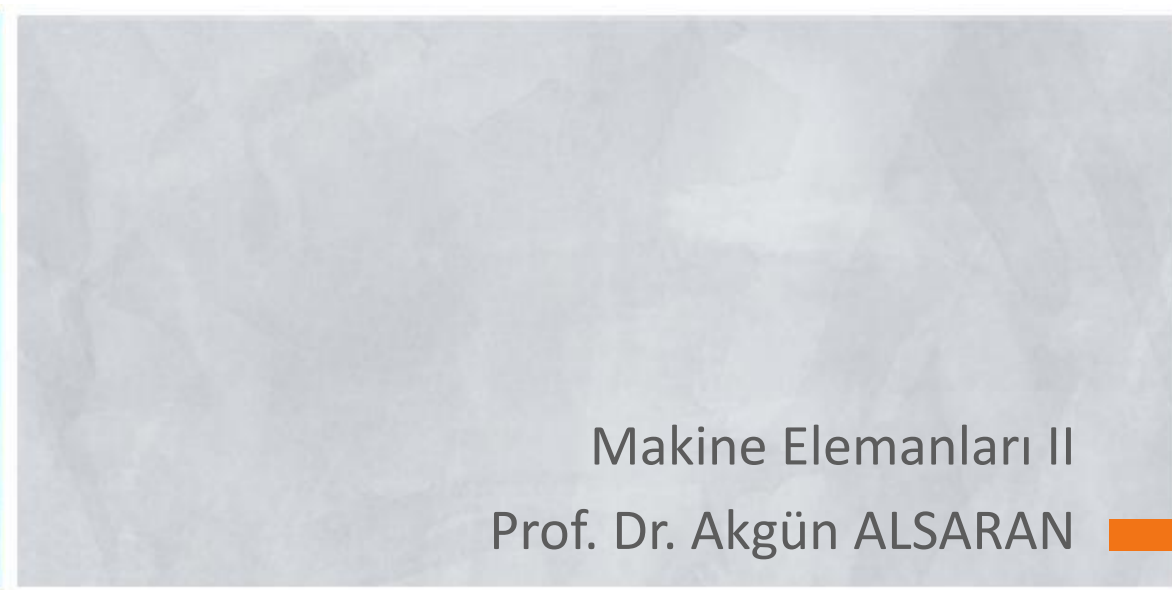




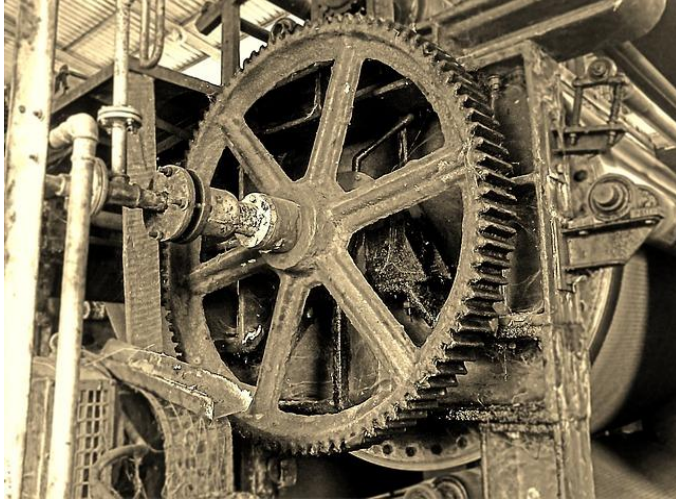
Makine Elemanları II
Prof. Dr. Akgün ALSARAN

Temel bilgiler

Dişli çarklar

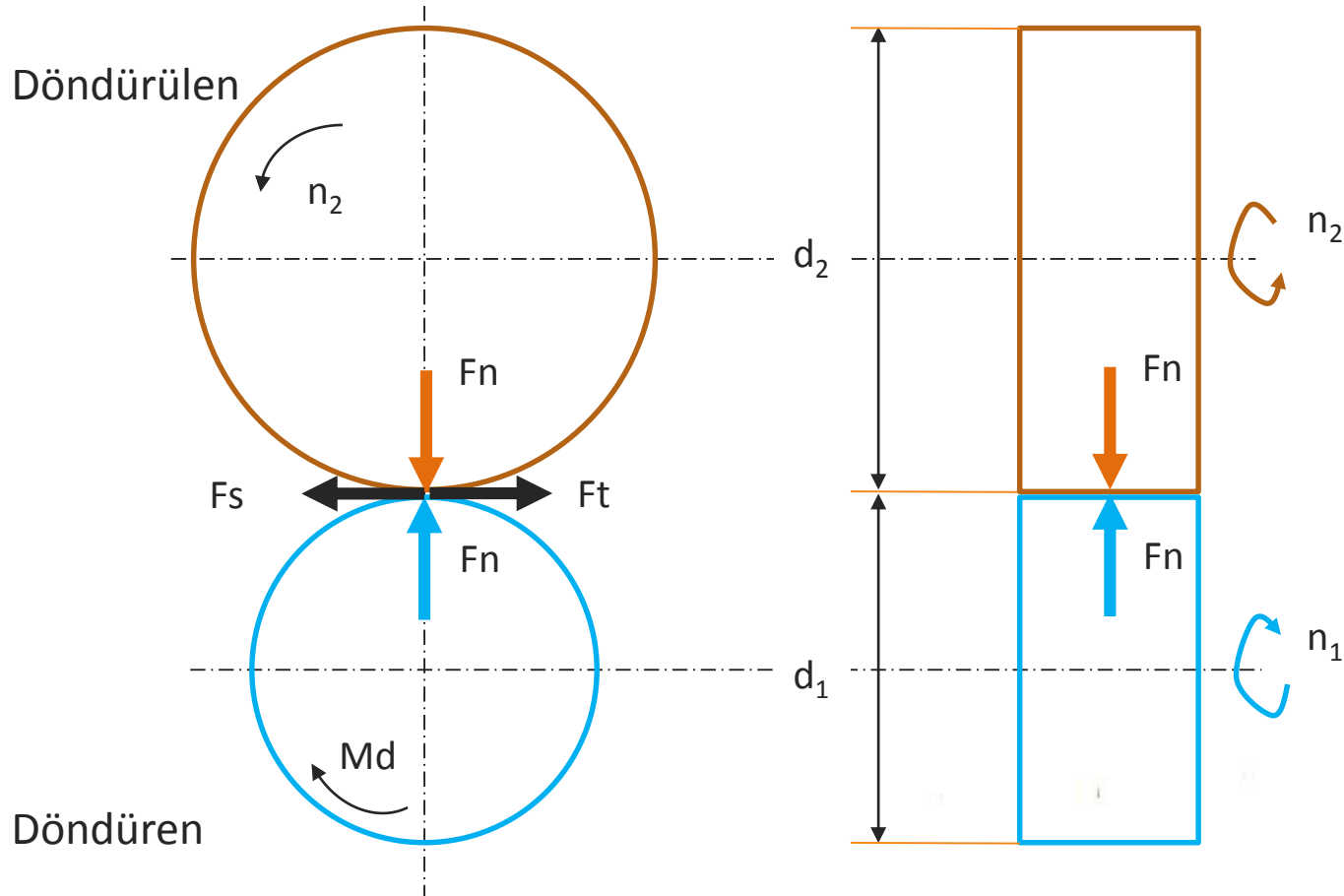






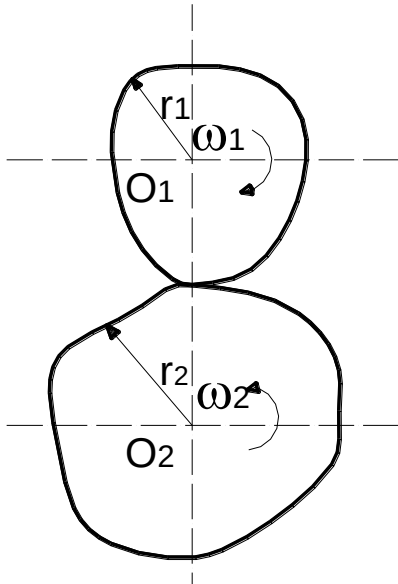
Sürtünmeli (dişsiz) Çark Mekanizmaları

Moment ve hareket iletimi birbirlerine doğrudan ve baskı altında (F_n) değen çarklar arasında oluşan sürtünme bağı aracılığıyla gerçekleşir.



Sürtünmeli (dişsiz) Çark Mekanizmaları

Şekildeki gibi bir düzenle güç iletilmesi düşünülürse, yâni O_1 silindir merkezine uygulanan M_1 tahrik momenti, O_2 silindir merkezinden M_2 momenti olarak almak istenirse, öncelikle bu iki silindir arasındaki sürtünme kuvvetinden faydalanmak gerekmektedir. Bunun için de silindirleri, temas çizgisinden geçen düzleme dik F_n kuvveti ile birbirine bastırmak gerekir.



$$F_s = \mu \cdot F_n \quad F_T = M_1 \cdot \frac{d}{2}$$

$$F_s = \mu F_n > F_t$$

$$M_1 = \mu \cdot F_n \cdot r_1 \quad M_2 = \mu \cdot F_n \cdot r_2$$

Sürtünmeli (dişsiz) Çark Mekanizmaları

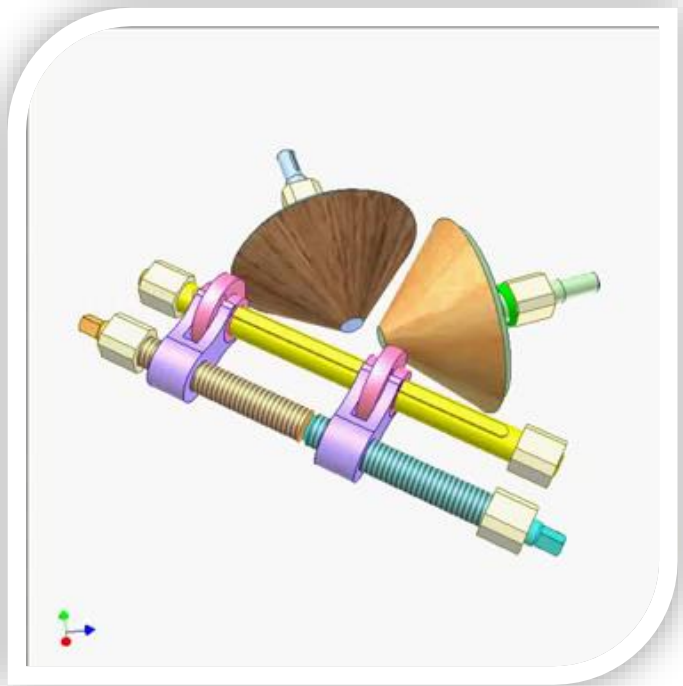
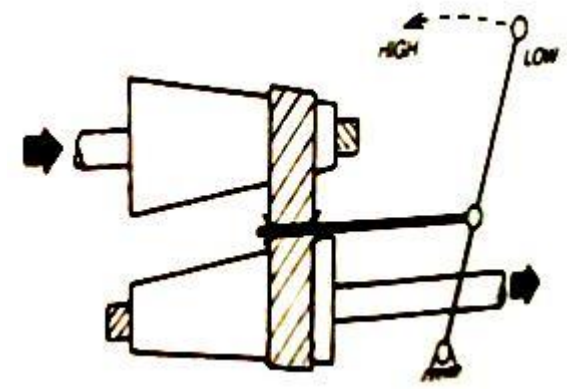
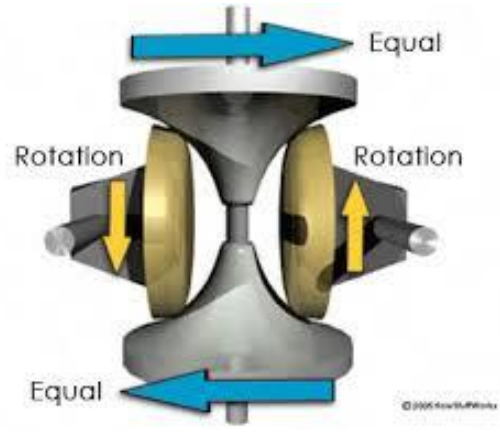
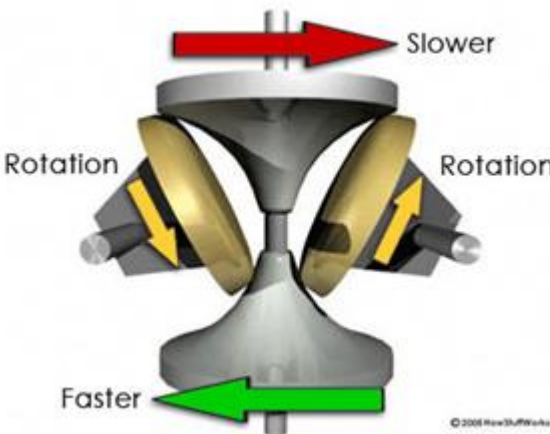
Güç iletimi sadece sürtünme bağı ile olduğu için millerin sehim yapması, yatakların zorlanması gibi olaylar meydana gelmekte ve dolayısıyla bu tür mekanizmaların makinalarda kullanımı sınırlanmaktadır.

