

## makale

# ASİMETRİK EVOLVENT PROFİLLİ DÜZ DIŞLI ÇARKLARIN GEOMETRİSİ ve GERİLME ANALİZİ

Fatih KARPAT

Arş.Gör., Uludağ Üniversitesi, Makina Mühendisliği Bölümü

Kadir ÇAVDAR

Öğr.Gör.Dr., Uludağ Üniversitesi, Makina Mühendisliği Bölümü

Fatih C. BABALIK

Prof.Dr., Uludağ Üniversitesi, Makina Mühendisliği Bölümü

## GİRİŞ

Dişli çarklar uzun yıllardır bilinen ve üzerinde yine uzun yıllardır araştırmalar yapılan makina elemanlarıdır. Özelliklerinin iyileştirilmesi amacıyla çeşitli özel dişli tasarımları literatürde mevcuttur. Bu özel uygulamalar sayesinde örneğin, mekanizma daha küçük boyutlarda imal edilebilir, aynı boyutlarda daha büyük momentler nakledilebilir, yüksek çevrim oranını sağlamak için gerekli kademe sayıları azaltılabilir veya tek kademede ulaşılabilecek çevrim oranları büyütülebilir, daha ucuz ve daha yüksek verimli mekanizmalar elde edilebilir. Örneğin, bazı uygulamalarda imalatı zor olan konik dişli çarklar yerine hassas imalat toleransları gerektirmeyen koni veya taç dişli mekanizmalar kullanılarak imalat maliyeti düşürülebilir (Roth, 1998).

Günümüzde imalat kolaylıkları ve standart hale gelmeleri nedeniyle evolvent profilli dişli çarklar uygulamada genel kabul görmektedirler. Ancak bazı alanlarda farklı diş profillerinin de kullanıldığı literatürde belirtilmektedir. Farklı diş profillerinden bir tanesi de asimetrik profilli evolvent dişe sahip dişli çarklardır. Dişli çark mekanizmalarının hemen hemen tamamı uygulamada tek yönde dönmektedir. Bu da diş profilinin tek tarafının yüklendiği anlamına gelir. Dişli profilinin simetrik değil de her iki tarafta farklı kavrama açılarının kullanıldığı asimetrik profilli dişliler sayısı çok az olan yayınlarda incelenmektedir. Bu yayında da asimetrik profilli dişli çarkların simetrik profilli dişli çarklarla karşılaştırılması amacıyla bazı analizler yapılmıştır.

Litvin ve ark. (2001) tarafından gerçekleştirilen çalışmada, helikopter güç iletim mekanizmasında asimetrik profilli alın dişli çarkların kullanılması bu uygulamalardan bir tanesidir.

Bugün asimetrik evolvent profilli dişliler (Şekil 1.) de konvansiyonel evolvent profilli çarklara alternatif olarak önemli bir araştırma konusudur. Sınırlı kullanım alanına sahip asimetrik profilli dişlilerin, mekanizmanın boyutunu, kütesini, titreşim oluşumunu azaltıp, diş dibi mukavemetini ve yük taşıma kapasitesini arttırdığı yapılan araştırma ve uygulamalarda belirtilmektedir (Kleiss ve ark. (2001), Kapelevich (2000), Di Francesco ve Marini (1997)).

a. b.

**Şekil 1** a) Asimetrik Evolvent Profilli Dişlilerin Teması b) Asimetrik Takım Profili (Kapelevich-2002)

Pratik uygulamalarda yaygın şekilde kullanılan, simetrik evolvent profilli dişli çarklar ( $a_c=a_d$  yani dişin her iki yüzeyindeki kavrama açıları eşit) incelendiğinde, iki diş yüzeyinin farklı fonksiyonları olduğu görülür. Karşı dişle teması geçen (bu çalışmada '*temas yüzeyi*' olarak anılacak) diş yüzeyi kavramayı sağlayıp, gelen diş kuvvetini karşılar. Genelde dişli çark mekanizmaları tek yönde dönme gerçekleştirdiklerinden, '*arka yüzey*' olarak tanımlanabilecek diğer diş yüzeyinin yük taşımak, kavramayı gerçekleştirmek gibi görevleri yoktur. Bu yüzey, ters yönde dönmeye olduğu mekanizmalarda bile ya hiç yüklenmemekte ya da kısa süreli bir yüklemeye maruz kalmaktadır.

