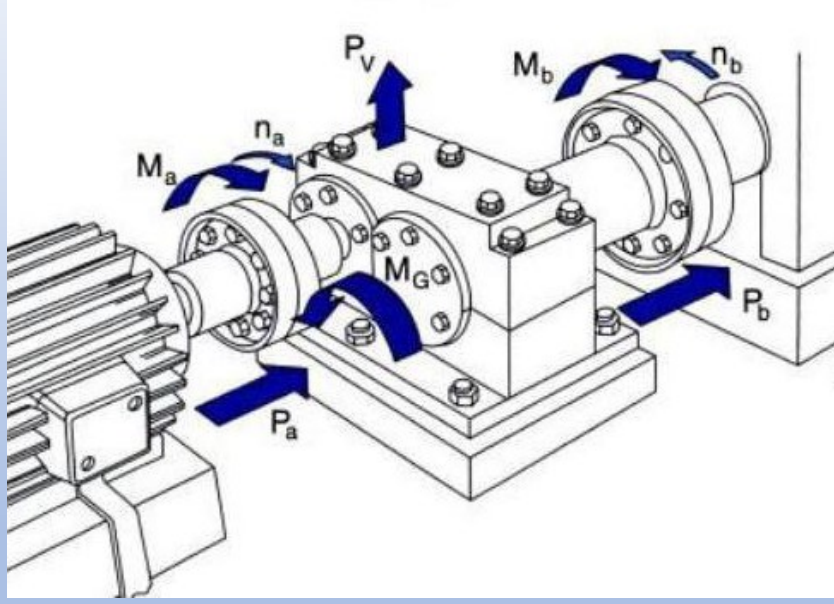
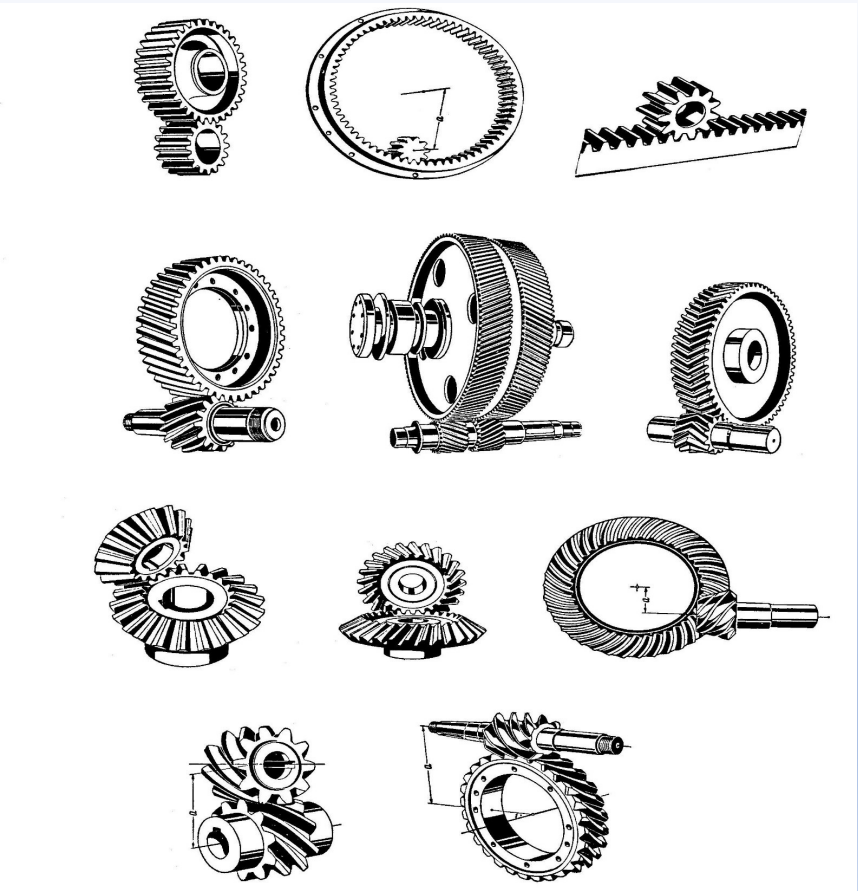
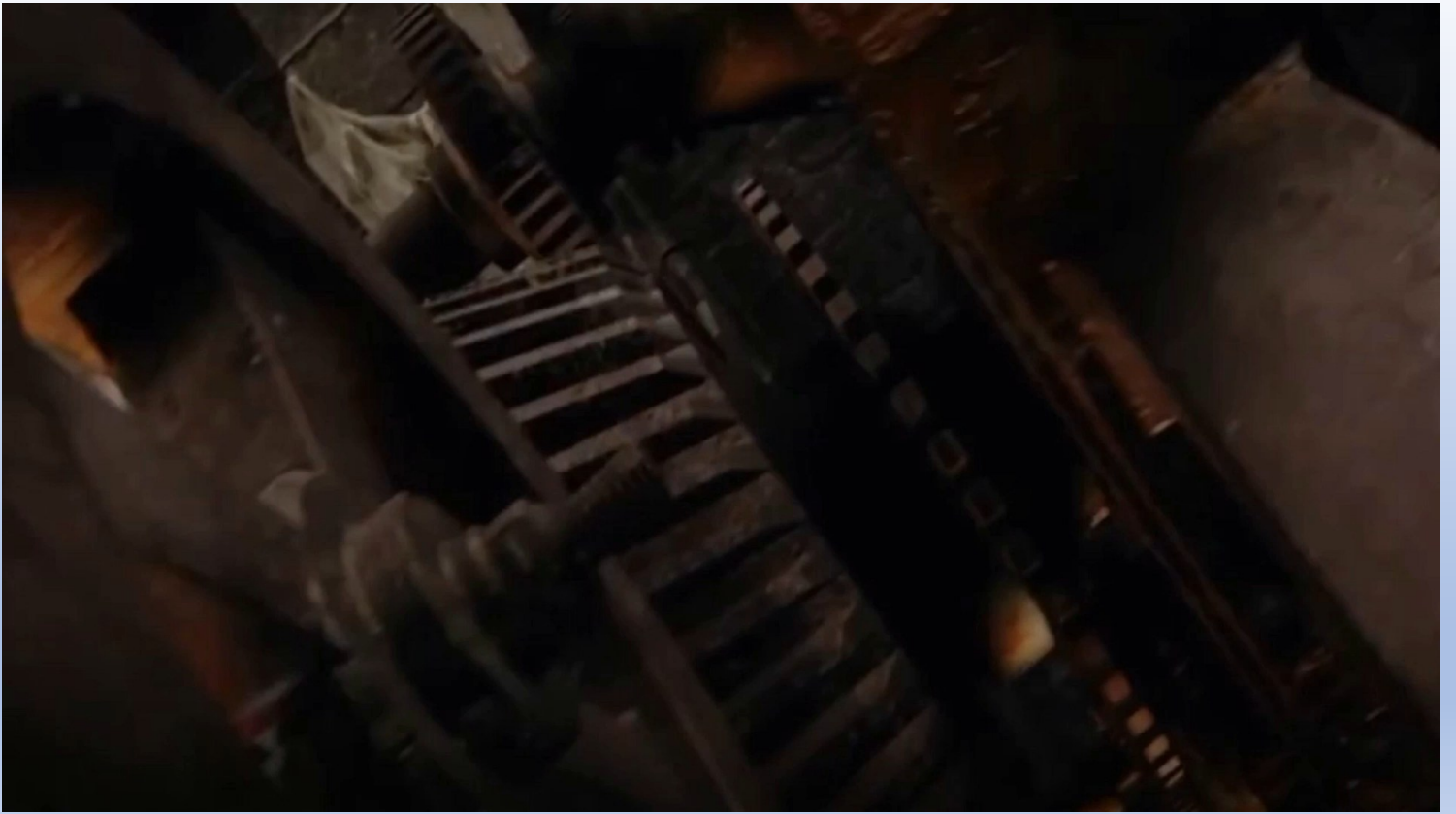


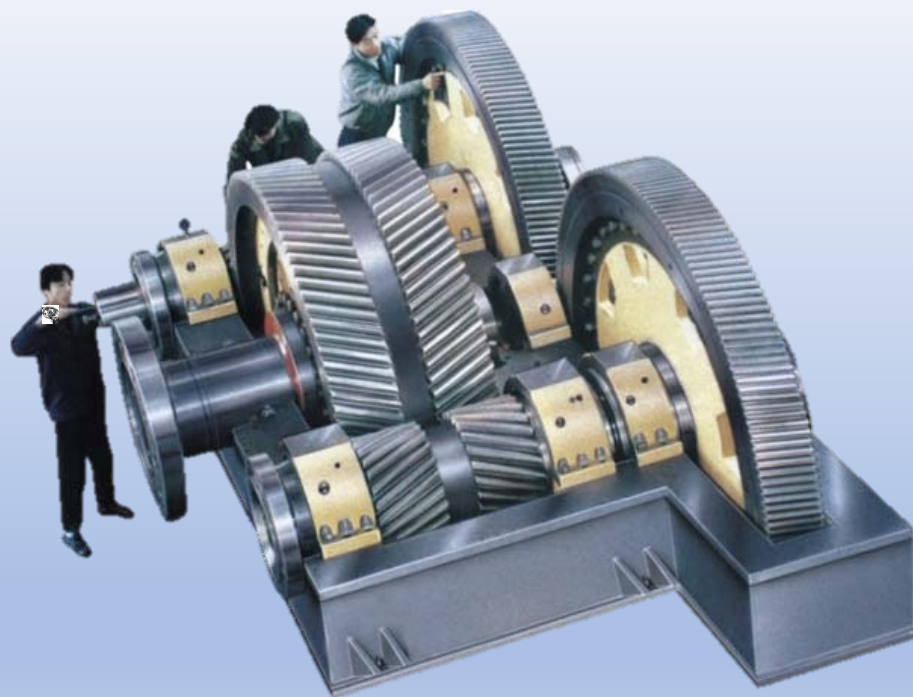
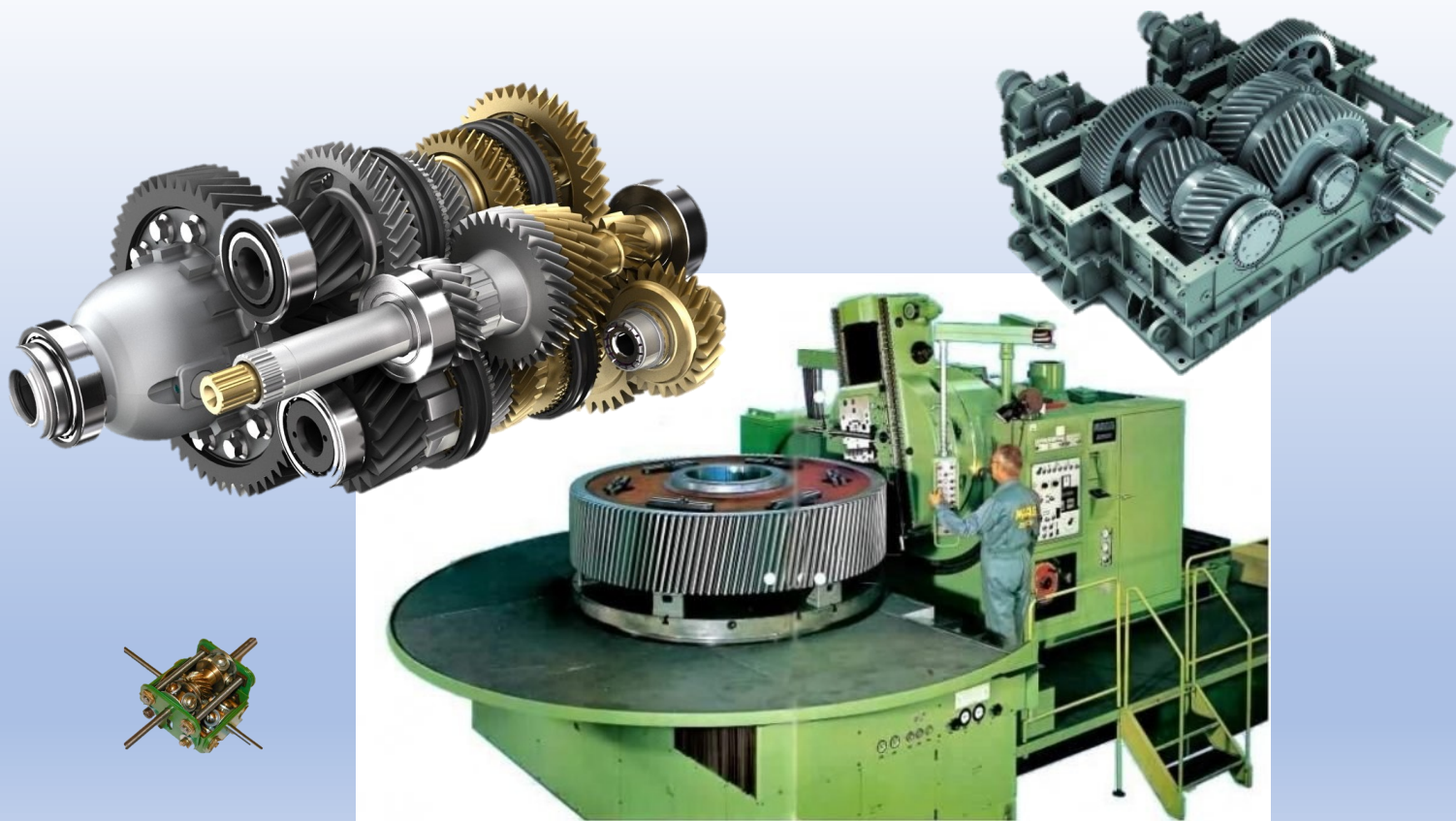
Dişli Çarklar

Prof.Dr. Ali ORAL

<https://geargenerator.com/>

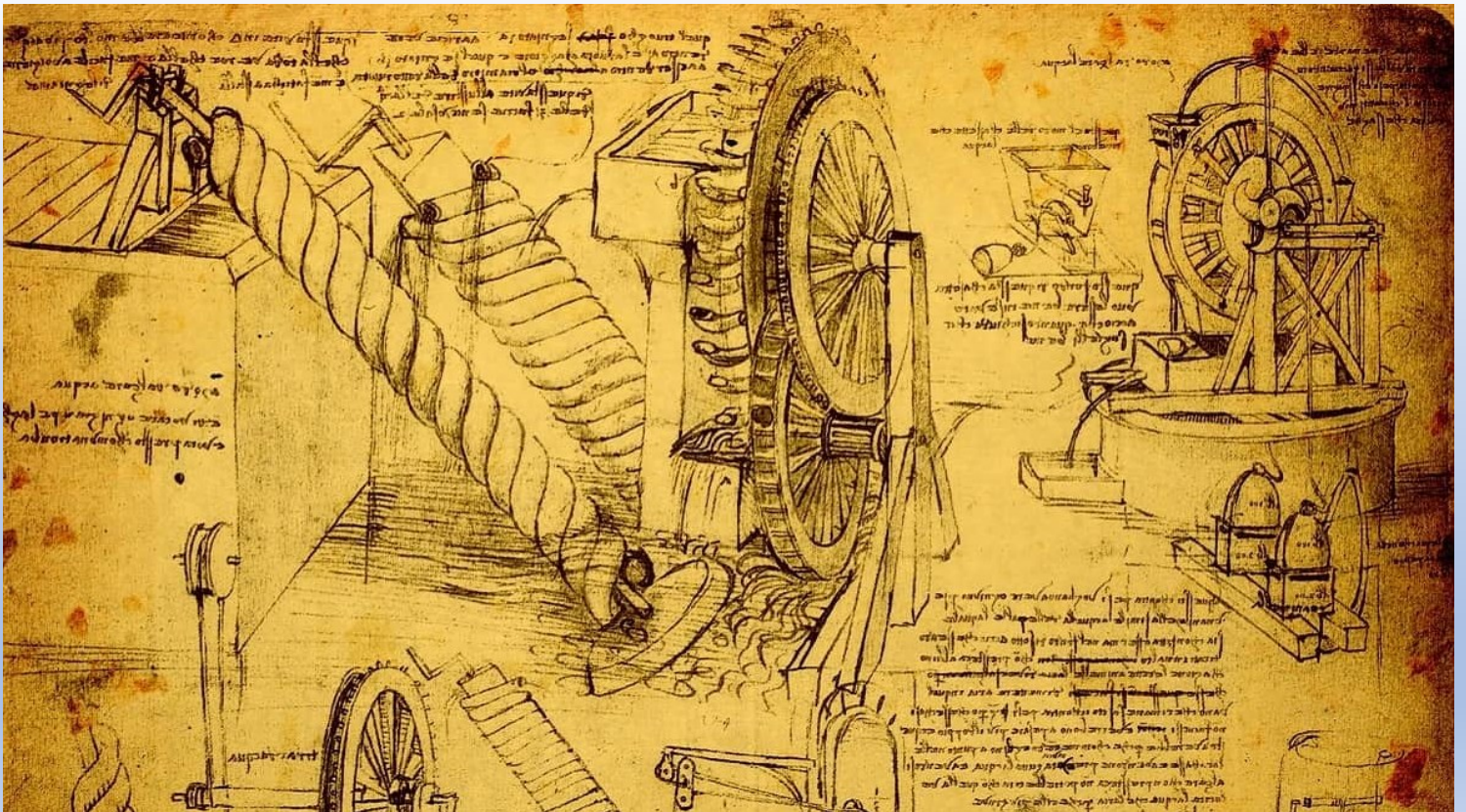








TARİHÇE



MÖ 230 / İlk dişliler

Çin yapımı güney-yönelimli bu el arabası, tekerlekler döndükçe şeklin ön tarafının güneye yönelmesini sağlayan bir dişli düzeneği kullanıyordu.



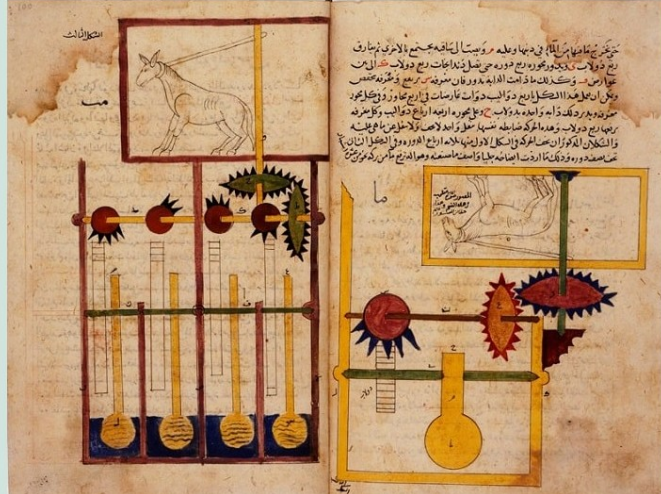
MÖ 200 / Su değirmeni

Su gücüyle çalışan dişli donanımlara sahip Yunan su değirmenleri Greko-Roman dünya t yayılmaya başladı. Çinliler, değişik devinimler yapabilen dişli mekanizmalarıyla donanmış tekerleği teknolojilerini yaklaşık 200 yıl sonra geliştirdi.



1206 / Hünarlı Aletlerin Kitabı

Arap bilge el-Cezeri krank mili içeren ve çoğu dişlilerle çalışan 100 önemli makinenin yapımını tanımladığı bir eser yazdı.



18. yüzyıl / Sanayi Devrimi

Sanayi Devrimi sırasında ortaya çıkan buhar gücü dişli teknolojilerini ileri letti. Buhar pistonlarının çizgisel hareketi, lokomotif tekerleklerinin dönmesinde kullanılıyordu.



TANIM

Dişli Çark:

Aralarında bir kayma oluşmadan, iki mil arasında kuvvet ve hareket ileten makine elemanı

Dişli Çark Mekanizması:

Eş çalışan en az iki dişli çarktan oluşan sistem



SINIFLANDIRMA

PARALEL MİLLER

- DÜZ DÇM
- İÇ DÇM
- KREMAYER DİŞLİ
- HELİSEL DÇM
- OK DÇM

AYKIRI MİLLER

- SPİRAL DÇM
- SONSUZ VİDA MEKANİZMALARI

KESİŞEN MİLLER

- KONİK DÇM
- DÜZ KONİK DÇM
- HELİSEL KONİK
- EĞRİSEL KONİK

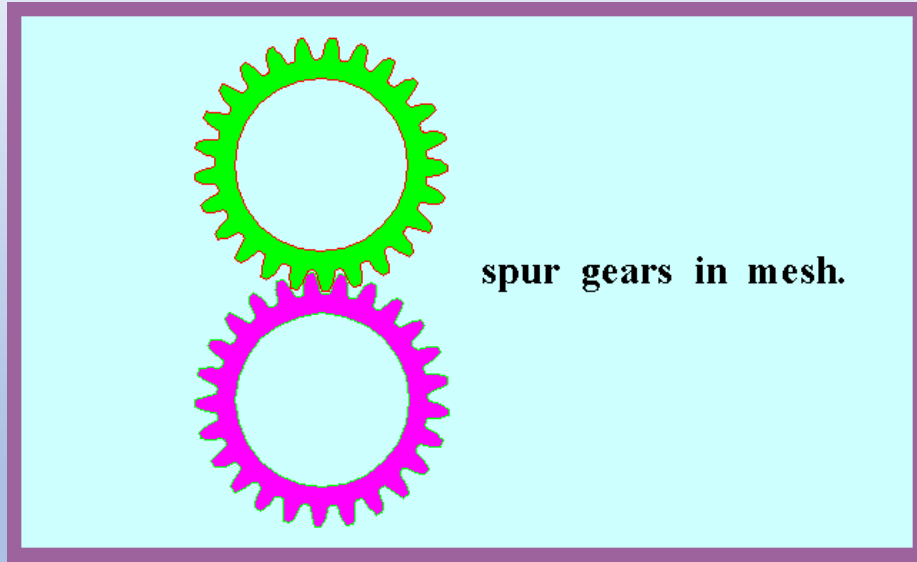


remayer

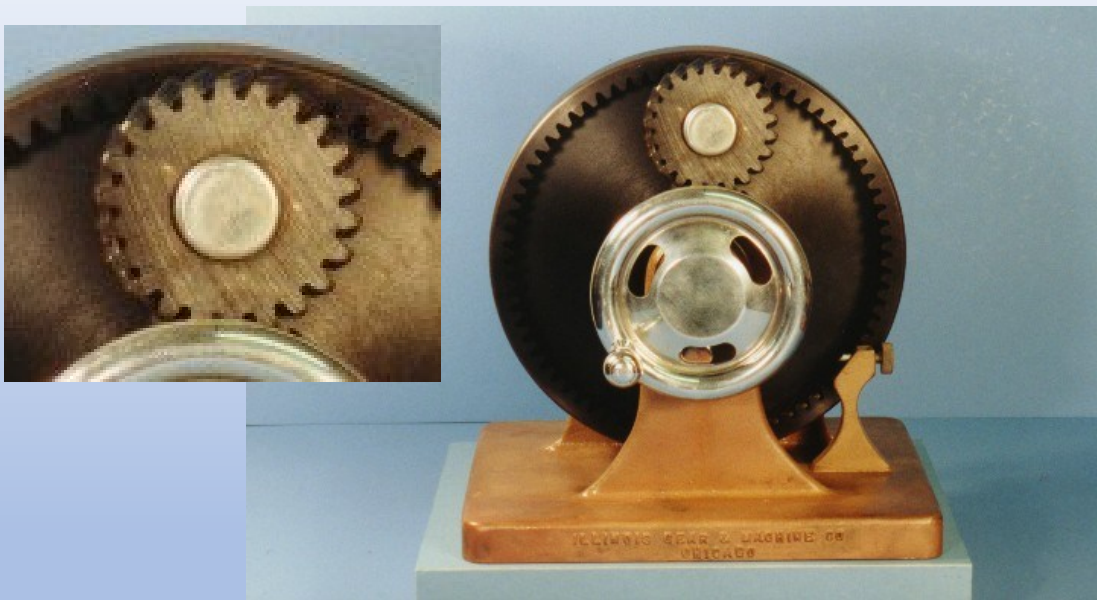
Düz Dişli Çark Mek.



