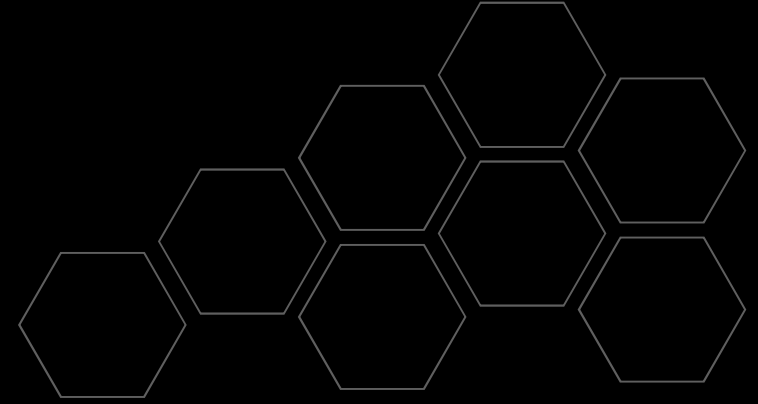
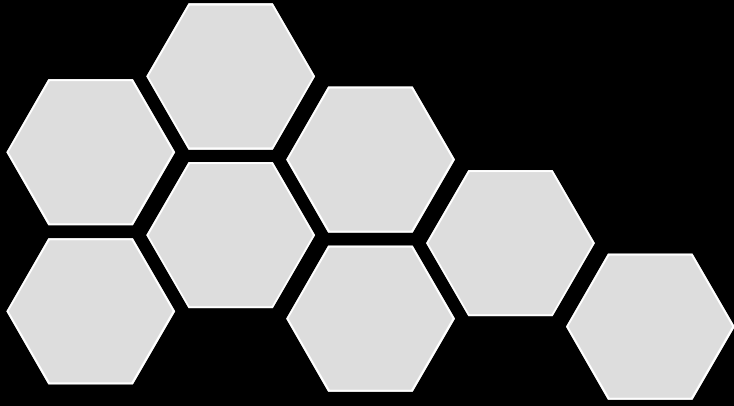
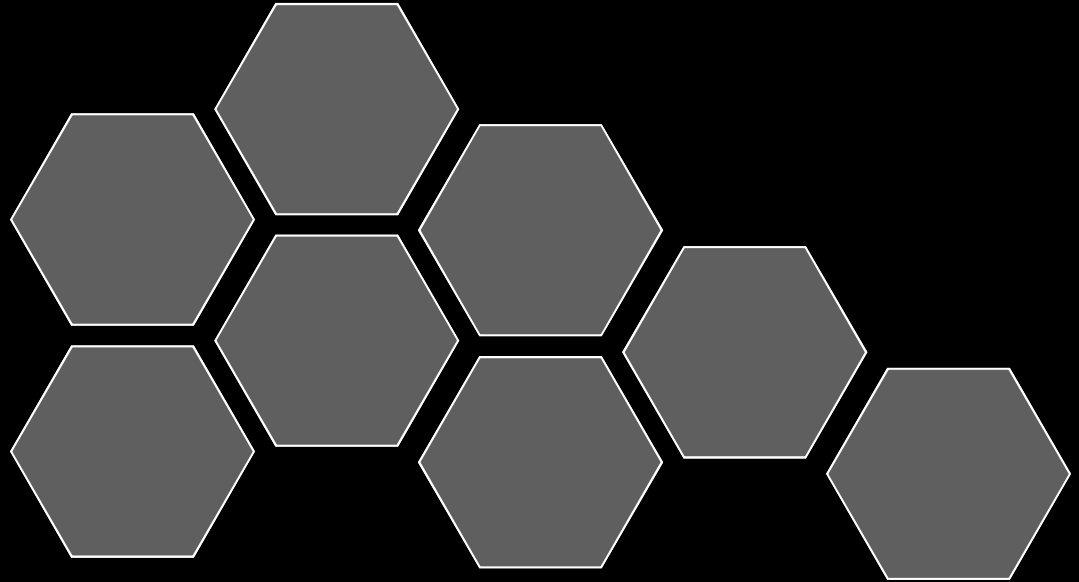
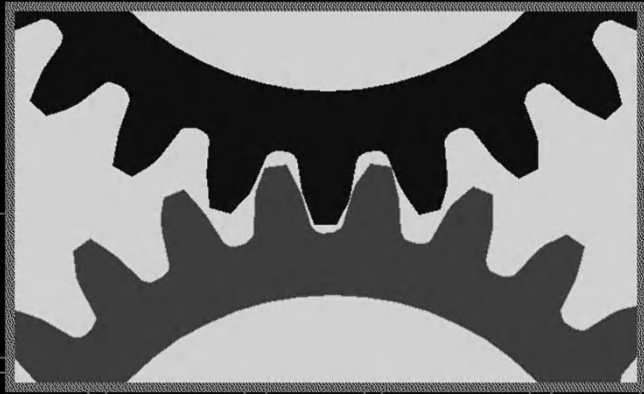




# Dişli Çark Mekanizmaları

Vedat Temiz

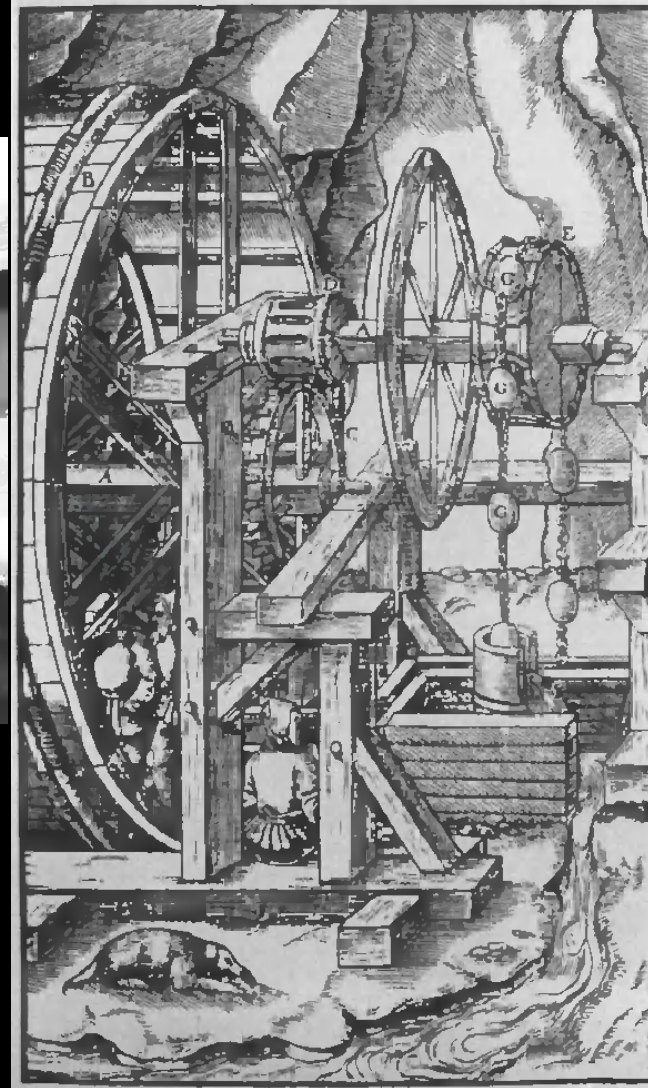


# Tarihçe

- Dişli çarklar medeniyetin nerede ise ilk zamanlarından beri kullanılmaktadır.



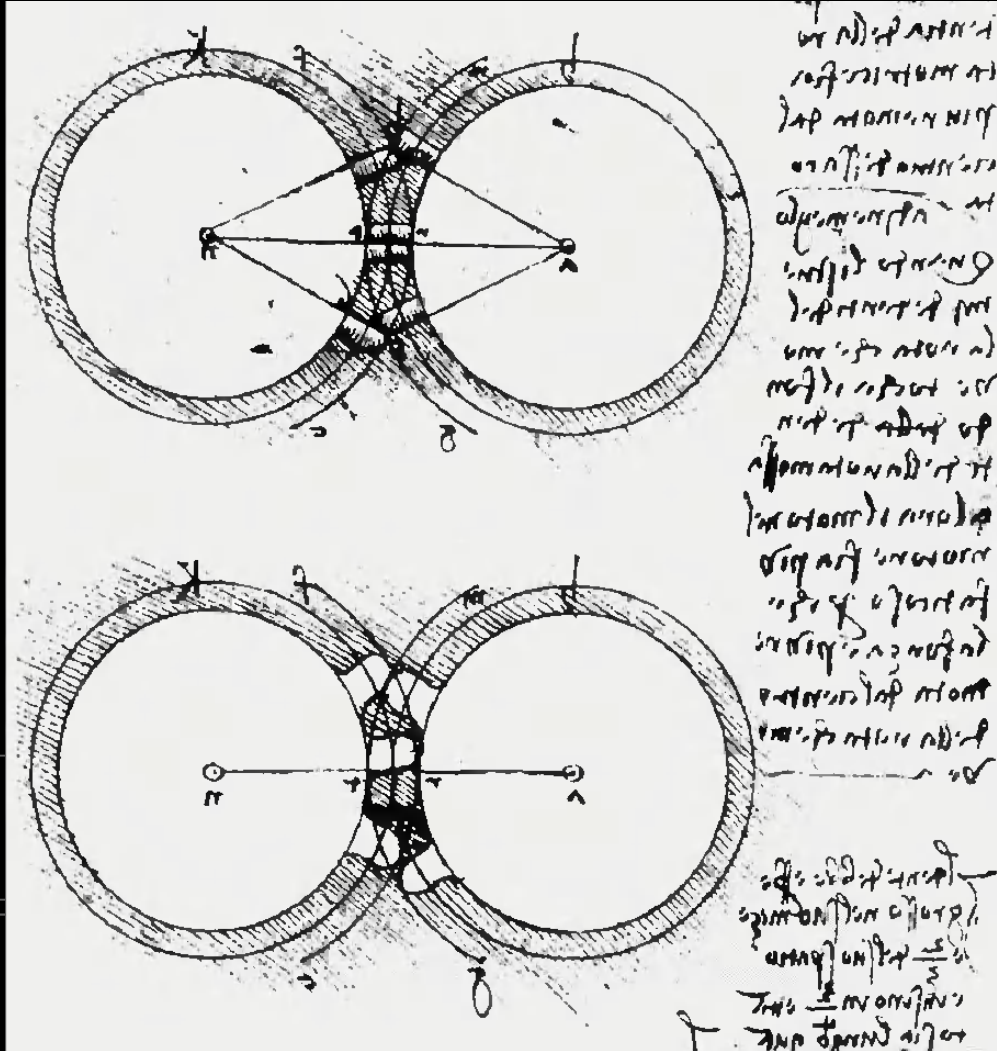
Su çıkarma sistemi, 1575



Su  
pompasının  
tahriki  
1556

# Tarihçe

- Mühendislik anlamında ilk çalışmalar Da Vinci'ye atfedilir.

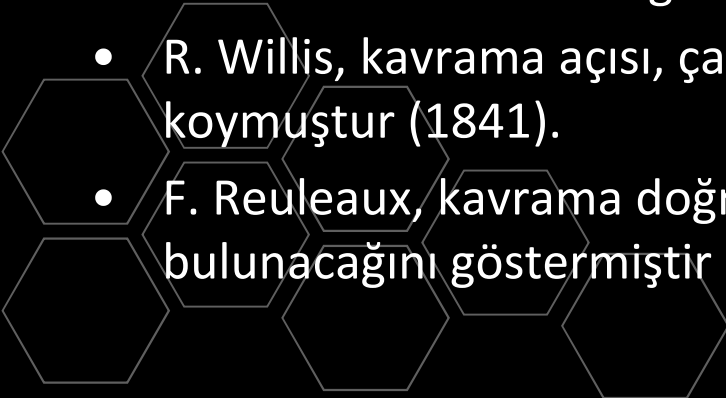


Silindirik dişli çifti  
Leonardo da Vinci,  
Madrid kodeksi



# Dişli Geometrisi Tarihçesi

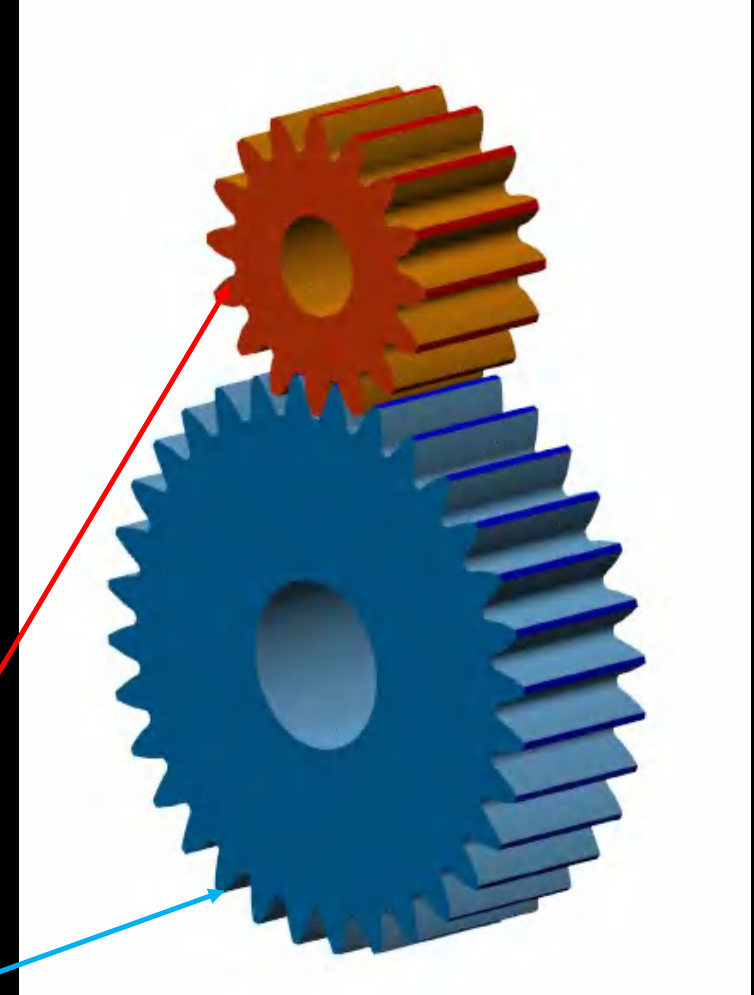
- Dişli teknolojisi, mekanik prensiplerinin gelişmesi neticesinde ilerledi (C. Huygens, G.W.Leibniz, J. Bernoulli, L. Euler, I.B. D'Alembert)
- P. De La Hire, dişli biliminin öncüsü olarak kabul edilir. Belirli kurallara göre sabit çevrim oranlı dişli mekanizması geliştiren ilk kişidir (1695)
- Diş geometrisi olarak evolventin kullanılması büyük matematikçi L. Euler tarafından önerilmiştir (1752).
- Çalışmalar uzun yıllar ampirik seviyede kalmıştır.
- İngiliz mühendis Robert Buchanan dişli ana kanununun temellerini ortaya koymuştur.
- Özellikle R. Willis (1800-1875) ve K. Kutzbach'ın (1875-1942) önemli katkıları ile ilerleme sağlanmıştır.
- R. Willis, kavrama açısı, çapsal taksimat, diş boşluğu gibi terimleri ortaya koymuştur (1841).
- F. Reuleaux, kavrama doğrusunu daha açık tanımlamış, eş profilin nasıl bulunacağını göstermiştir (1865)

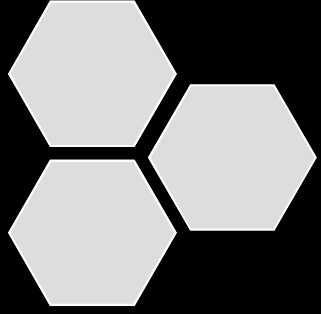




# Giriş

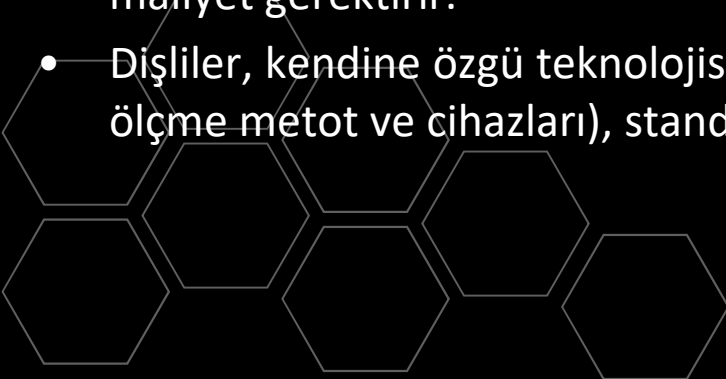
- Dişli çark mekanizmaları en geniş kullanım alanı olan, gerek iletilebilen güç gerekse ulaşılabilen çevre hızları bakımından da mekanizmalar içinde özel bir yeri bulunan mekanizmalardır.
- Mekanizmayı oluşturan tek tek elemanlara **dişli çark** veya kısaca **dişli**,
- İki dişli çarktan oluşan mekanizmada küçük olan, yani diş sayısı az olan dişliye **pinyon**,
- Büyüğüne ise **çark** denir.

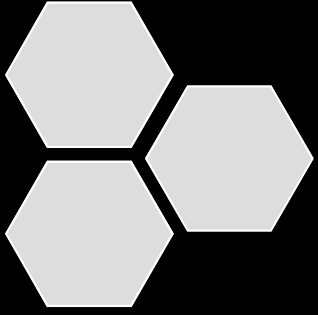




# Genel Özellikler

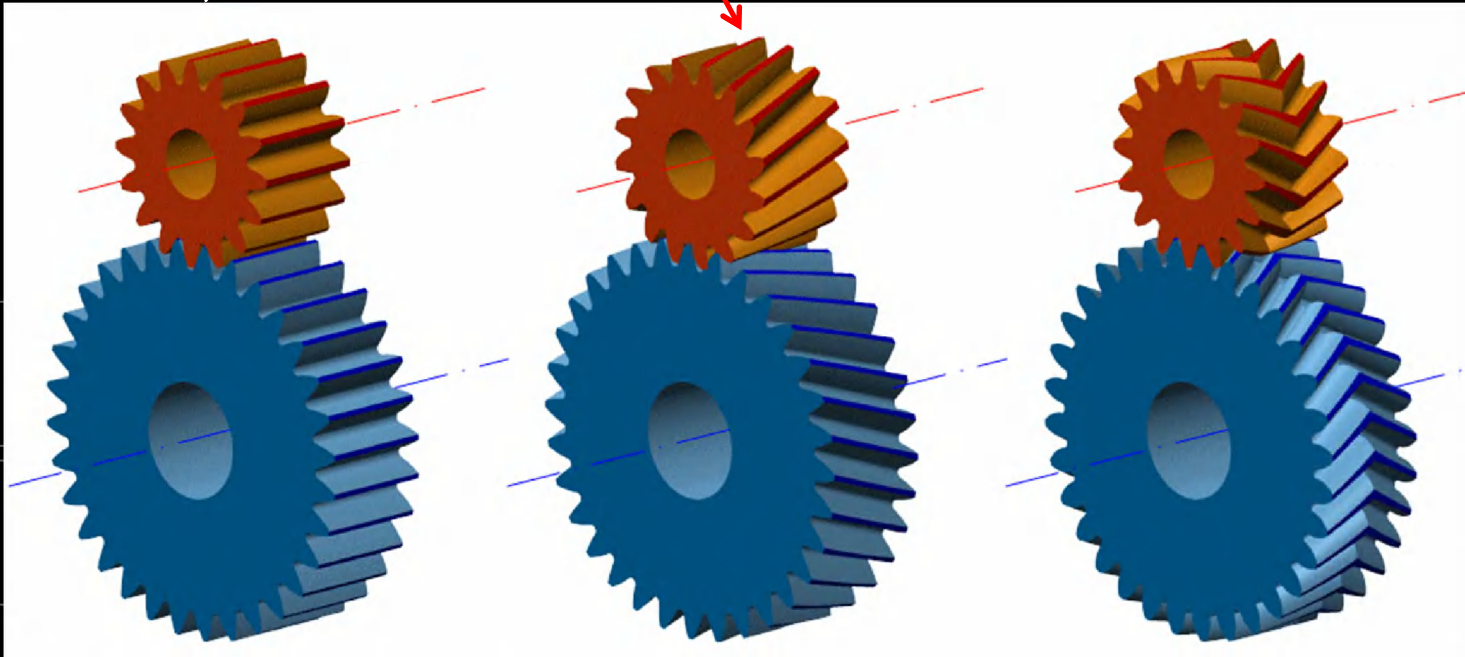
- Dişli çark mekanizmaları zorunlu hareketli mekanizmalardır. Yani, çevrim oranı sabittir.
- Bu, bir çift dişli ile oluşan mekanizmada dişlileri taşıyan millerden birinin açısal konumu belli ise diğerinin de kesinlikle belli olması anlamına gelir.
- Yalnız dişliler dikkate alındığında birim ağırlık veya hacim başına güç iletim kapasitesi en büyük olan mekanizmalardır. Bu güne kadar, gereken en büyük güçler için dişli çark mekanizmaları yapılabilmektedir.
- Özel yapılmış helisel dişli çark mekanizmaları **ile 200 m/s'** lik çevre hızlarının da üzerine çıkılabilmektedir. Ancak, uygulamaların çok büyük çoğunluğunda çevre hızının 20 m/s' nin altında kaldığı söylenebilir.
- Çok küçük çevre hızları dışında, yağlama gerektiren mekanizmalardır. Bu nedenle çoğunlukla kapalı bir hacim içinde bulunmaları gerekir. Bu durum fazladan bir ağırlık ve maliyet gerektirir.
- Dişliler, kendine özgü teknolojisi (imalat metotları, takım tezgahları, kesici takımları, ölçme metot ve cihazları), standartları ve hesap yöntemleri olan elemanlardır.

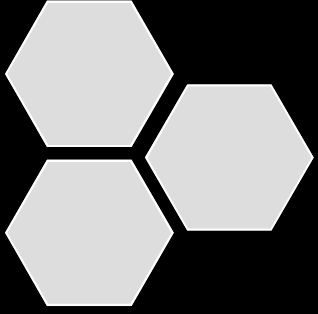




## Sınıflandırma – Alın Dişli Çark Mekanizmaları

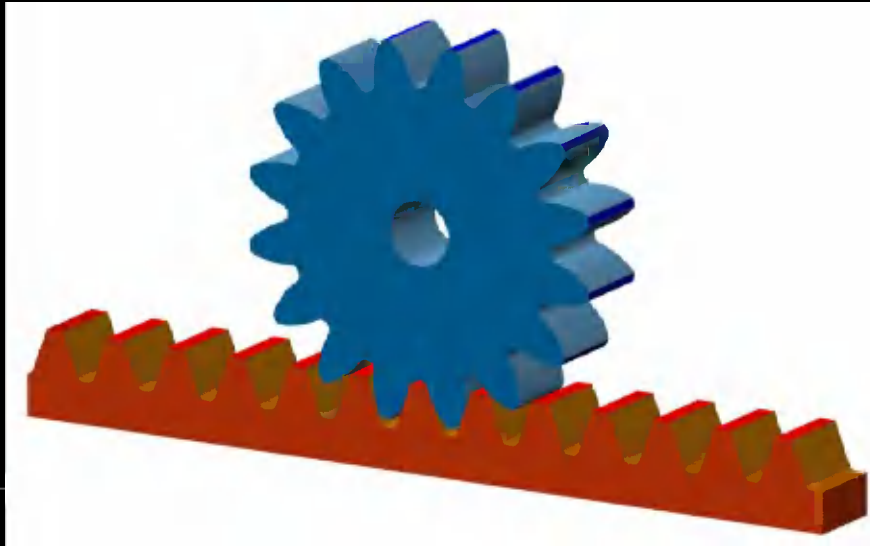
- Dönme eksenlerinin paralel olduğu mekanizmalardır. Diş doğrultuları da dikkate alındığında
- **Düz alın dişli çark mekanizmaları** ve
- **Helisel alın dişli çark mekanizmaları** olarak ikiye ayrılır.



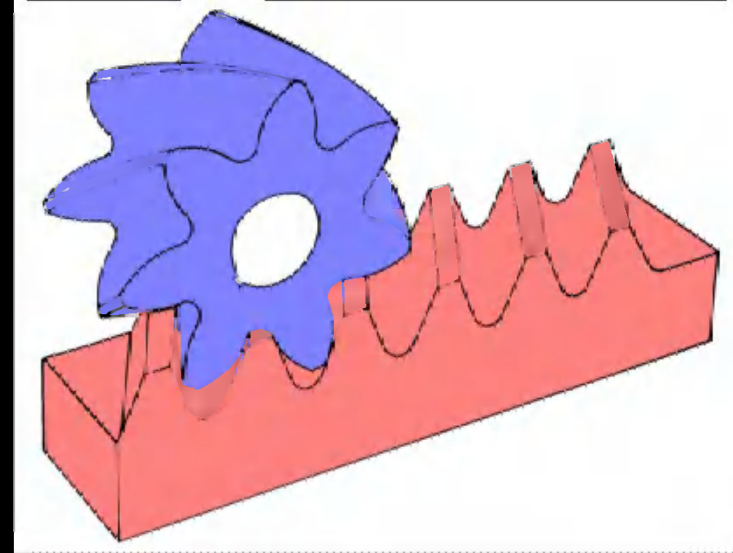


## Sınıflandırma – Alın Dişli Çark Mekanizmaları

- Dişlilerden birinin diş sayısı sonsuza götürülürse bu dişliye ait yuvarlanma dairesi bir doğru halini alır. Bu doğrunun bir parçası kullanıldığı takdirde ortaya çıkan dişliye **çubuk dişli** ya da **kremayer** denir.

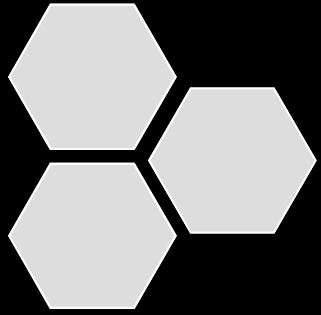


Düz dişli kremayer



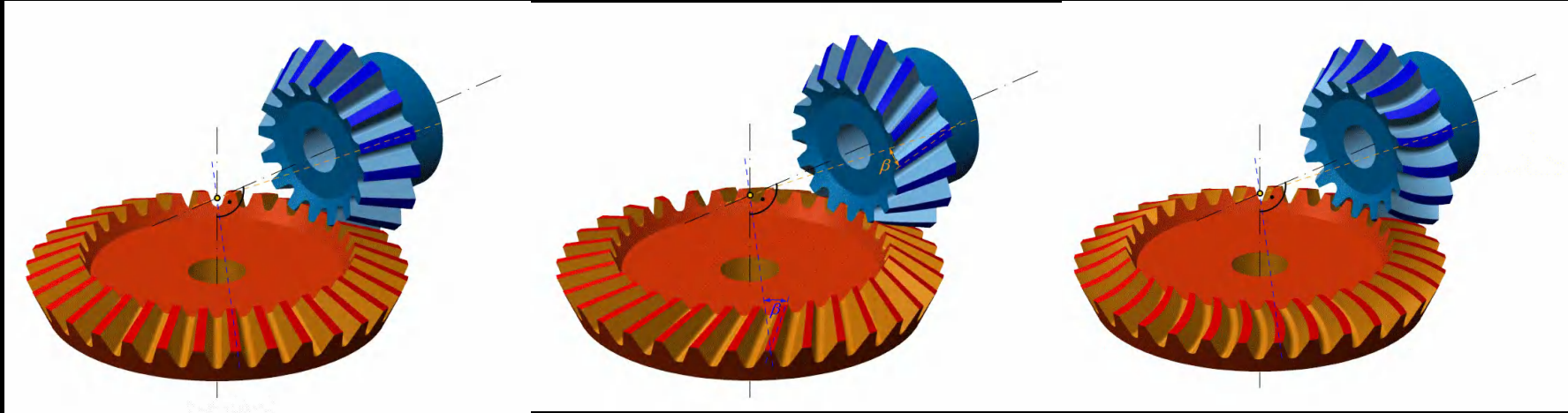
Helisel kremayer





## Sınıflandırma – Konik Dişli Çark Mekanizmaları

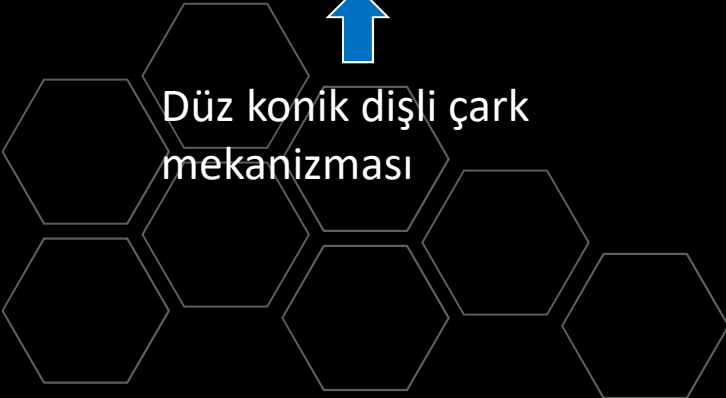
- Kesişen eksenler arasında inşa edilmiş mekanizmalardır.



Düz konik dişli çark  
mekanizması

Helisel (Eğik dişli)  
konik mekanizma

Spiral (eğrisel dişli) konik  
dişli çark mekanizması

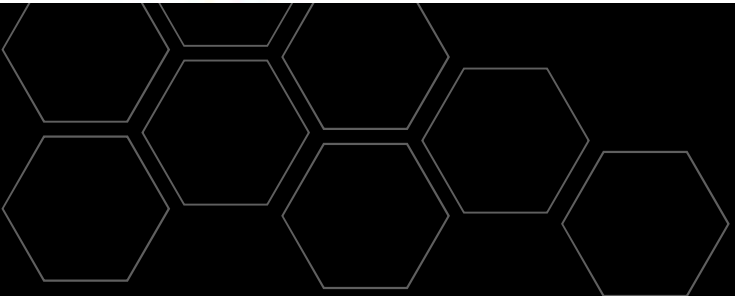
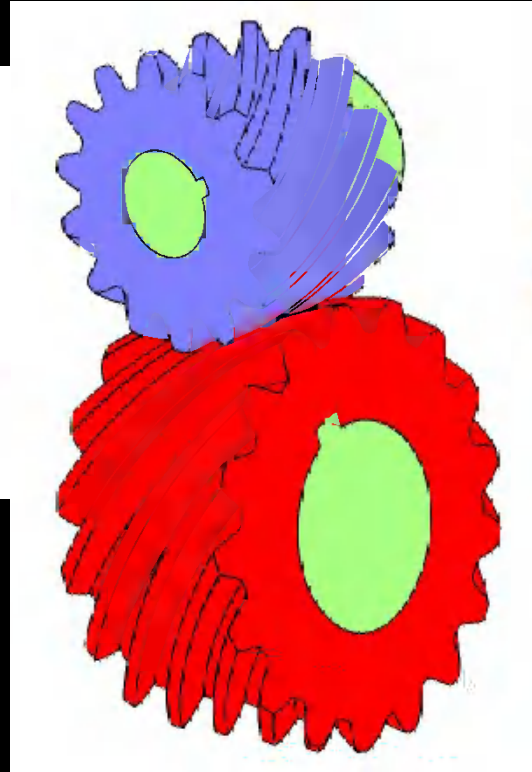
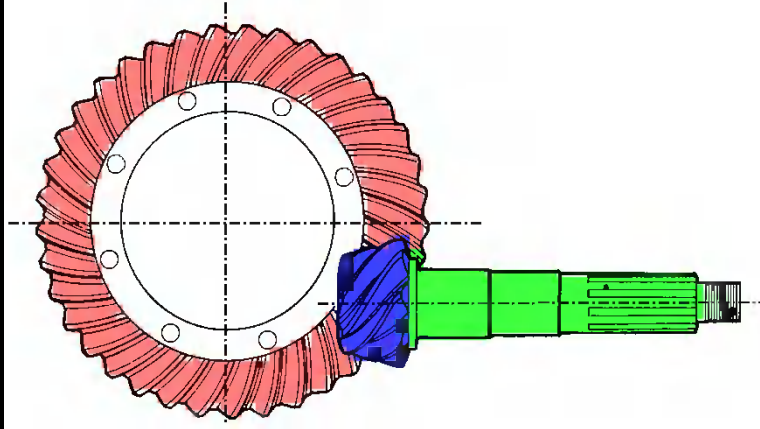




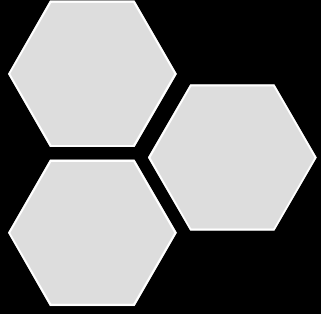


# Sınıflandırma – Vida Mekanizmaları

Aykırı eksenler arasındaki inşa edilen mekanizmalar vida mekanizmaları grubunu oluşturur. Bunlarda eksenlerin konumuna bağlı olarak ya tam bir vida hareketi ya da vida hareketinin yuvarlanma hareketi ile kombinasyonu söz konusudur. Bu gruptaki mekanizmalar **spiral dişli çark mekanizması**, **sonsuz vida mekanizması** ve **hipoid mekanizması** dır.

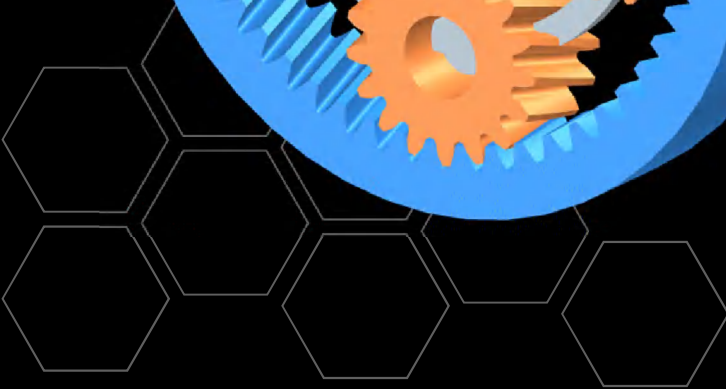
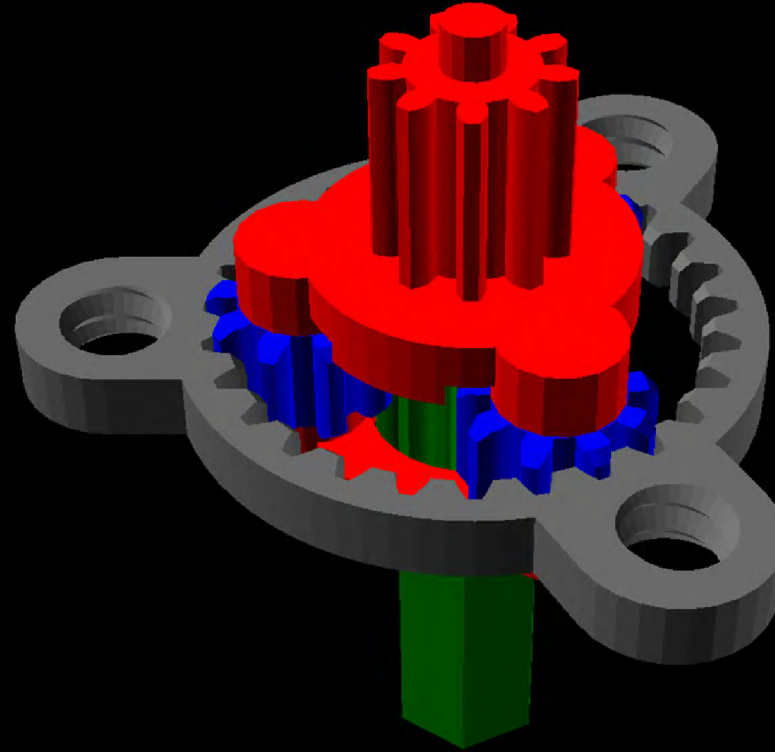


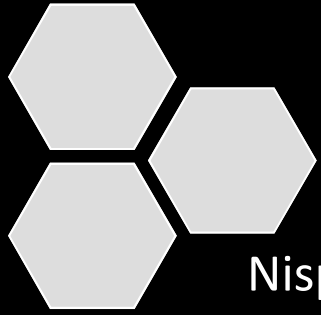




## Sınıflandırma – Planet Mekanizmaları

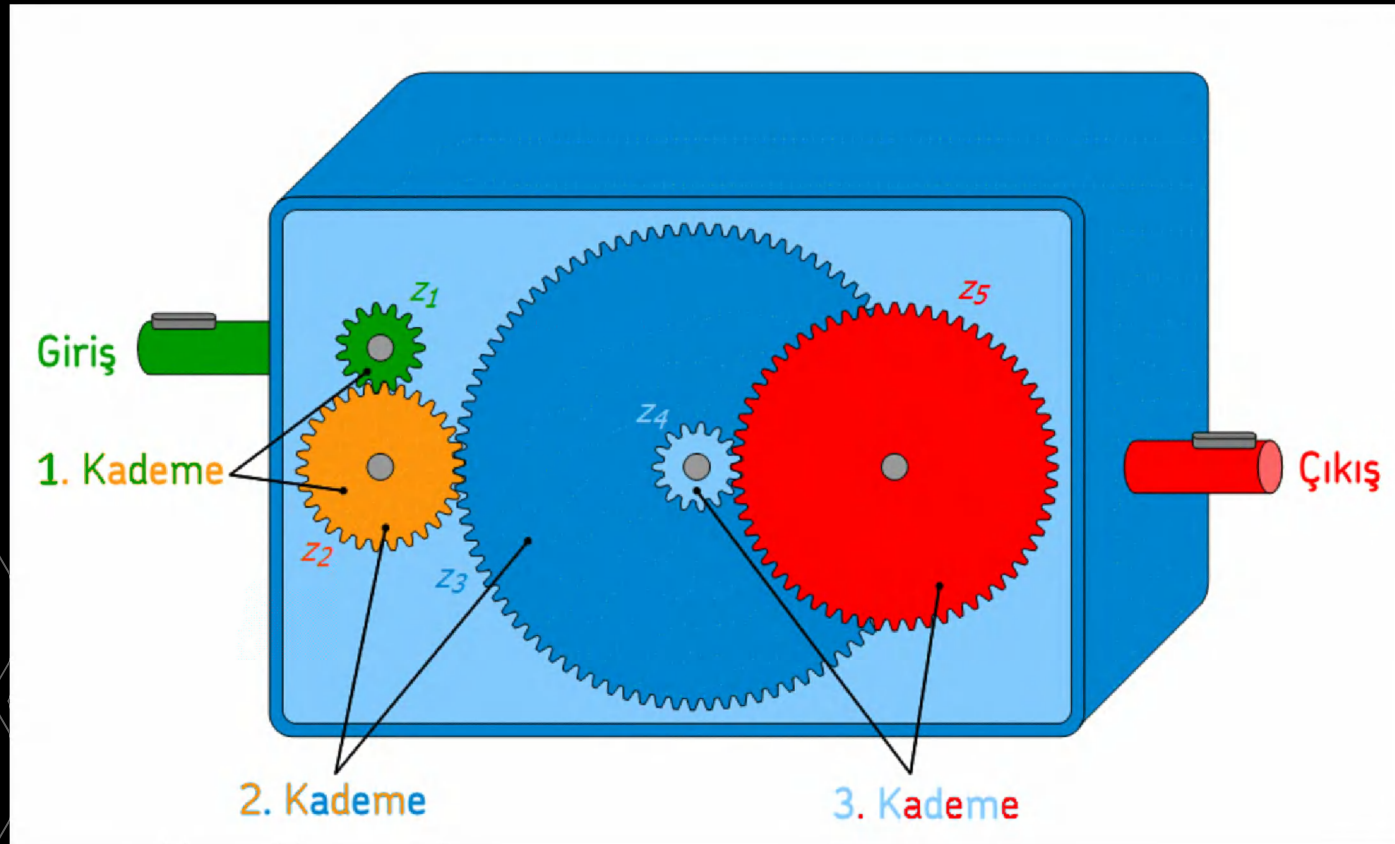
- Eksenleri mekanda hareketli mekanizmalardır.

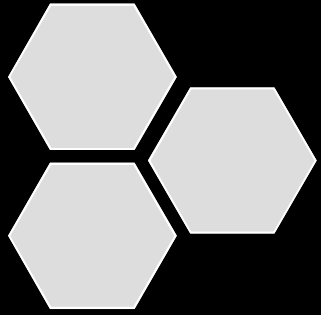




# Çok kademeli dişli mekanizmaları

Nispeten büyük çevrim oranları gerektiğinde, bazı dişlilerde bunun tek kademede yapılması imalat zorluğu, ağırlık ve hacim açısından pratik olmaz. Bunun yerine, kademelendirme yapılır.

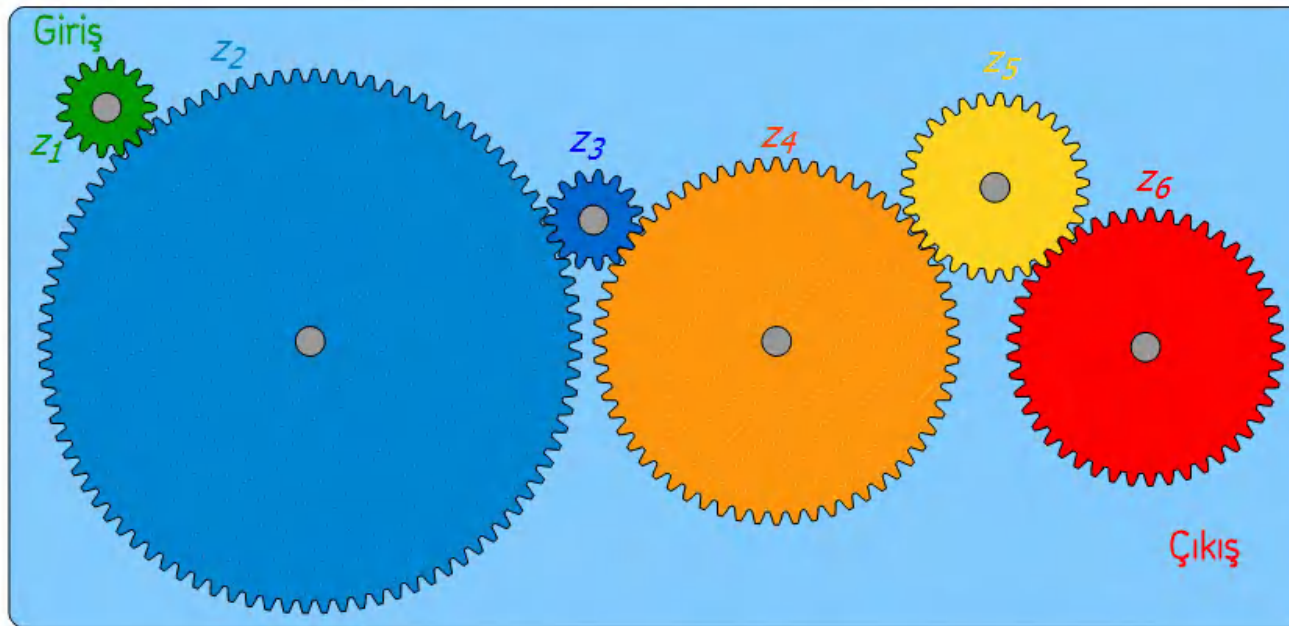




# Toplam çevrim oranı

- Ardışık tertipte dişliler

$$i_{top} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_2} \cdot \frac{z_4}{z_3} \cdot \frac{z_5}{z_4} \cdot \frac{z_6}{z_5} = \frac{z_6}{z_1}$$

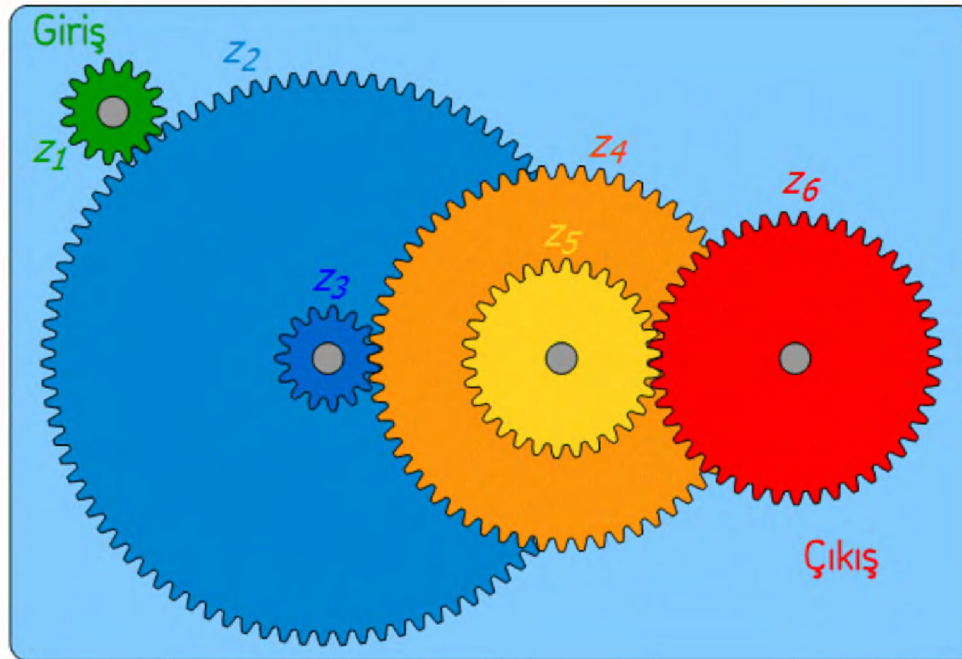


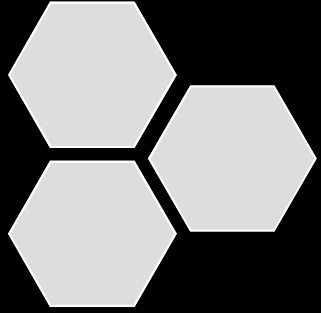


# Toplam çevrim oranı

- Aynı mile bağlı dişliler

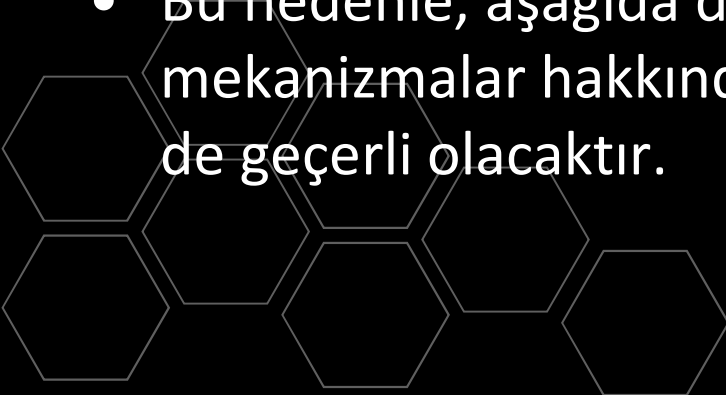
$$i_{top} = \frac{Z_2 \cdot Z_4 \cdot Z_6}{Z_1 \cdot Z_3 \cdot Z_5}$$





# ALIN DIŞLI ÇARK MEKANİZMALARI

- Birbirine paralel iki eksen arasında kullanılan mekanizmalara alın dişli çark mekanizmaları denir.
- **Düz** ve **helisel** olarak ikiye ayrılan bu mekanizmalarda dişlileri kesen ve eksenlerine dik olan düzleme veya buna paralel düzlemlere alın düzlemi denir.
- Alın düzleminde yapılacak bir inceleme, geometrik ve kinematik özellikler bakımından temelde ikisi arasında bir fark olmadığını gösterecektir.
- Bu nedenle, aşağıda düz alın dişliler ve bunlarla oluşturulan mekanizmalar hakkında verilecek birçok bilgi helisel dişliler için de geçerli olacaktır.

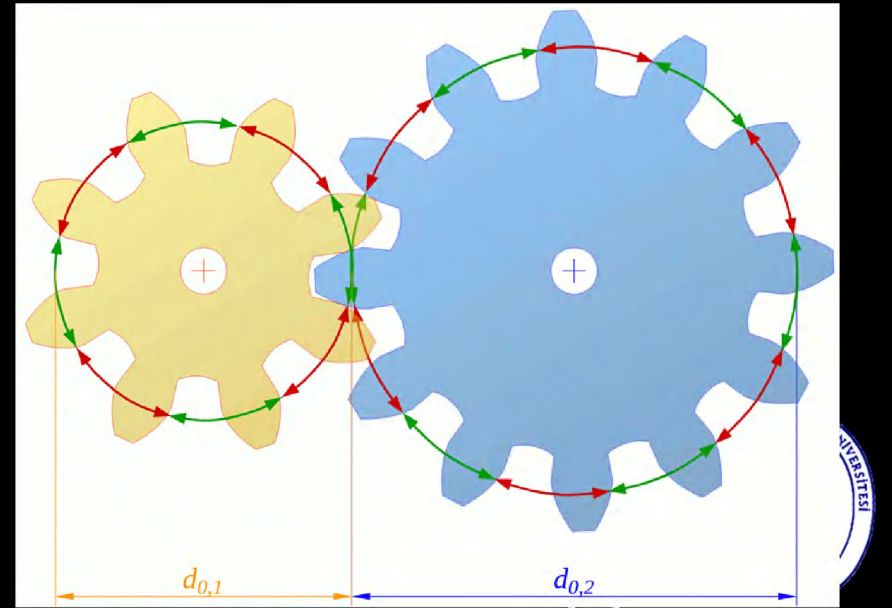
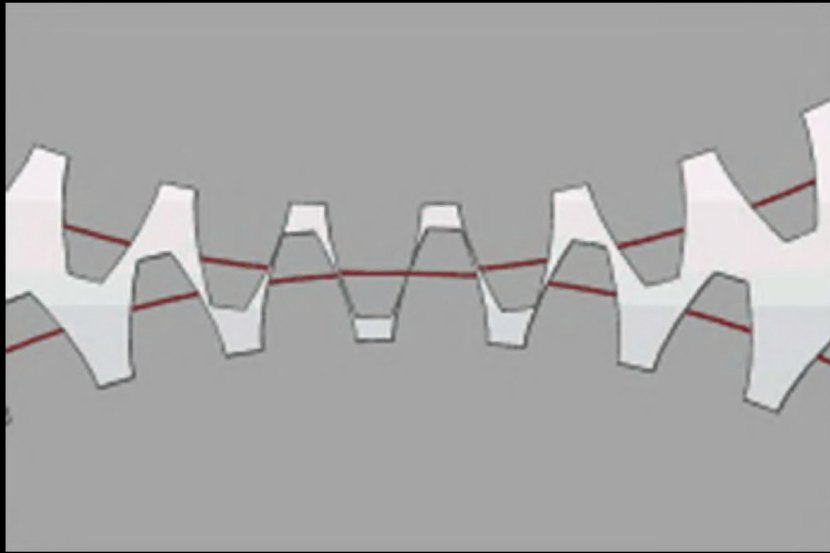




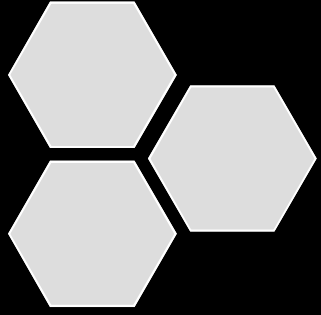
# DÜZ ALIN DIŞLI ÇARK MEKANİZMALARI

## • Yuvarlanma Daireleri

- İster düz isterse helisel olsun bir çift dişli ile oluşan mekanizmada çalışma sırasında birbiri üzerinde kayma olmadan yuvarlandığı varsayılan daireler yuvarlanma daireleridir.
- Çapları bu dairelerin çaplarına eşit iki silindir, dişli çark mekanizmasının içine gömülmüş olarak düşünülebilecek ve kinematik olarak dişli mekanizmasına eşdeğer olan sürtünmeli çark mekanizmasının çarklarını temsil eder.







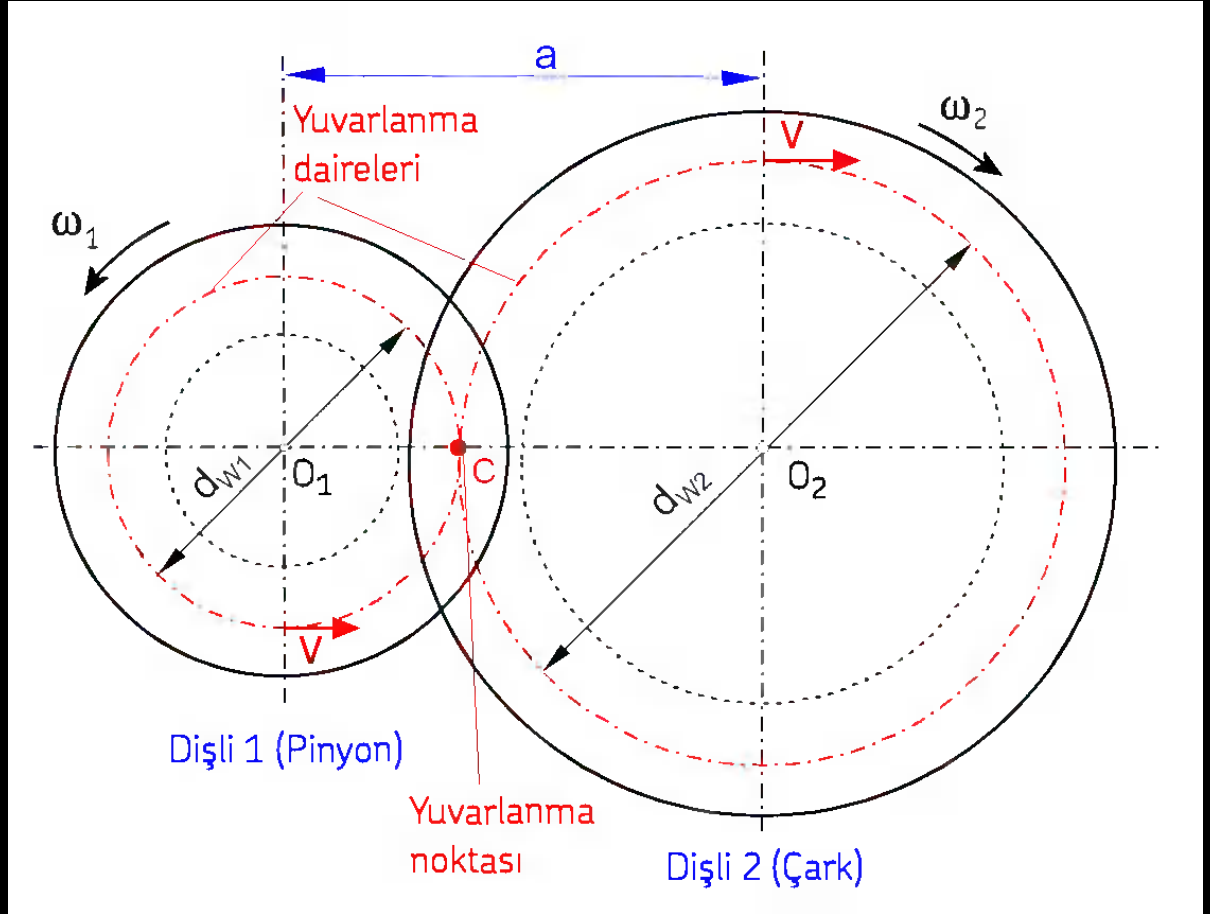
# Yuvarlanma Daireleri

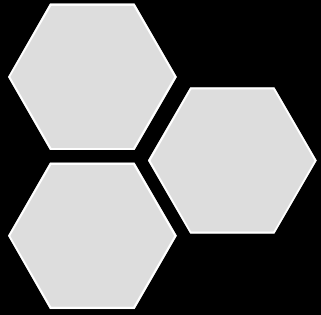
Yuvarlanma daireleri  
üzerinde her iki dişlinin  
çevre hızlarının eşit  
olmasından hareketle

$$r_{w1} \cdot \omega_1 = r_{w2} \cdot \omega_2$$

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

Çevrim oranı





# Yuvarlanma Daireleri

- Dişli mekanizmasının eksen aralığı **a** ile gösterilirse

$$a = r_{w1} + r_{w2} = r_{w1}(i + 1)$$

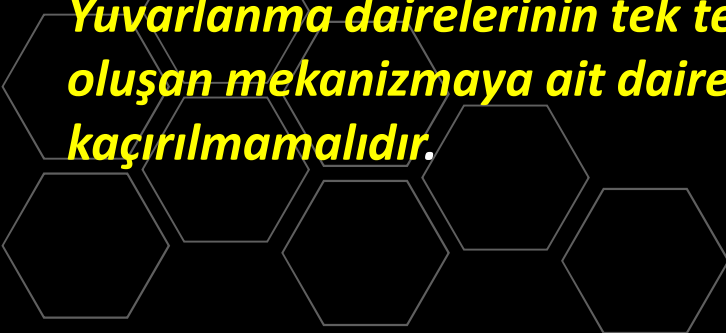
Buradan yuvarlanma dairelerinin yarıçapları →

$$r_{w1} = \frac{1}{i+1} \cdot a$$
$$r_{w2} = \frac{i}{i+1} \cdot a$$

Görüldüğü gibi, yuvarlanma daireleri yalnız çevrim oranına değil aynı zamanda eksen aralığına da bağlıdır.

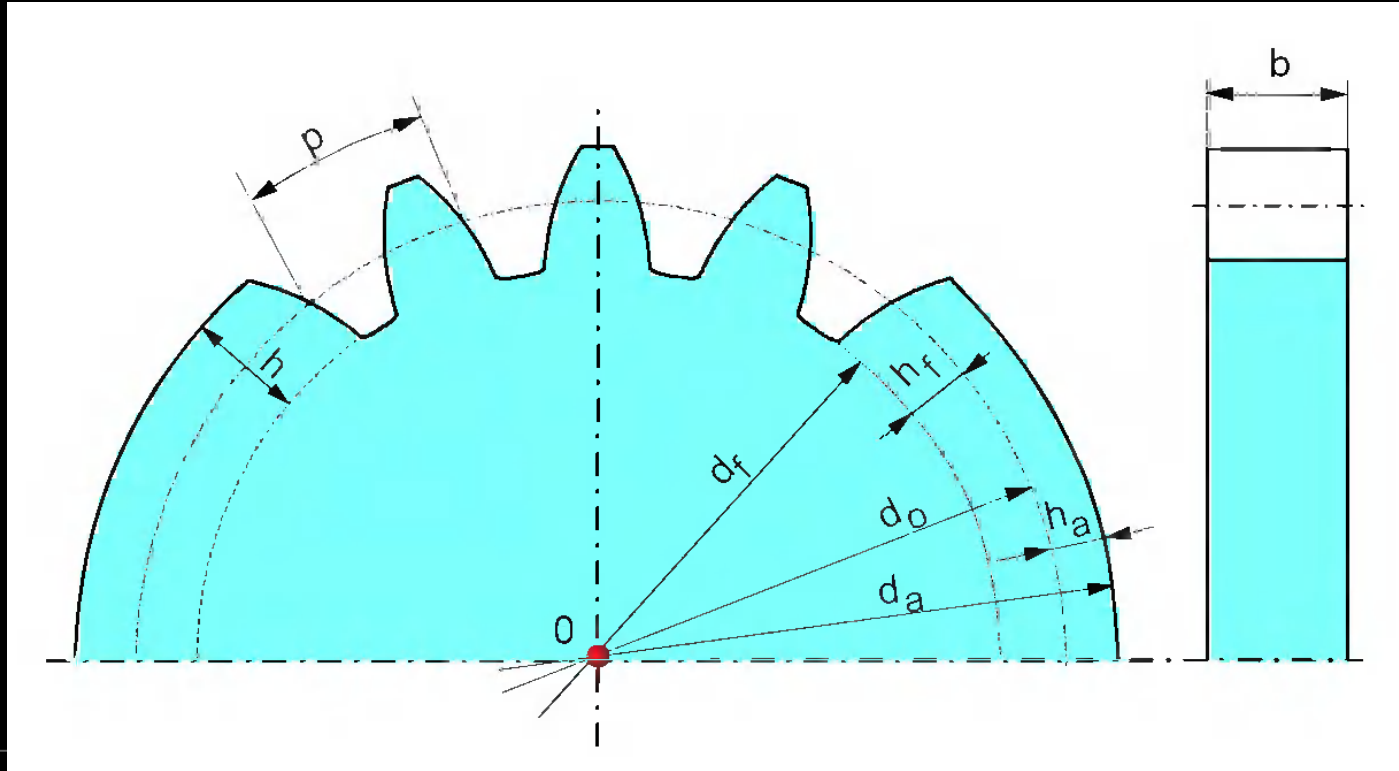
Aynı dişli çark çifti, biraz daha farklı bir eksen aralığı olacak şekilde yerleştirilirse (monte edilirse) yeni bir çift yuvarlanma dairesi ortaya çıkar.

***Yuvarlanma dairelerinin tek tek dişlilere değil, bir çift dişliden oluşan mekanizmaya ait daireler olduğu hususu gözden kaçırılmamalıdır.***





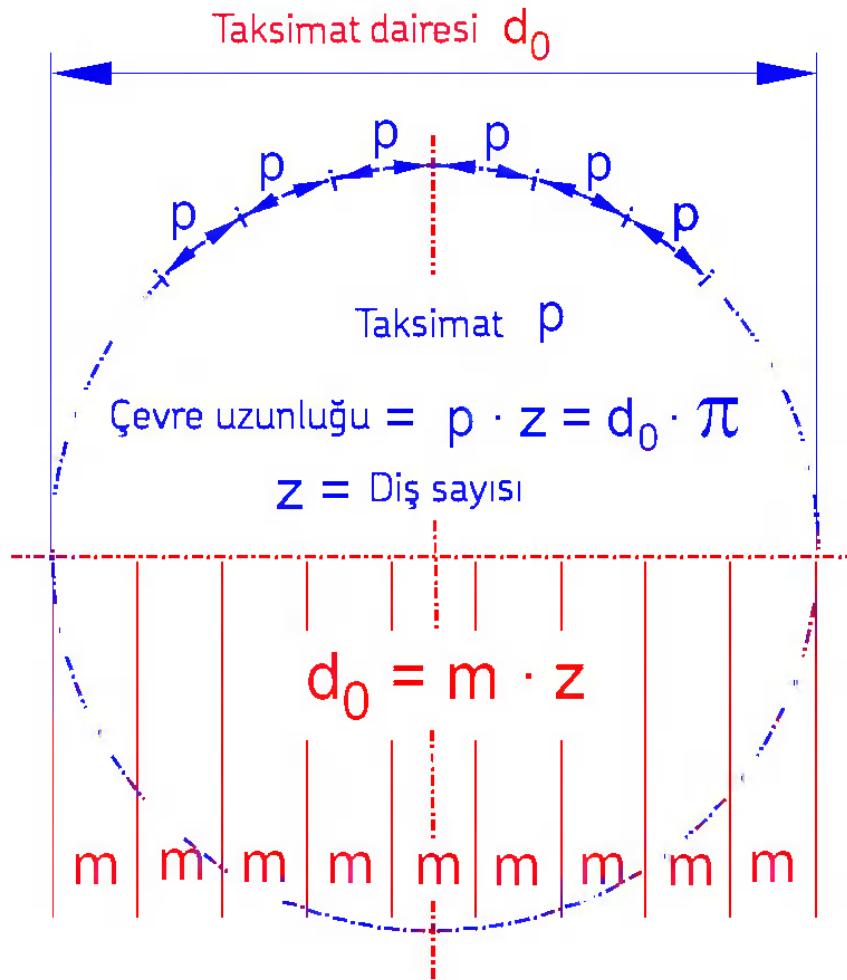
# Taksimat Dairesi, Taksimat



Diş başı ve diş dibi daireleri dışında, bir başka özel daire daha tanımlanmıştır. Bu daire dişliler için referans olma özelliğini taşır ve buna **taksimat dairesi** denir. Çapı  $d_o$  ile gösterilen taksimat dairesi üzerinde yay uzunluğu olarak bir diş ve bir diş boşluğundan oluşan uzunluğa **taksimat (p)** denir.



# Modül kavramı



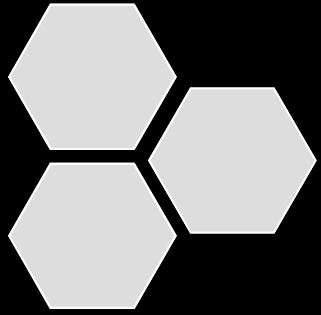
$$\text{Modül } m = \frac{p}{\pi}$$

Modül değerleri DIN 780' e göre standartlaştırılmıştır.