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60} \quad i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} \quad \text{olmalı. Fakat} \quad v_1 > v_2 \quad \text{olacağından}$$
$$v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60} \quad \text{Kayma kaybı} \quad K_k = \frac{(v_1 - v_2)}{v_1}$$

$$\text{Kayma faktörü} \quad K_f = 1 - K_k = \frac{v_2}{v_1}$$

$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{v_2}{v_1} = \frac{d_2}{d_1(1 - K_k)} = \frac{d_2}{d_1 K_f}$$

Sürtünmeli (dişsiz) Çark Mekanizmaları



Sürtünmeli (dişsiz) Çark Mekanizmaların Boyutlandırılması

İki çark arasında değme alanındaki oturma silindir-silindir değmesi olup değme alanı deformasyonlardan dolayı bir dikdörtgendir. Metal çarklar için değme alanında taşınabilecek Hertz basıncı:

$$P_{max} = 0.418 \sqrt{\frac{F_n E}{br}}$$

Burada F_n baskı kuvveti, E eşdeğer esneklik katsayısı olup, malzemeler farklı ise;

$$\frac{1}{E} = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right)$$

b çark genişliği ise, r ;

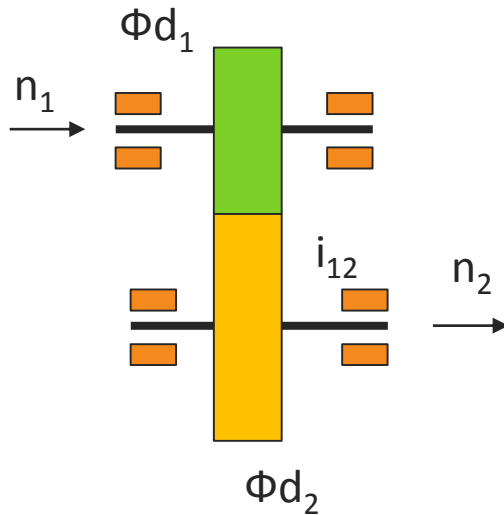
$$\frac{1}{r} = \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right)$$

Sürtünmeli (dişsiz) Çark Mekanizmaların Boyutlandırılması

$$i = \frac{r_2}{r_1}$$

$$F_n = \frac{F_s}{\mu} = S \frac{F_\zeta}{\mu}$$

$$\varphi_d = 0,5 \div 1$$



$$P_{max} = 0.418 \sqrt{\frac{0.4 S M_{d1} E (i + 1)}{\mu b d_1^2 i}}$$

$$d_1 = 0.887 \sqrt[3]{\frac{S M_{d1} E (i + 1)}{\mu \varphi_d P_{em}^2 i}}$$

Cevaplanması gerekli sorular

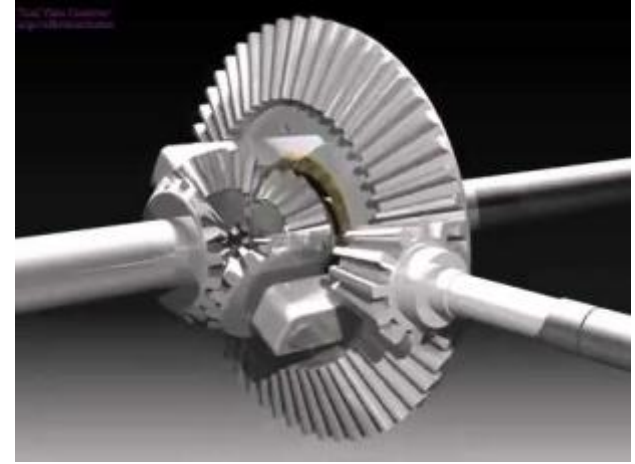
Daha büyük moment taşımak için neler yapılabilir?

Kayma olur mu?

$\frac{w_1}{w_2} = \textit{sabit}$ şartı sağlanabilir mi?

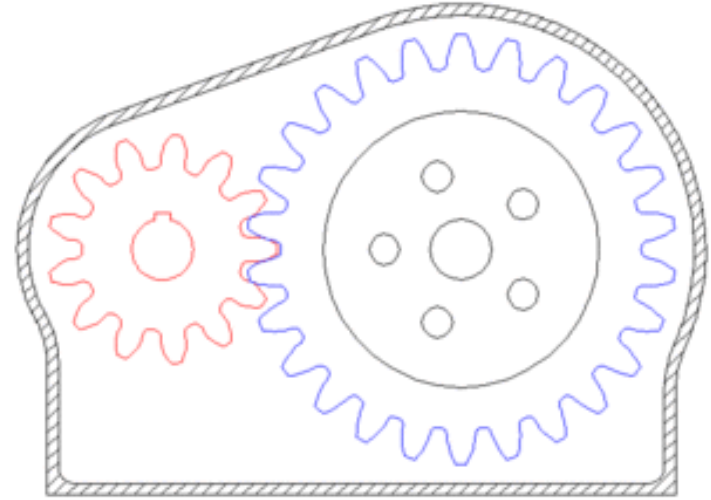


Dişli sistemler



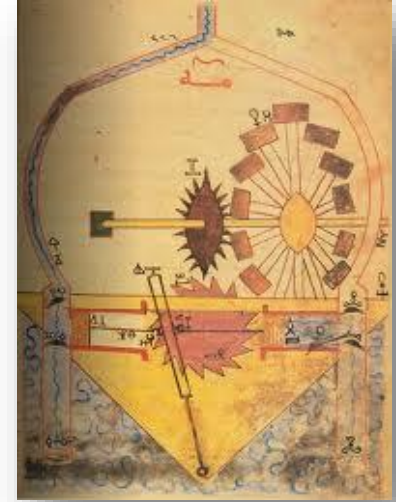
Dişli çarklar

Dişli çarklar, daha büyük moment iletebilmek amacıyla sürtünmeli çarklardaki kuvvet bağının şekil bağına dönüştürülmesi düşüncesiyle ortaya çıkmıştır. Dişli çark mekanizmaları ile milden mile moment ve hareket iletimi şekil bağı ile yapılır.



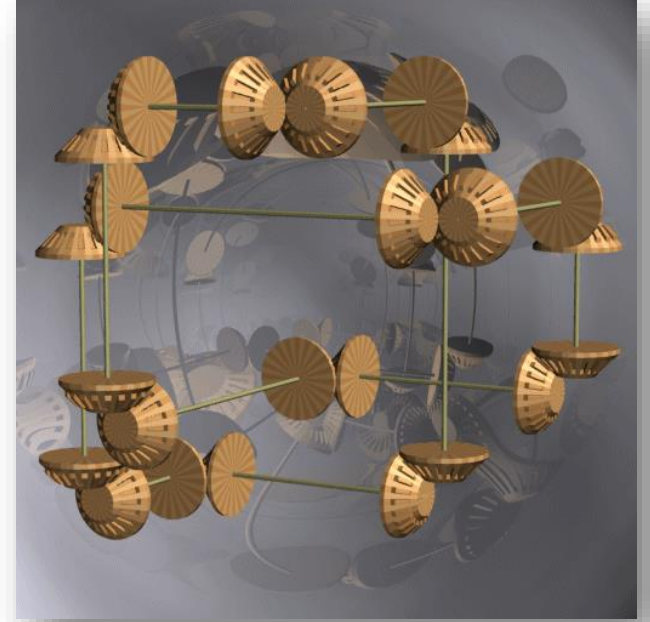
Dişli çarklar

- İlk olarak binlerce sene önce Mezopotamya'da sulama tesislerinde kullanıldığı sanılmaktadır.
- Milattan önce, kum saatlerinde kullanılmışlardır.
- Romalılar tahrik pim profilili dişlileri (motosiklet dişlisi) un değirmenlerinde kullanmışlardır.
- Romalılar dişlileri bronz veya demirden imal etmişlerdir.
- 17. Yüzyılın sonlarında episikloid profiller dişli profili olarak kullanılmıştır.
- Buhar makinasının bulunmasıyla redüktör ihtiyacı oluşmuş, metal sikloid profilili dişliler imal edilmiştir.
- 18. Yüzyıl ortalarında ilk defa dişlileri standartlaştırma düşüncesi ortaya çıktı.



Dişli çarklar

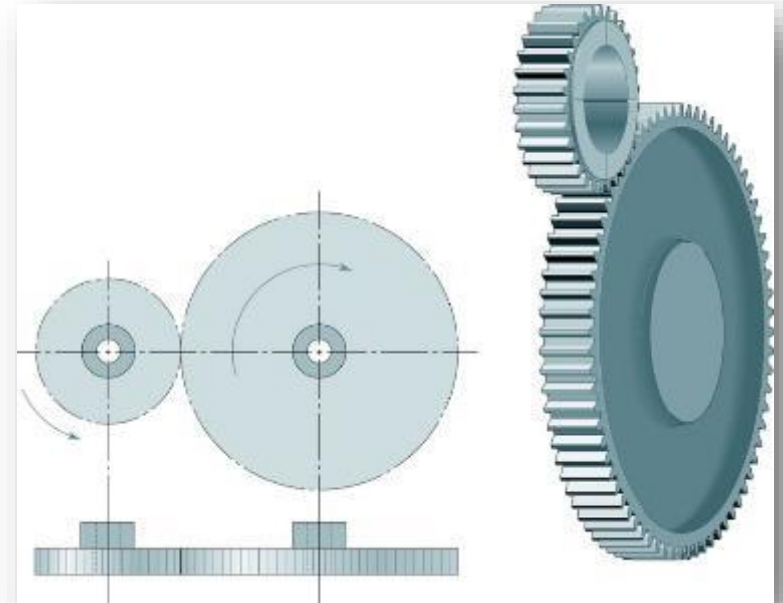
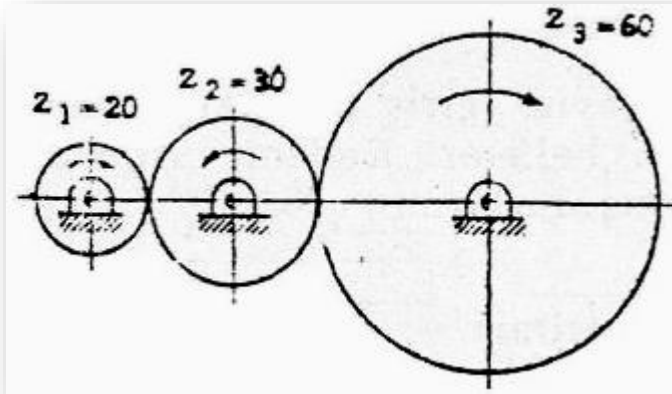
- 1840 yılında “Willis” tarafından çıkarılan ilk dişli standartında diş üstü ve diş tabanı daire çapları standartlaştırıldı.
- 1874 yılında “Brown & Sharpe” firması 23 parçadan oluşan bütün “Diametral-Pitch” ölçüleri için kullanılabilecek freze takımı piyasaya çıkardı.
- 1856 da “Schiele” ilk yuvarlama methodu takımını ve 1899 yılındada “Fellow” dişli çark şeklindeki kesici bıçağı buldu.
- 1908 yılında “Sunderland” tarak şeklindeki dişli açma takımını ve 1909 yılında MAAG firması bugünkü diş açma sistemini buldular.



Basit Dişli Dizileri

Basit dişli dizileri;

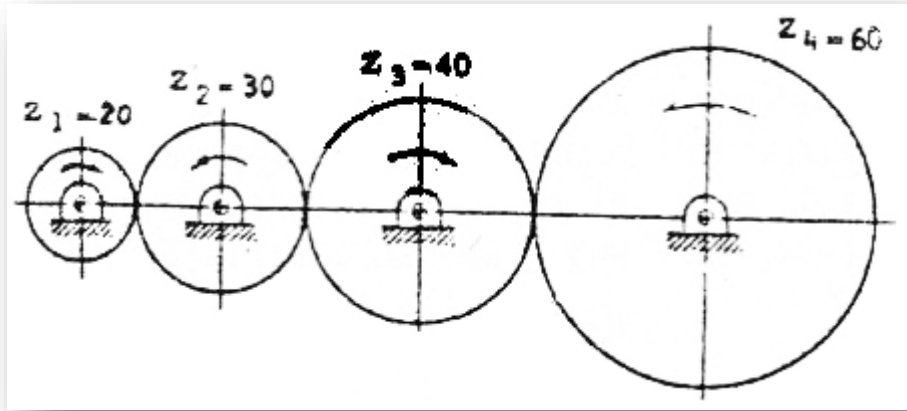
- Birbirlerinden uzakta miller arasında hareket iletmek
- Son milin dönme yönünü değiştirmek için kullanılır.



$$i_{top} = \frac{n_g}{n_c} = i_{12}i_{23} = \left(-\frac{z_2}{z_1}\right)\left(-\frac{z_3}{z_2}\right) = \frac{z_3}{z_1}$$

Basit Dişli Dizileri

Çevrim oranının pozitif çıkması 1. dişli ile 3. dişlinin aynı yönde döndüklerini gösterir.



$$i_{top} = \frac{n_g}{n_{\zeta}} = i_{12} \cdot i_{23} \cdot i_{34} = \left(-\frac{z_2}{z_1} \right) \left(-\frac{z_3}{z_2} \right) \left(-\frac{z_4}{z_3} \right) = -\frac{z_4}{z_1}$$

- Çevrim oranı eksi olduğundan birinci dişli ile 4. dişli farklı yönlerde döner.
- Çevrim oranı sadece ilk ve son dişlinin diş sayısına bağlıdır.