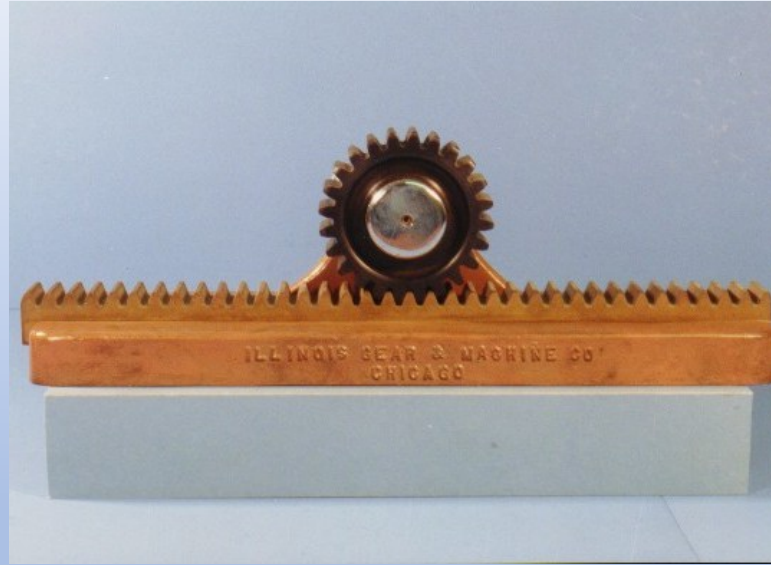
Düz Dişli Çark Mek.



İç Dişli



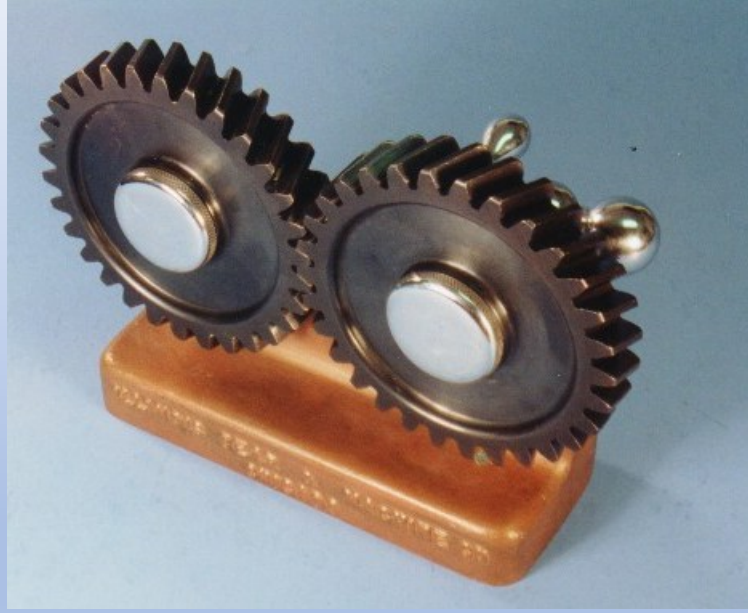
Kremayer Dişli



Kremayer Dişli



Helisel Dişli



İkili Helisel Dişli



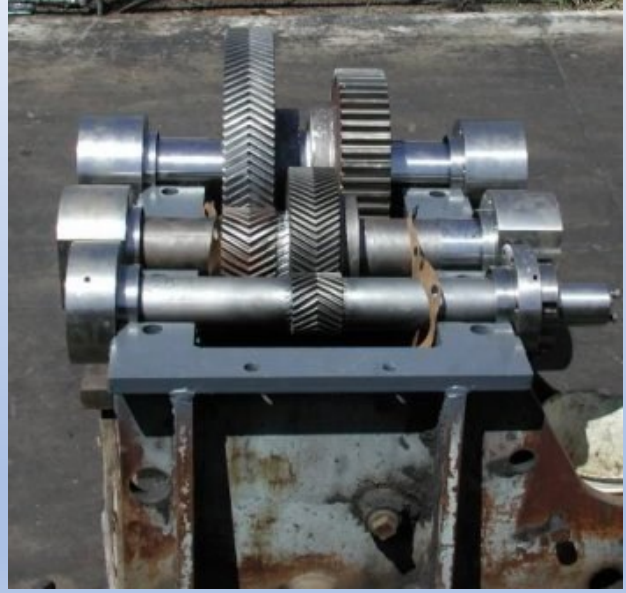


Prof. Dr. Kadir avdar
©

Çift Helisel–Ok Dişli



Prof. Dr. Kadir avdar
©



Prof. Dr. Kadir avdar
©

Konik Dişli Düz



Prof. Dr. Kadir avdar
©

Konik Dişli



Prof. Dr. Kadir Çavdar
©

Konik Dişli-Eğrisel



Prof. Dr. Kadir Çavdar
©

Konik Dişli-Eğrisel

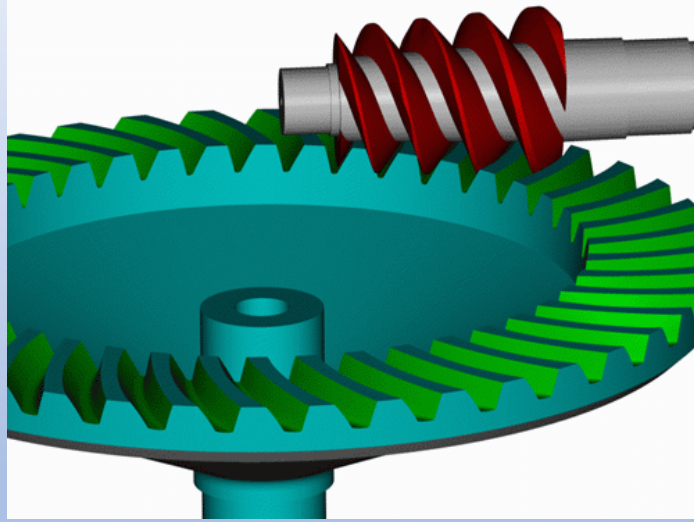


Prof. Dr. Kadir Çavdar
©

Hypoid Dişli



Prof. Dr. Kadir Çavdar
©



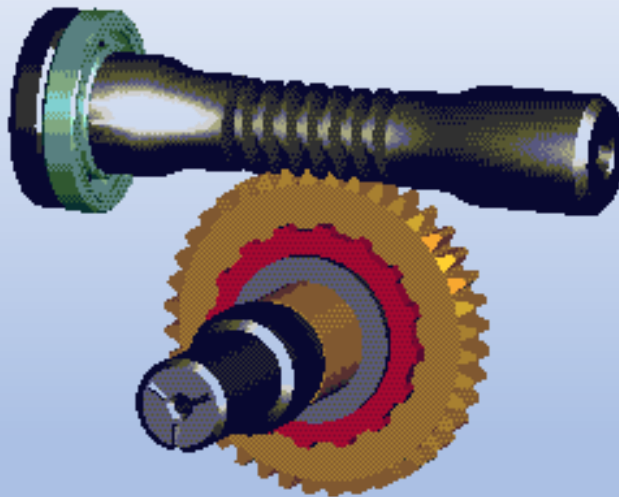
Sonsuz Vida



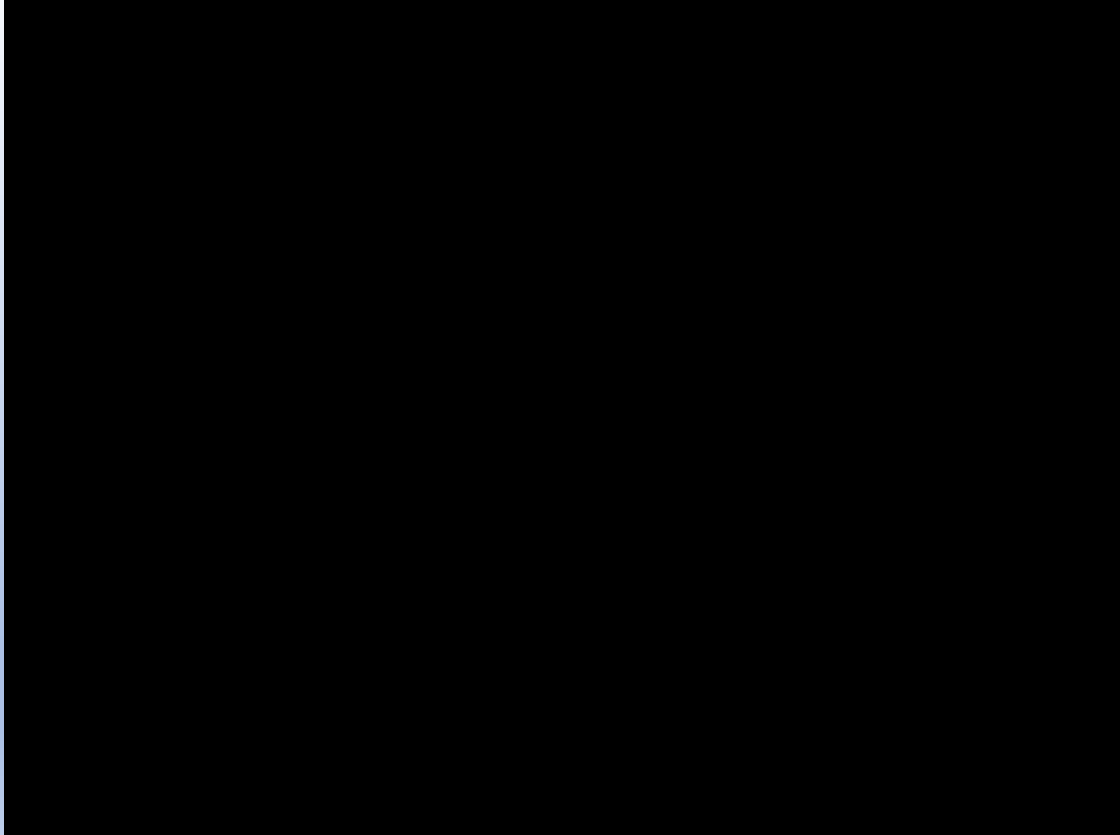
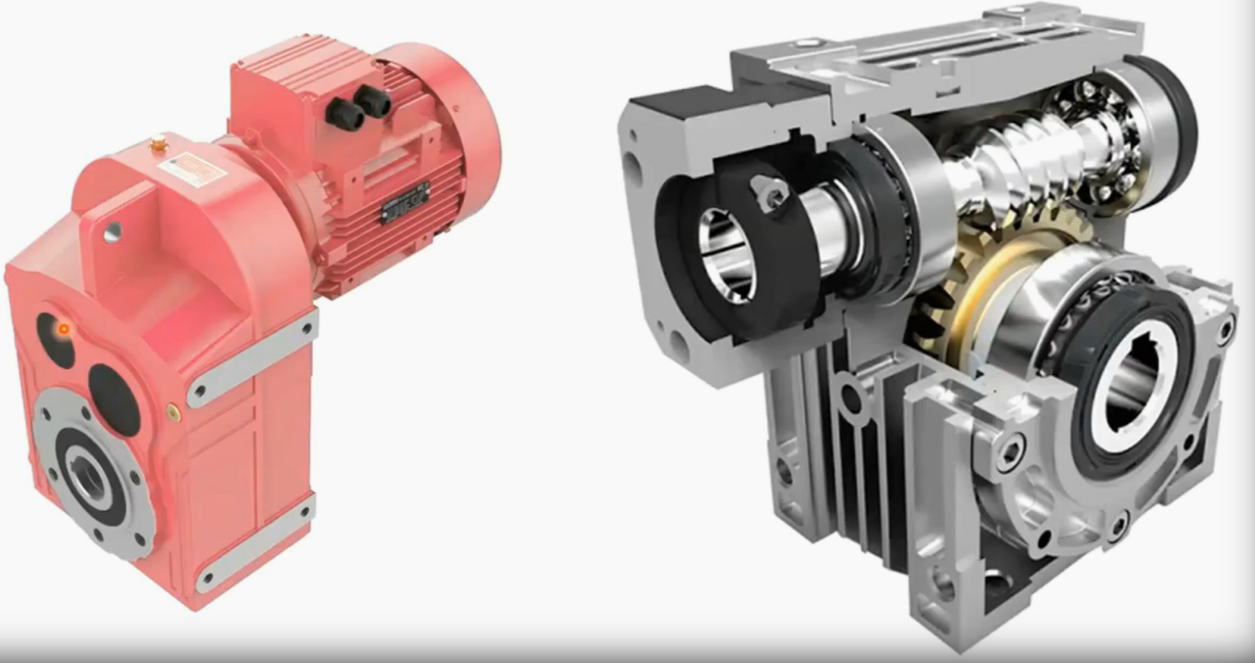
Sonsuz Vida



Sonsuz Vida

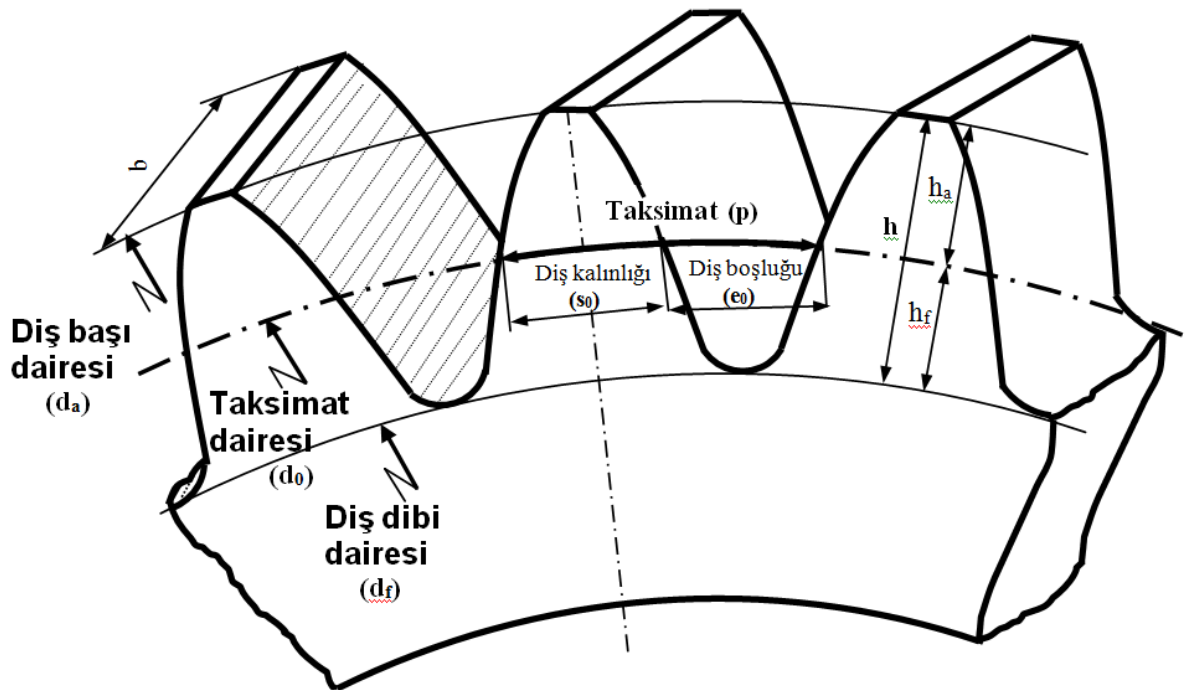


REDÜKTÖR NEDİR?





1. Dişli Çarkların Ana Boyutları



Şekil 2. Dişli çarka ait boyutlar

Taksimat/Bölüm Dairesi

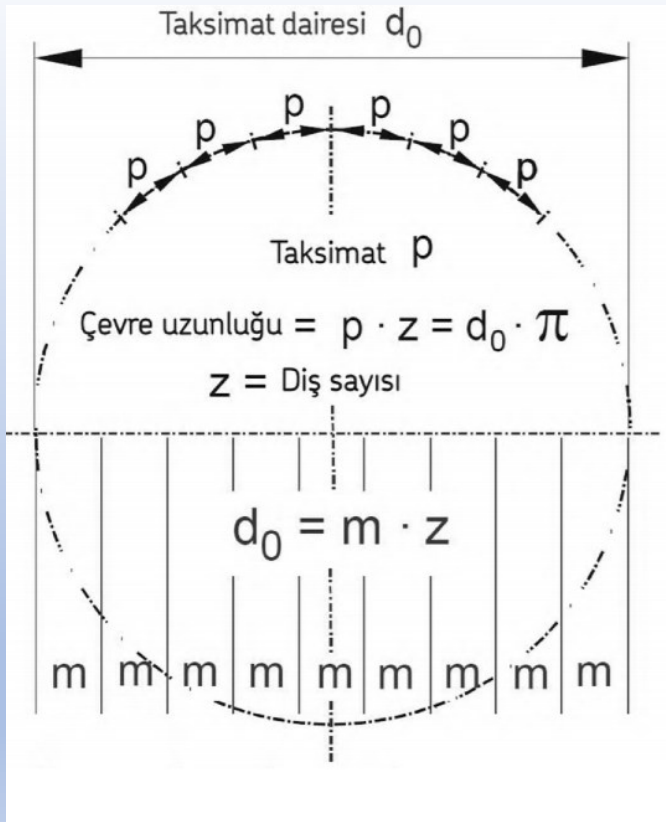
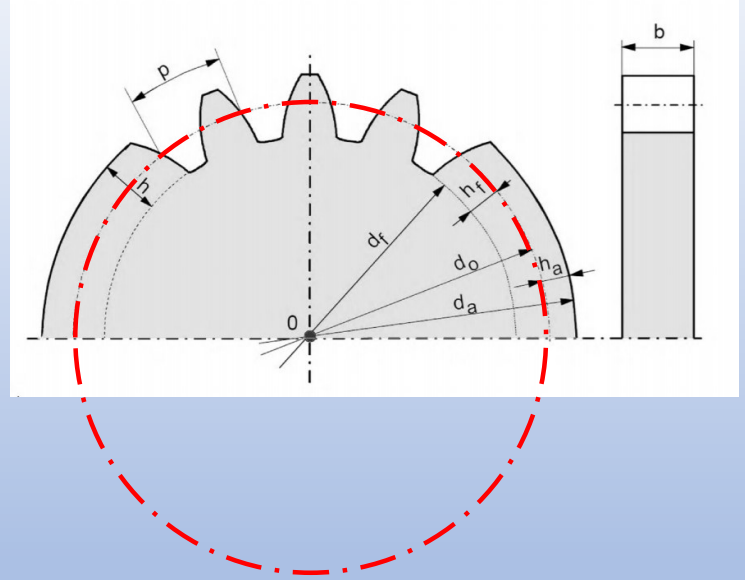
Taksimat

Diş Yüksekliği

Diş Başı Dairesi Çapı

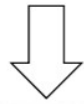
Diş Dibi Dairesi Çapı

Diş boşluğu ve Diş kalınlığı



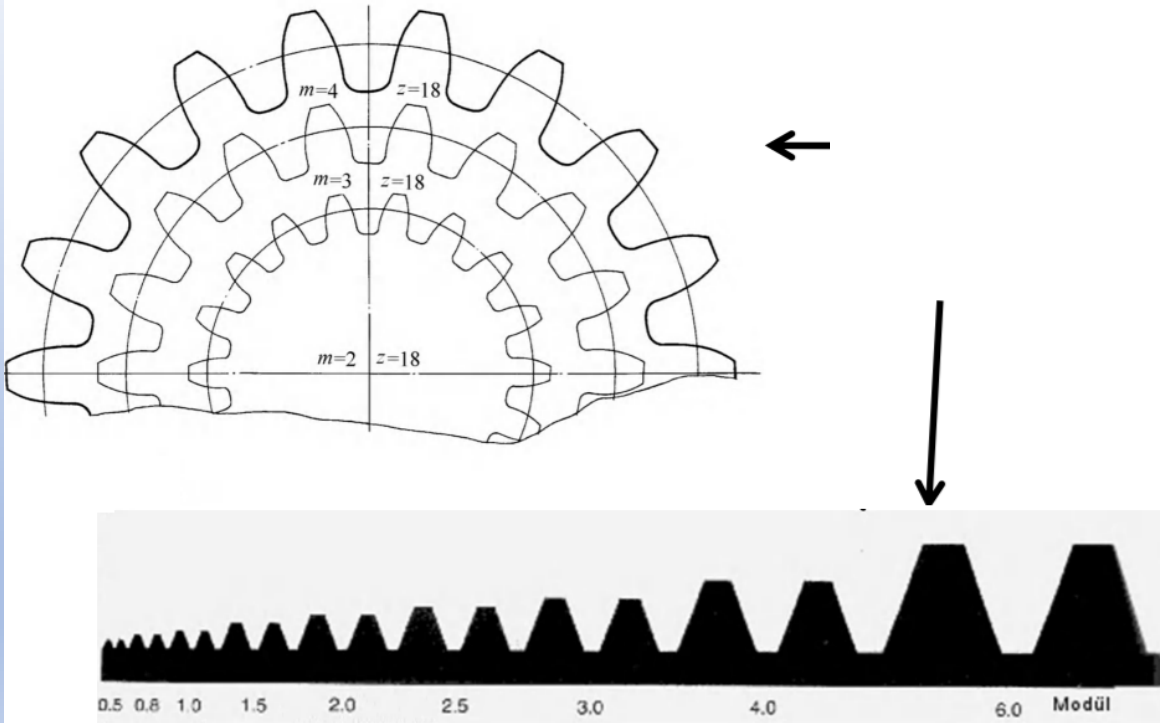
$$\text{Modül } m = \frac{p}{\pi}$$

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	
4	4,5	(3,25)
5	5,5	(3,75)
6	7	
8	9	(6,5)
10	11	
12	14	
16	18	
20	22	
25	28	
32	36	
40	45	
50		

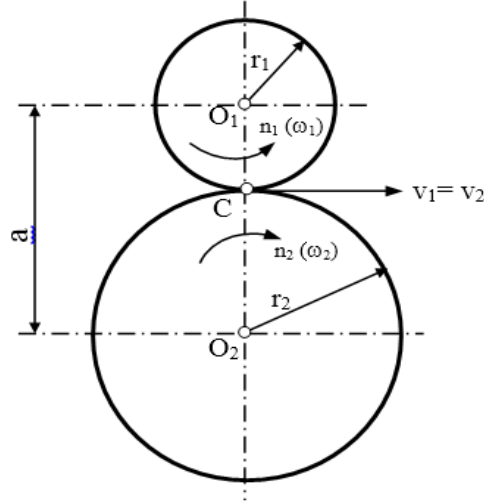
- Modülün birimi **mm** dir ve değeri tamamen **standarttır**.