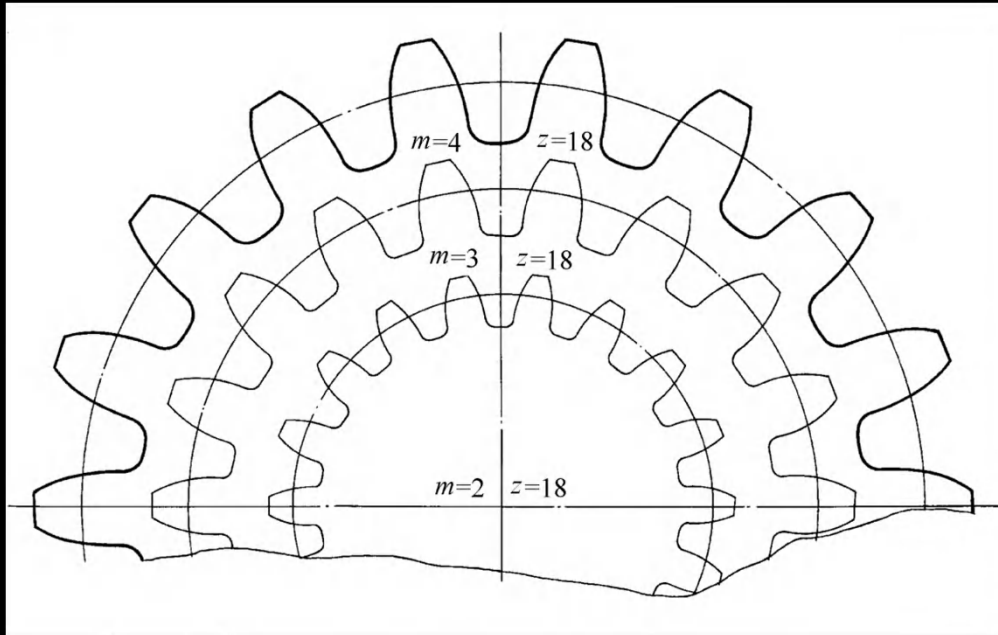
| I. GRUP | II. GRUP | III. GRUP |
|---------|----------|-----------|
| 1       | 1,125    |           |
| 1,25    | 1,375    |           |
| 1,50    | 1,75     |           |
| 2       | 2,25     |           |
| 2,5     | 2,75     |           |
| 3       | 3,5      | (3,25)    |
| 4       | 4,5      | (3,75)    |
| 5       | 5,5      |           |
| 6       | 7        | (6,5)     |
| 8       | 9        |           |
| 10      | 11       |           |
| 12      | 14       |           |
| 16      | 18       |           |
| 20      | 22       |           |
| 25      | 28       |           |
| 32      | 36       |           |
| 40      | 45       |           |
| 50      |          |           |



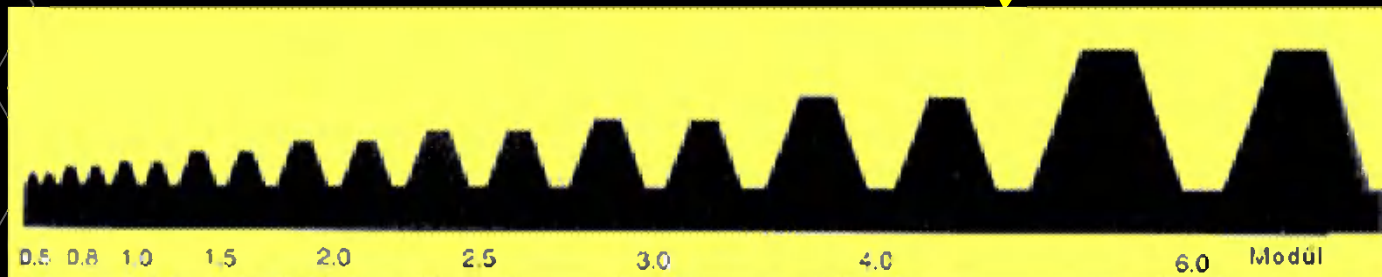


# Modül

- Modülün birimi **mm** dir ve değerleri tamamen **standart**tır.



← Modülün dişli geometrisi ve boyutuna etkisi

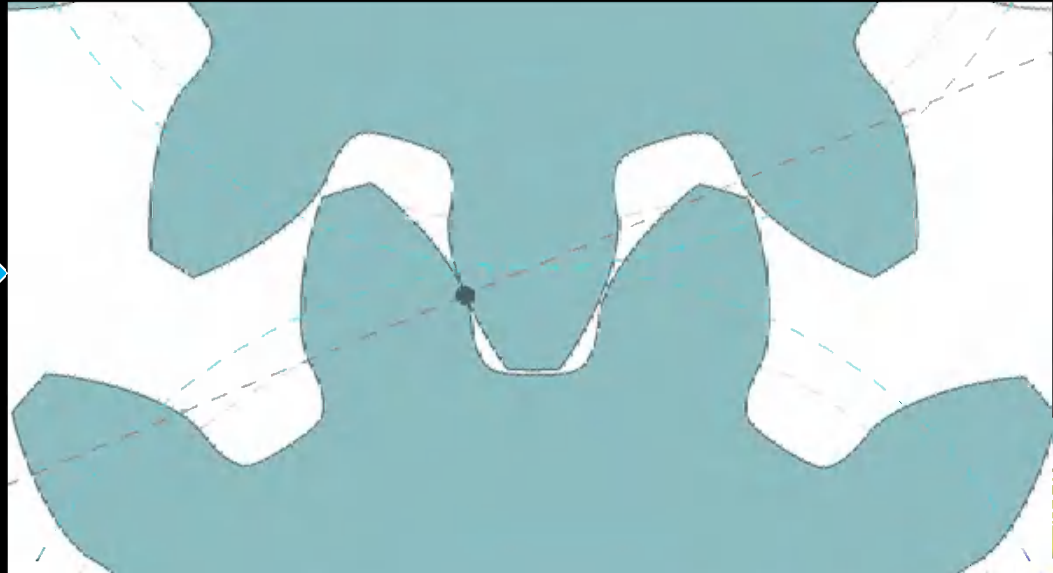




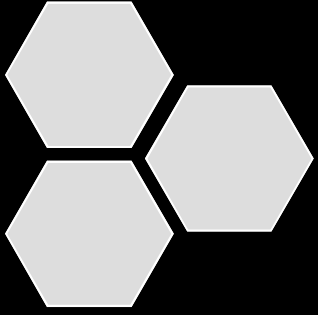
# Kavrama Durumu

- Mekanizmada bir diş çiftinin temasının başlangıcından ayrılımlarına kadar geçen süre içindeki duruma **kavramada olma durumu (in mesh)** denir.
- Alın düzleminde bir diş çifti için bir kavramaya giriş, bir de kavramadan çıkış noktası söz konusudur.
- Kavrama süresince, alın düzleminde profillerin birbirine temas eden noktalarının sabit düzlemdeki geometrik yeri olan eğriye **kavrama eğrisi** denir

Dişlerin kavramaya girmesi ve kavramadan çıkması





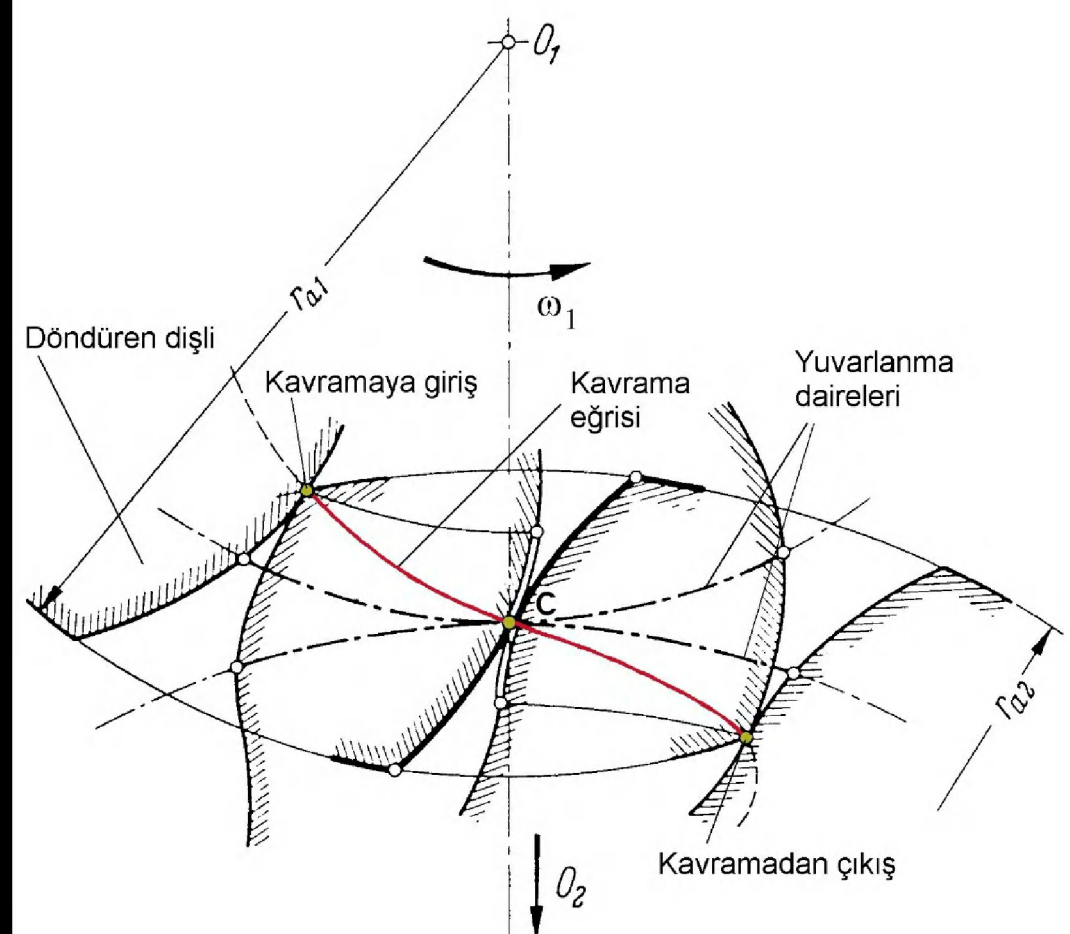


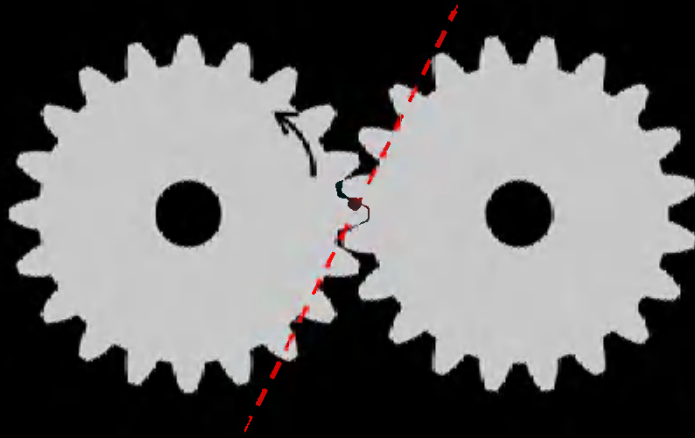
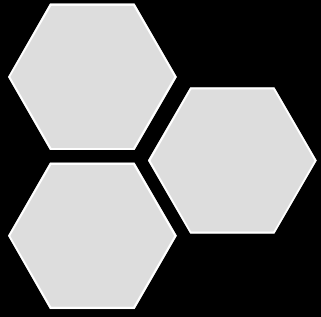
# Kavrama Eğrisi

Mekanizmada düzgün hareket iletimi,  $\omega_1/\omega_2$  oranının kavrama boyunca sabit kalması demektir. Bu özelliğe sahip profil çiftleri **eş çalışabilen** profillerdir.

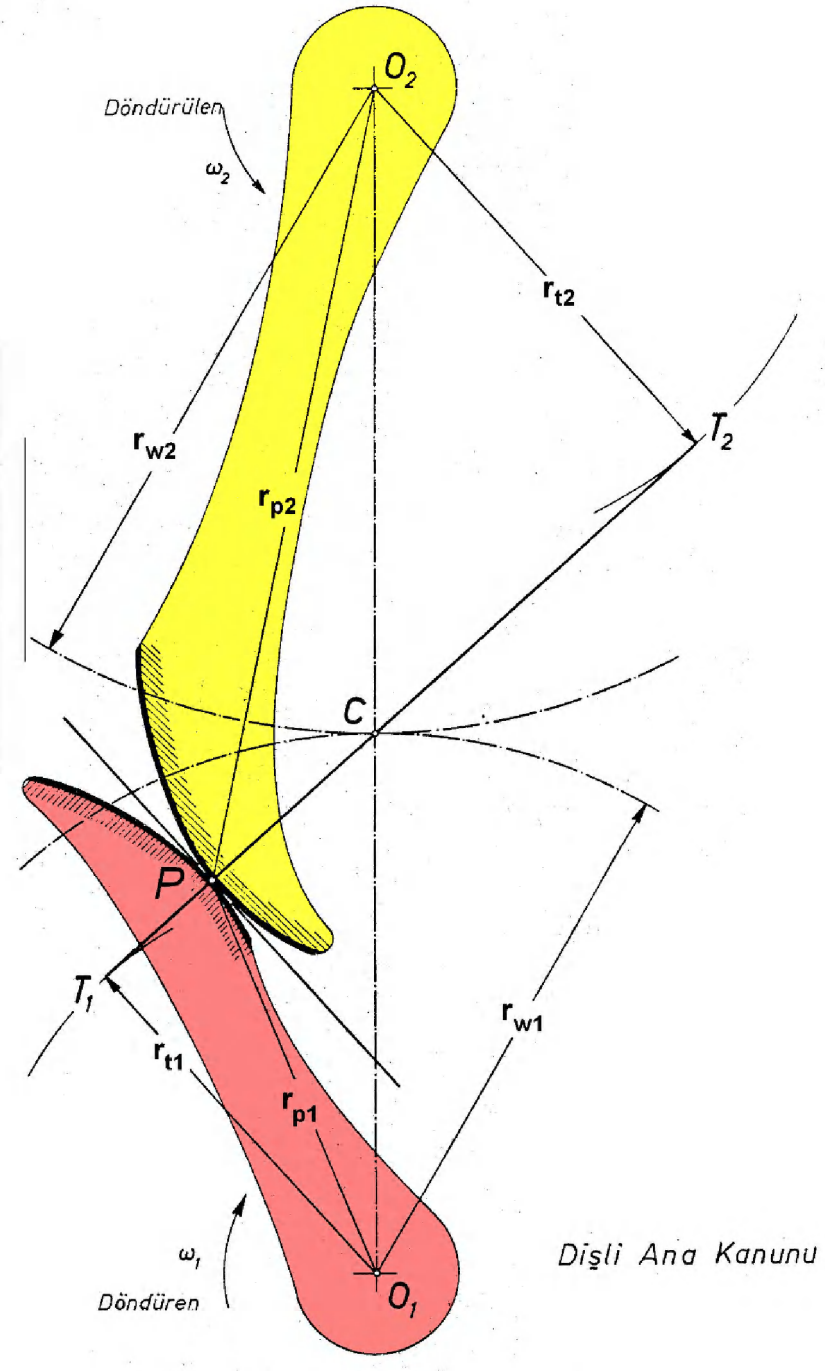
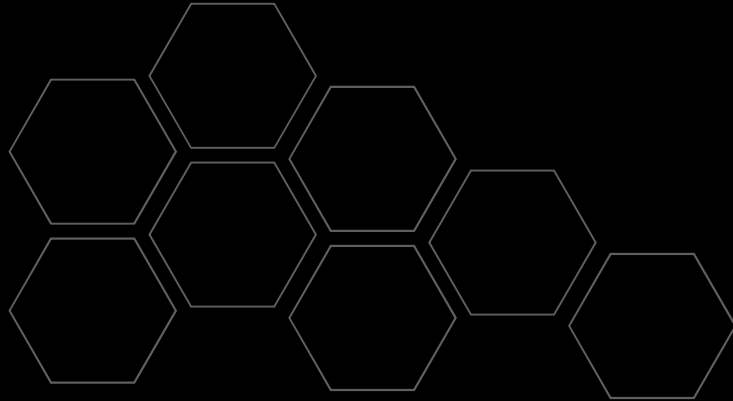
Yuvarlanma daireleri belli olan bir mekanizmada dişlilerden birinin profili bilindiği takdirde,  **$\omega_1/\omega_2 = \text{sabit}$**  koşulundan hareketle kavrama eğrisi nokta nokta çizilebilir veya hesaplanabilir.

Bu durumda, aynı kavrama eğrisi diğer profil için de geçerli olacağından diğer profil de çizilebilir veya bulunabilir.





Temasta bulunan  
bir diş çifti



Dişli Ana Kanunu

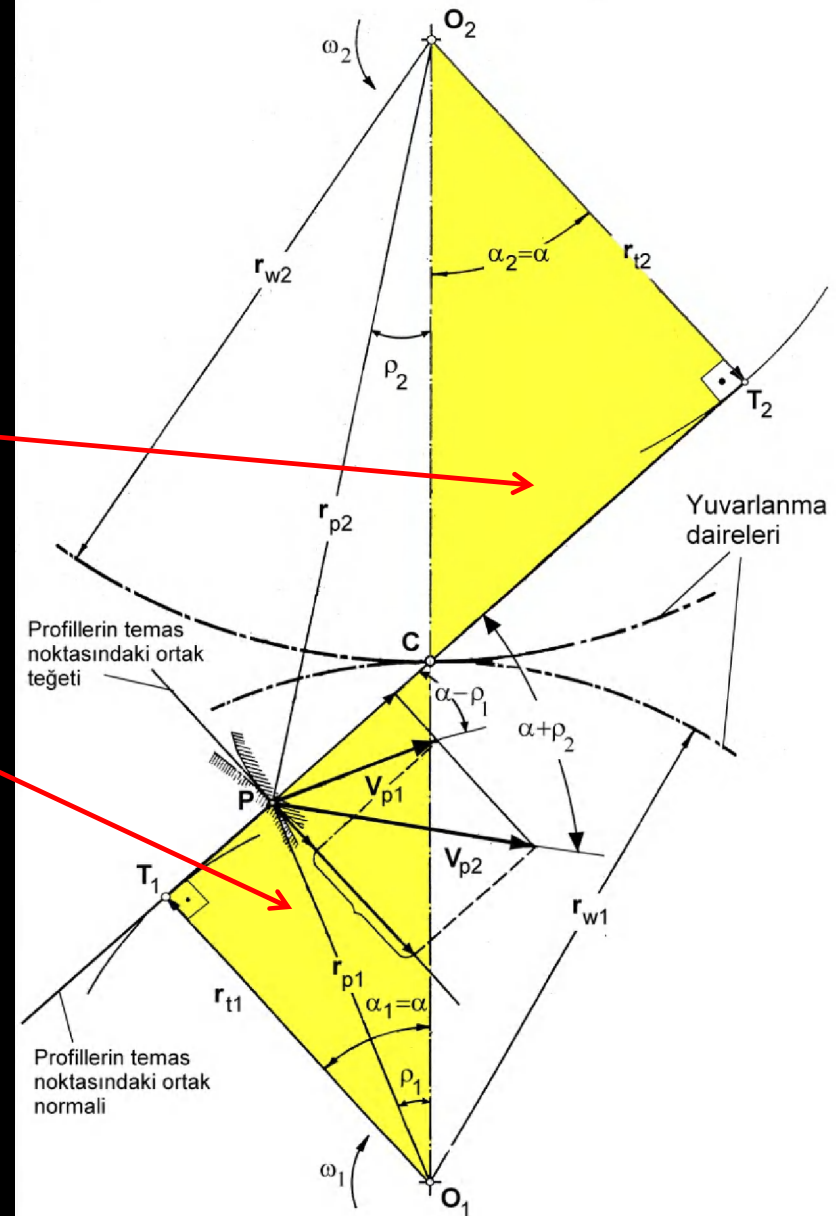

$$\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha$$
$$V_{p1} = \omega_1 \cdot r_{p1} \quad \text{ve} \quad V_{p2} = \omega_2 \cdot r_{p2}$$

*Bu hızların normal üzerindeki bileşenleri eşit olmalıdır.*

$$V_{p_1} \cdot \cos(\alpha - \rho_1) = V_{p_2} \cdot \cos(\alpha + \rho_2)$$

Çevre hızları açısal hızlar cinsinden yazılırsa

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{p2} \cdot \cos(\alpha + \rho_2)}{r_{p1} \cdot \cos(\alpha - \rho_1)}$$





# Dişli Ana Kanunu

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{p2} \cdot \cos(\alpha + \rho_2)}{r_{p1} \cdot \cos(\alpha - \rho_1)}$$

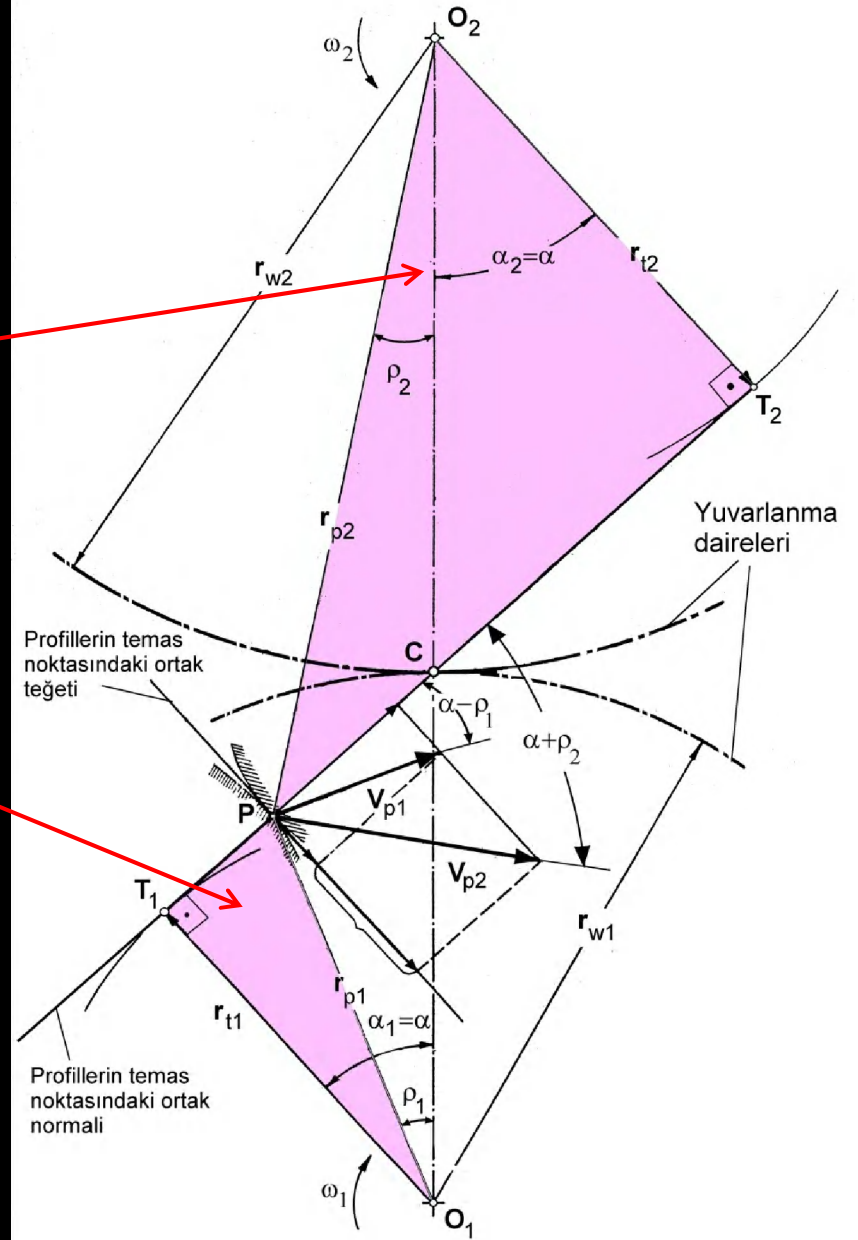
**$O_1T_1P$**  ve  **$O_2T_2P$**  dik üçgenleri dikkate alındığında

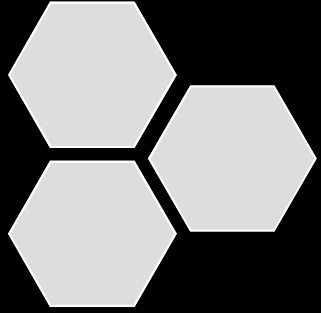
$$r_{p1} = r_{t1} / \cos(\alpha - \rho_1) = r_{w1} \cdot \cos \alpha / \cos(\alpha - \rho_1)$$

$$r_{p2} = r_{t2} / \cos(\alpha + \rho_2) = r_{w2} \cdot \cos \alpha / \cos(\alpha + \rho_2)$$

Bunlar bağıntıda yerine konursa

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{w2}}{r_{w1}} = \text{sabit}$$





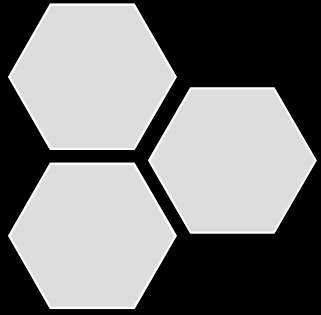
# Dişli Ana Kanunu

- Ortak normalin yuvarlanma noktasından geçtiği varsayımı ile kinematik olarak düzgün hareket iletimi anlamına gelen  $\omega_1/\omega_2=\text{sabit}$  sonucu bulundu. Bu varsayım ve sonucu dikkate alınarak, eş çalışabilme özelliğine sahip diş profilleri için şu genel koşul ortaya çıkar:
- ***“Kavrama süresince her an için diş profillerinin temas noktasındaki ortak normal yuvarlanma noktasından geçmelidir.”***
- Bu koşula **dişli ana kanunu** veya **dişli temel kuralı** denir.









# Dişlerin birbiri üzerindeki hareketi

$O_1T_1C$  ve  $O_2T_2C$  üçgenleri benzerliğinden

$$\frac{\overline{T_1P} + \overline{PC}}{\overline{O_1C}} = \frac{\overline{T_2P} - \overline{PC}}{\overline{O_2C}}$$

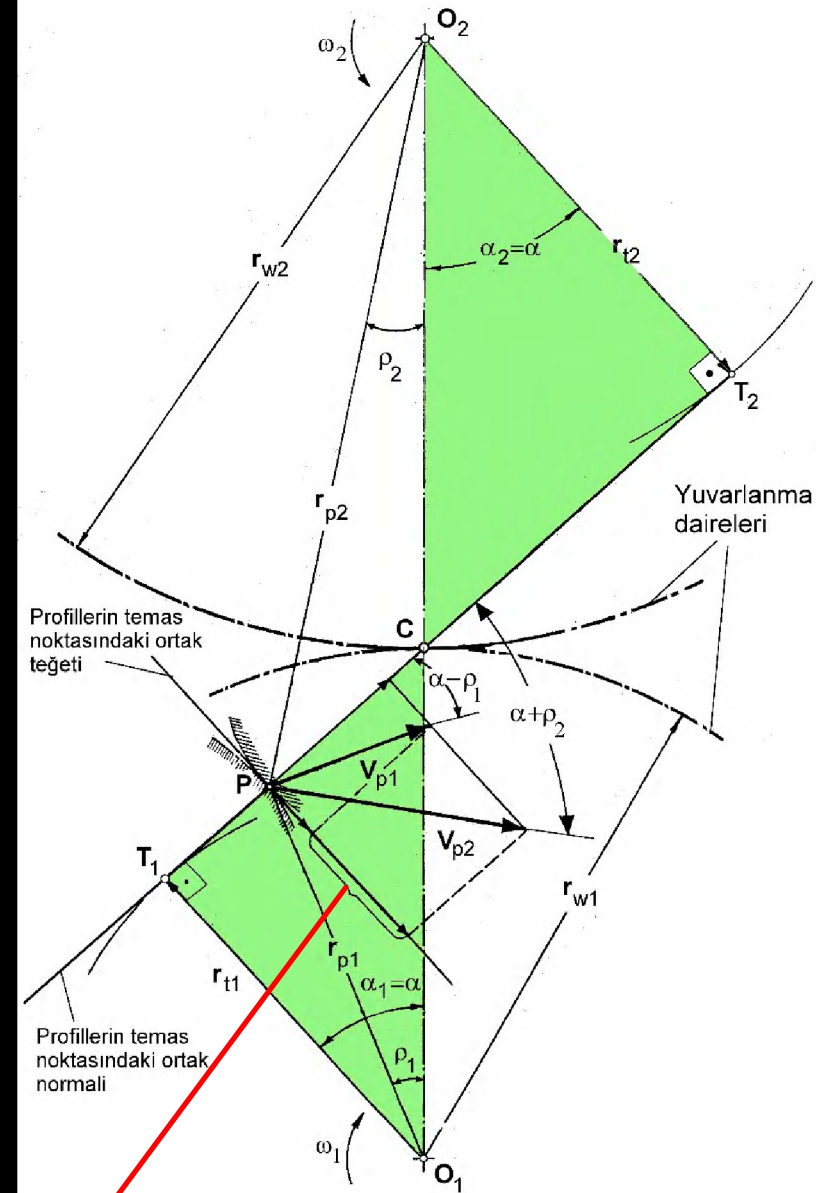
$$\overline{T_1P} = \frac{w_1}{\omega_1}$$

$$\overline{T_2P} = \frac{w_2}{\omega_2}$$

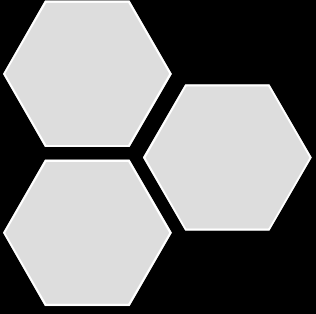
Denklem düzenlenirse

$$w_1 - w_2 = -\overline{PC} \cdot (\omega_1 + \omega_2)$$

Dişlerin birbiri üzerindeki hareketi kaymalı yuvarlanmadır.

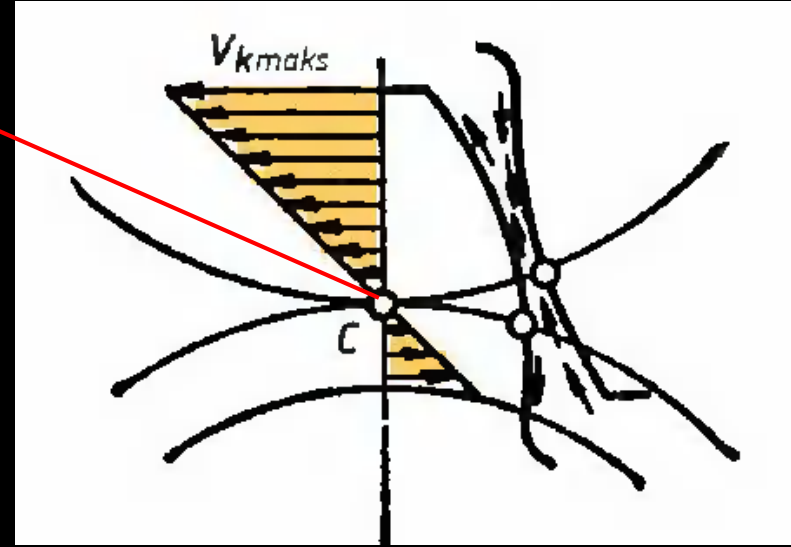


$$w_1 - w_2$$



# Kayma hızı

- Dişlerin bir biri üzerindeki kayma hızı
- $V_k = w_1 - w_2$  ile temsil edilirse, kayma hızının diş yüksekliği boyunca değişimi aşağıdaki gibi olur.

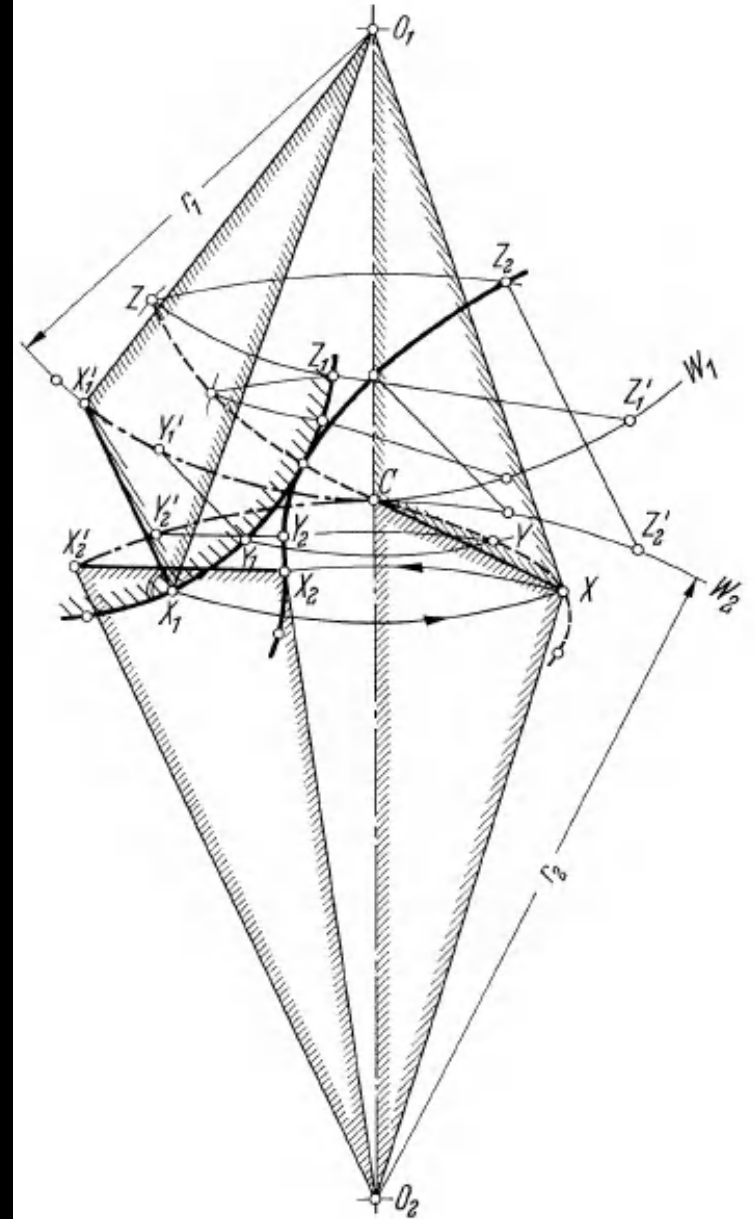


**C** noktasında kayma yoktur.  
Sadece yuvarlanma vardır.



## Dişli profillerinin elde edilmesi

- Çizim ile eş profilin bulunması
- Bir mekanizmada çevrim oranı ve eksen aralığı belli ise yuvarlanma daireleri de belli olacaktır.
- Önce, profili bilinen dişliye ait kavrama eğrisi çizilir.
- Bu eğri aynı zamanda diğer dişliye de ait kavrama eğrisi olacaktır.
- Diğer taraftan,  $\omega_1/\omega_2 = \text{sabit}$  olma koşulundan hareketle aynı zaman aralığında yuvarlanma daireleri üzerinde eşit miktarda yol alınacağı dikkate alındığında diğer profil de nokta nokta elde edilir.

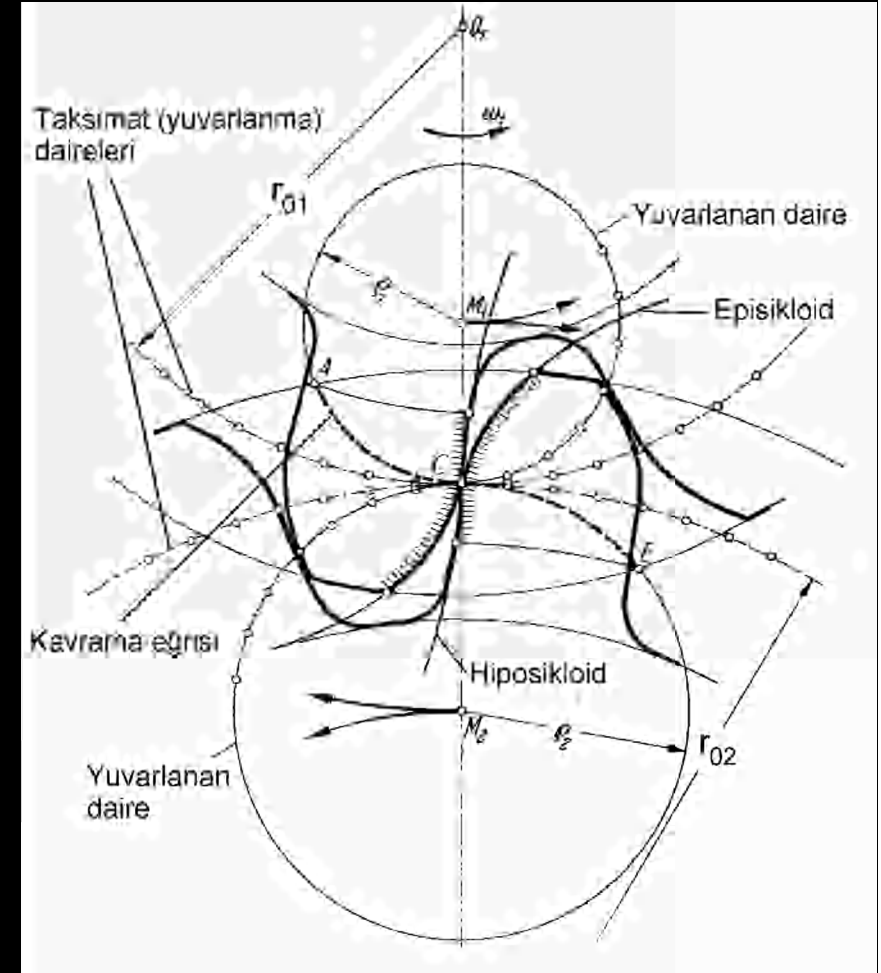
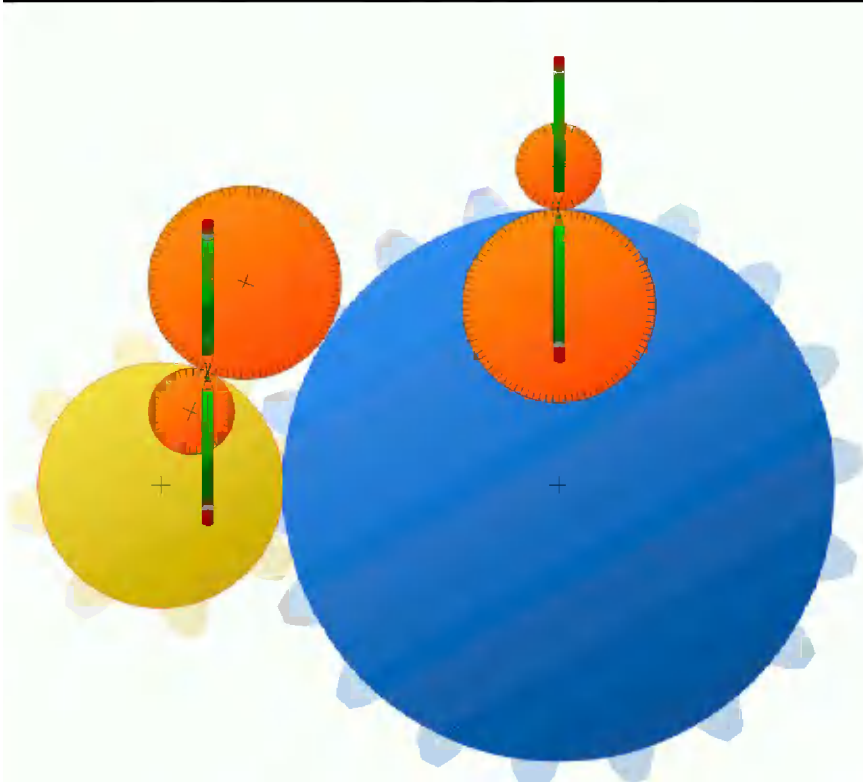




# Dişli Çarklarda Kullanılan Profiller

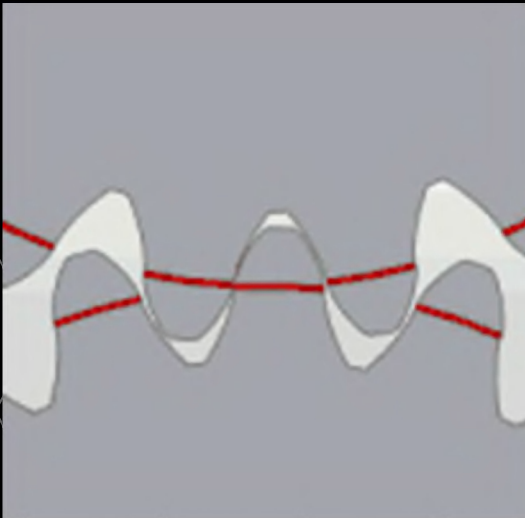
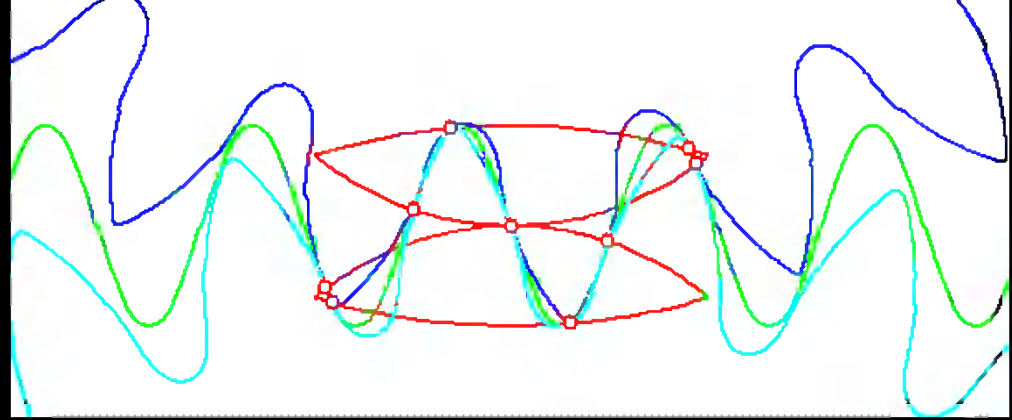
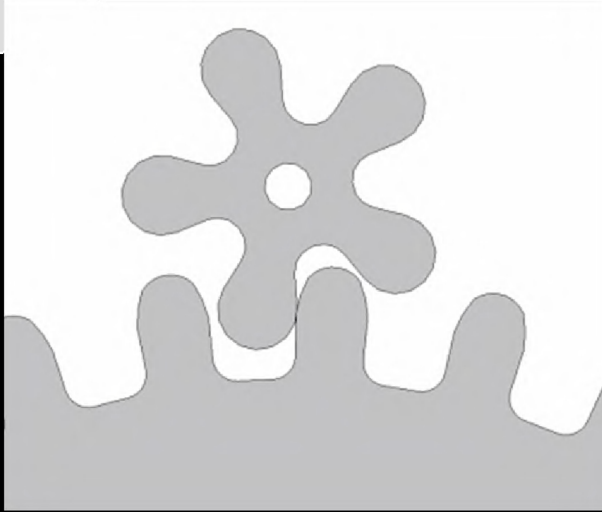
- **Sikloid**

- Döndüren elemanın çark olduğu yani hız arttırıcı olarak kullanılan çok büyük çevrim oranlı mekanizmalarda sürtünmeden kaynaklanan kilitlenmeleri engelleyebilmek için sikloid diş profili evolvent profile tercih edilir.



Mekanik saatler; günümüzde bazı dişli yağ pompaları, vidalı kompresörler ve üfleyle

# Sikloid profilde kavrama eğrisi

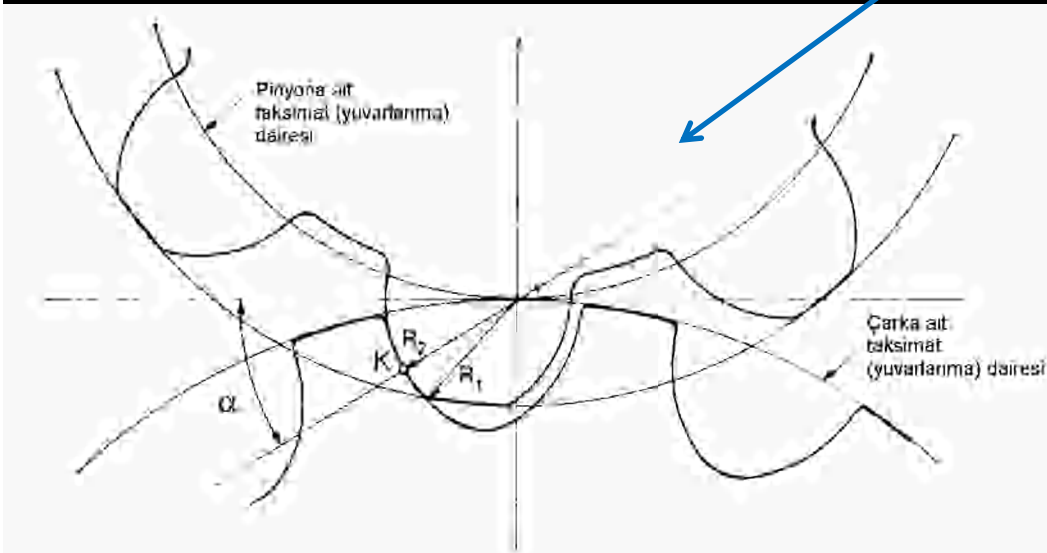
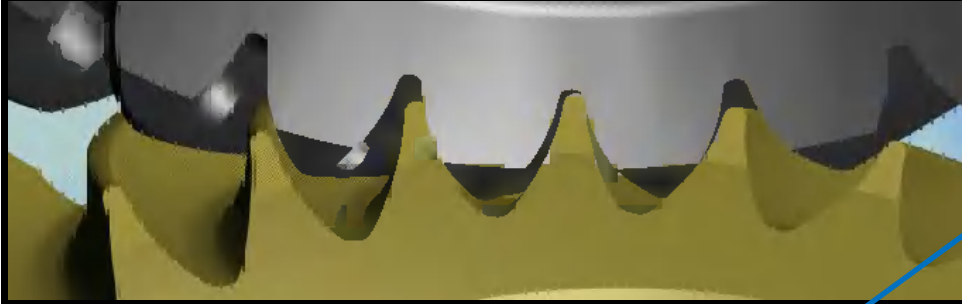




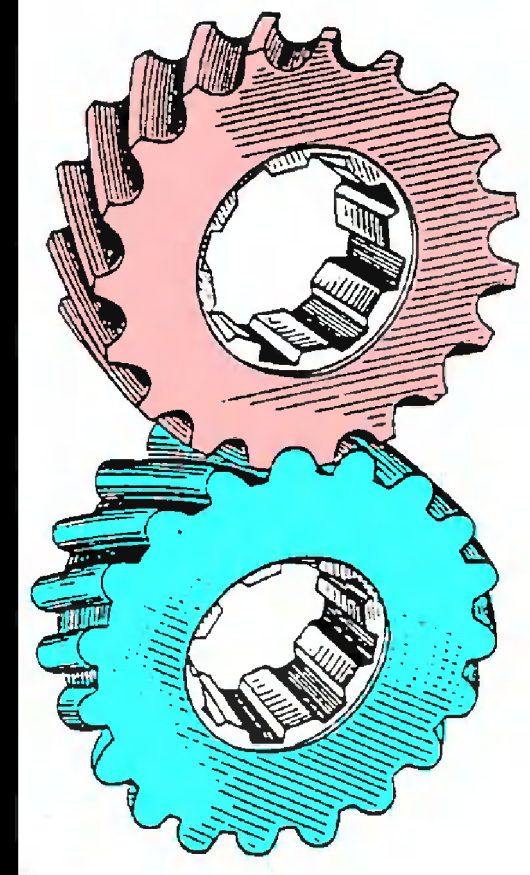


# Dişli Çarklarda Kullanılan Profiller

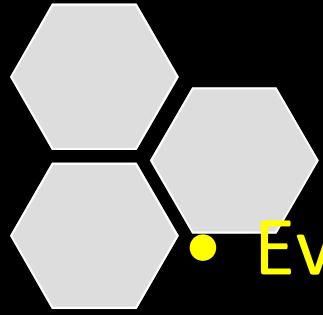
- **Wildhaber-Novikov**
- Diş profili olarak daire yayı kullanılmıştır



Bu düzlemde iki profilin anlık teması söz konusudur. Kavrama eğrisi bir noktadan ibarettir. Düz dişli çark olarak çalışması mümkün olmadığından yeterli kavrama oranının sağlanması için helisel dişli olarak yapılması gerekir.



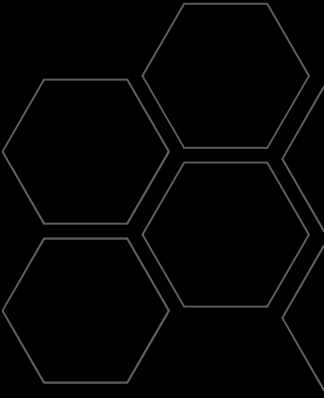
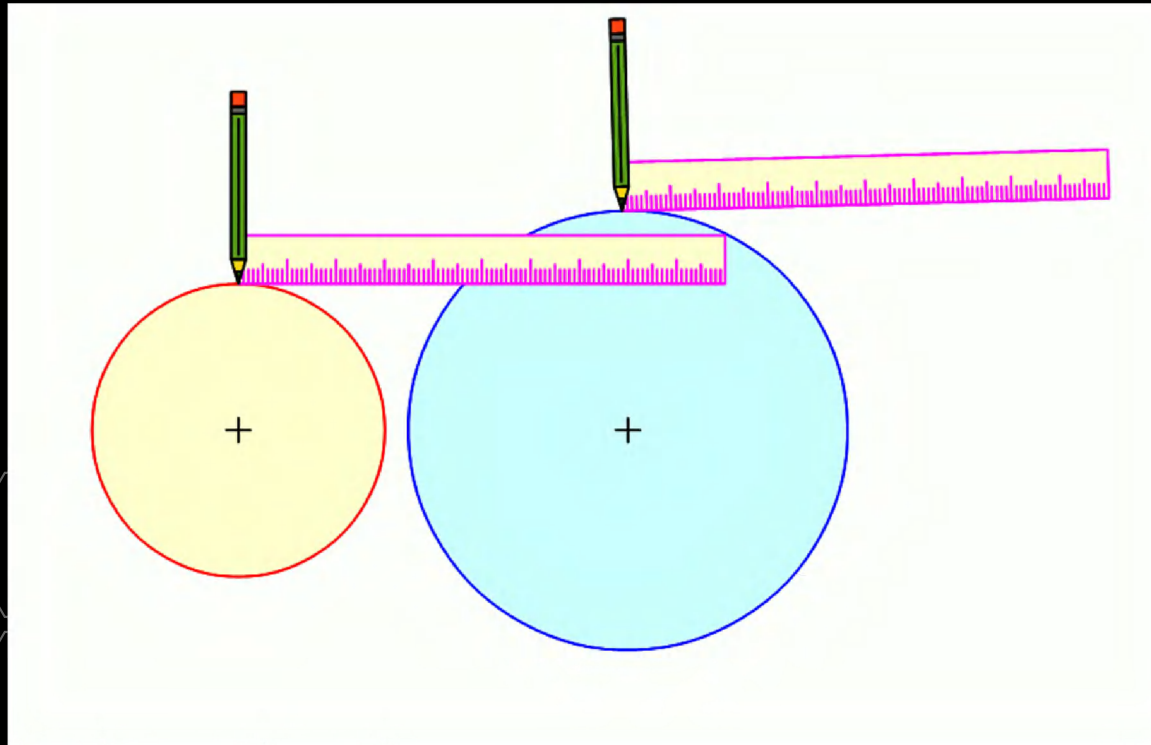


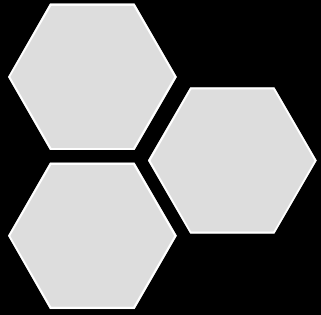


# Dişli Çarklarda Kullanılan Profiller

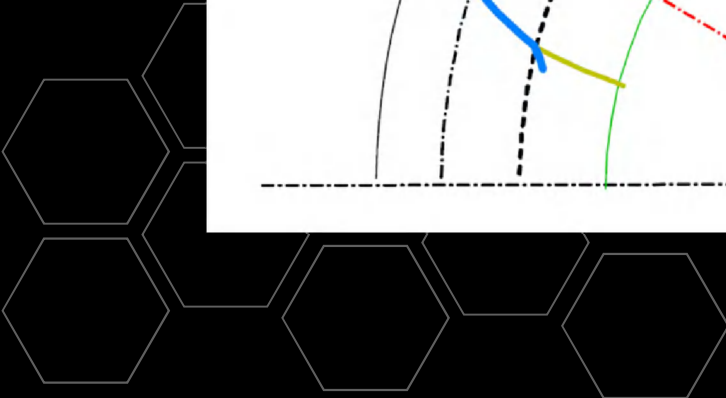
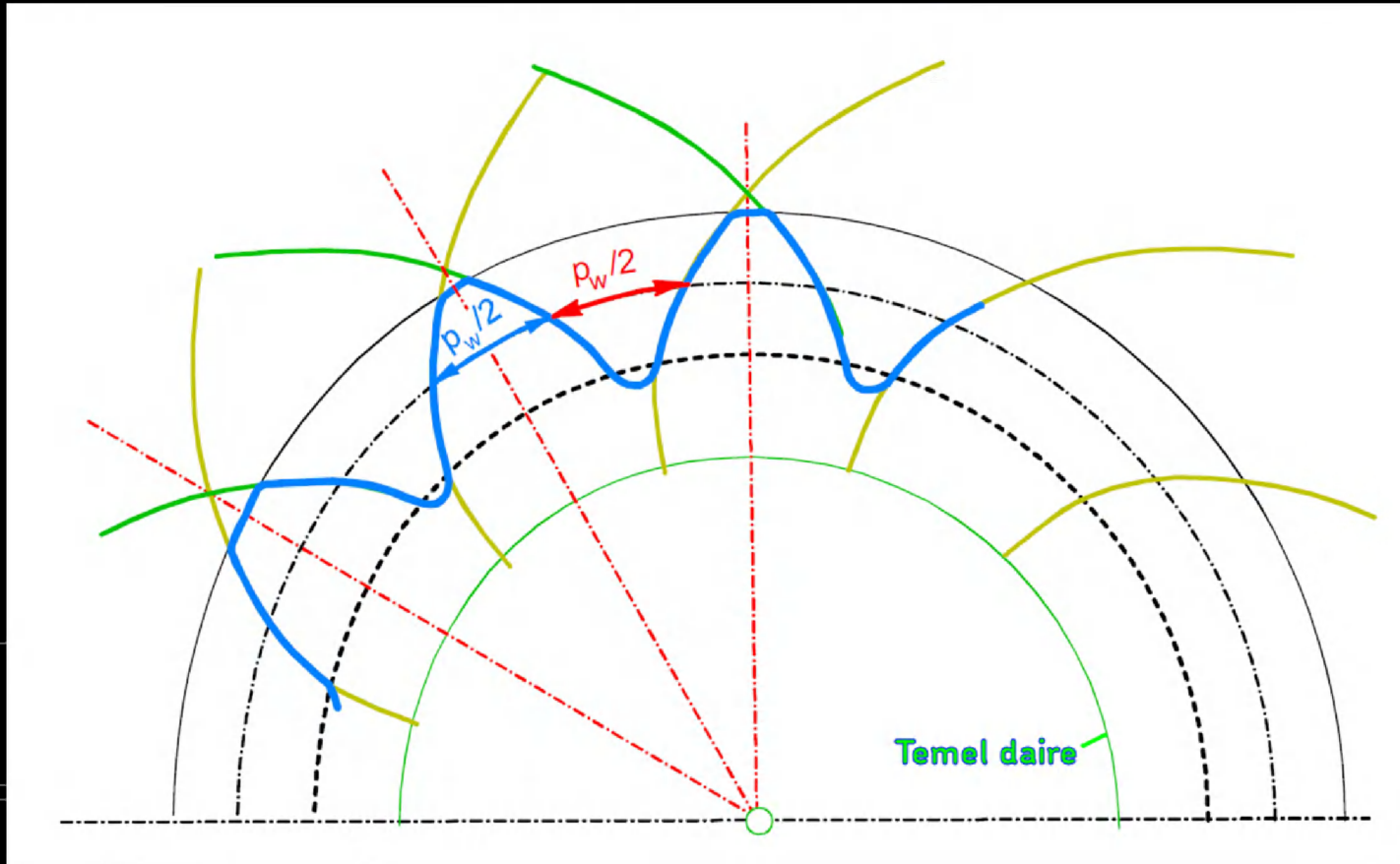
- **Evolvent**

- Günümüzde kullanılmakta olan dişlilerin hemen hemen tamamının profili evolvent eğrisidir.
- Evolvent, sabit bir daire (**temel daire**) üzerinde yuvarlanan bir doğrunun üzerinde bulunan bir noktanın düzlemde çizdiği yarı sonsuz eğridir.

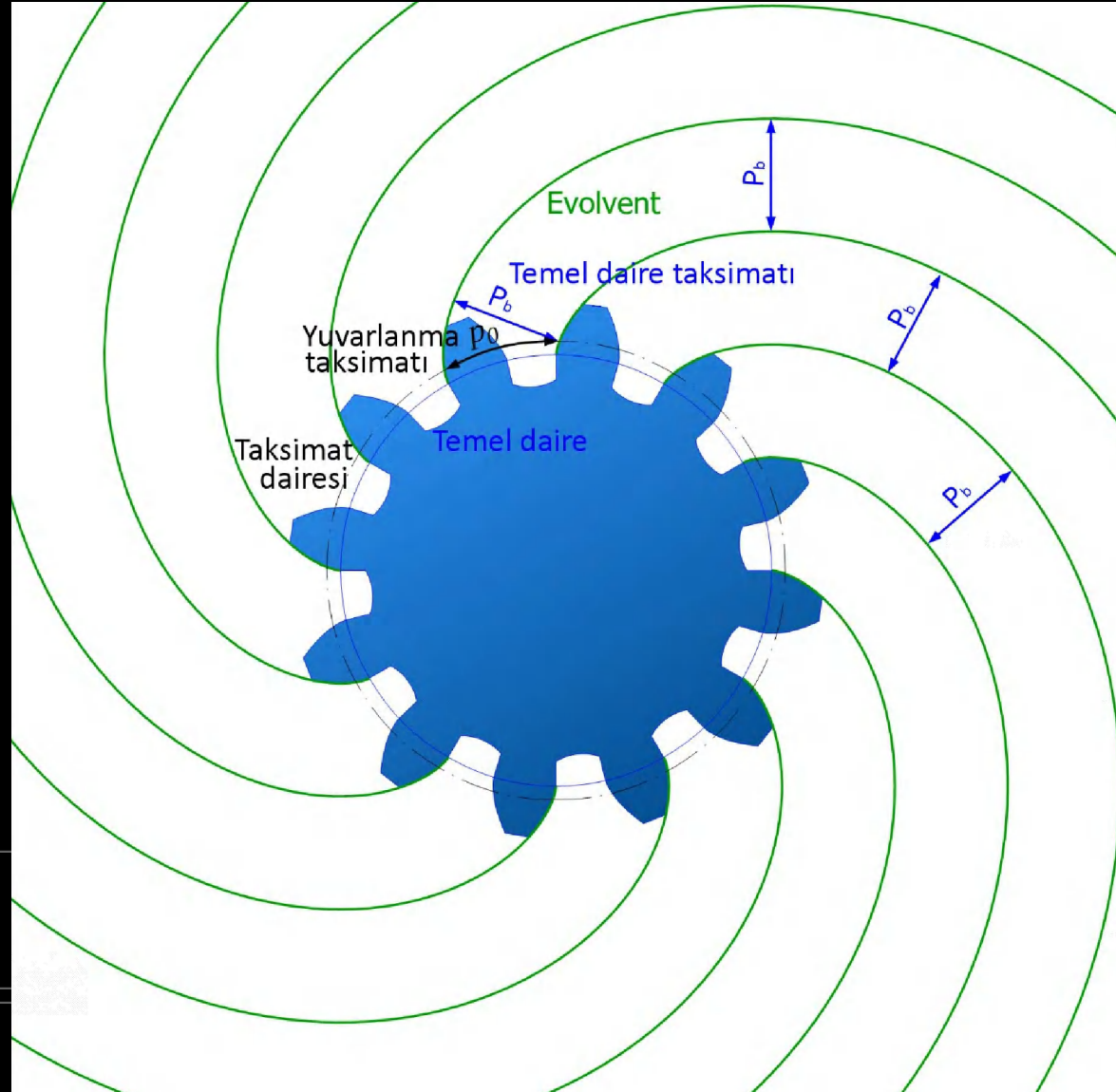




# Evolverit profili dişli



# Evolverit profili dişli



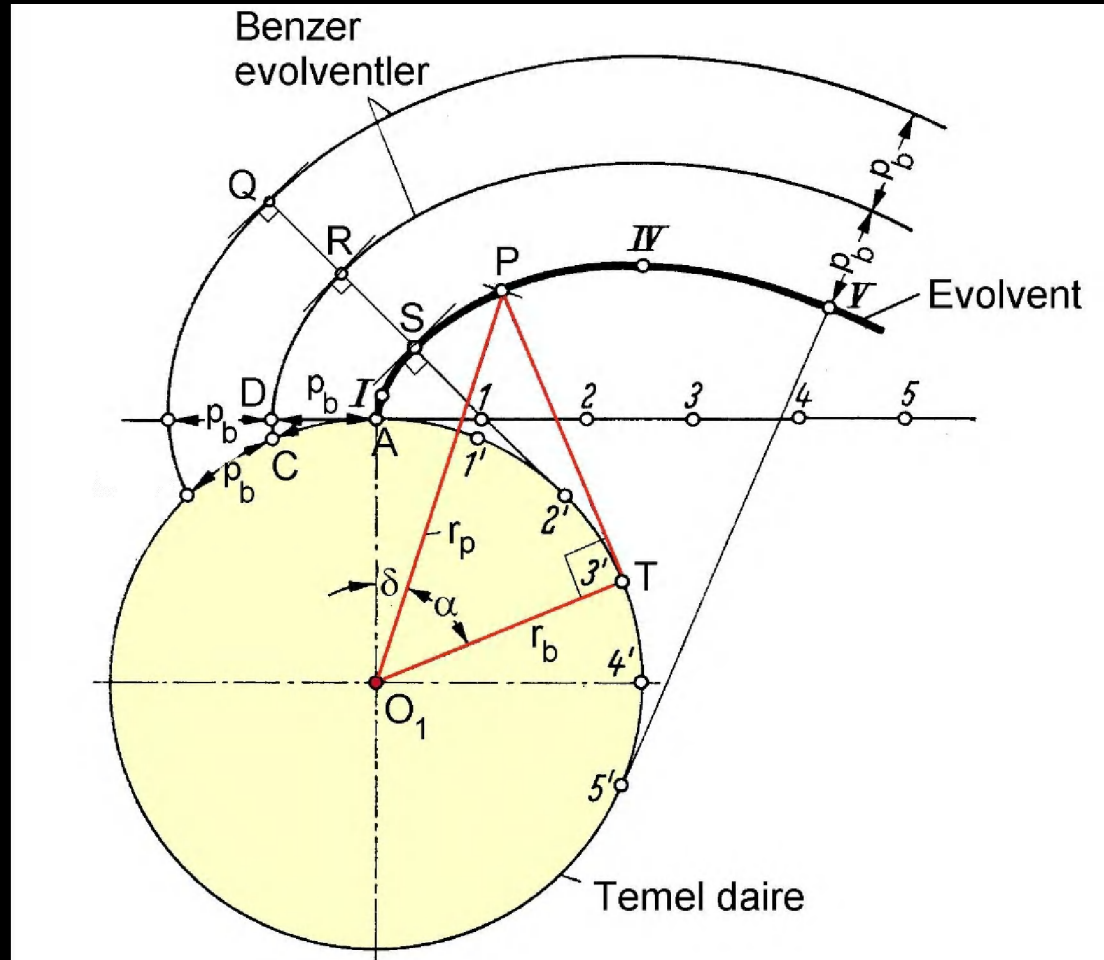
# Evolvent Fonksiyonu

- Şekilde görüldüğü gibi bu evolventlerin birinin üzerindeki bir **P** noktası dikkate alındığında **AT** yayı **PT** doğru parçasına eşit olmak durumundadır. Buradan hareketle:

$$r_b \cdot (\delta + \alpha) = r_b \cdot \tan \alpha$$

$$\delta = \tan \alpha - \alpha = \text{inv} \alpha$$

**$\tan \alpha - \alpha$**  fonksiyonuna  
**evolvent fonksiyonu** adı  
verilmiştir ve  **$\text{inv} \alpha$**  şeklinde  
gösterilir

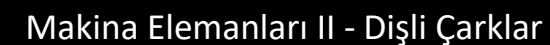




**Temel daireye çizilen teğet evolventi kestiği noktada evolventin normalidir.**

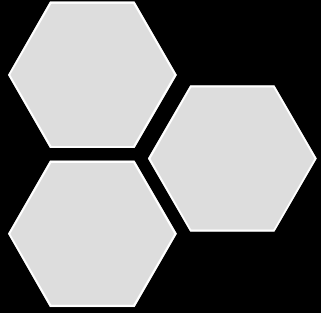


Ana doğru, komşu evolventlerin de ortak normalidir. P noktasında evolventin eğrilik yarıçapı, PT doğru parçasına eşittir ve bu eğrilik yarıçapı  $r_p \cdot \sin \alpha$  olacaktır.