Dişli Çarklar: Sınıflandırma ve Kavramlar

Dişli çarklarda **sabit açısal hız** oranlarında dönme esnasında, fonksiyon üstlenen yüzeylerinde, **düzgün yuvarlanma** meydana gelmektedir. Dişli çarkların aktif yüzeyleri aynı düzlemde bulunduğunda, çarkların aks veya mil eksenleri ya birbirine **paralel** ya **kesişen** veya **uzayda kesişen** şekilde görülmektedir. Buna göre dişli çarklar; **silindirik alın dişliler**; **helisel alın dişliler**, **konik dişliler**, **sonsuz vidalı dişliler** ve **planet dişliler** şekilde sınıflandırılmaktadır.

Diş profillerine göre;

- Düz dişliler,
- Helisel dişliler,
- Konik dişliler

vb olmak üzere gruplandırılmaktadır.



Dişli Çarklar: Sınıflandırma ve Kavramlar

Silindirik (Alın) dişli çark:

Eksenleri aynı düzlemde paralel iki mil arasında güç iletimi



Düz silindirik



Helisel silindirik

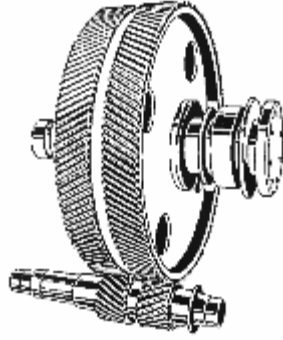


Kremayer dişlisi

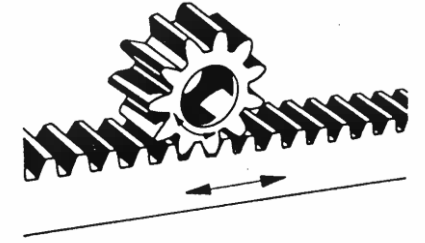
Dişli Çarklar: Sınıflandırma ve Kavramlar



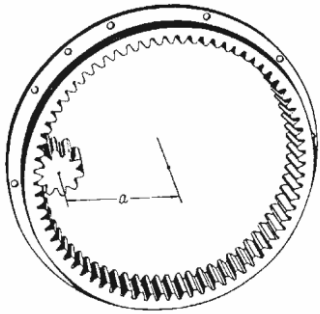
Silindirik dış alın dişli



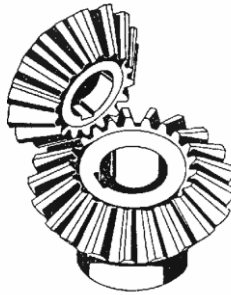
Çavuş veya ok dişli



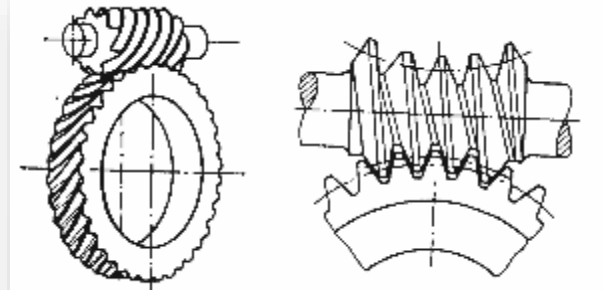
Kremayer dişli



Silindirik iç alın dişlisi



Konik dişli

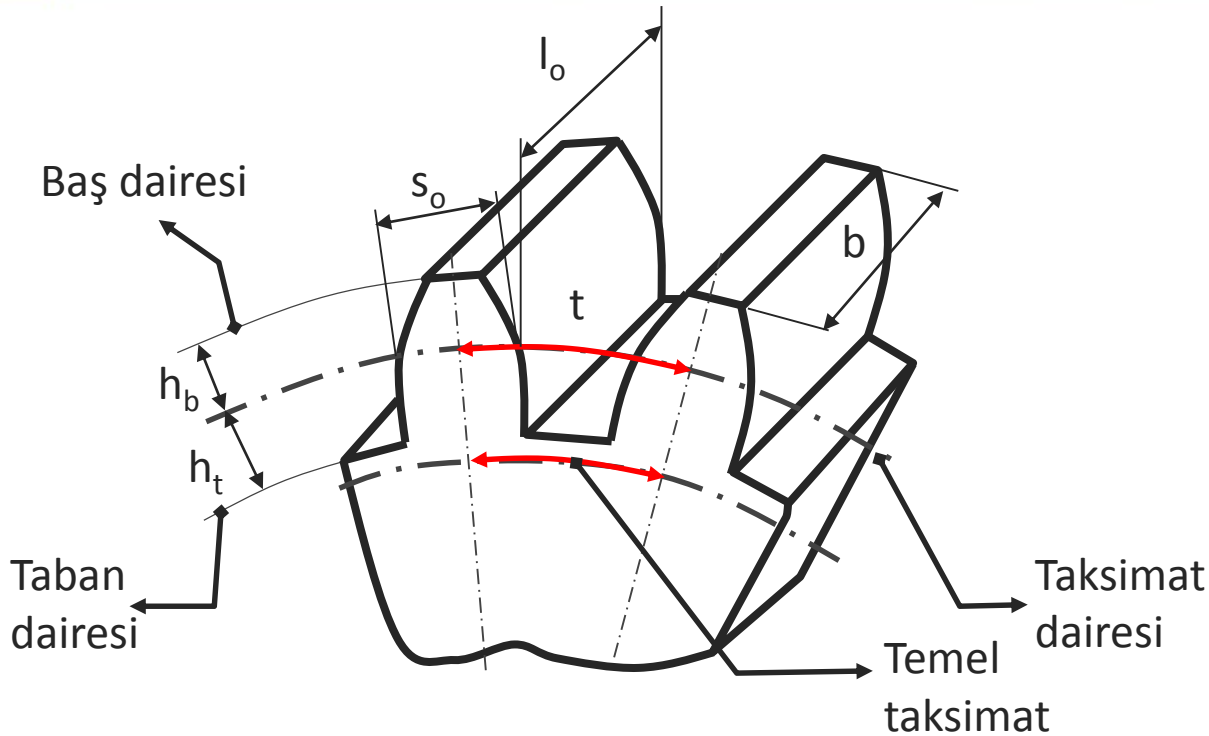


Sonsuz dişliler

Dişli Çarklar: Sınıflandırma ve Kavramlar

- **Düz dişli mekanizmaları:** Dişlilerin diş yanakları birbirlerine ve dişli çark dönme eksenlerine **paraleldir**. Tahvil oranı $i \leq 8$ dir.
- **Eğik dişli mekanizmaları:** Dişli çark eksenleri ile **diş alın yüzeyi** doğrultusu arasında **sabit eğim açısı** mevcuttur. Eğik dişler düz alın dişlilere göre birbiriyle daha fazla temas etmektedir. **Böylece daha fazla moment taşımakta ve daha sessiz çalışmaktadır**. Tahvil oranı $i \geq 10$ değerindedir.
- **Helisel dişli mekanizmaları:** Dişlerin **alın yüzey** doğrultuları **dişli eksenini ile değişen** eğim açısı yapmaktadır. Bu dişli çarkların helisleri vida helislerine benzemektedir. Bu çarklarda kavrama oranı iyi olup, tahvil oranı da eğik dişlilerden yüksektir ($i > 10$). İmalatı zor, sessiz çalışan ve iyi güç ileten mekanizmalardır.
- **Konik dişli mekanizmaları:** Dişli çark dönme eksenleri farklı açılar altında, konik yuvarlanmalı yatakların yuvarlanma elemanlarında olduğu gibi **kesişmektedir**. Bu dişli çarkların birinin radyal kuvveti diğerinin eksenel kuvvetidir.

Silindirik Düz Dişli Çarklar: Temel Kavramlar ve Boyutlar



t: taksimat

S_o: diş kalınlığı

l_o: diş boşluğu

b: diş genişliği

h_b: diş başı yüksekliği

h_t: taban yüksekliği

Taksimat dairesi (Yuvarlanma dairesi):

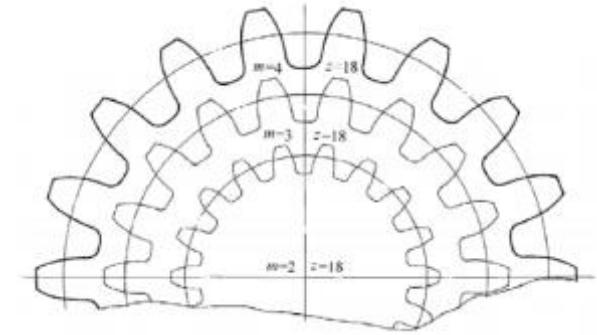
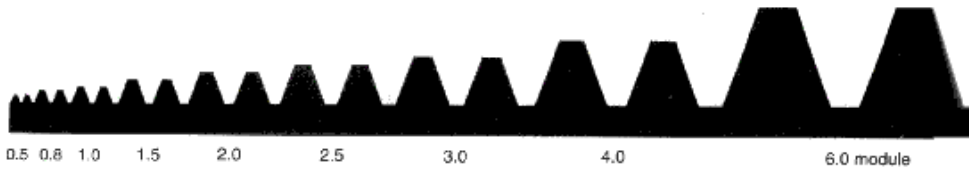
Dişlerin taksimatının yapıldığı ve dişli çarkın büyüklüğünü gösteren dairedir. Bu daire üzerinde bir diş kalınlığı ve boşluğunu kapsayan uzunluk **diş taksimatı** (t) veya **hatve** denir.

$$d_0 \pi = zt \rightarrow d_0 = \frac{t}{\pi} z$$

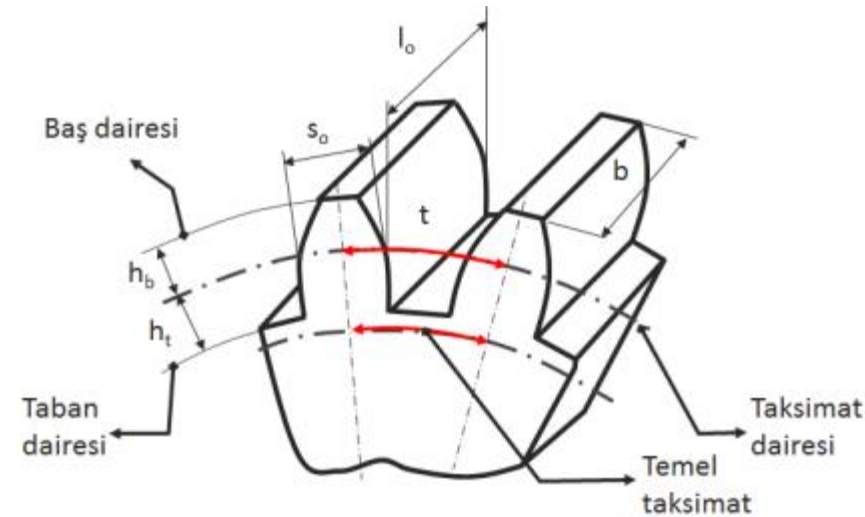
$$\frac{t}{\pi} = m \text{ (modül)} \rightarrow d_0 = mz$$

Silindirik Düz Dişli Çarklar: Temel Kavramlar ve Boyutlar

Modül (m): Bir dişli çarkın taksimat dairesi çapının (d veya d_o) z diş sayısına oranıdır. Dişli çark geometrisi için **belirleyici büyüklük olup değeri standarttır.** $d_o = mz$