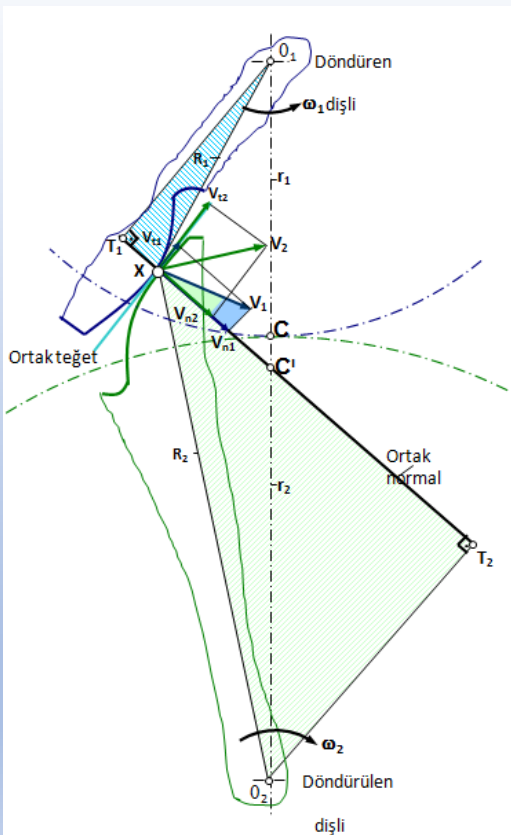
MODÜL m [mm]					
Dizi 1	Dizi 2	Dizi 1	Dizi 2	Dizi 1	Dizi 2
0.05			0.65		
	0.055	0.7		6	
0.06			0.75		7
	0.07	0.8		8	
0.08			0.85		9
	0.09	0.9		10	
0.1			0.95		11
	0.11	1		12	
0.12			1.125		14
	0.14	1.25		16	
0.16			1.375		18
	0.18	1.5		20	
0.20			1.75		22
	0.22	2		25	
0.25			2.25		28
	0.28	2.5		32	
0.3			2.75		36
	0.35	3		40	
0.4			3.5		45
	0.45	4		50	
0.5			4.5		55
	0.55	5		60	
0.6			5.5		70

2. Dişli Ana Kanunu

Bir dişli çark mekanizmasının ana görevi; verilen bir dönme momentini bir milden diğer birine sürekli olarak iletebilmek ve dönmenin her anında çevrim oranının sabit olmasını sağlamaktır. Eğer dişli çarklar üst üste ve kaymadan yuvarlanan iki silindir şeklinde olsalardı (şekil 3) anılan istekler kolayca gerçekleşirdi.



Şekil 3 Yuvarlanma silindirleri



O_1 ve O_2 merkezli dişli çarklara ait eş çalışan ve rastgele seçilmiş dişlerin, **X** noktasında temas halindedir.

Şekilde, ortak normal O_1O_2 merkezlerini birleştiren doğruyu **C'** noktasında kesmiştir. Kinematik koşul gereğince X noktasındaki normal hızları V_{n1} ve V_{n2} birbirlerine eşit olmalıdır.

O_1 merkezinin ortak normale uzaklığı; $O_1T_1 = r_{n1}$,

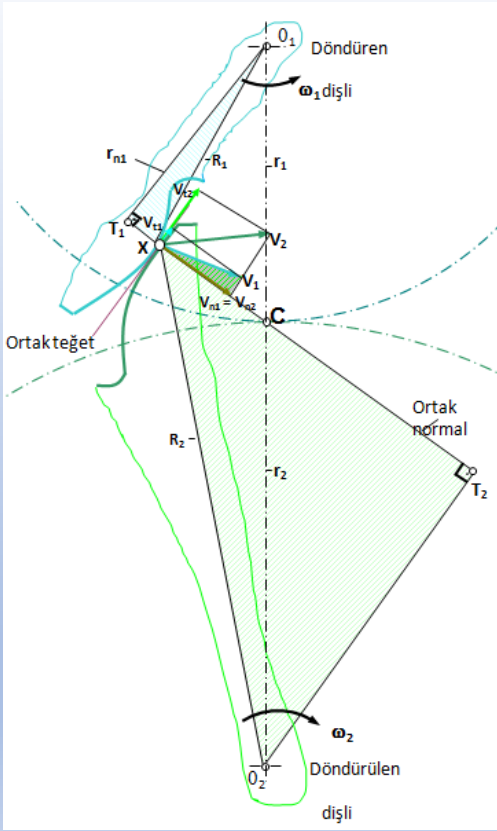
O_2 merkezinin ortak normale uzaklığı; $O_2T_2 = r_{n2}$

normal hızlar; $V_{n1} = r_{n1} \cdot \omega_1$, $V_{n2} = r_{n2} \cdot \omega_2$

$$V_{n1} = V_{n2} \rightarrow \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{n2}}{r_{n1}} ,$$

O_1T_1C' ve O_2T_2C' dik
üçgenlerin benzerliklerinden

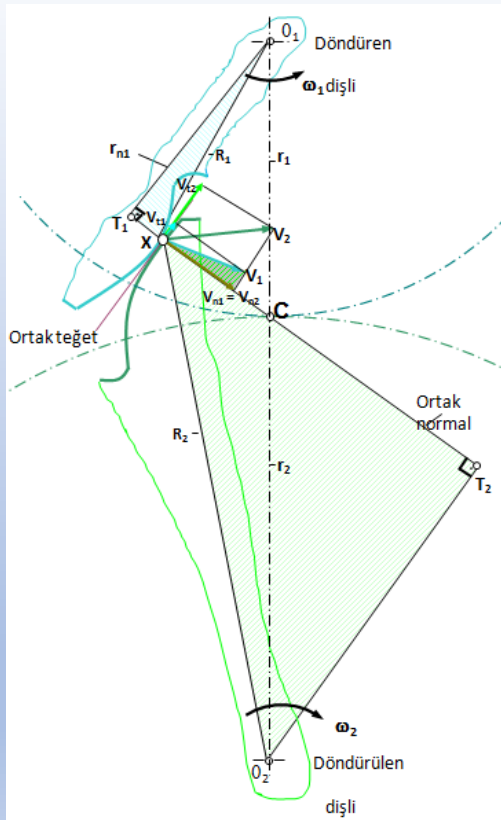
$$\frac{O_2T_2}{O_1T_1} = \frac{O_2C'}{O_1C'}$$



Çevrim oranının yuvarlanma dairelerinin yarıçapları oranına eşit olduğu hatırlanırsa

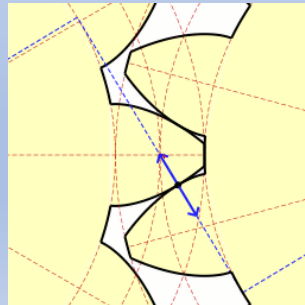
$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1} \Rightarrow i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2C}{O_1C}$$

Dönmenin her anında çevrim oranının (i) sabit olabilmesi için; birbirlerini döndüren elemanların ortak normalleri, O_1O_2 eksenler arası mesafeyi hep i oranında kesmelidir.



Bu koşul ancak; ortak normalin yuvarlanma dairelerinin teğet olduğu C yuvarlanma **noktasından** geçmesiyle mümkündür.

“**Dişli çarklarda eş çalışan dişlerin temas noktalarındaki ortak normalleri her zaman yuvarlanma noktasından geçer**” kuralına ***Dişli ana kanunu*** denir.



3. Kayma hızı

Dişli ana kanununa göre dişlerin temas noktalarındaki v_1 ve v_2 çevresel hızlarının normal üzerindeki bileşenlerinin eşit olması gerektiği belirtilmişti.

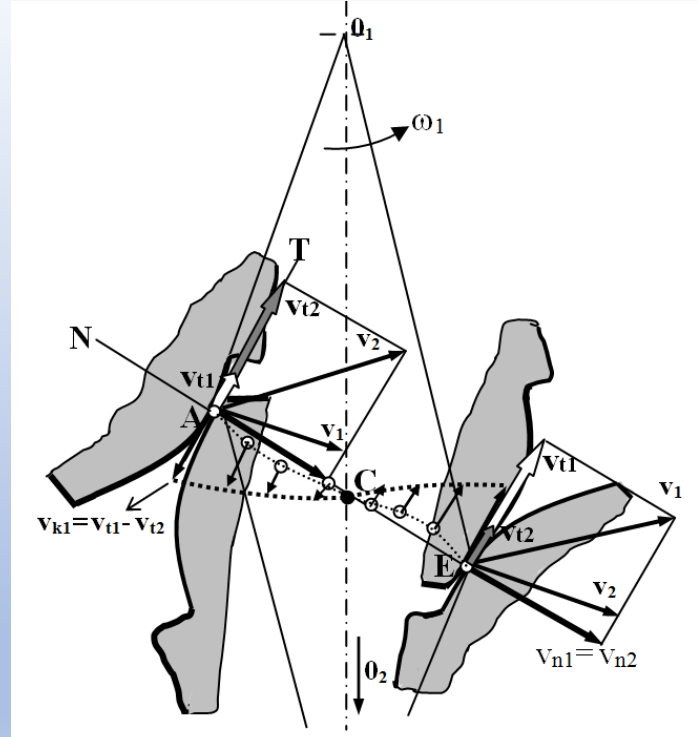
Ancak bu hızların ortak teğet üzerindeki bileşenleri birbirlerinden farklıdır.

Bunun anlamı, diş profilleri birbirleri üzerinde yuvarlanırken bir yandan da üst üste kaymaktadır. Temas noktalarındaki teğetsel hızların farkı kayma hareketinin hızıdır.

$$v_{k1} = v_{t1} - v_{t2}$$

Kayma hızı C yuvarlanma noktasında sıfırdır.

Kayma hızı dişlilerin aşınmasında önemli bir ölçüttür.



Şekil 6 Kayma hızı

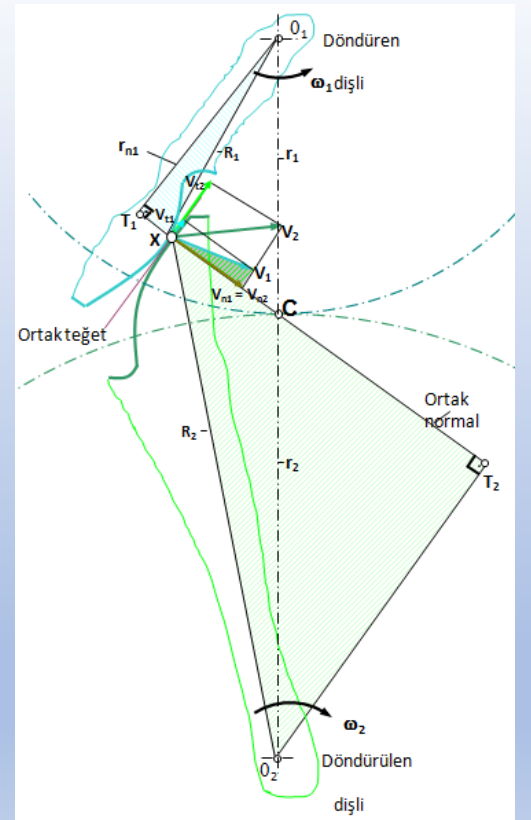
4. Dişlilerin standart yan yüzey profilleri:

Dişli çarklarda hareket iletimi, yüzeyleri belli bir profile sahip dişlerin teması ile sağlanmaktadır.

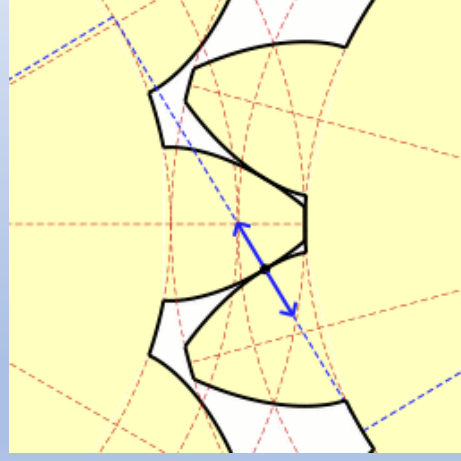
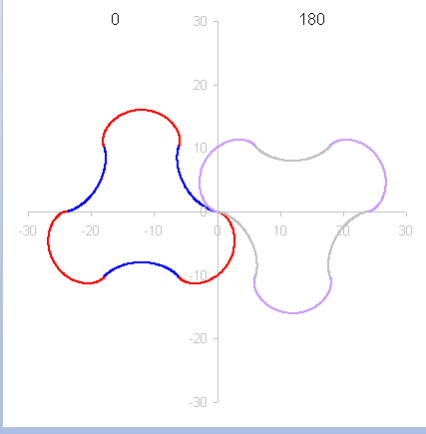
Hareket iletiminin sürekli olabilmesi için temas halindeki dişlerin tüm eş çalışma süresince temas halinde kalması gerekir.

Hareketli iki cismin sürekli temas halinde kalabilmesinin kinematik şartı; temas noktalarındaki ortak normal hızlarının birbirine eşit olmasıdır.

Bu istekler rast gele seçilmiş diş yan yüzey profilleri ile gerçekleşemez.



Dişli ana kanununa uygunluğu sağlayacak çok sayıda farklı diş yan yüzey profili elde edilebilir. İmalata birliktelik sağlamak amacıyla günümüzde belirlenmiş bazı standart profiller kullanılmaktadır Bu profiller “Sikloid” ve “Evolvent” profilleridir. Bunlar arasında en çok kullanılanı ise Evolvent profilidir.

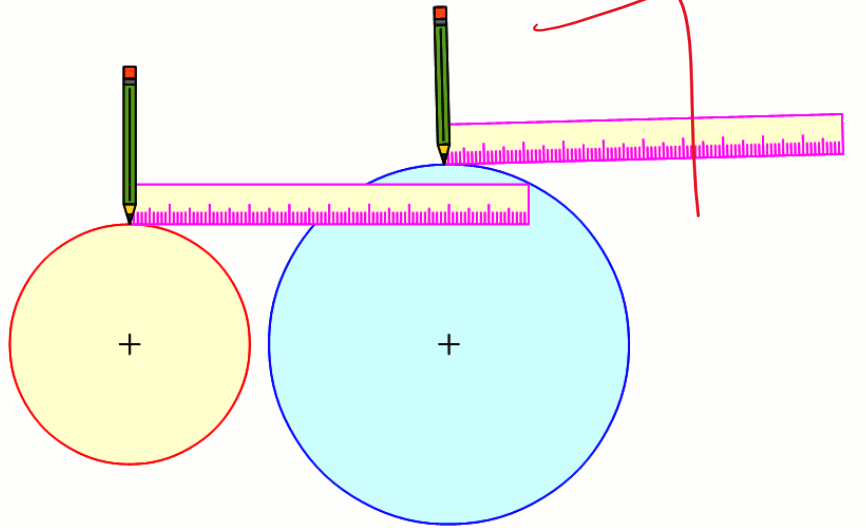


Evolvent profili:

Temel dairesi olarak adlandırılan bir daire üzerinde kaymadan yuvarlanan ana doğrunun, bir noktasının çizdiği eğridir

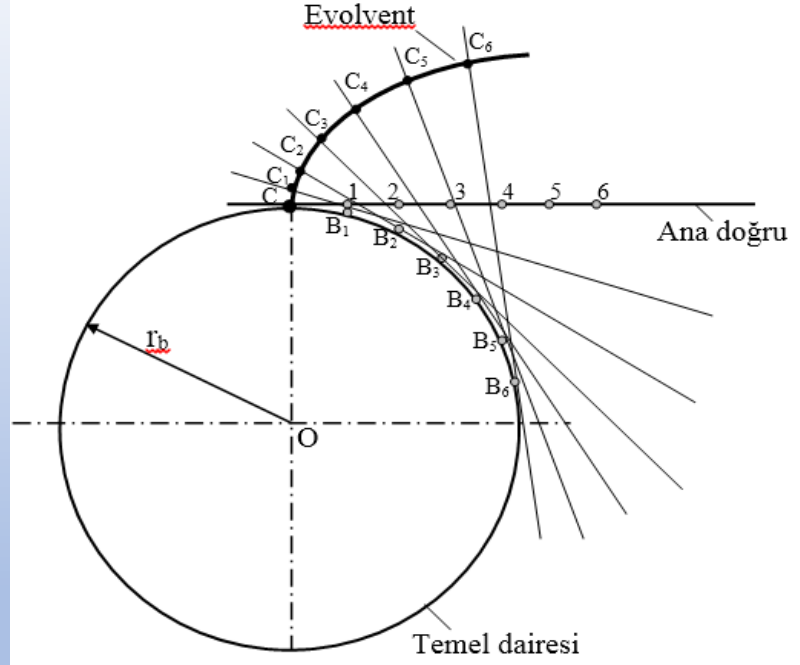
Evolvent profili

18.5.2022



Evolute profili:

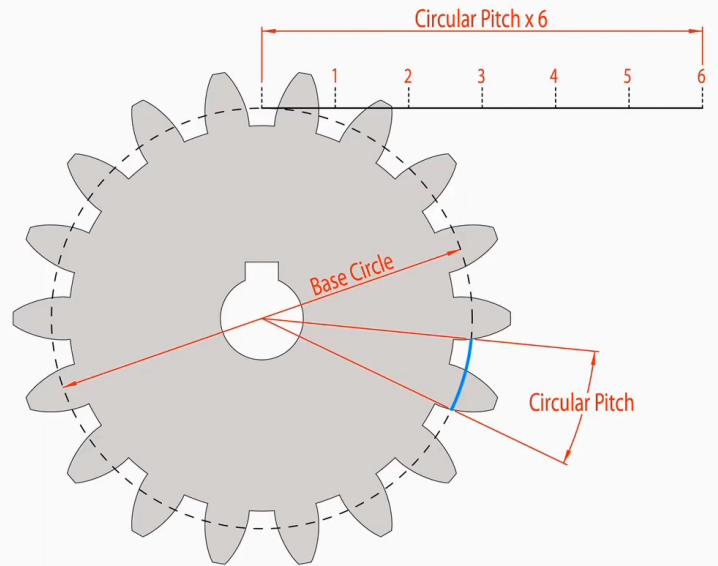
Temel dairesi olarak adlandırılan bir daire üzerinde kaymadan yuvarlanan ana doğrunun, bir noktasının çizdiği eğridir



Involute Gear Profile

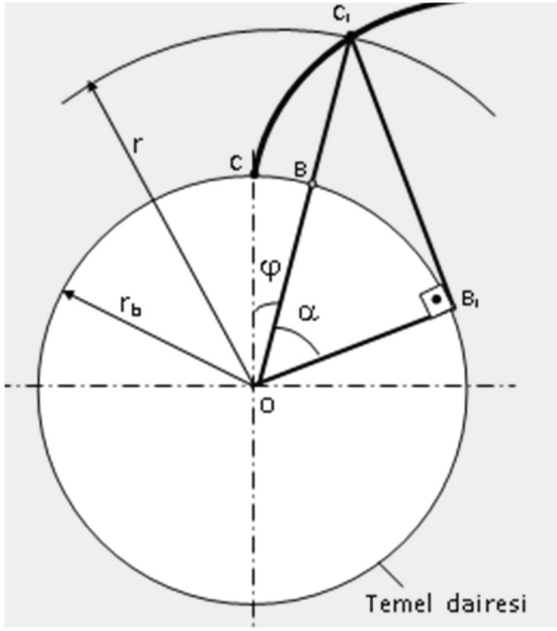
Involute Profile

$\therefore$ Measure 6 x circular pitch lengths



Ana doğrunun temel dairesine teğet olduğu C noktasının, doğru daire üzerinde kaymadan yuvarlanırken çizdiği ($c_1, c_2, \dots, c_6$ noktaları birleştirildiğindeki) eğri **evolvent** eğrisidir.

Bu eğriyi tanımlayan fonksiyona da evolvent fonksiyonu denir (şekil 8).



Eğri üzerindeki bir noktanın (C_1) koordinatlarından yararlanarak evolvent fonksiyonu yazılabilir.

Evolventin tanımından;

CB_1 yay uzunluğu C_1B_1 doğrusunun uzunluğuna eşittir.

$$CB_1 = CB + BB_1 = r_b \cdot \varphi + r_b \cdot \alpha = r_b (\varphi + \alpha)$$

$$C_1B_1 = r_b \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

$$\varphi = \operatorname{tg} \alpha - \alpha$$

$$\operatorname{inv} \alpha = \operatorname{tg} \alpha - \alpha$$

şeklinde tanımlanır.

α , r yarıçaplı daireye karşılık gelen basınç açısıdır.

Evolvent dişlilerde taksimat dairesine karşılık gelen basınç açısı α_0 ile gösterilir ve $\alpha_0 = 20^\circ$ standart bir değer kullanılır.