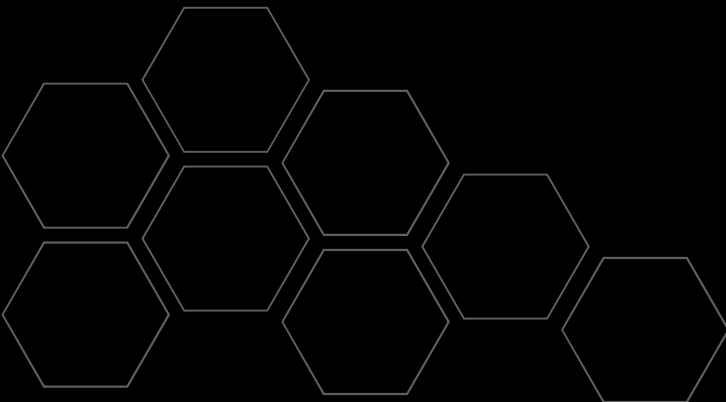
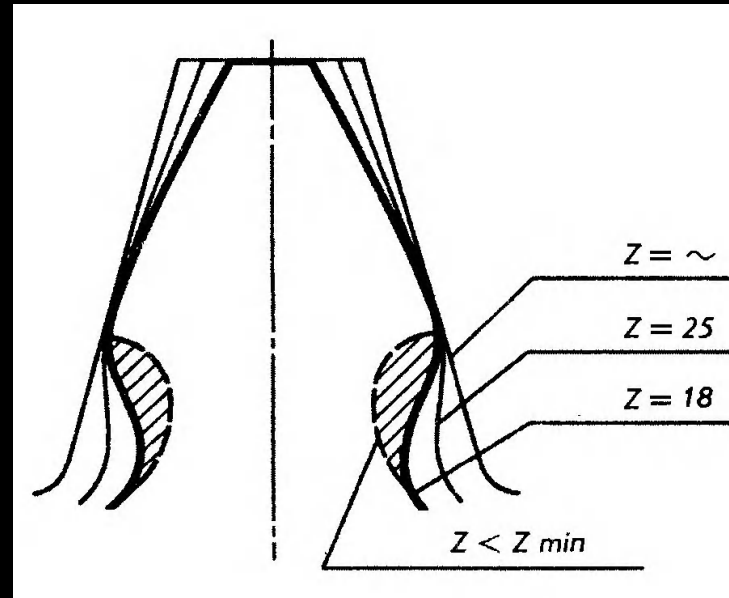


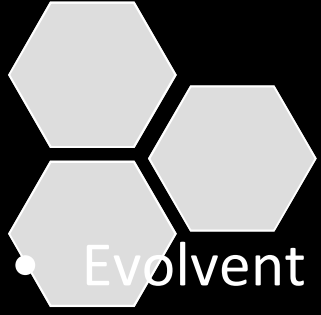




# Artan diş sayısı

- Evolvent dişlide modül aynı kalmak şartı ile diş sayısı giderek arttırılırsa, temel dairenin çapı artar ve dolayısı ile evolventin eğrilik yarıçapı büyür.
- Nihayetinde diş profili bir eğriden ziyade bir doğruya dönmeye başlar.

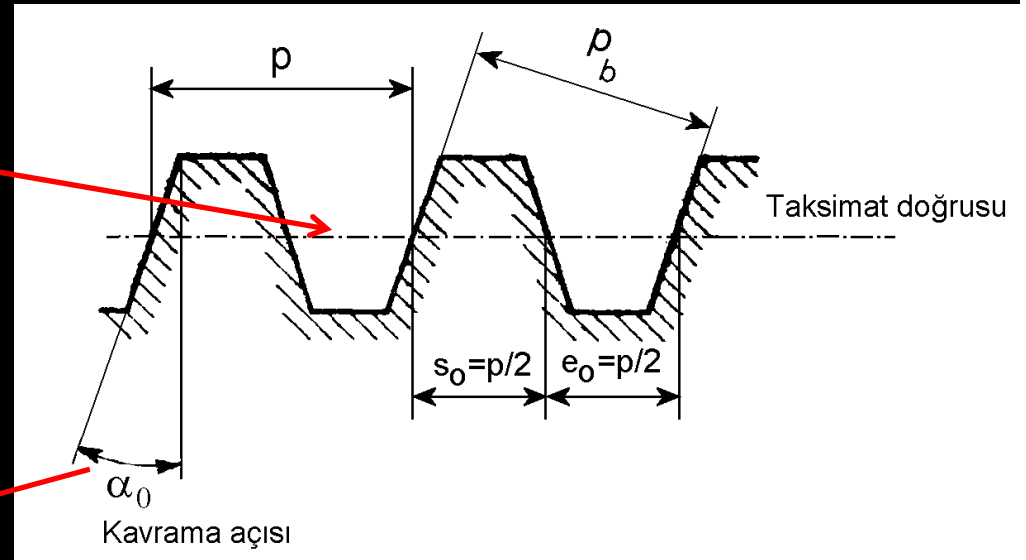




# Evolvent Çubuk Dişli “Kremayer”

- Evolvent profilli dişlinin diş sayısı sonsuza götürülürse evolvent çubuk dişli elde edilir. İlginç bir sonuç olarak bu dişlinin profilinin bir eğri değil bir doğru olduğu görülür ve dişler trapez şeklini alır.

Taksimat doğrusu üzerinde diş kalınlığı ve diş boşluğu birbirine eşittir.

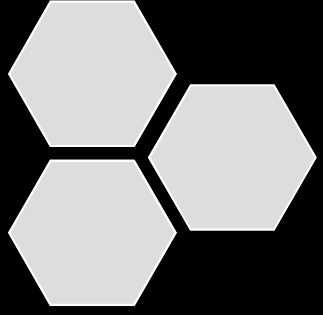


$\alpha_0$  ile gösterilen açiya **imalat kavrama açısı** veya kısaca **kavrama açısı** denir ve bu açı evolvent profilli dişlilerde belirleyici büyüklüklerden biridir.

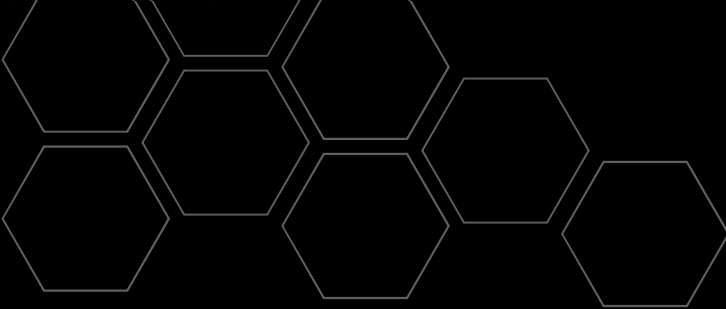
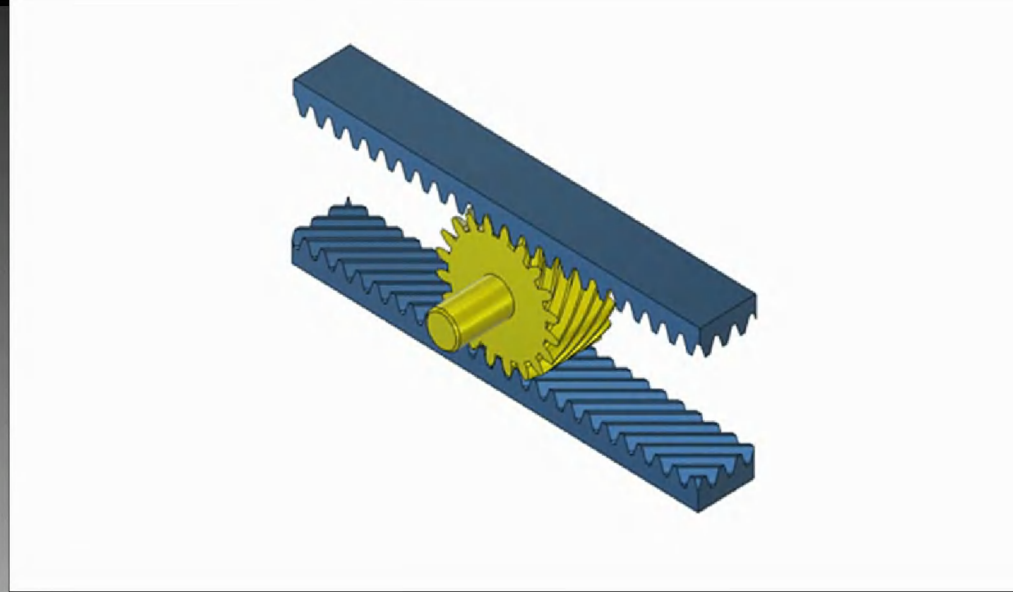
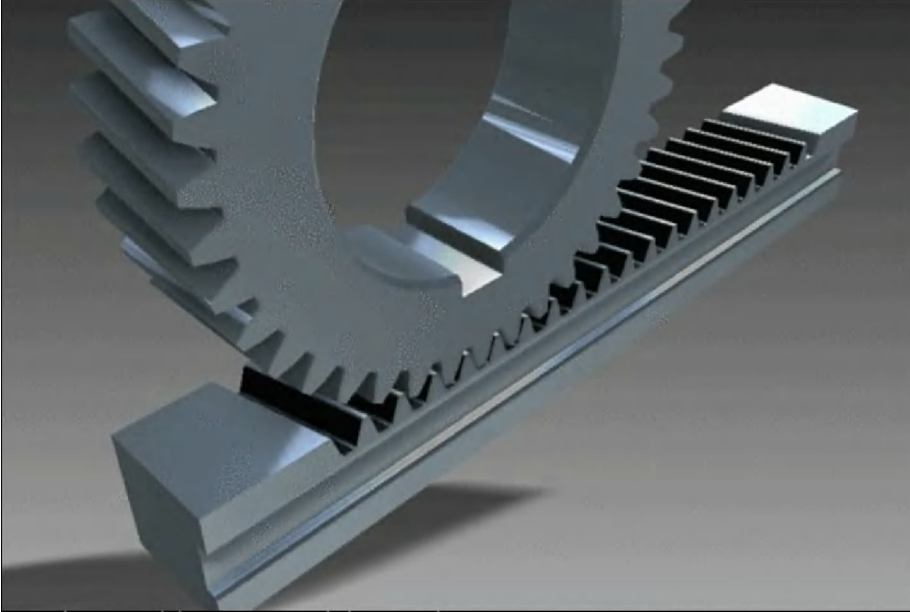
Temel daire taksimatı

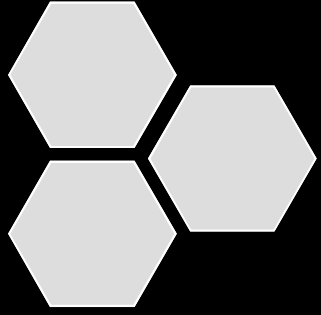
$$p_b = p \cdot \cos \alpha_0$$





# Düz ve helisel çubuk dişliler





# Taksimat dairesi, temel daire

Şekil dikkate alınır

$$r_0 = \frac{r_b}{\cos \alpha_0}$$

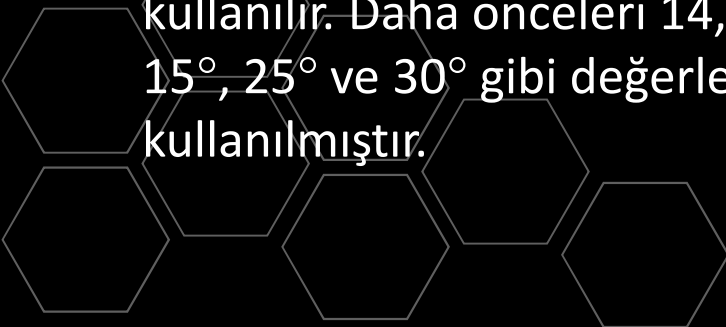
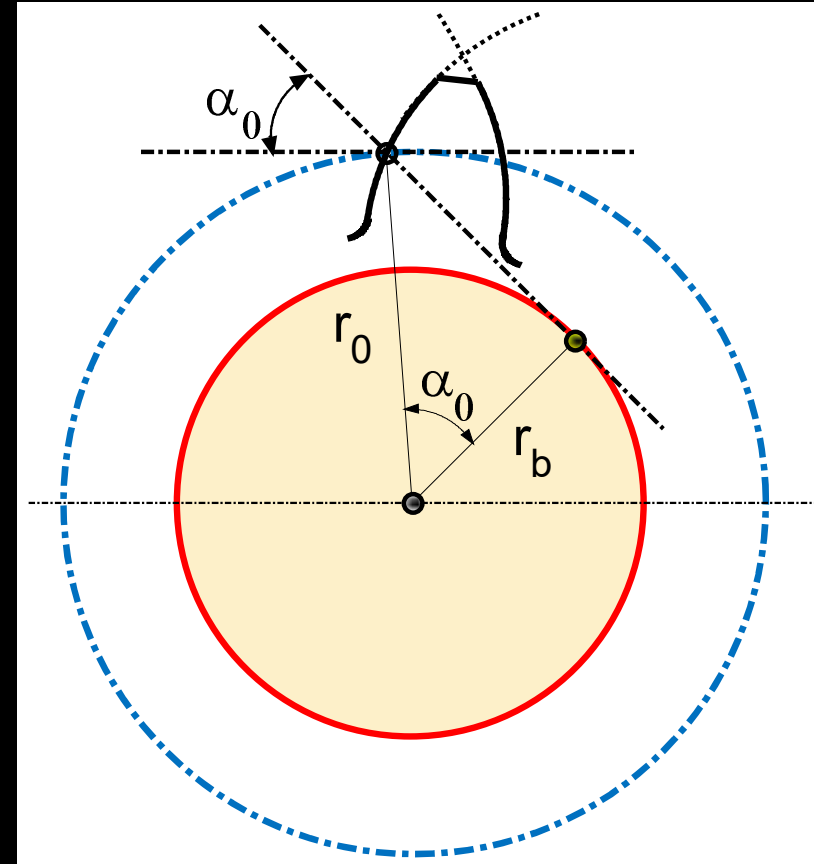
Temel daire

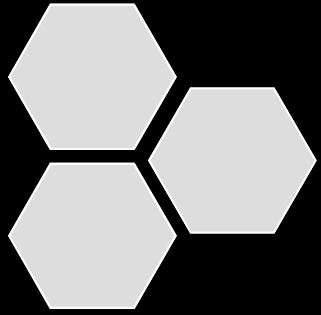
Taksimat dairesi

İmalat kavrama açısı

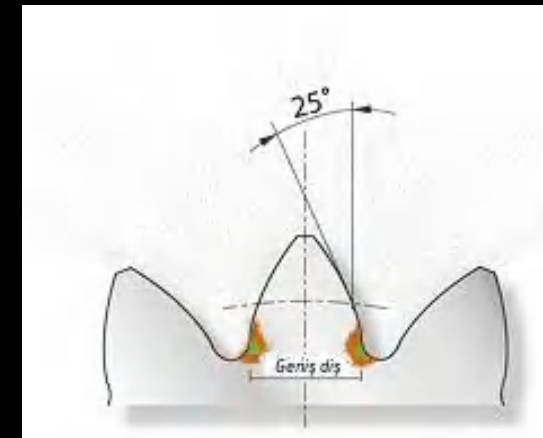
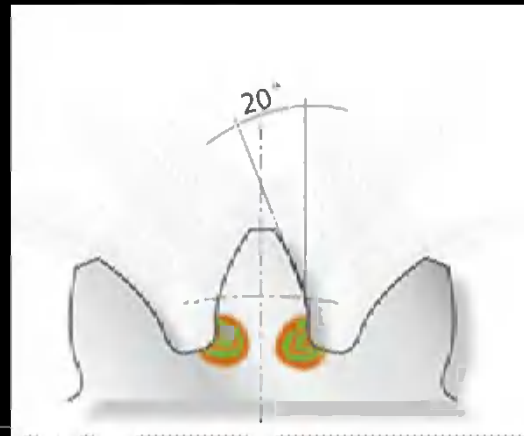
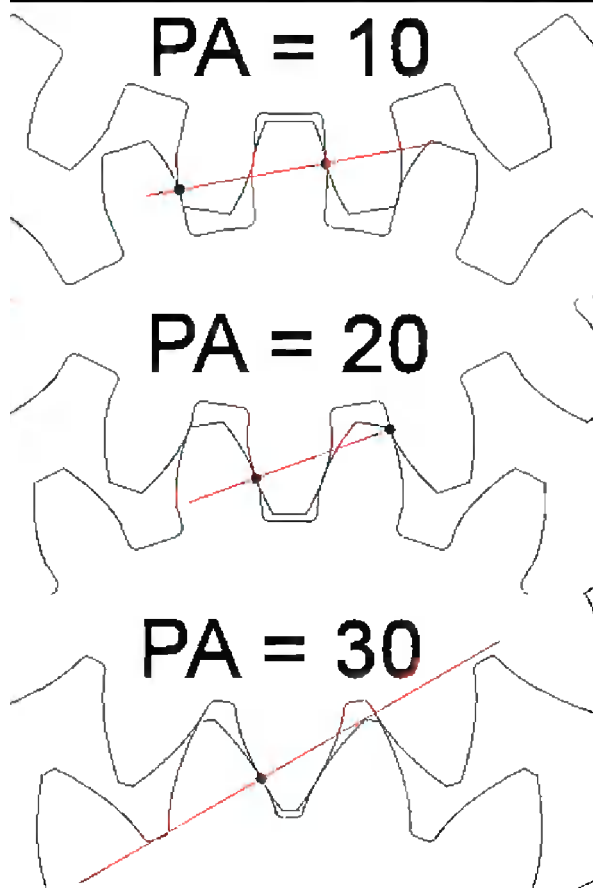


İmalat kavrama açısı için çoğunlukla 20° lik standart değer kullanılır. Daha önceleri 14,5°, 15°, 25° ve 30° gibi değerler de kullanılmıştır.

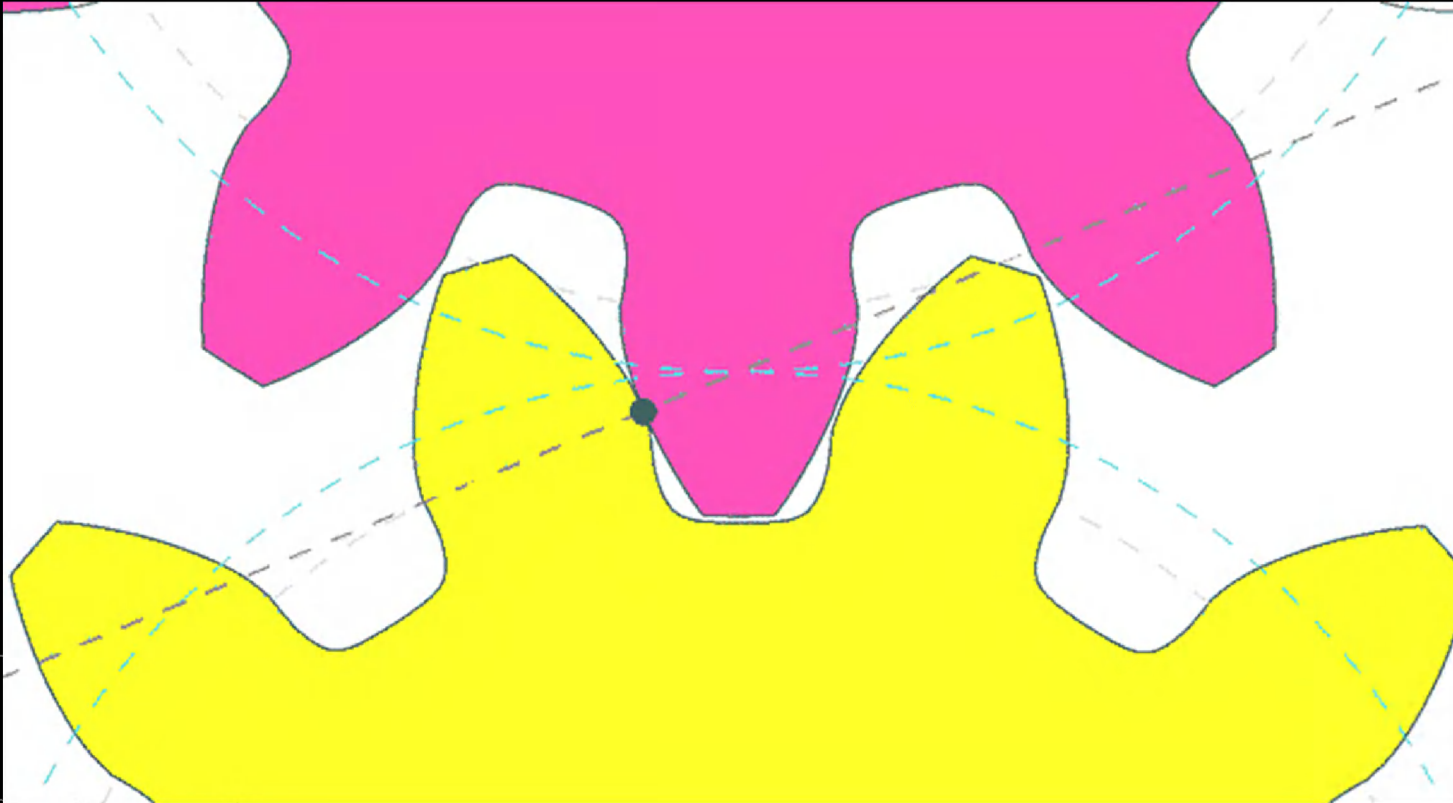




# İmalat kavrama açısının diş geometrisine etkisi



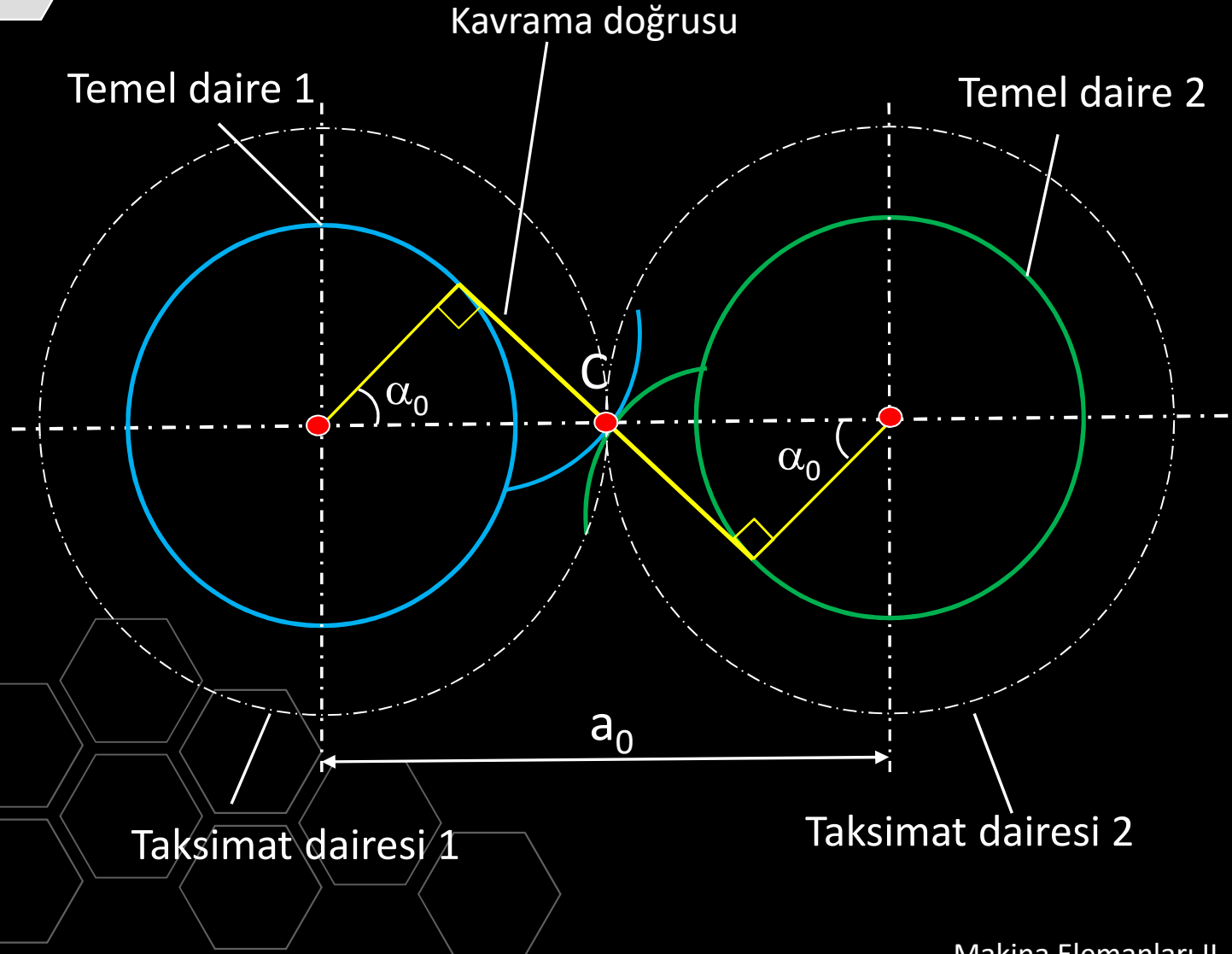
# Kavrama Doğrusu





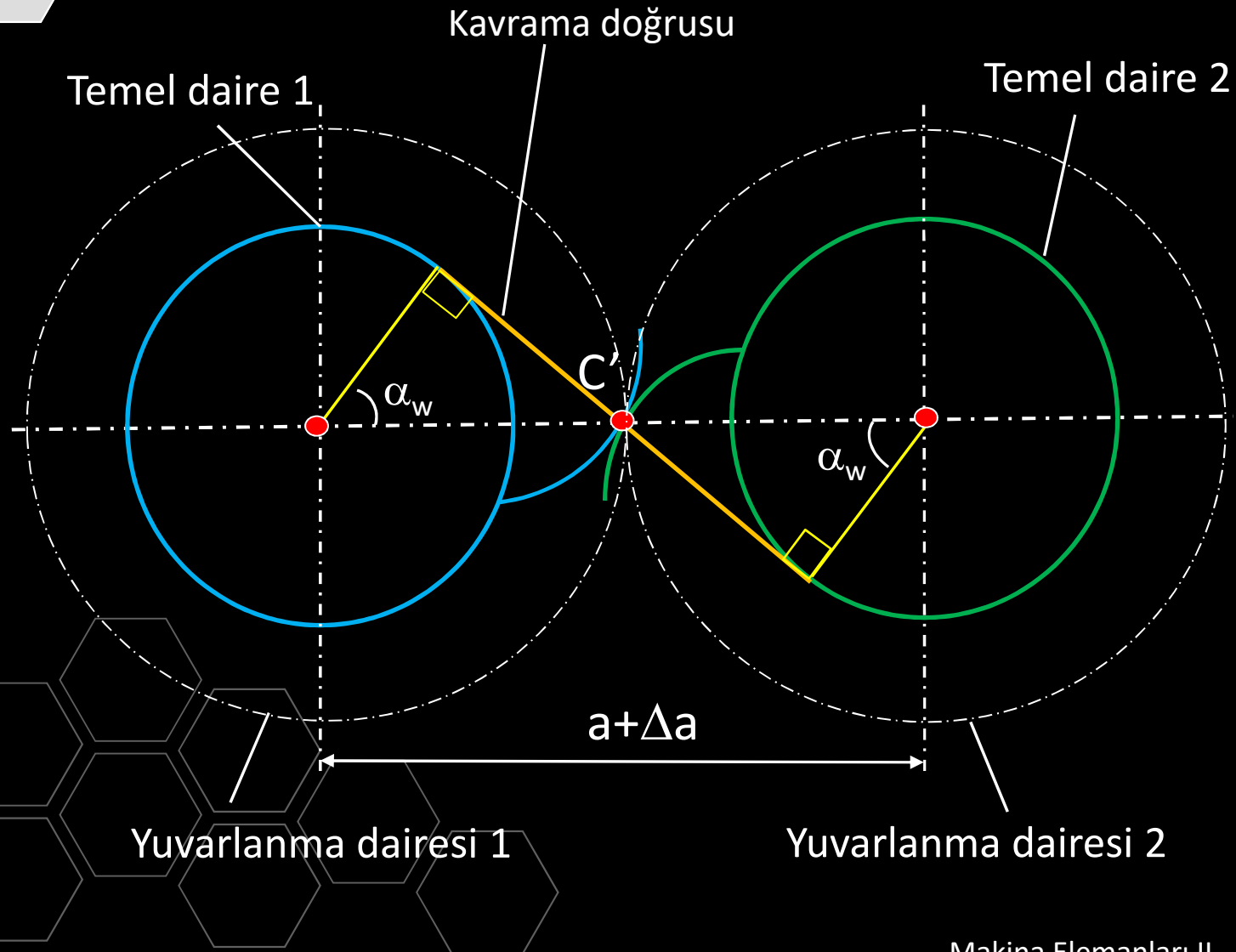
# Evolver dişli teması

## Norm montaj



# Evolverte dişli teması

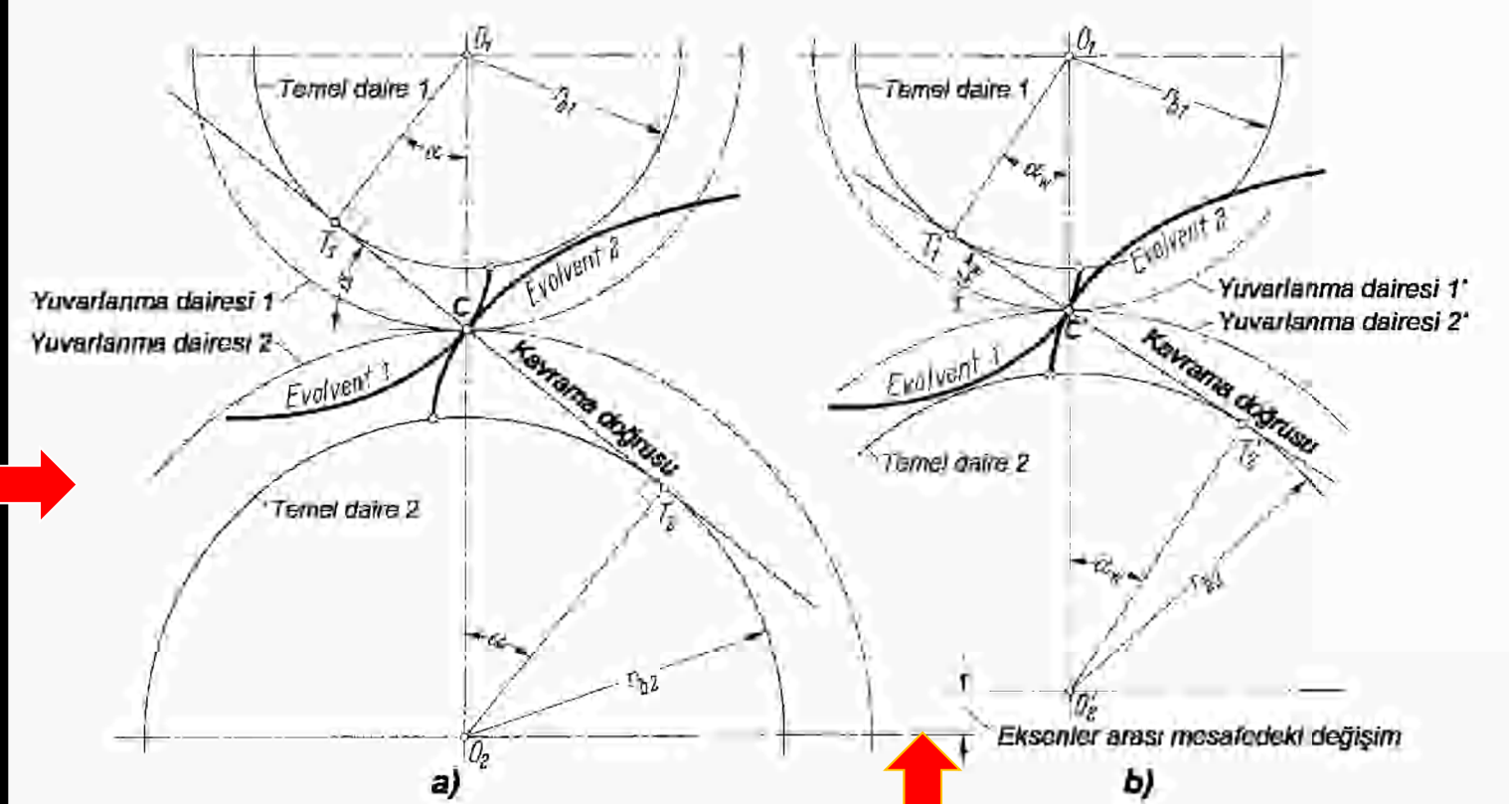
Eksenler arası değışirse



# Diş profili olarak evolvent

Evolvent  
profilde  
kavrama eğrisi  
bir **doğru** olur.

Değişenler:  
 **$a_0$ ,  $\alpha$ ,  $d_w$ ,  $C$**

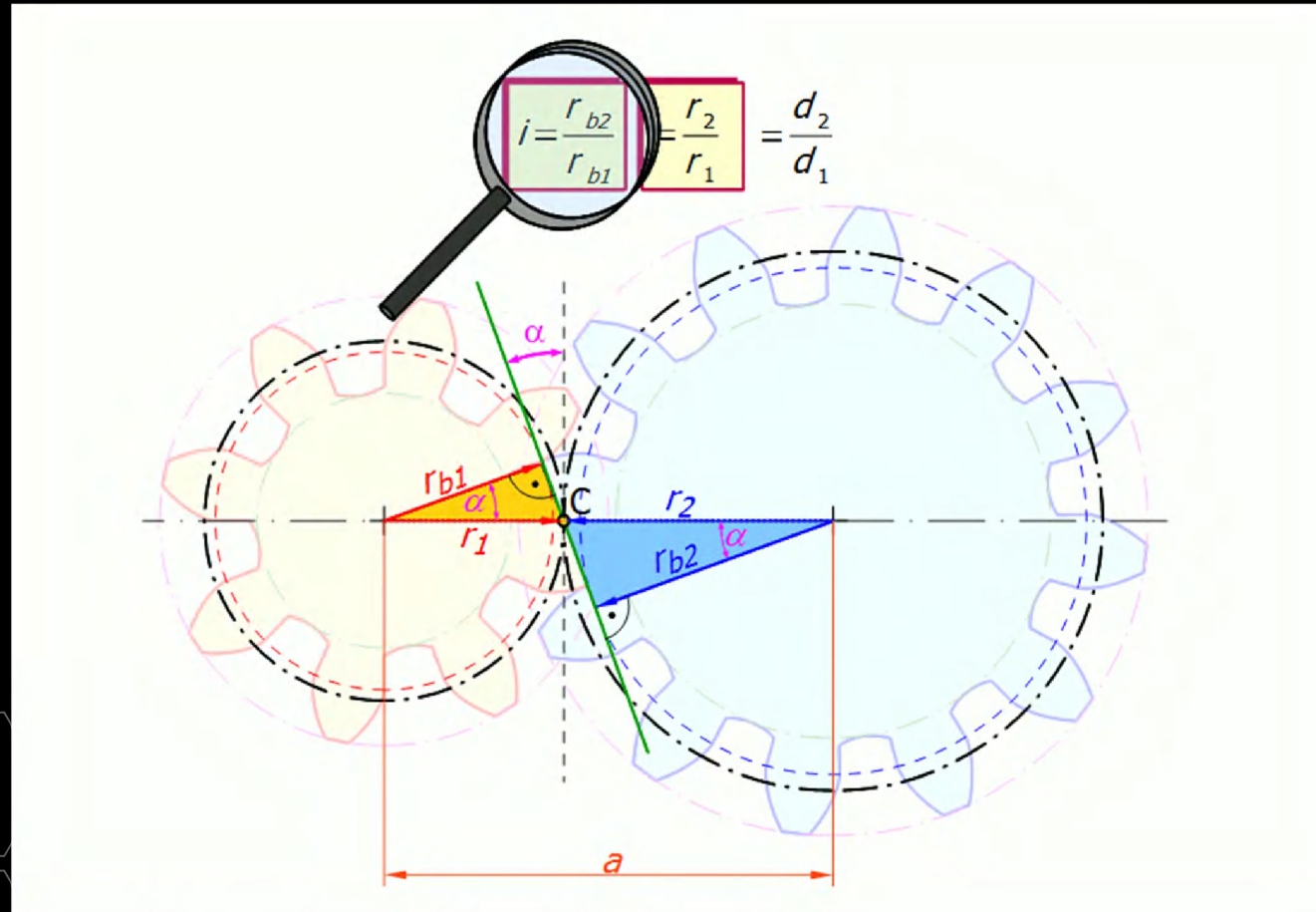


$\alpha_w$  : eş çalışma kavrama açısı

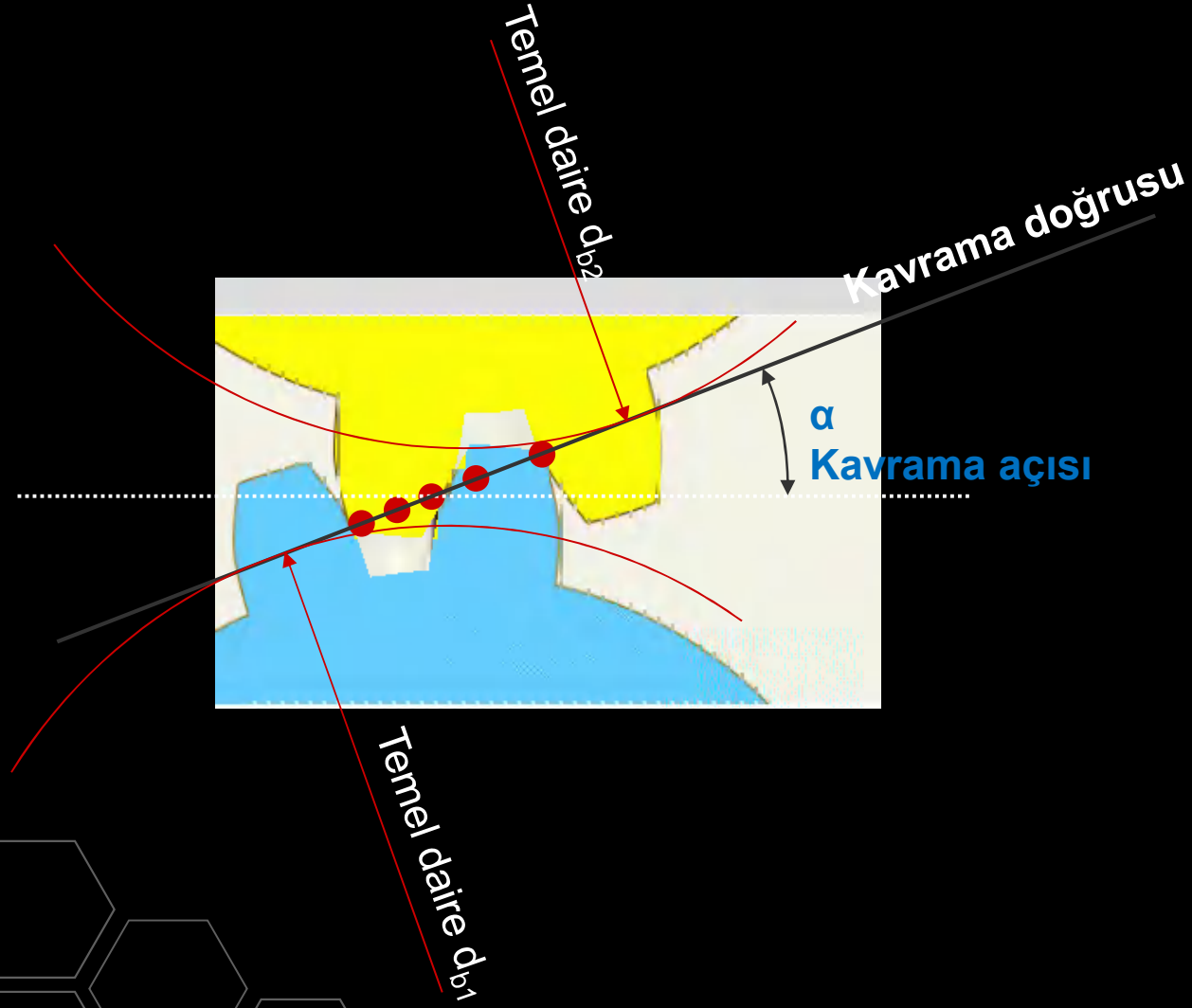
$$\cos \alpha_w = r_{b1} / r_{w1} = r_{b2} / r_{w2}$$

Şekillerdeki dik üçgenlerin benzerliğinden  $r_{w2} / r_{w1} = r_{b2} / r_{b1} = i$  olduğu kolaylıkla görülebilir. Dişliler hangi eksen aralığına monte edilirse edilsin profillerin ortak normalinin (kavrama doğrusunun) merkezler doğrusunu kestiği **C** noktası yuvarlanma noktasıdır.

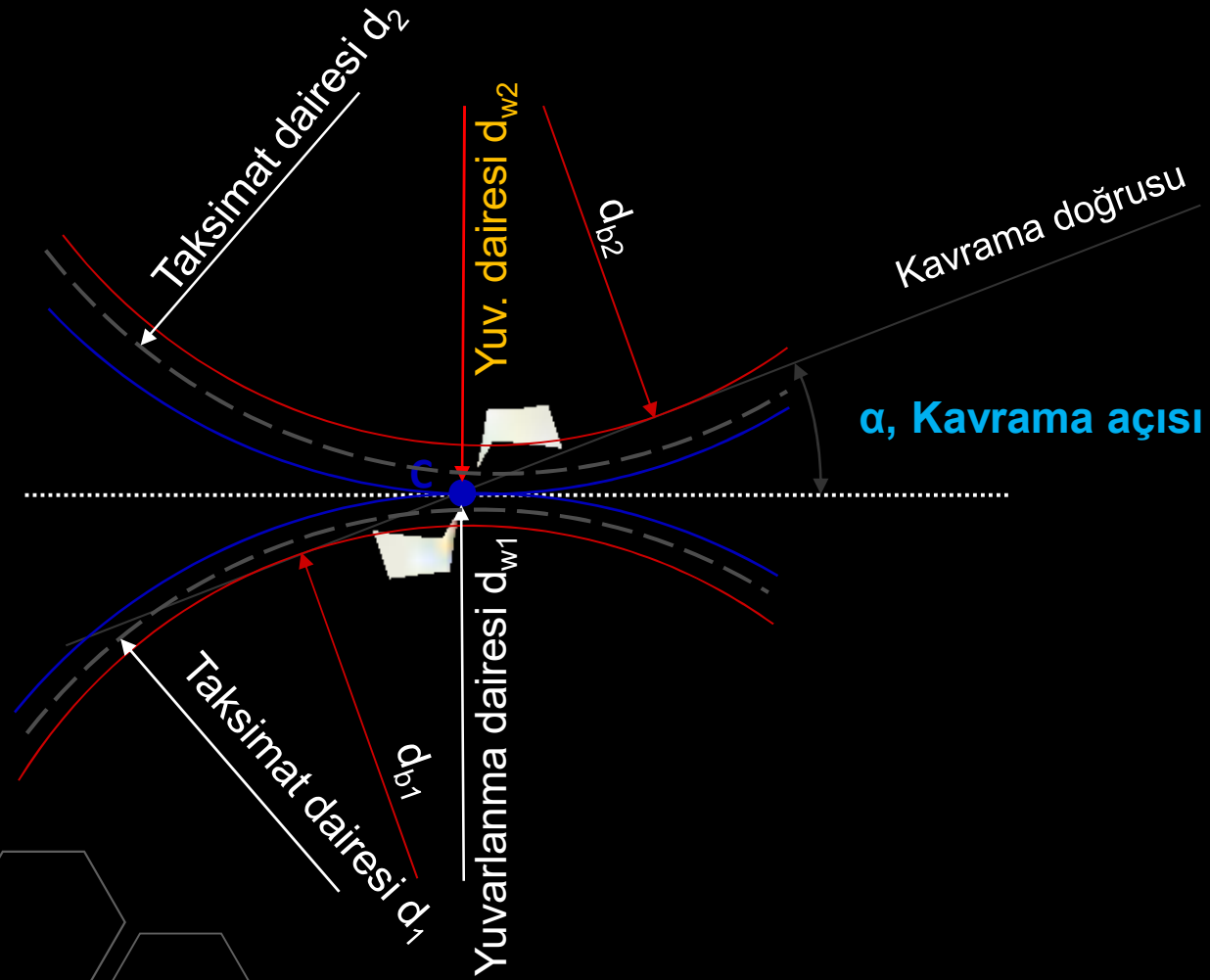
# Eksenler arası mesafedeki değişim



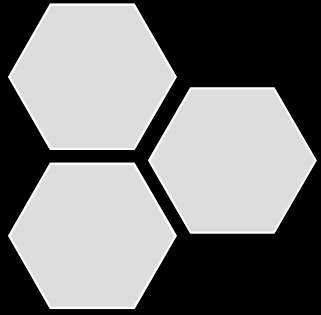
# Dişli çark geometrisi



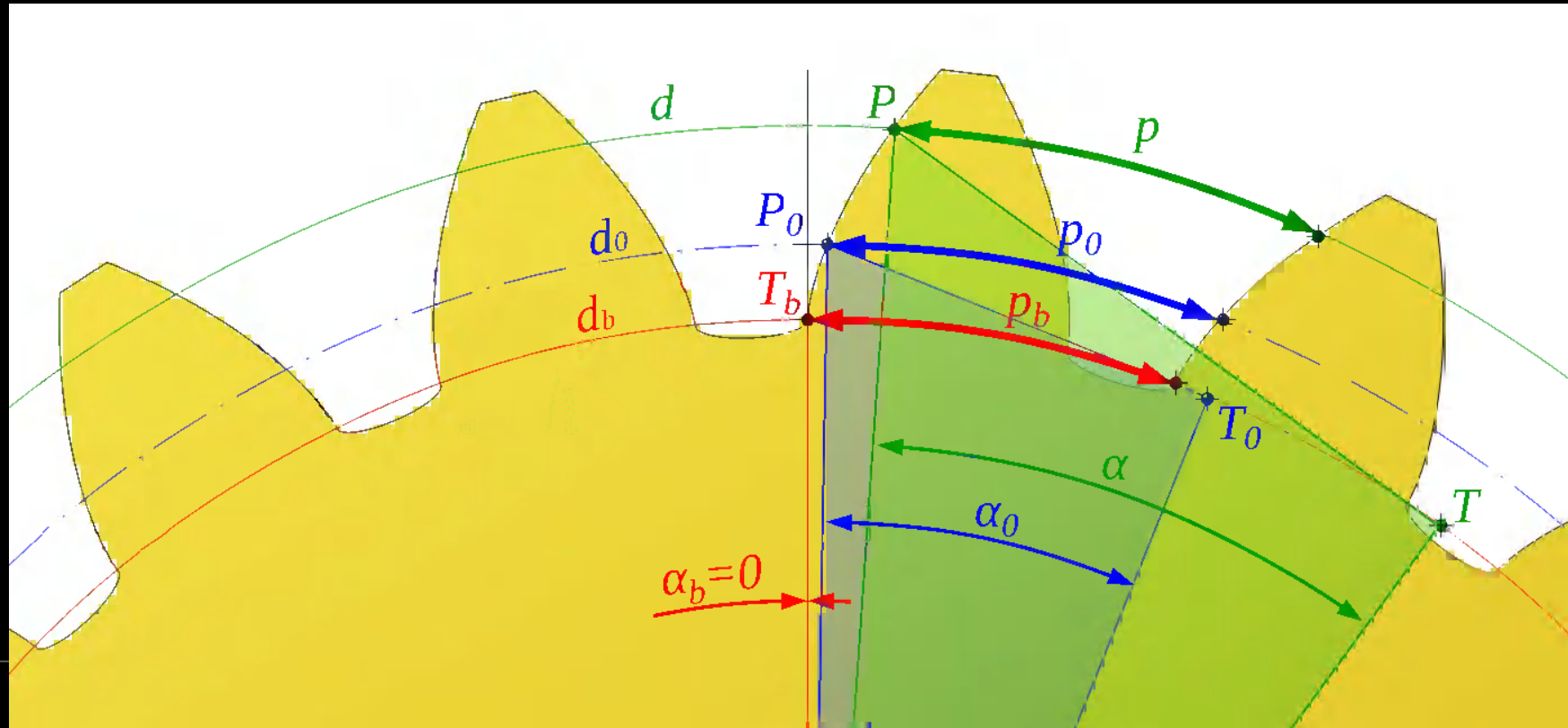
# Dişli çark geometrisi





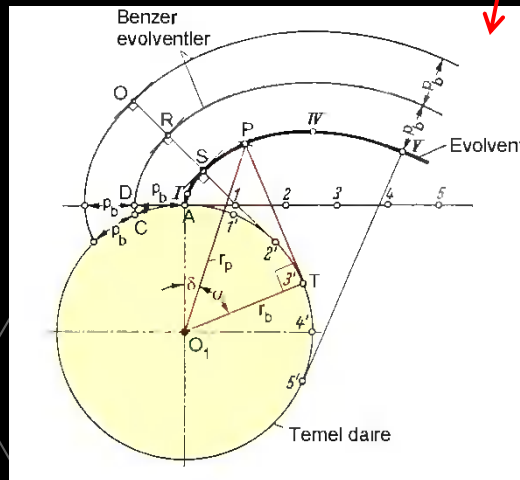


# Kavrama açısı ile ilgili hesaplamalar



# Takım Dişli Koşulu

- Evolvent profilli dişlilerde kavrama eğrisinin bir doğru olması, bu doğrunun yuvarlanma noktasına göre simetrik olması anlamına gelir ve bunun sonucu olarak herhangi iki evolvent profilli dişlinin yalnız birer evolventleri dikkate alındığında düzgün hareket iletimi koşulunu yerine getirmeleri gerekir.
- Aynı anda birden fazla profilin temasta olabilmesi isteği de dikkate alındığında şu önemli sonuç çıkar; **“Temel daire taksimatları eşit olan evolvent profilli dişli çarklar eş çalışabilir.”**
- Bu özelliğe **takım dişli özelliği** denir.
- Bir grup evolvent profilli dişli temel daire taksimatları eşit olmak koşulu ile ikişer ikişer eşleştirilerek çeşitli mekanizmalar oluşturulabilir.



# Diş Yüksekliği ile İlgili Oranlar

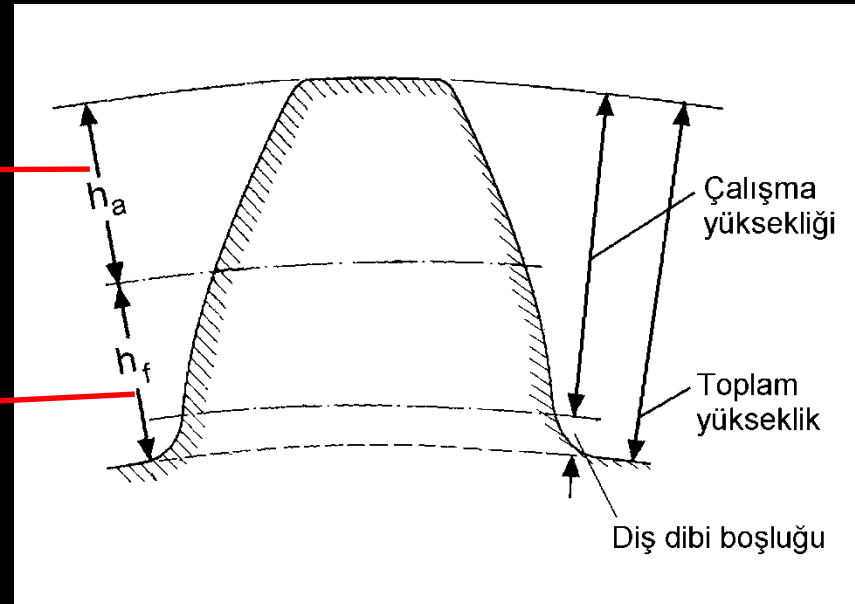
- Çalışma yüksekliği büyük bir çoğunlukla standart bir değer olarak modülün iki katıdır.
- Dişin gövdeye bağlandığı bölgedeki gerilme yığılmalarını azaltmak, yumuşak bir geçiş sağlamak ve karşı dişin başının diş dibine temasını engellemek için bir diş dibi boşluğu bırakılır.
- Bu boşluk için de 0,167.m ile 0,3.m arasında değerler kullanılmakla birlikte 0,2.m ve 0,25.m en fazla kullanılan değerlerdir.

$$h_a = y_a \cdot m$$

$y_a$  çoğunlukla 1 'dir

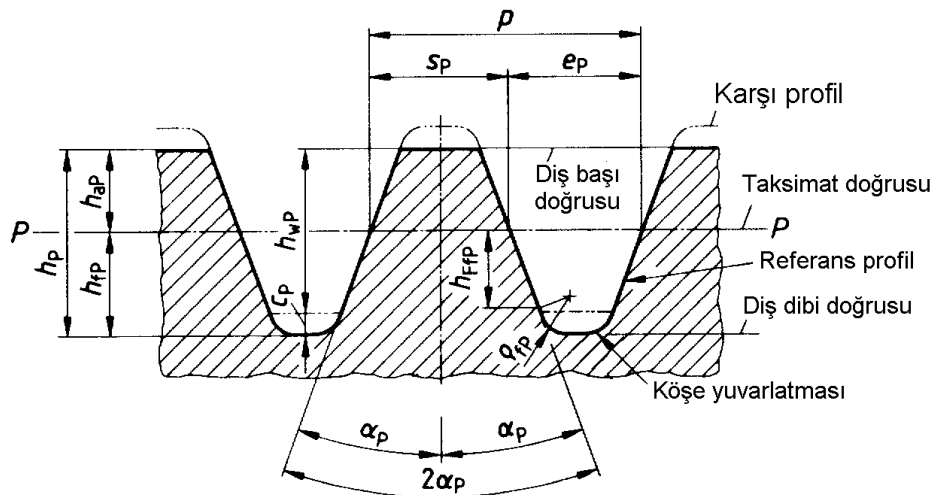
$$h_f = y_f \cdot m$$

$y_f$  için 1,2 veya 1,25 standart değerleri kullanılır



# Referans profil

- Yuvarlanma metoduna göre imal edilmek koşulu ile bir grup evolvent profilli dişliden herhangi biri teorik olarak diğerlerinin kesici takımı olabilir.
- Bu kesici takım olarak kullanılan dişlinin bir çubuk dişli olması da mümkündür.
- Böyle bir kesici takım kullanılarak imal edilecek bütün dişliler kendi aralarında eşleştirilebilirler.
- Buradan, çubuk dişlinin evolvent profilli dişli çarklar için **referans** olabilme özelliği ortaya çıkar.

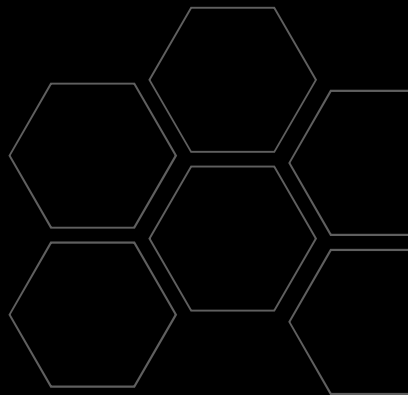




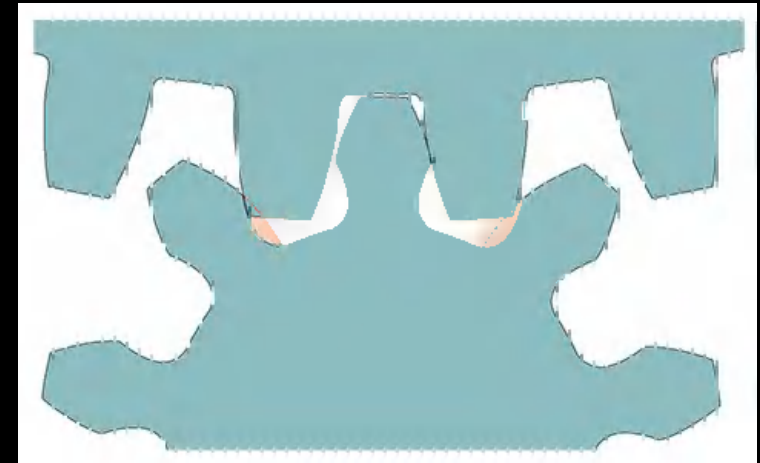
# Altan Kesme

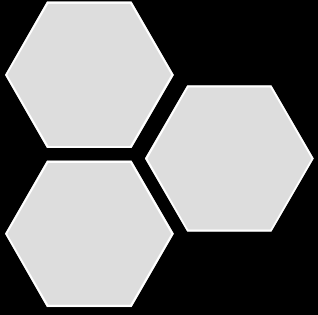
Şekildeki bazı dişlerde görülen ve diş dibine yakın bölgede ortaya çıkan ve yuvarlanma metoduna göre imalatta, yapılmakta olan dişlinin dip kısmının oyulması şeklindeki olaya **altan kesilme** veya **altan kesme** denir.

Bunun nedeni, dişli çark şeklindeki takımın diş başı dairesinin (çubuk dişli şeklindeki takım için diş başı doğrusunun) kavrama doğrusunu temel daireye teğet olduğu T noktasının dışında kesmesidir.



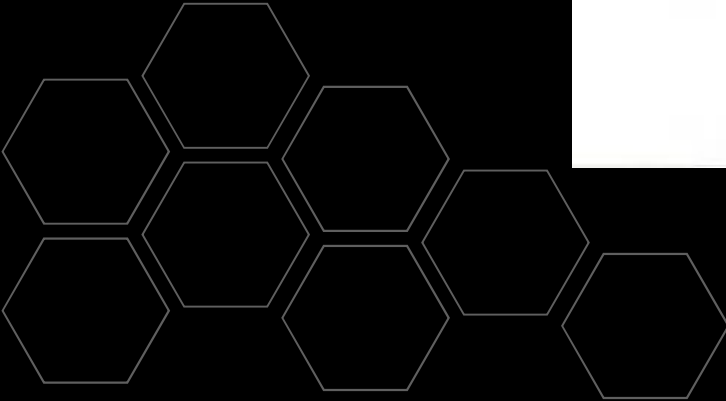
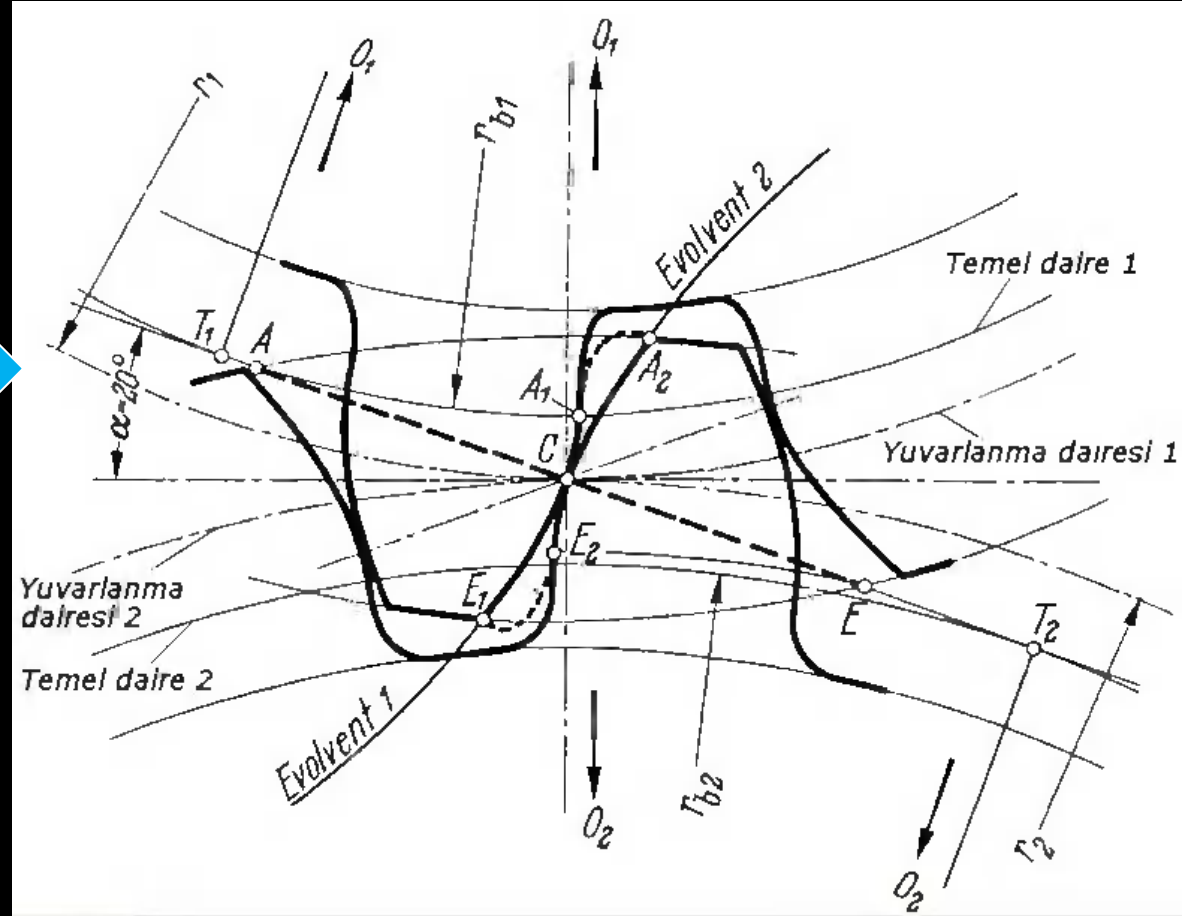
| x  | -0,3 | 0 | 0,3 |
|----|------|---|-----|
| z  |      |   |     |
| 6  |      |   |     |
| 8  |      |   |     |
| 10 |      |   |     |





# Alttan Kesme

Dişlilerin diş başı dairesi hiçbir zaman kavrama doğrusunu  $T_1$  ve  $T_2$  noktaları dışında kesmemelidir. →

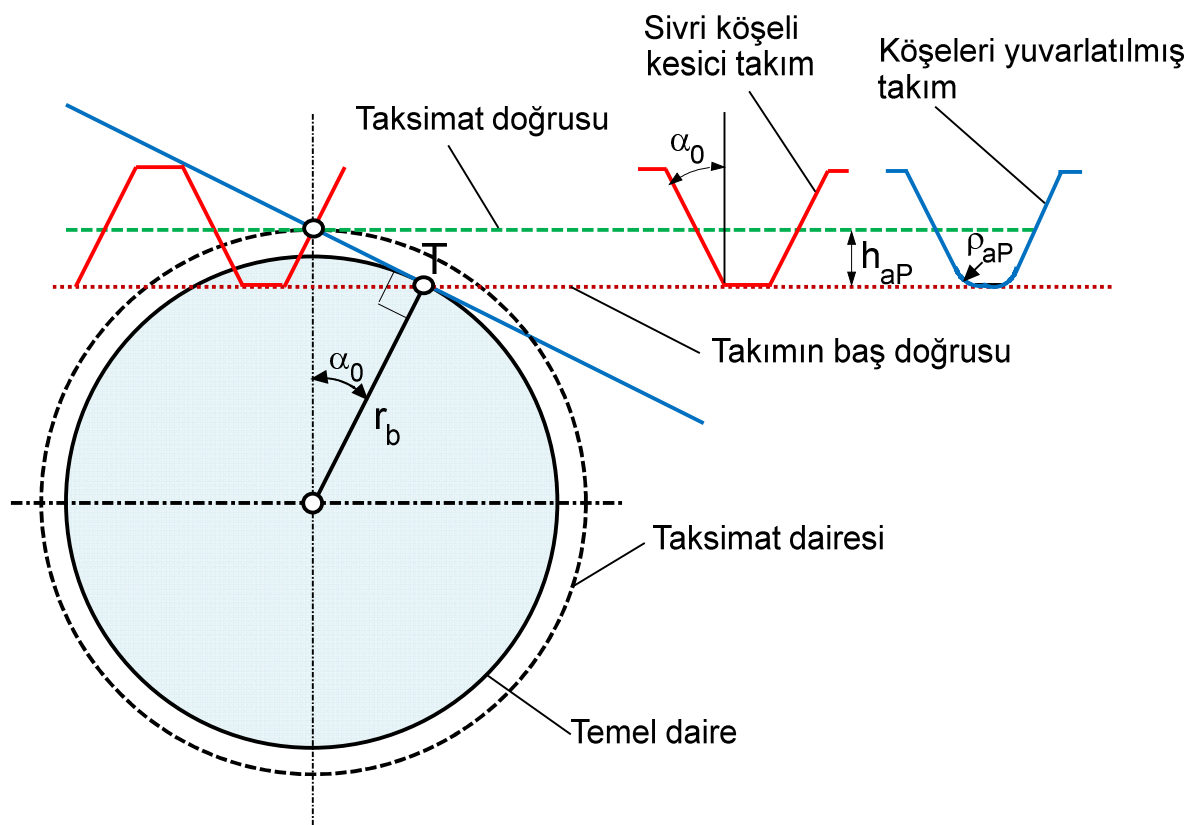






# Alttan Kesme

Alttaki şekil alttan kesilme olmayan en küçük diş sayılı, profil kaydırmasız bir dişlideki durumu göstermektedir. Şekildeki durumda takımın baş doğrusu temel daireyi kavrama doğrusunun temel daireye teğet olduğu **T** noktasında kesmektedir.