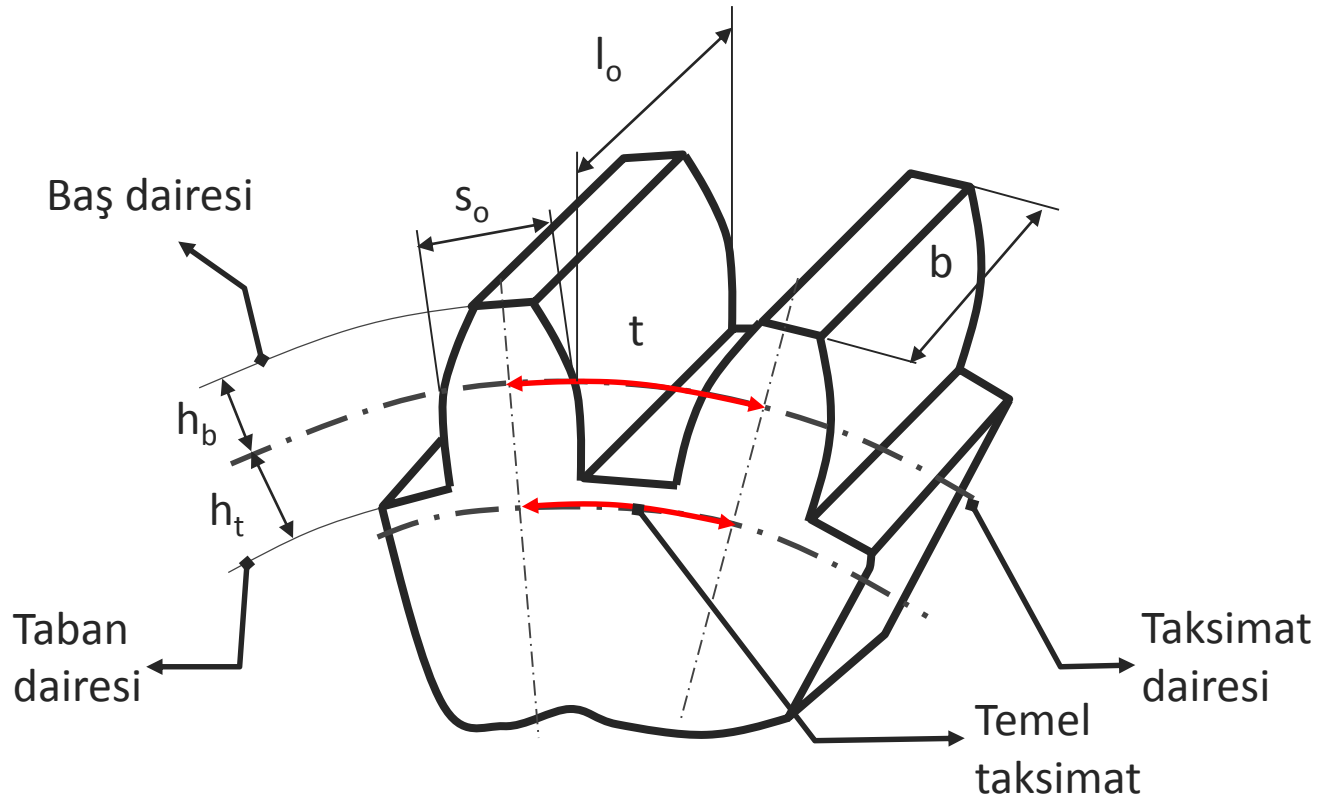


Diş yüksekliği (h): Taban dairesi ile baş dairesi arasındaki mesafedir. Taksimat dairesi ile baş dairesi arasındaki mesafe diş başı yüksekliği (h_b) olup standart çarklarda $h_b=m$; taksimat dairesi ile taban dairesi arasındaki mesafe diş dibi yüksekliği (h_t) olup standart dişlilerde $h_t=1.25m$ dir.



$$h = h_b + h_t = m + 1,25m = 2,25m$$

Silindirik Düz Dişli Çarklar: Temel Kavramlar ve Boyutlar



- Dişlerin yüksekliğini, baş dairesi ve taban dairesi belirler.

Baş dairesi çapı : $d_b = d_0 + 2h_b$

Taban dairesi çapı: $d_t = d_0 - 2h_t$

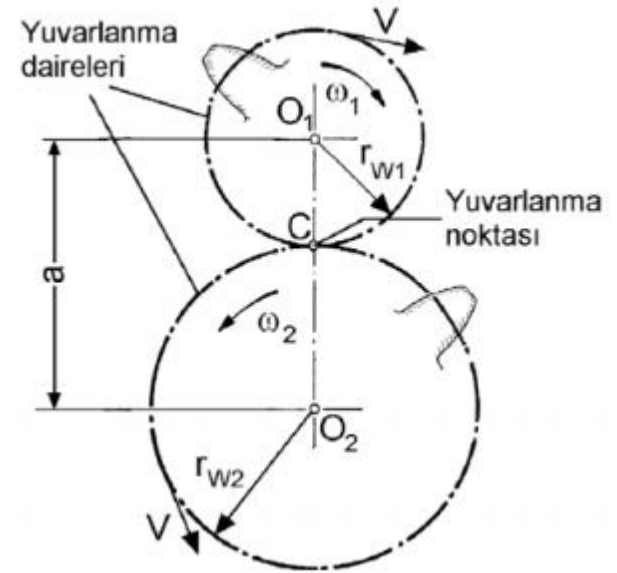
Silindirik Düz Dişli Çarklar: Temel Kavramlar ve Boyutlar

Çevrim oranı (i): Bir dişli çark mekanizmasında en az iki dişli çark bulunur. Döndüren çarkın yuvarlanma dairesi çapı d_{01} , diş ayısı z_1 , dönme hızı n_1 , açısal hız w_1 ise döndürülen için sırasıyla d_{02} , z_2 , n_2 ve w_2 olacaktır. Eş çalışan çarkların adımları eşit olacağından ;

$$\frac{\pi d_{01}}{\pi d_{02}} = \frac{z_1 t}{z_2 t} = \frac{z_1 \pi m}{z_2 \pi m}$$



$$\frac{d_{01}}{d_{02}} = \frac{z_1}{z_2}$$



Ayrıca, her iki çark kaymadan yuvarlanma yaptıklarından, yuvarlanma daireleri üzerinde oluşan **yay yollarının** ve bunun sonucu olarak **çevre hızlarının** eşit olması gerekir.

$$v_1 = w_1 r_1 = v_1 = w_2 r_2$$



$$\frac{w_1}{w_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{d_{02}}{d_{01}} = \frac{z_2}{z_1}$$



Sabit
 i_{12}

Dişli Çark Mekanizmasının Temel Boyutları

Bir dişli çark mekanizması bir döndüren bir de döndürülen dişliden oluşmaktadır. Bu iki dişli çarkın **eş çalışabilmesi** için:

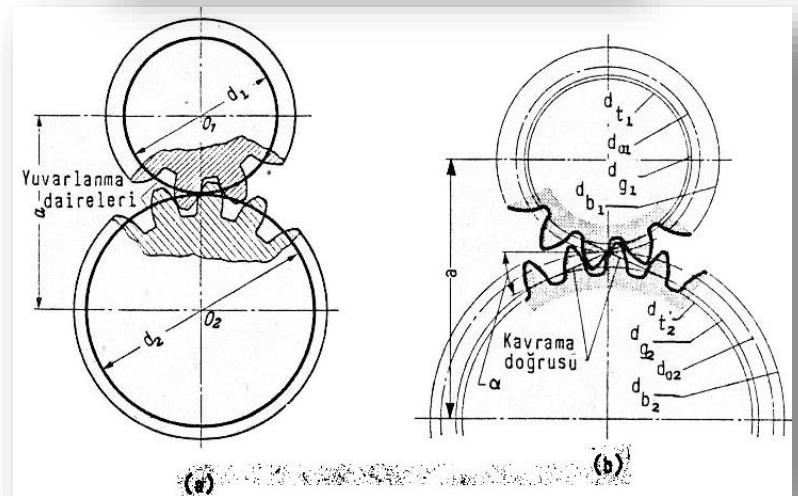
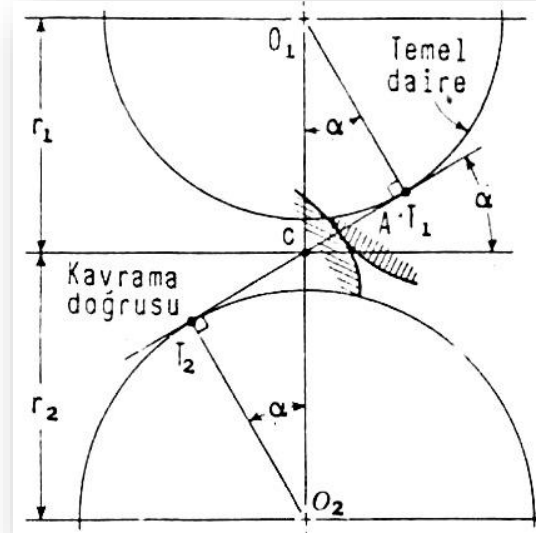
- Aynı modül (m)
- Aynı α_0 basınç açısına sahip olmalıdır.

Eksenler arası mesafe:

O_1 ve O_2 eksenleri arasındaki mesafedir. O_1O_2 doğrusuna merkezler doğrusu denir.