Dişli çarklarda üçüncü ana büyüklük $\rightarrow \alpha_0$

Bir dişli çarkta evolvent profili üzerinde herhangi bir noktadan geçen r yarıçaplı bir daire ile temel dairesi arasında (C_1OB_1 dik üçgeninden yararlanarak)

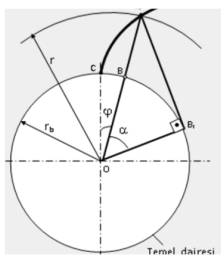
$$r_b = r \cos \alpha$$

yazılır. Buradan hareketle;

$$r_b = r_0 \cos \alpha_0$$

$$d_b = d_0 \cos \alpha_0$$

$$r_0 = \frac{m z}{2}$$



Çizelge 17.1 Evolvent fonksiyonu ($\text{inv}\alpha_y = \varphi_y - \tan\alpha_y - \frac{\pi}{180^\circ} \cdot \alpha_y$)

α	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
10	0,00179	0,00185	0,00190	0,00196	0,00202	0,00208	0,00214	0,00220	0,00226	0,00233
11	0,00239	0,00246	0,00253	0,00260	0,00267	0,00274	0,00281	0,00289	0,00296	0,00304
12	0,00312	0,00320	0,00328	0,00336	0,00344	0,00353	0,00361	0,00370	0,00379	0,00388
13	0,00398	0,00407	0,00416	0,00426	0,00436	0,00446	0,00456	0,00466	0,00467	0,00487
14	0,00498	0,00509	0,00520	0,00531	0,00543	0,00554	0,00566	0,00478	0,00590	0,00603
15	0,00615	0,00628	0,00640	0,00653	0,00667	0,00680	0,00693	0,00707	0,00721	0,00735
16	0,00749	0,00764	0,00778	0,00793	0,00808	0,00823	0,00839	0,00854	0,00870	0,00886
17	0,00902	0,00919	0,00935	0,00952	0,00969	0,00987	0,01004	0,01022	0,01040	0,01058
18	0,01076	0,01095	0,01113	0,01132	0,01152	0,01171	0,01191	0,01210	0,01231	0,01251
19	0,01271	0,01292	0,01313	0,01335	0,01356	0,01378	0,01400	0,01422	0,01445	0,01467
20	0,01490	0,01514	0,01537	0,01561	0,01585	0,01609	0,01634	0,01659	0,01684	0,01709
21	0,01735	0,01760	0,01787	0,01813	0,01840	0,01866	0,01894	0,01921	0,01949	0,01977
22	0,02005	0,02034	0,02063	0,02092	0,02122	0,02151	0,02182	0,02252	0,02243	0,02274
23	0,02305	0,02337	0,02368	0,02401	0,02433	0,02466	0,02499	0,02533	0,02566	0,02601
24	0,02635	0,02700	0,02705	0,02740	0,02776	0,02812	0,02849	0,02885	0,02922	0,02960
25	0,02998	0,03036	0,03074	0,03113	0,03152	0,03192	0,03232	0,03272	0,03312	0,03353
26	0,03395	0,03436	0,03479	0,03521	0,03564	0,03607	0,03651	0,03694	0,03739	0,03784
27	0,03829	0,03874	0,03920	0,03966	0,04013	0,04060	0,04108	0,04156	0,04204	0,04253
28	0,04302	0,04351	0,04401	0,04452	0,04502	0,04554	0,04605	0,04657	0,04710	0,04763
29	0,04816	0,04870	0,04925	0,04979	0,05034	0,05090	0,05146	0,05203	0,05260	0,05317
30	0,05375	0,05434	0,05492	0,05552	0,05612	0,05672	0,05733	0,05794	0,05856	0,05919
31	0,05981	0,06044	0,06108	0,06172	0,06237	0,06302	0,06368	0,06434	0,06501	0,06569
32	0,06636	0,06705	0,06774	0,06843	0,06913	0,06984	0,07055	0,07127	0,07199	0,07272
33	0,07345	0,07419	0,07493	0,07568	0,07644	0,07720	0,07797	0,07874	0,07952	0,08031
34	0,08110	0,08189	0,08270	0,08351	0,08432	0,08514	0,08597	0,08604	0,08764	0,08849
35	0,08934	0,09020	0,09107	0,09194	0,09282	0,09370	0,09459	0,09549	0,09640	0,09731

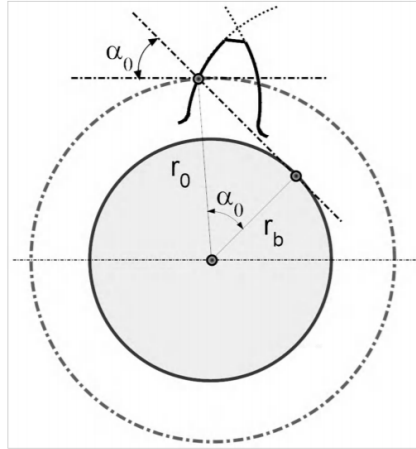
Taksimât dairesi, temel daire

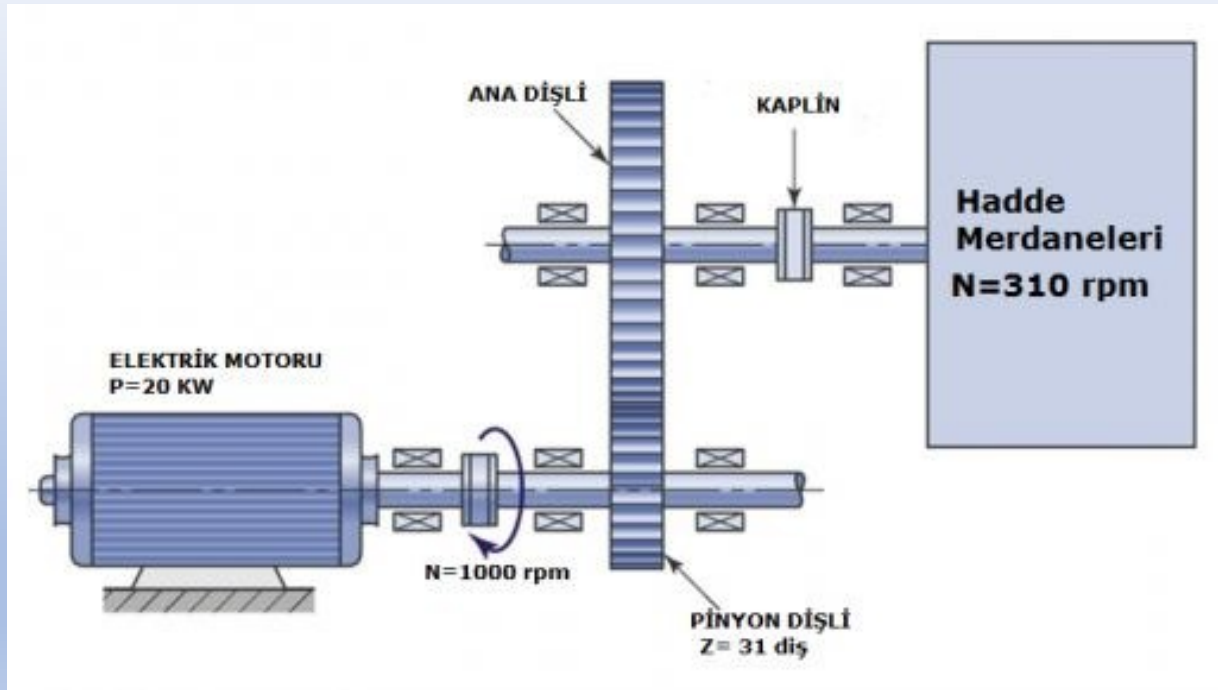
$$r_0 = \frac{r_b}{\cos \alpha_0}$$

temel dairesi yarıçapı r_b

taksimât dairesi yarıçapı r_0

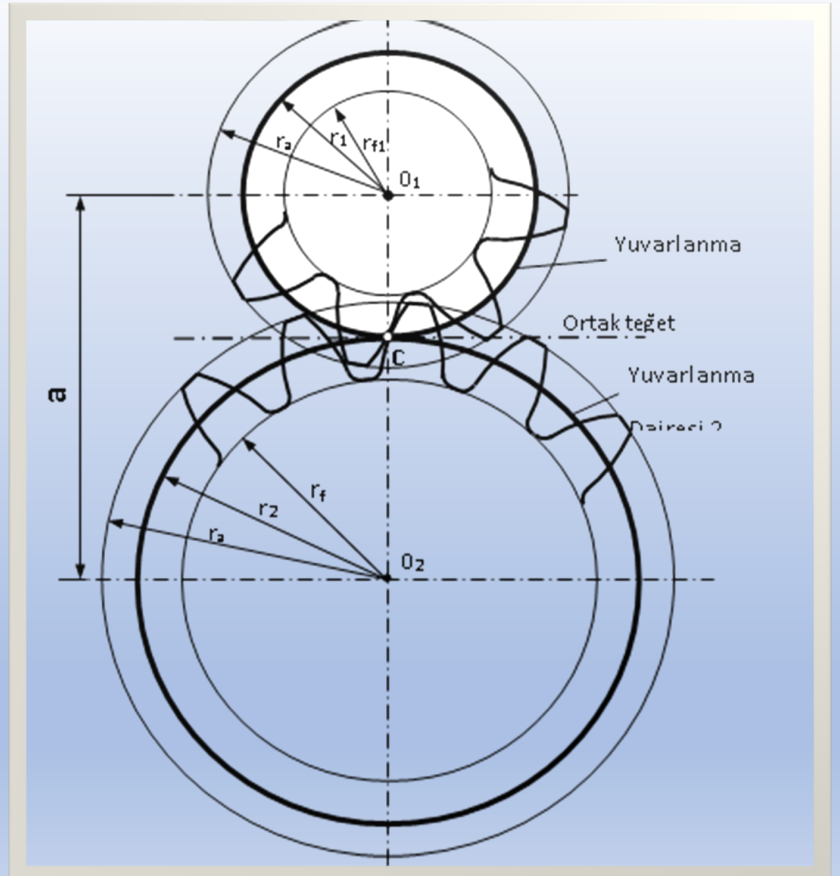
kavrama açısı α_0





5. Dişli Çark Mekanizmalarında Temel Kavramlar

Dişli çark mekanizmaları biri döndüren diğeri döndürülen olmak üzere en az iki dişliden oluşur. Eş çalışan dişliler aynı modüle sahip olmak zorundadır.



Yuvarlanma daireleri ile taksimat daireleri arasında; bir önceki konuda bahsedilen ilişkiye dayanarak;

$$d \cos \alpha = d_0 \cos \alpha_0$$

$$d = d_0 \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha}$$

olur.

Burada α , yuvarlanma dairelerine karşılık gelen basınç açısıdır.

Sıfır dişli çark mekanizmalarında (profil kaydırılmamış dişlilerde) yuvarlanma daireleri taksimat daireleri ile çakışır.

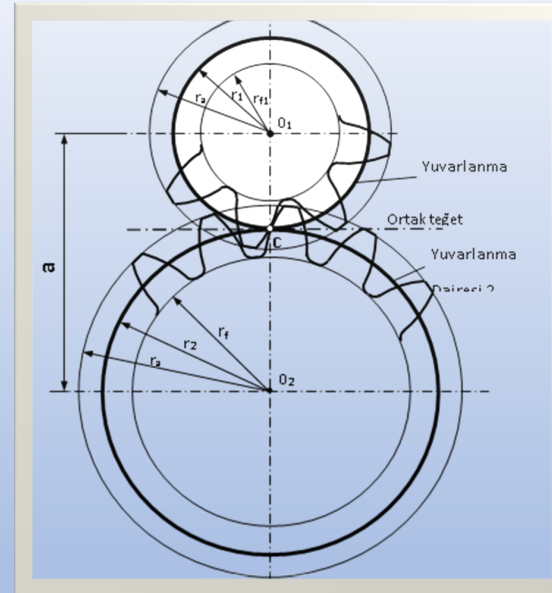
Yani $d = d_0$ dır.

Eksenler arası mesafe: Yuvarlanma daireleri yarıçapları toplamıdır

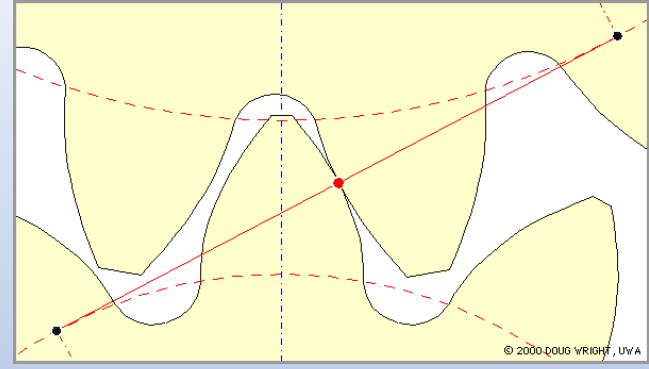
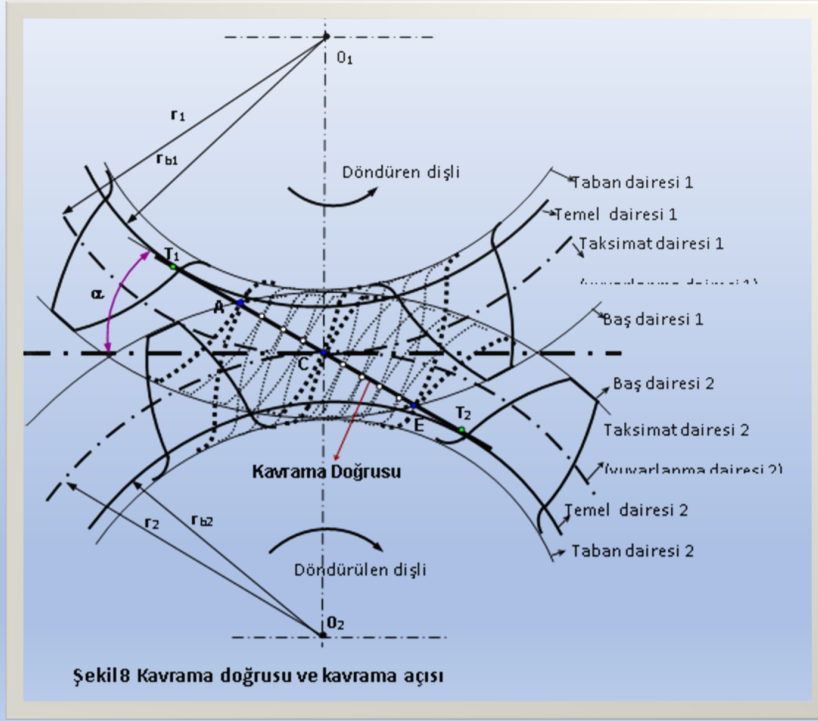
$$a = r_1 + r_2$$

Profil kaydırma uygulanmamış dişli çarklarda eksenler arası mesafe:

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



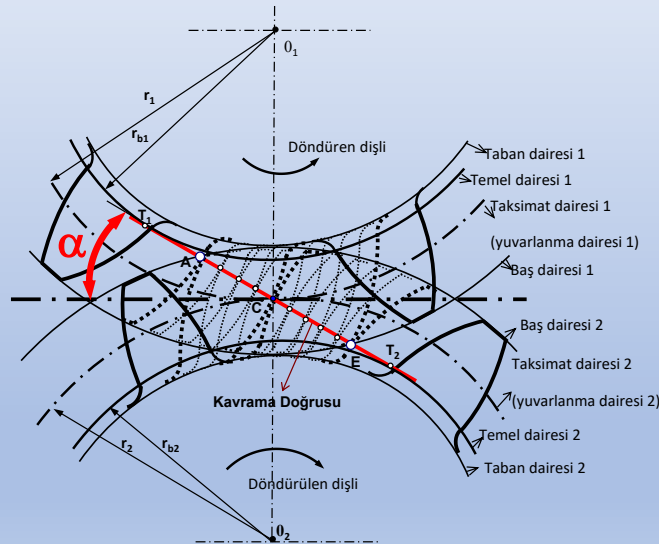
KAVRAMA DOĞRUSU



Eş çalışan iki dişin temas noktalarının geometrik yerine kavrama eğrisi denir. Evolvent profile sahip dişlerde bu geometrik yer bir doğrudur ve buna kavrama doğrusu denir.

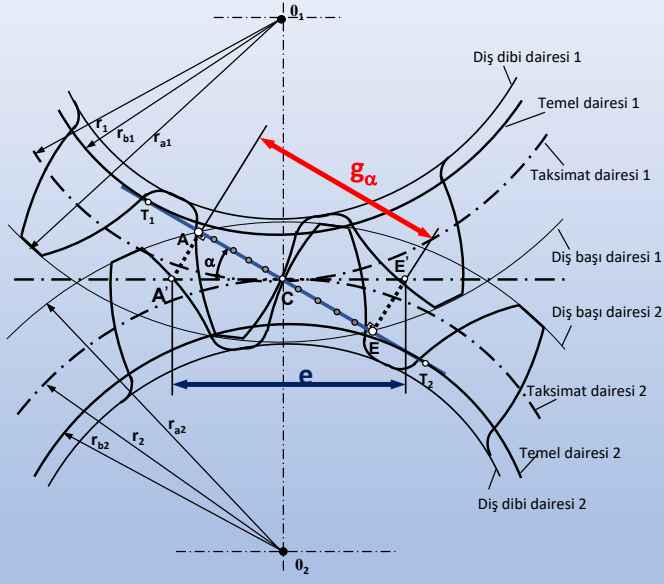
Kavrama açısı α

Kavrama doğrusu ile yuvarlanma dairelerinin ortak teğeti arasındaki açığa denir. Standart dişlilerde bu açı; taksimat dairesine karşılık gelen α_0 basınç açısına eşittir.



Şekil 8 Kavrama doğrusu ve kavrama açısı

KAVRAMA BOYU VE KAVRAMA UZUNLUĞU



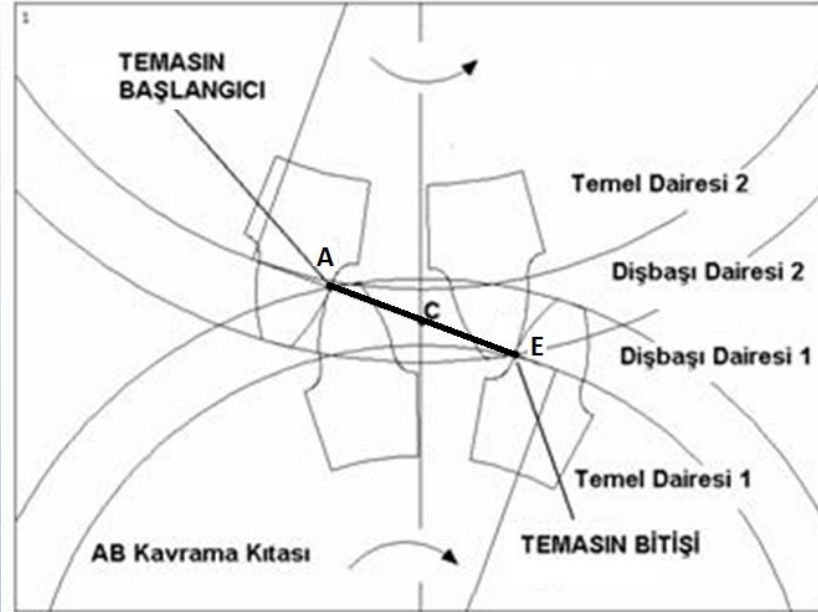
Şekil 9. Kavrama boyu ve kavrama uzunluğu

Kavrama doğrusu üzerinde, kavrama başlangıcını gösteren **A** noktası ile kavrama bitişini gösteren **E** noktaları arasındaki mesafeye g_α kavrama boyu,

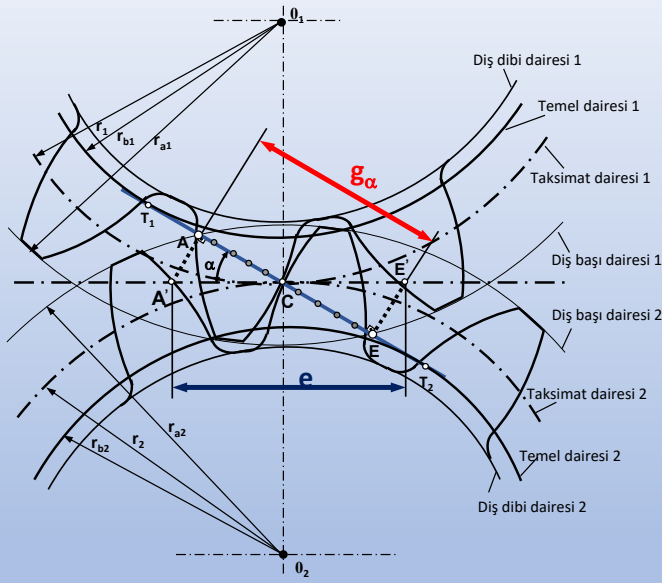
Anılan noktalardan çıkılan diklerin yuvarlanma daireleri ortak teğetini kestiği **A'** ile **E'** aralığına da e kavrama uzunluğu denir.

$$g_\alpha = \overline{AE} = \sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - a_0 \cdot \sin \alpha$$

$$e = \frac{g_\alpha}{\cos \alpha},$$



KAVRAMA BOYU VE KAVRAMA UZUNLUĞU



Şekil 9. Kavrama boyu ve kavrama uzunluğu

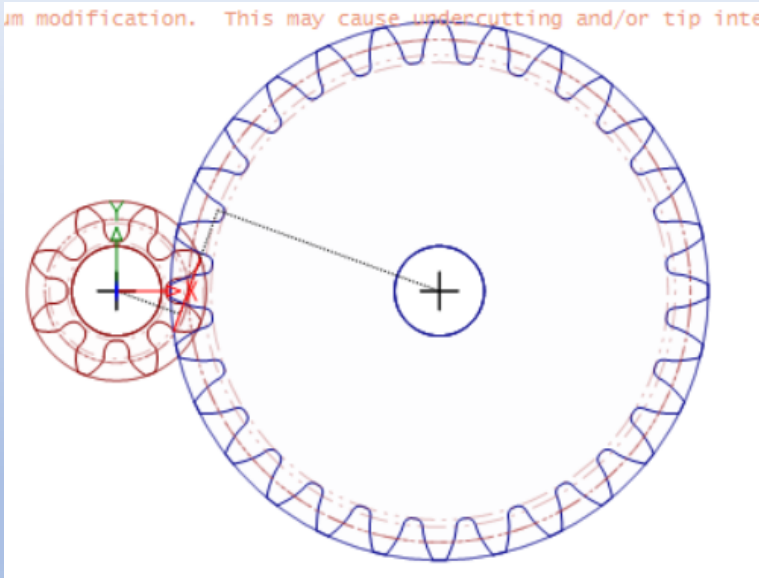
Kavrama oranı: Eş çalışan dişlilerde hareket iletiminin sürekli olması için kavrama uzunluğunun taksimattan büyük olması gerekir ($e > p$). Kavrama uzunluğunun taksimata oranına kavrama oranı ϵ_α denir.

$$\epsilon_\alpha = \frac{e}{p} = \frac{g_\alpha}{p \cdot \cos \alpha}$$

ϵ_α , kesinlikle 1,1'den, mümkünse 1,25' ten büyük olmalıdır. Düz silindirik alın dişlilerde kavrama oranı aşağıdaki bağıntı ile hesaplanabilir.