Bu sınır durum için

$$h_{aP} = r_0 - r_b \cos \alpha_0 = r_0 (1 - \cos^2 \alpha_0)$$

$h_{aP}$  aynı zamanda

$$h_{aP} = y_{aP} \cdot m$$

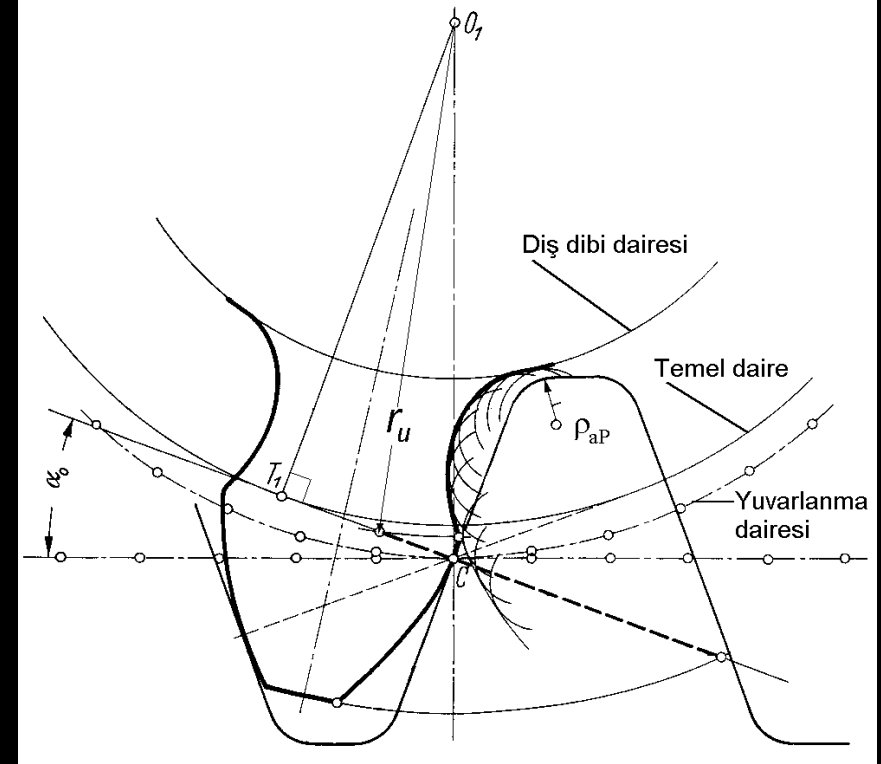
$r_0 = m \cdot z/2$  yazılarak iki denklem düzenlenirse, alttan kesme olmayan en küçük diş sayısı

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



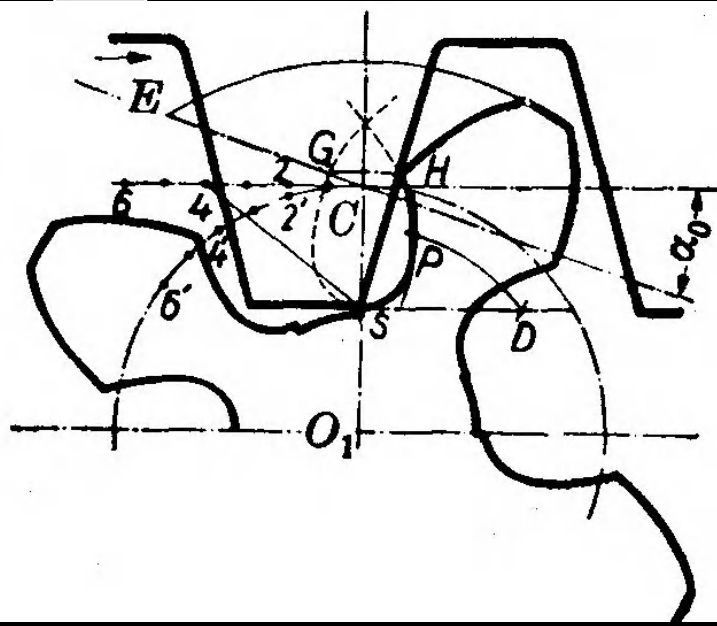
# Alttan Kesme

- Takımın baş yüksekliğini belirleyen  $y_{aP}$  boyutsuz sayısı çoğunlukla çok kullanılan standart değerler olarak **1,2** veya **1,25**' dir.
- İmalat kavrama açısı için  $\alpha_0=20^\circ$  lik standart değer kullanıldığı takdirde  $h_{aP}=1,2.m$  ve  $h_{aP}=1,25.m$  için en küçük diş sayısı sırasıyla **20** ve **21** bulunur.
- Gerçek takımların baş kısımlarının köşeleri yuvarlatılmıştır.
- Bu, alttan kesmede oyulan kısmın biraz küçülmesine ve ek olarak biraz daha uygun bir kavşak eğrisi oluşmasına imkân verir.
- Köşeleri yuvarlatılmış takımlarla alttan kesilmesiz en küçük diş sayısı pratik olarak **17**' dir. Uygulamalarda bir miktar alttan kesmeye izin verilerek 0-dişlilerinde en küçük diş sayısı **14** olabilir.



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

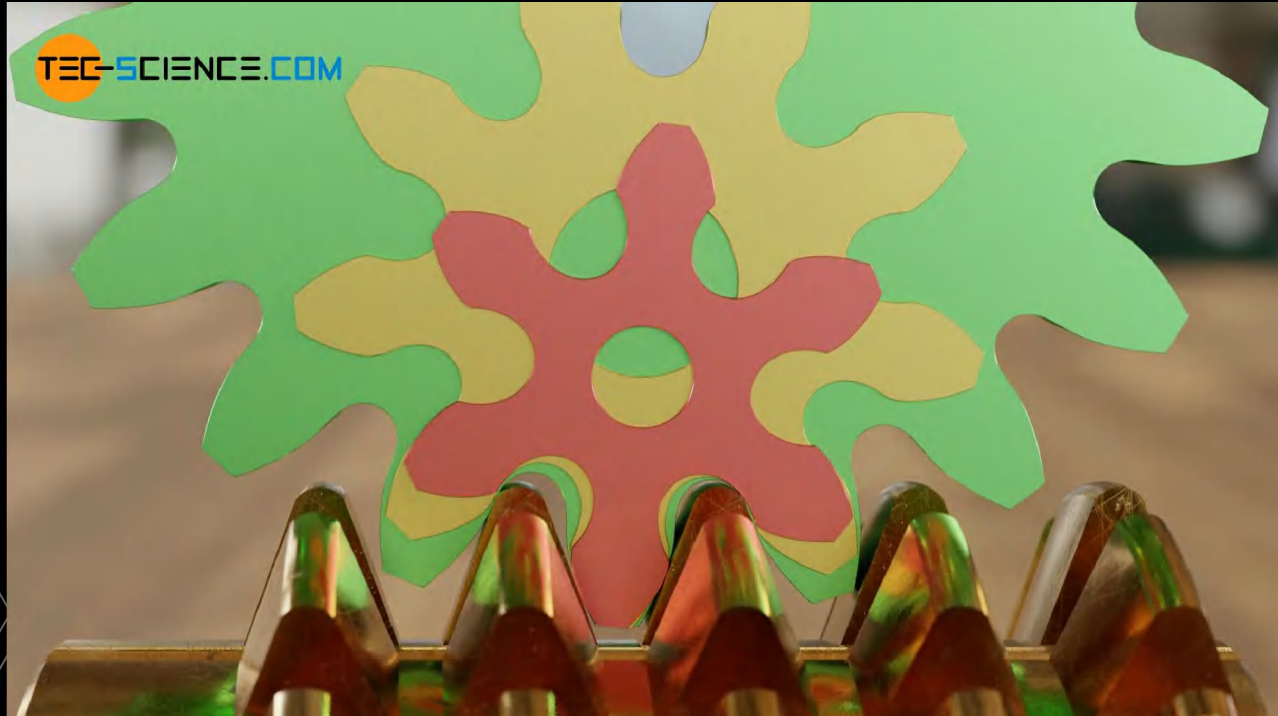
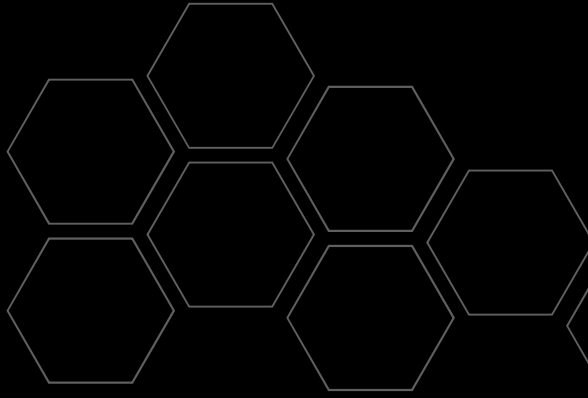




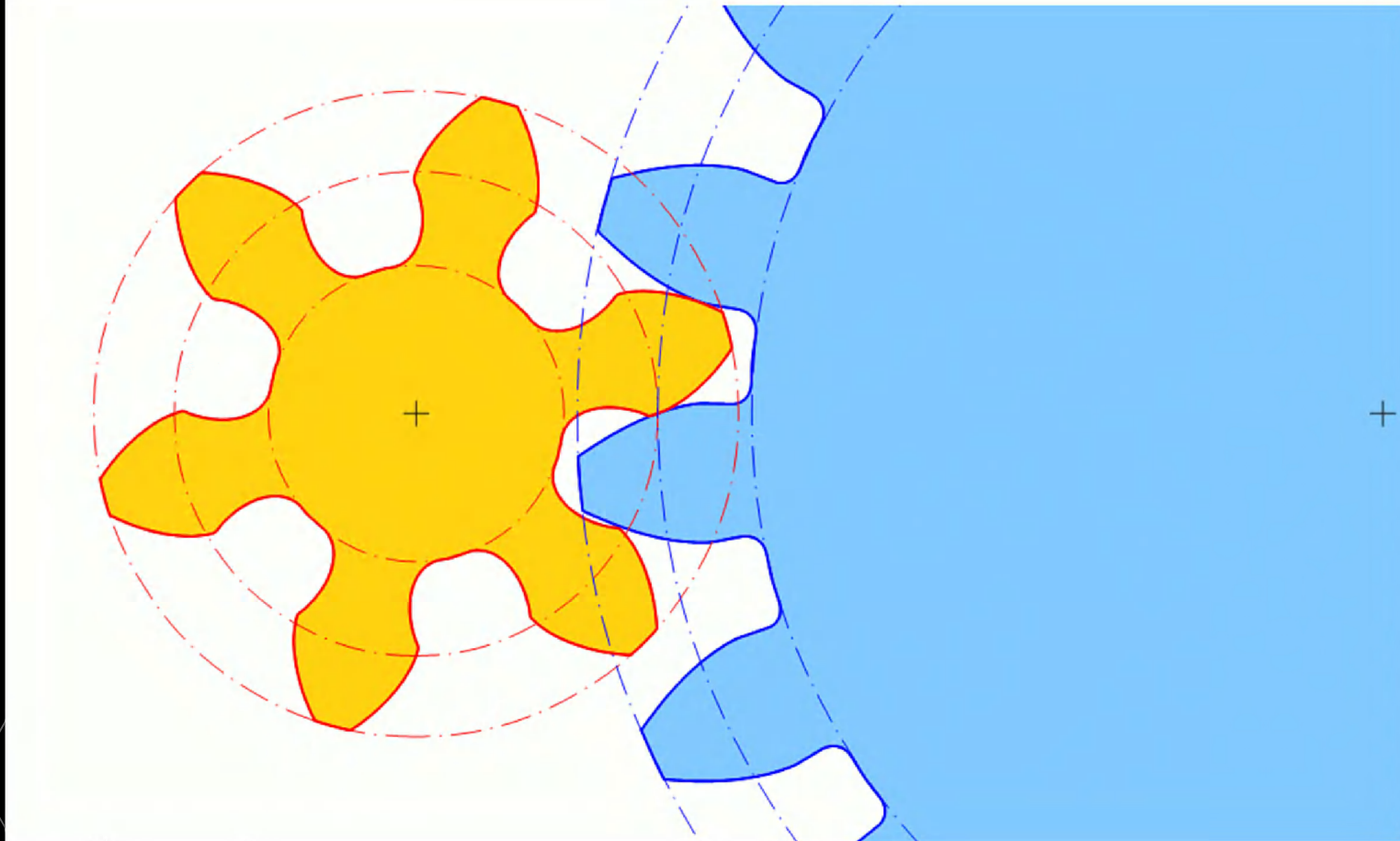
# Alttan Kesilme



4 dişe sahip  
dişli



# Alttan kesmenin etkisi





# Düz Alın Dişli Mekanizmalarında Profil Kavrama Oranı

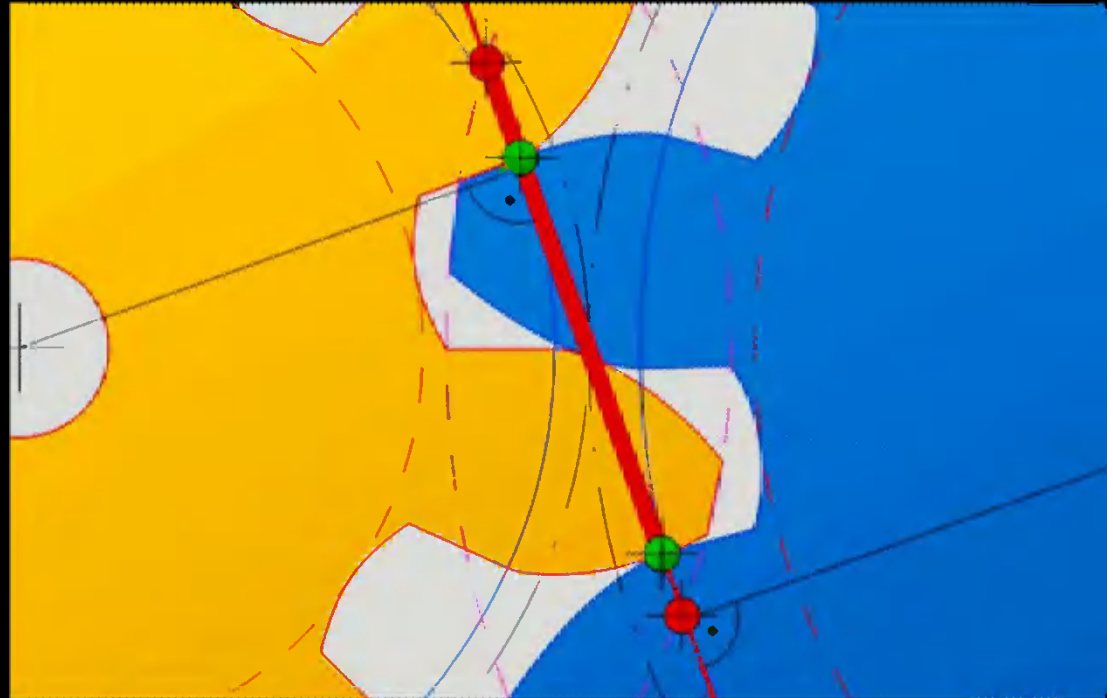
- Bir düz alın dişli çark mekanizmasında bir diş çiftinin temasa geçtiği andan itibaren aynı diş çiftinin ayrılmasına kadar geçen süre içinde yuvarlanma dairelerinden herhangi biri üzerinde alınan yol  $l_w$  ile gösterilirse profil kavrama oranı

$$\varepsilon_\alpha = \frac{l_w}{p_w}$$

$p_w$  , mekanizmaya ait yuvarlanma taksimatı.

Doğal olarak, bir diş çifti ayrılmadan geriden gelmekte olan diş çifti temasa geçmelidir. Bu, hareketin sürekliliği için gereklidir.

**$\varepsilon_\alpha > 1$  olmalıdır**



# Evolverit Profilli Alın Dişli Mekanizmalarında Profil Kavrama Oranı

$\overline{P_1 P_2} \rightarrow$  Kavrama kıtası

$$\varepsilon_\alpha = \frac{l_k}{p_b} = \frac{l_{k1} + l_{k2}}{p_b} = \frac{l_{k1} + l_{k2}}{\pi \cdot m \cdot \cos \alpha_w}$$

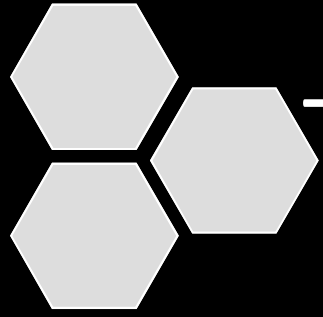
$$l_{k1} = \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - \sqrt{r_{w2}^2 - r_{b2}^2}$$

$$l_{k2} = \sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} - \sqrt{r_{w1}^2 - r_{b1}^2}$$

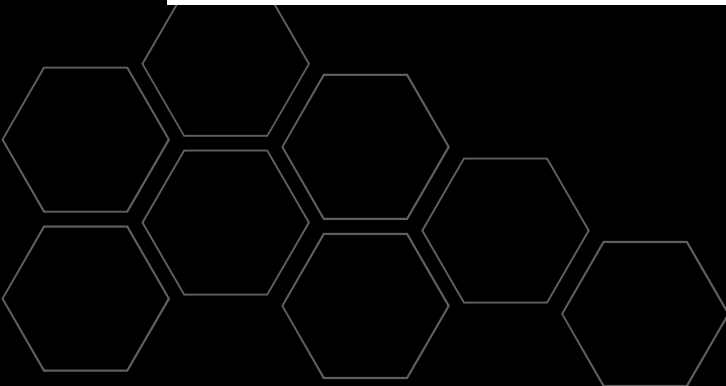
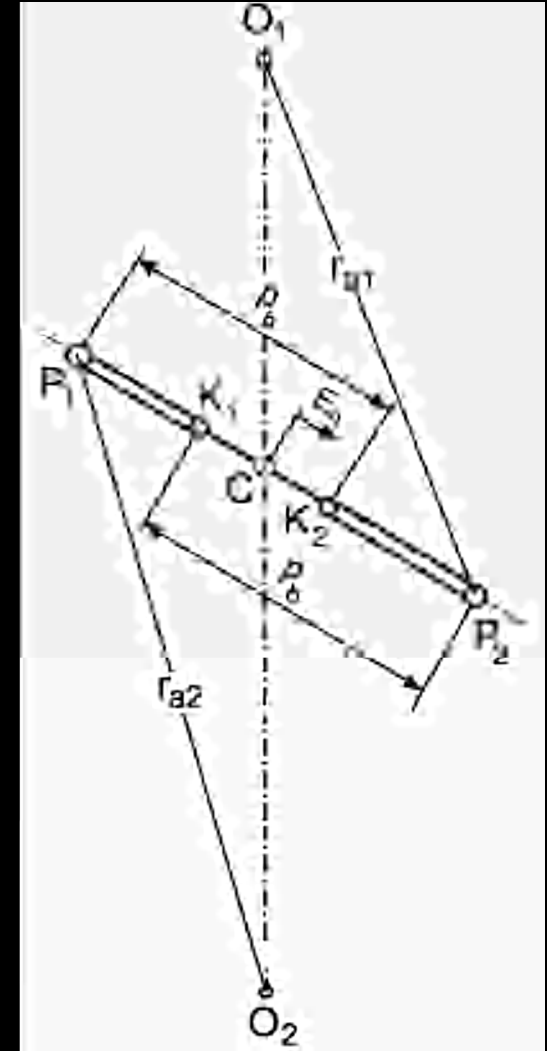
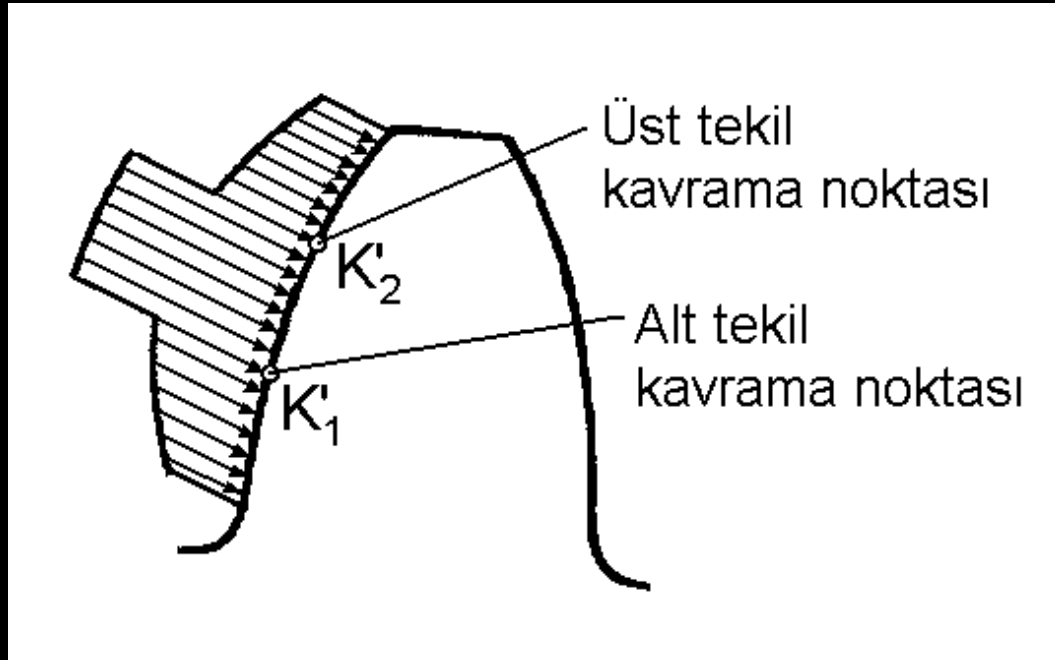
$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - \sqrt{r_{w2}^2 - r_{b2}^2} + \sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} - \sqrt{r_{w1}^2 - r_{b1}^2}}{p_b}$$

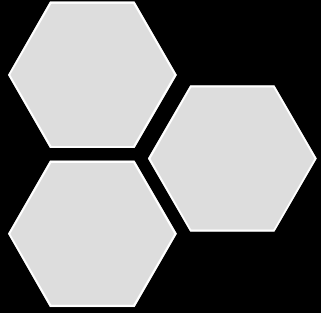






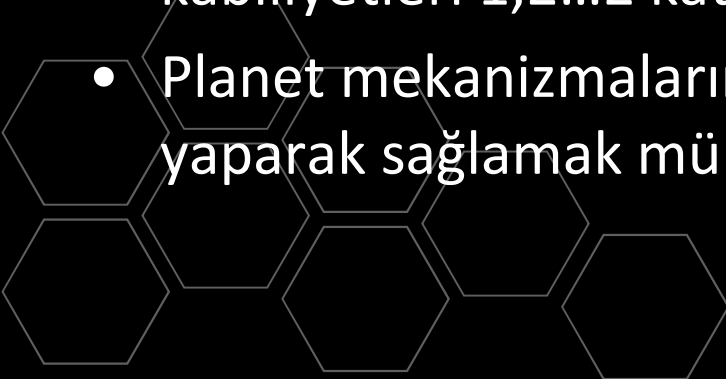
# Tekil Kavrama Noktaları

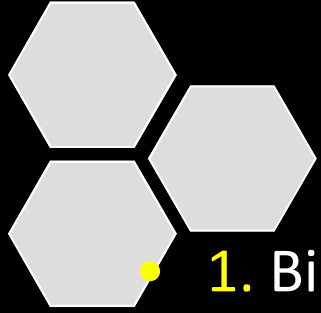




# Dişli çarklarda tashih

- Standart kavrama açısı ve büyüklükler, bir süre içinde istenen yüksek güç ve işletme emniyeti isteklerine cevap veremez hale gelmiştir.
- En uygun diş formu, dişli çarktan istenen özellikler bilindiği takdirde belirlenebilir.
- Başlangıçtaki amacı alttan kesilmenin önlenmesi olan tashih yöntemleri zaman içinde çok gelişmiştir.
- Uygun tashih yöntemleri ile dişli çarkların yük taşıma kabiliyetleri 1,2...2 kat arttırılabilir.
- Planet mekanizmalarındaki montaj şartlarını ancak tashih yaparak sağlamak mümkün olmaktadır.



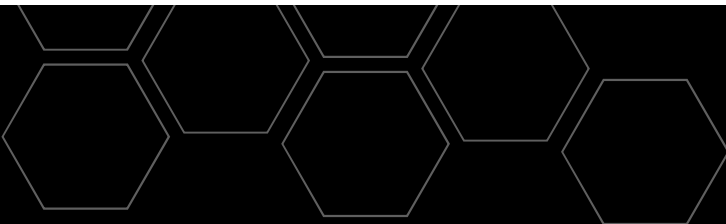
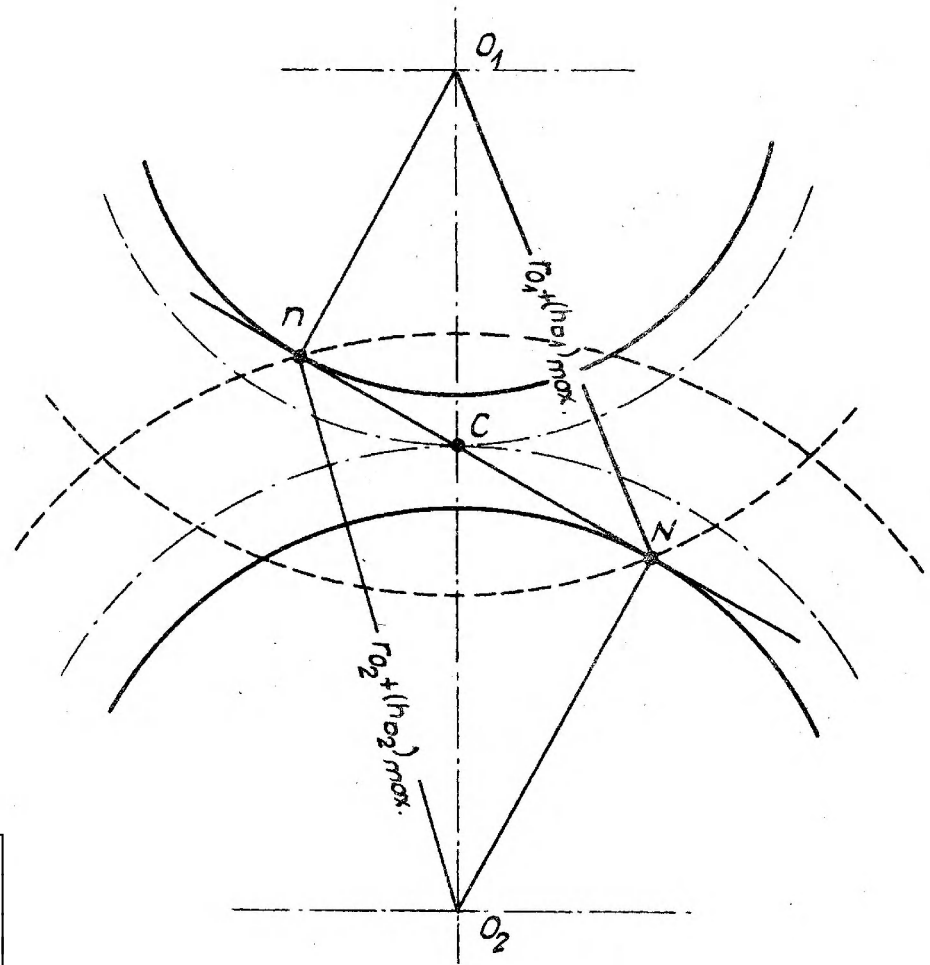


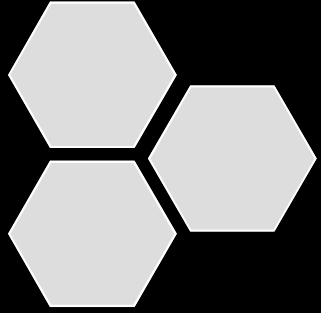
## Tashih yapılırken dikkat edilecek hususlar

- 1. Bir evolvent dişli çiftinde diş başı yükseklikleri ( $h_a$ ) sınırlıdır. Dişlilerin diş başı daireleri kavrama doğrusunu n ve N noktaları dışında kesemez.
- Buna göre

$$(h_{a1})_{\max} \leq m \cdot \left[ \sqrt{\left( \frac{z_1}{2} \cdot \cos \alpha_0 \right)^2 + \left( \frac{z_1 + z_2}{2} \cdot \sin \alpha_0 \right)^2} - \frac{z_1}{2} \right]$$

$$(h_{a2})_{\max} \leq m \cdot \left[ \sqrt{\left( \frac{z_2}{2} \cdot \cos \alpha_0 \right)^2 + \left( \frac{z_1 + z_2}{2} \cdot \sin \alpha_0 \right)^2} - \frac{z_2}{2} \right]$$

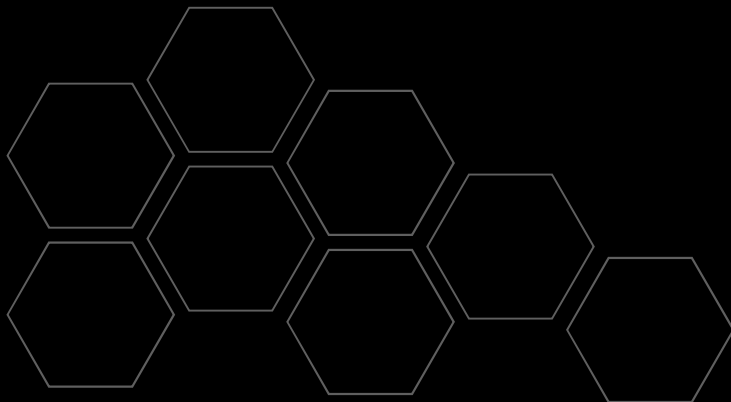




## Tashih yapılırken dikkat edilecek hususlar

- 2. Kavrama oranı  $\varepsilon > 1$  olmalıdır. Pratikte düz alın dişlilerde  $\varepsilon = 1,08 \dots 1,10$  tercih edilir.

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{\sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - \sqrt{r_{w2}^2 - r_{b2}^2} + \sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} - \sqrt{r_{w1}^2 - r_{b1}^2}}{p_b}$$

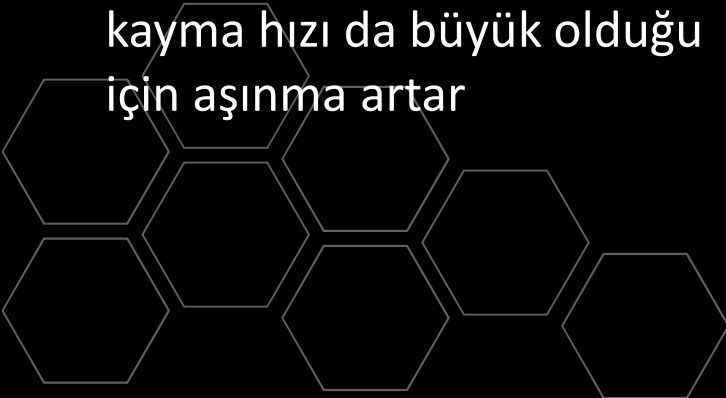
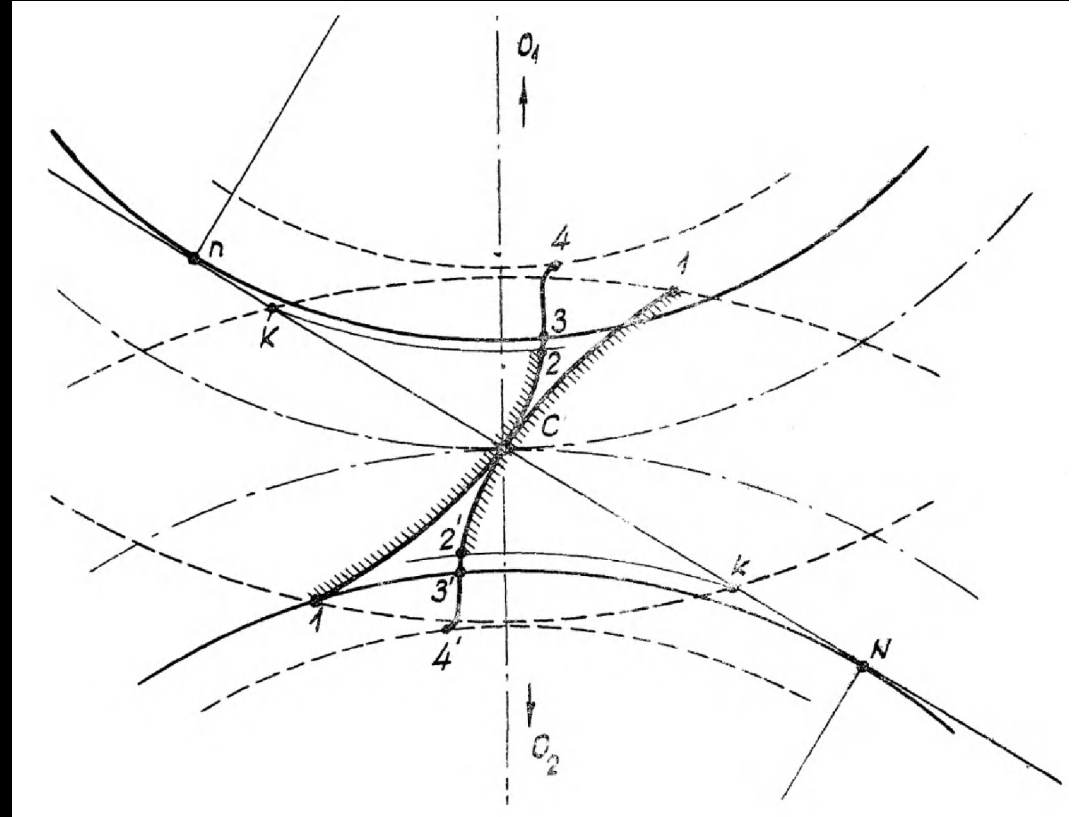


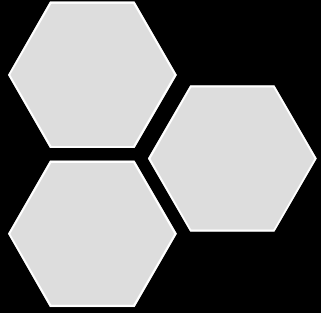


## Tashih yapılırken dikkat edilecek hususlar

3. Dişlideki aktif profil mümkün olabildiği kadar büyük ve uygun bölgede olmalıdır.

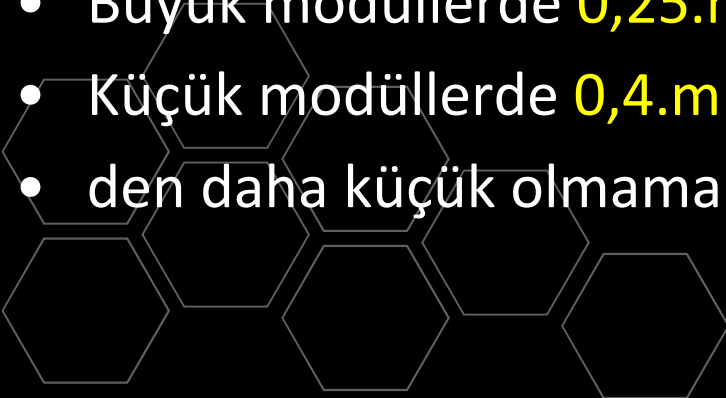
Aktif profil, evolventin çalışmaya iştirak eden kısmıdır. Evolventin temel daireye yakın kısımlarında eğrilik yarıçapı çok küçüldüğü için buradaki Hertz gerilmeleri çok büyük olur. Ayrıca, bu noktalardaki kayma hızı da büyük olduğu için aşınma artar





## Tashih yapılırken dikkat edilecek hususlar

- 4. Yüksek güçlü ve hızlı dişli çark mekanizmalarında tashih ya eş diş dibi mukavemeti yönünde veya minimum aşınma meydana getirecek yönde geliştirilmelidir.
- 5. Diş başı genişliğinin bir minimum değerin altına inmemesi gerekir.
- Sertleştirilmiş dişlilerde diş başı kalınlığı
- Büyük modüllerde **0,25.m**
- Küçük modüllerde **0,4.m**
- den daha küçük olmamalıdır.





# Tashih Yöntemleri

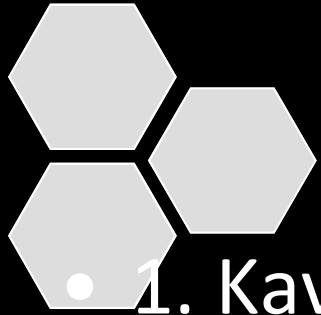
- 1. Kavrama açısını değiştirmek
  - Evolvent profilli dişlilerde büyük dişlinin diş başı dairesi kavrama doğrusunu hiç bir zaman, bu doğrunun temel daireye teğet olduğu nokta dışında kesmemelidir. Aksi halde, büyük dişlinin diş başı noktası, küçük dişlinin aktif profilini keser ve diş dibini zayıflatır (alttan kesme). Sınır durumunda

Büyük dişlide diş sayısı  $\rightarrow \infty$

$$z_1 \geq \frac{2 \cdot y_{aP}}{\sin^2 \alpha_0}$$

$$z_2 = \frac{\left( \frac{z_1}{2} \cdot \sin \alpha_0 \right)^2 - y_{aP}^2}{y_{aP} - \frac{z_1}{2} \cdot \sin^2 \alpha_0}$$

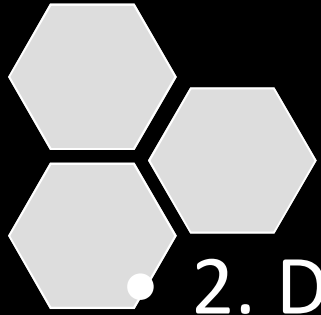
| Kavrama açısı ( $\alpha_0$ ), ° | Minimum diş sayısı ( $z_{\min}$ ), pratik |
|---------------------------------|-------------------------------------------|
| 15                              | 25                                        |
| 20                              | 14                                        |
| 25                              | 9                                         |
| 30                              | 7                                         |



# Tashih Yöntemleri

- 1. Kavrama açısını değiştirmek
  - Kavrama oranı  $\alpha_0$ 'ın en büyük değerlerinde dahi yeterli derecede büyüktür. Ancak  $\alpha_0 > 25^\circ$  halinde diş sayıları sınır değere inmeden diş başı çok sivrileşmektedir.
  - $\alpha_0 = 30^\circ$  de  $z=14$  iken diş başı kalınlığı **0,25.m** ün altına inmektedir.
  - $\alpha_0$ 'ın büyütülmesi ile diş taban genişliği, dolayısı ile dişli mukavemeti de artar





# Tashih Yöntemleri

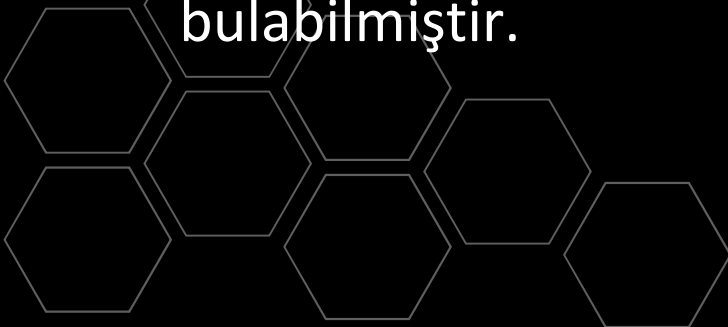
## • 2. Diş yüksekliğinin değiştirilmesi

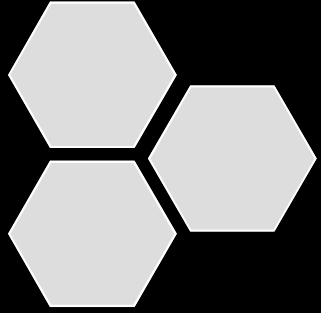
- Diş yükseklik faktörünün ( $y_{ap}$ ) standart değerden büyük veya küçük alınması, sınır diş sayısı ve kavrama oranını değiştirir.

- $y_{ap} < 1$       Tıknaz dişli       $z_{min} \downarrow$        $\varepsilon \uparrow$

- $y_{ap} > 1$       Uzun dişli       $z_{min} \uparrow$        $\varepsilon \uparrow$

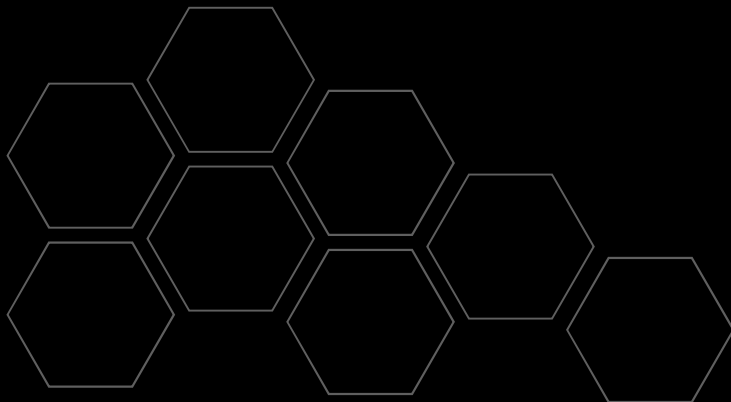
- Bu tür tashih sadece A.B.D. de sınırlı olarak uygulama alanı bulabilmiştir.

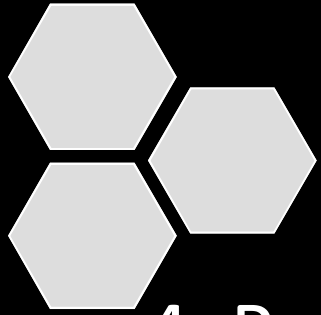




# Tashih Yöntemleri

- 3. Diş kalınlığının değiştirilmesi
- Çok ender olarak uygulanan bir tashih yöntemidir. Özel olarak dişin tek taraflı işlenmesini gerektirir

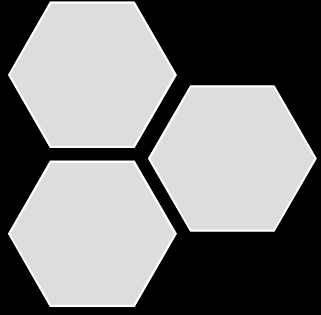




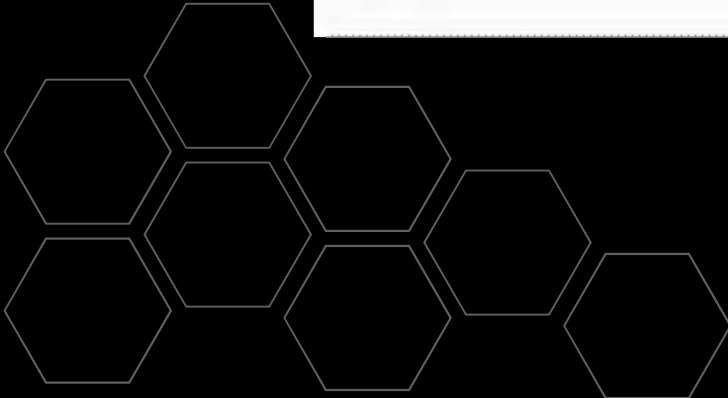
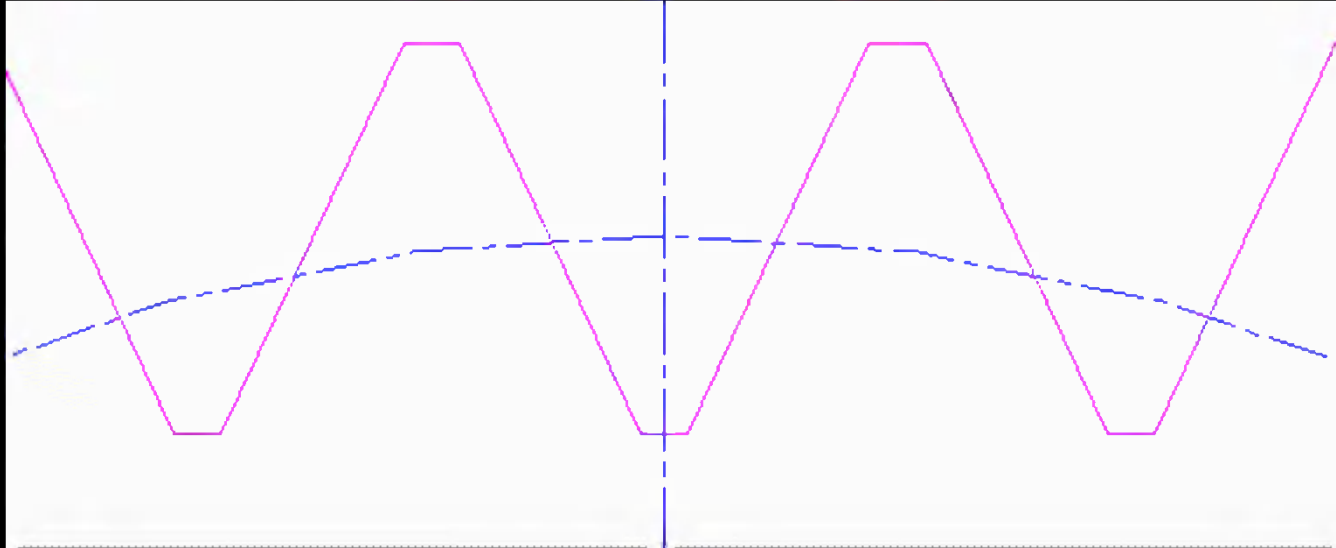
# Tashih Yöntemleri

- 4. Profil kaydırma
  - En çok kullanılan tashih yöntemidir. Bunun nedeni işlemin standart dişlilerde kullanılan takım ve makinalarla yapılabilmesidir.
  - Bu yöntemin esasını, evolvent profilli dişlilerde sistemin kinematik durumuna tek etkenin temel daire olması, yani temel daire merkezlerinin birbirlerine göre çeşitli konumlara getirilebilmeleri teşkil eder.
  - Bu şekilde, iki temel daireye ait evolventleri çeşitli kısımlarında birbirleriyle dişli ana kanununa uygun olarak eş çalıştırabiliriz.



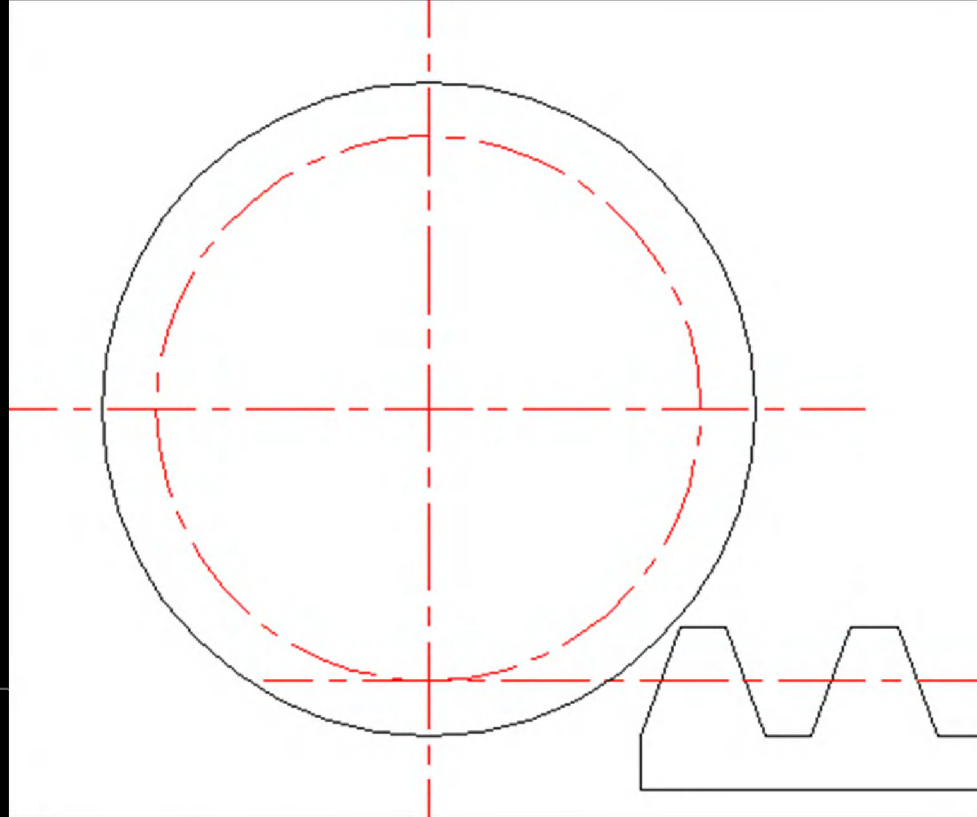


# Evolver profile formation



# Profil Kaydırılmış Dişliler

- Standart takım yerleştirmesi ile kesme işlemi. Bu şekilde kesilen dişliye **0-dişlisi** denir.

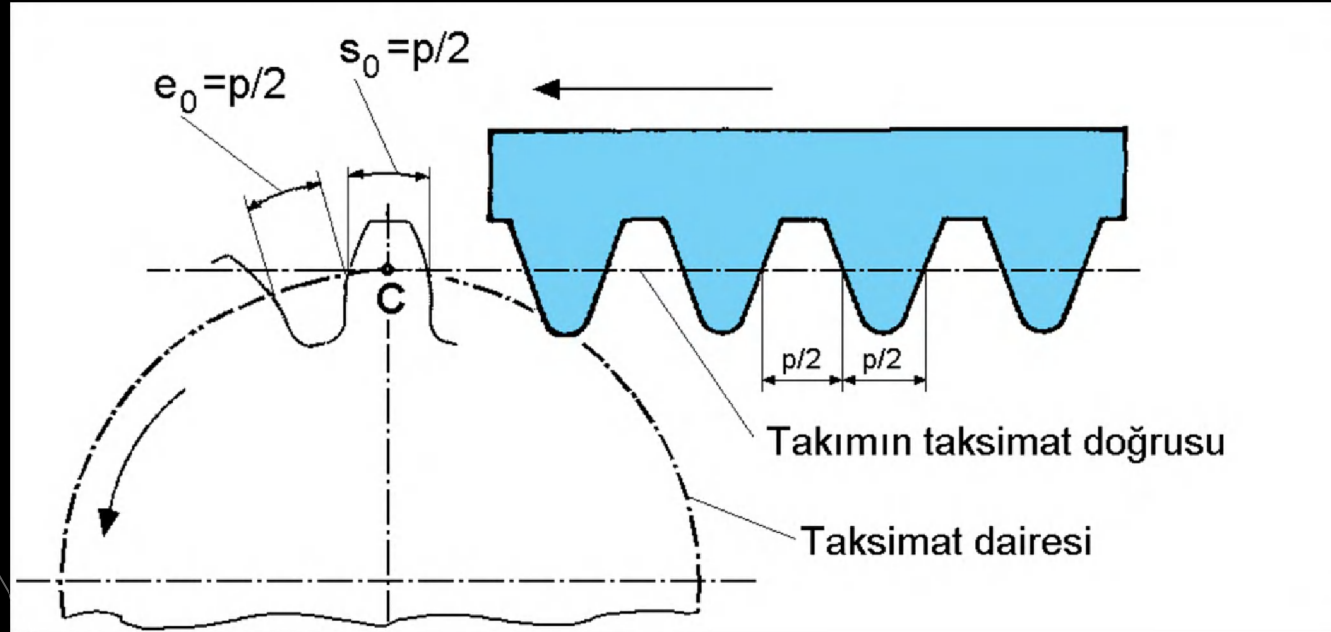


Bu durumda taksimat dairesi üzerinde yay uzunluğu olarak diş kalınlığı ve diş boşluğu birbirine eşittir.



# Profil Kaydırılmış Dişliler

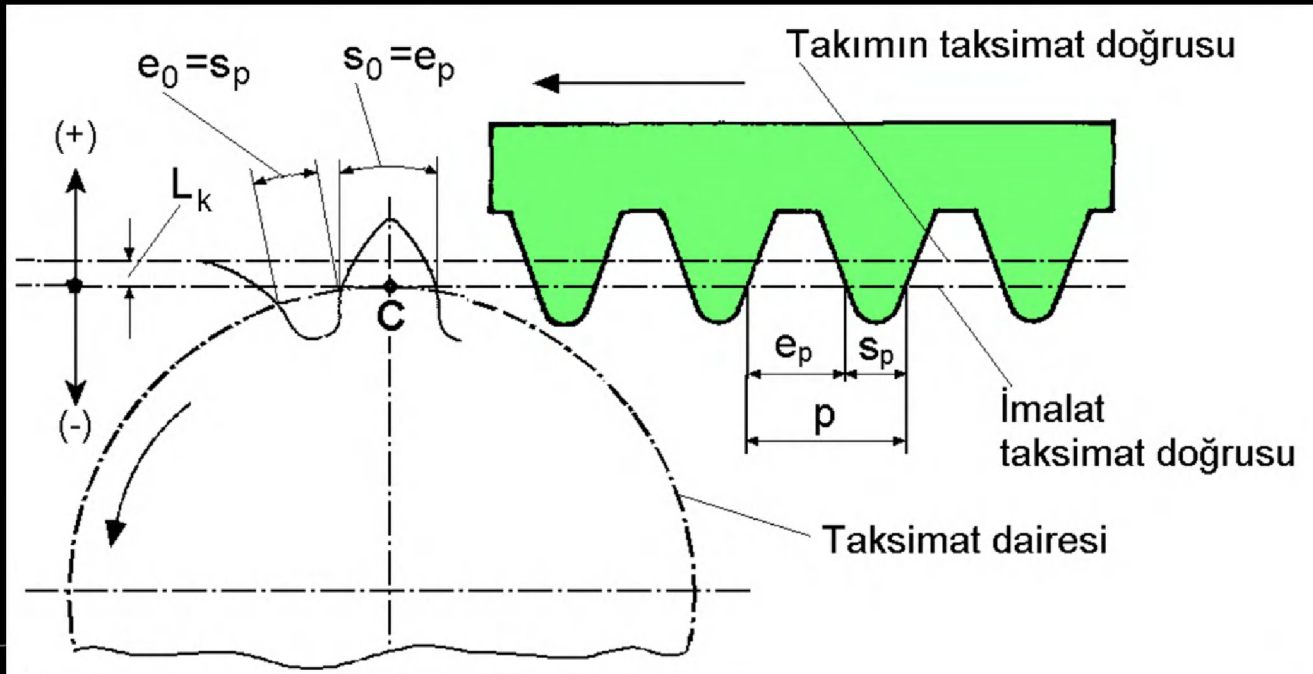
- Standart takım yerleştirmesi ile kesme işlemi. Bu şekilde kesilen dişliye **0-dişlisi** denir.



Bu durumda taksimat dairesi üzerinde yay uzunluğu olarak diş kalınlığı ve diş boşluğu birbirine eşit, yani  $s_0 = e_0 = p/2$  olur.

# Profil Kaydırılmış Dişliler

- Pozitif profil kaydırma için takım yerleştirmesi;  $X=L_k/m>0$
- (+) dişli



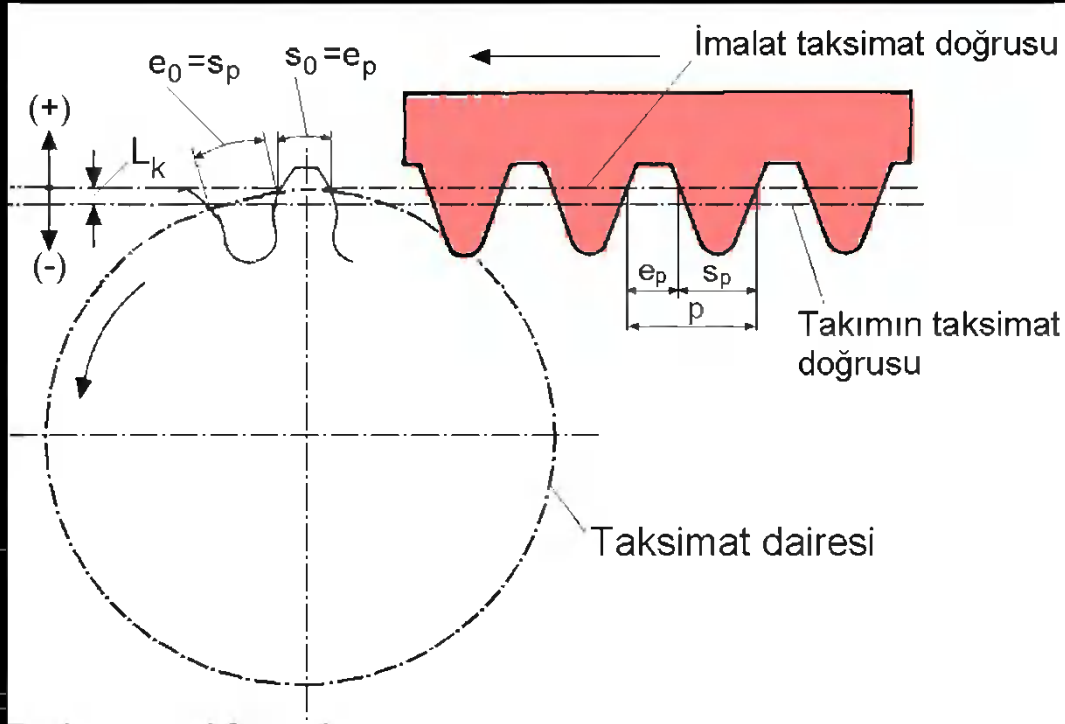
Profil kaydırma  
oranı

$$X = \frac{L_k}{m}$$

Bu durumda  $s_0 = e_p$  ve  $e_0 = s_p$  olur.

# Profil Kaydırılmış Dişliler

- Negatif profil kaydırma için takım yerleştirmesi;  $X=L_k/m<0$
- (-) dişli

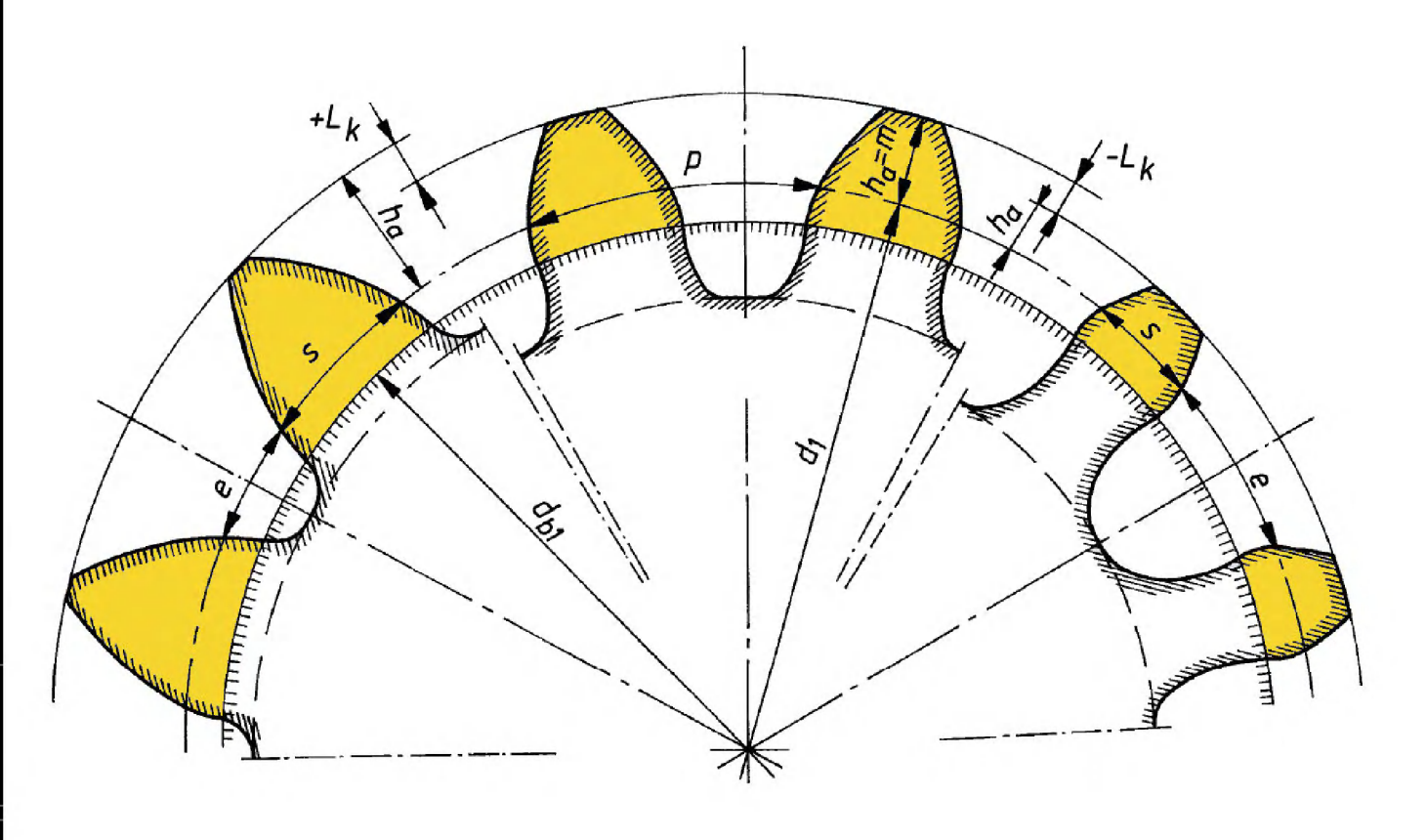


Profil kaydırma  
oranı

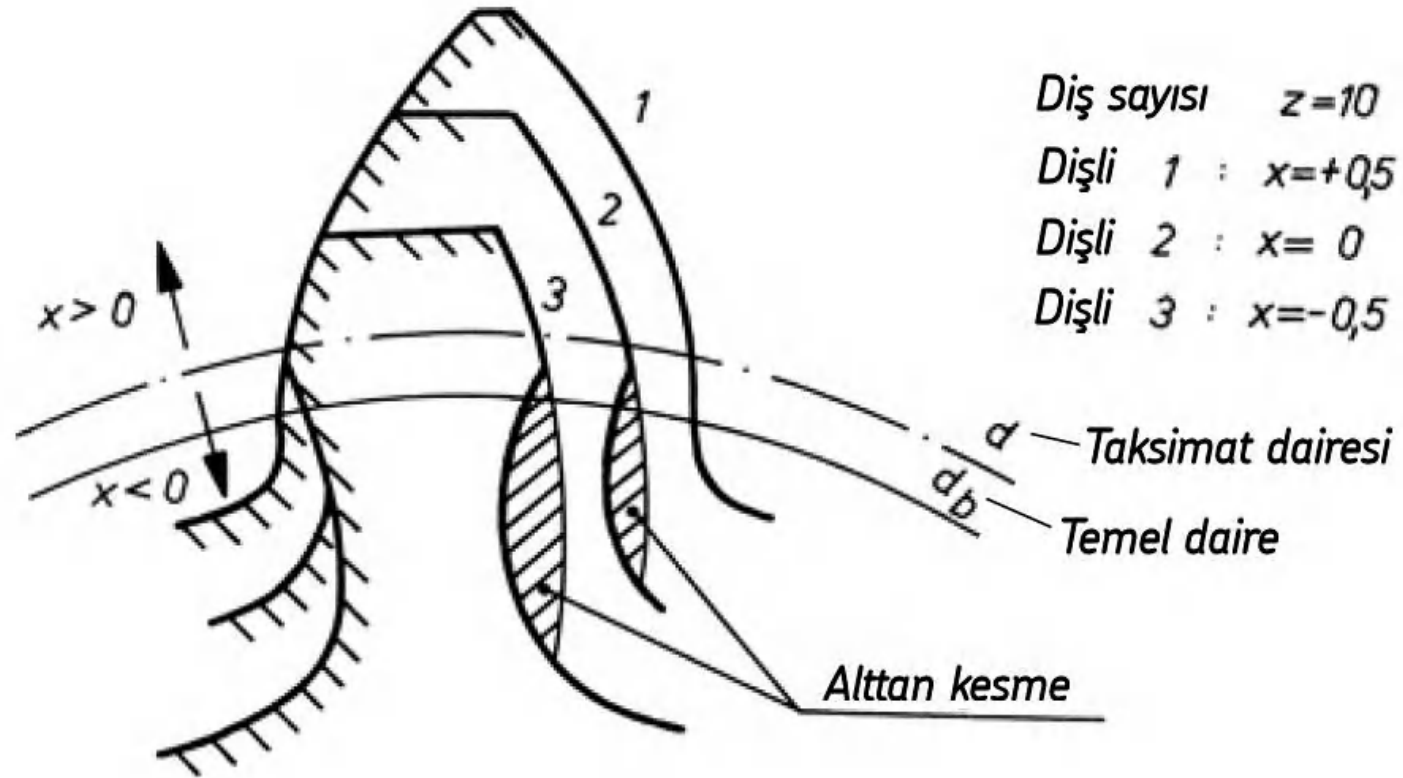
$$X = \frac{L_k}{m}$$

Bu durumda  $s_0=e_p$  ve  $e_0=s_p$  olur.