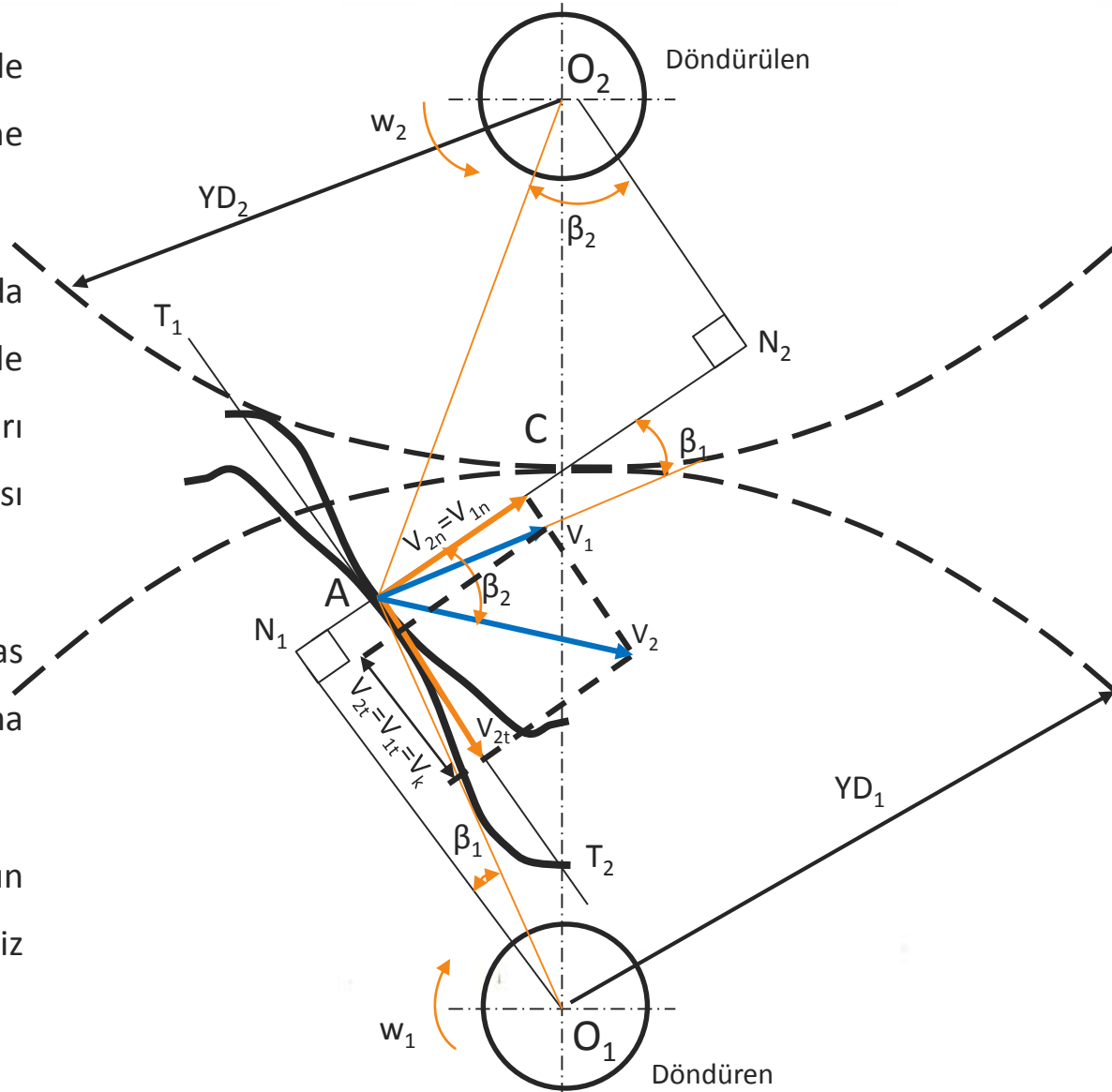
Sıfır dişlilerde

$$a_0 = \frac{d_{01} + d_{02}}{2} = \frac{m(z_1 + z_2)}{2}$$

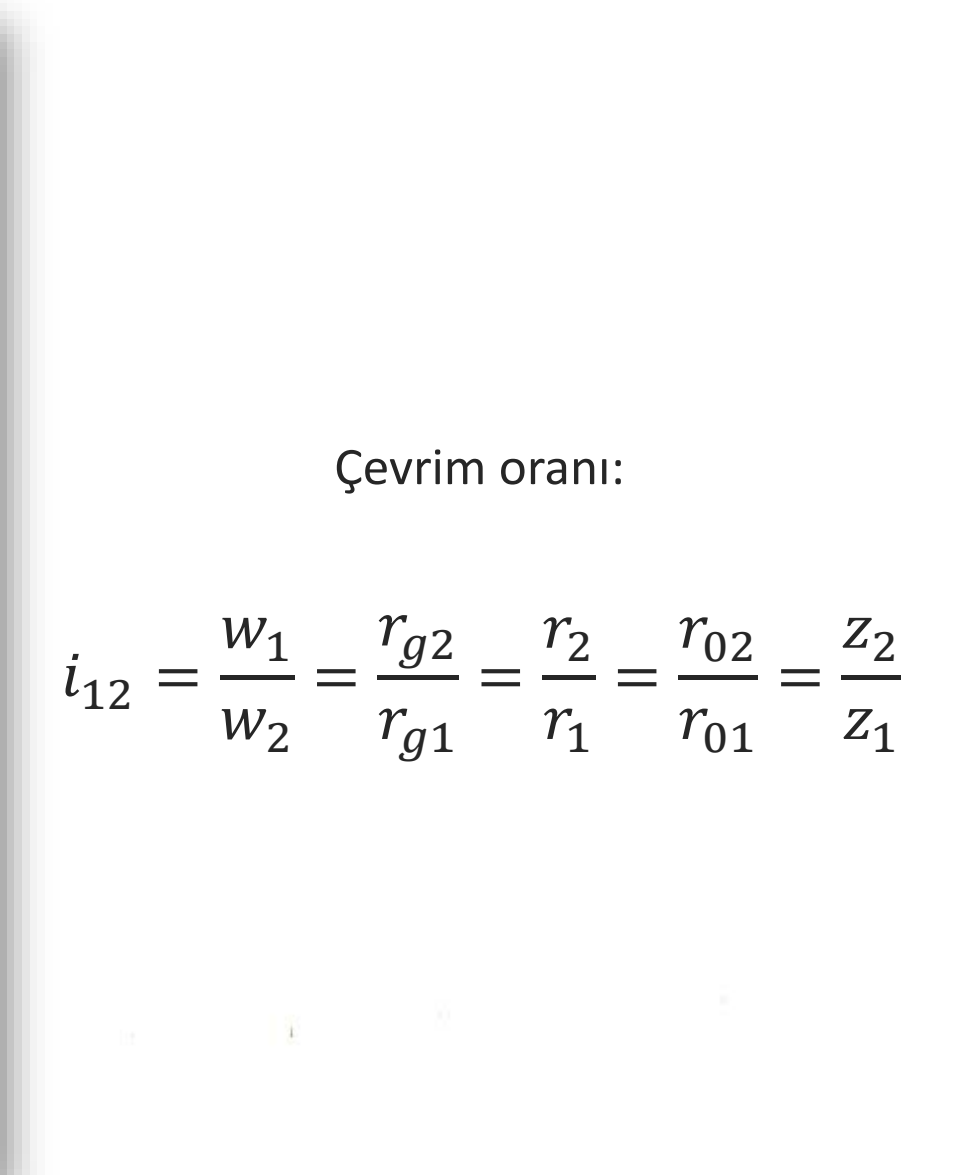


Dişli Ana Kanunu

- Karşılıklı iki dişli çarkın birbiri ile çalışabilmesi için profillerin birbirine uygun olması gerekir.
- Dişli çiftinin belirli bir devir sayısında bir gücü, bir milden diğer bir mile normal iletmesi için, dişlilerin hızları her durumda eşit ve sabit olması gerektir.
- Eş çalışan profillerin bir temas noktasındaki ortak normali, yuvarlanma noktasında (C noktası) geçmelidir.
- Eş çalışan dişlilerin teğetsel hızlarının (v_1 ve v_2) ortak normal üzerindeki iz düşümleri (v_{n1} ve v_{n2}) eşit olmalıdır.

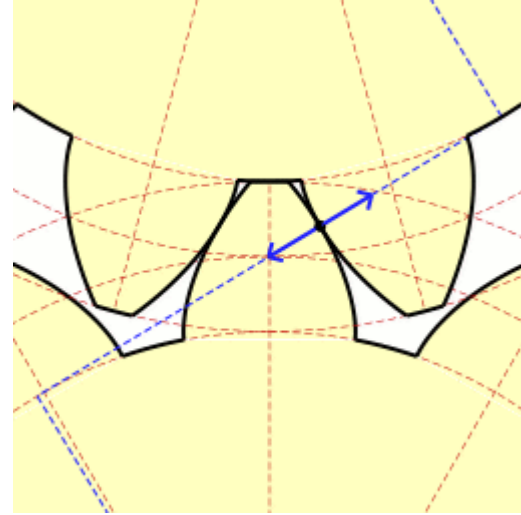
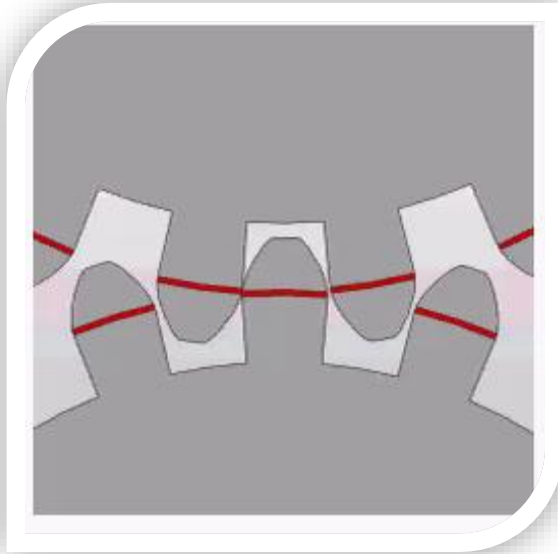


© 2014 Pearson Education, Inc. or its affiliate(s). All rights reserved. Pearson Education, Inc., publishing as Pearson Benjamin Cummings, 101 Philip Drive, Assinippi Park, New York, NY 10964-2133


$$i_{12} = \frac{w_1}{w_2} = \frac{r_{g2}}{r_{g1}} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{r_{02}}{r_{01}} = \frac{z_2}{z_1}$$

Kavrama durumu

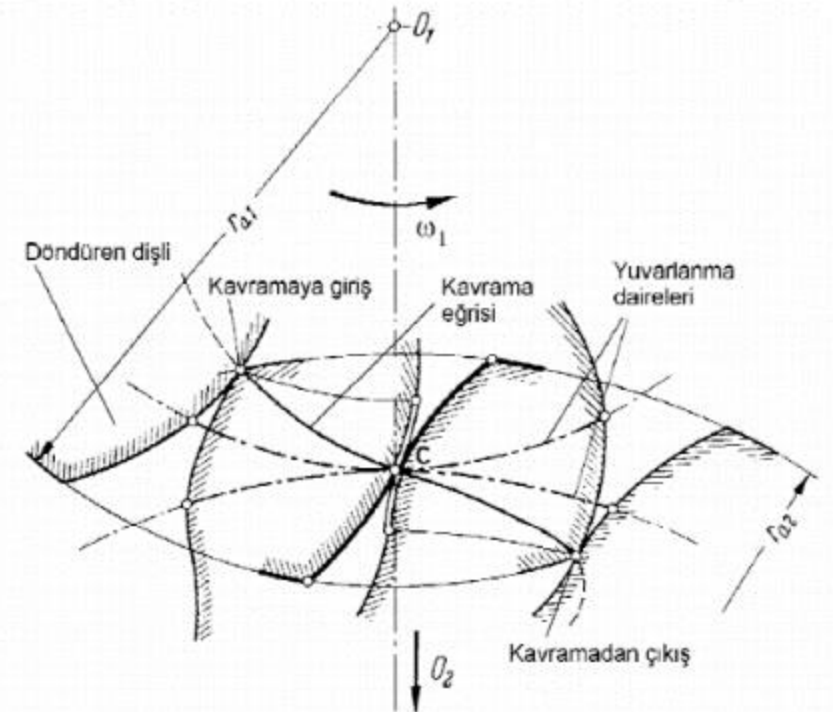
Mekanizmada bir diş çiftinin temasının başlangıcından ayrılmalarına kadar geçen süre içindeki duruma **kavramada olma durumu** denir. Alın düzleminde bir diş çifti için bir kavramaya giriş, bir de kavramadan çıkış noktası söz konusudur.



Kavrama durumu

Kavrama süresince, alın düzleminde profillerin birbirine temas eden noktalarının sabit düzlemdeki geometrik yeri olan eğriye kavrama eğrisi denir.

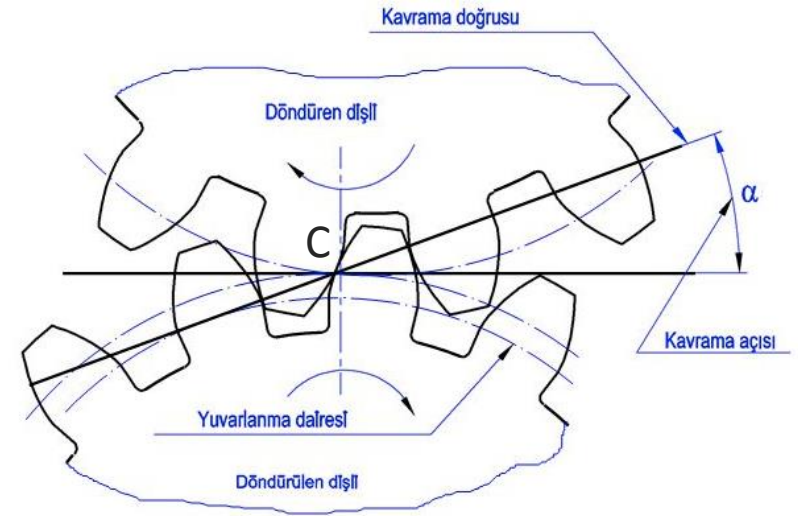
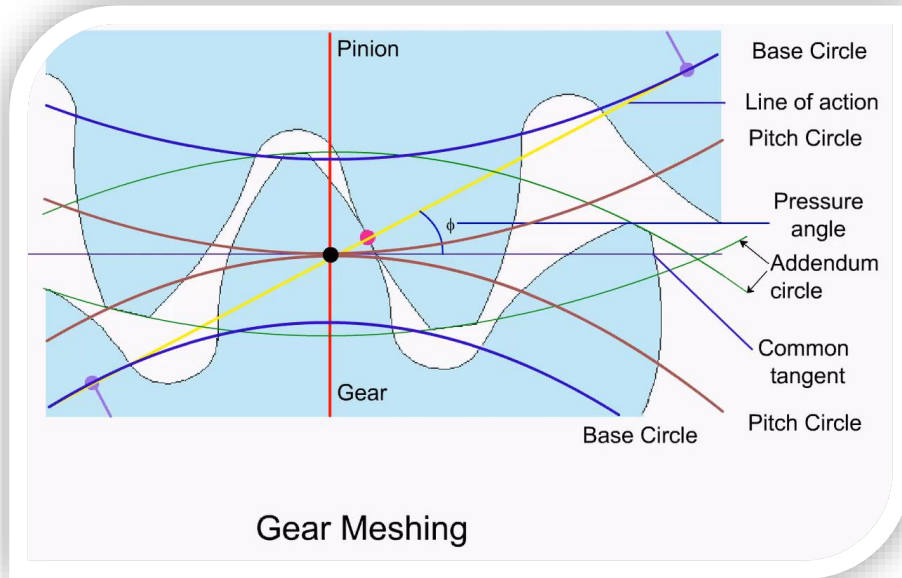
Mekanizmada düzgün hareket iletimi, ω_1/ω_2 oranının kavrama boyunca sabit kalması demektir. Bu özelliğe sahip profil çiftleri **eş çalışabilen** profillerdir. Yuvarlanma daireleri belli olan bir mekanizmada dişlilerden **birinin profili bilindiği takdirde**, $\omega_1/\omega_2 = \text{sabit}$ koşulundan hareketle **kavrama eğrisi nokta nokta çizilebilir** veya hesaplanabilir. Bu durumda, aynı kavrama eğrisi **diğer profil için de geçerli** olacağından diğer profil de çizilebilir.



Kavrama durumu

Kavrama Doğrusu:

Evolvent dişlilerde kavrama eğrisi bir doğru olduğundan buna **kavrama doğrusu** denir.