Bu yaklaşımdan hareketle, dişlilerdeki bazı problemlere (örneğin; sertleştirilmiş dişlilerde ve sinterlenmiş metal ve plastik dişlilerde en önemli sorun olan diş dibi kırılması, titreşim, ağırlık

vb.) çözüm bulunabilmesi amacıyla asimetrik dişli çarklar ortaya konmuştur, Kapelevich (2000). Bu, var olan teknoloji ve bilginin farklı kullanımıyla oluşturulan bir *çalıştırma* tasarımıdır.

Benzer bir çalışma da Gang ve Nakanishi (2000) tarafından yapılmıştır. Bu çalışmada; temas yüzeyindeki kavrama açısı  $20^\circ$  olan ve arka yüzeydeki kavrama açıları ise  $20, 25, 30$  ve  $35^\circ$  olarak değişen 4 farklı diş modeli için sonlu elemanlar metodu kullanılarak diş dibi gerilme analizi yapılmıştır. Elde edilen sonuçlarda arka yüzeydeki kavrama açısı arttıkça, maksimum diş dibi gerilmesi düşerken, diş eğilme rijitliğinde artış görülmektedir. Yük paylaşımında ise önemli bir değişiklik olmamaktadır. Yine bu çalışmada indüksiyonla sertleştirilmiş ve normalize edilmiş asimetrik ve simetrik dişlilerde yorulma deneyi yapılmış, deney sonuçlarına göre asimetrik dişte yorulmaya neden olan sınır yük değerinin, simetrik dişliye göre %16 daha büyük olduğu yani çarkın yük taşıma kapasitesinin asimetrik profil kullanımı ile arttığı ortaya konmuştur.

Kapelevich (2000) tarafından yapılan yayında, asimetrik dişlilerin tasarımı için gerekli geometrik ifadeler yer verilmiştir. Ayrıca helikopter turbo-prop motorunda güç naklinde kullanılan planet mekanizması dişlileri üzerinde yapılan deneyin sonuçları sunulmuştur. Bu deneyde ( $ac > ad$ ) ve ( $ac < ad$ ) olan iki farklı asimetrik dişli kullanılmış olup gerilme ve titreşim açısından en iyi sonuçların, temas yüzeyindeki kavrama açısının daha büyük olduğu ( $ad > ac$ ) asimetrik dişte elde edildiği vurgulanmaktadır. Bu sonuçların ışığında Kapelevich, ( $ad > ac$ ) asimetrik dişli profilini simetrik evolvent profil yerine önermektedir.

Bu çalışmada kullanılan diş dibi kalınlığı ve diş form faktörünün yaklaşık hesabı J.Pedrero ve ark.(1999) tarafından sunulan hesap yöntemi geliştirilerek bulunmuştur. Çalışmada simetrik düz ve helisel dişliler için diş form faktörünün belirlenmesi amacıyla ISO tarafından sunulan model kullanılmış ve %1 den küçük hatalarla sonuca ulaşılmıştır.

#### ASİMETRİK PROFİLLİ DİŞLİ ÇARKLARIN GEOMETRİK ANALİZİ

Asimetrik dişli geometrisinin simetrik dişlilere göre en önemli farkı, dişin her iki yüzeyindeki (temas ve arka yüzey) farklı iki evolvent profil için aynı merkeze sahip iki farklı temel daire bulunmasıdır (Şekil 2).

Şekil 2. Asimetrik Profilli Çarka Ait Eş Merkezli İki Temel Daire

Asimetrik profilli çarklardan oluşan mekanizma için simetrik profilli çarklara benzer olarak, takip eden bağıntılar yazılabilir. Pinyon ve dişlinin taksimat dairesi çapları:

(1) □

temel bağıntısından hesaplanır. Eksenler arası mesafe

(2) □

de yine denklemlerle bulunur. Çarkların temel daire çapları:

(3) □

(4) □

diş başı çapları:

(5) □

(6) □ ( $h_a = m$ )

diş dibi çapları:

(7) □

(8) □ ( $h_f 1,2.m$ )

denklemleriyle, sonuçta taksimat dairesi üzerindeki diş kalınlığı da:

(9) □

şeklinde hesaplanır.