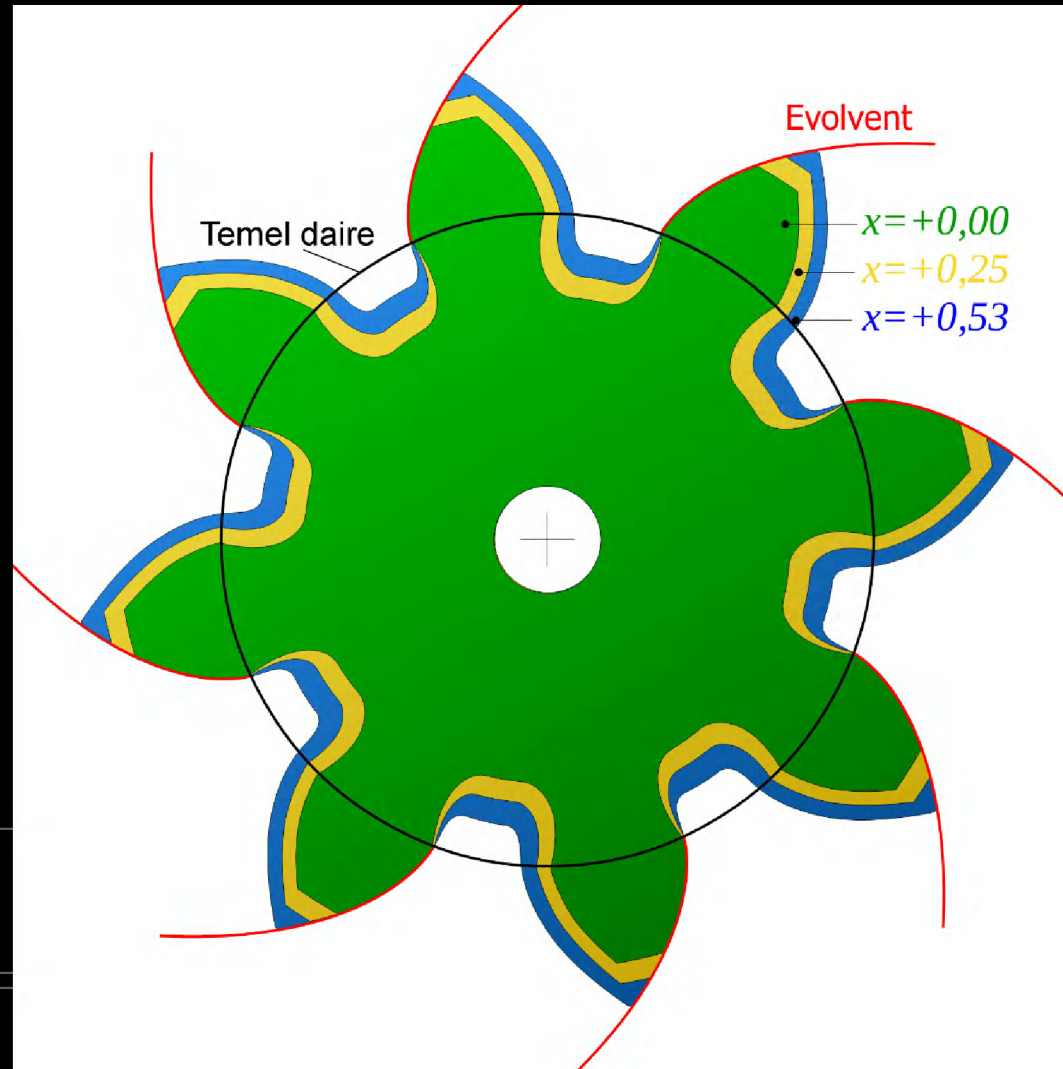
# Profil Kaydırmanın Etkisi



# Profil Kaydırmanın Etkisi

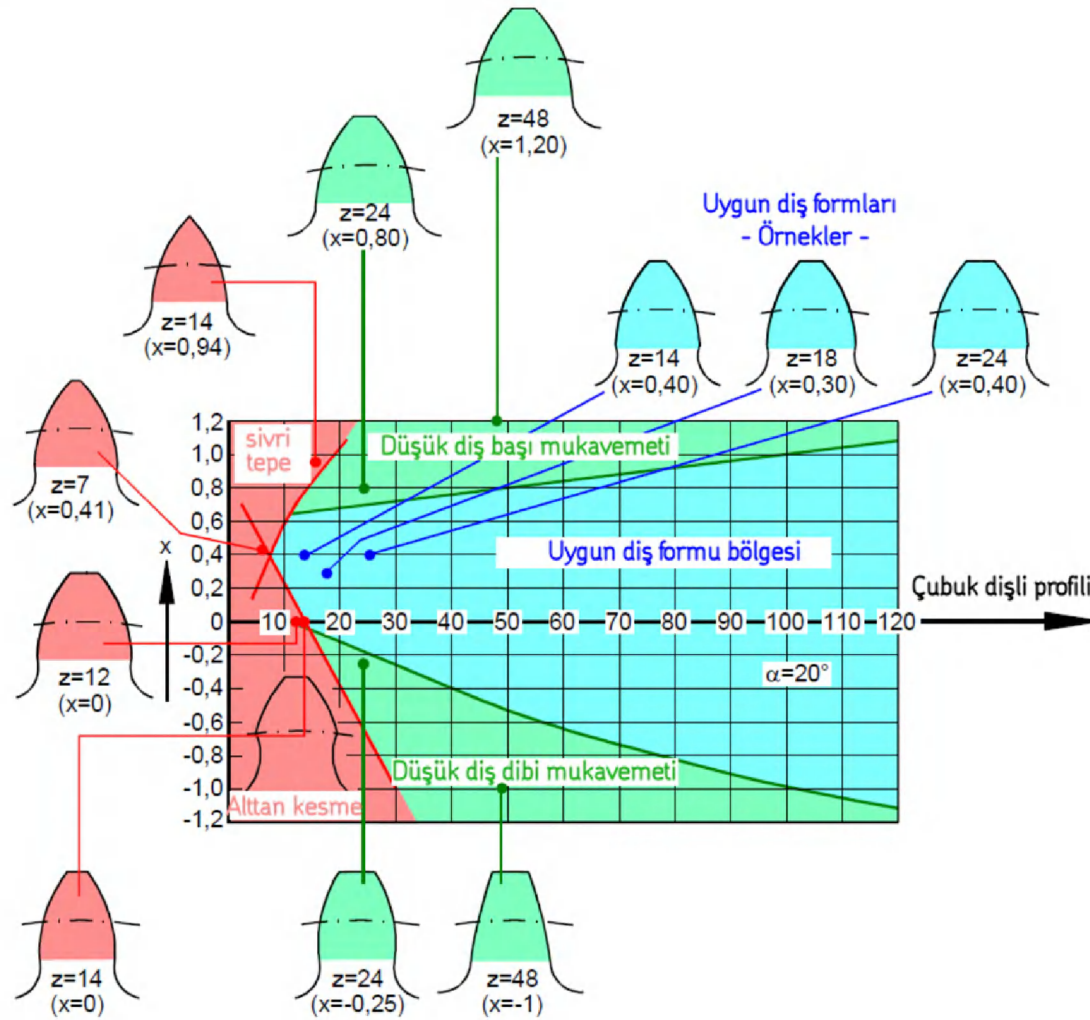


# Profil Kaydırmanın Etkisi





# Profil kaydırma faktörü ve diş sayısının diş geometrisine etkisi



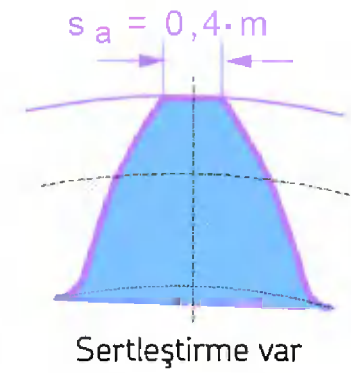
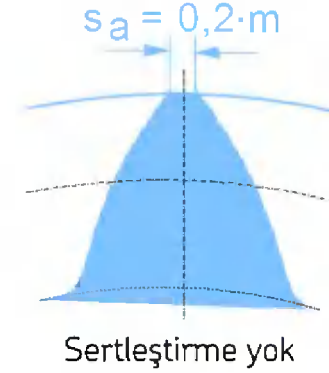
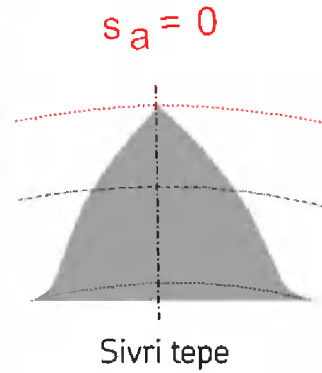
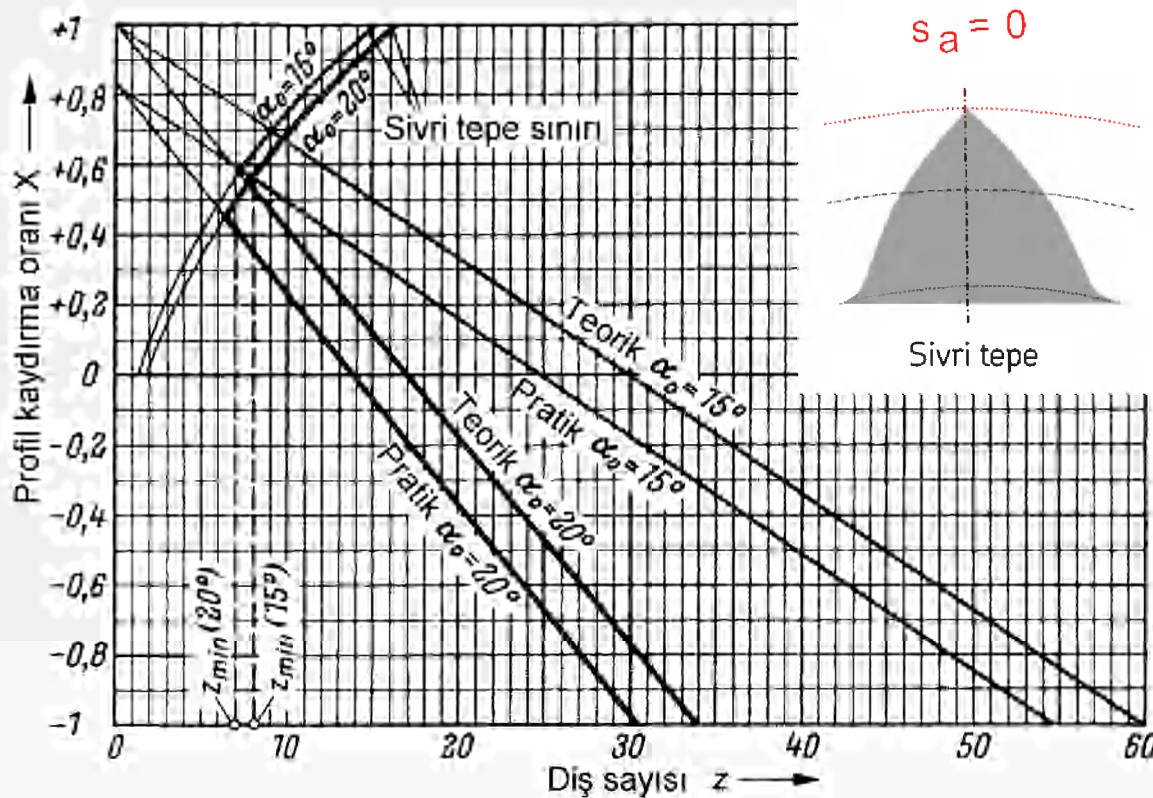
Profil kaydırma, aynı evolventin farklı bölümlerinin kullanılmasına imkân verir. Doğal olarak, dişlerin toplam yüksekliği ve çalışma yüksekliğinin aynı kalması istenirse, profil kaydırmalı dişlilerin diş başı dairelerinin çapları da 0-dişlilerine göre bir miktar farklı olacaktır.





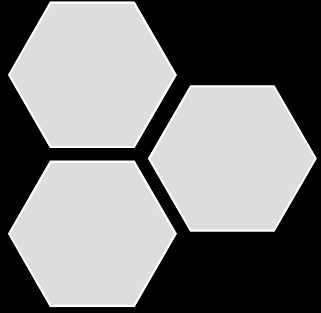
# Sivri Tepe

- Pozitif profil kaydırma ile küçük diş sayılı dişlilerde alttan kesme önlenabilir ve eğilmeye karşı mukavemeti arttırılmış dişliler elde edilir. Daha küçük diş sayılarının kullanılması mümkün olur. Ancak, küçük diş sayılı dişlilerde pozitif profil kaydırma ile diş dibi mukavemeti arttırıldığı halde diş ucunda sivrileşme ortaya çıkar. Özellikle sertleştirilmiş dişlilerde diş başındaki diş kalınlığının **0,4.m** den daha küçük olması tavsiye edilmez.



# Profil kaydırmanın özeti



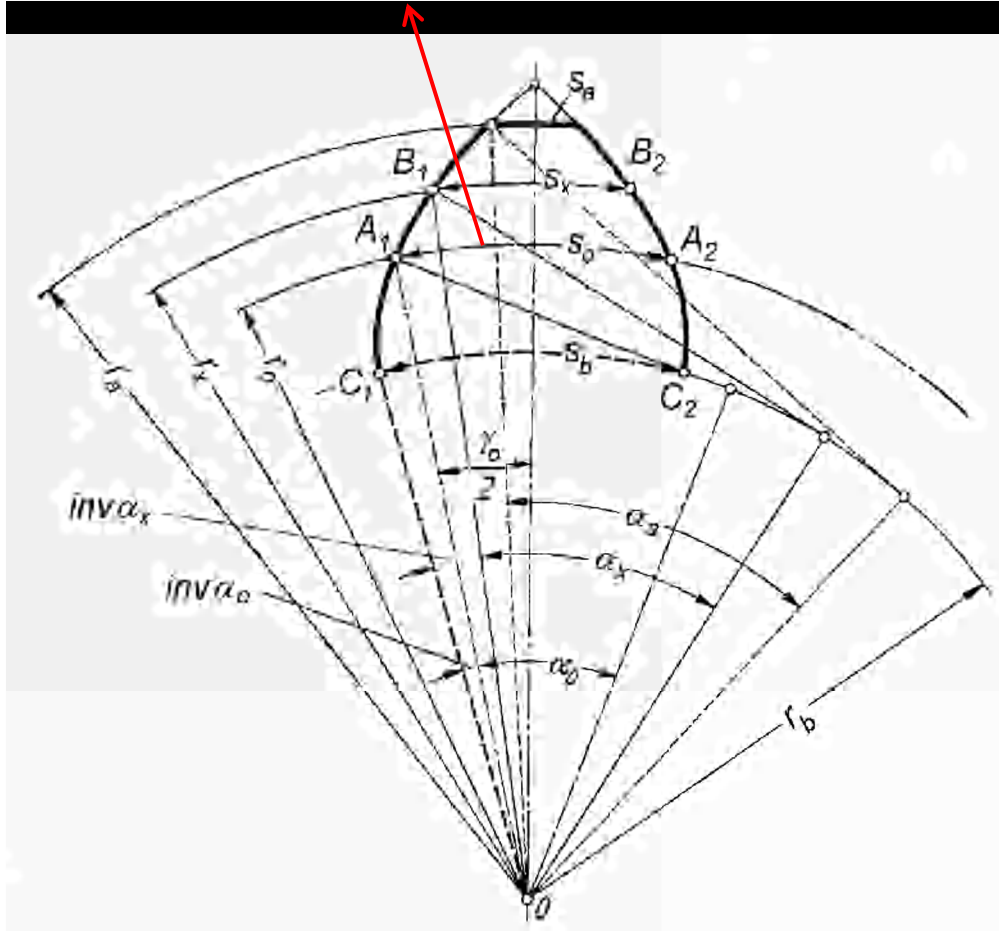


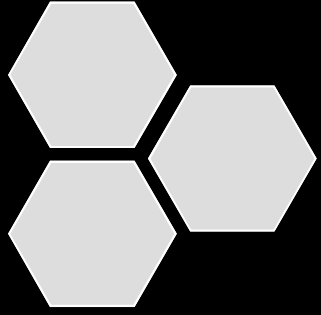
# Diş kalınlıkları

$s_0$ , çubuk dişli şeklindeki takımla kesme işleminde profil kaydırmalı durum için takımın imalat taksimat doğrusu üzerindeki diş boşluğuna eşit olmak durumundadır.

$$s_0 = \frac{p}{2} + 2 \cdot X \cdot m \cdot \tan \alpha_0 = \frac{\pi \cdot m}{2} + 2 \cdot X \cdot m \cdot \tan \alpha_0$$

$$e_0 = p - s_0 = m \left( \frac{\pi}{2} - 2 \cdot X \cdot \tan \alpha_0 \right)$$



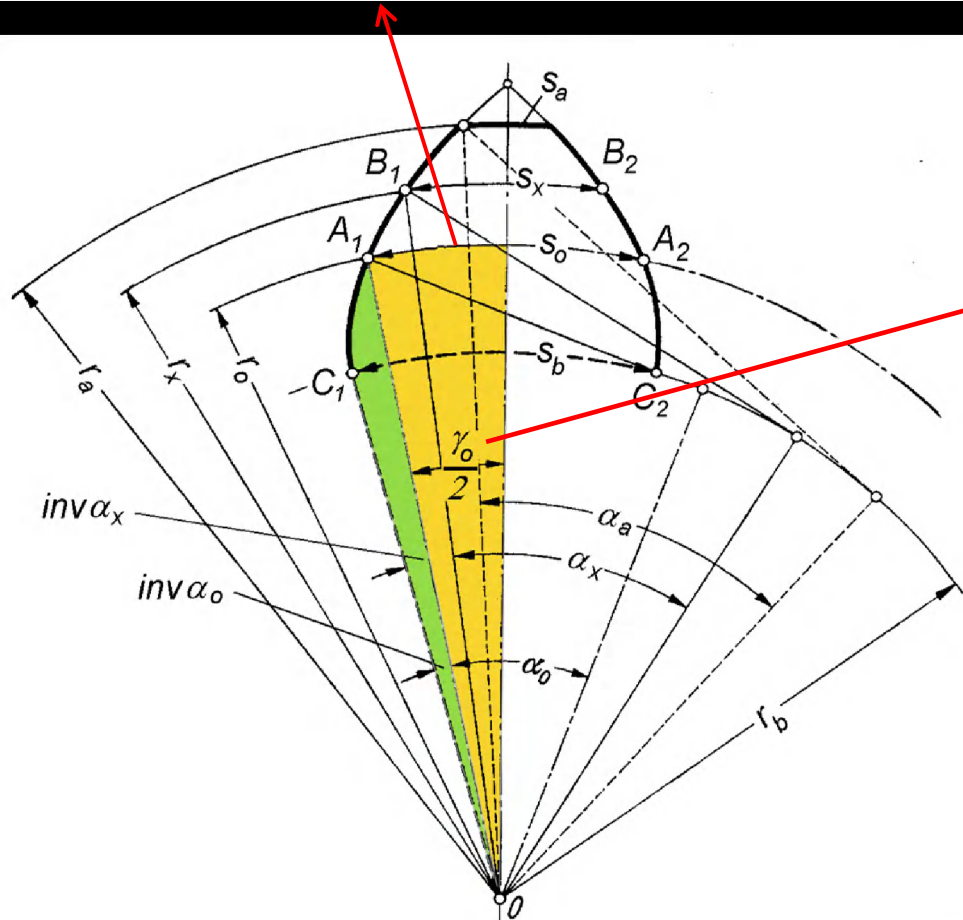


# Diş kalınlıkları

$s_0$ , çubuk dişli şeklindeki takımla kesme işleminde profil kaydırmalı durum için takımın imalat taksimat doğrusu üzerindeki diş boşluğuna eşit olmak durumundadır.

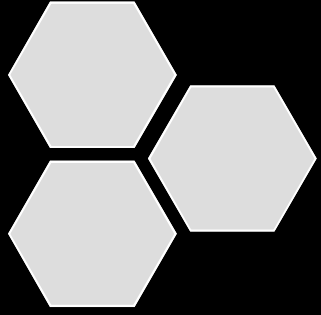
$$s_0 = \frac{p}{2} + 2 \cdot X \cdot m \cdot \tan \alpha_0 = \frac{\pi \cdot m}{2} + 2 \cdot X \cdot m \cdot \tan \alpha_0$$

$$e_0 = p - s_0 = m \left( \frac{\pi}{2} - 2 \cdot X \cdot \tan \alpha_0 \right)$$



$s_0$  diş kalınlığını  
gören merkez aç

$$\gamma_0 = \frac{s_0}{r_0} = \frac{2 \cdot s_0}{m \cdot z}$$

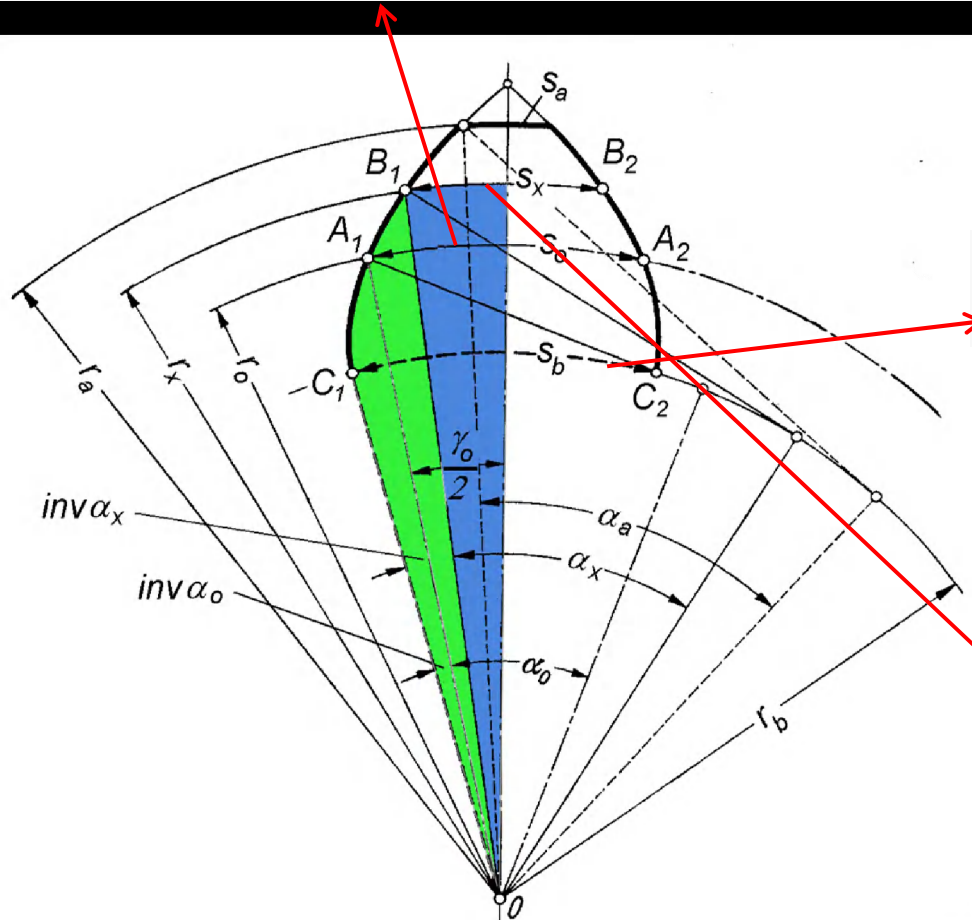


# Diş kalınlıkları

$s_0$ , çubuk dişli şeklindeki takımla kesme işleminde profil kaydırmalı durum için takımın imalat taksimat doğrusu üzerindeki diş boşluğuna eşit olmak durumundadır.

$$s_0 = \frac{p}{2} + 2 \cdot X \cdot m \cdot \tan \alpha_0 = \frac{\pi \cdot m}{2} + 2 \cdot X \cdot m \cdot \tan \alpha_0$$

$$e_0 = p - s_0 = m \left( \frac{\pi}{2} - 2 \cdot X \cdot \tan \alpha_0 \right)$$



$s_0$  diş kalınlığını  
gören merkez açı

$$\gamma_0 = \frac{s_0}{r_0} = \frac{2 \cdot s_0}{m \cdot z}$$

$$s_b = \left( \frac{2 \cdot s_0}{m \cdot z} + 2 \cdot \text{inv} \alpha_0 \right) \cdot r_b$$

Temel daire üzerindeki  
diş kalınlığı

$$r_b = r_x \cdot \cos \alpha_x = r_0 \cdot \cos \alpha_0$$

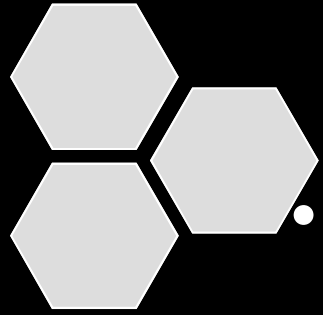
$B_1 B_2$  yayını gören merkez açı  
 $\gamma_0 + 2 \cdot (\text{inv} \alpha_0 - \text{inv} \alpha_x)$

$$s_x = 2 \cdot r_x \left[ \frac{s_0}{m \cdot z} + \text{inv} \alpha_0 - \text{inv} \alpha_x \right]$$

$$e_x = \frac{2 \pi \cdot r_x}{z} - s_x$$

Makina Elemanları II - Dişli Çarklar





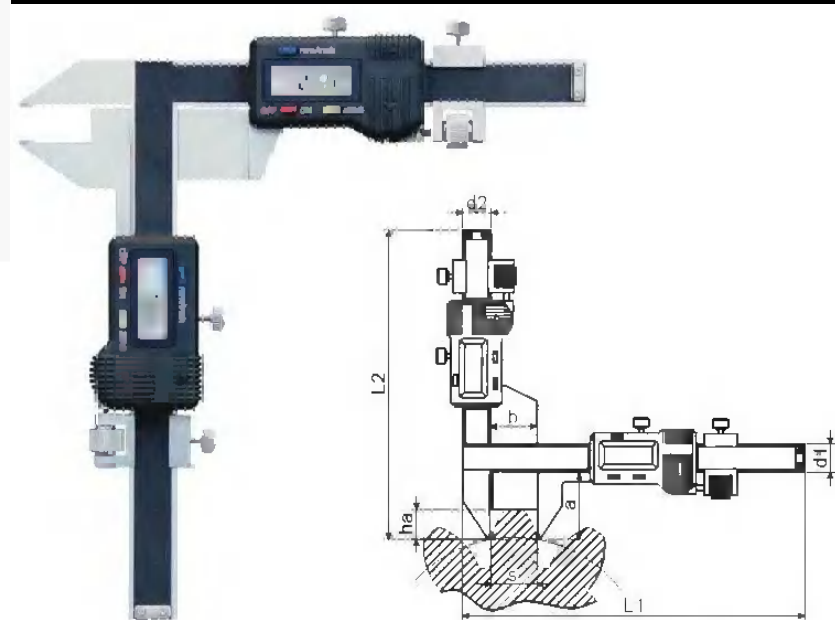
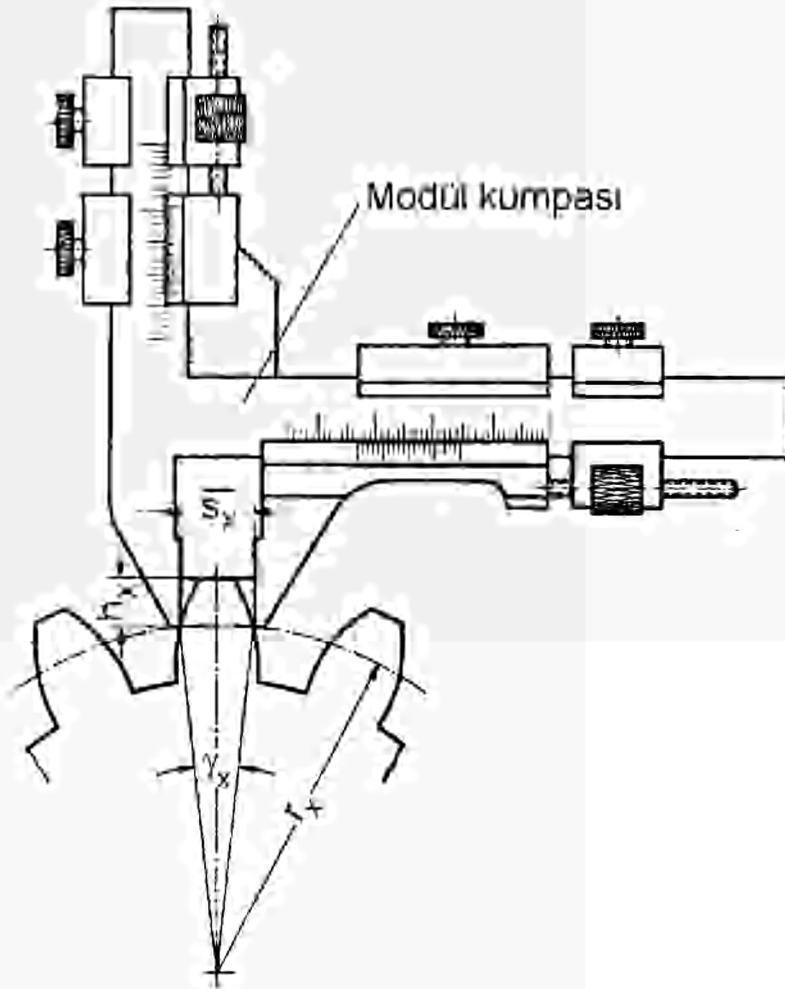
# Kiriş olarak diş kalınlığının ölçülmesi

- $\gamma_x = s_x / r_x$  yazılırsa kiriş olarak diş kalınlığı

$$\bar{s}_x = 2 \cdot r_x \cdot \sin(\gamma_x / 2)$$

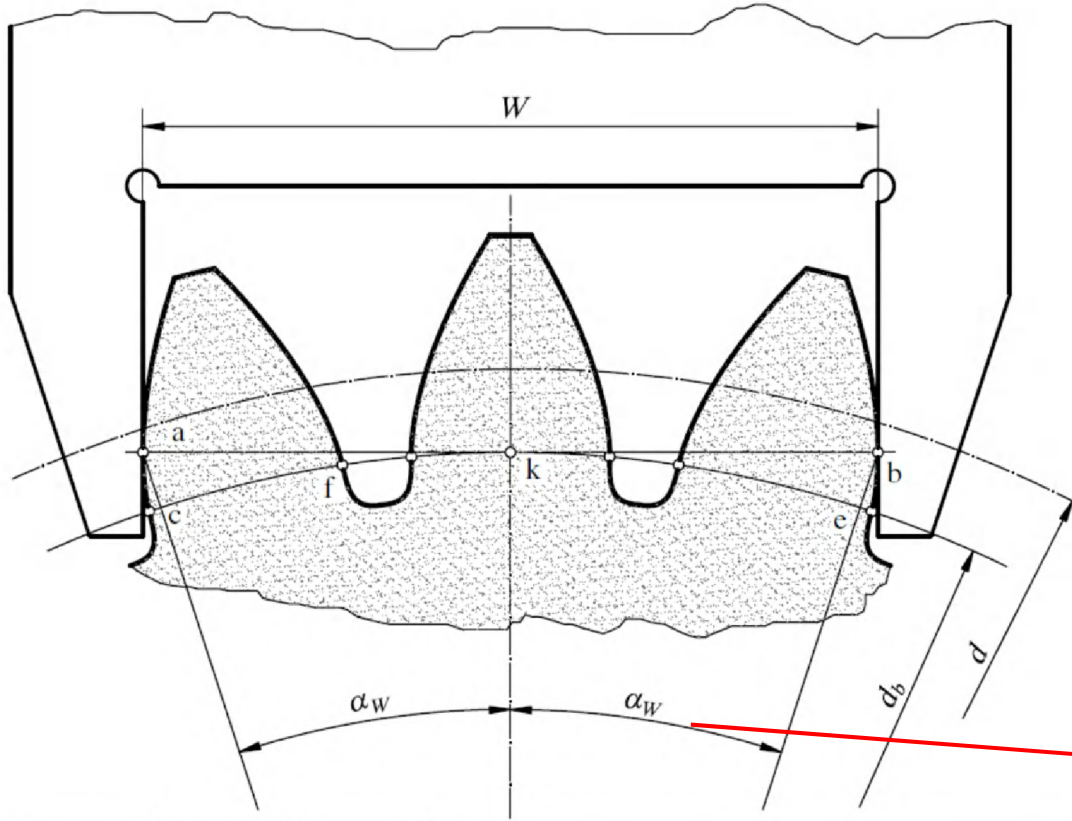
Ölçülen kirişin diş başından uzaklığı

$$h_x = \frac{d_a}{2} - r_x \cdot \cos(\gamma_x / 2)$$





# Temel daire taksimatının ölçülmesi



Ardışık iki ölçüm alınırsa

$$W_{n+1} - W_n = p_b = \pi m_n \cos \alpha_n$$

Buradan modül

$$m_n = \frac{W_{n+1} - W_n}{\pi \cos \alpha_n}$$

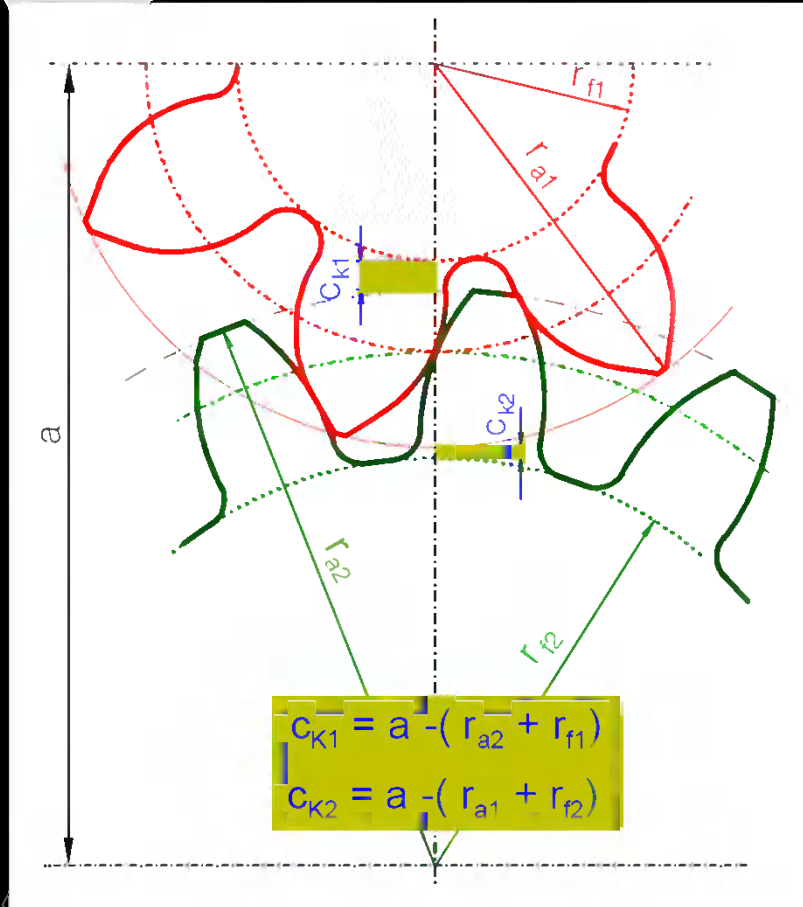
Şekilden kavrama açısı

$$\tan \alpha_w = \frac{W}{d_b}$$

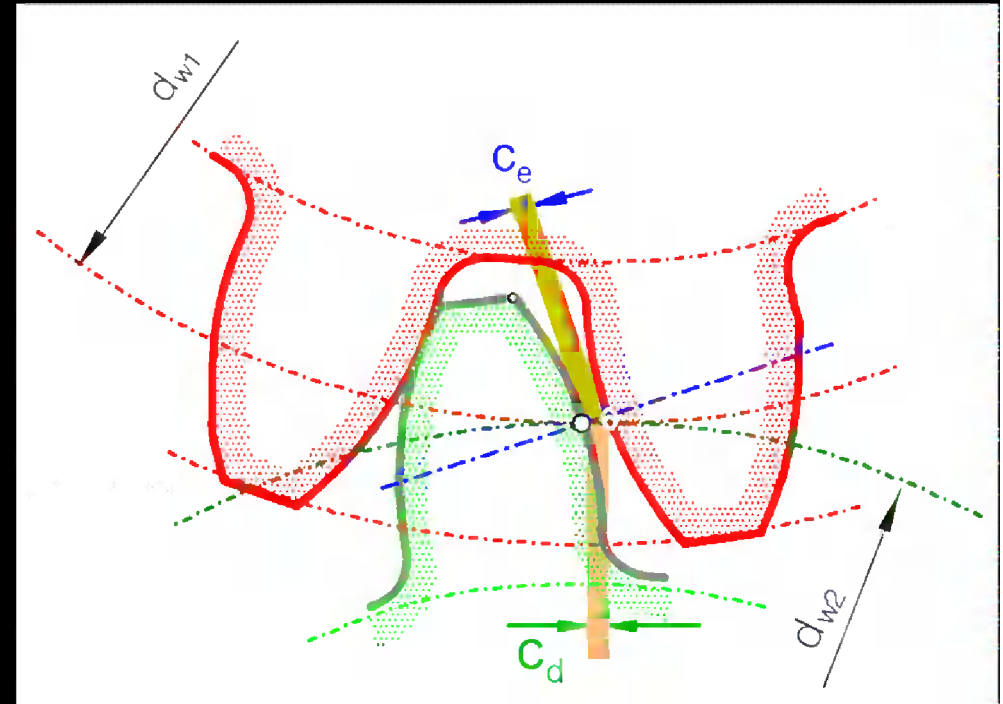
$$W = m_n \cos \alpha_n \left[ \pi \left( z_w - \frac{1}{2} \right) + 2x \tan \alpha_n + z \operatorname{inv} \alpha_n \right]$$



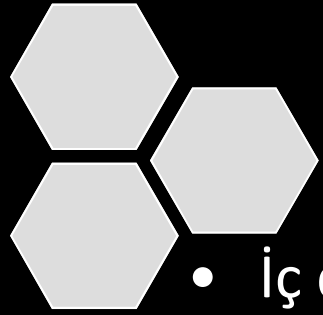
# Dişlilerde boşluk



Radyal boşluk

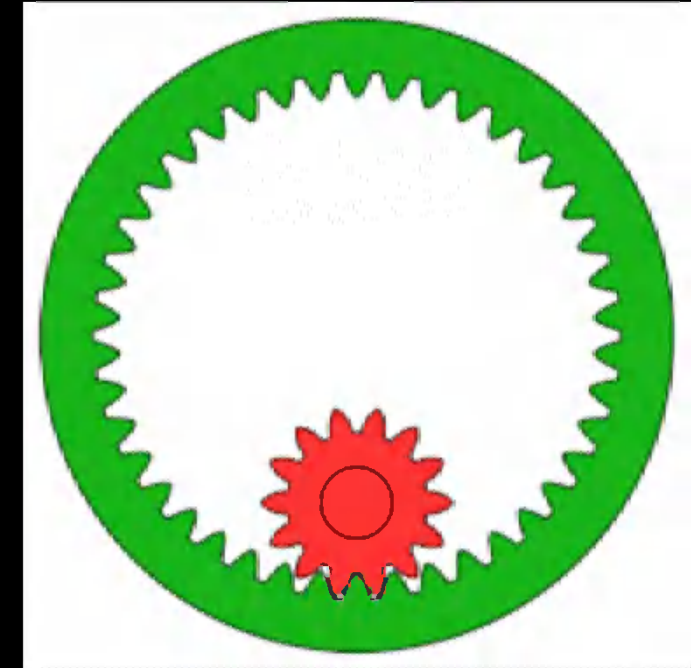
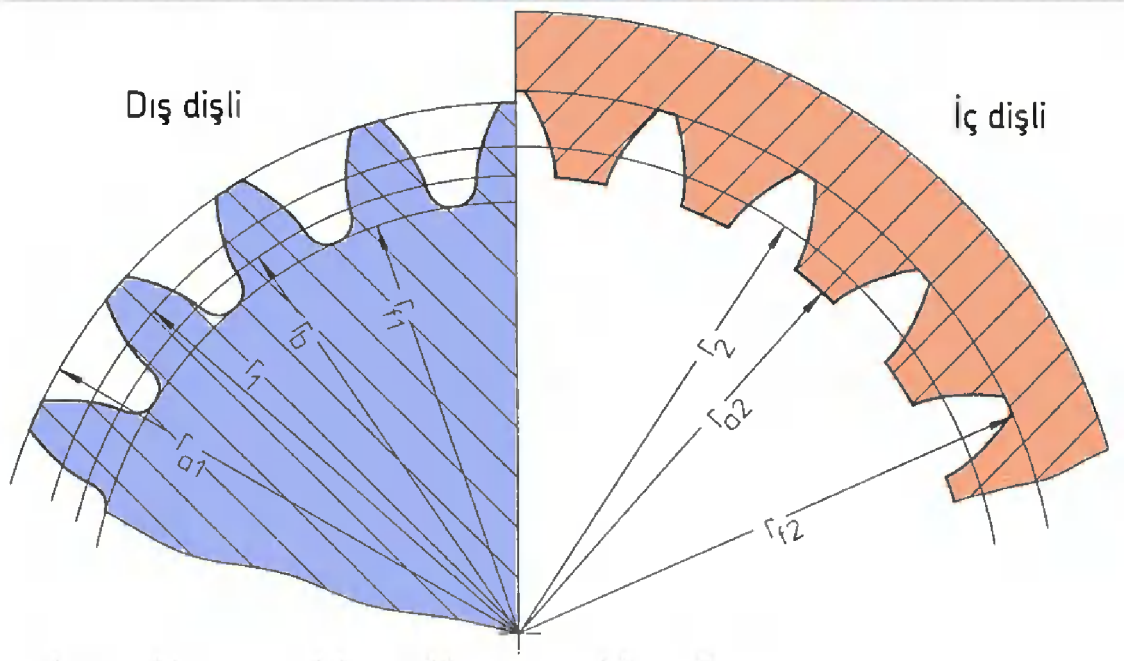


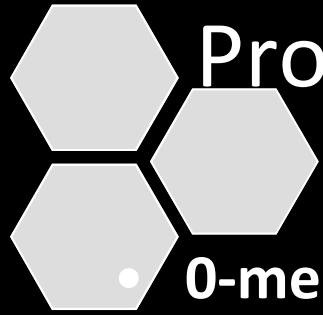
Yan boşluk



# İç dişlilerde diş boşluğu ve diş kalınlığı

- İç dişlilerde diş kalınlığının yerini diş boşluğu alacaktır.
- Aktif profilleri dikkate alındığında bir iç dişlinin geometrisi ile bu iç dişlinin içini dolduran evolvent profilli dış dişlinin geometrisi arasında hiçbir fark yoktur.





# Profil Kaydırmalı ve Kaydırmaz Dışlilerle Yapılabilen Mekanizmalar

- **0-mekanizması:**

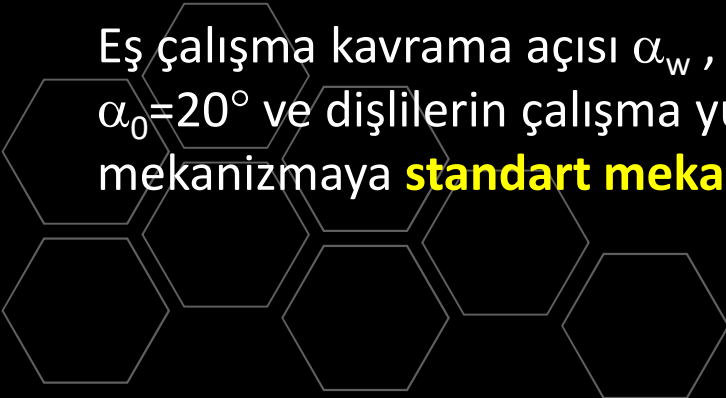
- Taksimat daireleri teğet olarak monte edilen iki sıfır dişlisinden oluşan mekanizmaya 0-mekanizması denir.
- Taksimat daireleri aynı zamanda mekanizmanın yuvarlanma daireleri olur.

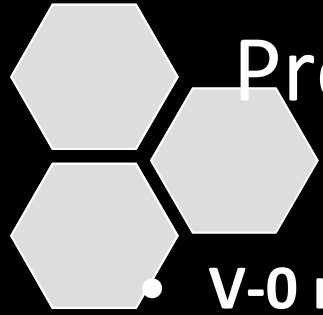
$$a = a_0 = \frac{d_{01} + d_{02}}{2} = \frac{m}{2} \cdot (z_1 + z_2)$$

$$d_{a1,2} = m \cdot (z_{1,2} + 2)$$

Eş çalışma kavrama açısı  $\alpha_w$ , imalat kavrama açısı  $\alpha_0'$  a eşit olur.

$\alpha_0 = 20^\circ$  ve dişlilerin çalışma yüksekliği de  $2.m'$  ye eşit alındığı takdirde bu mekanizmaya **standart mekanizma** denir.



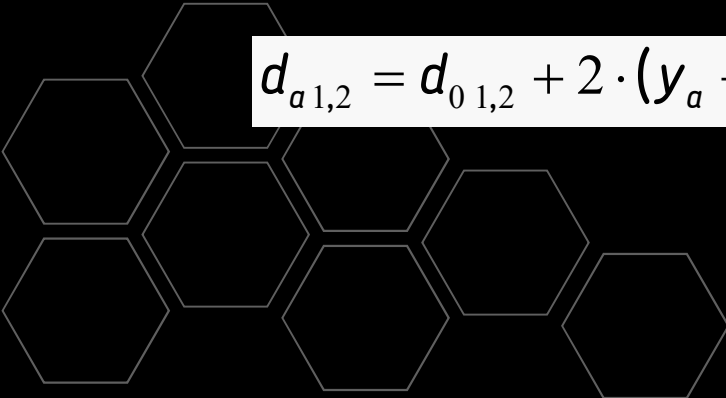


# Profil Kaydırmalı ve Kaydırmaz Dışlilerle Yapılabilen Mekanizmalar

- **V-0 mekanizması:**

- Profil kaydırma oranlarının cebrik toplamı sıfır yani  $X_1 + X_2 = 0$  olmak koşulu ile biri pozitif diğeri negatif profil kaydırmalı iki dişliden oluşan mekanizmadır.
- Dişliler yine taksimat daireleri teğet olarak monte edilir. Taksimat daireleri teğet olarak monte edildiğinden  **$a = a_0$**  ve  **$\alpha_w = \alpha_0$**  olacaktır.
- Diş başı dairesi çapları ise takım yerleştirilmesindeki kaydırmanın iki katı kadar değiştirilmelidir.

$$d_{a1,2} = d_{01,2} + 2 \cdot (y_a + X_{1,2}) \cdot m$$

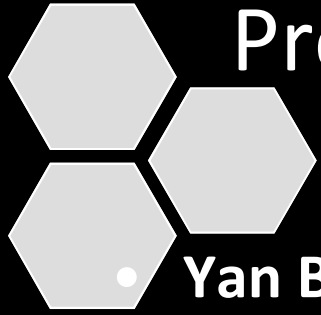




# Profil Kaydırmalı ve Kaydırmaz Dışlılarla Yapılabilen Mekanizmalar

- **V-mekanizması:**
- $X_1 + X_2 \neq 0$  olmak üzere iki dişli çarktan oluşan mekanizmaya V-mekanizması denir.
- İki türlü V- mekanizması söz konusu olabilir.
- 1) **Yan Boşluklu V- Mekanizması**
- 2) **Yan Boşluksuz V- Mekanizması**





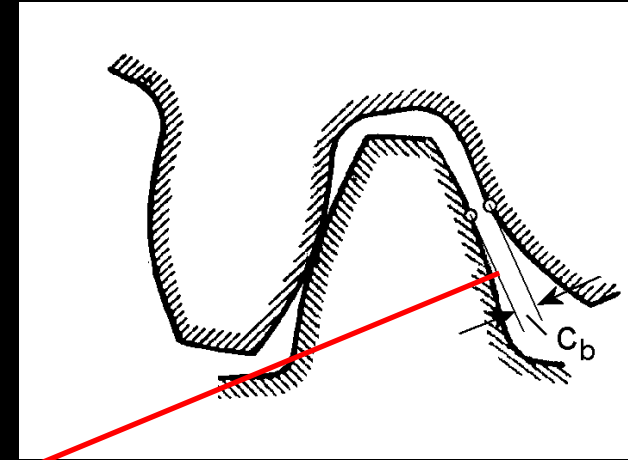
# Profil Kaydırmalı ve Kaydırmaz Dışlilerle Yapılabilen Mekanizmalar

- **Yan Boşluklu V- Mekanizması**
- Eksen aralığı takım yerleştirmesindeki kaydırmaların cebrik toplamı kadar arttırılır.

$$a = a_{v1} = a_0 + (X_1 + X_2) \cdot m = m \cdot \left( \frac{z_1 + z_2}{2} + X_1 + X_2 \right)$$

Eş çalışma kavrama açısı

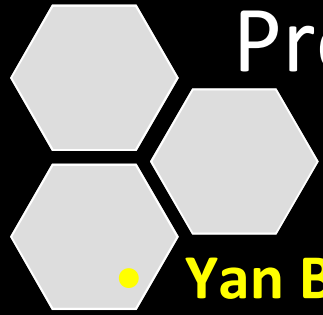
$$\cos \alpha_w = \frac{d_{01} + d_{02}}{2 \cdot a} \cdot \cos \alpha_0$$



$$c_b = \frac{e_{w2} - s_{w1}}{\cos \alpha_w}$$

Bu tür bir yan boşluğun sorun çıkarmadığı uygulamalarda bu şekilde kullanım mümkündür





# Profil Kaydırmalı ve Kaydırmaz Dışlilerle Yapılabilen Mekanizmalar

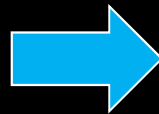
- **Yan Boşluksuz V- Mekanizması**

- Yan boşluğun istenmediği durumlarda dişli mekanizmalarındaki eksen aralığı biraz küçültüldüğü, yani dişliler birbirine biraz yaklaştırıldığı takdirde yan boşluk ortadan kalkar.
- Bu durumda yeni bir yuvarlanma dairesi çifti ve yeni bir yeni bir eş çalışma kavrama açısı ortaya çıkar.

$$p_w = s_{w1} + s_{w2}$$

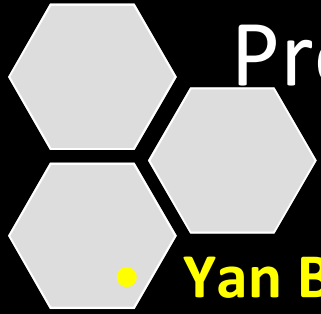
$$s_{w1} = 2 \cdot r_{w1} \cdot \left( \frac{\frac{\pi}{2} + 2 \cdot X_1 \cdot \tan \alpha_0}{z_1} + \text{inv} \alpha_0 - \text{inv} \alpha_v \right)$$

$$s_{w2} = 2 \cdot r_{w2} \cdot \left( \frac{\frac{\pi}{2} + 2 \cdot X_2 \cdot \tan \alpha_0}{z_2} + \text{inv} \alpha_0 - \text{inv} \alpha_v \right)$$



$$\frac{r_{w1}}{r_{o1}} = \frac{r_{w2}}{r_{o2}} = \frac{p_w}{p} = \frac{a_v}{a_0} = \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_v}$$





# Profil Kaydırmalı ve Kaydırmazsız Dişlilerle Yapılabilen Mekanizmalar

- **Yan Boşluksuz V- Mekanizması**

Eş çalışma kavrama açısı

$$\text{inv}\alpha_v = \tan\alpha_v - \alpha_v = \frac{2 \cdot (X_1 + X_2)}{z_1 + z_2} \tan\alpha_0 + \text{inv}\alpha_0$$

Boşluksuz eksen aralığı

$$a_v = a_0 \cdot \frac{\cos\alpha_0}{\cos\alpha_v} = \frac{m}{2} \cdot (z_1 + z_2) \cdot \frac{\cos\alpha_0}{\cos\alpha_v}$$

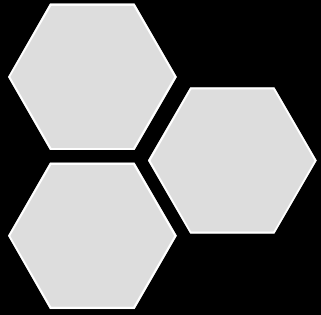
**Diş başı kısaltması**

$$d_{a1,2} = d_{01,2} + 2 \cdot (y_a + X_{1,2}) \cdot m - 2\Delta a$$

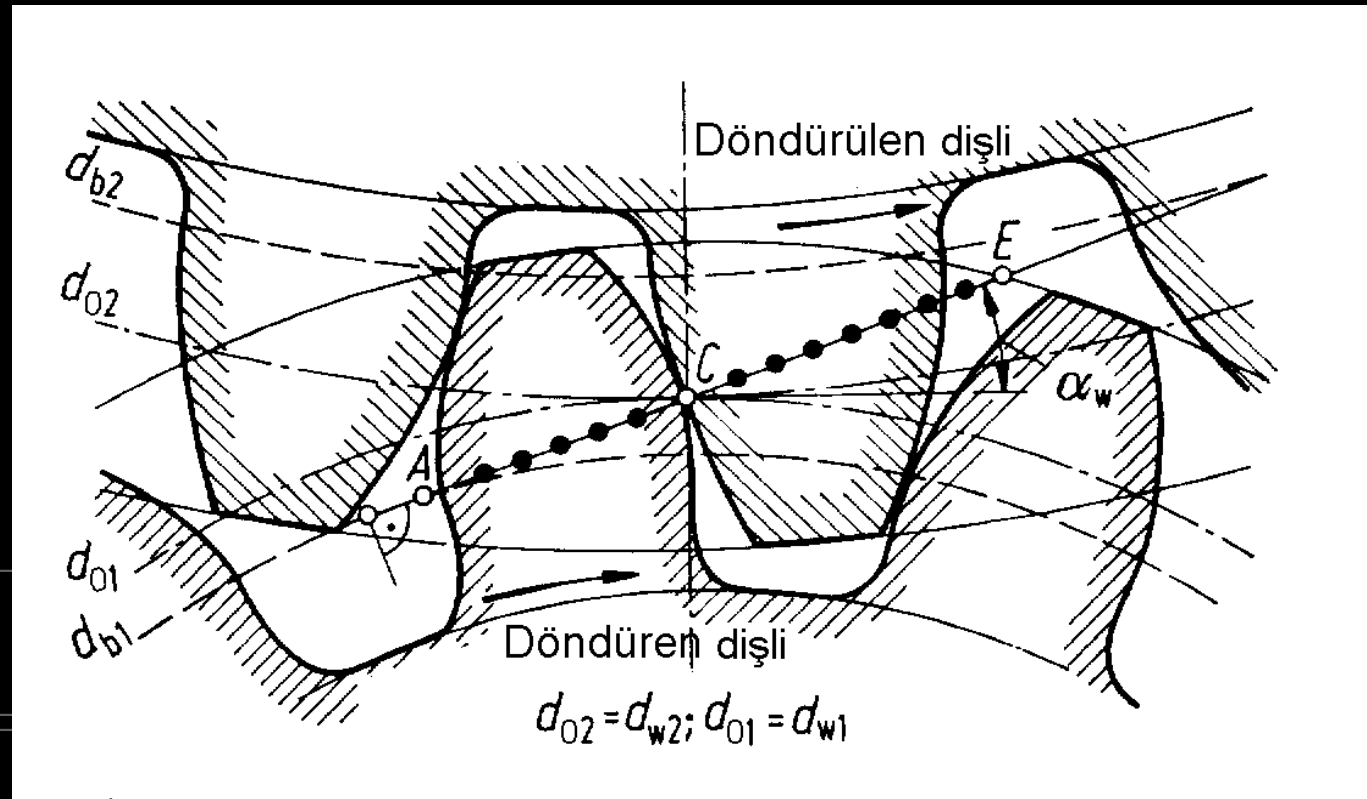
$y_a=1$  olan standart dişliler için

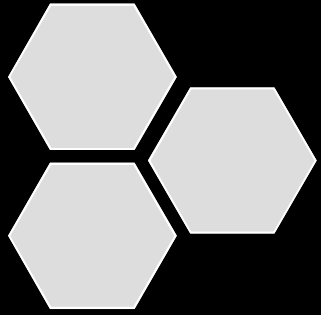
$$d_{a1,2} = m \cdot (z_{1,2} + 2 + 2X_{1,2}) - 2\Delta a$$



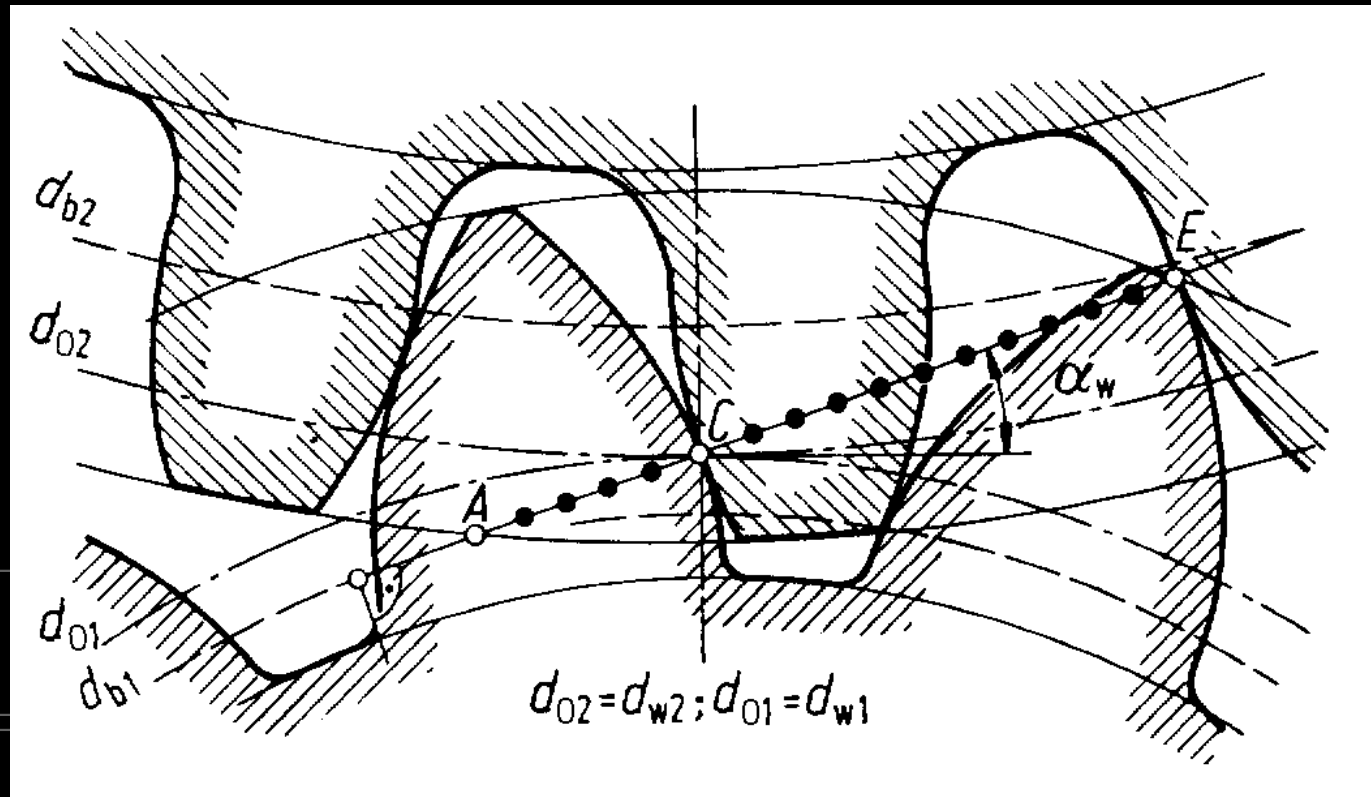


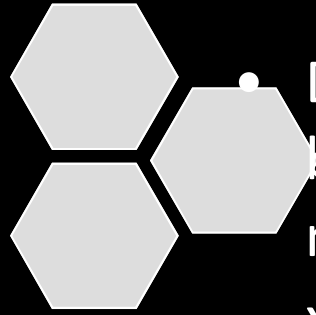
- Diş sayıları sırasıyla  $z_1=12$  ve  $z_2=25$  olan bir dişli çiftinin 0-mekanizması durumu
- $X_1=X_2=0$
- $\alpha_w=\alpha_0=20^\circ$
- $\varepsilon_\alpha=1,28$



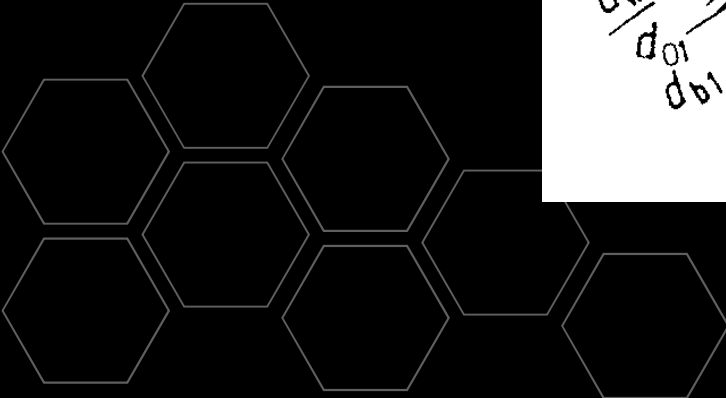
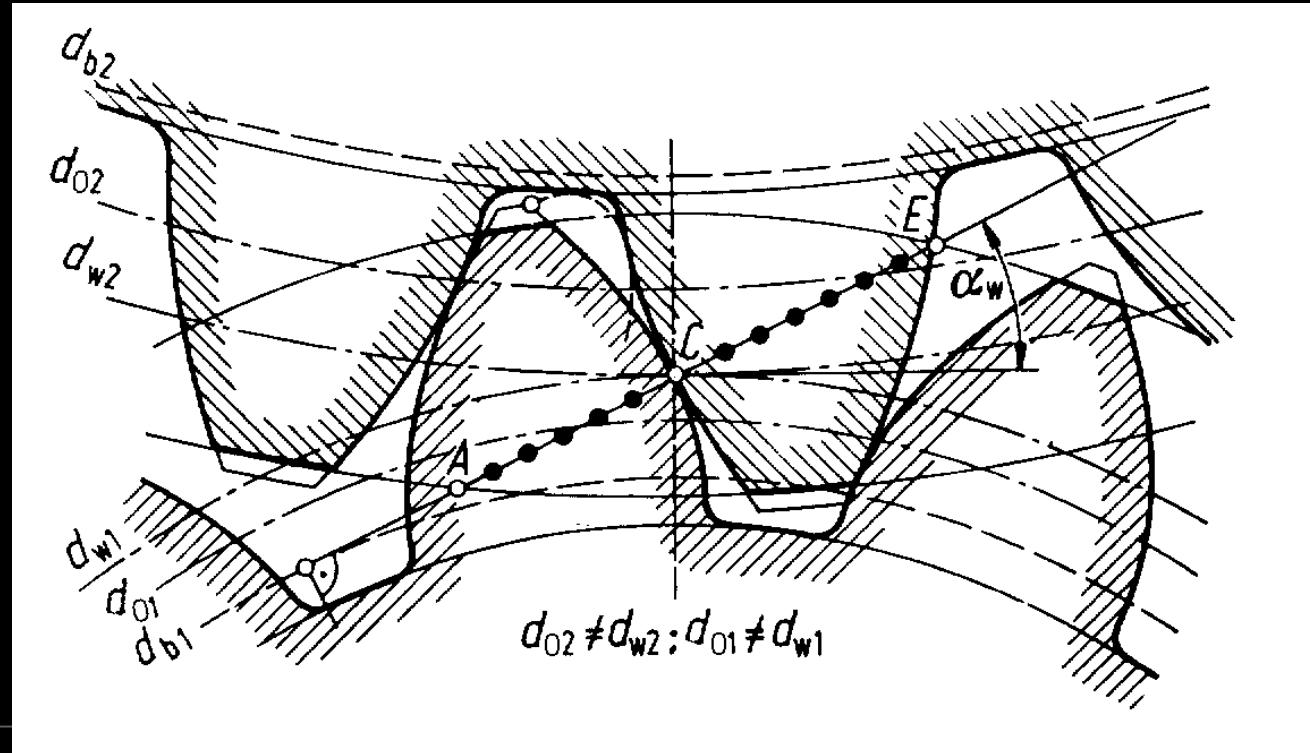