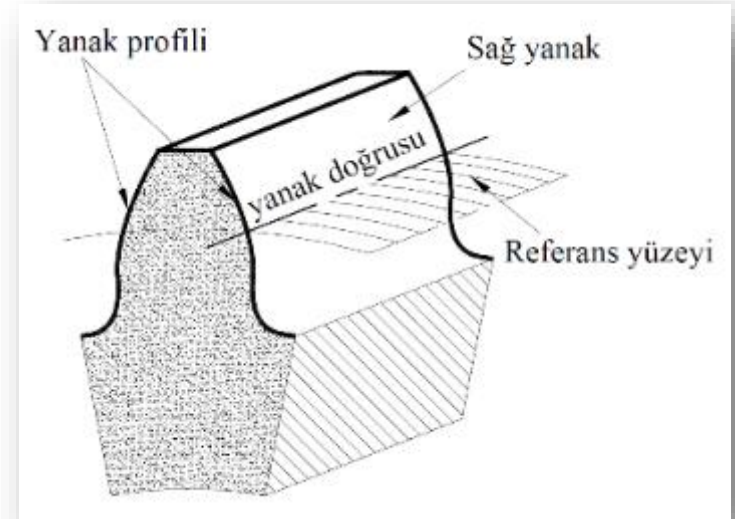
Kavrama boyu: AE uzunluğu

C: yuvarlanma noktası

A: Kavrama açısı

Silindirik Düz Dişli Çarklar: Diş profil eğrileri ve eş çalışma

Yanak profili olarak her türlü eğri şekli kullanılabilir. Yeter ki bu eğri dişli kanununa uysun. Pratikte bütün eğriler diş yanağı profili olarak alınmazlar. Pratikteki profil seçimini, seçilecek profilin basit ve ucuz olarak imali ve basit kavrama doğrusu vermesi etkiler. Buda sikloidlerin ve yuvarlanan profillerin (ya doğru veya daire üzerinde yuvarlanan) kullanılmasını gerektirir. Bu günün makina yapımında kullanılan profiller evolvent profilli dişliler ve profili evolvent olmayan dişliler diye iki kısma ayrılır.

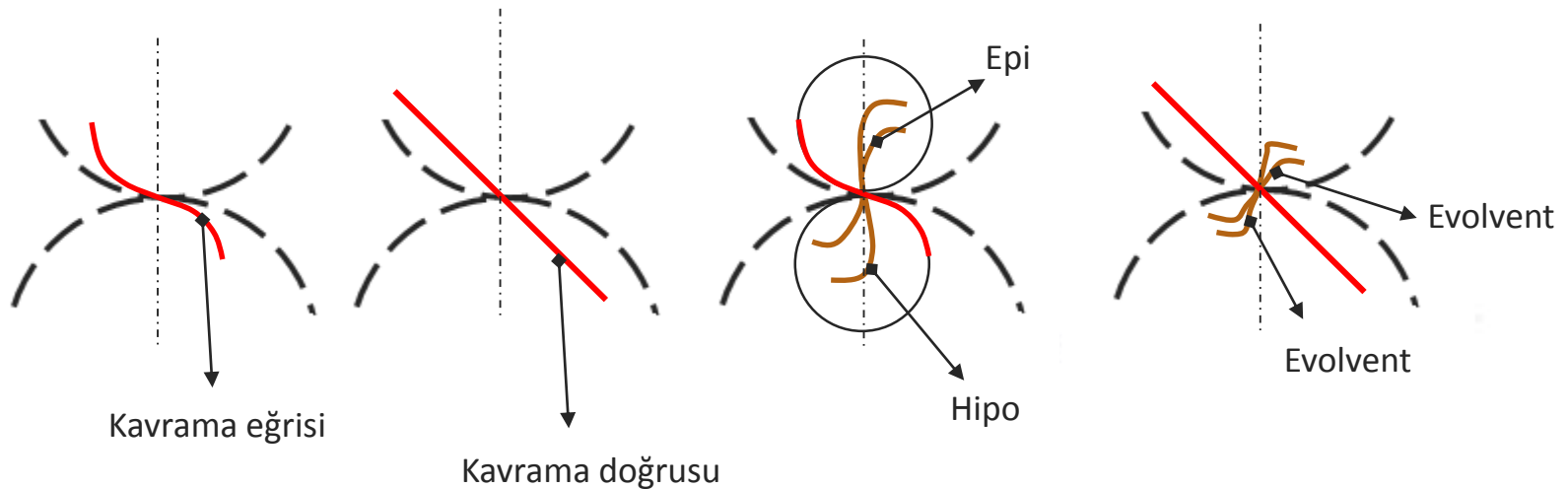


Silindirik Düz Dişli Çarklar: Diş profil eğrileri ve eş çalışma

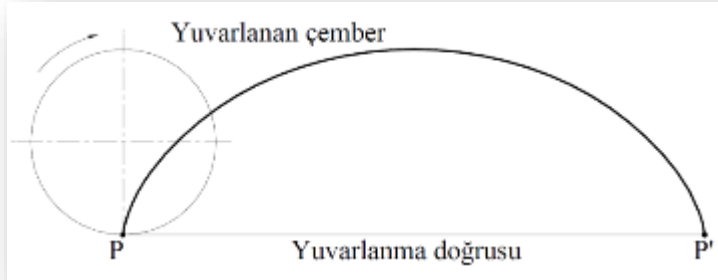
Herhangi bir dişli çarkın birbiri ile eş çalışabilmesi için:

1. İki çarkın **aynı modüle** sahip olması
2. İki çarkın **aynı adıma** sahip olması

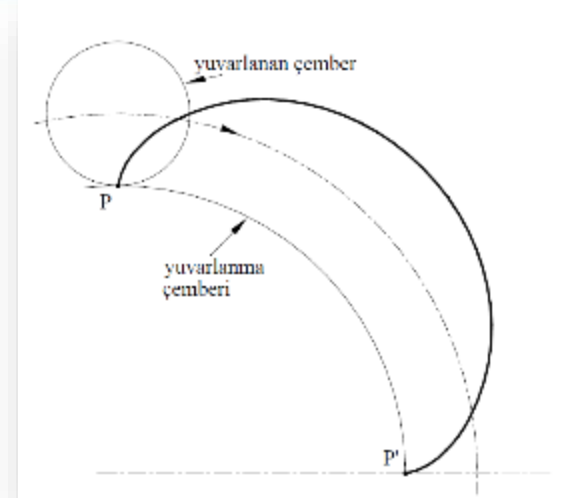
gerekir. 2. koşul ise bu çarkların **kavrama eğrilerinin C noktasına** göre mutlaka merkezi **simetrik** olmasını gerektirir. **Kavrama eğrisi çember** parçalarından oluşan diş profili **sikloid eğrisi**, **kavrama eğrisi bir doğru** olan diş profili ise **evolvent eğrisi** olmaktadır.



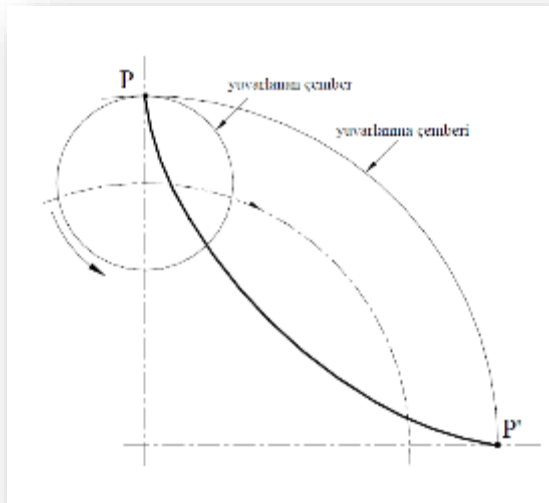
Silindirik Düz Dişli Çarklar: Yanak profilleri



Ortosikloid



Episikloid



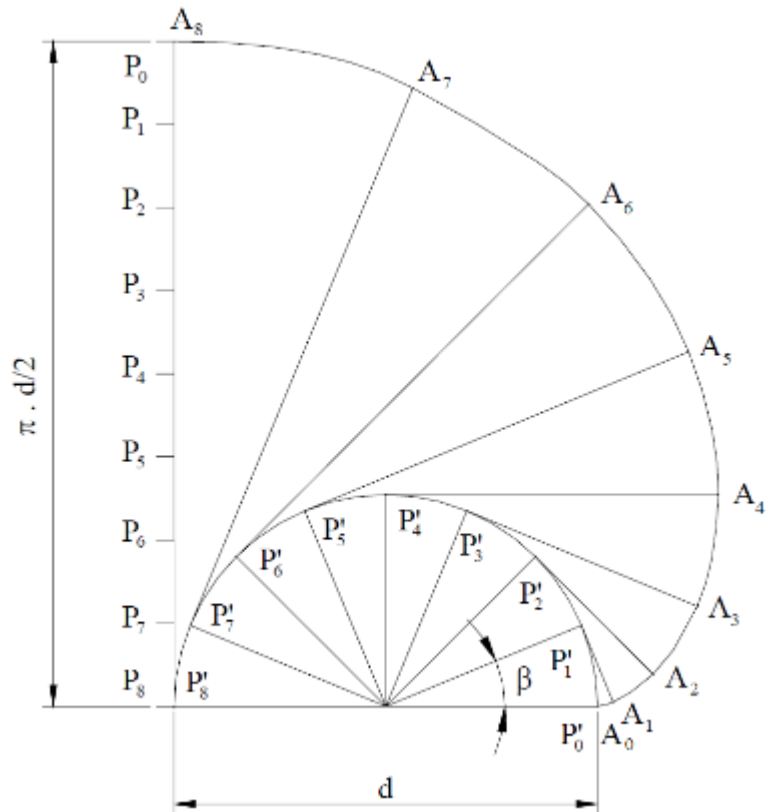
Hiposikloid

- Sikloid dişli üretimi oldukça zor ve pahalıdır. Kesici takım imalatı ve takımın bilenmesi zor.
- Hasas mekanik düzenekler gibi özel işlerde kullanılır.

Silindirik Düz Dişli Çarklar: Yanak profilleri

Evolvent Profil

Genel makina endüstrisinde hemen hemen daire evolventli dişliler kullanılmaktadır. Çünkü bu profildeki dişlileri; hesaplamak, imal etmek, kontrol yapmak hem diğer profillere göre basit hemde çok ucuzdur.



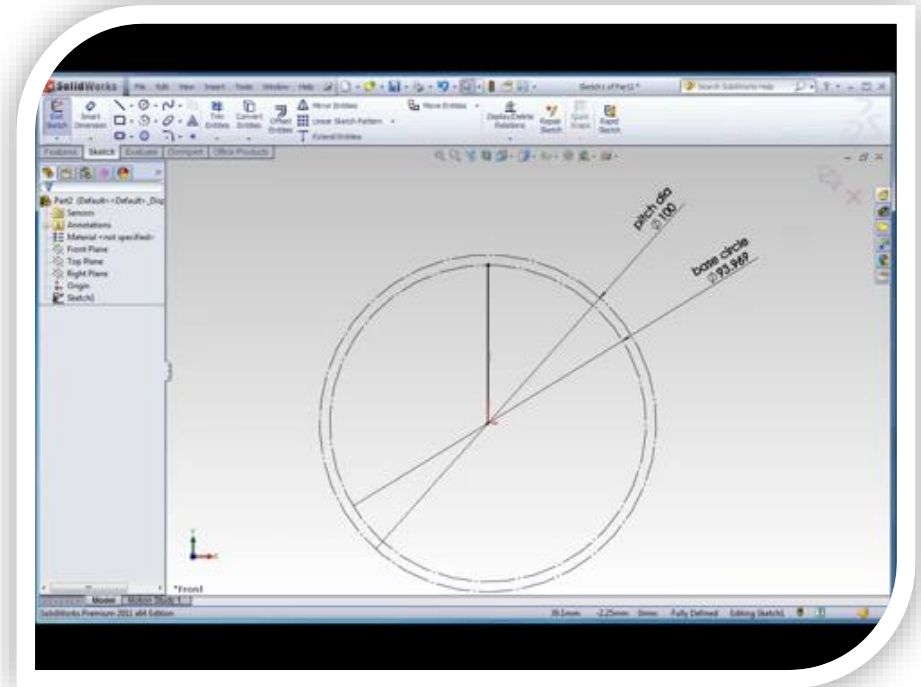
1. Yarım daire 8 eşit parçaya bölünür.
2. Bölünmede oluşan P noktalarından teğetler çizilir.
3. Ordinatta P'8 = P8 belirlenir ve yarım çember boyu $\pi \cdot d/2$ işaretlenir.
4. Yarım çember boyu 8 eşit parçaya bölünür ve bütün teğet noktaları işaretlenir, P0 = A8 den P1 ve P7 ye kadar.
5. Bundan sonra teğet boyları alınır ve teğetlere taşınır. Örneğin: P0-P3 pergeli ile işaretlenir ve P'3 noktasında teğetine taşınıp evolvent noktası A3 bulunur.
6. Bütün noktalar aynı şekilde bunup evolvent profili çizilir.

Silindirik Düz Dişli Çarklar: Yanak profilleri

Evolvent Profil

Genel olarak dişli kanunu $w_1/w_2 = \text{sabit}$ olması gerektiğini söyler. Bu aynı zamanda $ro_1/ro_2 =$ oranı olduğundan merkezler arası uzaklık (a) değiştiği zaman yuvarlanma daireleri ve dolayısıyla ro_1 ve ro_2 değişeceğinden herhangi bir dişli çarkta w_1/w_2 oranı sabit kalmaz. Bu sıkıntı evolvent profillerde hep sabit kalır. Çünkü yuvarlanma dairesi değişse bile temel daireler hiçbir zaman değişmez. Evolvet profilin avantajları:

- Eksenler arası mesafe belirli sınırlar dahilinde değişebilir.
- İmalatı kolay,
- Kesici takımı basit
- Verimi yüksek,
- Aynı takımla farklı çaplara ve diş sayılarına sahip dişli çarklar yontulabilir. Bu nedenle endüstride kullanılan dişli çarkların tamamına yakını evolvent profilidir.