Asimetrik Dişlilerde Evolvent Profilin Çıkarılışı

Asimetrik diş profilini oluşturan evolvent eğri üzerindeki noktaların koordinatlarının çıkarılabilmesi için izlenen yol aşağıda özetlenecektir. Diş profilinin arka yüzeyi için de

bağıntılar benzer şekilde çıkartılır. Temas yüzeyinde, koordinatları bilinen herhangi bir k noktası için kavrama açısı (Şekil 3):

(10)□

(11)□

k noktası ile y eksenini arasındaki yay uzunluğu:

(12)□

(13)□

(14)□

**Şekil 3.** Temas Yüzeyi Profilinin Elde Edilişi

Nihayet k noktasının x ve y koordinatları:

(15)□

(16)□

şeklinde elde edilir.

Kavrama oranı

**Şekil 4.** Asimetrik Dişlilerde Kavrama Boyu

Şekil 5. Kavrama Doğrusu ve Kavramada Önemli Noktalar

(A: İncelenen diş için kavramanın başlaması, önceki diş halen temas halinde, B: Önceki diş temas halinden çıkıyor, D noktasına kadar tek dişli çifti temas halinde, D: Sonraki diş te temasa başlıyor, D-E arası yine iki dişli çifti teması var, E: İncelenen dişin temas halinde olduğu son nokta)

Asimetrik dişli mekanizmasında kavrama oranı (Şekil 4.ve Şekil 5.):

(17)□

bağıntısıyla hesaplanır.

Dişli mekanizmalarında kesintisiz, sürekli bir hareketin sağlanabilmesi için kavrama oranının mutlaka 1,1 değerinden büyük olması istenir. Daha sessiz ve sürekli bir hareket için kavrama oranının 2'den büyük olması önerilmektedir. Bu değere ulaşmak, düz dişli mekanizmalarda profil kaydırma işlemi yapılmazsa mümkün değildir ( $\alpha = 20^\circ$  için en çok  $\epsilon_{maks} = 1,98$  değerine ulaşılabilir).

Kuvvet Analizi

Dişliye kavrama doğrusu boyunca etki eden  $F_D$  dişli kuvvetini; teğetsel, radyal bileşenlerine ayırırsak teğetsel kuvvet:

(20)□

Radyal kuvvet:

(21)□

Bu kuvvetler dişli çarkı taşıyan millerin boyutlandırılması kadar mili iki ucundan taşıyan yatakların seçilmesinde de önem taşırlar.

Diş dibi gerilmesi

Özellikle sertleştirilmiş dişlilerde en sık görülen hasar durumu diş dibi kırılmasıdır. Bu nedenle diş dibinde oluşan gerilmelerin belirlenmesi dişli çark boyutlandırma hesaplarında önem taşır.  $F_D$  diş kuvvetinin etkisiyle diş dibi bölgesi; eğilme, bası ve kayma zorlamalarına maruz kalır (Şekil 6-a, b).

Diş dibi gerilmesi açısından zorlamanın en büyük olduğu hal diş kuvveti  $F_D$ 'nin dişin tepe noktasından etkideği andır. Yapılan deneysel çalışmalar neticesinde diş dibi gerilmesinin hesaplanmasında 3 farklı metot geliştirilmiştir. Bu makalede DIN 3990'da standartlaştırılmış olan hesap yöntemini kullanıldı. Bu yöntemde 3 kabul mevcuttur:

- Diş kuvveti diş yan yüzeyinin en tepe noktasından etkimektedir.

- Diş kuvveti tek bir diş tarafından karşılanmaktadır.
  - En büyük gerilme, diş dibi kavisine 30° eğimli teğet noktasındadır.
- Diş dibinde oluşan gerilme bu kabuller sonucunda düz dişli için;



(21)

olarak verilmektedir. Diş form faktörü  $Y_F$  ve gerilim düzeltme faktörü  $Y_S$ , kritik kesitteki diş dibi kalınlığına ( $s_F$ ) bağlıdır.

Hesap yöntemi incelendiğinde, diş dibindeki gerilme, diş dibi kesit alanına bağlıdır. Asimetrik dişlilerde profil açısının artırılmasıyla diş dibi kesiti de büyümektedir, böylece diş dibinde meydana gelen gerilme değerleri azaltılır.

