involute Gears and Modification of Geometry", **Mechanism and Machine Theory**, Cilt 34, 123-147, 1999.
- Liu, C.-C. ve Tsay, C.-B., "Tooth Undercutting of Beveloid Gears", **ASME Journal of Mechanical Design**, Cilt 123, 569-576, 2001.
- Tseng, R.-T. ve Tsay, C.-B., "Mathematical Model and Undercutting of Cylindrical Gears with Curvilinear Shaped Teeth", **Mechanism and Machine Theory**, Cilt 36, 1189-1202, 2001.
- Brauer, J., "A General Finite Element Model of Involute Gears", **Finite Elements in Analysis and Design**, 40, 1857-1872, 2004.
- Chen, C.-F. ve Tsay, C.-B., "Tooth Profile Design for the Manufacture of Helical Gear Sets with Small Numbers of Teeth", **Int. J. of Machine Tools and Manufacture**, Cilt 45, No 12-13, 1531-1541, 2005.
- Yang, S.-C., "Mathematical Model of a Helical Gear with Asymmetric Involute Teeth and Its Analysis", **Int. J. Adv. Manuf. Technol.**, Cilt 26, No 5-6, 448-456, 2005.
- Li, J.-L. ve Chiou, S.-T., "Surface Design and Tooth Contact Analysis of an Innovative Modified Spur Gear with Crowned Teeth", **Journal of Mechanical Engineering Science**, Cilt 219, No 3, s. 193-207, 2005.
- Fetvacı, C. ve İmrak, C., "Mathematical Model of a Spur Gear with Asymmetric Involute Teeth and Its Cutting Simulation", **Mechanics Based Design of Structures and Machines**, Cilt 36, No1, 34- 46, 2008.
- Fetvacı, C. ve İmrak, C.E., "Kremayer Takım ile Evolvent Düz Dişli Çarkların İmalat Simülasyonu", **Mühendis ve Makina**, Cilt 48, No 572, 9-15, 2007.
- ISO53 Cylindrical Gears for General and Heavy Engineering-Basic Rack, International Organization for Standardization, Switzerland, 1974.
- Maitra, G.M., **Handbook of Gear Design**, Tata McGraw-Hill, New Delhi, India, 2000.