- Diş sayıları sırasıyla  $z_1=12$  ve  $z_2=25$  olan bir dişli çiftinin V-0 mekanizması durumu
- $X_1 = -X_2 = 0,5$
- $\alpha_w = \alpha_0 = 20^\circ$
- $\varepsilon_\alpha = 1,43$

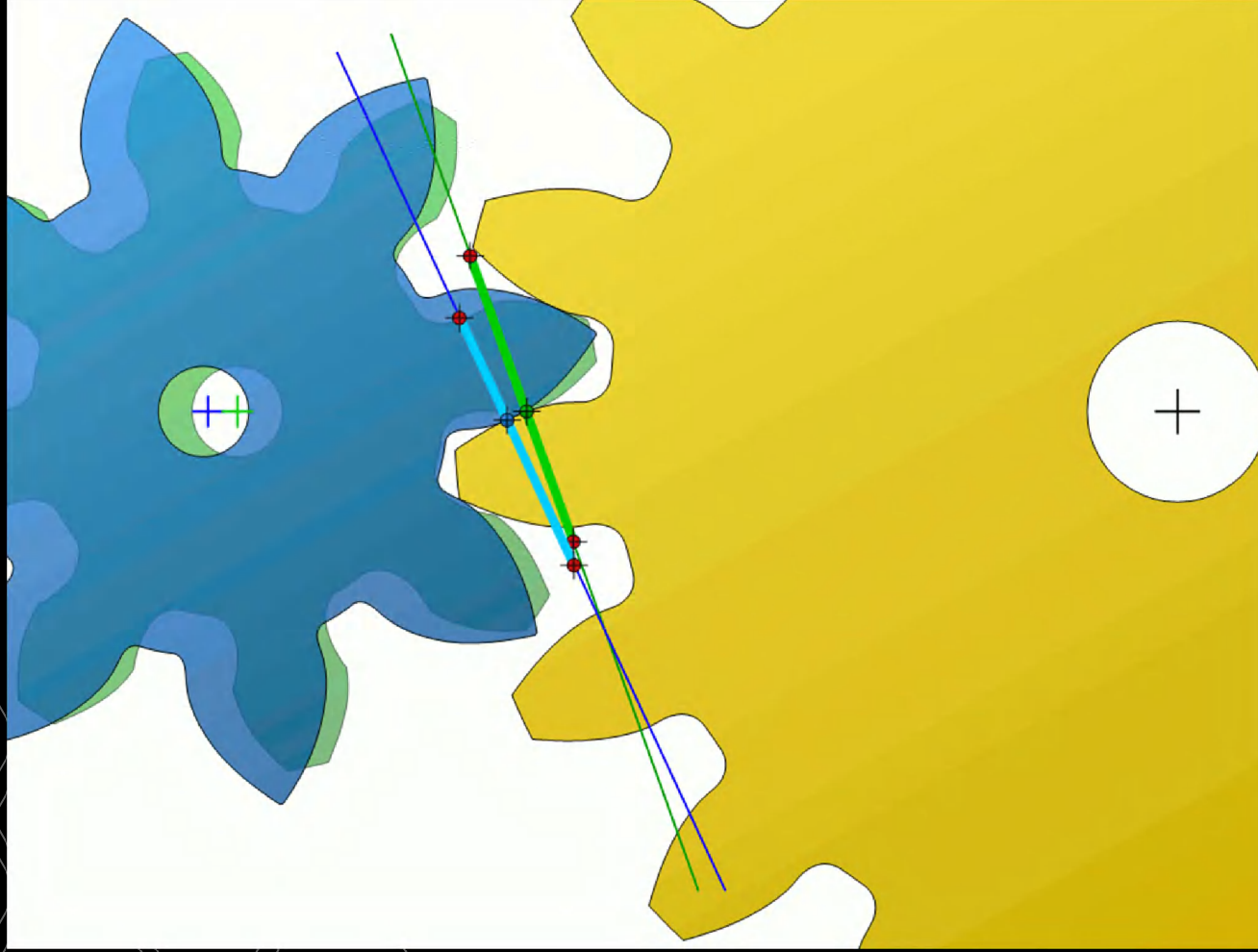


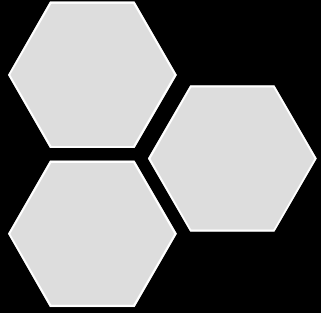


- Diş sayıları sırasıyla  $z_1=12$  ve  $z_2=25$  olan bir dişli çiftinin boşluksuz V- mekanizması durumu. Diş başlarında bir miktar kısaltma yapılmıştır.
- $X_1=X_2=0,5$
- $\alpha_w=25,15^\circ$
- $\alpha_0=20^\circ$
- $\varepsilon_\alpha=1,19$



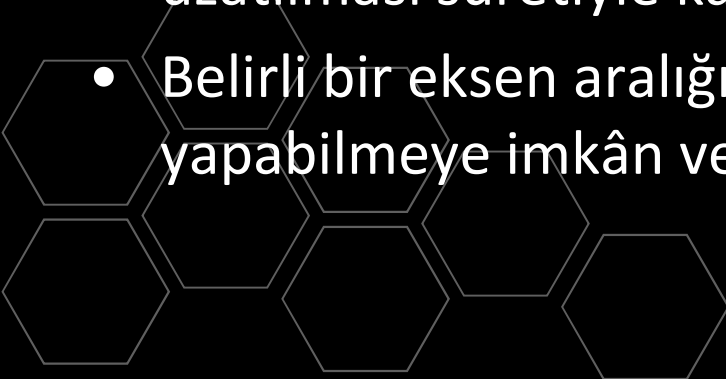
# Profil kaydırma halinde mekanizmada kavrama açısı

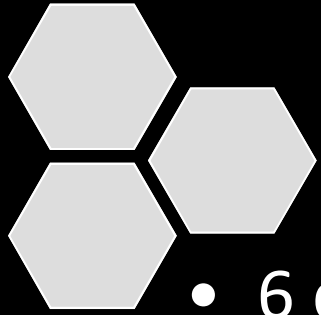




# Profil Kaydırmanın Avantajları

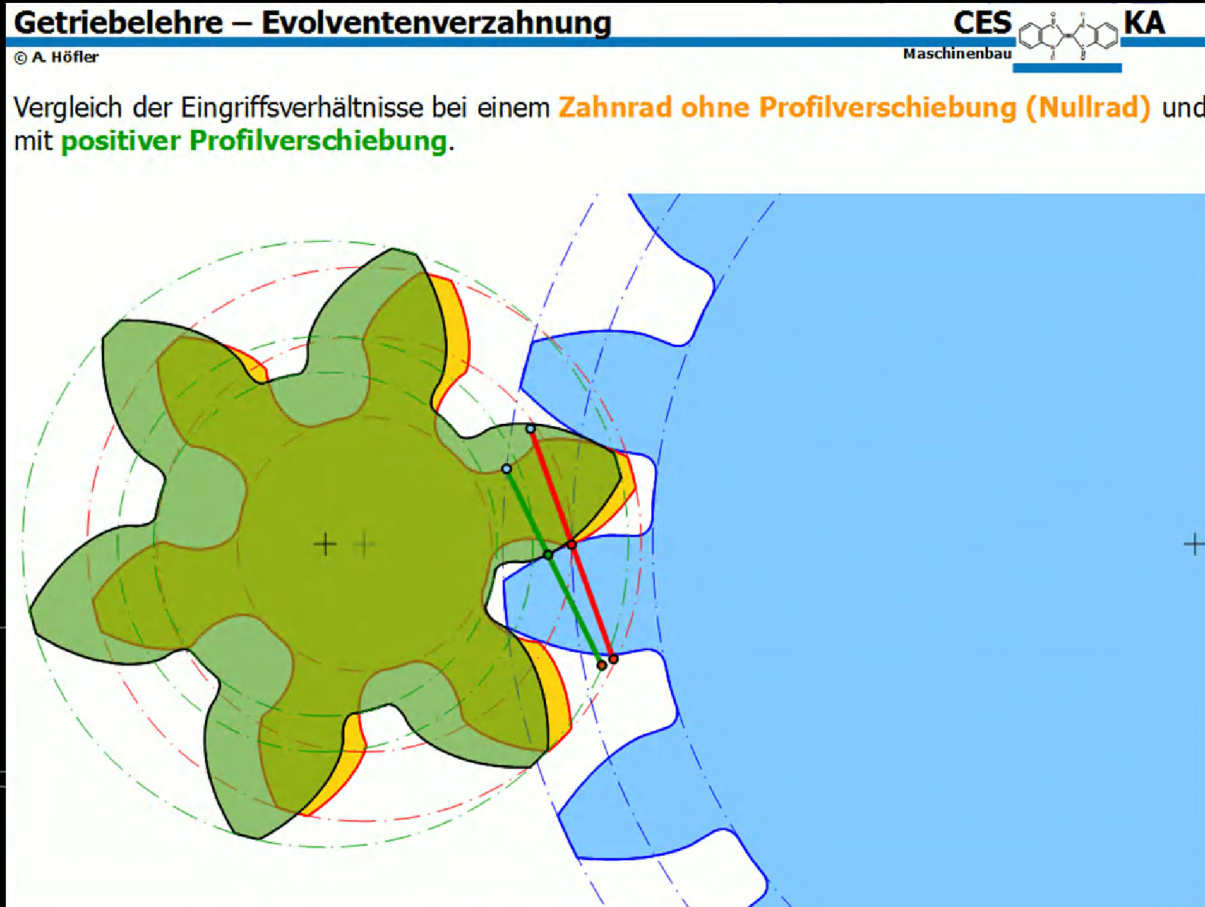
- Alttan kesilme olmayan küçük diş sayılı dişlilerin yapılabilmesine imkân vermesi,
- Özellikle pinyonlarda pozitif profil kaydırma ile diş kalınlığının arttırılabilmesi ve buna bağlı olarak diş dibi mukavemetinin yükseltilmesi,
- Diş evolventinin eğrilik yarıçapı daha büyük olan bölümünün kullanılması ve bu yolla temas zorlanmalarının azaltılması,
- Alttan kesilmesiz pinyonlar ile profilin aktif bölümünün uzatılması suretiyle kavrama oranının büyütülmesi,
- Belirli bir eksen aralığına yerleşebilen mekanizmalar yapabilmeye imkân vermesi şeklinde sıralanabilir.



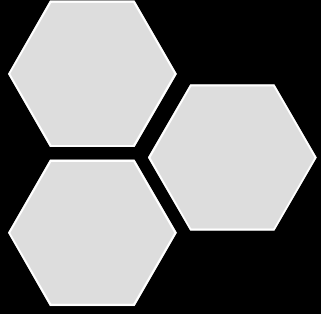


# Profil Kaydırmanın Avantajları

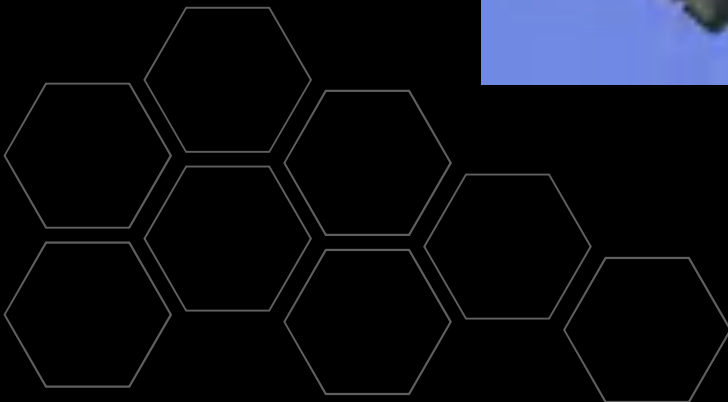
- 6 dişe sahip bir pinyonun sıfır dişli ve pozitif profil kaydırmalı durumları

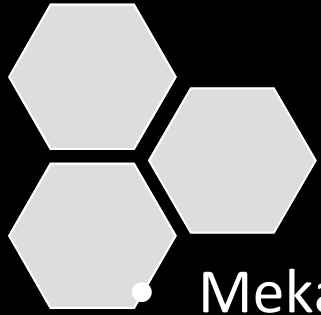






# Düz Alın Dişli Çark Mekanizmalarında Diş Kuvvetleri





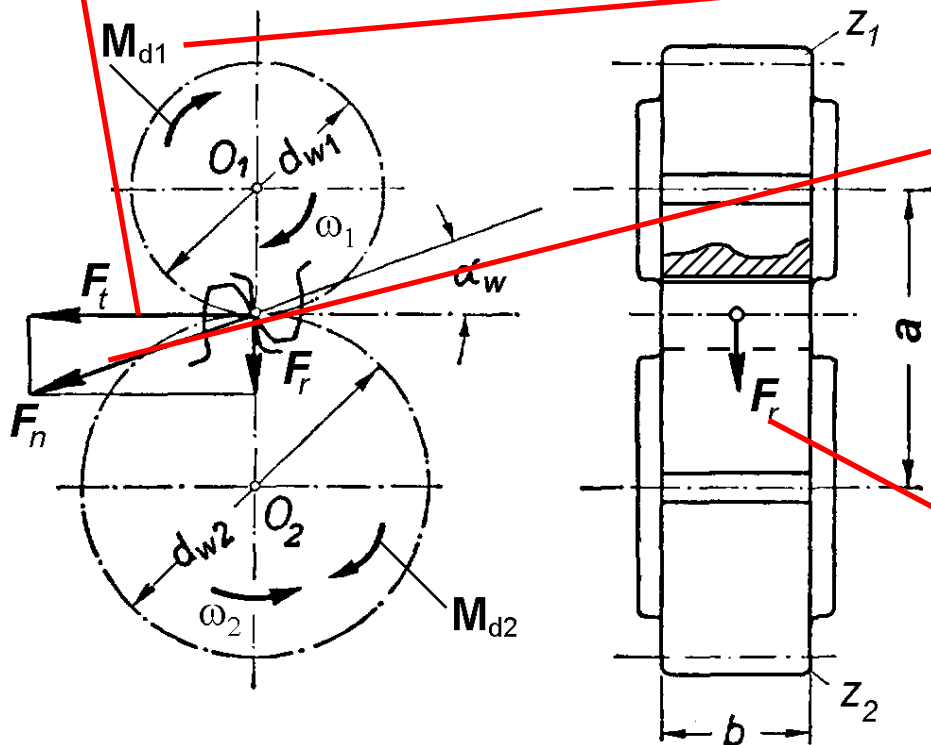
# Düz Alın Dişli Çark

## Mekanizmalarında Diş Kuvvetleri

Mekanizmada temasta olan dişlerin birbirine uyguladıkları yük, diş genişliğine yayılmış bir yayılı yükür. Bu yayılı yükün bileşkesine **normal kuvvet** denir ve  $F_n$  ile gösterilir.

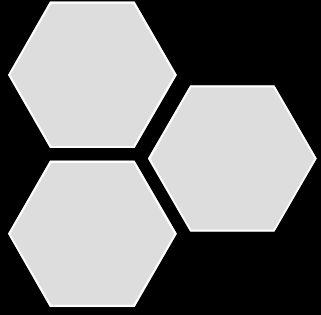
$$F_t = M_{d1} / r_{w1} = M_{d2} / r_{w2}$$

$$M_{d1} = F_n \cdot r_{b1} = F_t \cdot r_{w1} \quad , \quad M_{d2} = F_n \cdot r_{b2} = F_t \cdot r_{w2}$$



$$F_n = F_t / \cos \alpha_w$$

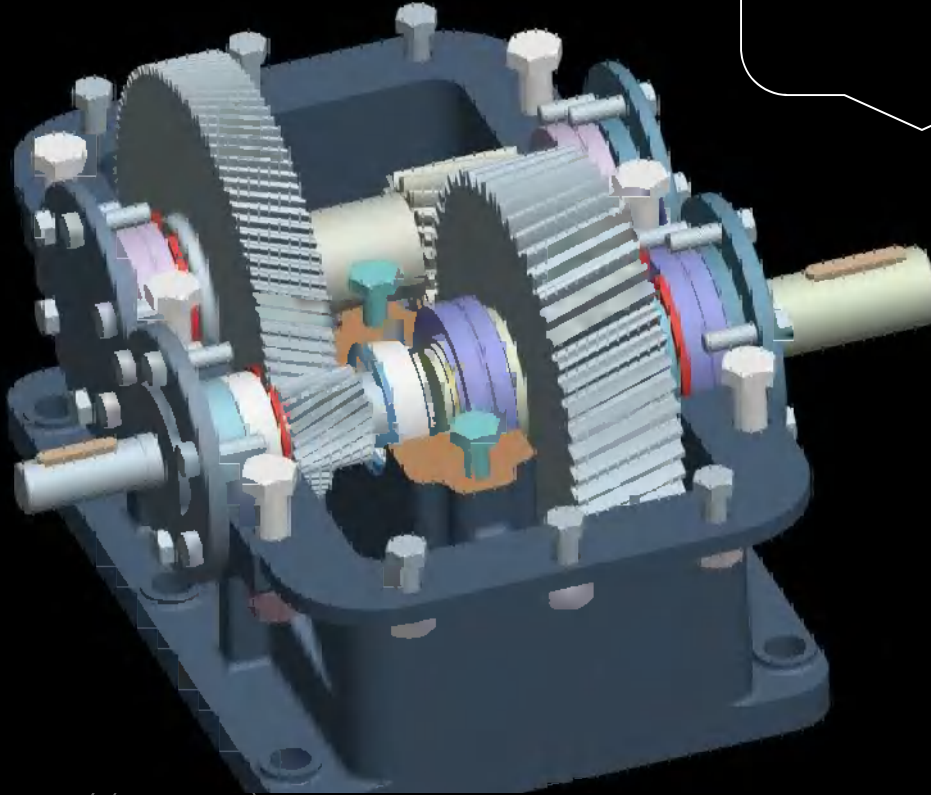
$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha_w = F_n \cdot \sin \alpha_w$$



# Moment dönüşümü

**Güç değişmez!  
(Verim dışında)**

$M_{\text{giriş}}$   
 $n_{\text{giriş}}$



$M_{\text{çıkış}}$   
 $n_{\text{çıkış}}$



# Moment dönüşümü

$$\eta \cdot M_{giriş} \cdot n_{giriş} = M_{çıkış} \cdot n_{çıkış}$$

$$M_{çıkış} = M_{giriş} \cdot i_{toplam} \cdot \eta_{toplam}$$

$$i_{toplam} = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \cdots i_n$$

$$\eta_{toplam} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdots \eta_n$$

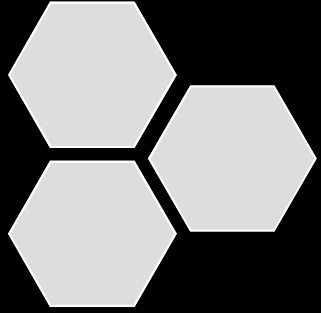
$M_{çıkış}$

$n_{çıkış}$

$M_{giriş}$

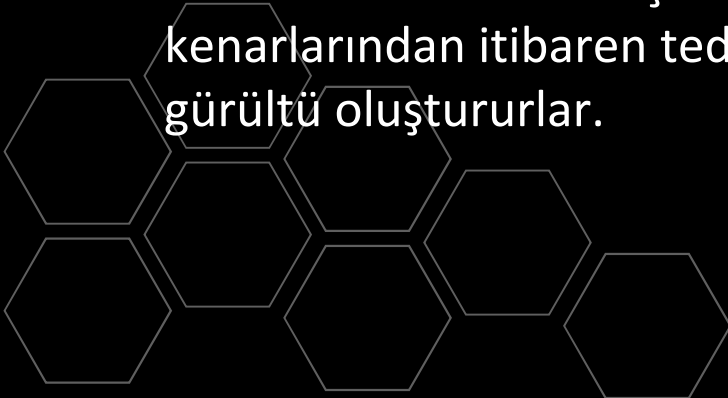
$n_{giriş}$

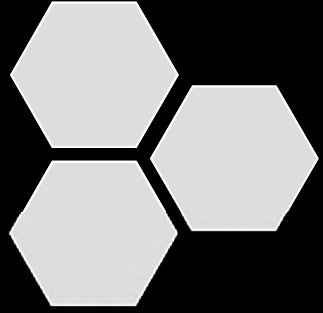




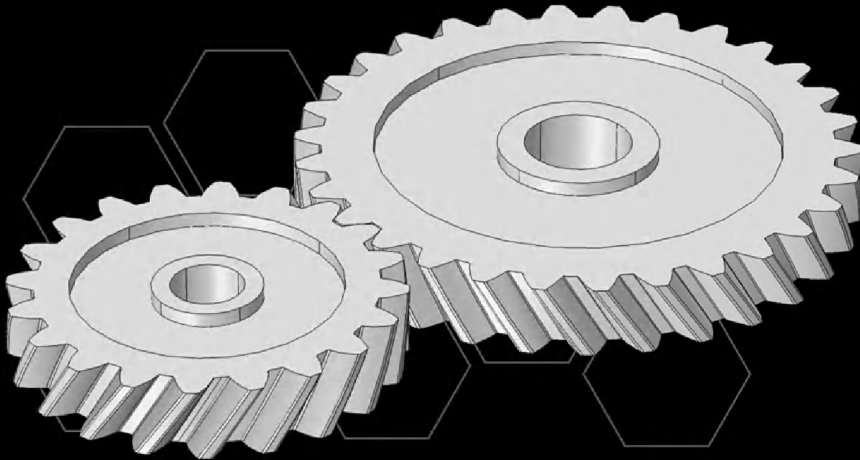
# HELİSEL ALIN DIŞLI ÇARK MEKANİZMALARI

- Taksimat silindirleri üzerindeki helislerine ait eğim (helis) açıları birbirine eşit olmak üzere **bir sağ helisli** dişli ile **bir sol helisli** dişliden oluşan mekanizma, düz dişlilere benzer şekilde paralel eksenler arasında kullanılan bir diğer mekanizmadır.
- Kavrama oranının ikiden büyük, çok zaman oldukça büyük olmasının bir sonucu olarak helisel mekanizmalar geometrik sapmalara daha az duyarlıdır ve özellikle yüksek hızların söz konusu olduğu uygulamalarda kullanılır.
- Çevre hızları 200 m/s' yi bile aşan özel helisel mekanizmalar yapılmıştır.
- Bu mekanizmalarda dişler kavramaya bütün genişlikleri ile değil, bir kenarlarından itibaren tedricen girdiklerinden düz dişlilere göre daha az gürültü oluştururlar.





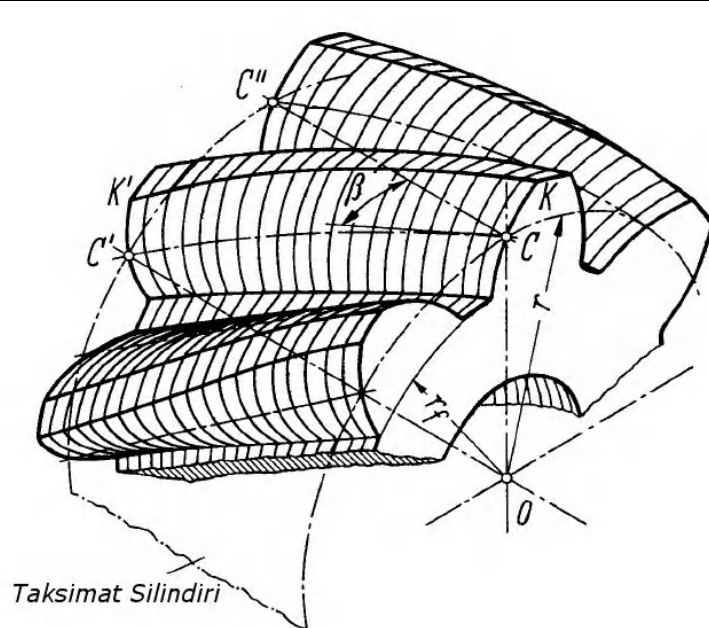
# Helisel Alın Dişli Çarklar





# Helisel Alın Dişli Geometrisi

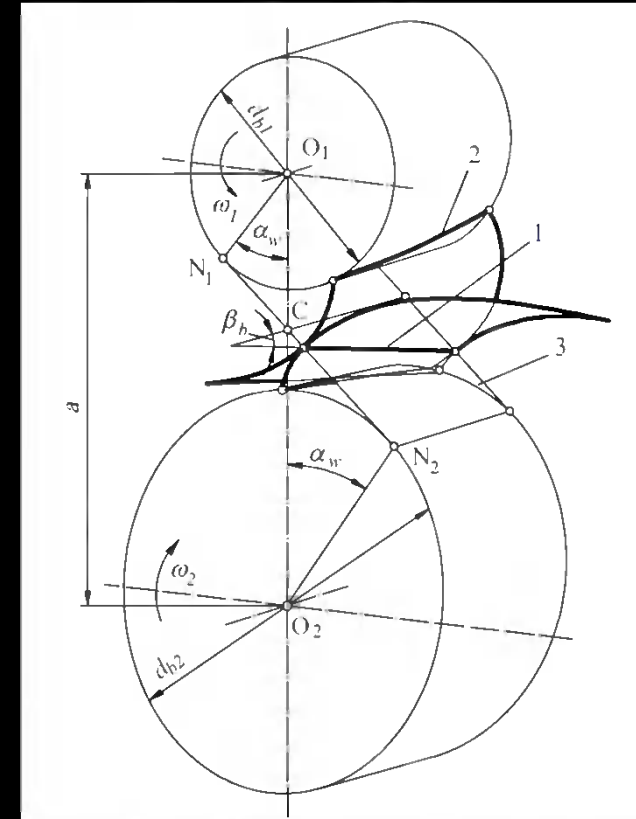
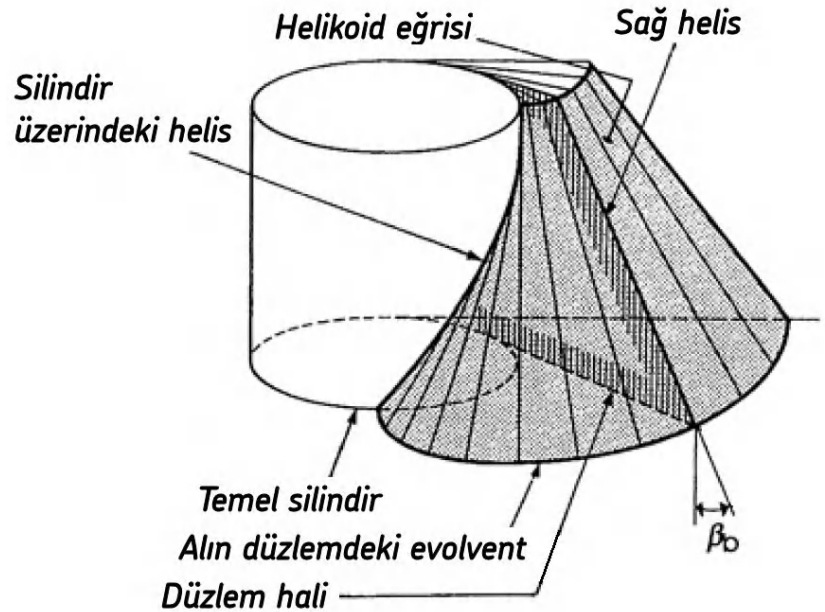
- Alın düzleminde helisel dişli ile düz dişli arasında prensip olarak hiç bir fark yoktur.
- Alın düzlemindeki geometri eksen istikametinde kaydırılırken aynı zamanda döndürülürse helisel dişli ortaya çıkar.
- Profilin herhangi bir noktası eksen istikametinde takip edilirse bir helis eğrisi çizilmiş olur.
- Profil üzerindeki farklı noktalar için aynı şey yapıldığında aynı helis adımına sahip fakat helis açıları farklı olan helisler çizilecektir.



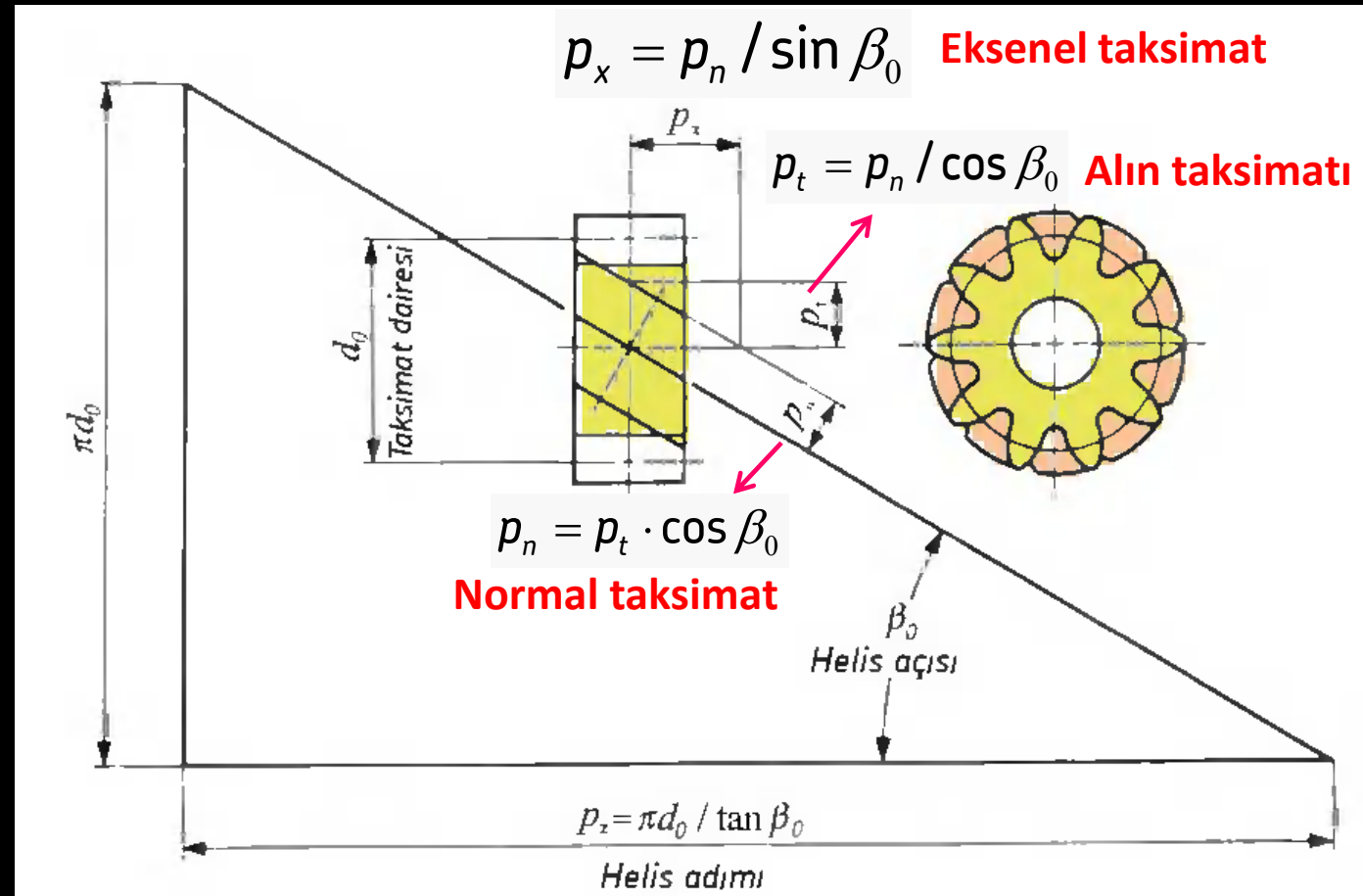
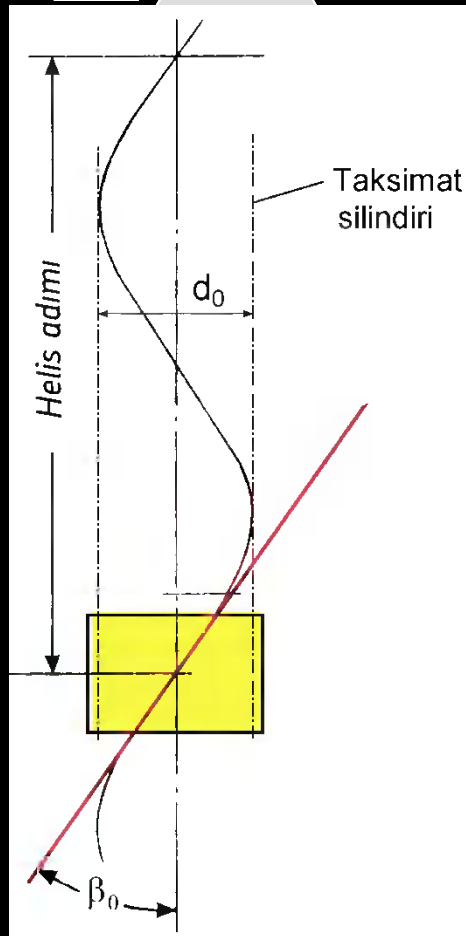


# Helisel Alın Dişli Geometrisi

- Alın düzlemindeki geometri eksen istikametinde kaydırılırken aynı zamanda döndürülürse helisel dişli ortaya çıkar. Profilin herhangi bir noktası eksen istikametinde takip edilirse bir helis eğrisi çizilmiş olur.
- Profil üzerindeki farklı noktalar için aynı şey yapıldığında aynı helis adımına sahip fakat helis açıları farklı olan helisler çizilecektir.
- Profil üzerindeki her nokta için helisler çizildiğinde bunların bir **helikoid** yüzeyini taradıkları görülür.



# Helisel Alın Dişli Geometrisi



$$d_0 = z \cdot p_t / \pi = z \cdot m_t$$

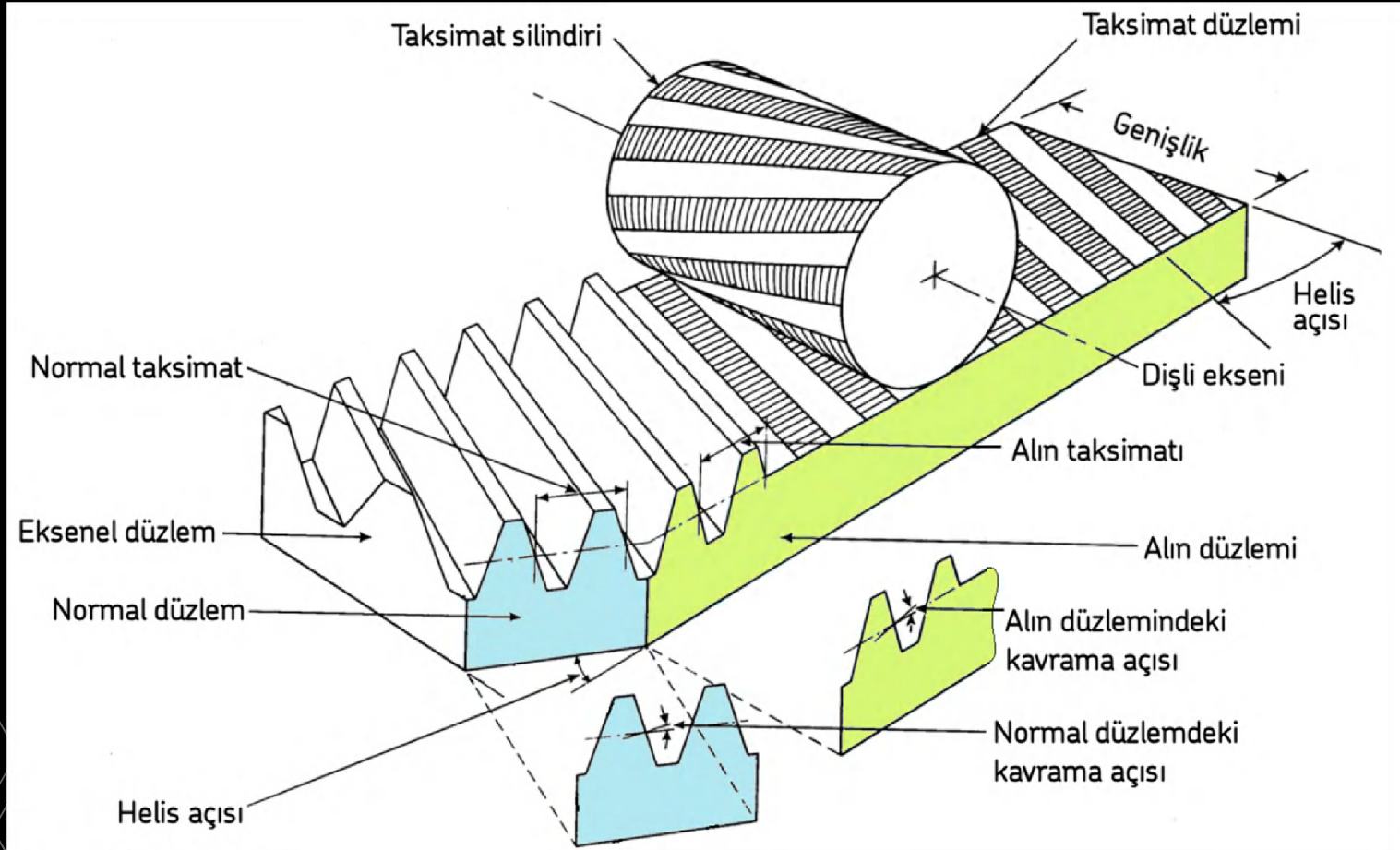
$$m_t = m_n / \cos \beta_0$$

Normal modül

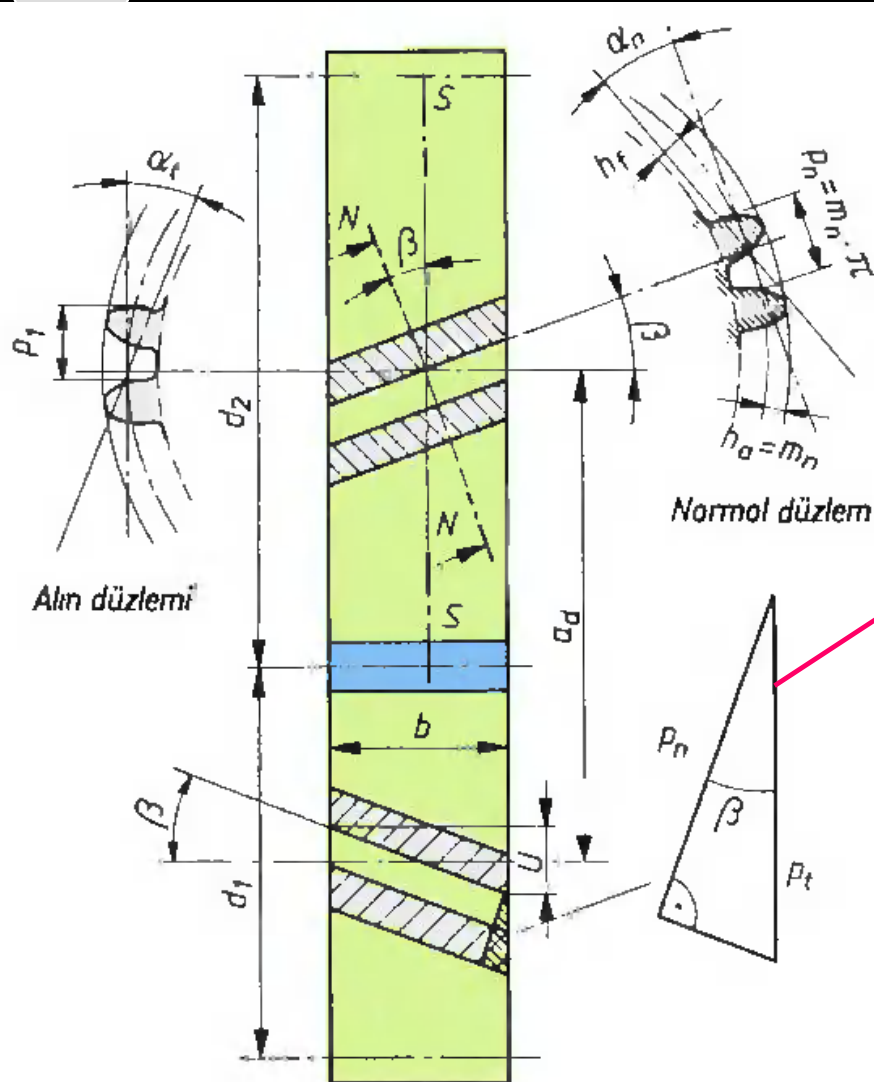
Alın modülü

$$m_t = p_t / \pi$$

# Helisel dişlide alın ve normal düzlemler



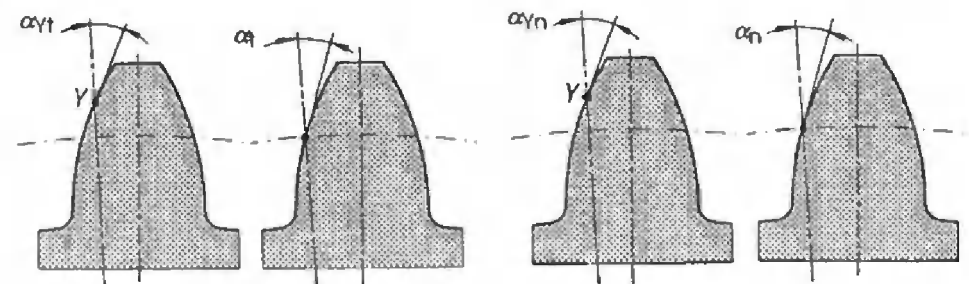
# Helisel Alın Dişli Geometrisi

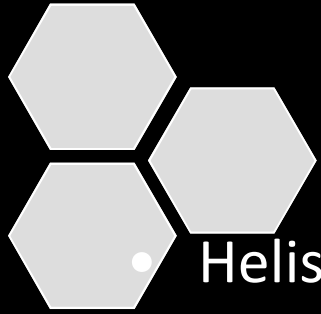


$$p_t = p_n / \cos \beta_0 \quad , \quad p_n = p_t \cdot \cos \beta_0$$

Alın düzlemi

Normal Düzlem





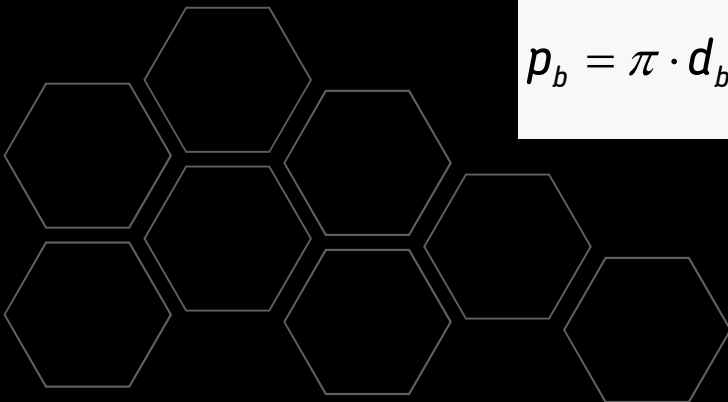
# Evolverit Profilli Helisel Dişliler

- Helisel diřlinin diřinin alın dűzlemindeki profili evolverit olduđu takdirde bu dűzlemde bir temel daire olacaktır.
- Yine, alın dűzlemindeki profil için imalat kavrama açısı  $\alpha_t$  ile gűsterilirse temel dairenin (temel daire eksen istikametinde geniřletildiğinde temel silindirin) apı

$$d_b = d_0 \cdot \cos \alpha_t = z \cdot m_t \cdot \cos \alpha_t = z \cdot m_n \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \beta_0}$$

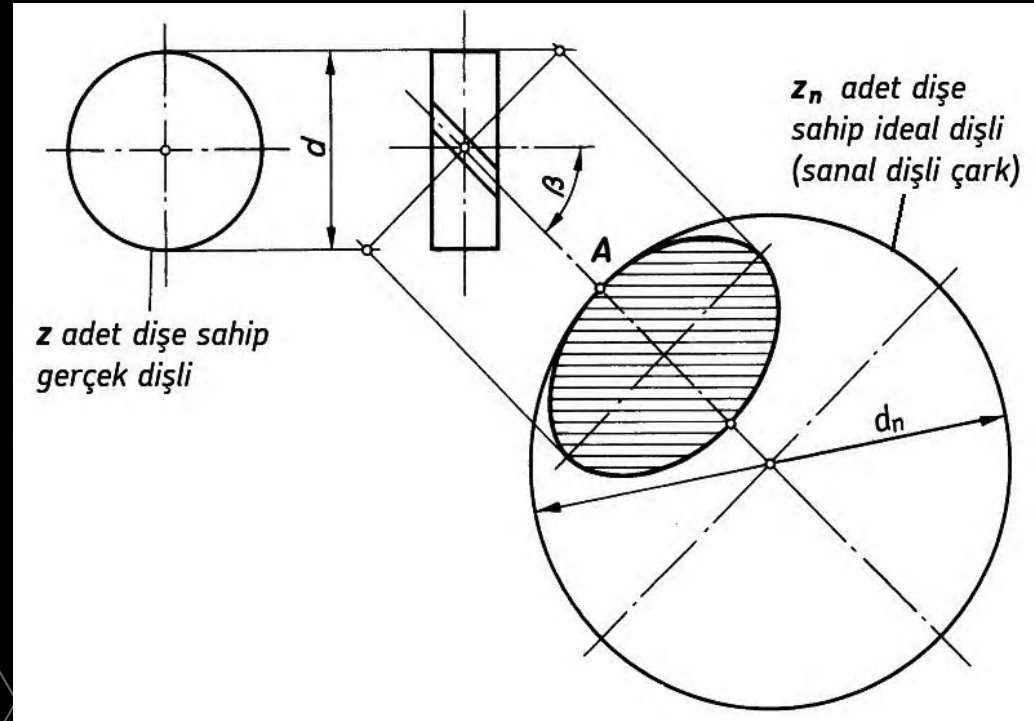
Temel daire taksimatı

$$p_b = \pi \cdot d_b / z = p_t \cdot \cos \alpha_t = p_n \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \beta_0}$$



# Eşdeğer diş sayısı

- Helisel dişli dişlere dik kesildiğinde (normal kesit) taksimat dairesi yerine bir elips ortaya çıkar. Tüm dişlerin yüzeyi dikkate alınırsa diş formları normal alın dişlilerle uyuşmaz. Yine birinciye dik bir helikoid ortaya çıkar.
- Dişlerin gerçek normal kesit yüzeyi olan bu ikinci helikoid yüzeyi yerine, birkaç diş için yaklaşık olarak düz alın dişleye benzer kesit düzlemi alınabilir.
- Helisel dişlilerde hesapları kolaylaştırmak için incelemeler, gerçek dişlinin düz alın dişli eşdeğeri ile yapılır.
- Bu dişli sanal bir dişlidir, yani diş sayısının tam sayı olması gerekmez.





# Eşdeğer diş sayısı

A noktasında kesit elipsinin eğrilik yarıçapı  $r_n = r_0 / \cos^2 \beta_0$  dir.

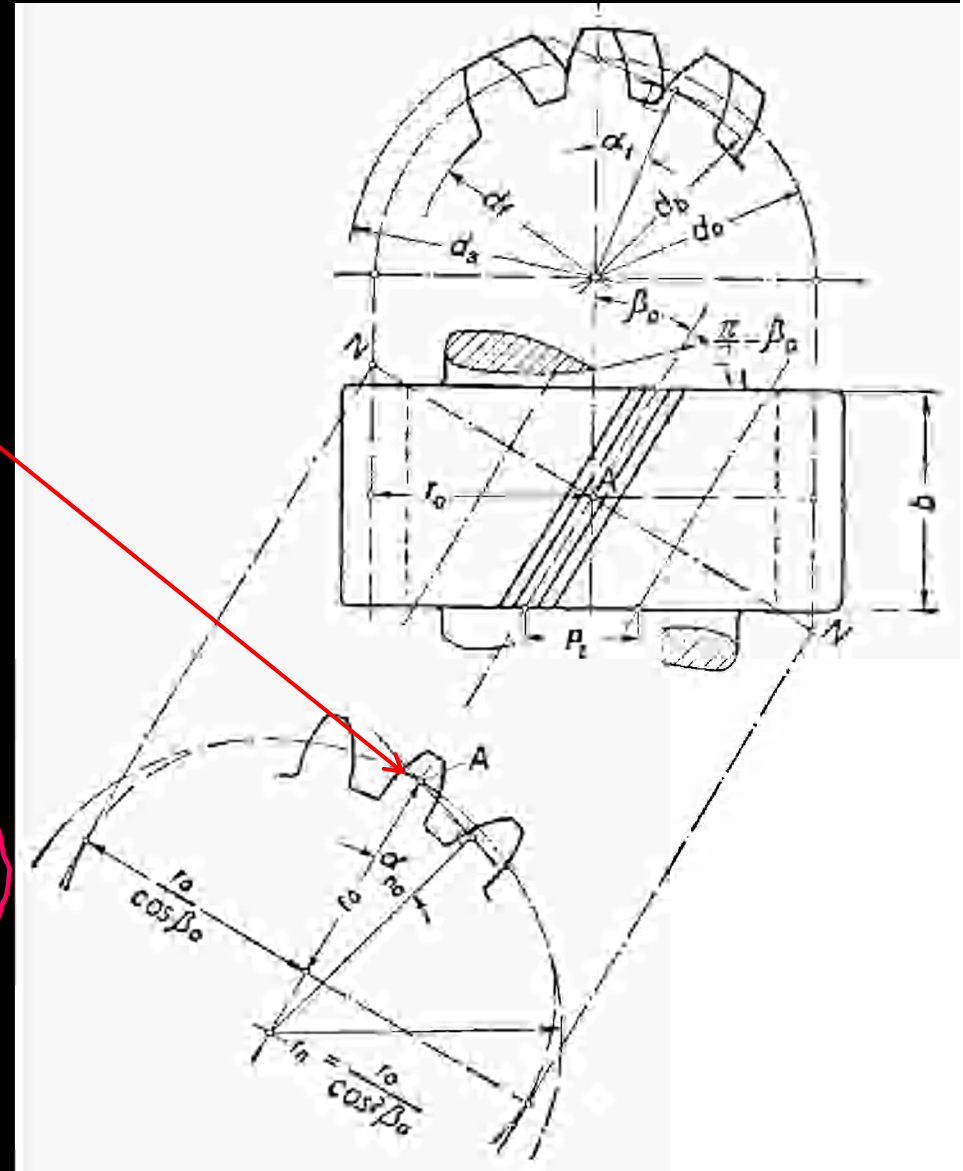
$$r_n = \frac{a^2}{b} = \frac{(r_0 / \cos \beta_0)^2}{r_0} = \frac{r_0}{\cos^2 \beta_0}$$

$$r_n = \frac{z_n \cdot m_n}{2} = \frac{r_0}{\cos^2 \beta_0}$$

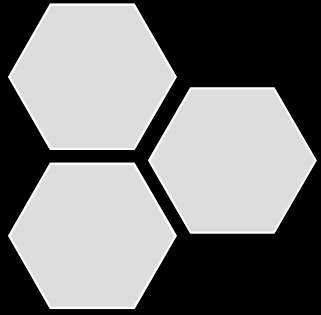
$$z_n = \frac{2 \cdot r_n}{m_n} = \frac{2 \cdot r_0}{m_n \cdot \cos^2 \beta_0} = \frac{2}{m_n \cdot \cos^2 \beta_0} \cdot \frac{z \cdot m_n}{2 \cdot \cos \beta_0}$$

$$z_n = z_{eş} = \frac{z}{\cos^3 \beta_0}$$

$r_0$







# Helisel Çubuk Dişli

Normal kesitteki imalat kavrama açısı ile alın düzlemindeki imalat kavrama açısı arasındaki ilişki:

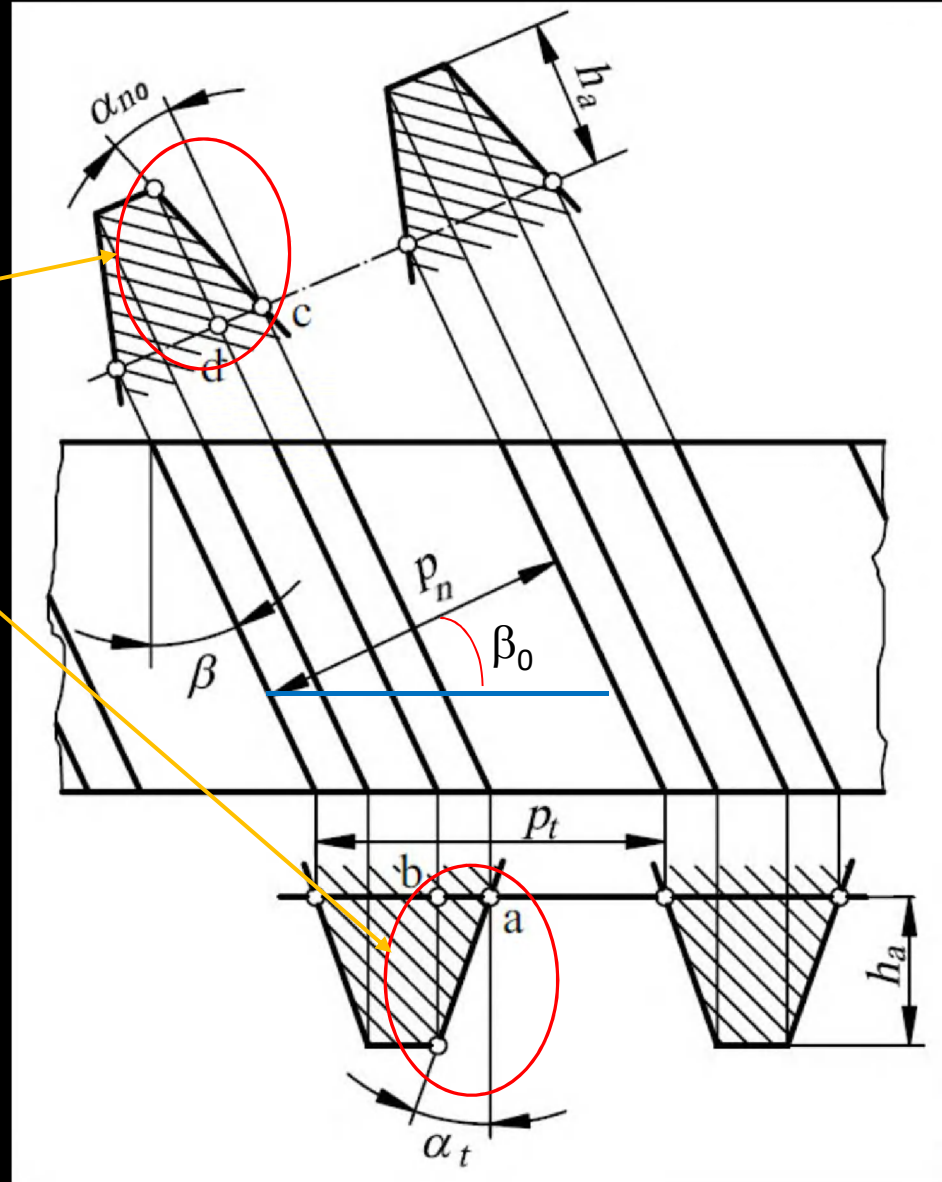
$$\tan \alpha_{n0} = \frac{\overline{dc}}{h_a} \text{ ve } \tan \alpha_t = \frac{\overline{ba}}{h_a}$$

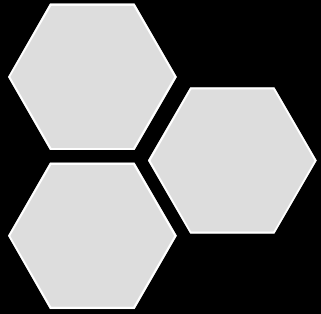
$h_a$  lar eşittir.

$$\frac{\overline{dc}}{\tan \alpha_{n0}} = \frac{\overline{ba}}{\tan \alpha_t}$$

$$\frac{\overline{ba}}{\overline{dc}} = \frac{1}{\cos \beta}$$

$$\tan \alpha_t = \frac{\tan \alpha_{n0}}{\cos \beta_0}$$





# Helisel Dişlilerde Diş Kalınlığı

- Düz alın dişlilere benzer şekilde yapılır

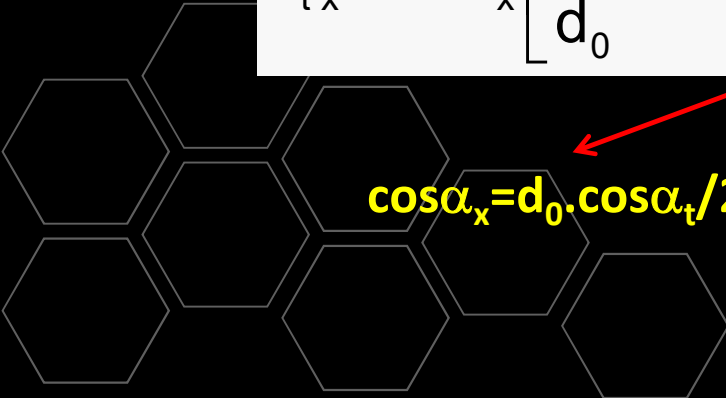
Taksimat dairesi üzerinde diş kalınlığı

$$s_{t0} = \frac{p_t}{2} + 2 \cdot X \cdot m_n \cdot \tan \alpha_t = \frac{m_n}{\cos \beta_0} \left( \frac{\pi}{2} + 2 \cdot X \cdot \tan \alpha_{n0} \right)$$

Herhangi bir  $r_x$  yarıçapındaki bir daire üzerinde diş kalınlığı

$$s_{tx} = 2 \cdot r_x \left[ \frac{s_0}{d_0} + \text{inv} \alpha_t - \text{inv} \alpha_x \right]$$

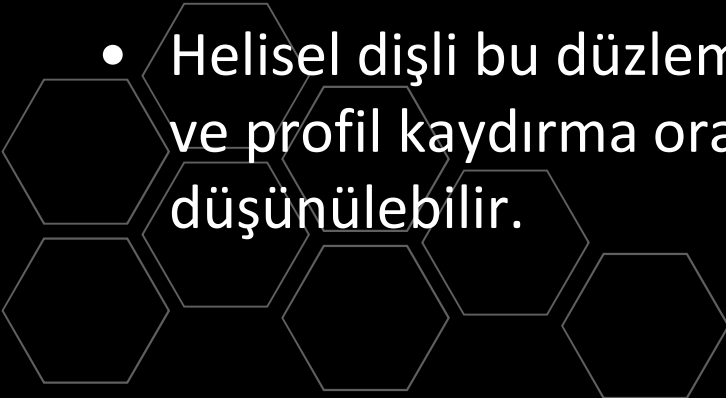
$\cos \alpha_x = d_0 \cdot \cos \alpha_t / 2r_x$  ile  $\alpha_x$  açısı bulunabilir.





# Profil Kaydırılmış Helisel Dişliler ve Bunlarla Yapılan Mekanizmalar

- Alın düzlemindeki iz düşüm dikkate alındığında olay düz alın dişliler için gösterilenlerle tamamen aynıdır.
- Alın düzlemi esas alındığında bu düzlemdeki geometri, profil kaydırma oranı  $X.\cos\beta_0$  olan bir düz dişli gibidir.
- Helisel dişlilerle de düz dişlilerde olduğu gibi 0-, V-0 ve boşluklu ve boşluksuz V-mekanizmaları yapabilmek mümkündür.
- Boşluksuz eksen aralığı ile ilgili hesaplar alın düzleminde yapılabilir.
- Helisel dişli bu düzlemde, modülü  $m_t$ , imalat kavrama açısı  $\alpha_t$  ve profil kaydırma oranı  $X.\cos\beta_0$  olan bir düz dişli gibi düşünülebilir.

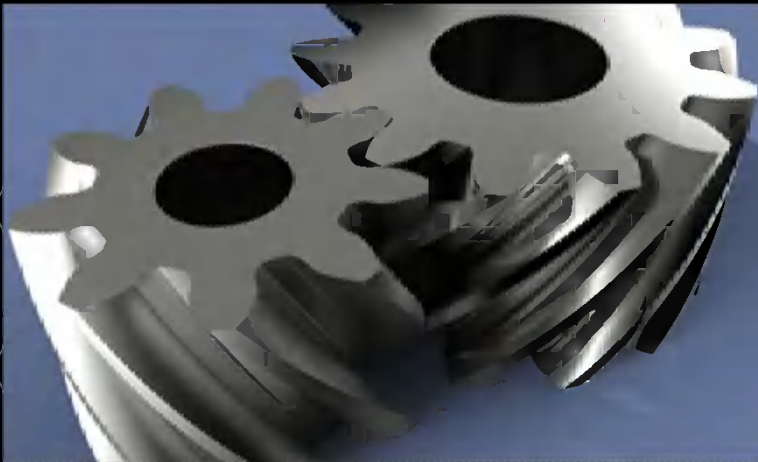
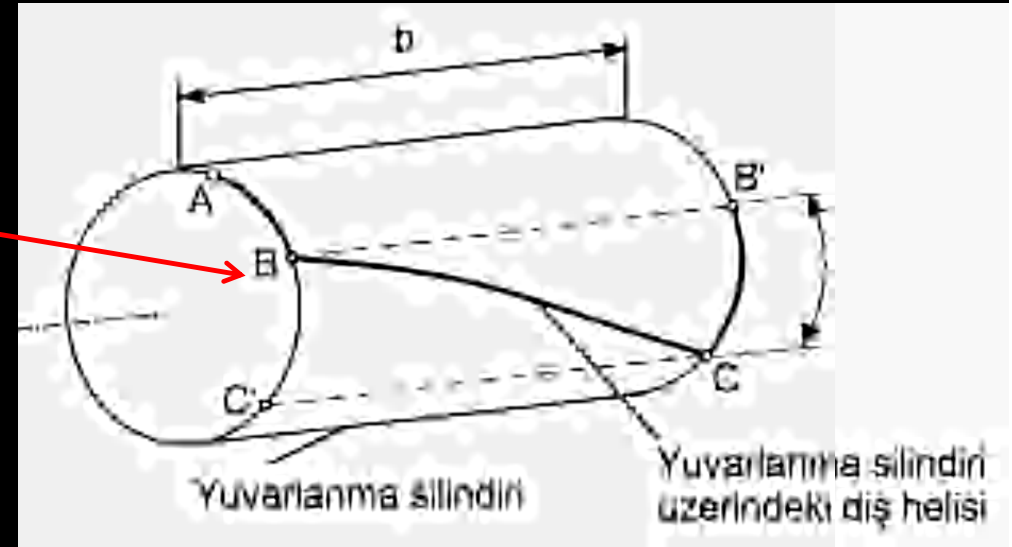


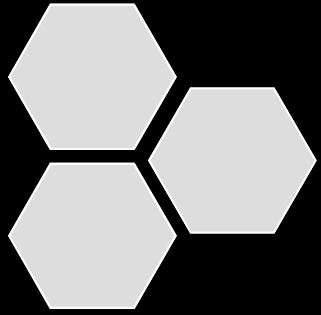


# Helisel Alın Dişli Çark Mekanizmalarında Kavrama Oranı

- Helisel mekanizmada kavrama oranı düz dişli mekanizmaya göre oldukça büyüktür.
- Bu mekanizmada profil kavrama oranına ek olarak bir **adım kavrama oranı** da söz konusudur.