Yan Yüzey Basıncı

Dişli çarkın mukavemeti açısından çarkların yan yüzeylerinde oluşan basınç da incelenmelidir. Dişli çarkların hasarlarının birçoğunun temel nedeni yan yüzeyde oluşan yüksek basınçtır. Hertz teorisine göre iki silindirin temas eden alanlarında oluşan maksimum basınç:

(22) □

Bu ifade, yuvarlanma noktasında birbirlerine K noktasında temas eden asimetrik profilli diş yüzeylerine uygulanırsa:

$$F = F_D$$

□(23)

□

Yapılan deneysel ve teorik çalışmalar, pinyon için yan yüzeydeki maksimum basıncın, kavramada iki diş çiftinden tek diş çiftine geçildiği nokta olan B'de oluştuğunu göstermektedir. Yan yüzeydeki aşınma, pitting gibi hasarlar da bu nokta civarında ortaya çıkmaktadır. Bu nedenle, B noktasındaki basınç değerlerinin sayısal olarak elde edilip, değerlendirilmesi uygun olacaktır.

**Şekil 6. a)** Asimetrik Dişlide Diş Dibi Gerilmesinin **b)** Diş Dibinde Oluşan Gerilmeler (simetrik diş profili) (Babalık-2002)

Fotoelastik Görünümü (Kapelevich-2002)

Sonlu Elemanlar Analizi

Asimetrik dişlilerdeki diş dibinde oluşan maksimum gerilmenin ve gerilme dağılımının görülebilmesi amacıyla iki boyutlu modeller kullanılarak sonlu elemanlar analizinden faydalanılabilir. Analizler için düşünülen dişlilerin özellikleri Tablo 1.'de verilmiştir. (1) ile ifade

edilen mekanizmada dişliler simetrik olup, diğerlerinde (2,3,4) asimetrik profilli dişlilere yer verilmiştir.

	1	2	3	4
<b>İletilen Güç [kW]</b>	18			
<b>Giriş devir sayısı [d/d]</b>	1000			
<b>Pinyon</b>				
Diş sayısı	16	16	16	16
Arka yüzeydeki kavrama açısı [°]	20	20	20	20
Temas yüzeyindeki kavrama açısı [°]	20	25	30	35
Taksimat dairesi çapı [mm]	28	28	28	28
Diş başı dairesi çapı [mm]	31,5	31,5	31,5	31,5
Profil Kaydırma oranı	0	0	0	0
Diş Genişliği [mm]	35	35	35	35
Diş dibin radyüsü [mm]	1,05	1,05	1,05	1,05
<b>Dişli</b>				
Diş sayısı	57	57	57	57
Arka yüzeydeki kavrama açısı [°]	20	20	20	20
Temas yüzeyindeki kavrama açısı [°]	20	25	30	35
Taksimat dairesi çapı [mm]	99,75	99,75	99,75	99,75
Diş başı dairesi çapı [mm]	103,2	103,2	103,2	103,2
	5	5	5	5
Profil Kaydırma oranı	0	0	0	0
Diş Genişliği [mm]	35	35	35	35

**Tablo 1.** Analizlerde Kullanılan Dişli Çarkların Özellikleri

Sonlu elemanlar analizi için özel olarak geliştirilen diş modelinin elemanlara ayrılmış hali ve sınır şartları Şekil 7’de verilmiştir. Modelleme için Ansys 5.6 programının Plane 82 elemanı uygundur. Eleman boyutu, kritik olan diş dibi bölgesinde daha küçültülerek, düğüm noktalarının sıkılaştırılması da daha doğru hesaba yardımcı olacaktır. Diş kuvvetinin yan yüzeyde üniform olarak dağıldığı kabul edilerek, iki boyutlu modele  $F_D/b$  birim kuvveti diş başından uygulanacaktır.