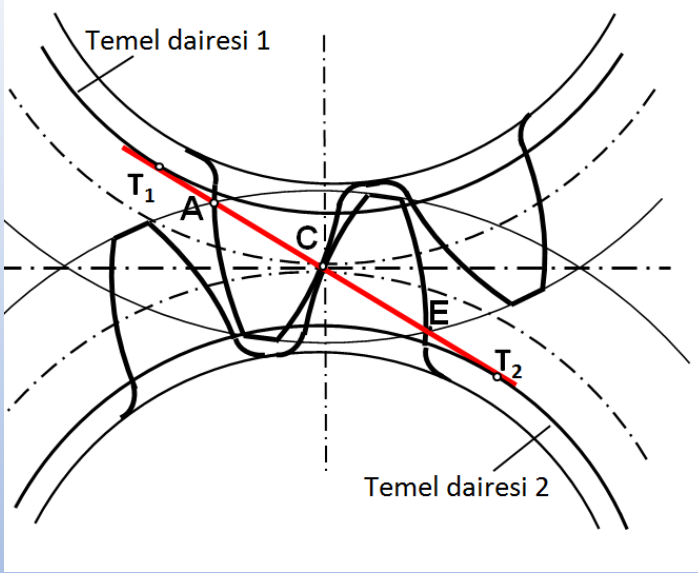
$$\epsilon_\alpha = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - a \cdot \sin \alpha}{p \cdot \cos \alpha}$$

Diş Dibi Kesilmesi



Bir dişli çarka beli bir sayıdan daha az diş açılacak olursa; talaş kaldırarak diş oluşturan kesici takım, diş dibini fazla kesmekte (oymakta) ve diş dibi kesilmesi dediğimiz olay meydana gelmektedir.

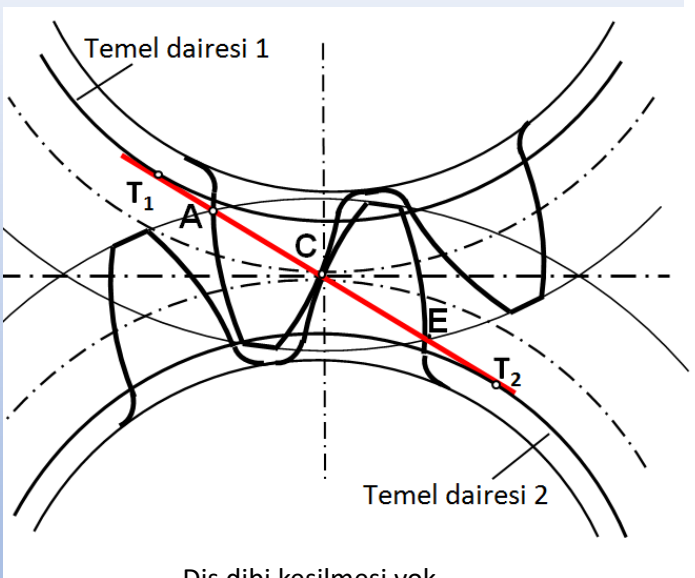
Diş dibi kesilen dişlinin, kesit küçülmesi nedeniyle mukavemeti azalacak ve dişli yan yüzeyinin aktif çalışan boyunun kısalması sebebiyle kavrama oranı azalacaktır



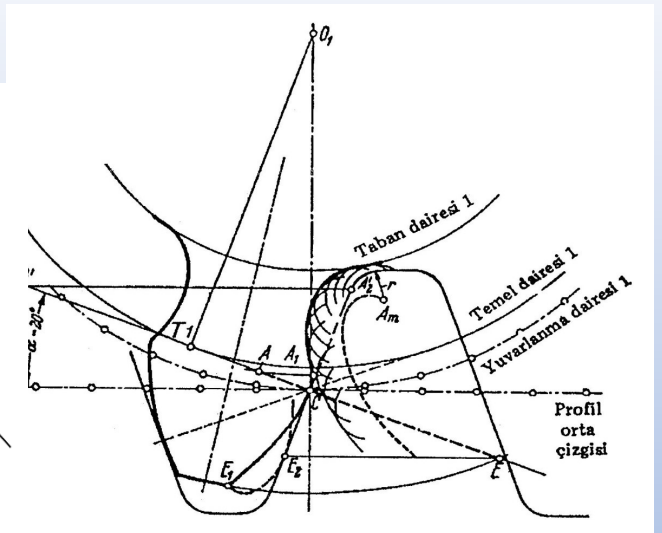
Dişli çarkta diş dibi kesilmesinin olup olmayacağını görmek için;

Kesici takımın baş dairesinin, kavrama doğrusunu kestiği nokta tespit edilir.

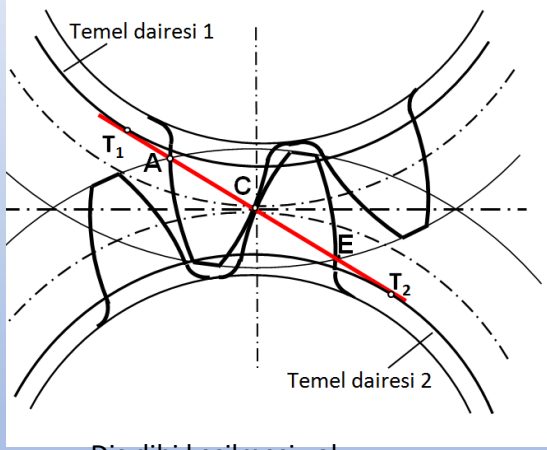
Kesişme noktası kavrama doğrusunun temel dairelerine teğet olduğu T_1 ve T_2 noktaları arasında ise kesilme olmayacak, dışında çıkması halinde kesilme meydana gelecektir



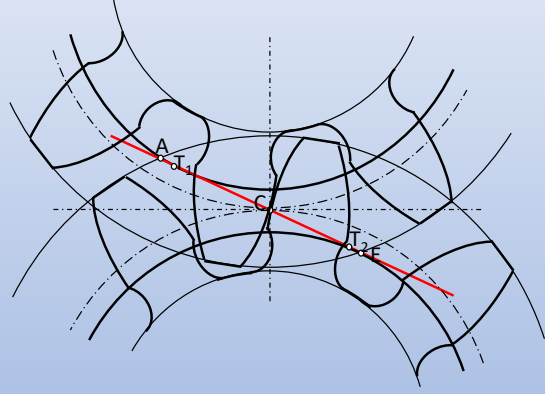
Diş dibi kesilmesi yok



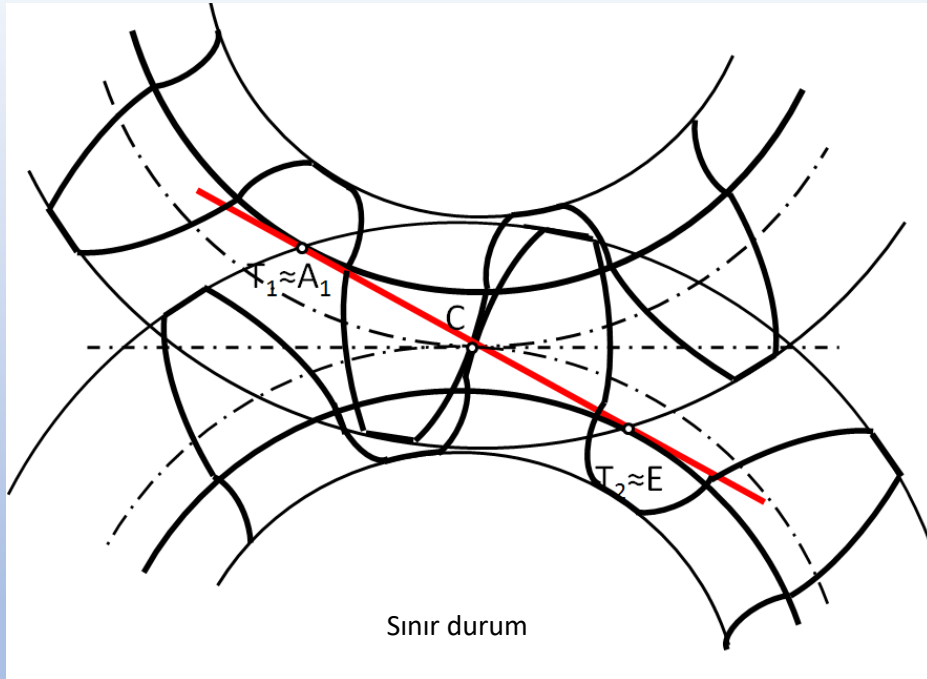
Diş dibi kesilmesi var



Diş dibi kesilmesi yok

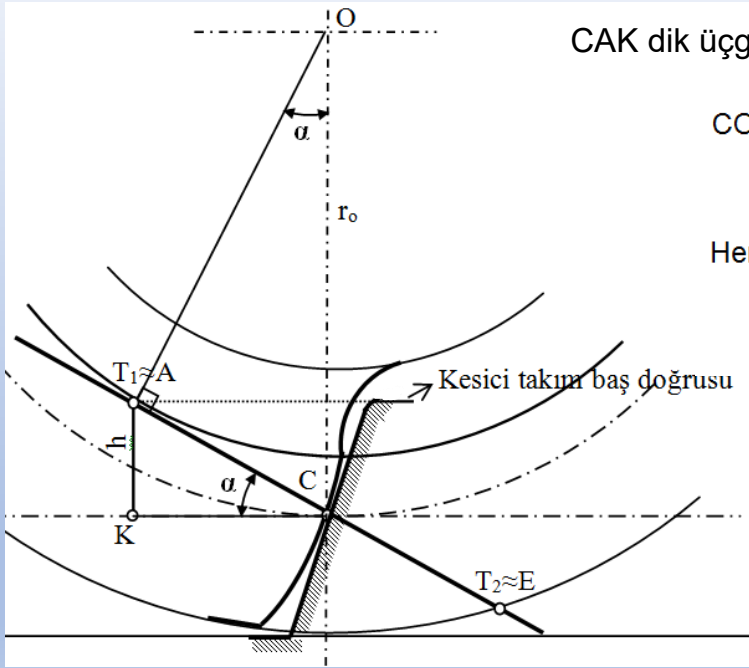


Diş dibi kesilmesi var



Sınır durum

Diş dibi kesilmesi başlangıcını gösteren sınır duruma ait geometriden yararlanarak; kesilme meydana gelmeden bir dişli çarka açılacak en az diş sayısını hesaplayalım.



CAK dik üçgeninde $\sin \alpha = \frac{AK}{AC} = \frac{h}{AC}$, $AC = \frac{h}{\sin \alpha}$

COA dik üçgeninde

$$\sin \alpha = \frac{AC}{OC} = \frac{AC}{r_0}, \quad AC = r_0 \sin \alpha$$

Her iki eşitlikten

$$r_0 = \frac{h}{\sin^2 \alpha}, \quad h = h_a = m, \quad r_0 = \frac{d_0}{2} = \frac{m \cdot z}{2}$$

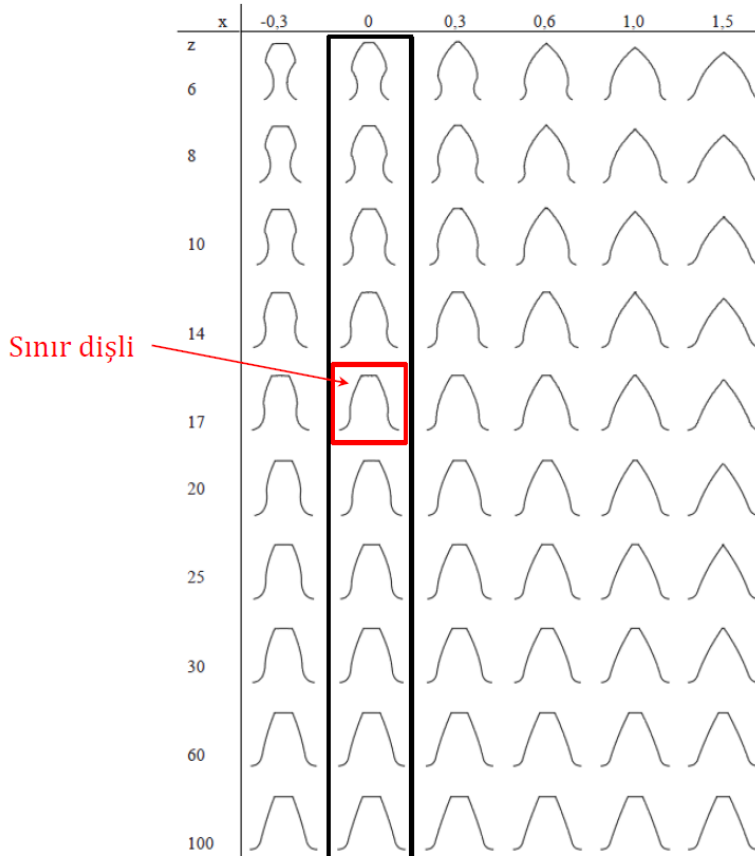
$$\alpha = \alpha_0 = 20^\circ \text{ için}$$

$$\frac{m \cdot z}{2} = \frac{m}{\sin^2 \alpha_0},$$

$$z = z_{\min} = \frac{2 \cdot m}{m \cdot \sin^2 20^\circ} = \frac{2}{\sin^2 20^\circ}$$

$$z_{\min} \cong 17$$

$$Z_{gmin} = 14$$



Ancak, boyut küçüklüğünün (dolayısıyla ağırlığın) önemli olduğu konstrüksiyonlarda (örneğin uçak, otomobil vb.) diş sayılarının daha da küçük olması arzu edilir. Diş dibi kesilmesi oluşmadan minimum diş sayısından daha az diş açabilmek için;

1. Baş yüksekliği kısaltılmış takım kullanmak
2. Kavrama açısını büyütmek
3. Profil kaydırma, yöntemlerinden biri uygulanabilir.

- ❑ Baş yüksekliği kısaltılmış takım kullanarak diş açmak özel takım imalatı gerektirdiğinden pahalı olacaktır
- ❑ Dişlerin basıklaşması nedeniyle profilin aktif çalışan kısmı azalacaktır
- ❑ Kavrama açısını değiştirerek diş açmak standartların dışına çıkmayı ve kavrama oranının küçülmesine neden olacağı için tercih edilmeyen yöntemlerdir.

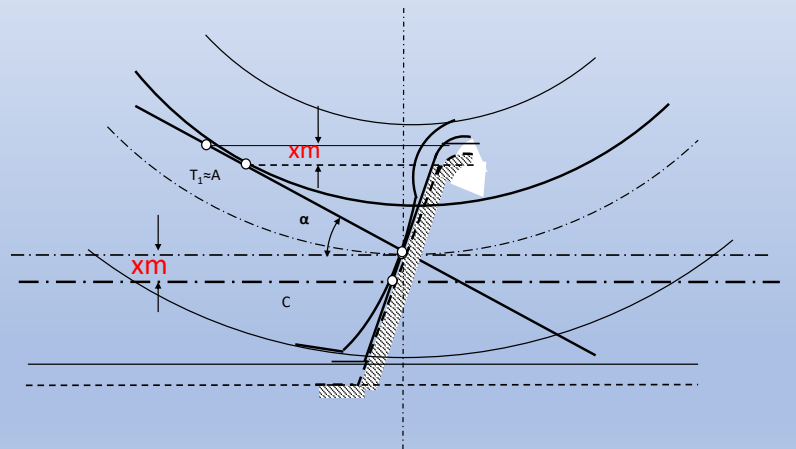
En uygun ve yaygın olarak kullanılan yöntem profil kaydırma yöntemidir.

Bu yöntemde, diş açan kesici takım, dişli merkezinden profil kaydırma miktarı kadar uzaklaştırılarak veya yakınlştırılarak kesme işlemi yapar.

Kesici takım dişli merkezinden uzaklaştırılarak yapılan profil kaydırmaya pozitif (+) profil kaydırma,

dişli merkezine yaklaştırılarak yapılan profil kaydırmaya da negatif (-) profil kaydırma denir.

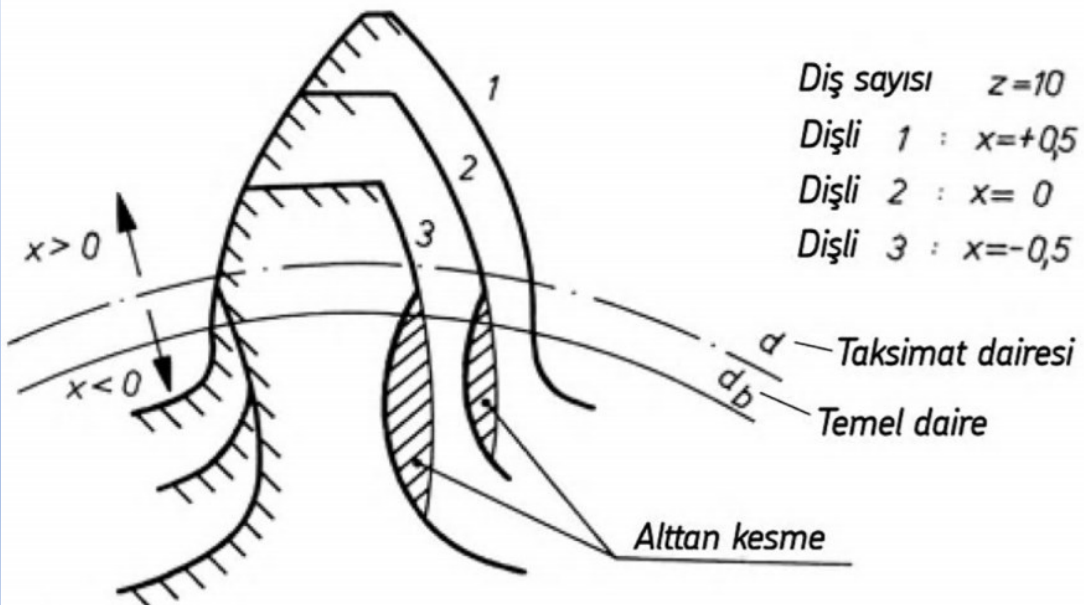
Profil kaydırma miktarı, modülün katı (xm) şeklinde ifade edilir. x , profil kaydırma faktörü, xm de profil kaydırma miktarıdır. Profil kaydırma yapılmamış dişliler sıfır dişli, pozitif profil kaydırılmış dişli $+K$, negatif profil kaydırılmış dişli $-K$ dişli olarak ifade edilir.

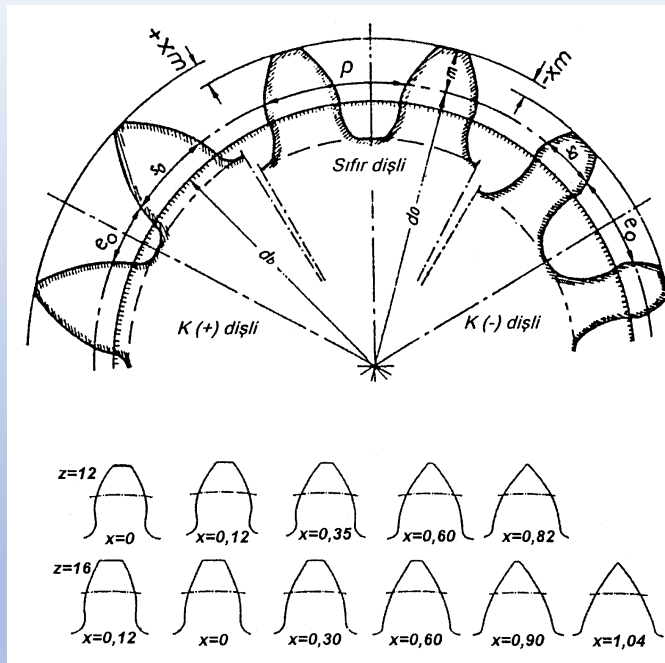
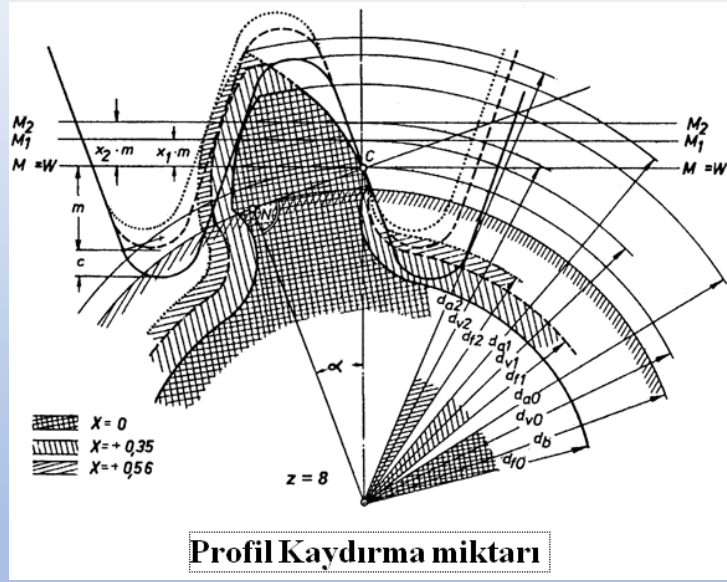


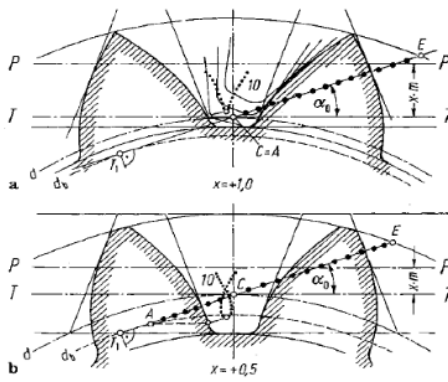
Dişli çarklara yapılan profil kaydırma ile:

- 1. Diş dibi kesilmesi olmadan bir dişliye minimum diş sayısından daha az diş açılabilir
- 2. Dişli mukavemeti artırılabilir
- 3. Önceden verilen bir eksenler arası mesafe sağlanabilir
- 4. Kavrama oranı (negatif kaydırma yapılarak) artırılabilir

Profil Kaydırmanın Etkisi



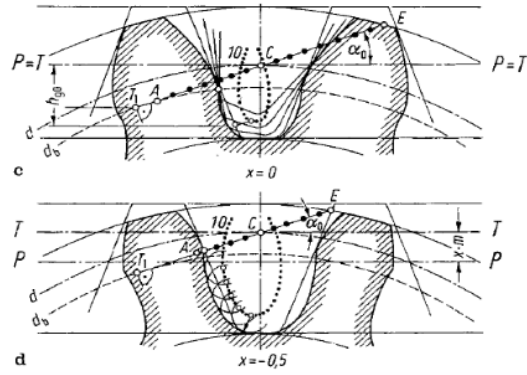




Artan Profil Kaydırma;

(+)

Dış dibi kalınlaşır.
Dış tepesi sivrilir

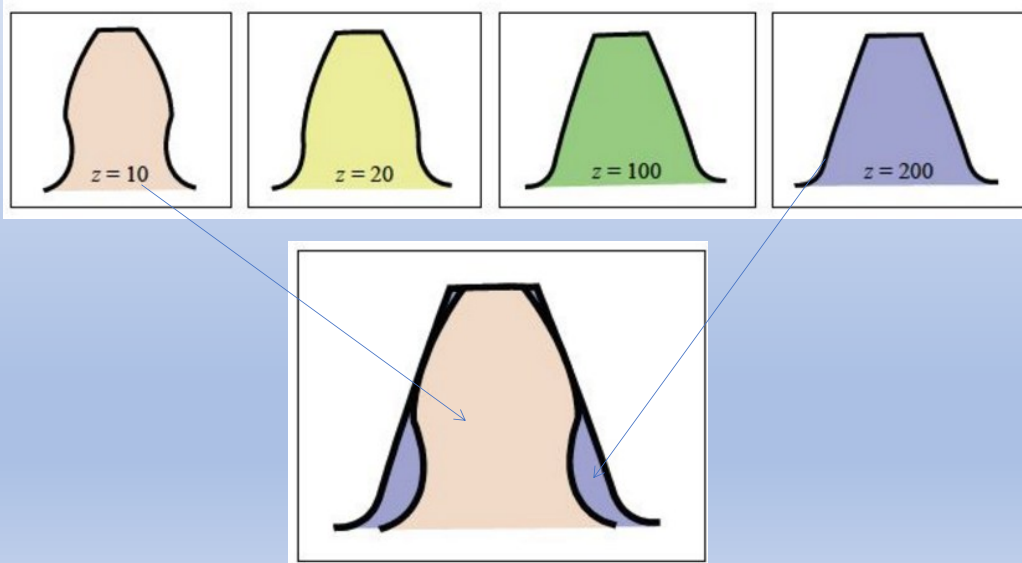


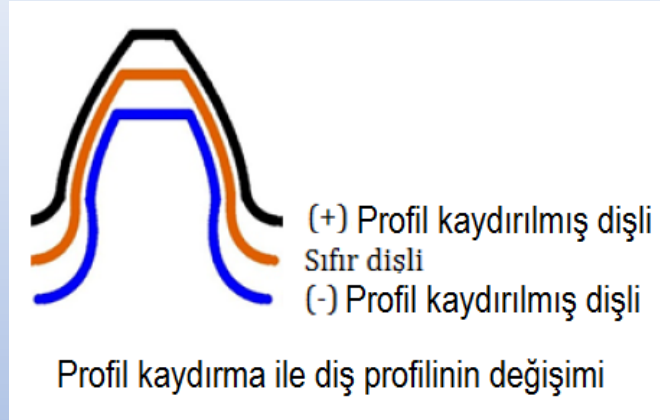
Azalan Profil Kaydırma;

(-)

Dış dibi kesilebilir (kısmi evolvent)
Dış tepesi kalınlaşır.