AC' yay uzunluğu, alın düzlemindeki yuvarlanma taksimatı olan  $p_w'$  ye bölüldüğü takdirde toplam kavrama oranı elde edilecektir





# Helisel Alın Dişli Çark Mekanizmalarında Kavrama Oranı

Adım kavrama oranı

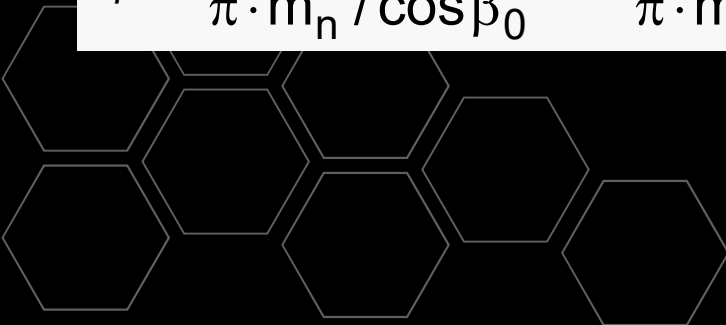
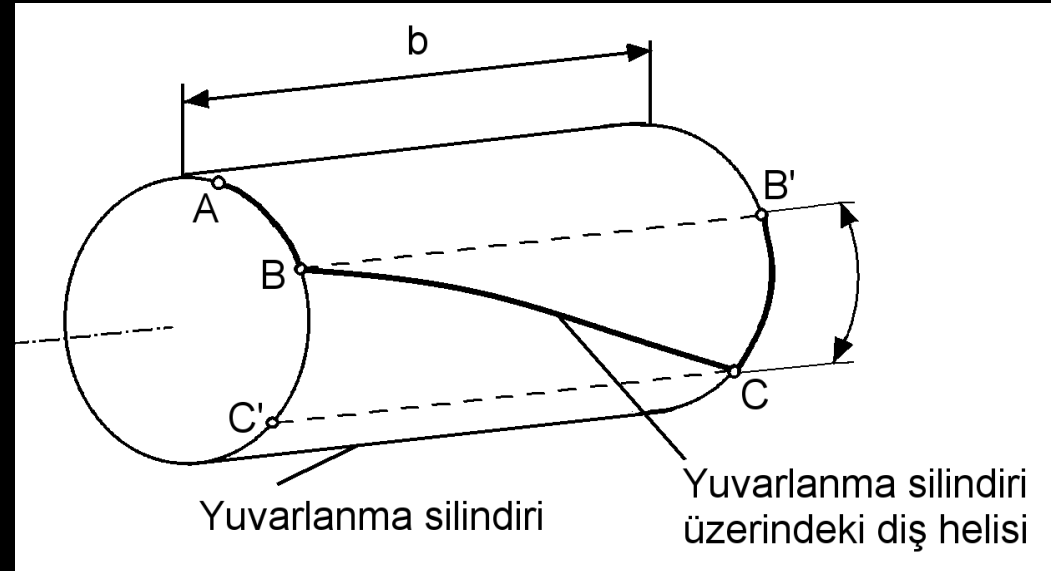
$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b \cdot \tan \beta_w}{p_w}$$

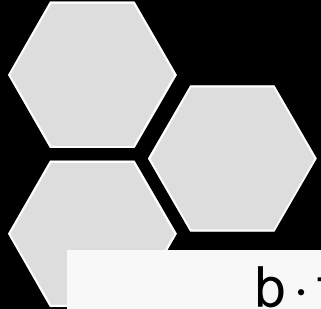


0- ve V-0 mekanizmalarında  
 $p_w = p_t = p_n / \cos \beta_0 = \pi \cdot m_n / \cos \beta_0$  dir



$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b \cdot \tan \beta_0}{\pi \cdot m_n / \cos \beta_0} = \frac{b \cdot \sin \beta_0}{\pi \cdot m_n}$$





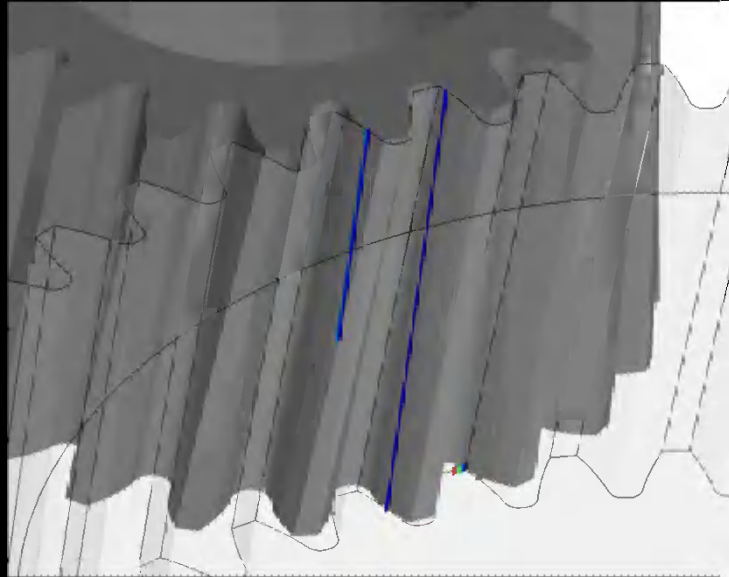
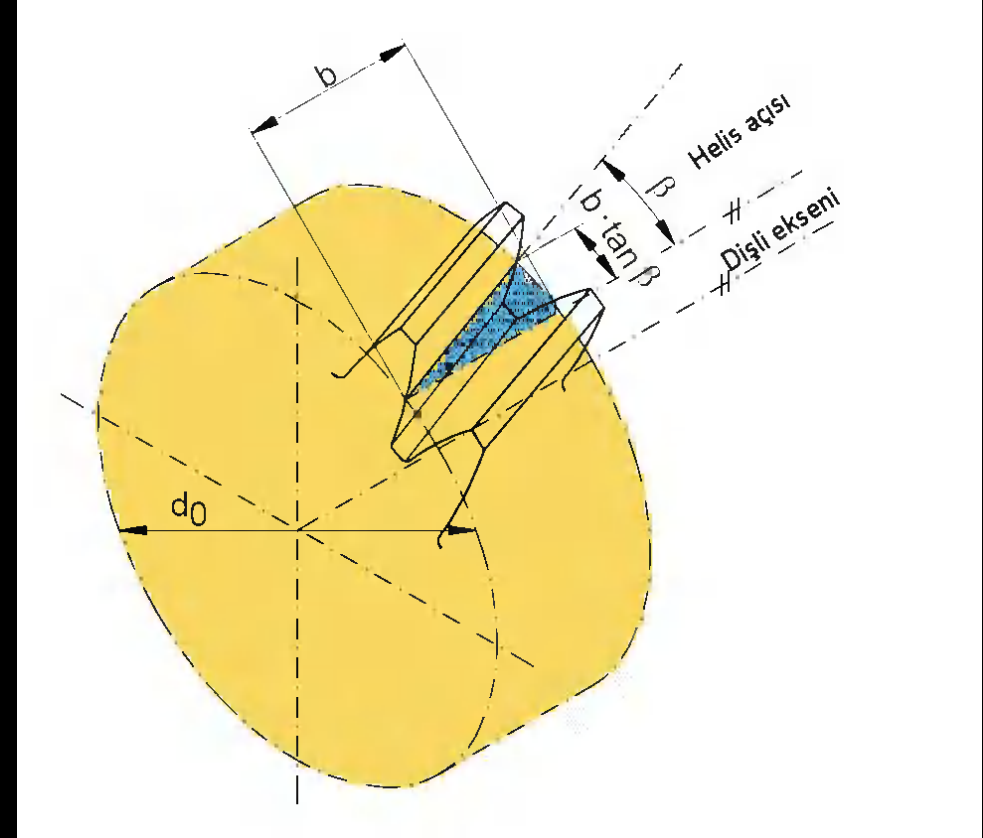
# Helisel Alın Dişli Çark Mekanizmalarında Kavrama Oranı

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b \cdot \tan \beta_0}{\pi \cdot m_n / \cos \beta_0} = \frac{b \cdot \sin \beta_0}{\pi \cdot m_n}$$

Toplam kavrama oranı

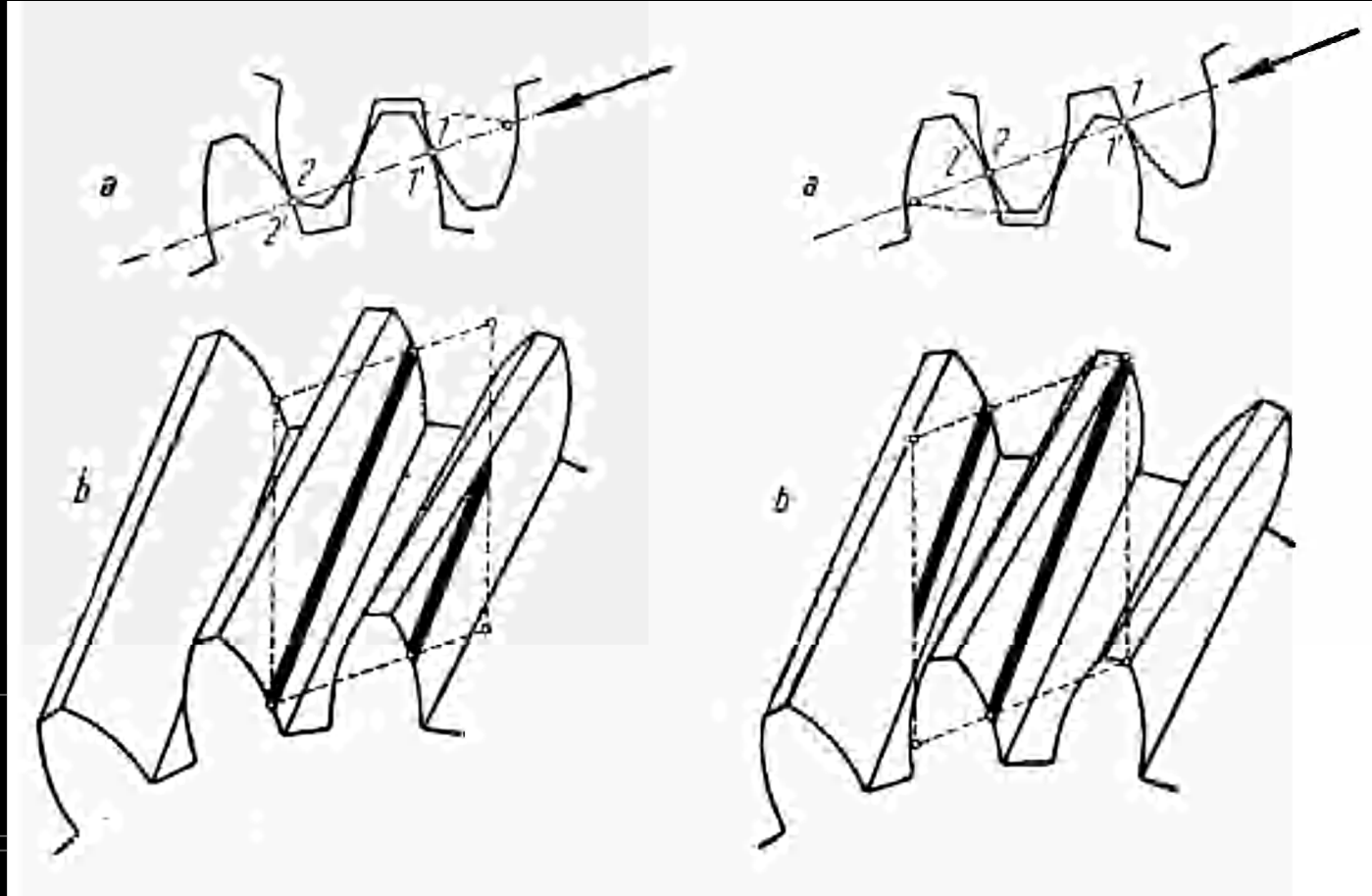
$$\varepsilon_{\gamma} = \varepsilon_{\alpha} + \varepsilon_{\beta}$$

**Profil kavrama oranı.** Alın düzlemi için düz dişlilerde olduğu gibi hesaplanır



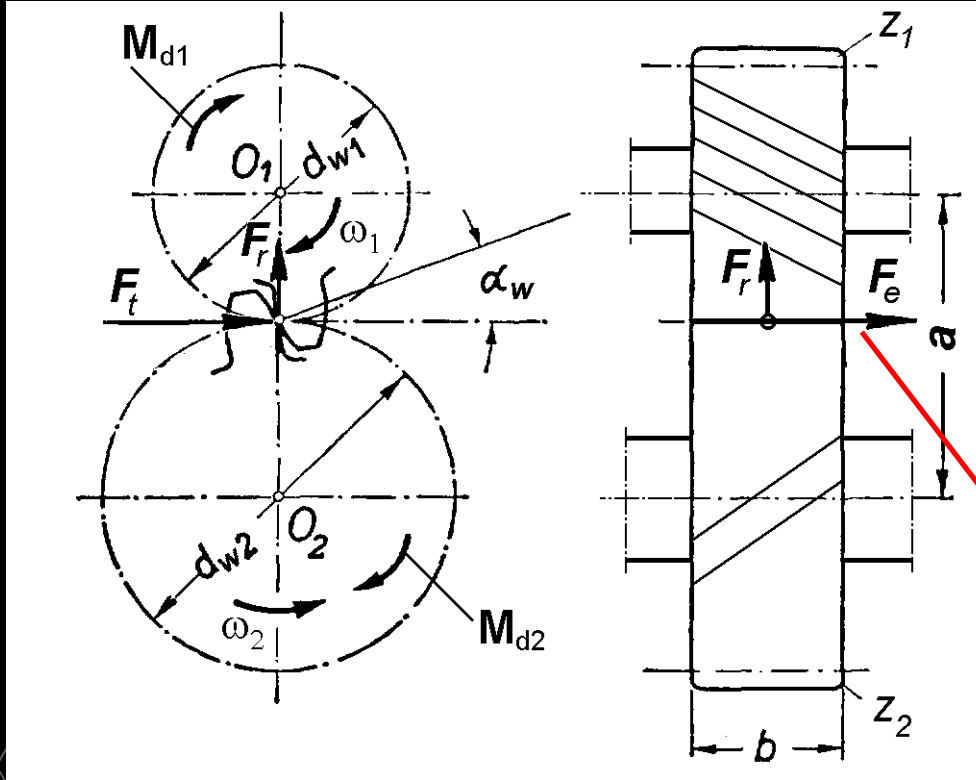


# Helisel dişli temas durumu

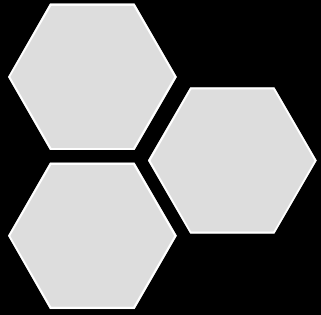




# Helisel Alın Dişli Çark Mekanizmasında Diş Kuvvetleri

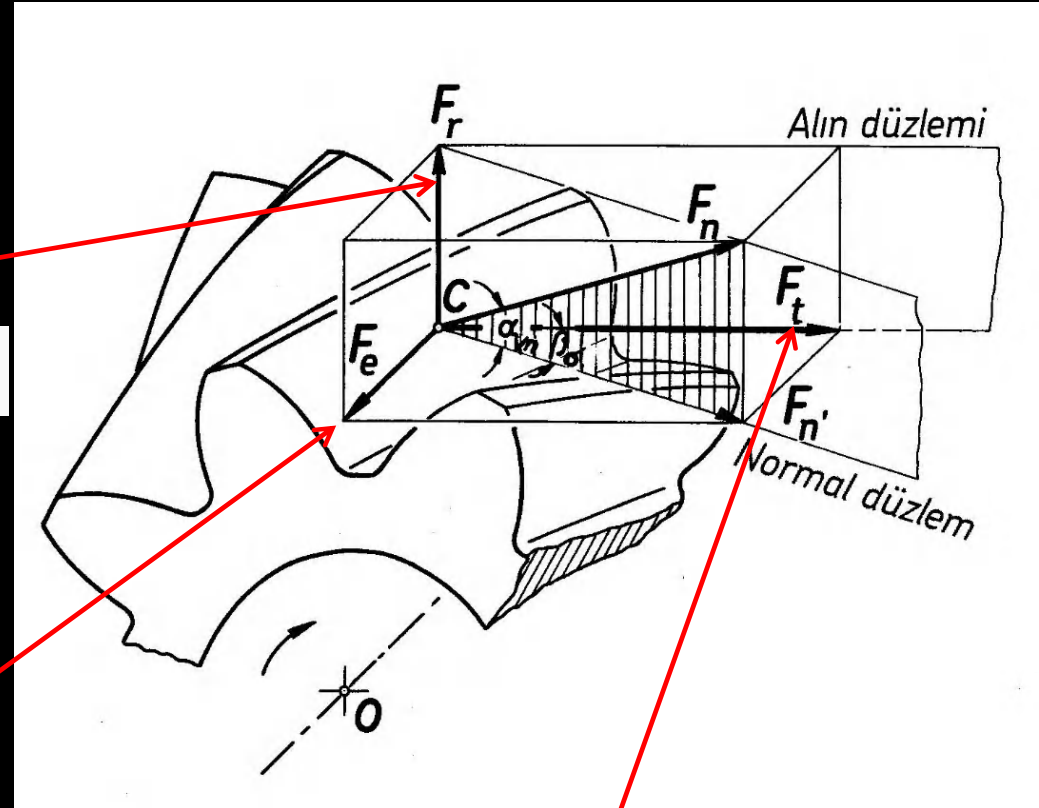


Düz alın dişlilerden farklı olarak bir aksenal kuvvet oluşur



# Helisel Alın Dişli Çark Mekanizmasında Diş Kuvvetleri

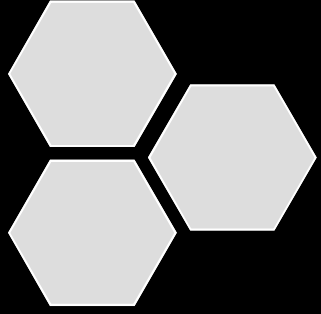
$$F_r = F_n \cdot \sin \alpha_{n0} = F_t \cdot \tan \alpha_{n0} / \cos \beta_0$$



$$F_e = F_n \cdot \cos \alpha_{n0} \cdot \sin \beta_0 = F_t \cdot \tan \beta_0$$

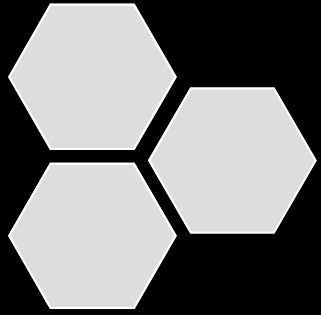
$$F_t = M_{d1} / r_{01} = M_{d2} / r_{02}$$





# Helisel dişlide eksenel kuvvet

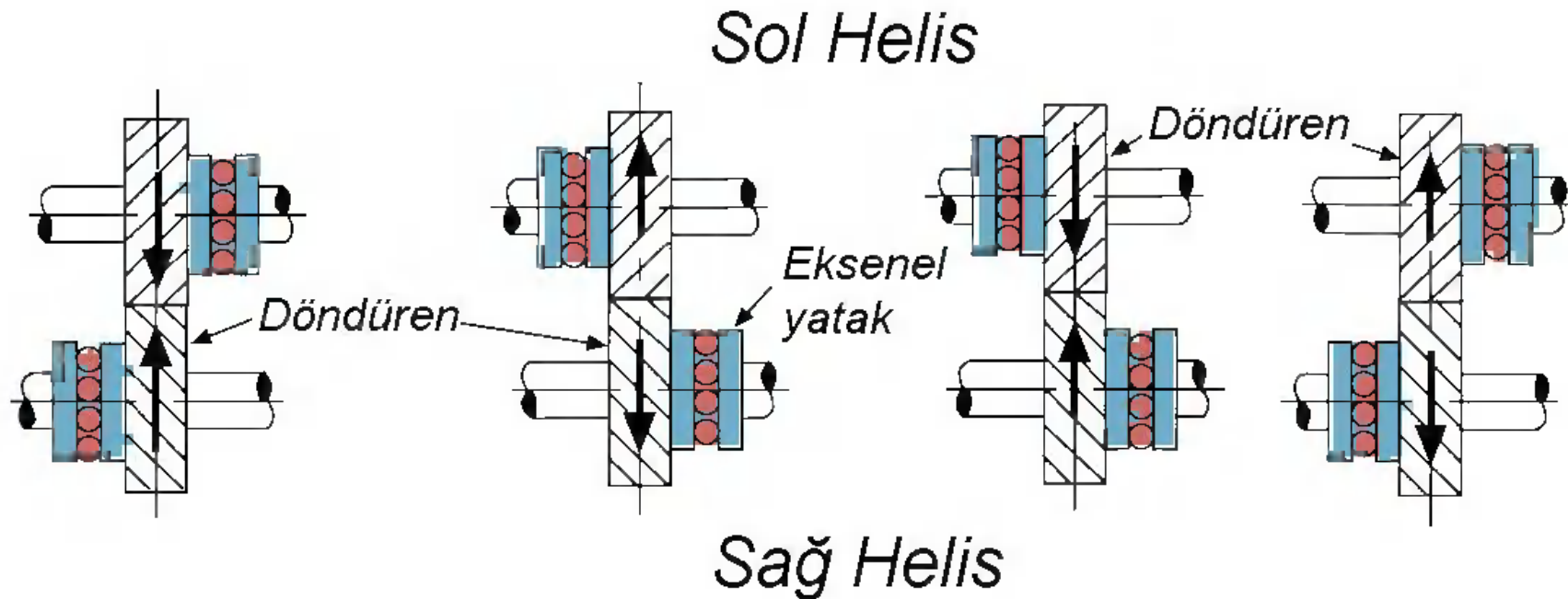




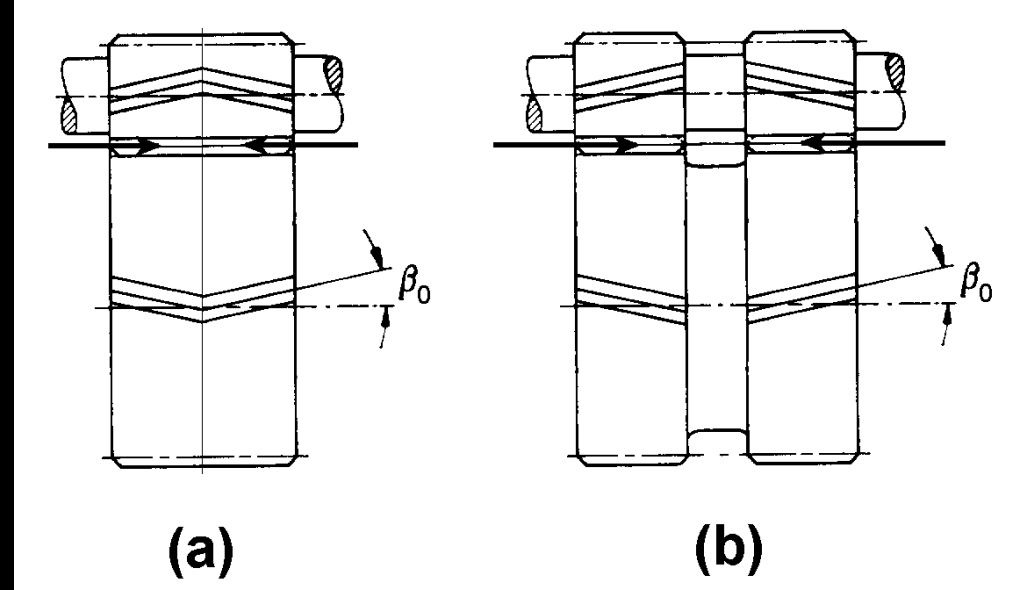
# Helisel Dişlide Eksenel Kuvvetin Yönü

Bir helisel dişlide eksenel kuvvetin yönü;

1. Dönme yönüne
2. Helis yönüne
3. Dişlinin döndüren veya döndürülen olmasına göre değişir.

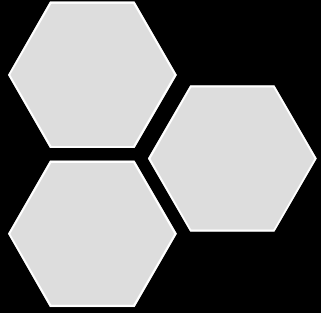


# Ok dişli mekanizmaları



Büyük güçler  
aktaran bir dişli  
kutsundaki ok  
dişli

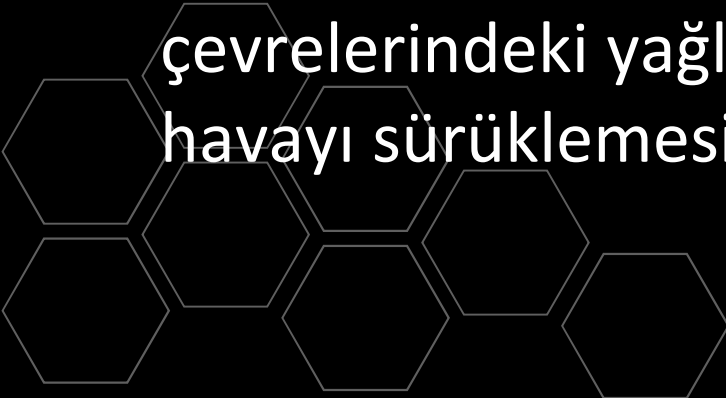




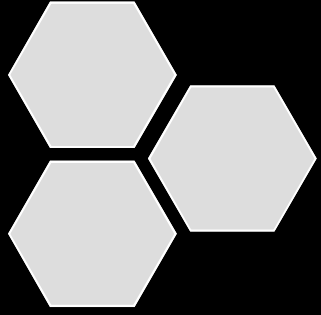
# ALIN DİŞLİ ÇARK MEKANİZMALARINDA SÜRTÜNME KAYIPLARI

Alın dişli mekanizmalarında sürtünme kayıplarının kaynakları;

- Dişlerin temasında izafi kaymadan ileri gelen kayıplar,
- Mekanizmadaki yataklarda ve sızdırmazlık elemanlarının temas yüzeylerindeki kayıplar
- Sürüklenme kayıpları, yani dönen elemanların çevrelerindeki yağlama yağını ve payı az da olsa havayı sürüklemesi ile ortaya çıkan kayıplar



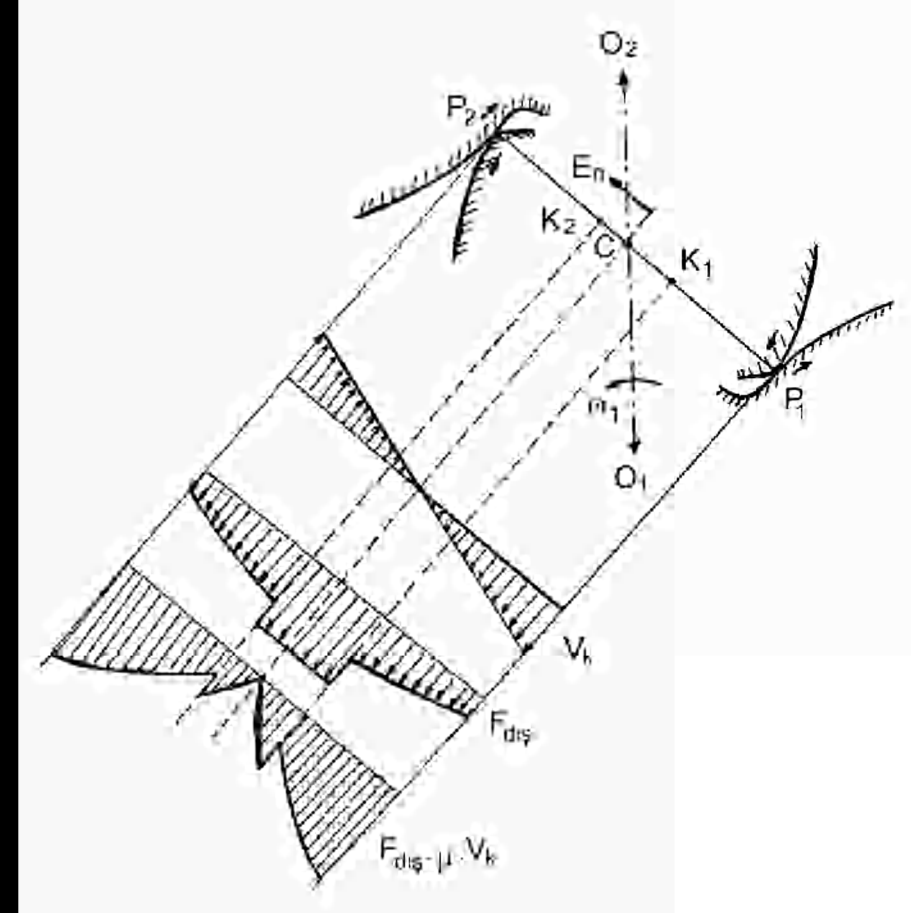




# ALIN DİŞLİ ÇARK MEKANİZMALARINDA SÜRTÜNME KAYIPLARI

$$dW_1 = F_{diş} \cdot \mu \cdot V_k \cdot dt$$

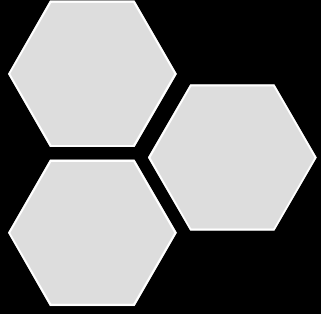
Temas noktasındaki kayma hızının, statik halde diş kuvvetinin ve anlık kayıp gücün kavrama kıtası boyunca değişimleri ( $\mu$ =sabit varsayımı ile).



**Sıvı filmin oluşabileceği koşullara sahip alın mekanizmalarında diş sürtünmelerinden kaynaklanan kayıplar genel olarak %1' den küçüktür.**

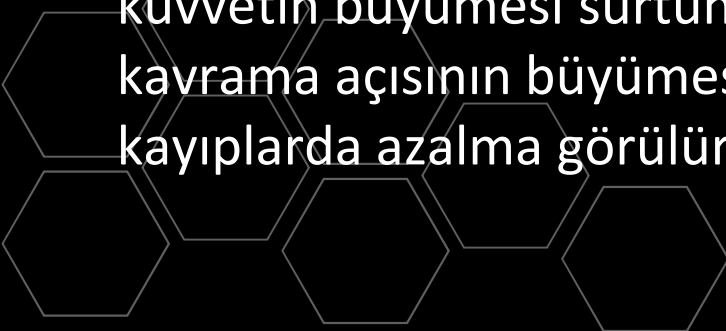


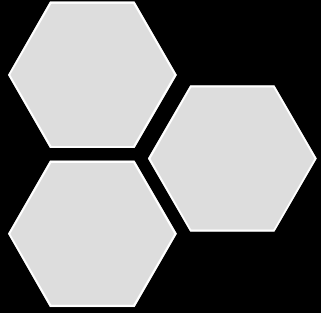




# ALIN DİŞLİ ÇARK MEKANİZMALARINDA SÜRTÜNME KAYIPLARI

- Sürtünme kayıpları üzerinde en etkili parametre temas noktasının eksantrikliğidir. Dişlilerin diş sayılarının arttırılması eksantrikliğin alabileceği en büyük değeri sınırladığından sürtünme kayıplarını kayda değer ölçüde düşürür. Yüksek hızlı mekanizmalarda diş sayılarının büyük, dişlerin biraz daha küçük olmasının nedeni budur.
- Kavrama kıtasının yuvarlanma noktasına göre simetrikliği bozuldukça kayıplar artar. Profil kaydırılmış mekanizmalarda kavrama kıtası simetrik yapılabildiği takdirde bu, kayıplar açısından yarar sağlar.
- Kavrama açısının daha büyük olması diş normal kuvveti ile güç iletimi için yararlı kuvvet olan teğetsel kuvvet arasındaki farkı arttırır. Normal kuvvetin büyümesi sürtünme kuvvetini büyütse de diğer taraftan kavrama açısının büyümesi kavrama kıtasını kısaltacağından sonuçta kayıplarda azalma görülür. Ancak, kavrama açısının etkisi fazla değildir.





## ALIN DİŞLİ ÇARK MEKANİZMALARINDA SÜRTÜNME KAYIPLARI -2

- Helisel dişlilerde normal kuvvet ile teğetsel kuvvet arasındaki fark daha da büyük olacağından kayıpların artması beklenir. Ancak, helis açısının büyümesi alın düzleminde kavrama kıtasını kısaltacağından bu açının kayıplar üzerinde önemli bir etkisinin olmadığı söylenebilir.
- Döndüren dişlinin pinyon veya çark olmasının kayıplar üzerinde kayda değer bir etkisi yoktur.
- Profillerin kök ve uç bölümlerinde yapılacak bazı modifikasyonlarla bu bölgedeki temas kuvveti küçültülerek kayıplar bir miktar azaltılabilir.

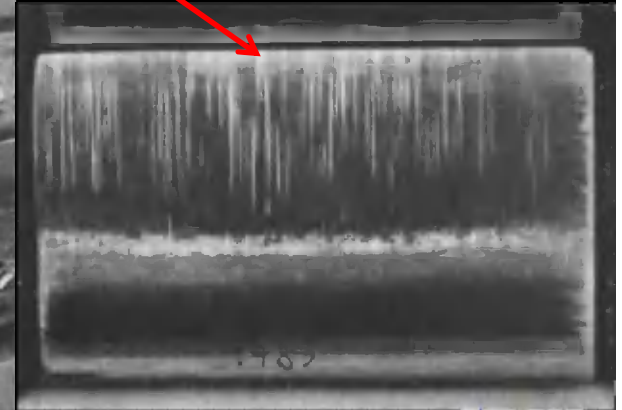
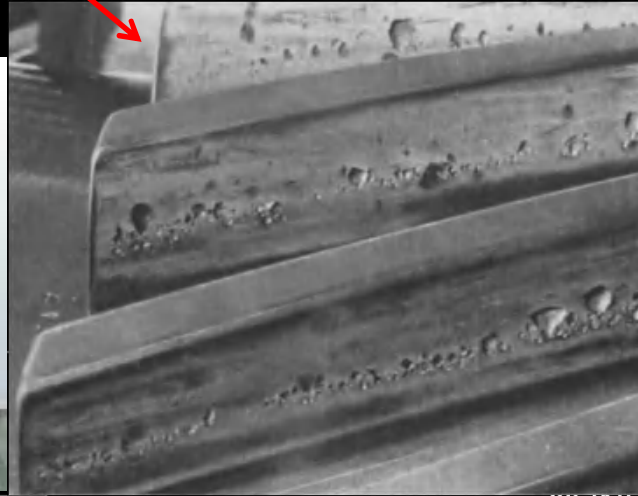


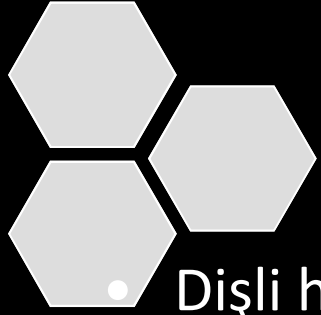


# ALIN DİŞLİ ÇARK MEKANİZMASINDA DİŞLERİN ZORLANMASI

- Daha önce belirtilen ve normal koşullarda ortaya çıkmaması gereken hasarların dışında aşağıdaki hasarlar her türlü mekanizma için söz konusu olabilecek hasarlardır;

1. Tekrarlayan eğilme yükleri altında diş dibinden kırılma,
2. Tekrarlayan temas gerilmelerinin etkisi altında ortaya çıkan yüzey yorulması ve bunun sonucu olarak pitting aşınması şeklindeki yüzey hasarı,
3. Fazla yüklenmiş dişlilerde diş temasındaki izafi kayma hızının büyük olduğu bölgelerde ortaya çıkan yoğun kaynama aşınması şeklindeki hasar (yenme aşınması).

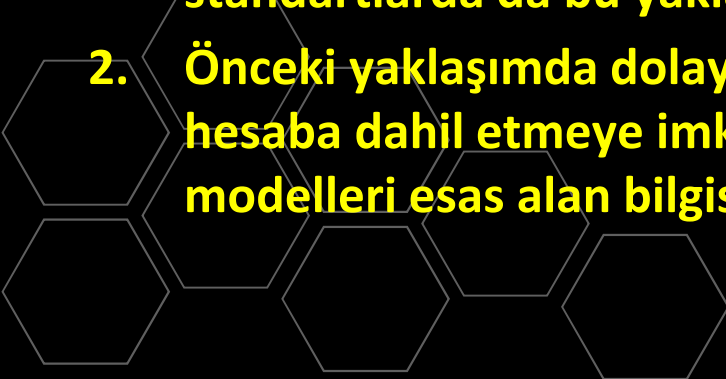




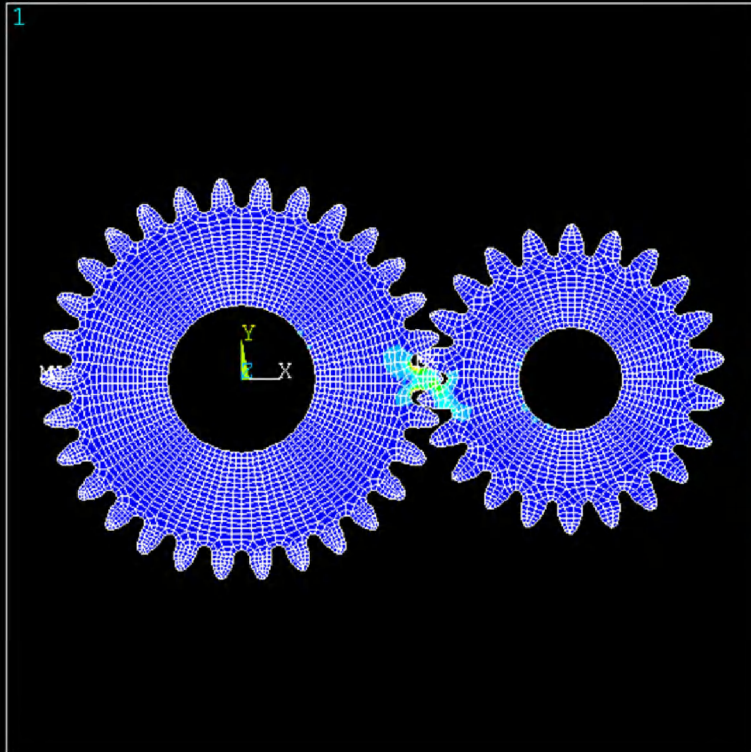
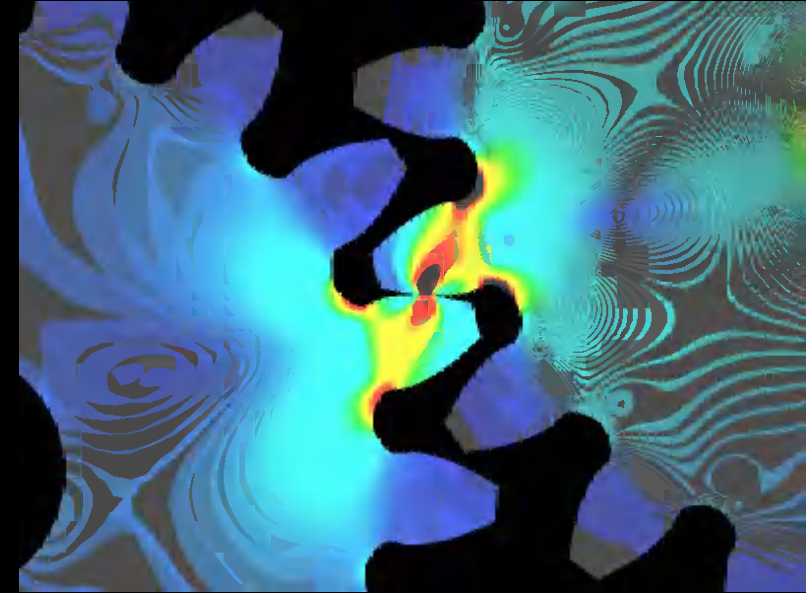
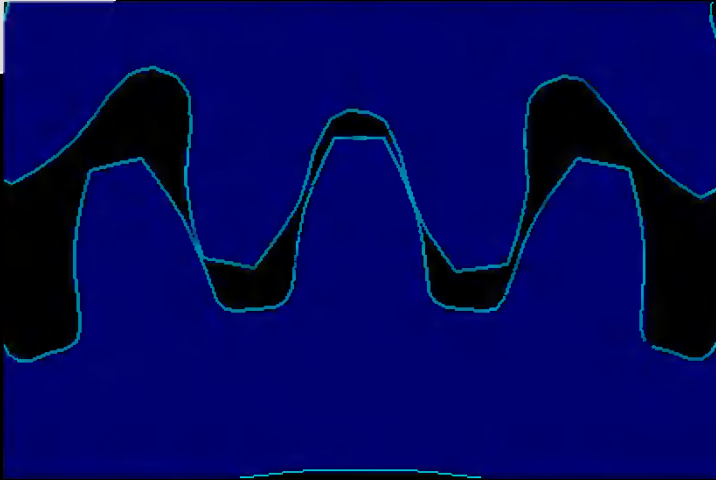
# ALIN DIŞLİ ÇARK MEKANİZMASINDA DIŞLERİN ZORLANMASI

• Dişli hesabı için iki farklı yaklaşım söz konusudur. Bunlar;

1. **Dişlere gelen yayılı yükün genişlik boyunca düzgün dağıldığını varsayarak dişleri birer ankastre kiriş gibi düşünmek ve statik yük altında zorlanmaları temsil eden gerilmeleri hesaplamak şeklindeki yaklaşım. Dış yükte olabilecek değişimleri, dişlerin yapısından kaynaklanan ek dinamik yükleri, yayılı yükte olabilecek düzgünsüzlükleri ve çalışma koşullarındaki diğer bir takım farklılıkları bazı faktör ve katsayılarla, dolaylı yoldan hesaba dahil etmek şeklindeki bu yaklaşım günümüzde halihazırda yaygın olarak kullanımı söz konusu olan yaklaşımdır. Helisel dişlilerdeki zorlanma, bu dişliler düz dişlilere benzetilerek hesaplanır. Dişlilerin hesaplanması ile ilgili belli başlı standartlarda da bu yaklaşım esas alınmıştır.**
2. **Önceki yaklaşımda dolaylı olarak dikkate alınan hususları doğrudan hesaba dahil etmeye imkân veren daha karmaşık modeller ve bu modelleri esas alan bilgisayar çözümlerinin kullanıldığı yaklaşımlar.**



# Dişli çarkların zorlanması

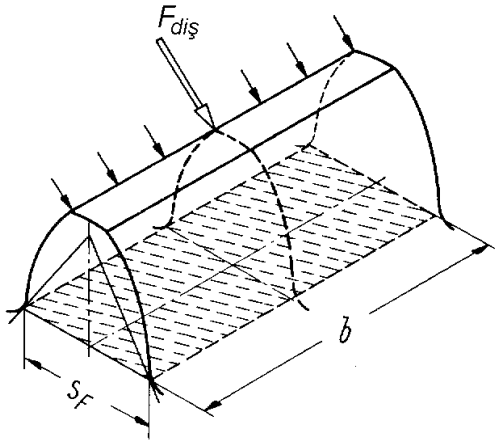


ANSYS 5.5  
MAY 29 1998  
15:45:28  
NODAL SOLUTION  
STEP=2  
SUB =11  
TIME=.2  
SEQV (AVG)  
PowerGraphics  
EFACET=1  
AVRES=Mat  
DMX =.155625  
SMN =.155E-03  
SMX =209.478  
0  
26.667  
53.333  
80  
106.667  
133.333  
160  
186.667  
213.333  
240



# Diş Dibinde ve Temas Yüzeyinde İdeal Durumdaki Zorlanmaları Temsil eden Nominal Gerilmeler

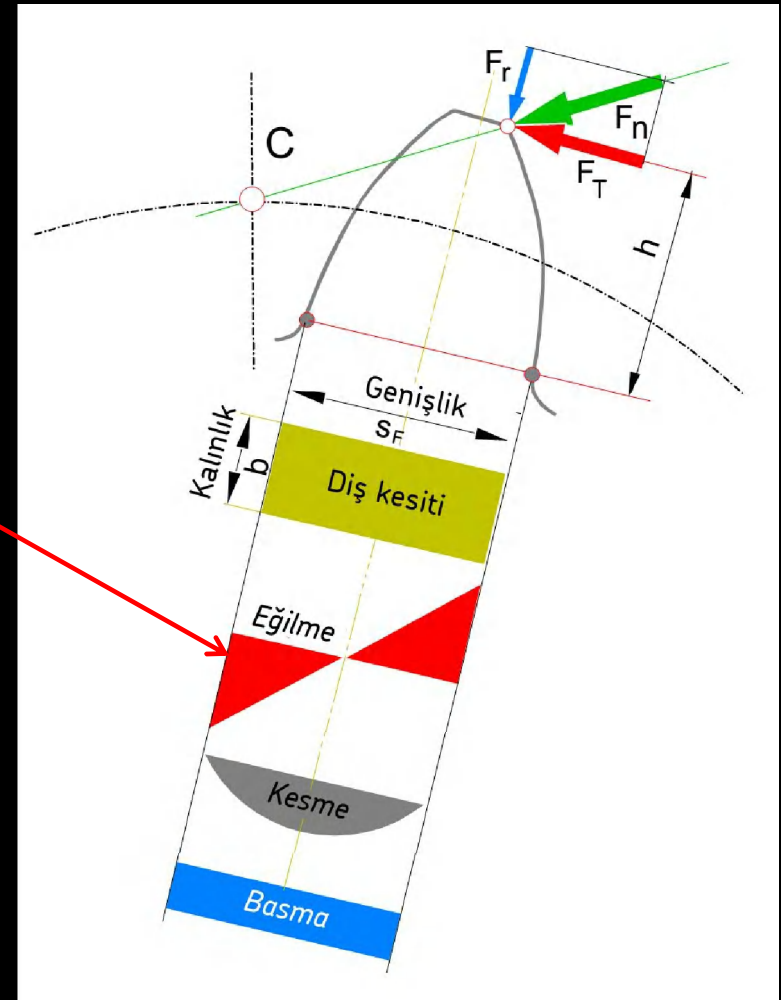
## 1. Diş Dibinden Zorlanma İçin Nominal Gerilme



$$M_e = F_T \cdot h$$

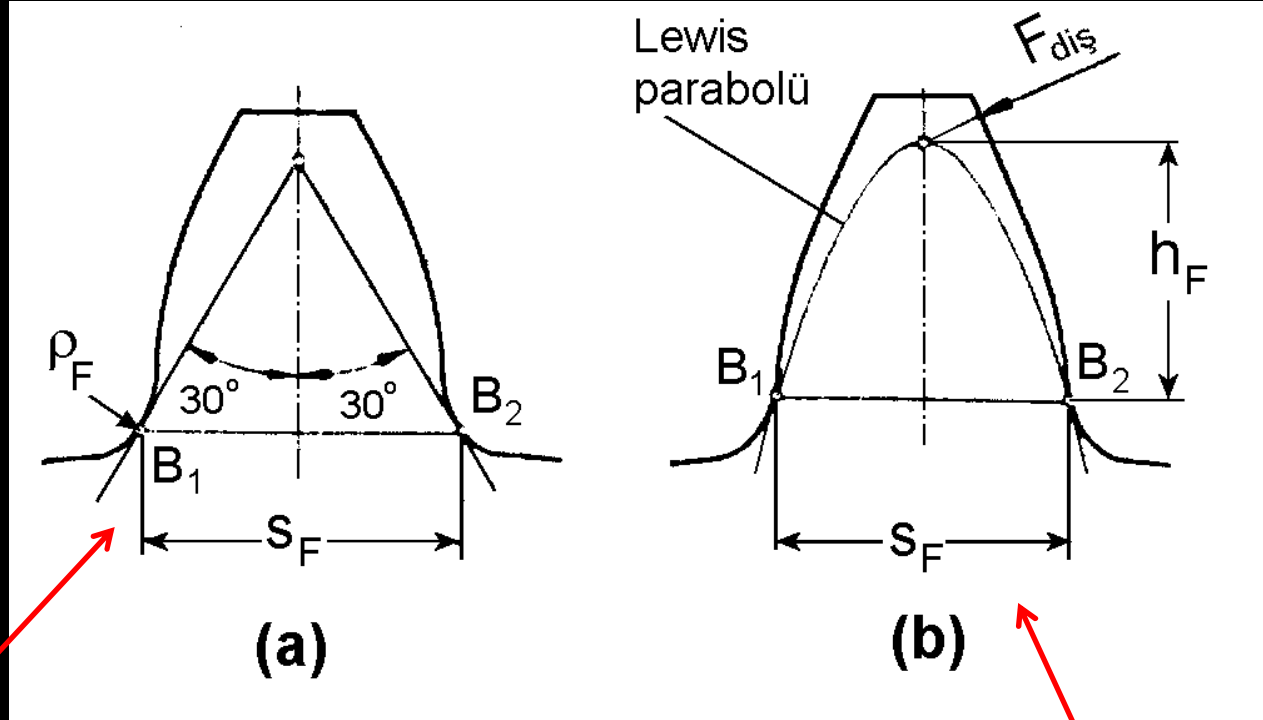
$$\sigma_e = \frac{M_e}{W_e}$$

$$W_e = \frac{b \cdot s_F^2}{6}$$





# Eğilme açısından kritik kesit



Diş dibindeki kavşak eğrisinin diş orta doğrusu ile  $30^\circ$  lik açı yapan teğetlerinin belirlediği kesit

**Lewis Parabolü**

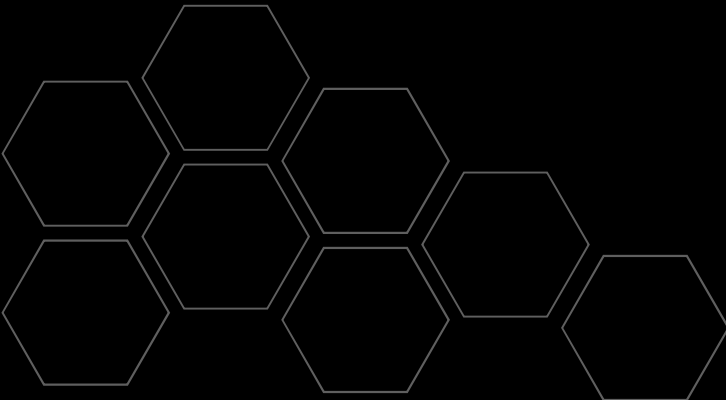
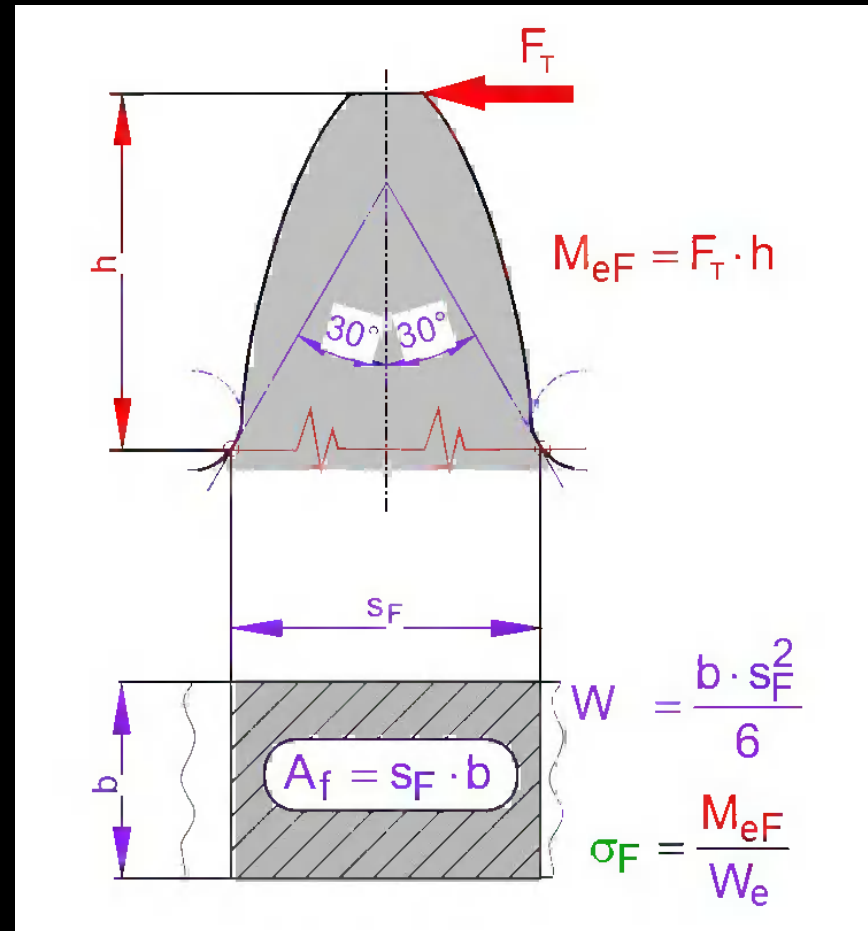


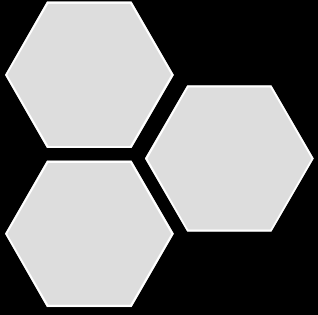


# Eğilme açısından kritik kesit

- Batı Avrupa standardında diş dibindeki kavşak eğrisinin diş orta doğrusu ile  $30^\circ$  lik açı yapan teğetlerinin belirlediği kesit kullanılır. (DIN 3990)

Hesaplarda kuvvetin diş başından etkimesi hale dikkate alınmıştır.





## Diş Dibinden Zorlanma İçin Nominal Gerilme

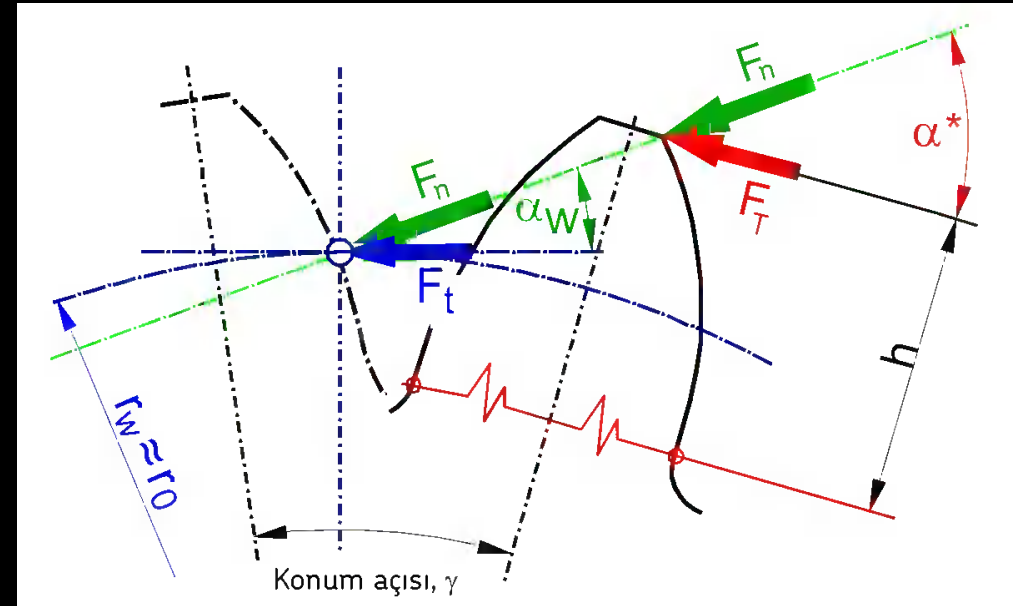


Normal kuvvet, teğetsel bileşeni cinsinden  $F_n = F_t / \cos \alpha_w$  şeklinde yazılıp, daha sonra diş başına etkiyen teğetsel kuvvet ifade edilebilir:

$$F_T = F_n \cdot \cos \alpha^* = F_t \cdot \frac{\cos \alpha^*}{\cos \alpha_w}$$

Eğilme momenti bu büyüklüklerle yazılırsa;

$$M_e = F_T \cdot h = F_t \cdot \frac{\cos \alpha^*}{\cos \alpha_w} \cdot h$$



# Diş Dibinden Zorlanma İçin Nominal Gerilme

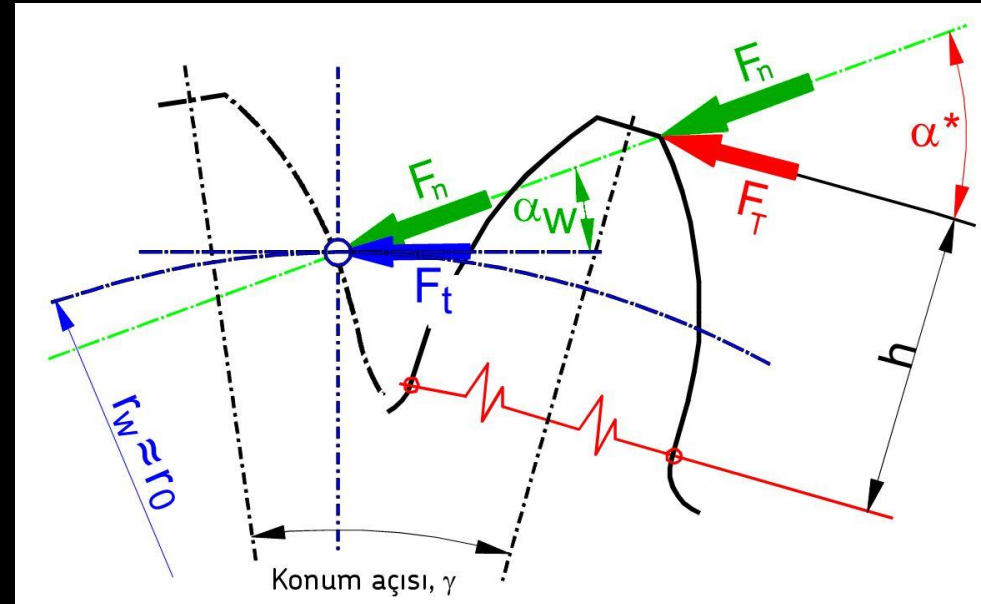
Kuvvetin diş başından etkimesi durumunda, dibindeki eğilme gerilmesi;

$$\sigma_e = \frac{M_e}{W_e} = \frac{F_t \cdot \frac{\cos \alpha^*}{\cos \alpha_w} \cdot h}{\frac{b \cdot s_F^2}{6}}$$

Pay ve payda modülün karesine bölünürse;

$$\sigma_e = \frac{\frac{F_t}{\cos \alpha_w} \cdot \cos \alpha^* \cdot \frac{h}{m^2}}{b \cdot \frac{s_F^2}{6 \cdot m^2}} = \frac{F_t}{b \cdot m} \cdot \frac{6 \cdot \frac{h}{m} \cdot \cos \alpha^*}{\left(\frac{s_F}{m}\right)^2 \cdot \cos \alpha_w}$$

**Form faktörü**



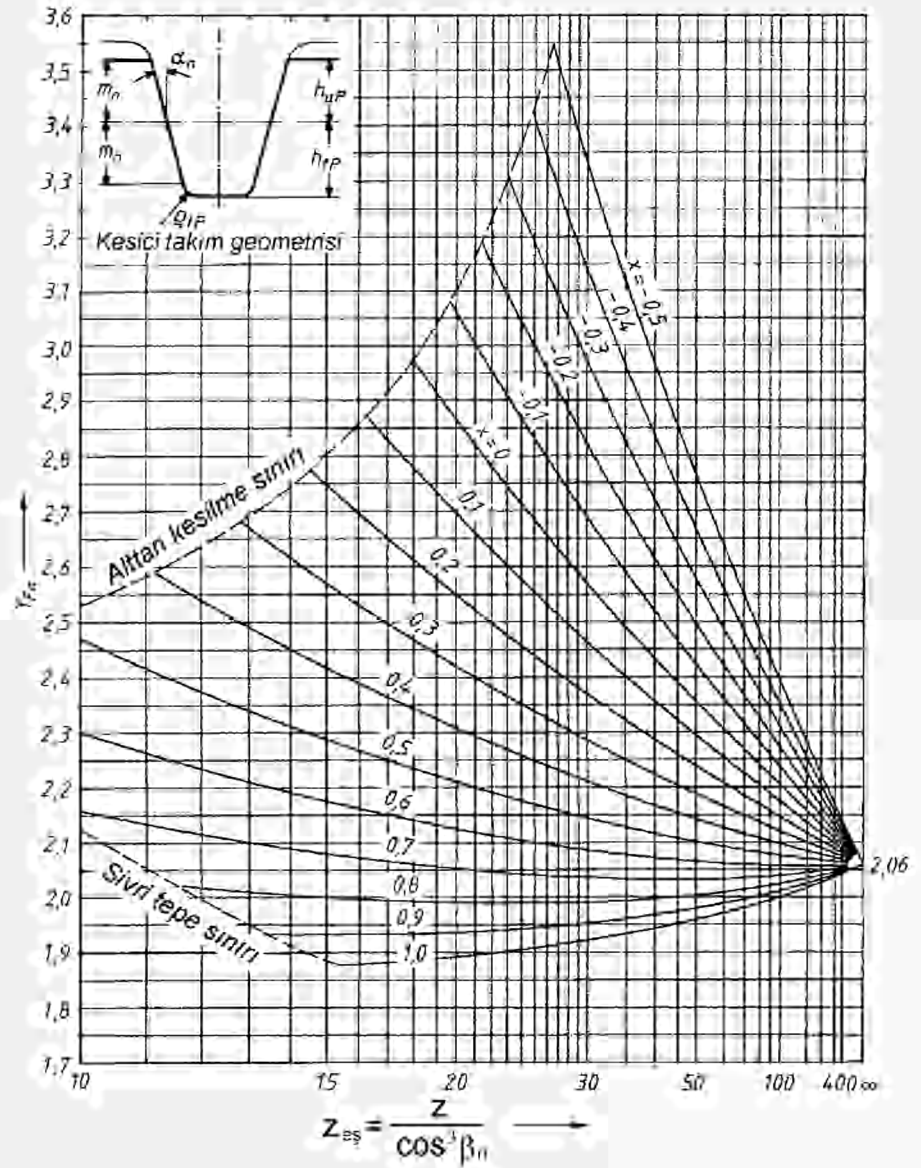
$$Y_F = \frac{6 \cdot \frac{h}{m} \cdot \cos \alpha^*}{\left(\frac{s_F}{m}\right)^2 \cdot \cos \alpha_w}, \quad \sigma_e = \frac{F_t}{b \cdot m} \cdot Y_F$$

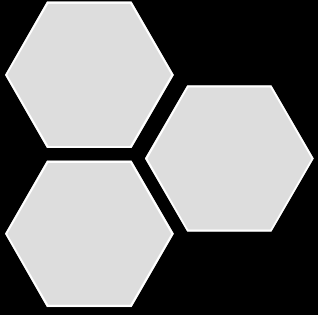


# Form Faktörü

Diş kuvvetinin diş başına etkimesi durumunda bu form faktörü  $Y_{Fa}$  ile gösterilir.

Diş kuvvetinin diş başından etkimesi durumunda kullanılabilecek form faktörü ile ilgili diyagram. Bu diyagram  $\alpha_{n0}=20^\circ$ ,  $h_{ap}=1.m_n$ ,  $h_{fp}=1,25.m_n$ ,  $\rho_{fp}=0,375.m_n$  olan kesici takımla kesilmiş dişliler içindir.