#### ANALİZ SONUÇLARI ve DEĞERLENDİRİLMESİ

Profil Açıları Değişiminin Diş Dibi Gerilmesi ve Yan Yüzey Basıncına Etkileri

#### Şekil 7. Geliştirilen Diş Modeli ve Sınır Şartları

Diş dibinde oluşan eğilme gerilmesi

	Çeki gerilmesi [N/mm <sup>2</sup> ]	Bası gerilmesi [N/mm <sup>2</sup> ]
1 (20/20)	227,93	296,98
2 (20/25)	208,56	284,63
3 (20/30)	195,09	280,42
4 (20/35)	178,25	285,75

**Tablo 2.** Diş Dibinde Oluşan Maksimum Eşdeğer (Von misses) Gerilme Değerleri

Tablo 2.'de diş dibindeki maksimum eğilmeden dolayı oluşan çeki ve bası gerilmesi değerleri hem simetrik profil hem de asimetrik profilli dişliler sunulmuştur. Elde edilen bu sonuçlardan profil açılarının artmasıyla asimetrik dişlilerin yük kapasitelerinin yükseldiği görülmektedir. 20/35 asimetrik dişlisinin maksimum çeki gerilmesi, 20/20 simetrik dişlisinden elde edilen maksimum çeki gerilmesinden %21, daha düşük elde edilmiştir. Yine analiz sonucunda elde edilen bu değerler hesaplanan teorik değerlerle karşılaştırılmıştır. (Şekil 8) Diş dibindeki kritik kesit alanının artması, gerilmedeki azalmanın temel nedenidir. Bu da kritik diş dibi kesit kalınlığının değişimini incelendiğinde kolayca görülebilir.(Tablo 3)

	$s_F$ (mm)	% Artış
1	6,4469	referans
2	6,8055	5,6
3	7,2715	12,7
4	7,8337	21,5

**Tablo 3.** Kritik Kesitteki Diş Dibi Kalınlığının ( $s_F$ ) Farklı Profil Açıklarına Bağlı Olarak Değişimi

**Şekil 8.** Diş Dibindeki Maksimum Gerilme Sonuçlarının Karşılaştırılması [N/mm<sup>2</sup>]

Maksimum gerilmenin olduğu konumun, profil açısının artırılmasıyla daha mukavim olan diş dibine doğru kaymış olması gerilme dağılımlarından elde edilen bir başka olumlu sonuçtur Şekil 9'da bu sonuç kritik kesitin dişli çark merkezinden uzaklığı (Y) verilerek sunulmuştur.

**Şekil 9 .** Maksimum Gerilmenin Oluştığı Kritik Kesitin Konumu

Yan yüzeyde oluşan yüzey basıncı

Yukarıda verilmiş olan eğrilik yarıçapı ifadelerinden de görülebileceği gibi profil açısının ( $\alpha_d$ ) artmasıyla eğrilik yarıçapları  $r_1$  ve  $r_2$  artmaktadır. Bu da yüzeyde oluşabilecek maksimum basıncın düşmesine neden olmaktadır. Bu azalma Tablo 4'te görülebilir. 20/35 dişlisinin maksimum yüzey basıncı, 20/20 simetrik dişlinin yüzey basıncından yaklaşık %20 daha düşük elde edilmiştir.

	$r_1$ [mm]	$r_2$ [mm]	Maksimum Yüzey Basıncı [N/mm <sup>2</sup> ]	Değişim [%]
1	6,98691	36,70616	1093,5	100
2	8,696813	45,29267	998,7	91,33
3	10,58352	53,29148	928,7	84,93
4	12,58411	60,69028	878,9	80,38

**Tablo 4.** Yan Yüzeyde Oluşan Bası Gerilmelerinin Değişimi

	AB [mm]	BD [mm]	DE [mm]	g [mm]	Kavrama oranı e
1	6,588596	3,743864	6,588596	16,92106	1,64
2	4,583605	5,381769	4,583605	14,54898	1,46
3	3,259523	6,262924	3,259523	12,78197	1,34
4	2,428422	6,578626	2,428422	11,43547	1,27