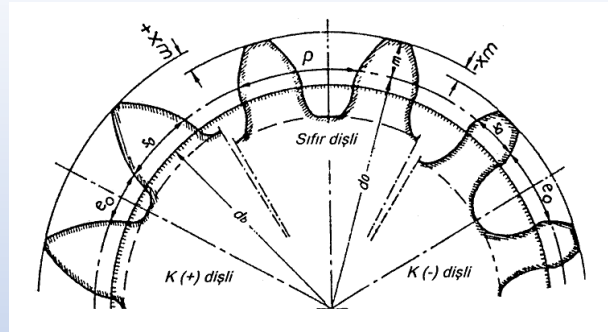
- Evolvent dişlide modül aynı kalmak şartı ile diş sayısı giderek arttırılırsa, temel dairenin çapı artar ve dolayısı ile evolventin eğrilik yarıçapı büyür.
- Nihayetinde diş profili bir eğriden ziyade bir doğruya dönmeye başlar.





Profil Kaydırılmış Dişlilerde Boyutlar:

Taksimat dairesi çapı : $d_0 = m.z$
 Diş başı dairesi çapı : $d_a = d_0 + 2m \pm 2.x.m$
 Diş dibi dairesi çapı : $d_f = d_0 - 2,5m \pm 2.x.m$
 Temel dairesi çapı : $d_b = d_0 \cdot \cos\alpha_0$



Bağıntılardaki (+) işareti pozitif, (-) işareti de negatif kaydırmada kullanılır.

Diş kalınlığı s , pozitif kaydırılmış dişlilerde:

$\Delta s = 2.x.m.tga$ kadar artmıştır. Negatif kaydırmalarda ise Δs kadar azalacaktır.

Taksimat dairesi üzerinde ölçülen diş kalınlığı $s = \frac{p}{2} + 2.x.m.tg\alpha$

Merkezden uzaklığı r_k olan herhangi bir noktadaki diş kalınlığı ise aşağıdaki bağıntı ile hesaplanabilir

$$s_k = 2.r_k \left[\frac{1}{z} \left(\frac{\pi}{2} + 2.x.tg\alpha \right) + inv\alpha - inv\alpha_k \right]$$

α_k kalınlığın hesaplanacağı noktadan geçen dairenin basınç açısıdır. Değeri aşağıdaki bağıntı ile hesaplanabilir.

$$\cos\alpha_k = \frac{r_0}{r_k} \cos\alpha_0$$

Sıfır Mekanizma [0-M]

Mekanizmayı oluşturan her iki dişli de sıfır dişlidir, yani standarttır, dişlere profil kaydırma işlemi uygulanmamıştır. Diş sayılarının minimum diş sayılarından büyük, orta hızlarda çalışan ve fazla yüklenmeyen mekanizmalarda kullanılır.

Bu mekanizmalarda yuvarlanma daireleri dişlilerin taksimat daireleridir, yani

$$d = d_0$$

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

$$\alpha = \alpha_0$$

Kaydırmalı Sıfır Mekanizması (K – O – M)

Biri pozitif diğeri negatif olmak üzere eşit değerde profil kaydırılmış dişlilerden oluşan mekanizmalardır. Bu mekanizmalarda

$$x_1 = -x_2$$

$$x_1 + x_2 = 0$$

Kaydırmalı sıfır mekanizma büyük yüklerde ve büyük çevrim oranlarında mekanizmayı küçük tutabilmek için kullanılır. Bu mekanizmalarda yuvarlanma daireleri taksimat daireleri ile çakışıktır. Eksenler arası mesafe ve kavrama açıları sıfır mekanizmalarında olduğu gibidir.

Kaydırmalı Mekanizma (K-M)

Farklı profil kaydırma uygulanmış dişlilerden oluşan mekanizmalardır, yani;

$$x_1 \neq x_2$$

$$x_1 + x_2 \neq 0$$

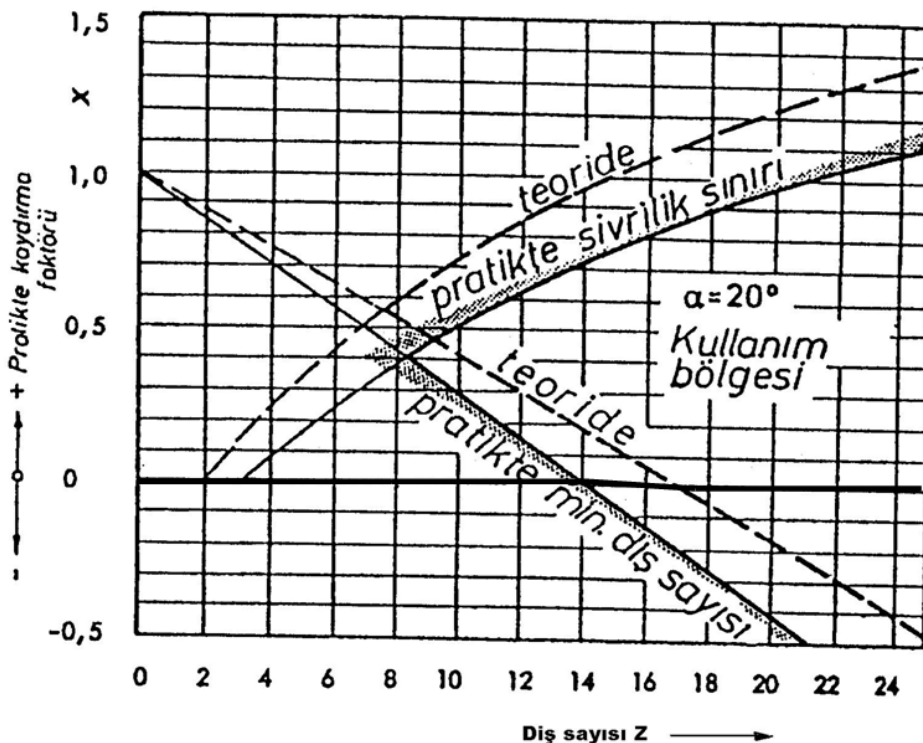
Bu mekanizmalarda yuvarlanma daireleri taksimat dairelerinden farklıdır. Eksenler arası mesafe profil kaydırma durumuna göre sıfır mekanizmaya göre daha küçük ya da büyük olabilir. Mekanizmanın kavrama açısı sıfır mekanizması kavrama açısından farklıdır.

Yuvarlanma daireleri:

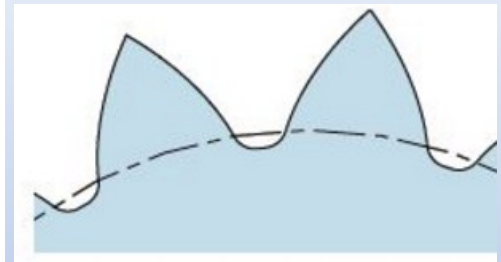
$$d_{w1} = d_1 = d_{01} \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_w}$$

$$d_{w2} = d_2 = d_{02} \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_w}$$

$$\alpha_w \neq \alpha_0, \quad a \neq a_0$$



Şekil 17 Profil kaydırma faktörlerinin sınırı



Örnek :

İyi dengelenmiş mek.

$$z_1 = 24$$

$$z_2 = 108$$

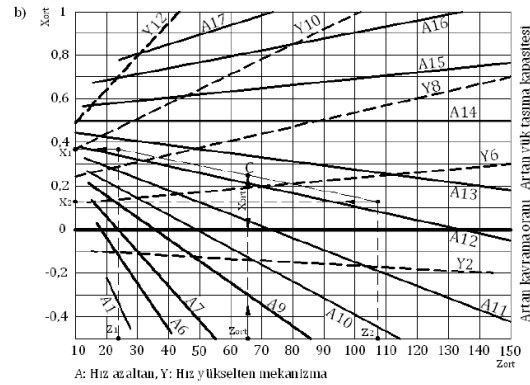
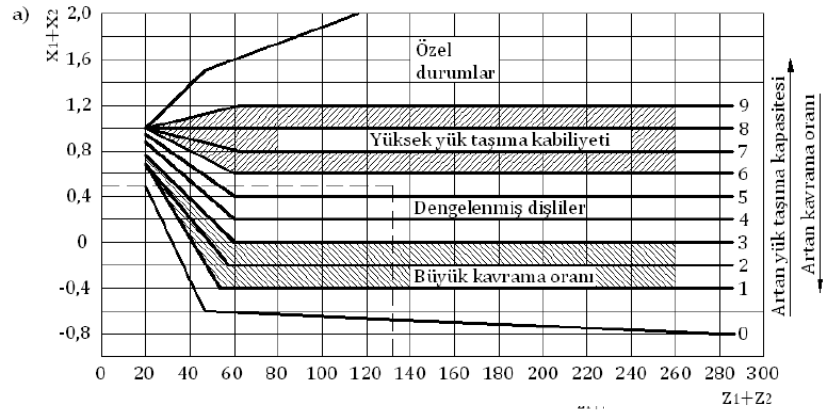
$$z_1 + z_2 = 132$$

$$x_1 + x_2 = 0,5$$

$$z_{ort} = \frac{z_1 + z_2}{2} = 66$$

$$x_{ort} = \frac{x_1 + x_2}{2} = \frac{0,5}{2} = 0,25$$

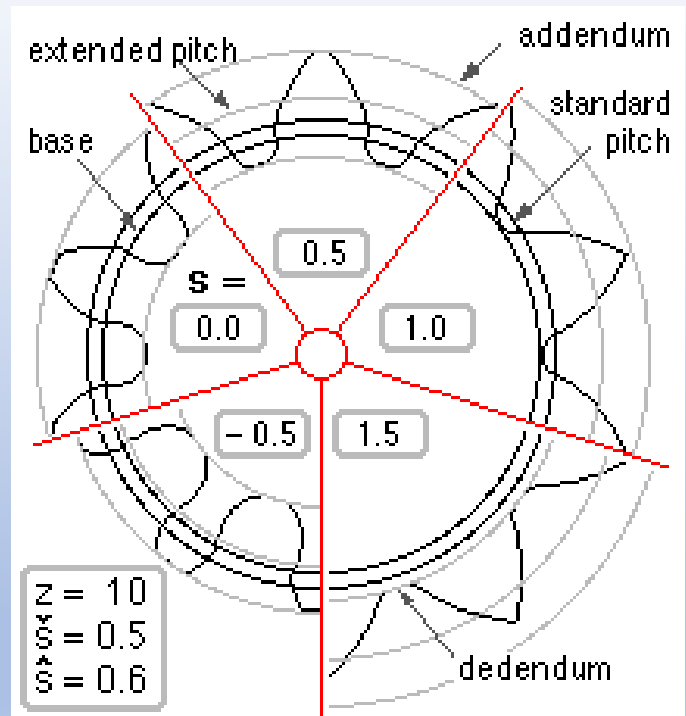
$$x_1 = 0,37 \quad x_2 = 0,13$$

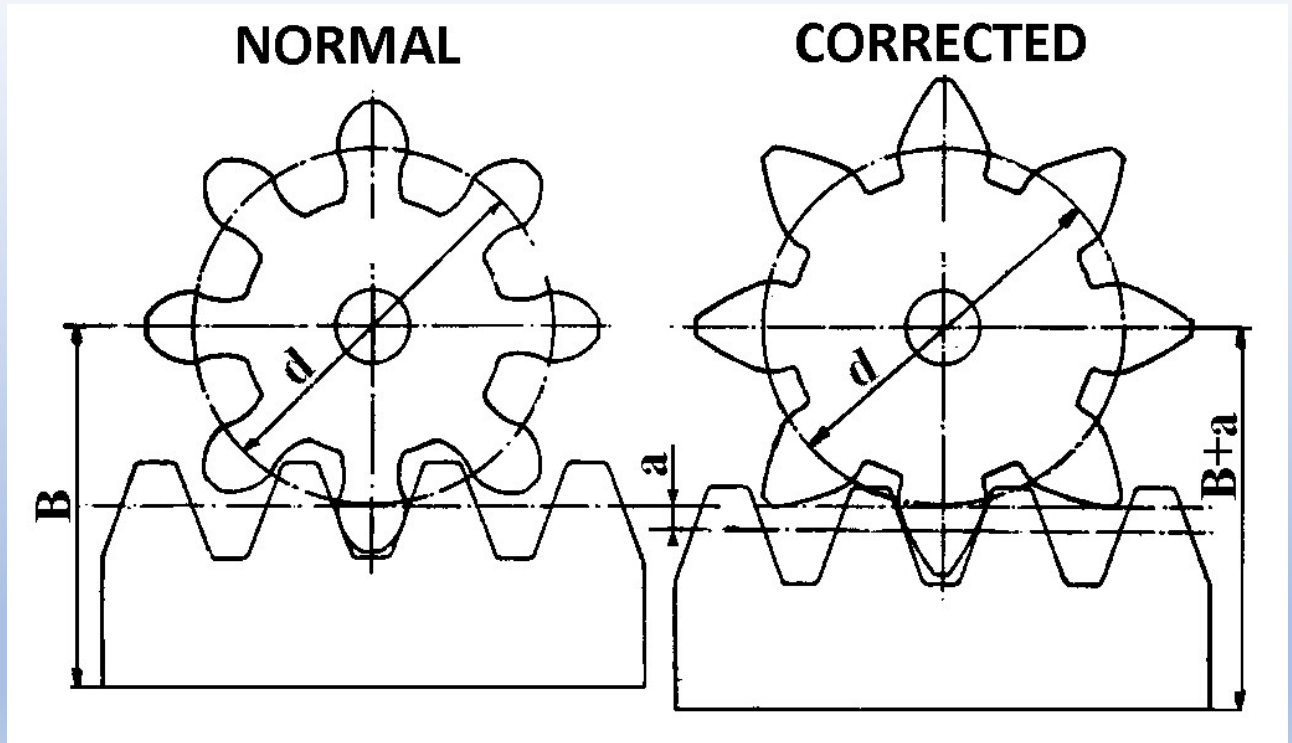


Bir konstrüksiyonda önceden verilen bir eksenler arası mesafe standart dişlilerle sağlanamıyorsa dişlilere profil kaydırma yapılarak elde edilebilir.

Dişli mukavemetini artırmak için her iki dişliye pozitif profil kaydırma yapılabileceği gibi, birine pozitif kaydırma, diğer dişliye negatif kaydırma yapılabilir.

Daha düzgün hareket elde etmek için, diş sayıları büyük olan dişlilerin her ikisine de negatif kaydırma yapılabilir.





Profil kaydırılmış dişli çark mekanizmalarında eksenler arası mesafe:

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{d_{01} + d_{02}}{2} \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_w} = a_0 \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_w}$$

α_w : Profil kaydırılmış dişli mekanizmasının işletme kavrama açısıdır.

Ölçüsü önceden verilen bir eksenler arası mesafe için bu açının değeri aşağıda verilen bağıntı ile hesaplanabilir.

$$\cos \alpha_w = \frac{a_0}{a} \cos \alpha_0$$

İşletme kavrama açısı ile profil kaydırma miktarları arasında ise,

$$2 \frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2} \operatorname{tg} \alpha_0 = \operatorname{inv} \alpha_w - \operatorname{inv} \alpha_0$$

bağıntısı mevcuttur.

Eğer profil kaydırma faktörleri x_1 ve x_2 biliniyorsa
kaydırmalı mekanizmanın işletme kavrama açısı

$$\operatorname{inv} \alpha_w = 2 \frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2} \operatorname{tg} \alpha_0 + \operatorname{inv} \alpha_0$$

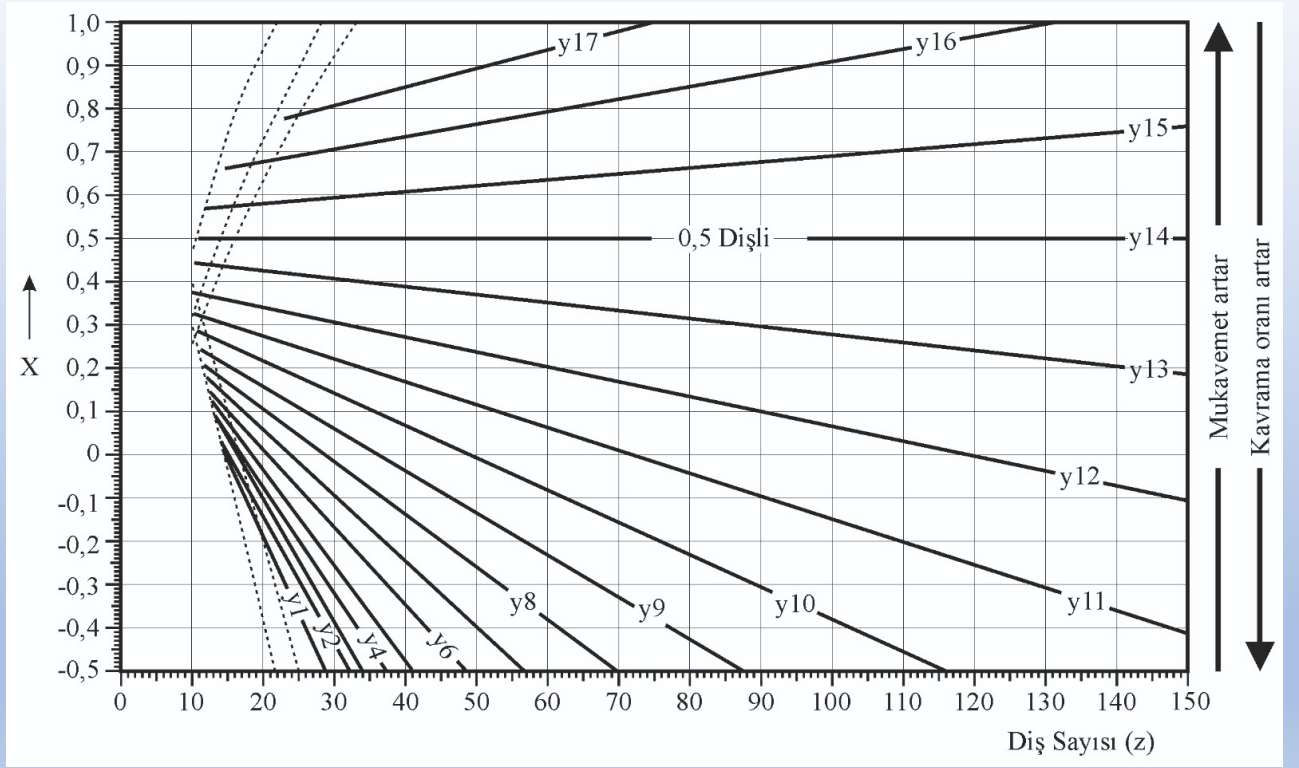
bağıntısı ile hesaplanabilir.

Çoğu zaman konstrüksiyon gereği mekanizmanın eksenler arası mesafesi bellidir veya şart koşulur. Çevrim oranına bağlı olarak z_1 ve z_2 diş sayıları seçilir veya hesaplanır.