# Kritik Bölge

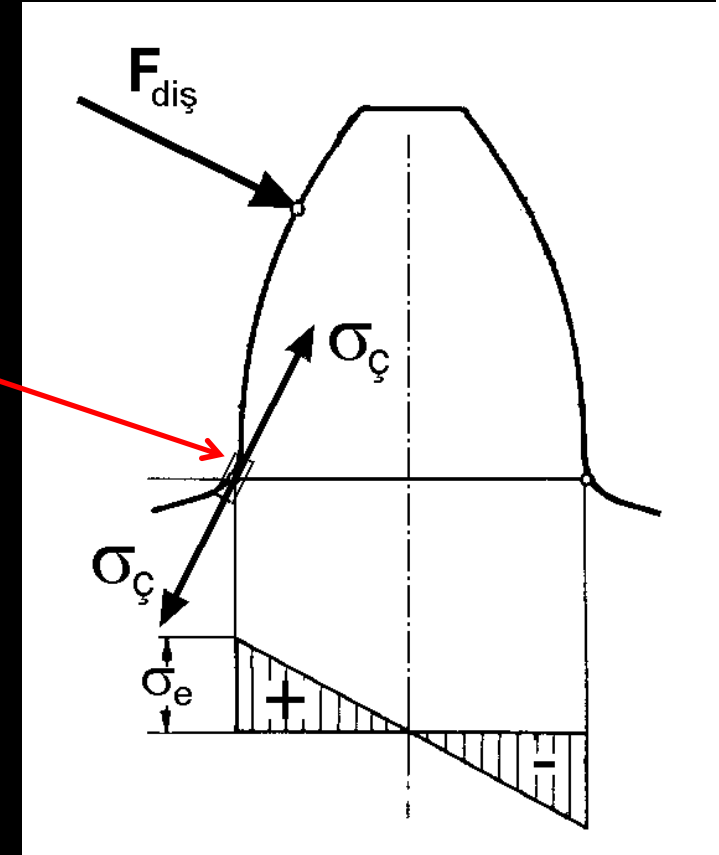
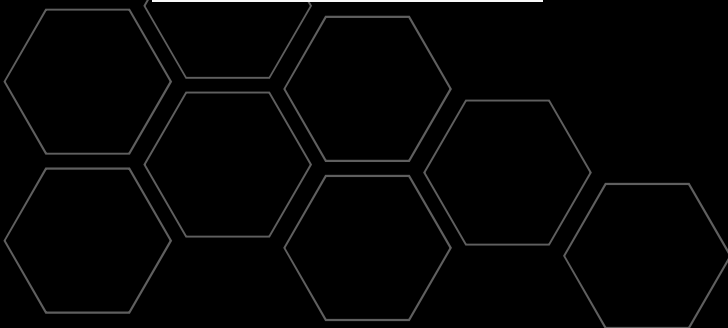
Çekiye zorlanan bölgede, yüzeye teğet olarak oluşan gerilme aynı zamanda bir asal gerilmedir

$$Y_S = \left( 1,2 + 0,13 \frac{s_F}{h_F} \right) \cdot \left( \frac{s_F}{2\rho_F} \right)^a$$

$$\sigma_{\zeta} = Y_S \cdot \sigma_e$$

$Y_S$  : Gerilme yığılma faktörü

$$a = \frac{1}{1,21 + 2,3 \frac{h_F}{s_F}}$$

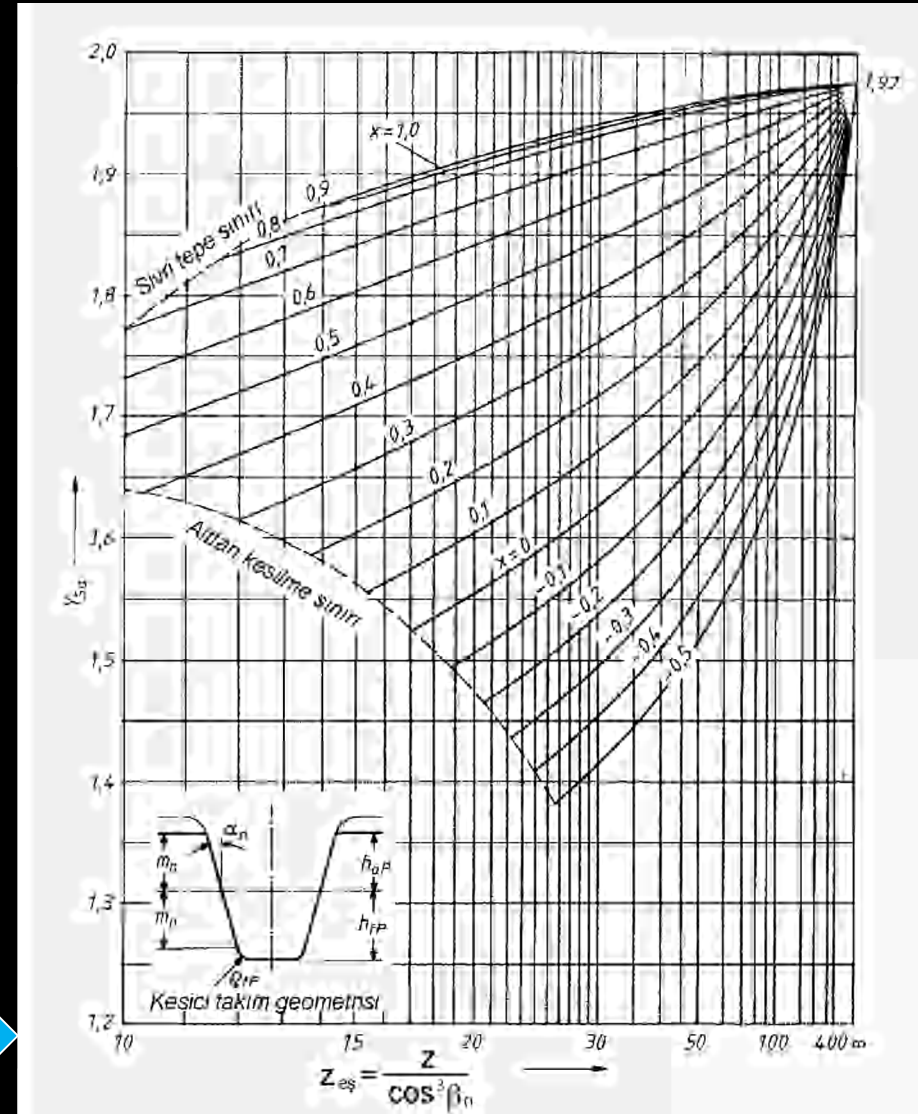




# Gerilme Yığılma Faktörü

- Kuvvetin diş başından etkimesi durumunda gerilme yığılma faktörü  $Y_{sa}$  ile gösterilecektir.  $Y_s'$  nin hesaplanabilmesi için  $s_F$ ,  $h_F$  ve  $\rho_F$  nin bilinmesi gerekecektir.
- Özellikle  $\rho_F'$  nin belirlenmesi oldukça karmaşık bir incelemeyi gerektirir.

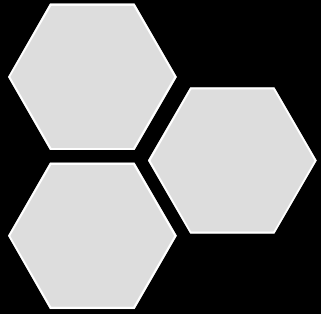
Diş kuvvetinin diş başından etkimesi durumunda diş dibi için gerilme yığılma faktörü ile ilgili diyagram.



# Kavrama Oranı Faktörü

- Diş çiftinin bir yay gibi şekil değiştirdiği düşünülduğünde, bu yayı temsil eden yaylanma sayısının (rijitliğinin) değeri bilindiği takdirde toplam normal kuvvetin diş çiftleri arasındaki paylaşımı hesaplanabilir ve bir diş çiftine o konumda etki eden normal diş kuvveti olan  $F_n$  bulunabilir.
- En büyük zorlanma, diş kuvveti ya diş başına ya da üst tekil kavrama noktasına etkidiğinde olacaktır.
- Diş çiftleri arasındaki yük paylaşımı ve tekil kavrama noktasının yeri, nispeten karmaşık hesapları gerektirir.
- Fazla ayrıntıya girilmeden yapılacak hesaplar için diş başından temas durumu göz önüne alınabilir ve bu noktaya gelen diş normal kuvveti için kavrama oranı ile ilişkili bir faktör kullanılabilir.
- Bu durumda, bu kuvvet  $F_{diş a} = Y_{\varepsilon} \cdot F_n$  şeklinde alınabilir.
- Burada  $Y_{\varepsilon} < 1$  dir.





# Diş Dibindeki Zorlanma

- Statik yük kabulü ile

$$\sigma_{F0} = \frac{F_T}{b \cdot m} \cdot Y_F \cdot Y_S \approx \frac{F_t}{b \cdot m} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\epsilon$$

Teğetsel kuvvet

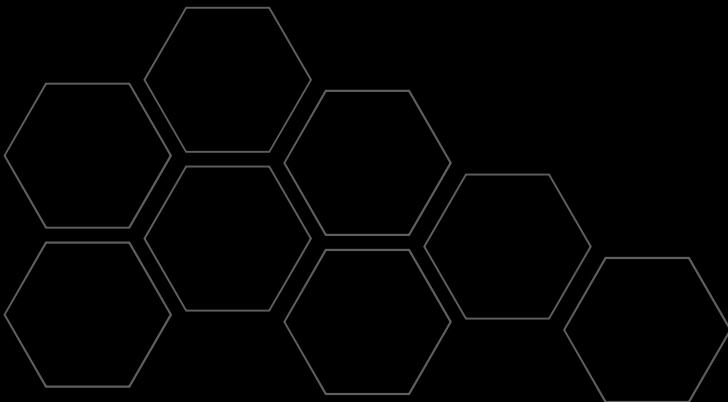
Dişli genişliği

Modül

Form faktörü

Kavrama oranı faktörü

Gerilme yığılma faktörü





# Helisel Dişlilerdeki Durum

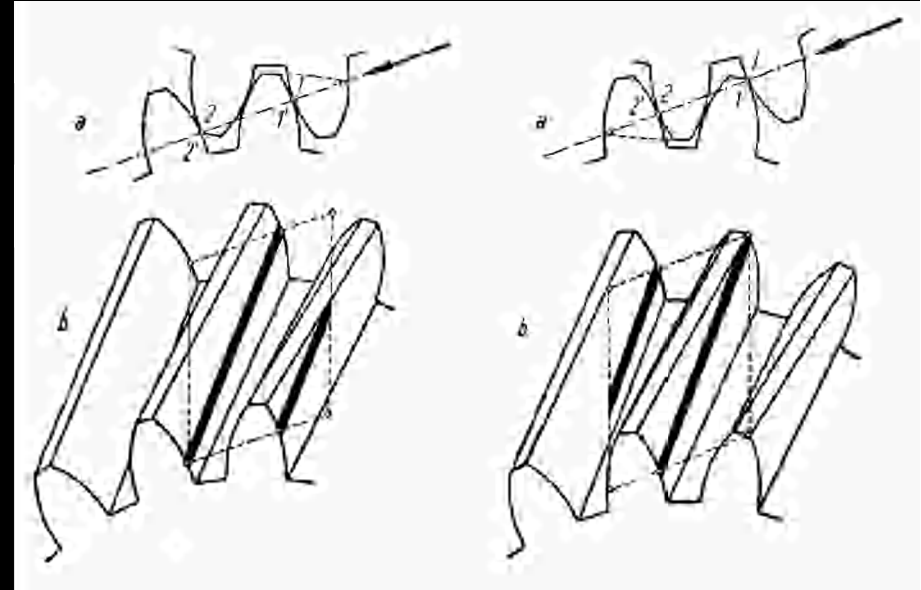
Helisel dişlilerde aynı anda temasta olan diş çifti sayısı ikiden büyük olacaktır. Temasta olan diş çiftlerinin temas çizgileri artık eksenlere paralel doğrular değildir. Eş çalışan dişliler hatasız olsa bile, temas çizgileri boyunca yayılı yükte de değişim görülecektir. Buradan, helisel dişlilerin dişlerinin birer kiriş gibi düşünülmemeyeceği ortaya çıkar. Dişlerin artık kiriş gibi değil **plak gibi** düşünülmesi gerektiğinden gerçek durumu hesaplara yansıtılabilmek çözülmesi zor, karmaşık modelleri gerektirir.

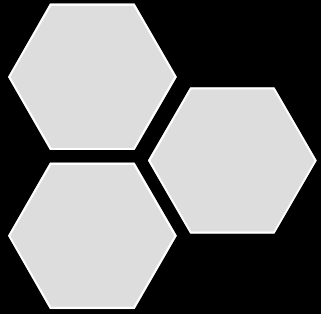
Kavrama oranı faktörü

$$Y_{\varepsilon} = 0,25 + \frac{0,75}{\varepsilon_{\alpha}} \cos^2 \beta_0$$

Helis faktörü

$$Y_{\beta} = 1 - \varepsilon_{\beta} \frac{\beta_0}{120^{\circ}}$$





# Diş Dibindeki Zorlanma

- Statik yük kabulü ile hem düz hem de helisel alın dişliler için:

$$\sigma_{F0} = \frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_{\varepsilon} \cdot Y_{\beta}$$

Teğetsel kuvvet

Helis faktörü

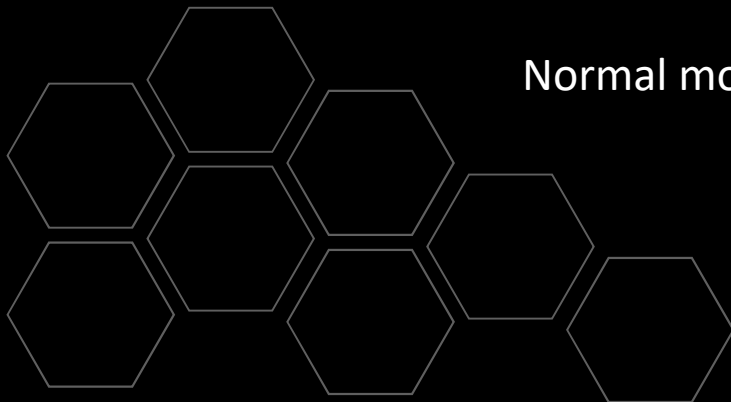
Dişli genişliği

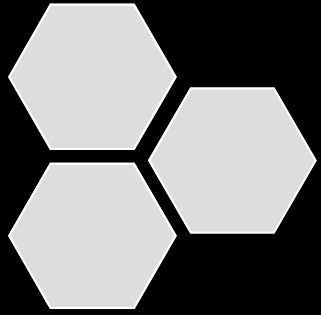
Normal modül

Form faktörü

Kavrama oranı faktörü

Gerilme yığılma faktörü





# Temas Yüzeyindeki Zorlanma İçin Nominal Basınç

Yüzey zorlanmasının belirlenmesinde genellikle temas yüzeyinde oluşan Hertz basıncı bir gösterge olarak alınır.

Hertz basınç dağılımı

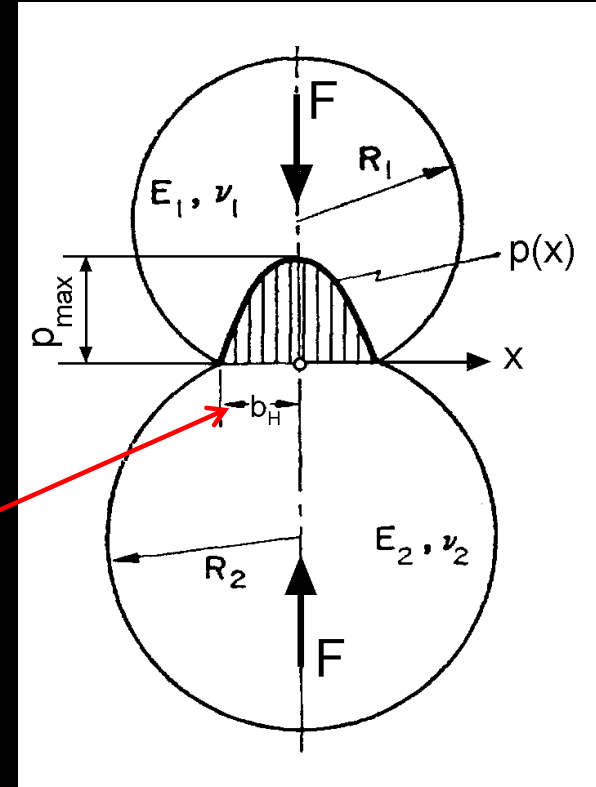


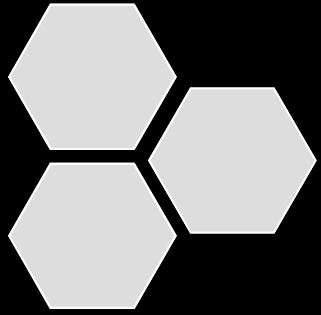
$$p(x) = p_{\max} \left( 1 - \frac{x^2}{b_H^2} \right)$$

Basıncın en büyük değeri olan ve çok zaman Hertz basıncı diye anılan basınç ile F kuvveti arasındaki ilişki

$$p_H = p_{\max} = \frac{2 \cdot F}{b \cdot b_H \cdot \pi}$$

$$b_H = \left[ \left( \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right) \cdot \frac{4}{\pi} \cdot \frac{F}{b} \cdot R_{eş} \right]^{1/2}$$





# Temas Yüzeyindeki Zorlanma İçin Nominal Basınç-2

Önceki sayfadaki bağıntılar düzenlenirse:

Hertz basıncı



$$p_H = \left[ \frac{1}{\pi} \cdot \frac{1}{R_{eş}} \cdot \frac{1}{\left( \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)} \cdot \frac{F}{b} \right]^{1/2}$$

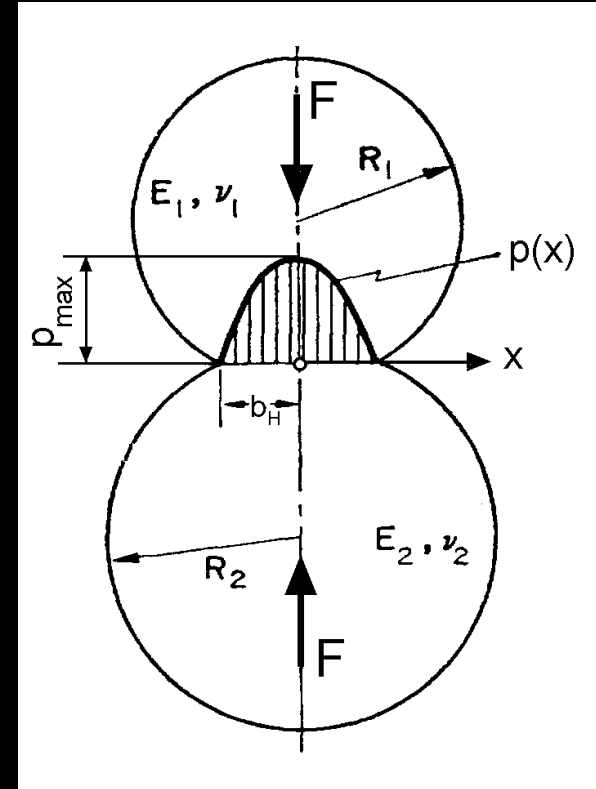
Poisson oranı

Elastiklik modülü

$R_{eş}$ , silindirlerin eşdeğer eğrilik yarıçapıdır ve aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\frac{1}{R_{eş}} = \frac{1}{R_1} \pm \frac{1}{R_2} \quad , \quad R_{eş} = \frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 \pm R_2}$$

+: dış dişliler; -: iç dişliler





# Temas Yüzeyindeki Zorlanma İçin Nominal Basınç-3

$E_1=E_2=E$  ve metal malzemeler için Poisson oranının da 0,3 civarında olduğu dikkate alınır:

Hertz basıncı



$$p_H = 0,418 \sqrt{\frac{F}{b} \cdot \frac{E}{R_{eş}}}$$

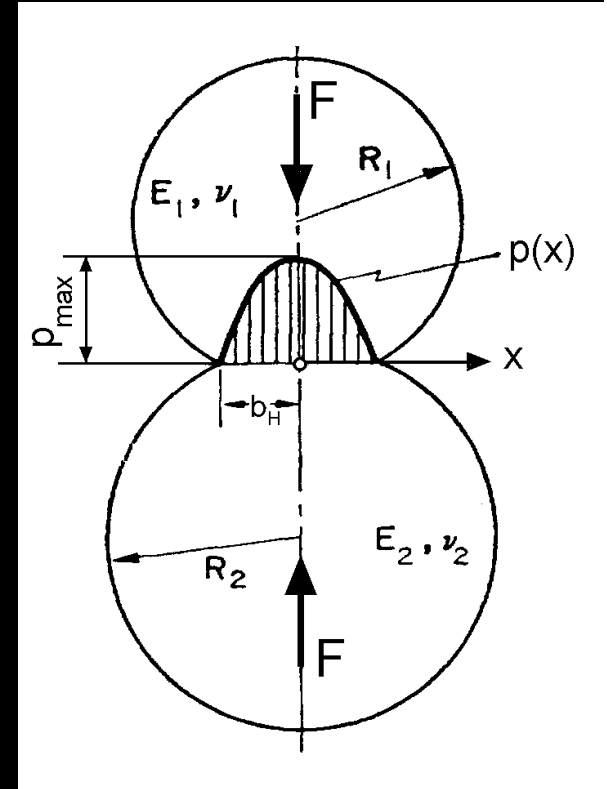
Dişli çarklar için:  $F=F_n$ ,  $F_n=F_t/\cos\alpha_w$ ,  $v_1 \approx v_2$  olduğu varsayılırsa ve  $E_{eş}=2.E_1.E_2/(E_1+E_2)$  kabulü ile

$$R_1 = r_{w1} \cdot \sin\alpha_w + E_n$$

$$R_2 = r_{w2} \cdot \sin\alpha_w - E_n$$



$$p_H = \sqrt{\frac{E_{eş}}{2 \cdot (1 - v^2) \cdot \pi}} \cdot \sqrt{\frac{1}{\sin\alpha_w \cdot \cos\alpha_w}} \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_{w1}} \cdot \frac{i \pm 1}{i}}$$





# Temas Yüzeyindeki Zorlanma İçin Nominal Basınç-4

Pratik hesaplar için, helisel dişlilerdeki durum düz dişlilerdekine benzer varsayılarak hem düz hem de helisel dişliler için kullanılmak üzere aşağıdaki gibi hesap metotları geliştirilmiştir.



$$p_H = Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot Z_E \cdot \sqrt{\frac{F_t}{d_{01} \cdot b} \cdot \frac{i \pm 1}{i} \cdot K_A \cdot K_V}$$

Aşırı yük faktörü

Dinamik  
yük faktörü

Yuvarlanma noktası faktörü

$$Z_H = \left( \frac{2 \cdot \cos \beta_b \cdot \cos \alpha_{wt}}{\cos^2 \alpha_t \cdot \sin \alpha_{wt}} \right)^{1/2}$$

0- ve V-0 mekanizmalarında

$$Z_H = \left( \frac{2 \cdot \cos \beta_b}{\cos \alpha_t \cdot \sin \alpha_t} \right)^{1/2}$$

helis açısı faktörü

$$Z_\beta = (\cos \beta_0)^{1/2}$$

Kavrama oranı faktörü

$$Z_\varepsilon = \left( \frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3} (1 - \varepsilon_\beta) + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha} \right)^{1/2}$$

$\varepsilon_\beta \geq 1$  ise

$$Z_\varepsilon = \left( \frac{1}{\varepsilon_\alpha} \right)^{1/2}$$



Makina Elemanları II - Dişli Çarklar





# Gerçek Zorlanmaları Temsil Eden Gerilmeler

- Diş dibindeki zorlanmayı temsil eden gerilme

$$\sigma_F = \sigma_{F0} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}$$
$$= \frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \leq \sigma_{Fem}$$

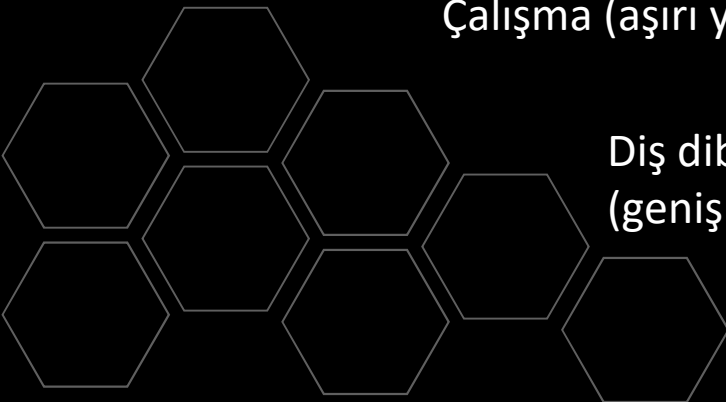
İdeal durum

Çalışma (aşırı yük) faktörü

Dinamik faktör

Yük paylaşımı faktörü

Diş dibi zorlanması için yük dağılımı faktörü  
(genişlik faktörü)



# Gerçek Zorlanmaları Temsil Eden Gerilmeler

- Yüzey zorlanmasını temsil eden gerilme

$$p_H = p_{H0} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}}$$
$$= \underbrace{Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta}_{\text{Çalışma (aşırı yük) faktörü}} \sqrt{\underbrace{\frac{F_t}{d_{01} \cdot b} \cdot \frac{i \pm 1}{i}}_{\text{Dinamik faktör}} \cdot \underbrace{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}}_{\text{Yük paylaşımı faktörü}}} \leq p_{Hem}$$

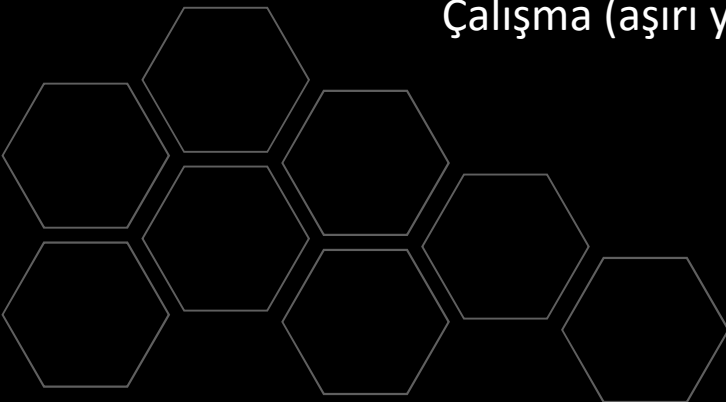
İdeal durum

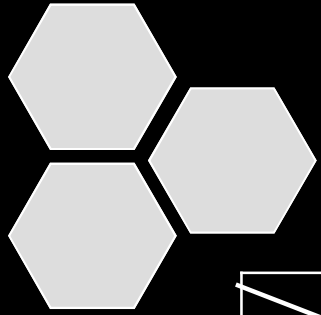
Çalışma (aşırı yük) faktörü

Dinamik faktör

Yük paylaşımı faktörü

Yüzey zorlanması için yük dağılımı faktörü  
(genişlik faktörü)





# $K_A$ aşırı yük (çalışma) faktörü

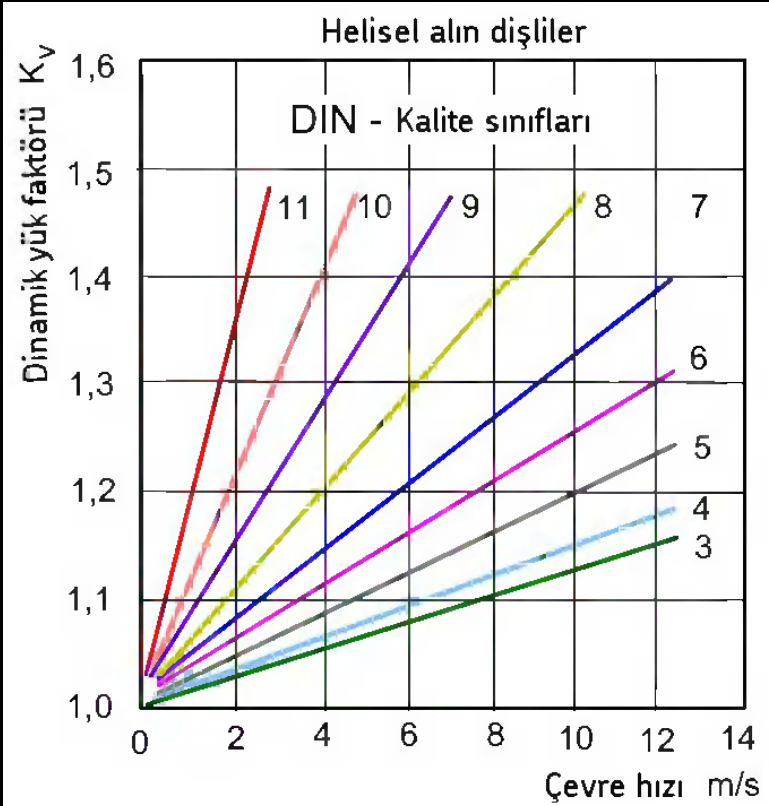
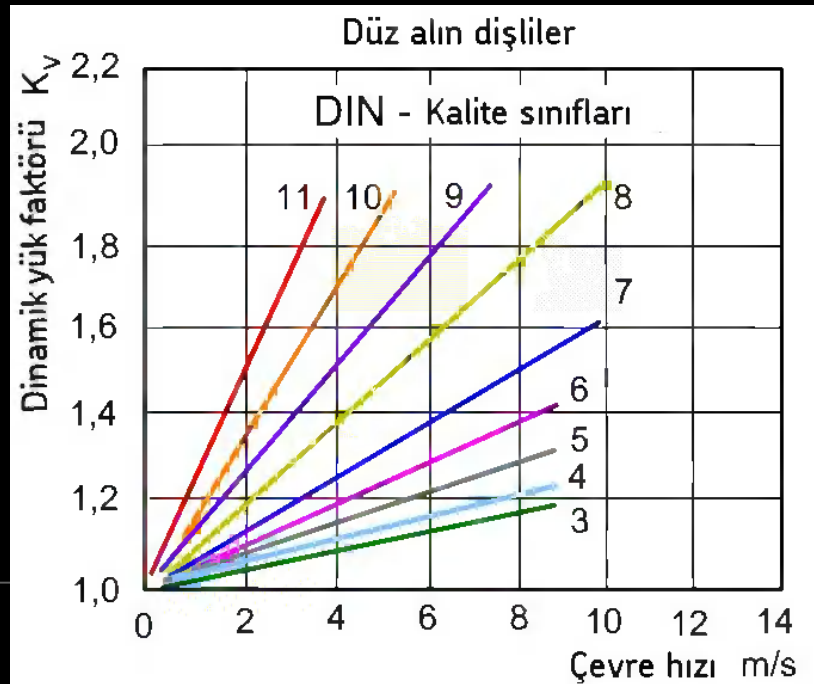
| Kuvvet makinası<br>(Döndüren)<br>İş makinası<br>(Döndürülen)                                                                                                                                  | Düzgün<br>Elektrik motoru | Hafif darbeli<br>Türbinler | Orta darbeli<br>Çok silindirli<br>içten yanmalı<br>motor | Kuvvetli darbe<br>Tek silindirli içten<br>yanmalı motor |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------|----------------------------|----------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------|
| Düzgün<br>Jeneratörler, üniform yüklü<br>konveyörler, vidalı konve-<br>yörler, türbo vantilatörler ve<br>kompresörler                                                                         | 1,00                      | 1,10                       | 1,25                                                     | 1,50                                                    |
| Hafif darbeli<br>Takım tezgahlarının ana tahrik<br>mekanizmaları, krenlerin<br>dönme mekan-izması,<br>pistonlu pompalar, homojen<br>olmayan yoğun-luktaki<br>malzemelerin karıştırıcıları vb. | 1,25                      | 1,35                       | 1,50                                                     | 1,75                                                    |
| Orta darbeli<br>Kauçuk ekstrüderleri, ke-sintili<br>çalışan karıştırıcılar, hafif<br>bilyalı değirmenler, ağaç<br>işleme makineleri vb.                                                       | 1,50                      | 1,60                       | 1,75                                                     | 2,00                                                    |
| Kuvvetli darbeli<br>Zimba, makas, kauçuk<br>hamuru yoğurucuları, demir<br>çelik haddeleri, ekskavatörler,<br>ağır pompa-lar, taş kırıcılar vb.                                                | 1,75                      | 1,85                       | 2,00                                                     | 2,25                                                    |

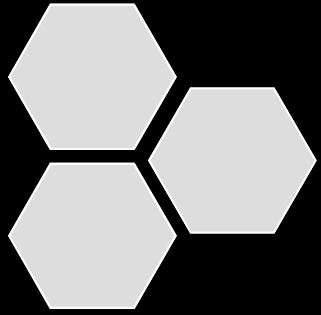




# $K_v$ : Dinamik faktör

Dişlilerin devreye girmesi ve çıkmasındaki dinamik ek yükleri dikkate almak için kullanılır. Çevre hızı ve dişli imalat kalitesine göre değeri belirlenir.

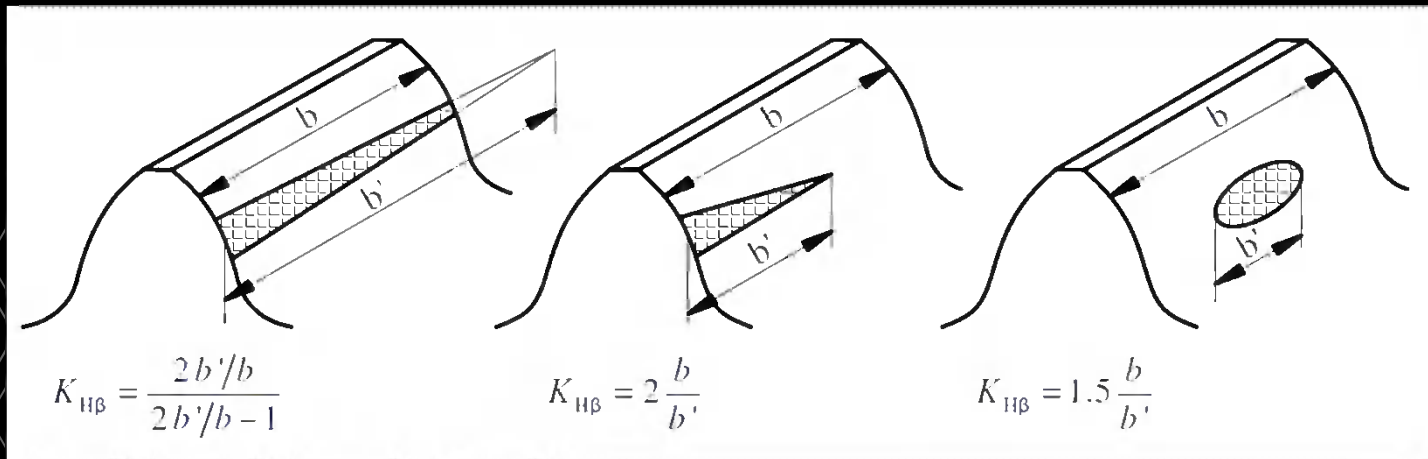




# Genişlik Faktörleri

$K_{F\beta}$  ve  $K_{H\beta}$  ile gösterilen ve sırasıyla diş dibi ve yüzey zorlanmaları için yük dağılımı faktörü (genişlik faktörü) denilen faktörler çeşitli nedenlerle diş genişliği boyunca yük dağılımında ortaya çıkan farklılığı dikkate almak için kullanılmaktadır.

Nispeten fazla yüklenmiş dişlilerde  $K_{H\beta} \leq 1,25$  ve  $K_{F\beta} \leq 1,2$



# Yük paylaşım faktörleri

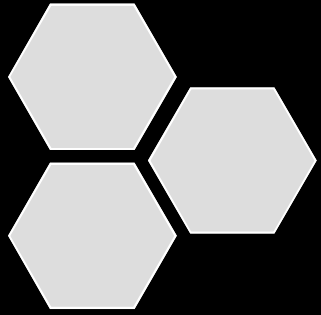
- $K_{F\alpha}$  ve  $K_{H\alpha}$  faktörleri dişlilerdeki profil ve taksimat hatalarının yük paylaşımını bozucu ve dolayısı ile diş çiftinin bazı konumlarında bu nedenle ortaya çıkan zorlanma artışını hesaba katmak için kullanılan faktörlerdir.

$K_{F\alpha}$  ve  $K_{H\alpha}$  için tavsiye edilen değerler:

$$\frac{F_t}{b} \cdot K_A > 100 \text{ N/mm}$$

için geçerlidir.

|                                                                |                    | Dişli kalitesi DIN 3961 (ISO 1328) |       |       |       |
|----------------------------------------------------------------|--------------------|------------------------------------|-------|-------|-------|
|                                                                |                    | 6 (5)                              | 7 (6) | 8 (7) | 9 (8) |
| Sertleştirilmiş veya yüzey sertleştirme yapılmış dişliler.     | Düz dişli mek.     | 1                                  | 1     | 1,1   | 1,2   |
|                                                                | Helisel dişli mek. | 1                                  | 1,1   | 1,2   | 1,4   |
| Sertleştirilmemiş veya yüzey sertleştirme yapılmamış dişliler. | Düz dişli mek.     | 1                                  | 1     | 1,1   | 1,2   |
|                                                                | Helisel dişli mek. | 1                                  | 1,1   | 1,2   | 1,4   |



# Emniyet Gerilmeleri - Dişdibi

$$\sigma_{F em} = \frac{\sigma_{FM}}{S_F} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\delta relT} \cdot Y_{R relT} \cdot Y_X$$

Emniyet katsayısı

Eğilme zorlanması için dişli malzemesinden standart referans dişlileri kullanılarak deneylerle elde edilmiş olan ve pratik olarak sürekli mukavemeti temsil eden gerilmedir.

Sonlu ömre sahip (zaman mukavemeti bölgesinde çalışan) dişliler için düzeltme katsayısı. Sürekli mukavemet için 1 dir.

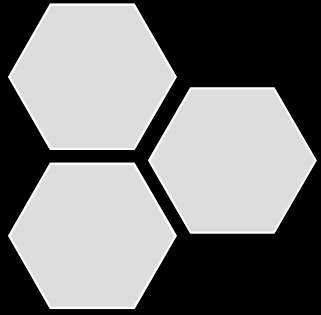
Diş dibi mukavemeti için büyüklük (boyut) faktörüdür.

Bağıl yüzey kalite faktörü.  
Çelik için 0,94...1,07

Dişli malzemesinin bağıl çentik duyarlılığı faktörüdür. Çelik için değeri 0,9...1,15







# Emniyet Gerilmeleri - Yüzey

$$p_{H\text{ em}} = \frac{p_{H\text{ lim}}}{S_H} \cdot Z_{NT} \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_W \cdot Z_X$$

Emniyet katsayısı

Yüzey zorlanması için standart referans dişliler ile yapılmış deneylerin sonuçları esas alınarak belirlenmiş olan ve sürekli mukavemeti temsil eden basınçtır.

Sonlu ömre sahip (zaman mukavemeti bölgesinde çalışan) dişliler için düzeltme katsayısı. Sürekli mukavemet için 1 dir.

Yağlayıcı faktörüdür. Değeri 0,87...1,15 arasında olabilir

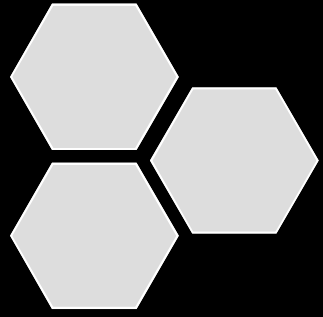
Çevre hızı faktörü. 0,9...1,13

Bağıl yüzey pürüzlülüğü faktörü. 0,8...1,1

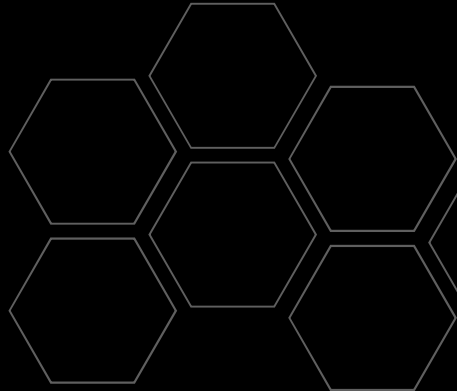
Malzeme çifti faktörüdür

Yüzey zorlanması için büyüklük (boyut) faktörüdür.

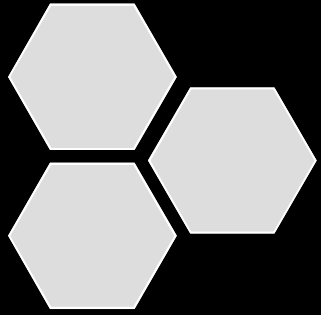




# Dişli Malzemeleri

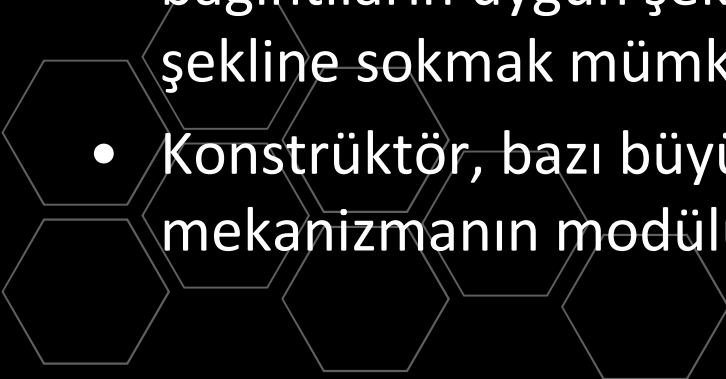


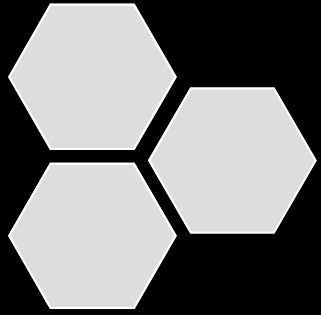
| Malzeme türü                                                             | Sembol                                                                            | Kullanım alanı ve özellikler                                                                                                         | $\sigma_{FM}$ [N/mm <sup>2</sup> ]                                               | $p_{H \text{ lim}}$ [N/mm <sup>2</sup> ]                                   |
|--------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------|
| Kır dökme demir                                                          | GG-20<br>GG-25                                                                    | Karmaşık çark şekillerine, uygunluk, düşük maliyet, kolay talaş alınabilme, gürültü sönümler                                         | 80<br>110                                                                        | 300<br>360                                                                 |
| Siyah temper döküm                                                       | GTS-35<br>GTS-65                                                                  | Küçük boyutlar için uygundur. Dökme demir ve dökme çelik arasında özelliklere sahip                                                  | 330<br>410                                                                       | 320<br>460                                                                 |
| Küresel grafitli dökme demir                                             | GGG40<br>GGG60<br>GGG100                                                          | Büyük boyutlar için de uygundur. Dökme demir ve dökme çelik arasındaki özelliklere sahip, alevle ve indüksiyonla sertleştirilebilir. | 370<br>450<br>520                                                                | 370<br>490<br>700                                                          |
| Alaşımsız dökme çelik                                                    | GS-52.1<br>GS-60.1                                                                | Büyük boyutlar için dökümü güç (döküm boşluklar ve artık gerilmeler olabilir)                                                        | 280<br>320                                                                       | 320<br>380                                                                 |
| Yapı çeliği (imalat çeliği)                                              | St37 →<br>St50<br>St60<br>St70                                                    | İyi kaynak edilebilir.                                                                                                               | 250<br>350<br>410<br>460                                                         | 320<br>430<br>460<br>530                                                   |
| Islah çelikleri                                                          | Ck-45N →<br>34CrMo4V →<br>42CrMo4V →<br>34CrNiMo6V<br>30CrNiMo8V<br>34CrNiMo12.8V | Kolay talaş alınabilir<br>İyi kaynak edilebilir<br>Kolay talaş alınabilir                                                            | 320...400<br>430...580<br>450...620<br>460...620<br>470...640<br>490...650       | 430...530<br>530...710<br>580...770<br>590...780<br>600...790<br>650...840 |
| Alevle veya indüksiyonla sertleştirilmiş ıslah çelikleri                 | Ck45<br>34CrMo4<br>42CrMo4<br>34CrNiMo6                                           | Uygulanan ısıtma işleme ve dişli çarkın boyutlarına bağlı olarak bazılarında diş dibi yüzeyi de sertleşir.                           | Diş dibi yüzeyi<br>sert ise<br>500...750<br>Diş dibi yumuşak<br>ise<br>300...450 | 1000...1230                                                                |
| Nitrürasyonla yüzey sertleştirme yapılmış ıslah ve sementasyon çelikleri | 42CrMo4V →<br>16MnCr5V →                                                          | Nitrürasyon kalınlığı <0,6 mm, m<16 mm<br>Nitrürasyon kalınlığı <0,6 mm, m<10 mm                                                     | 520...740                                                                        | 780...1000                                                                 |
| Karbonitrülenmiş veya nitrokarbür-<br>lenmiş ıslah ve sementasyon çeliği | C45N<br>16MnCr5N<br>42CrMo4V →<br>34Cr4V                                          | Isıl işlem nedeniyle düşük çarpılmalar, uygun maliyet<br>Yüksek çekirdek mukavemeti m<10<br>Taşıt tekniğinde                         | 460...600<br>460...640<br>460...640<br>600...900                                 | 650...750<br>650...800<br>650...800<br>1100...1350                         |
| Nitrürasyon çeliği Nitrülenmiş halde                                     | 31CrMoV9V →<br>31CrMoV9V<br>14CrMoV6.9V                                           | Sivri köşelerde pah kırılmalı<br>Nitrürasyon kalınlığı <0,6 mm, m<16 mm                                                              | 560...840                                                                        | 1120...1250                                                                |
| Sementasyon çelikleri                                                    | 16MnCr5 →<br>15CrNi6 →<br>17CrNiMo6 →                                             | m=20' ye kadar standart semt. çeliği.<br>m>16 için<br>m>16 için                                                                      | 620...1000                                                                       | 1300...1500                                                                |



# Alın Dişli Çark Mekanizmalarında Boyutlandırma Hesabı

- Dişlilerin boyutlandırılması ile ilgili hesap genellikle bir **ön boyutlandırma** hesabıdır.
- Bu hesabı çoğunlukla bir **kontrol hesabı** izler.
- Zaman zaman diğer ölçüleri belli olan bir mekanizmada uygun diş genişliğinin aranması, ya da ölçüleri tam olarak belli olan bir mekanizmada dişliler için uygun malzemelerin seçilmesi amacıyla da hesap yapılabilir.
- Ön boyutlandırma ile ilgili hesapları, zorlanmalarla ilgili bağıntıların uygun şekilde düzenlenmesi ile **modül hesabı** şekline sokmak mümkündür.
- Konstrüktör, bazı büyüklükler ile ilgili seçimler yaparak mekanizmanın modülünü hesaplayabilir.





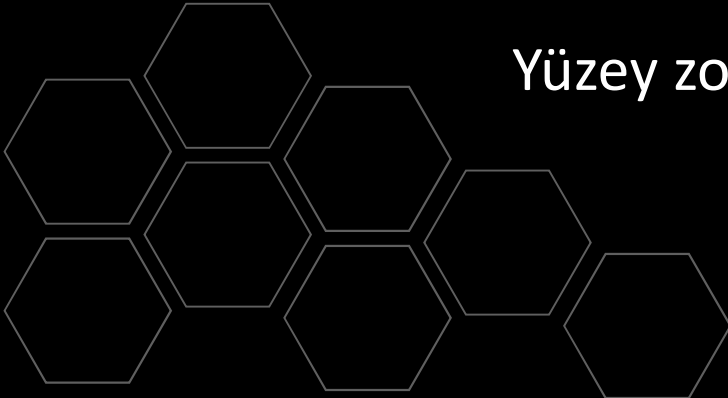
# Alın Dişli Çark Mekanizmalarında Boyutlandırma Hesabı

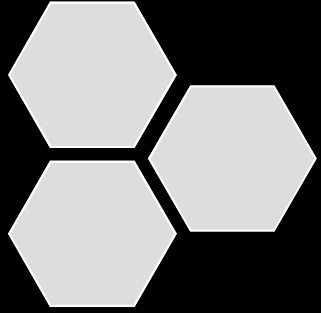
$$m_n = \sqrt[3]{\frac{2}{\pi} \cdot \frac{M_{d1} \cdot \cos \beta_0}{z_1 \cdot \psi \cdot \sigma_{Fem}} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}}$$

Diş dibi mukavemetine göre

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{2}{\pi} \cdot \frac{M_{d1} \cdot \cos^2 \beta_0}{z_1^2 \cdot \psi \cdot p_{Hem}^2} \cdot \frac{i \pm 1}{i} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot Z_H^2 \cdot Z_E^2 \cdot Z_\varepsilon^2 \cdot Z_\beta^2}$$

Yüzey zorlanmasına göre

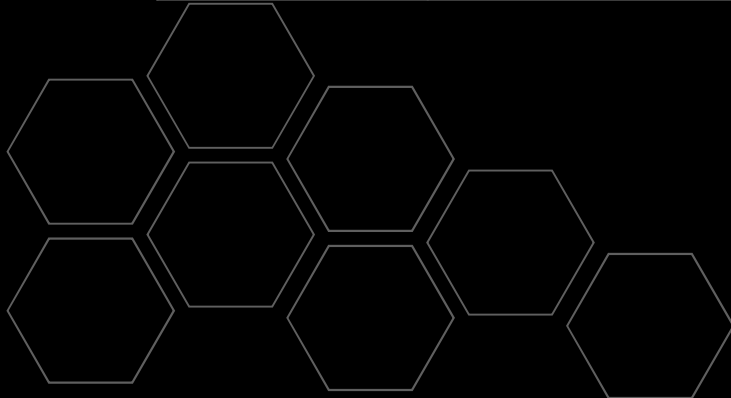


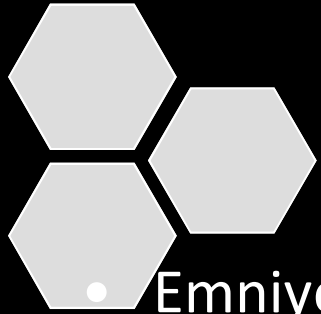


# Genişlik Oranı

Genişlik oranı  $\psi=b/p_n$  için tavsiye edilen değerler

| Dişli kalitesi (DIN) | Yataklama durumu                                                            | $\psi=b/p_n$ |
|----------------------|-----------------------------------------------------------------------------|--------------|
| 11...12              | Kaynak konstrüksiyonu hafif esnek kutu                                      | 3...4,5      |
| 8...9                | Motor mili ucuna takılı pinyonu olan mekanizmalar                           | 4,5...8      |
| 6...7                | Her iki tarafında yatakları bulunan mekanizmalar                            | 6,5...9,5    |
| 6...7                | Hassas imal edilmiş, rijit yataklanmış miller üzerindeki mekanizmalar       | 8...11       |
| 4...6                | Çok hassas imal edilmiş ve rijit yataklanmış miller üzerindeki mekanizmalar | 12,5...19    |





# Emniyet Gerilmeleri

- Emniyet gerilmeleri, öncelikle seçilecek dişli malzemesine bağlıdır. Malzeme seçimi yapılırken dişli imali ile ilgili teknoloji göz önünde bulundurulmalıdır.
- Diş dibi mukavemeti için emniyet gerilmesi

$$\sigma_{Fem} = \frac{\sigma_{FM}}{S_F}$$

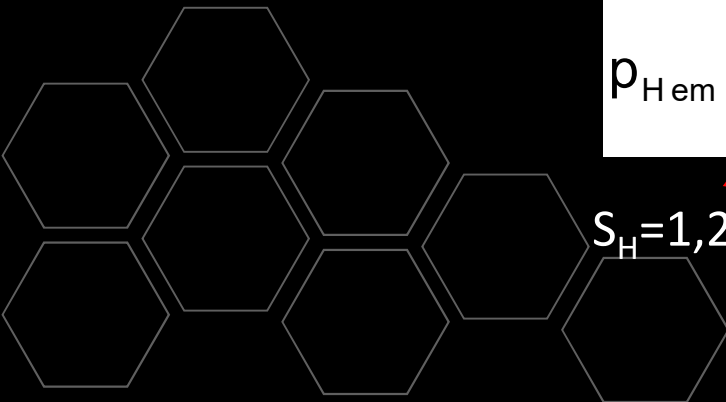
Emniyet katsayısı

Tek tarafından yüklenen dişlerde  $S_F=1,3...1,5$ ,  
çift tarafından yüklenen dişlere sahip  
dişliler için  $S_F=2...2,25$

Pitting aşınmasına karşı emniyetli yüzey basıncı

$$p_{Hem} = \frac{p_{Hlim}}{S_H}$$

$S_H=1,2...1,4$  arasında alınabilir



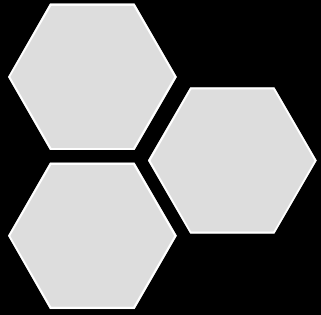
# ISO 1340



———— Koruyucu pasta ile sementasyona karumalı

Technical drawing of a shaft-hub assembly with a key. The shaft has a diameter of 35h9/k8 and a length of 125. The hub has an outer diameter of 63h7/k6 and a bore diameter of 35H7/h8. The key is a standard DIN 6885 B7 key with a width of 10. The drawing shows the shaft, hub, and key in cross-section, with dimensions for diameters, lengths, and fit tolerances.

1) Bilgi verilmedi ise imalatçı bu testleri yapıp, yapmamakta serbesttir.  
2) DIN 3960



# Dişli toleransları

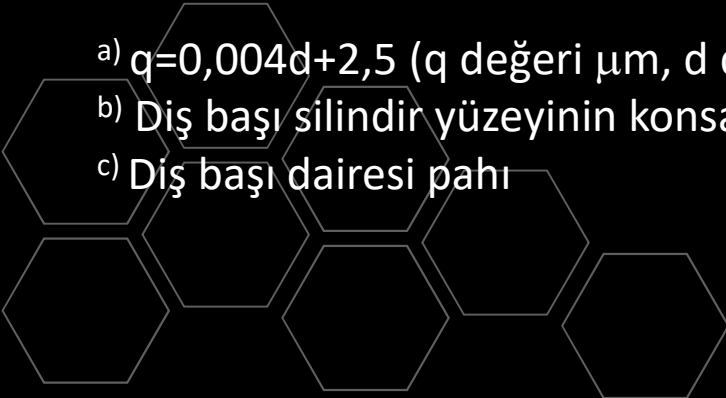
- Mil ve dişli gövdesi toleransları (ISO 1328)

| DIN- Kalite sınıfı            |       | 4                        | 5    | 6                      | 7    | 8    | 9                        | 10   | 11   | 12   |
|-------------------------------|-------|--------------------------|------|------------------------|------|------|--------------------------|------|------|------|
| Delik                         | Boyut | IT 4                     | IT 4 | IT 4                   | IT 4 | IT 4 | IT 5                     | IT 5 | IT 6 | IT 6 |
|                               | Form  | IT 1                     | IT 2 | IT 3                   |      |      |                          |      |      |      |
| Mil                           | Boyut | Delikle aynıdır          |      |                        |      |      |                          |      |      |      |
|                               | Form  |                          |      |                        |      |      |                          |      |      |      |
| Referans yüzey düzlemselliği  |       | $q \geq 5 \mu\text{m}^a$ |      | $2q^a$                 |      |      | $4q^a$                   |      |      |      |
| Referans yüzey konsantrikliği |       | $5 \mu\text{m}$          |      | $q \geq 7 \mu\text{m}$ |      |      | $2q \geq 10 \mu\text{m}$ |      |      |      |
| Diş başı dairesi toleransı    |       | b,c                      | h 11 |                        |      |      |                          |      |      |      |

a)  $q=0,004d+2,5$  (q değeri  $\mu\text{m}$ , d değeri ise mm dir)

b) Diş başı silindir yüzeyinin konsantriklik referansı olarak kullanıldığı haller hariç

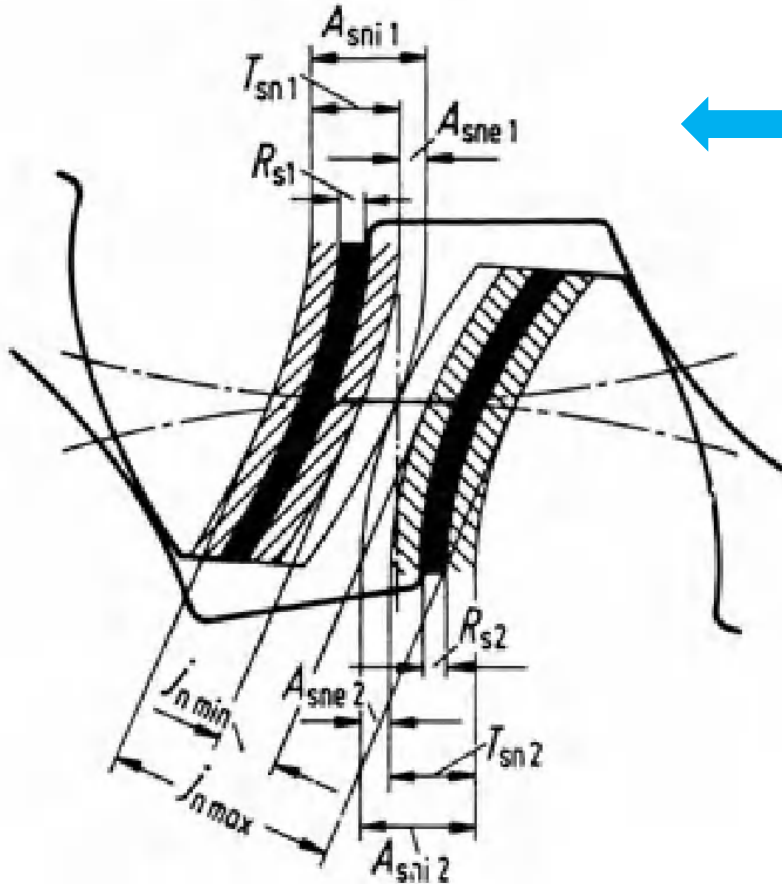
c) Diş başı dairesi pahtı



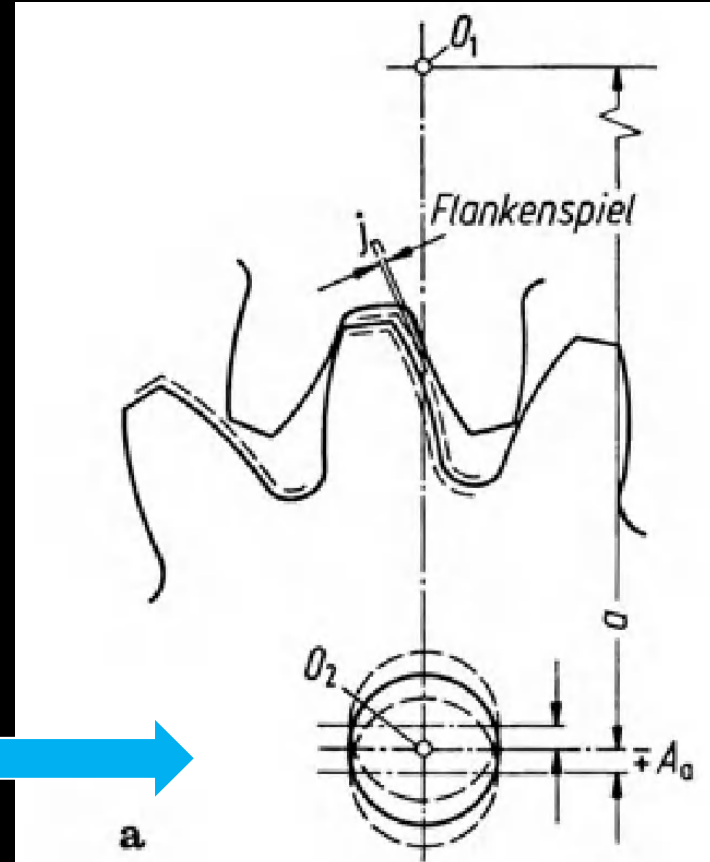
# Dişli toleransları

$A_{sne}$  ( $E_{sni}$ ): Diş kalınlığı toleransı alt sapması

$T_{sn}$ : Diş kalınlığı tolerans bandı



$A_a$ : Eksen aralığı toleransı



# Toleranslar için öneriler

| No | Uygulama                                             | Dişli geçme sistemi |          |            |
|----|------------------------------------------------------|---------------------|----------|------------|
|    |                                                      | $A_{sne}$           | $T_{sn}$ | $A_a$ (js) |
| 1  | Döküm çember dişliler (DIN>12)                       | 2a                  | 29(30)   | 10         |
| 2  | Çember dişliler (normal boşluk)                      | a                   | 28       | 9          |
| 3  | Çember dişliler (küçük boşluk)                       | bc                  | 26       | 9(8)       |
| 4  | Türbomakina dişlileri ( $\Delta t \leq 70^\circ K$ ) | ab                  | 25       | 6          |
| 5  | Plastik imalat makinaları                            | c...cd              | 25       | 7          |
| 6  | Lokomotif transmisyonları                            | cd                  | 25       | 7          |
| 7  | Genel ve ağır makinalar (tek yöne çal.)              | b                   | 26       | 7          |
| 8  | Genel ve ağır makinalar (ters yöne de çalışan)       | c...e               | 25...24  | 7...6      |
| 9  | Motorlu araçlar                                      | d                   | 26       | 7          |
| 10 | Traktörler, biçer-döverler, tarım mak.               | e                   | 27...28  | 8          |
| 11 | Takım tezgahları                                     | f                   | 24...25  | 6          |
| 12 | Matbaa makinaları (merdane tahriki)                  | f...g               | 24       | 6          |
| 13 | Ölçme sistemleri ( $\Delta t \leq 20^\circ K$ )      | g(f)                | 22       | 5          |



# A<sub>sne</sub> değerleri

| Taksimat dairesi çapı<br>(mm) |          | Boyut serisi |        |        |        |       |       |       |       |       |       |   |
|-------------------------------|----------|--------------|--------|--------|--------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|---|
| -den büyük                    | -e kadar | a            | ab     | b      | bc     | c     | cd    | d     | e     | f     | g     | h |
| —                             | 10       | - 100        | - 85   | - 70   | - 58   | - 48  | - 40  | - 33  | - 22  | - 10  | - 5   | 0 |
| 10                            | 50       | - 135        | - 110  | - 95   | - 75   | - 65  | - 54  | - 44  | - 30  | - 14  | - 7   | 0 |
| 50                            | 125      | - 180        | - 150  | - 125  | - 105  | - 85  | - 70  | - 60  | - 40  | - 19  | - 9   | 0 |
| 125                           | 280      | - 250        | - 200  | - 170  | - 140  | - 115 | - 95  | - 80  | - 56  | - 26  | - 12  | 0 |
| 280                           | 560      | - 330        | - 280  | - 230  | - 190  | - 155 | - 130 | - 110 | - 75  | - 35  | - 17  | 0 |
| 560                           | 1 000    | - 450        | - 370  | - 310  | - 260  | - 210 | - 175 | - 145 | - 100 | - 48  | - 22  | 0 |
| 1000                          | 1 600    | - 600        | - 500  | - 420  | - 340  | - 290 | - 240 | - 200 | - 135 | - 64  | - 30  | 0 |
| 1600                          | 2 500    | - 820        | - 680  | - 560  | - 460  | - 390 | - 320 | - 270 | - 180 | - 85  | - 41  | 0 |
| 2500                          | 4 000    | - 1100       | - 920  | - 760  | - 620  | - 520 | - 430 | - 360 | - 250 | - 115 | - 56  | 0 |
| 4000                          | 6 300    | - 1500       | - 1250 | - 1020 | - 840  | - 700 | - 580 | - 480 | - 330 | - 155 | - 75  | 0 |
| 6300                          | 10 000   | - 2000       | - 1650 | - 1350 | - 1150 | - 940 | - 780 | - 640 | - 450 | - 210 | - 100 | 0 |

# T<sub>sn</sub> değerleri

| Taksimat dairesi çapı<br>(mm) |          | Tolerans serisi |    |     |     |     |     |     |      |      |      |
|-------------------------------|----------|-----------------|----|-----|-----|-----|-----|-----|------|------|------|
| -den büyük                    | -e kadar | 21              | 22 | 23  | 24  | 25  | 26  | 27  | 28   | 29   | 30   |
| —                             | 10       | 3               | 5  | 8   | 12  | 20  | 30  | 50  | 80   | 130  | 200  |
| 10                            | 50       | 5               | 8  | 12  | 20  | 30  | 50  | 80  | 130  | 200  | 300  |
| 50                            | 125      | 6               | 10 | 16  | 25  | 40  | 60  | 100 | 160  | 250  | 400  |
| 125                           | 280      | 8               | 12 | 20  | 30  | 50  | 80  | 130 | 200  | 300  | 500  |
| 280                           | 560      | 10              | 16 | 25  | 40  | 60  | 100 | 160 | 250  | 400  | 600  |
| 560                           | 1 000    | 12              | 20 | 30  | 50  | 80  | 130 | 200 | 300  | 500  | 800  |
| 1000                          | 1 600    | 16              | 25 | 40  | 60  | 100 | 160 | 250 | 400  | 600  | 1000 |
| 1600                          | 2 500    | 20              | 30 | 50  | 80  | 130 | 200 | 300 | 500  | 800  | 1300 |
| 2500                          | 4 000    | 25              | 40 | 60  | 100 | 160 | 250 | 400 | 600  | 1000 | 1600 |
| 4000                          | 6 300    | 30              | 50 | 80  | 130 | 200 | 300 | 500 | 800  | 1300 | 2000 |
| 6300                          | 10 000   | 40              | 60 | 100 | 160 | 250 | 400 | 600 | 1000 | 1600 | 2400 |