**Tablo 5.** Profil Açısına Bağlı Olarak Kavrama Uzunluğunun Değişimi

Profil Açılarının Değişiminin Kavrama Oranına Etkisi

Asimetrik dişlide ön yüzeydeki profilin açısının artmasıyla, kavrama uzunluğu kısalarak kavrama oranı düşmektedir (Tablo 5 ve Şekil 10).  $\alpha_d = 40^\circ$  değerini çok fazla aşmadığı takdirde kavrama oranınının 1,1 değerinin altına düşmediği yapılan hesaplarda görülmektedir. Kavrama oranınının düşmesi, kavrama giriş ve çıkışlarında dişin elastikiyetine bağlı olarak kavrama darbelerine neden olur. Bu da dişli dinamiği açısından sakıncalı bir durumdur. Bu nedenle, yüksek kavrama oranı istenen uygulamalar için,  $\alpha_d > \alpha_c$  şeklindeki asimetrik dişliler uygun değildir. Bunun yanı sıra, profil açısının artmasıyla kavrama uzunluğu kısalırken tekil diş temas bölgesi BD uzunluğu artmakta ve en yüksek tekil diş noktası D diş başına oldukça yaklaşmaktadır (Tablo 5). Bu durum, diş başında kırılmalara neden olabilir ve diş başında özel çalışmalar (örneğin diş başı daraltması) yapılması ihtiyacını doğurur. Ayrıca BD uzunluğunun artması yük paylaşımını da değiştirmektedir. Dönme açısı ile yük oranının (tek diş tarafından taşınan yük / taşınması istenen toplam yük) değişimi Şekil 5'te de görülmektedir. Örneğin 20/20 dişlisinde tekil diş bölgesi BD aralığı yaklaşık 0,2 radyan iken 20/35 dişlisinde bu değer yaklaşık 0,3 radyana ulaşmaktadır (Şekil 10).

**Şekil 10.** Profil Açısına Bağlı Olarak Kavrama Oranının ve Yük Oranının Değişimi

#### TARTIŞMA ve SONUÇ

Sunulan bu çalışmada, ön ve arka yüzeydeki profil açıları farklı olan asimetrik dişliler incelenmiştir. Bu dişli çarklar konvansiyonel simetrik düz dişlilerin yüksek performans gerektiren bazı konstrüksiyonlarda alternatif olabileceği literatürde bulunabilen az sayıda çalışmada ve bu çalışmada gösterilmiştir.

Bu alternatif dişli çark uygulamasında önemli olan performansın ne kadar ve hangi sınırlar içinde artırılabiliridir. Literatürde sunulan çalışmaların bazılarında diş dibi ve yan yüzeylerindeki gerilmelerin azalmasının yanı sıra gürültü ve titreşim seviyelerindeki azalma da vurgulanmaktadır.

Bu yayında dişlinin tanıtılması amacıyla öncelikle geometrik bağıntılar verilip, teorik ve FEA ile elde edilmiş diş dibi ve yan yüzey gerilmelerinin değişimi sunulmuştur. Bunun yanında asimetrik dişlilerden oluşmuş mekanizmalardaki kavrama olayı da incelenmiştir.

Asimetrik dişli çarkların üretimi ve modellenmesi simetrik evolvent dişlilere göre çok büyük farklılıklar göstermemektedir. Yalnızca farklı açılara sahip bir dişli takımı gerekmektedir.

Asimetrik profilli dişlilerde, profil açısı arttıkça, diş dibi gerilmesi, diş dibi kesitin artmasından dolayı azalmaktadır. Bu nedenle simetrik konvansiyonel dişlilerden daha fazla eğilme yük taşıma kapasitesine sahip olmaktadır. Bu sonuç, sayısal hesap ve bilgisayar destekli analizler ile ortaya konmuştur. Profil açısı, diş başındaki sivrilme nedeniyle  $40^\circ$  civarında sınırlanmaktadır. Bunların yanı sıra diş dibinde oluşan maksimum gerilmenin konumu, profil açısı arttıkça daha sağlam olan diş dibi dairesine doğru inmektedir.

Profil açısının artışıyla  $r_1$  ve  $r_2$  eğrilik yarıçaplarının artmasından dolayı, yan yüzey mukavemetinin arttığı sayısal çözümlerle gösterilmiştir. Ayrıca eğrilik yarıçaplarının artmasıyla genişleyen yüzey sayesinde ısı iletimi daha kolay olacak ve mekanizmanın çalışma sıcaklığı düşecektir.

Profil açısının artması, kavrama oranını düşürmektedir. Çünkü temas uzunluğu AE kısalmaktadır. Bunun yanında BD tekil diş bölgesinin uzunluğu artmaktadır. Bu bölgenin büyüyerek diş başına yaklaşması, diş başındaki sivrilme de göz önüne alındığında sakıncalıdır. Kavrama oranındaki azalma ve yatağa gelen radyal yükün az da olsa artması asimetrik profilli dişlilerin, simetrik profilli dişlilere göre dezavantajlarıdır.