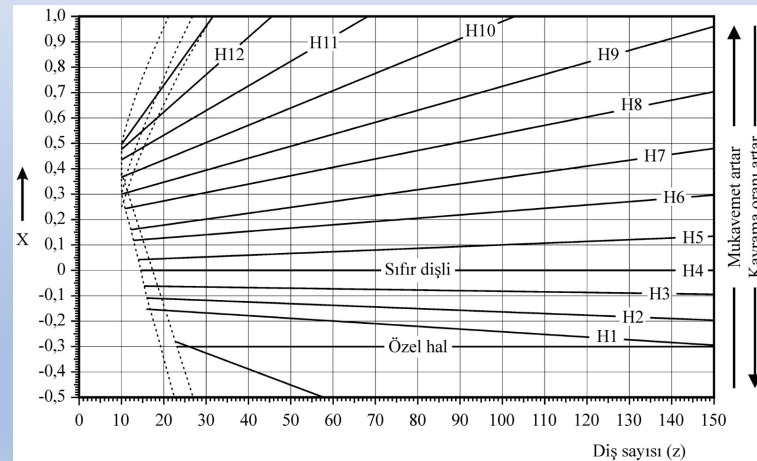
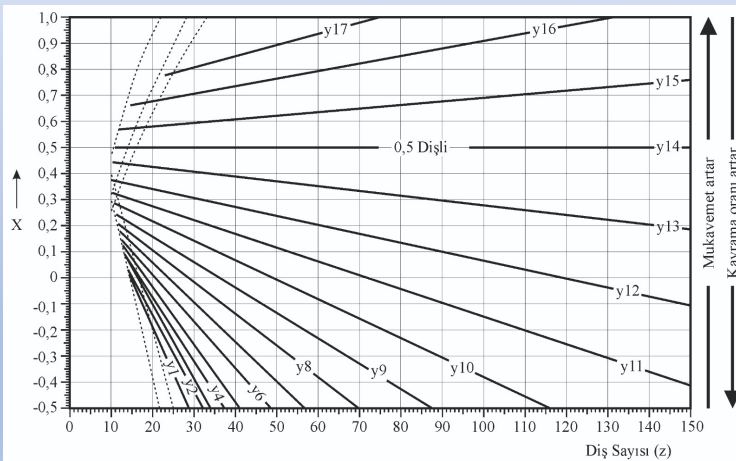
Belirlenen diş sayılarına göre standart dişlilerle verilen eksenler arası mesafe sağlanamıyorsa kaydırma işleminin uygulanması gerekir.

Bu durumda yapılacak profil kaydırma miktarı

$$x_1 + x_2 = \frac{\operatorname{inv} \alpha_w - \operatorname{inv} \alpha_0}{2 \operatorname{tg} \alpha_0} (z_1 + z_2)$$



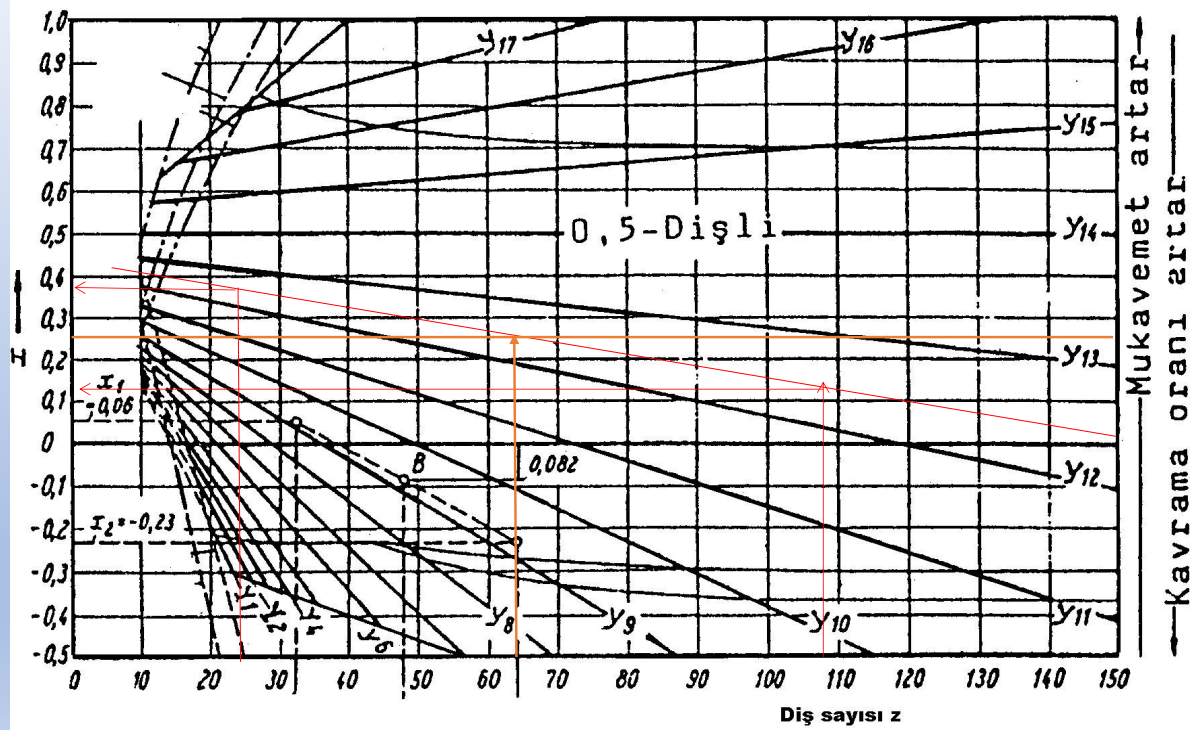
Verilen eksenler arası mesafenin sağlanması için hesaplanan toplam profil kaydırma miktarının her bir dişliye uygulanacak değeri (x_1 ve x_2); hareketin yavaşlatılması veya hızlandırılması haline göre aşağıdaki grafiklerden yararlanarak bulunur.



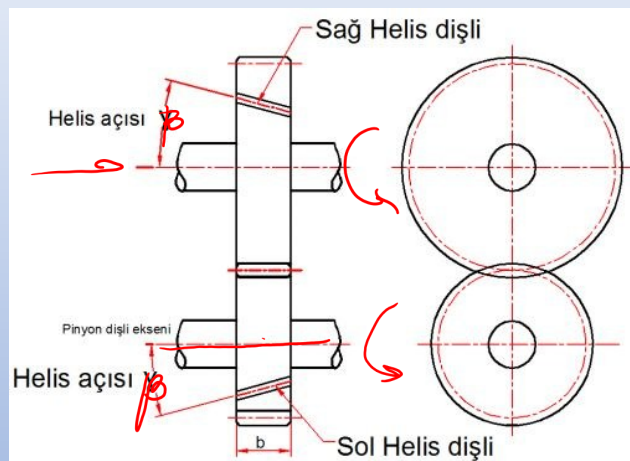
Yavaşla çevrim

helisel dişlilerde z_1 ve z_2 yerine $z_{eş1}$ ve $z_{eş2}$ alınır

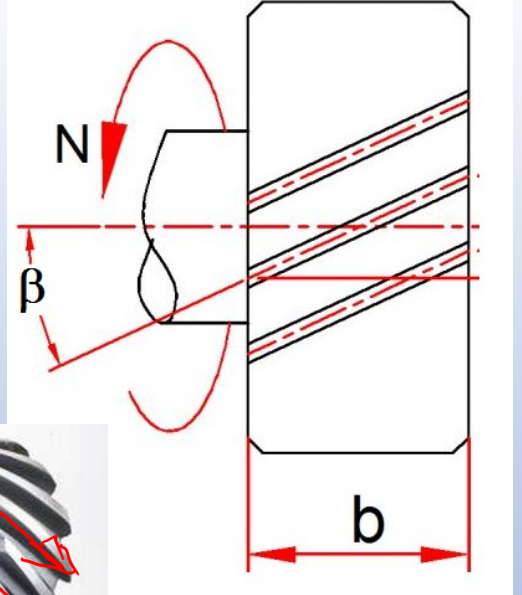
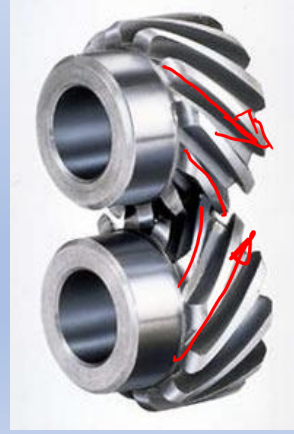
Hızlıya çevrim;



Helisel Dişliler



Helisel dişli çarklarda diş doğrultuları çark eksenine paralel olmayıp β açısı altında sağ veya sol yöne eğimlidirler. İki helisel dişlinin birbiri ile eş çalışabilmesi için aynı β eğim açısına sahip olmaları ancak eğimlerin birinde sağ, diğerinde sol yönde olması gereklidir.



DIŞLI ÇARK MEKANİZMALARI

Helisel Dişliler ve Mukavemet Hesapları



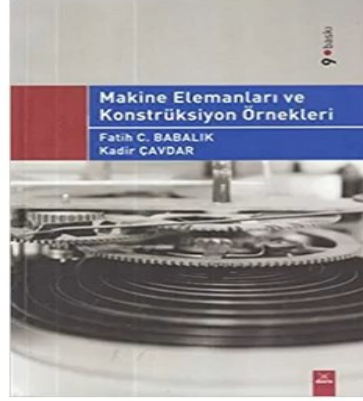
Problem 22.2

Modülü 5 mm, diş sayıları $z_1=20$, $z_2=75$ olan bir düz dişli çark mekanizmasında eksenler arası mesafenin $a=240$ mm olması isteniyor.

- Mekanizmanın *işletme kavrama açısını* hesaplayınız.
- Dişli çarklara uygulanması gereken *profil kaydırma faktörlerini* (x_1 , x_2) hesaplayınız.
- Bu dişlilerin taksimat, diş başı ve temel dairelerinin çaplarını hesaplayınız.
- Mekanizmanın kavrama oranını hesaplayınız.

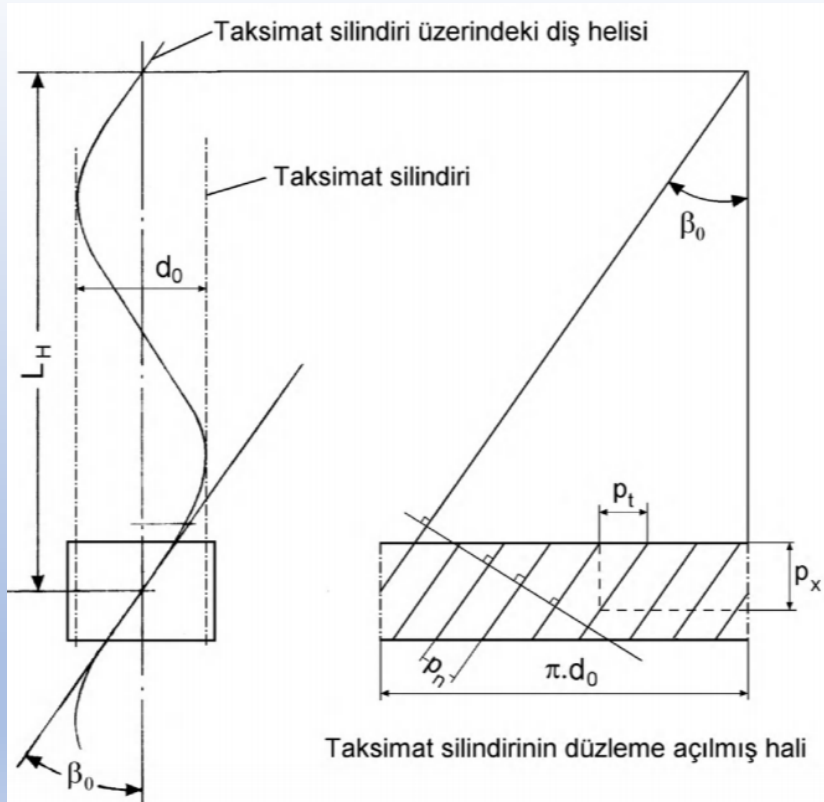


Bursa Uludağ Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi
Makine Mühendisliği Bölümü
Makine Elemanları Bilim Dalı



MAK3004 Makine Elemanları II

Prof. Dr. Kadir Çavdar
©2020



Helisel dişli çarklardan oluşan mekanizmalarda dişler, birbirlerini tüm genişlikte darbe şeklinde kavramadıkları için **düz dişli çark mekanizmalarına göre daha gürültüsüz çalışırlar**. Birbirini kavramış diş sayısı da daima birden fazla olduğu için hem taşınabilen kuvvetler hem de kavrama oranı daha büyük, **izin verilen minimum diş sayısı da daha küçüktür**.

Düz Dişli Çarkların Avantajları

1- İmalat kolaylığı: Yapısı basittir; dolayısıyla tasarım ve imalatı kolaydır.

2- Yüksek verim: Aynı boyutlardaki bir helisel dişli çarkla karşılaştırıldığında verimi daha yüksektir. (Helisel dişli çarkların verimi düşüktür, çünkü dişlerin eğik oluşu çalışma sırasında aksenal kuvvet oluşturur ve ayrıca diş genişliğinin fazla oluşu da aralarındaki kayma temasını büyültür. Bu da fazla ısınmaya neden olur. Böylece güç kaybı çoktur ve verim düşüktür.

3- Montaj kolaylığı: Düz dişli çarkların diş doğrultuları mil eksenine paraleldir. Yani aksenal kuvvet oluşturmazlar. Dolayısıyla mil uçlarının yataklanması kolaydır

Helisel Dişlilerin Avantajları

Helisel dişlide diş doğrultuları dişli eksenine paralel değildir. Belirli bir açı ile oluşturulmuştur.

Sesiz çalışma: Helisel dişlilerde dişler tüm genişlikte aniden birbirini kavramadıkları için çalışmaları daha sesizdir.

Paralel olmayan miller arasında hareket iletebilirler

Mukavemetlidirler: Aynı modül ve genişlikte bir düz dişli çarka göre, helisel dişli daha fazla yük taşıyabilir. Çünkü helisel dişlide diş genişlikleri daha fazladır dolayısıyla birim diş genişliğine etkiyen kuvvet daha azdır.

Düz dişli çarkların kullanım alanları:

Basit düzenekler ve yüksek verimlilik gerektiren , gürültünün (ses düzeyinin) sorun olmadığı uygulamalarda düz dişli çarklar kullanılabilir.

Örneğin: Takım tezgahları, robotik uygulamaları.

Helisel dişli çarkların kullanım alanları

Gürültü tasarım için bir ölçüt ise ve yüksek güç iletiminin gerektiği uygulamalarda helisel dişli çarklar kullanılır. Helisel dişli çarklar genellikle yüksek hızların ve büyük güçlerin gerektiği erlerde kullanılır.

Örneğin: Taşıtlarda ve takım tezgahlarında

Helis açısı β genelde $10^0 - 30^0$ arasında seçilir.

$\beta < 10^0$ olursa helis dişlinin avantajlarından fazla yararlanılamaz.

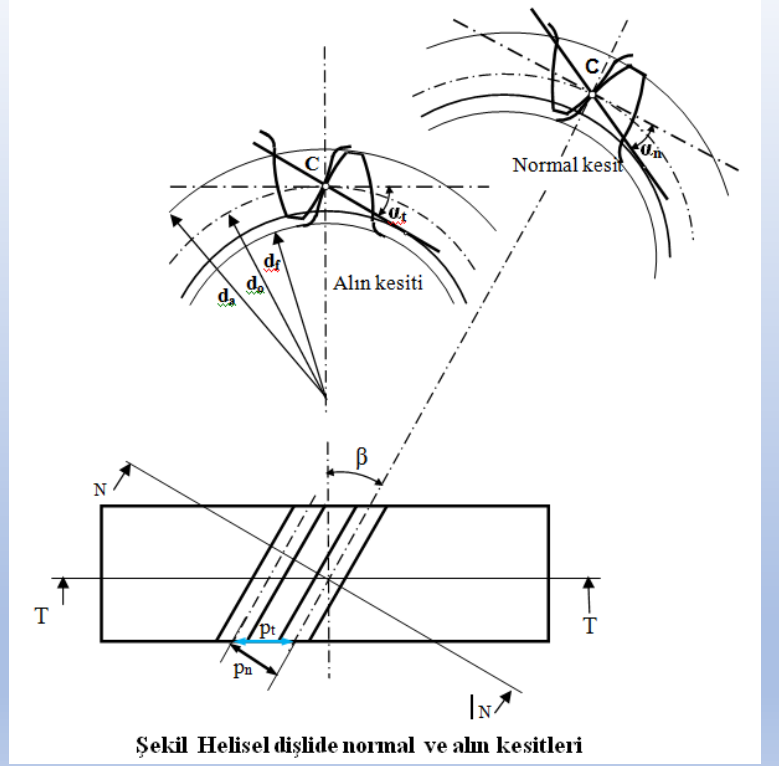
$\beta > 30^0$ olunca da eksenel kuvvet çok büyür

Helisel dişliler incelenirken iki görünüm dikkate alınır.

Helisel dişli çark eksenine dik düzlemde kesildiğinde elde edilen kesit: **Alın kesit**

Helis doğrultusuna dik düzlemle kesildiğinde elde edilen kesit: **Normal kesit**

Alın kesitte ölçülen büyüklükler “t” indisi ile normal kesitte ölçülenler ise “n” indisi ile gösterilir



Şekil Helisel dişlide normal ve alın kesitleri

Helisel Dişli Boyutları:

Helisel dişli çarklarda normal kesitte görünen boyutlar, standart dişli boyutlarıdır.

Normal kesitteki kavrama açısı: $\alpha_n = \alpha_0 = 20^\circ$ dir.

Normal kesitin modülü: $m_n = m$ (m, düz dişlilerdeki standart modüldür)

Normal kesitteki taksimat: $P_n = \pi \cdot m_n$ dir.

Alın kesitte kavrama açısı: $\tan \alpha_t = \tan \alpha_n / \cos \beta$

Alın kesitte modül : $m_t = m_n / \cos \beta$

Alın kesitte taksimat: $p_t = m_t \cdot \pi$

Taksimat daireisi çapı : $d_0 = m_t \cdot z = m_n / \cos \beta \cdot z$

Baş daireisi çapı : $d_a = d_0 + 2 \cdot m_n$

Taban daireisi çapı : $d_f = d_0 - 2,5 \cdot m_n$

Temel daireisi çapı : $d_b = d_0 \cdot \cos \alpha_t$

Eksenler arası mesafe : $a_0 = \frac{d_{01} + d_{02}}{2} = \frac{m_n}{2 \cdot \cos \beta} (z_1 + z_2)$

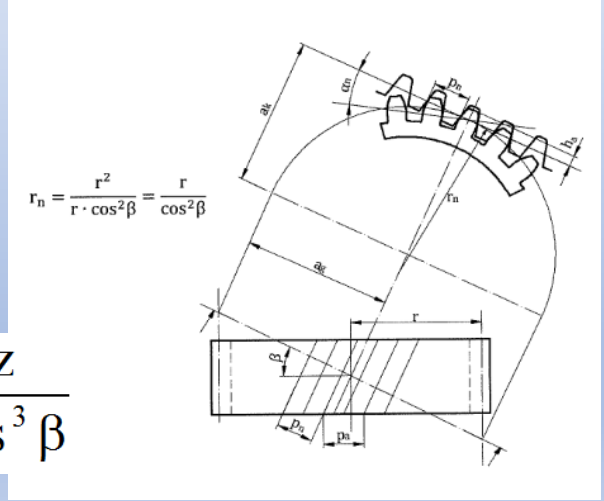
Helisel dişlilerde eşdeğer diş sayısı:

Helisel dişlinin yuvarlanma silindiri, normal kesitte yaklaşık olarak elipstir. Bu elipsin büyük eğrilik yarıçapı r_n ile bir daire çizilirse ve bu daire üzerine helisel dişlinin normal taksimatı ile dişler sıralanırsa bir düz dişli çark elde edilmiş olur.

Bu sanal düz dişli helisel dişliye mukavemet açısından eşdeğer olduğundan “sanal eşdeğer dişli” adı verilir.

eşdeğer diş sayısı

$$Z_{eş} = \frac{Z}{\cos^3 \beta}$$



Helisel dişlide diş dibi kesilmesi olmaması, diş başının da fazla sivrilmemesi için eşdeğer dişlinin de bu özellikleri taşıması gerekir.

Dolayısıyla helisel dişlinin mukavemet hesaplarında, kuvvetlerin belirlenmesinde bu eşdeğer dişli kullanılır.

Helisel dişlide diş dibi kesilmesinin başlayacağı diş sayısı ise

$$Z_{\min_{\text{helisel}}} = \frac{2 \cdot \cos \beta}{\sin^2 \alpha_t}$$

Geometrik ve trigonometrik ilişkilerden hareketle bu diş sayısı:

$$\text{Teoride: } z_{\min_{\text{helisel}}} = z_{\min_{\text{düz}}} \cdot \cos^3 \beta = 17 \cdot \cos^3 \beta$$

$$\text{Pratikte: } z_{\min_{\text{helisel}}}^1 = z_{\min_{\text{düz}}}^1 \cdot \cos^3 \beta = 14 \cdot \cos^3 \beta$$

Eğim açısına bağlı olarak sınır diş sayıları aşağıdaki tabloda verilmiştir.

B	0°	13°	19°	23°	28°	32°	35°	39°	43°
$z_{\min \text{ helis}}^1$	14	13	12	11	10	9	8	7	6

Helisel dişlilerde profil kaydırma:

Eğer eşdeğer dişlinin hesaplanan diş sayısı $z < 14$ ise, helisel dişlide diş dibi kesilmesi meydana gelecektir. Bunu önlemek için profil kaydırma yapılması gerekir.

Profil kaydırma miktarı radyal bir büyüklük olduğundan hem normal hem de alın kesitte aynıdır. $x \cdot m_n$

Önceden verilen bir eksenler arası mesafeyi sağlamak için de profil kaydırma yapılabilir.

Diş sayıları biliniyor ve eksenler arası mesafe de verilmiş ise işletme kavrama açısı

$$\cos \alpha_{wt} = \frac{a_0}{a} \cos \alpha_t = \frac{m_n}{\cos \beta} \frac{z_1 + z_2}{2 \cdot a} \cos \alpha_t$$

Toplam profil kaydırma faktörü, yukarıda bulunan işletme kavrama açısı sayesinde hesaplanır.

$$x_1 + x_2 = \frac{Z_1 + Z_2}{2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_n} (\operatorname{inv} \alpha_{wt} - \operatorname{inv} \alpha_t)$$

x_1 ve x_2 değerlerinin değerleri düz dişlerdeki grafikler yardımıyla belirlenirken dişlilerin diş sayısı olarak $Z_{eş1}$ ve $Z_{eş2}$ alınır.