Dişli Çark Mekanizmasının Temel Boyutları

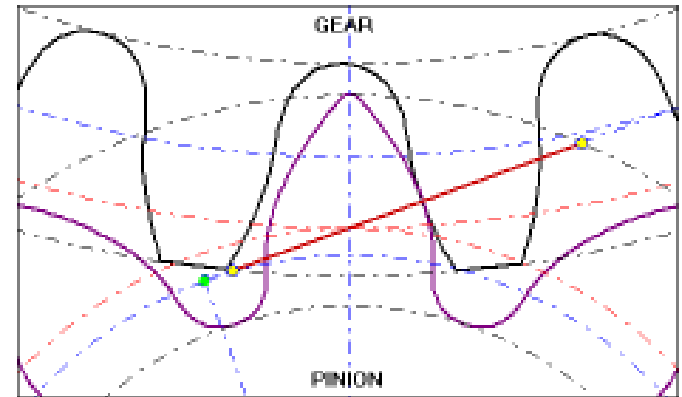
Kavrama Oranı:

Bir dişli çiftinde dişlilerin daima en azından birer diş birbirini kavramalı ve ikinci bir diş kavramadan evvel birinci dişli ayrılmamalıdır. Bu kavrama oranı ile verilir:

$$\varepsilon = \frac{\overline{A_o E_o}}{t} = \frac{\overline{AE}}{t_e} = \frac{\overline{AE}}{t \cos \phi}$$



$$\varepsilon \geq 1$$

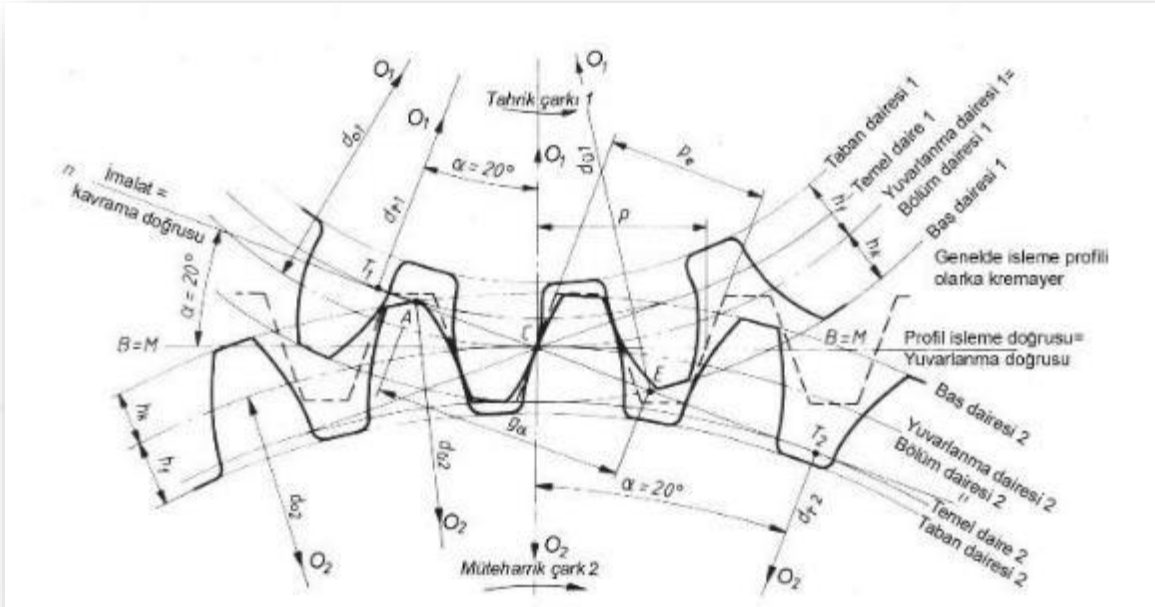


olmalıdır. ε ne kadar büyük olursa dişli o kadar sessiz çalışır.

Dişli Çark Mekanizmasının Temel Boyutları

Sınır Diş Sayısı:

Dişli çarklarda **aralığının dışında profillerin birbirine teğet olarak** normal çalışma yapması mümkün değildir. **Limit** durumda **A** noktasının T_1 noktası ile **E** noktasının T_2 noktası ile çakışması söz konusudur. **Yâni kavrama doğrusunun sınır çalışma boyunun tamamı faydalı çalışma boyu olur.** Bu durumdaki dişli çarka **sınır çark, z_s diş sayısına sınır diş sayısı** denilmektedir.



Temel daire içerisinde evolvent profil olamaz ve baş noktalar hiçbir zaman temel noktaların dışına çıkamaz.



Dişli Çark Mekanizmasının Temel Boyutları

$$z_s = \frac{2}{\sin^2 \alpha} \cong 17 \quad \text{Teorik sınır diş sayısı}$$

Evolvent profilin kısaltılabilir faydalı çalışma boyunda sınır diş sayıları ise:

$$z'_s = \frac{5}{6} \cdot z_s \cong 14 \quad \text{Pratik sınır diş sayısı}$$

Sınır diş sayılarında kavrama oranı

z_s	11	12	13	14	15	16	17
ε_α	1	1.12	1.3	1.45	1.47	1.5	1.54

Tablodan görüleceği gibi $z_s=12$ dişten küçük diş sayılarında çalışılmaz. **12 ve 13 diş sayıları kuvvet taşıması ve aşınma açısından uygun değildir. Bunun için 14 diş sayısı** pratikte en alt sınır diş sayısıdır.

Silindirik Düz Dişli Çarklar: Evolvent dişli çark boyutları

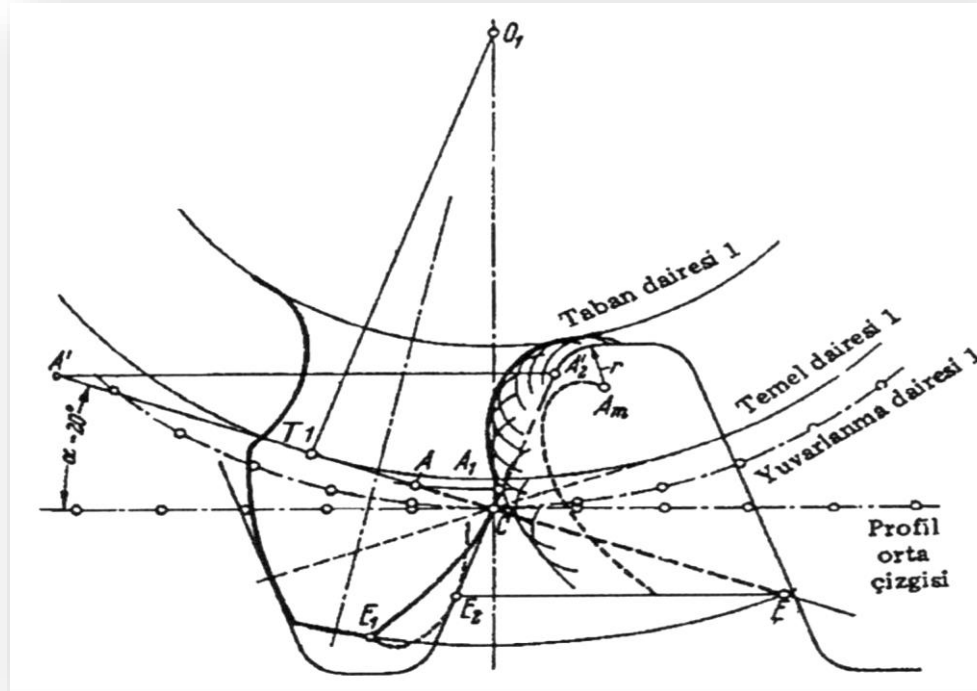
Dişli boyutları	Standart (sıfır) dişli	Artı profil kaydırılmış	Eksi profil kaydırılmış
Taksimat dairesi çapı	$d_0 = mz$	$d_0 = mz$	$d_0 = mz$
Baş dairesi çapı	$d_b = d_0 + 2m$	$d_b = d_0 + 2m(1+x)$	$d_b = d_0 + 2m(1-x)$
Taban dairesi çapı	$d_t = d_0 - 2.5m$	$d_t = d_0 - 2m(1.25-x)$	$d_t = d_0 - 2m(1.25+x)$
Temel dairesi çapı	$d_g = d_0 \cos \alpha_0$	$d_g = d_0 \cos \alpha_0$	$d_g = d_0 \cos \alpha_0$
Diş kalınlığı	$s_0 = x \frac{m}{s}$	$s_0 = x \frac{m}{s} + 2xm \tan \alpha_0$	$s_0 = x \frac{m}{s} - 2xm \tan \alpha_0$

$$a_0 = \frac{d_{01} + d_{02}}{2} = \frac{m(z_1 + z_2)}{2}$$

$$i_{12} = \frac{w_1}{w_2} = \frac{r_{g2}}{r_{g1}} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{r_{02}}{r_{01}} = \frac{z_2}{z_1}$$

Alt Kesilme Olayı

Eş çalışan dişlilerin temasları evolvent olmayan kısımda (bunu olabilmesi için temel daire taban dairesinden büyük olmalıdır) meydana gelirse dişli dibinin oyulduğu görülür. Bu da temasın kavrama doğrusu dışında meydana geldiğini gösterir. Bu olaya **alttan kesilme** denir. Sınır diş sayısının altında diş sayısına sahip olan dişli çarklar birbirleri ile çalıştıklarında görülür.



Alt Kesilme Olayı

Altan kesilme olayının olmaması için gerekli minimum diş sayısı:

$$z_{\min} = \frac{2}{\sin^2 \alpha_0}$$

Teorik olarak $\alpha_0=20$ olduğundan $z_{\min}=17$ bulunur. Pratikte bir miktar alt kesilme olayı tolere edilerek $z_{\min}=14$ alınır.

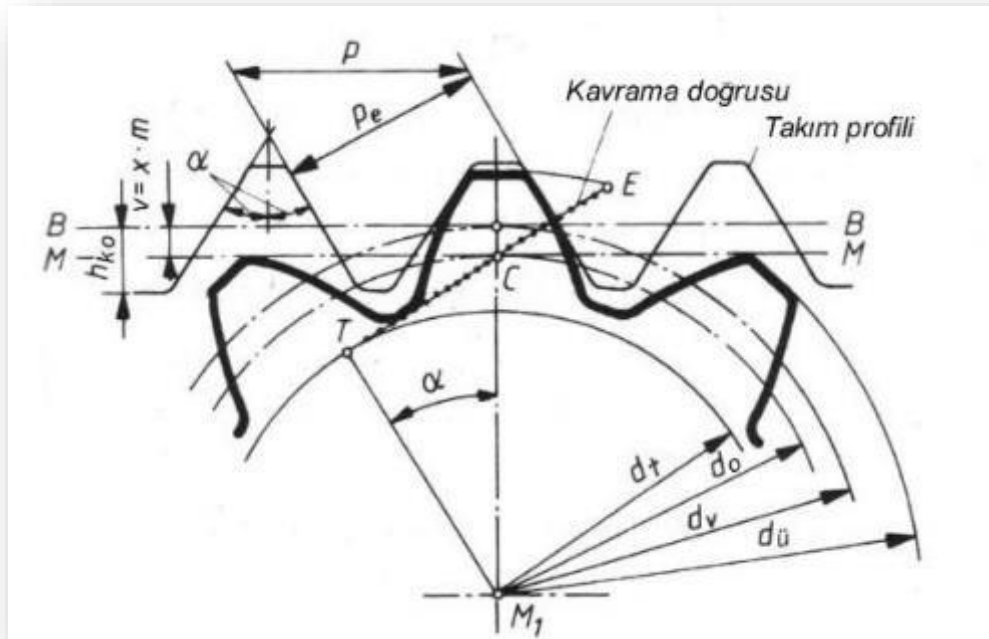
Alt kesilme olayını önlemek için:

- Büyük dişlinin yüksekliğinin kısaltılması
- Kavrama açısının büyütülmesi
- Profil kaydırma