Bu sonuçlar, asimetrik dişli çarkların pratikte kullanılabilirliği açısından tasarımcı için başlangıç ve sınır değerlerin hakkında aydınlatıcı bilgiler içermektedir.

KULLANILAN İNDİS ve SEMBOLLER

1 Pinyon  
2 Çark  
c Arka yüzey  
d Temas yüzeyi  
t Teğetsel  
k Kayma  
w Yuvarlanma dairesi  
☞ Kavrama açısı [°]  
ℳ Kavrama oranı  
⊗ Özgül kayma hızı  
Poisson Oranı  
□ Eğrilik yarıçapı [mm]  
⊗<sub>k</sub> Diş profili üzerindeki herhangi  
bir *k* noktasına ait yayı gören açı [°]  
•<sub>H</sub> Temas alanında oluşan Hertz basıncı [N/mm<sup>2</sup>]  
*a* Eksenler arası mesafe [mm]  
*b* Diş(li) genişliği [mm]  
*d* Taksimat dairesi çapı [mm]  
*d<sub>a</sub>* Diş başı dairesi çapı [mm]  
*d<sub>b</sub>* Temel daire çapı [mm]  
*d<sub>f</sub>* Diş dibi dairesi çapı [mm]  
*g* Kavrama uzunluğu [mm]  
*m* Modül [mm]  
*n* Devir sayısı [d/d]  
*p* Taksimat [mm]  
*r* Diş dibi yuvarlatması [mm]  
*s<sub>F</sub>* Kritik kesitte diş kalınlığı [mm]  
*s<sub>0</sub>* Taksimat dairesi üzerindeki diş kalınlığı [mm]  
*s\*<sub>kd</sub>* Diş profili üzerindeki herhangi  
bir *k* noktasına ait yay uzunluğu [mm]  
■<sub>s</sub> Kayma hızı [m/s]  
*x* Profil kaydırma oranı  
*x, y* Diş profili üzerindeki herhangi bir  
noktaya ait koordinatlar  
*z* Diş sayısı  
*F<sub>D</sub>* Dişli kuvveti [N]  
*F<sub>t</sub>* Dişli kuvvetinin teğetsel bileşeni [N]  
*F<sub>r</sub>* Dişli kuvvetinin radyal bileşeni [N]

#### KAYNAKÇA

1. Charles A. Yoerkie, and Anthony G. Chory, Acoustic Vibration Characteristics of High Contact Ratio Planetary Gears, The Journal of American Helicopter Society, 40 (1984) 19-32.
2. **Kapelevich A.L.**, Geometry and Design of Involute Spur Gears with Asymmetric Teeth, Mechanism and Machine Theory, 35 (2000), 117-130.
3. **Babalık F.C.**, Makina Elemanları ve Konstrüksiyon Örnekleri Cilt 3, Uludağ Üniversitesi, (2002), 264s.
4. **Litvin F.L., Lian Q., Kapelevich A.L.**, Asymmetric Modified Gear Drives: Reduction of Noise, Localization of Contact, Simulation of Meshing And Stress Analysis, Computer Methods



in Applied Mechanics and Engineering, 188 (2000), 363-390.

**5. Deng Gang**, Tsutomu Nakanishi, Enhancement of Bending load Carrying Capacity of Gears Using An Asymmetric Involute Tooth, The JSME International Conference on Motion and Transmissions(MPT2001-Fukuoka), Fukuoka, JAPAN, pp.513-517, 15-17/11/2001.

**6. Coulbourne J.R.**, The Geometry of Involute Gears, Springer Verlag, Newyork, (1987), 527s.

**7. Lywander P.**, Gear Drive Systems: Design and Application. M.Dekker, Newyork, (1983), 143s.

**8. Kleiss R.E., Kapelevich A.L., Kleiss Jr. N. J.**, New Opportunities with Molded gears, AGMA Fall Technical Meeting, Detroit, October 3-5, 2001.

**9. Pedrero,J.I., Rueda A., Fuentes A.**, Determination of the ISO tooth form factor for involute spur and helical gears, Mechanism and Machine Theory, 34 -1999, sy. 89-103.

**10. Roth Karlheinz**, Zahnradtechnik Stirnrad-Evolventen Verzahnung, Springer, (1998)