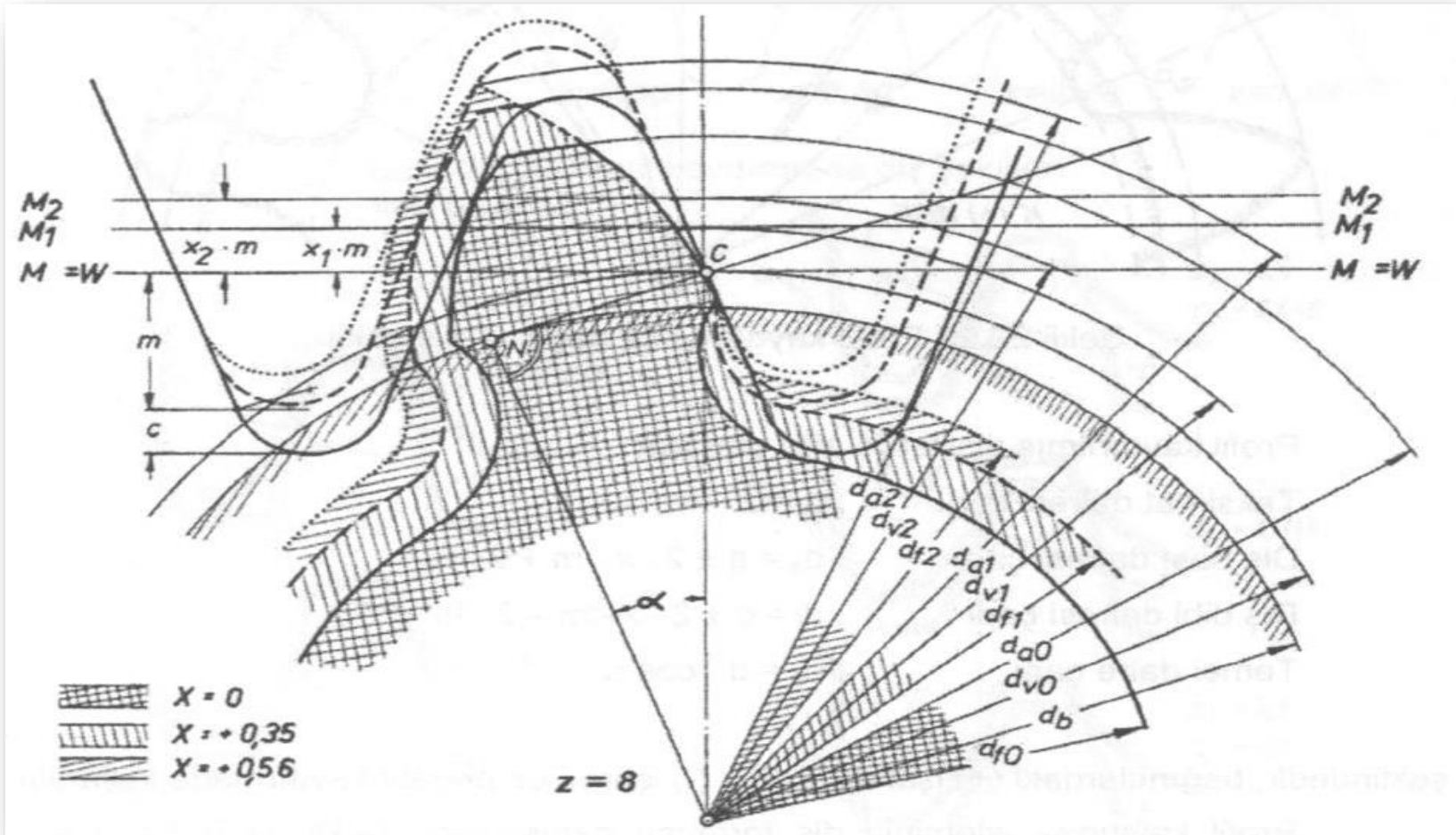
Silindirik Düz Dişli Çarklar: Temel Kavramlar ve Boyutlar

Profil kaydırma yöntemiyle çeşitli diş şekilleri elde edilir.

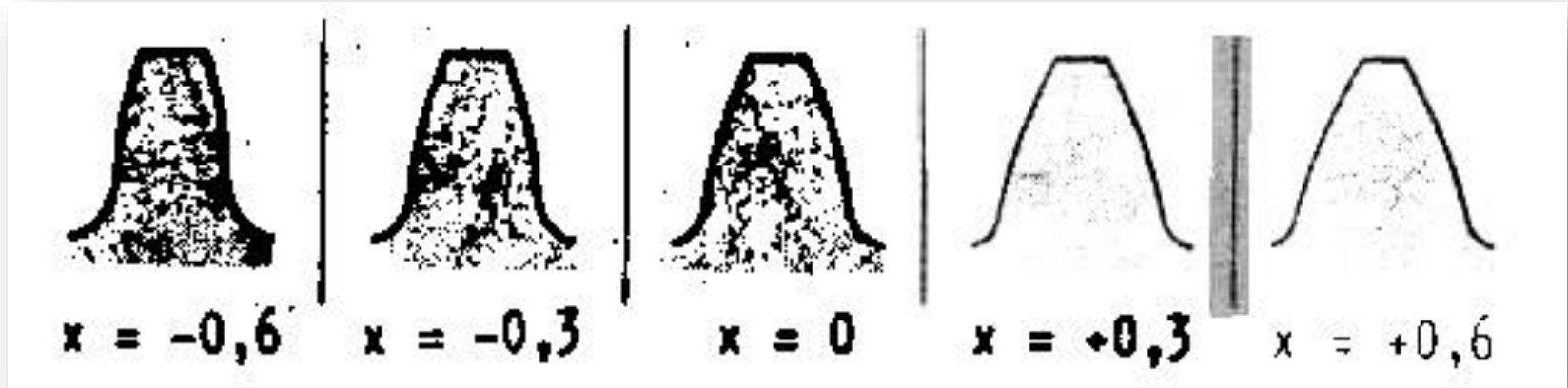
- Böylece standart dişlilere göre diş dibi mukavemeti ve yüzey basıncı mukavemeti artırılabilir.
- Dişler arasında meydana gelen kayma ve dolayısıyla aşınma azaltılabilir.
- Altan kesilme olayı önlenir.



Silindirik Düz Dişli Çarklar: Temel Kavramlar ve Boyutlar



Silindirik Düz Dişli Çarklar: Temel Kavramlar ve Boyutlar



Burada x :

takımın (diş açan) taksimat dairesi ile dişlinin taksimat dairesi arasındaki düşey farktır.

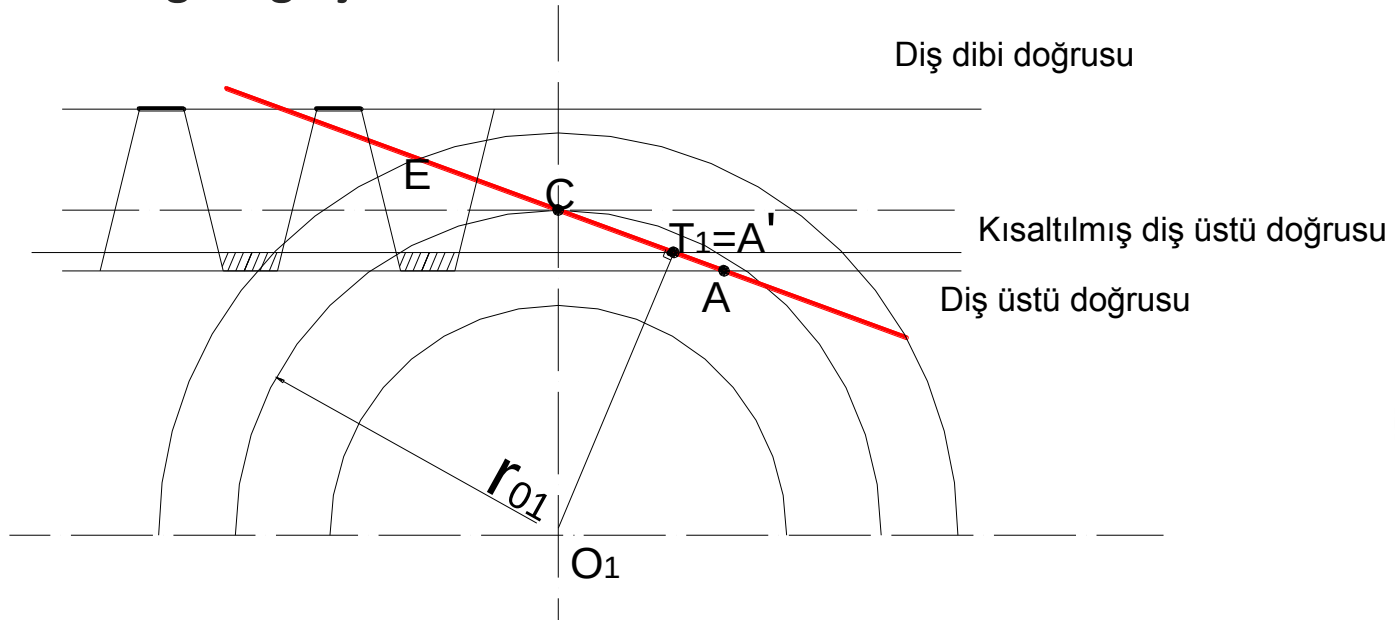
Artı profilli: diş açan takımın orta doğrusu taksimat dairesinin üstünde

Eksi profilli: diş açan takımın orta doğrusu taksimat dairesinin altında

Silindirik Düz Dişli Çarklar: Temel Kavramlar ve Boyutlar

Diş başı kısaltma ile alt kesilmeyi önleme

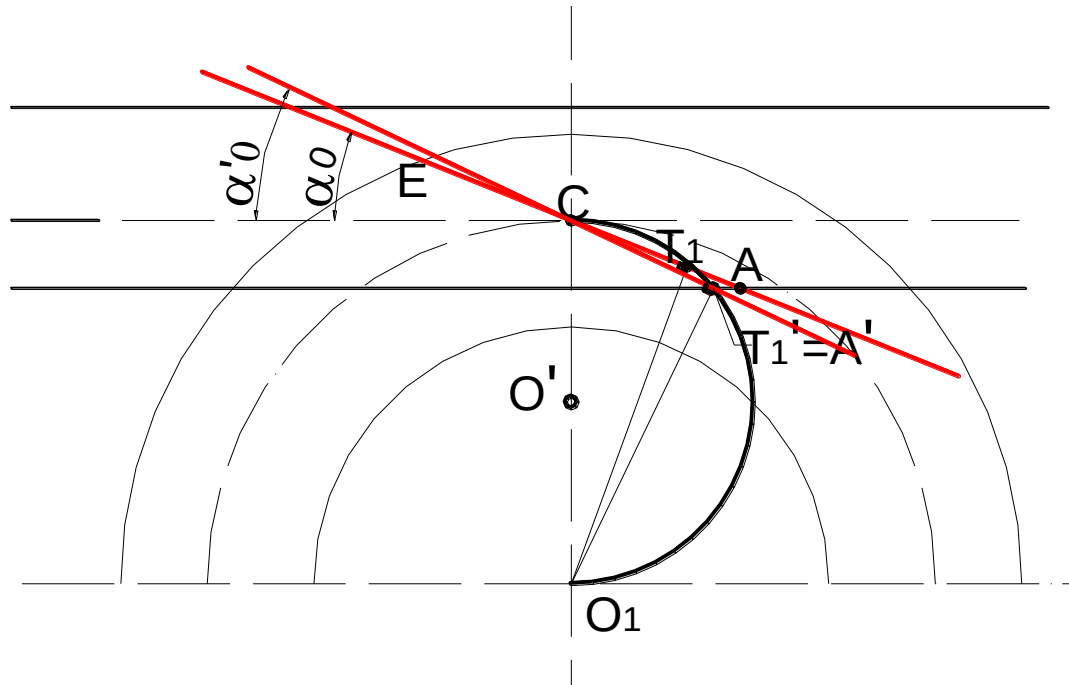
A noktası T_1 in dışında kaldığı durumda O_1 dişlisi sınır diş sayısından küçük olduğu için bu dişlide alt kesilme meydana gelmektedir. Alt kesilmeyi önleme tedbirlerinden biri de diş başı kısaltmasıdır. Bu metotta T_1 noktası A noktası ile çakışincaya kadar diş başı kısaltılmaktadır, Şekilde kısaltma sonunda A noktası T_1 noktası ile üst üste geldiği için alt kesilme önlenmektedir.



Silindirik Düz Dişli Çarklar: Temel Kavramlar ve Boyutlar

Kavrama açısını büyüterek alt kesilmeyi önleme

Bu dişli çarklarda A noktası T_1 in dışında kaldığında alt kesilme meydana gelmektedir. Kavrama açısını büyüterek alt kesilmeyi önlemede O_1C çaplı çember çizilmektedir. Bu çemberin diş üstü doğrusunu kestiği nokta, T_1 noktasının A noktası ile çakıştığı nokta olup bu noktadan geçen kavrama doğrusu, α açısı büyüten doğrudur.



Örnek

Şekilde verilen ve iki düz dişliden meydana gelen dişli çark sisteminin toplam çevrim oranı $i_{top}=10$ ve z_3-z_4 dişlilerin çevrim oranı $i_{34}=2.94$, giriş dönme hızı $n_1=965$ d/d, giriş gücü $N=12$ kW, birinci kademenin Modülü 3mm ve eksenler arası mesafe 110 mm; ikinci kademenin modülü 4.5mm ve eksenler arası mesafesi 160 mm olduğuna göre:

- Birinci kademenin çevrim oranı
- Tüm dişlilerin diş sayıları
- İkinci kademe dişlilerin boyutları
- Çıkıştaki dönme momentini

hesap ediniz. Dişli sisteminin toplam verimi 0.92; Çalışma faktörü 1.4; Dişliler sıfır dişlidir.