Profil kaydırılmış helisel dişlide boyutlar:

Alın kavrama açısı : $\operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}$

Taksimat dairesi : $d_0 = \frac{m_n \cdot Z}{\cos \beta}$

Yuvarlanma dairesi : $d = d_0 \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{wt}}$

Diş başı dairesi : $d_a = d_0 + 2 m_n \pm 2 x m_n$

Diş dibi dairesi : $d_f = d_0 - 2,5 m_n \pm 2 x m_n$

Temel dairesi : $d_b = d_0 \cdot \cos \alpha_t = z \cdot m_n \frac{\cos \alpha_t}{\cos \beta}$ (değişmez)

Eksenler arası mesafe : $a = a_0 \frac{\cos \alpha_t}{\cos \beta} = \frac{m_n}{\cos \beta} \frac{z_1 + z_2}{2} \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{wt}}$

Helisel Dişlilerde Kavrama

Profil kaydırma yoksa kavrama oranı:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - a_0 \cdot \sin \alpha_t}{\pi \cdot m_t \cdot \cos \alpha_t}$$

Helisel dişlilerde; diş genişliği, düz dişli genişliğine göre daha büyük olduğundan kavrama uzunluğu **b.tgα** kadar artar. Bu nedenle; kavrama oranı, adım kavrama oranı denilen ε_β kadar büyüktür.

$$\text{Adım Kavrama Oranı} : \varepsilon_\beta = \frac{g_\beta}{p_t} = \frac{b.tg\beta}{p_t} = \frac{b.\sin\beta}{\pi.m_n}$$

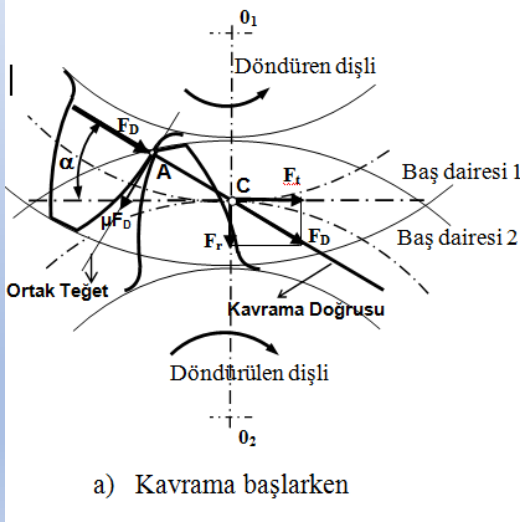
$$\text{Toplam kavrama oranı} : \varepsilon = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta$$

Kaydırılmış helisel dişlide kavrama oranı

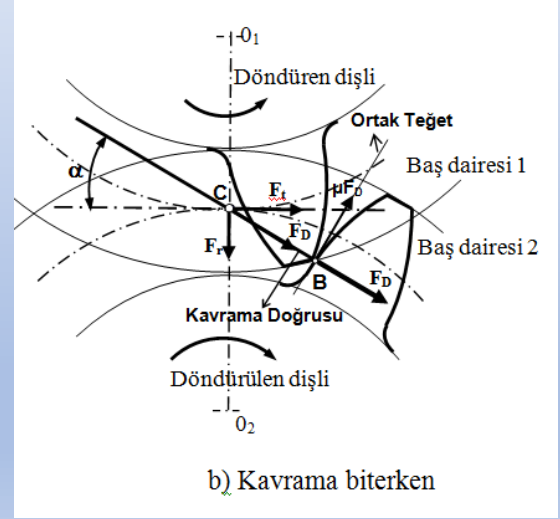
$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - a.\sin\alpha_{wt}}{\pi.m_t.\cos\alpha_t}$$

8. Silindirik Alın Dişli Çarklarda Mukavemet Hesapları

Birbirlerini kavramış konumdaki dişli çarklarda döndüren den döndürölene etkiyen kuvvet, temas noktalarının ortak normali doğrultusundaki normal kuvvettir. Bu dişli kuvvet F_D , evolvent dişlilerde kavrama doğrusuyla çakışır.



a) Kavrama başlarken



b) Kavrama biterken

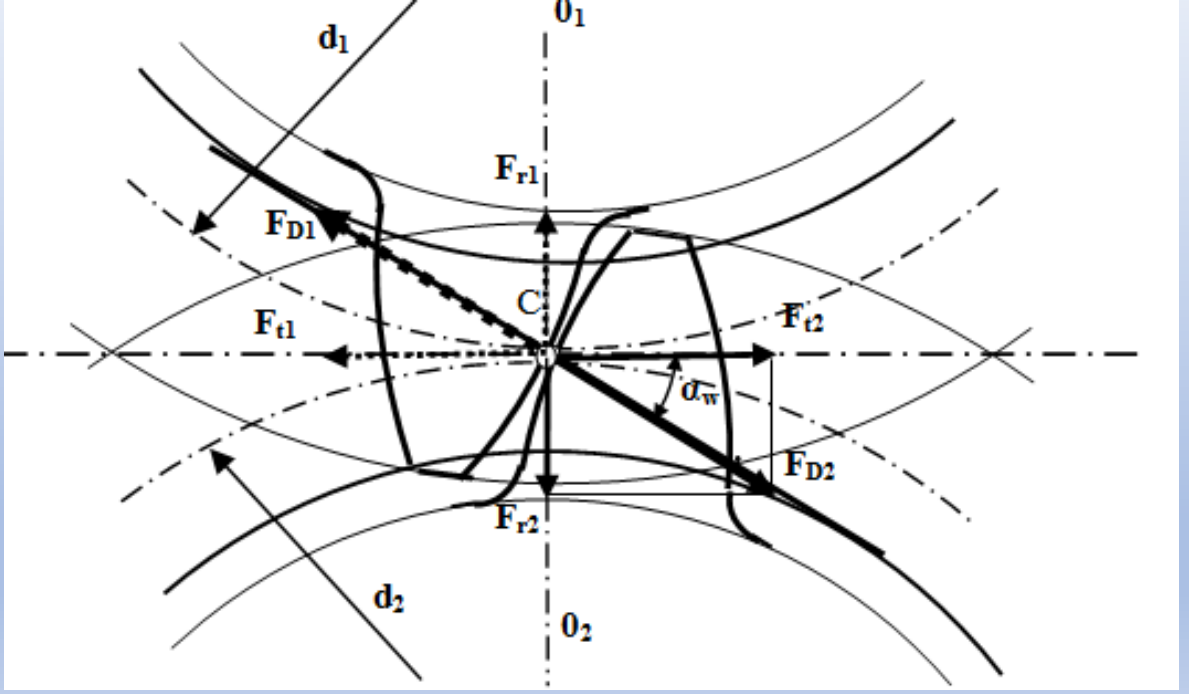
Boyutlandırma

Diş dibi mukavemeti: Eğilme, bası ve kayma zorlanmalarından dolayı diş dibinde kırılma meydana gelmemesi için. Özellikle sertleştirilmiş dişlilerde önemlidir.

Yan yüzey mukavemeti: Yan yüzeylerde Hertz basıncından dolayı ezilmeler olup olmadığının kontrolüdür. Sertleştirilmemiş dişlilerde önemlidir.

Aşınma kontrolü: Çalışma sırasında, dişlerin temas yüzeylerinde kayma hareketi nedeniyle oluşan sürtünme; yüzeylerin aşınmasına sebep olur. Bu olayın olmaması için dişli çarklar yağlanırlar.

Dişli Kuvvetlerinin Hesabı Düz dişlilere ait eş çalışan iki dişin yuvarlanma noktası C 'de temas halini göz önüne alalım



Bu kuvvetlerin hesaplanmasında teğetsel bileşenden yararlanılır. Çünkü dişli çarklarla iletilen dönme momenti ile bu çevresel kuvvet arasında aşağıdaki bağıntı bilinmektedir:

$$M_d = F_t \cdot \frac{d}{2}$$

Diğer kuvvetler de çevresel kuvvette bağlı olarak aşağıda verilen eşitliklerle hesaplanır.

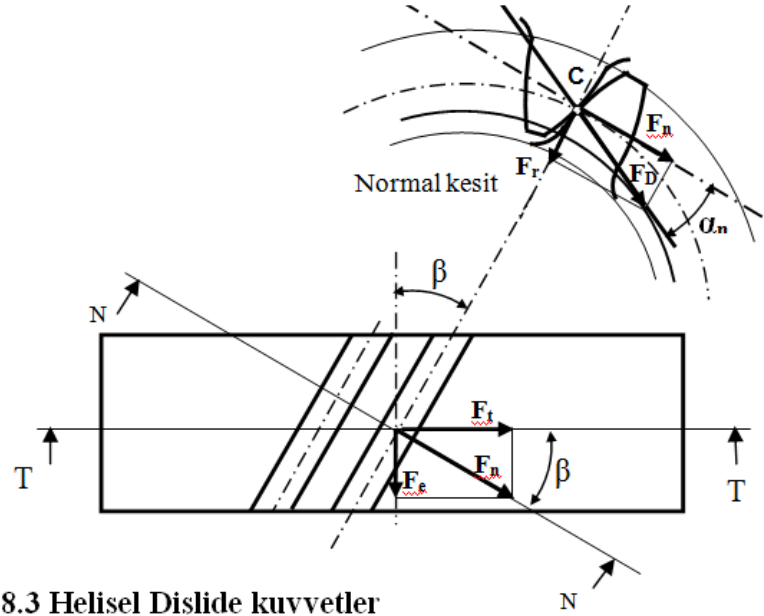
$$F_D = \frac{F_t}{\cos \alpha} \quad \text{ve} \quad F_r = F_t \cdot \tan \alpha$$

Dişlilerin **helisel dişli çark** olması halinde, dişli kuvveti F_D , dişli çarkların normal kesit düzleminde olup normal kesitteki diş profiline diktir .

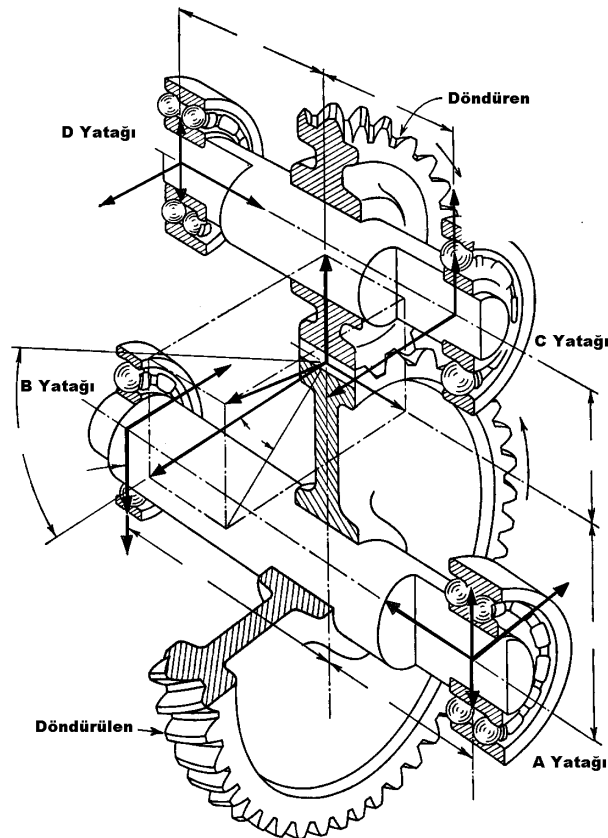
$$F_D = \frac{F_t}{\cos \alpha \cdot \cos \beta}$$

$$F_r = F_n \cdot \tan \alpha_n = F_t \cdot \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}$$

$$F_e = F_t \cdot \tan \beta$$



8.3 Helisel Dislide kuvvetler



Dişli çarklara çalışma sırasında etkiyen kuvvetler dişlerde diş dibi kesilmesine, yan yüzeylerde ezilmeye ve aşınmaya sebep olurlar.

Diş dibi mukavemeti: Eğilme, bası ve kesmeden dolayı diş dibinin kırılıp kırılmayacağının kontrolü. Yüzeyleri sertleştirilmiş dişlilerde önemlidir.

Yan yüzey mukavemeti: Yan yüzeylerde Hertz basıncından dolayı ezilmelerin olup olmayacağının kontrolü.

Aşınma kontrolü: Dişli çarklar temas yüzeylerinde aşınmayı önlemek için yağlanırlar. Yük, kayma hızı, yüzey kalitesi ve kullanılan yağın viskozitesi arasında iyi bir uyum sağlanırsa temas yüzeylerinde oluşan yağ filmi aşınmayı önleyecektir.

9. Mukavemet Hesaplarını etkileyen Faktörler

Dişli çarklar, iletilen dönme momentinden dolayı etkiyen çevresel kuvvetlerden başka işletme şartlarından, imalat ve konstrüksiyon özelliklerinden doğan ek dinamik kuvvetler tarafından da zorlanır.

Zorlanmayı etkileyen bu durumlar, dört temel faktörle dikkate alınır.

- ☐ İşletme faktörü K_A ; dış dinamik kuvvetleri,
- ☐ Dinamik faktör K_V ; iç dinamik kuvvetleri,
- ☐ Genişlik faktörü $K_{F\beta}$ ve $K_{H\beta}$; yükün diş genişliği boyunca dağılımındaki dengesizlikleri,
- ☐ Alın yük dağılım faktörü $K_{F\alpha}$ ve $K_{H\alpha}$; birbirlerini kavrama halindeki dişlere yükün düzgün dağılmamasını dikkate alır.

İşletme Faktörü K_A :

Motor ve iş makinesi özellikleri, kavrama, kasnak gibi elemanların kütleleri çeşitli darbe ve moment düzgünsüzlüklerine sebep olur ve dişliye gelen kuvveti önemli ölçüde etkiler. Bu etki değerleri tabloda verilen K_A ile hesaba katılır.

Tablo 4 K_A İşletme Faktörü				
İş Makinesi	Tahrik Motoru			
	Elektrik Motoru Düzenli çalışan	Türbin Hafif darbeleri	Çok Silind. Motor Orta darbeleri	Tek Silind Motor Şiddetli darbe
Düzenli çalışan jeneratör, bantlı konveyör, hafif asansör, turbo kompresör	1	1,10	1,25	1,50
Orta darbeleri tezgah motorları, karıştırıcılar, pompalar, krenler	1,25	1,35	1,50	1,75
Orta darbeleri kauçuk ekstrüzyon mak. kırıcılar, ağaç işleme makineleri	1,50	1,60	1,75	2
Şiddetli darbe haddehaneler, zımba, keçe, ağır makineler, taş kırıcılar	1,75	1,85	2	2,25

Dinamik Faktör K_V :

$$K_V = K_{V\alpha} - \epsilon_\beta \cdot (K_{V\alpha} - K_{V\beta})$$

Dişli kalitesine bağlı olarak düz ve helisel dişliler için $K_{V\alpha}$ ve $K_{V\beta}$ değerleri Tablo... de verilmiştir.

(ϵ_β : helisel dişlilerde adım kavrama oranıdır)

$$\epsilon_\beta = \frac{g_\beta}{p_t} = \frac{b \cdot \tan \beta}{p_t} = \frac{b \cdot \sin \beta}{\pi \cdot m_n}$$

Tablo 5 Dinamik faktör K_V hesabında $K_{V\alpha}$ ve $K_{V\beta}$ değerleri

	$K_{V\alpha}$								$K_{V\beta}$
Kalite	5	6	7	8	9	10	11	12	Hepsi
Düz dişli	5,7	9,6	15,3	24,5	34,5	53,6	76,6	122,5	0,0193
Helis dişli	5,1	8,5	13,6	21,8	30,7	47,7	68,2	109,1	0,0087

Genişlik Faktörü $K_{F\beta}$ ve $K_{H\beta}$:

Dişlerdeki elastik deformasyonlar, ideal geometriden sapmalar nedeniyle yan yüzeylerdeki yük dağılımı homojen olmayabilir.

Bu durum diş dibi mukavemeti hesabında $K_{F\beta}$, yan yüzey mukavemetinde $K_{H\beta}$ faktörleriyle dikkate alınır.

$$K_{F\beta} = 1 + (K_{\beta} - 1) \cdot f_w \cdot f_p$$

K_{β} Genişlik temel faktörü (Tablo 6), f_w Yük düzeltme faktörü (Tablo 7)

f_p Malzeme çifti faktörü (Tablo 8)

Yan yüzey mukavemet hesabında genişlik faktörü ise; $K_{H\beta} = K_{F\beta}^{1,39}$

Tablo 6. K_{β} Genişlik temel faktörü

Diş genişliği		Diş Kalitesi									
>	≤	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
20	20	1,06	1,06	1,07	1,08	1,10	1,13	1,17	1,23	1,32	1,48
20	40	1,07	1,08	1,08	1,09	1,11	1,14	1,19	1,25	1,36	1,53
40	100	1,08	1,08	1,09	1,09	1,13	1,16	1,20	1,28	1,40	1,59
100	160	1,10	1,10	1,12	1,13	1,16	1,19	1,23	1,33	1,46	1,66
160	315	1,12	1,13	1,14	1,15	1,18	1,21	1,26	1,34	1,48	1,69
315	560	1,15	1,17	1,18	1,19	1,21	1,24	1,28	1,37	1,51	1,70
560		1,21	1,21	1,22	1,24	1,27	1,29	1,32	1,4	1,54	1,74

Tablo 7. Yük düzeltme faktörü f_w

W_T : Birim genişliğe gelen yük $W_T = (F_T/b) \cdot K_A$

W_t [N/mm]	> 350	300	250	200	≤ 100
f_w	1	1,15	1,3	1,45	1,6

Tablo 8. Malzeme faktörü f_p

Malzeme Çifti	Çelik/çelik	Çelik/DD	DD/DD
f_p	1	0,75	0,5

Alın Yük Dağılım Faktörü $K_{F\alpha}$, $K_{H\alpha}$

Kuvvetlerin çevresel yönde dişe dağılımındaki düzgünsüzlükleri hesaba katan bu faktörler, diş dibi mukavemeti için $K_{F\alpha}$, yan yüzey mukavemeti için $K_{H\alpha}$ dır. Bu faktörlerin değerleri Tablo 9'da verilmiştir.

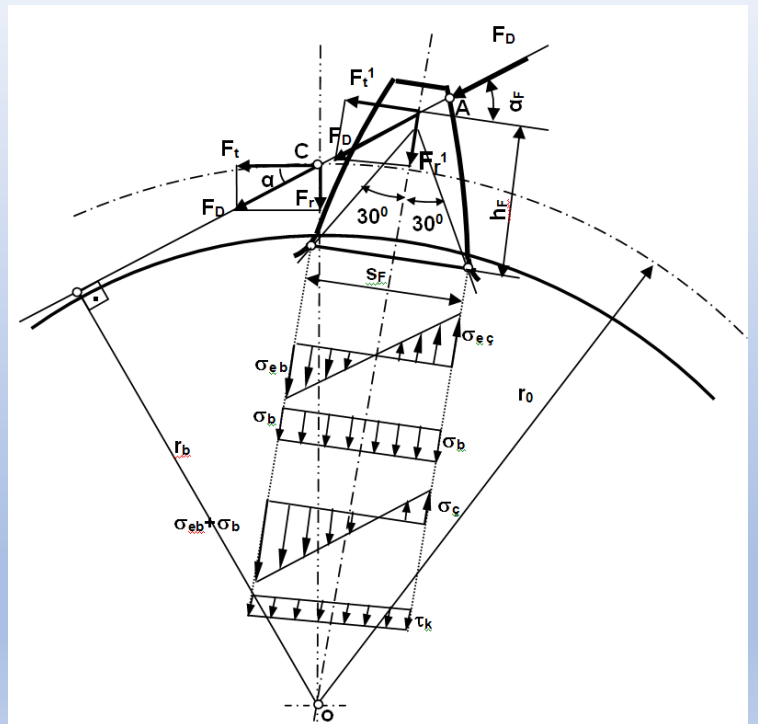
Tablo 9 $K_{H\alpha}$ ve $K_{F\alpha}$ alın yük dağılım faktörleri

$K_A \cdot F_t/b$			$> 100 \text{ N/mm}$							$\leq 100 \text{ N/mm}$
Dişli kalitesi			6	7	8	9	10	11	12	< 6
Sertleştirilmiş	Düz	$K_{H\alpha}$ $K_{F\alpha}$	1,0		1,1	1,2	$1/Z_{\epsilon}^2 \geq 1,2$ $1/Y_{\epsilon} \geq 1,2$			
	Helisel	$K_{H\alpha}$ $K_{F\alpha}$	1,0	1,1	1,2	1,4	$\epsilon_{\alpha} / \cos^2 \beta_b \geq 4$			
Sertleştirilmemiş	Düz	$K_{H\alpha}$ $K_{F\alpha}$	1,0					$1/Z_{\epsilon}^2 \geq 1,2$ $1/Y_{\epsilon} \geq 1,2$		
	Helisel	$K_{H\alpha}$ $K_{F\alpha}$	1,0		1,1	1,2	1,4	$\epsilon_{\alpha} / \cos^2 \beta_b \geq 4$		

9.2 Dişli Çarklarda Mukavemet Hesapları

Yapılan deneyler diş dibinde en büyük gerilmenin diş simetri eksenine 30° eğim yapan doğrunun diş dibi kavislerine teğet olduğu noktada meydana geldiğini göstermiştir.

Bu dağılıma göre diş dibinde çok eksenli gerilme oluşmaktadır. Ancak, kayma ve bası gerilmelerinin birbirini dengelediği de dikkate alınarak sadece eğilme gerilmesine göre diş dibi gerilmesi hesaplanmaktadır.



Diş kuvvetinin tek bir diş tarafından karşılandığı kabul edilerek gerilme hesapları aşağıdaki şekilde yapılır.

F_D kuvvetinin diş dibinde oluşturduğu eğilme momenti $Me = F_D \cdot \cos \alpha_F \cdot h$

Eğilme eksenine göre mukavemet momenti $W = \frac{b \cdot S_F^2}{6}$

Diş dibinde oluşan eğilme gerilmesi $\sigma_e = \frac{Me}{W} = \frac{F_D \cdot \cos \alpha_F \cdot h \cdot 6}{b \cdot S_F^2}$

dir.

F_D nin yuvarlanma noktasına ötelenmiş hali için;

F_t yatay bileşeni cinsinden değeri; $F_D = \frac{F_t}{\cos \alpha}$

Buna göre eğilme gerilmesi $\sigma_e = \frac{F_t \cdot \cos \alpha_F \cdot h \cdot 6}{\cos \alpha \cdot b \cdot S_F^2}$

Şeklinde yazılıp pay ve payda m^2 ile genişletilirse $\sigma_e = \frac{F_t}{b \cdot m} \frac{6 \cdot h \cdot m^2}{S_F^2 \cdot m} \frac{\cos \alpha_F}{\cos \alpha}$

elde edilir.

Bu eşitlik aşağıdaki gibi düzenlenirse

$$\sigma_e = \frac{F_t}{b.m} \left(\frac{6.(h/m)}{(S_F/m)^2} \frac{\cos \alpha_F}{\cos \alpha} \right)$$

Eşitlikteki ikinci ve üçüncü terimler “**diş form faktörü**” olarak tanımlanır ve

Y_F sembolü ile gösterilir.

$$Y_F = \frac{6.(h/m)}{(S_F/m)^2} \frac{\cos \alpha_F}{\cos \alpha}$$

Diş form faktörü Y_F , diş sayısına (helisel dişlide eşdeğer sanal diş sayısına), profil kaydırma faktörüne bağlı olarak tablo 10 da verilmiştir.

Böylece diş dibindeki teorik eğilme gerilmesi:

$$\sigma_e = \frac{F_t}{b.m} Y_F$$

Diş dibindeki gerçek gerilme σ_F , teorik σ_e den biraz farklıdır.

Diş dibindeki gerçek gerilme:

$$\sigma_F = \sigma_{F0} . K_A . K_V . K_{F\beta} . K_{F\alpha} \quad \text{bağıntısıyla hesaplanır.}$$

Tablo 10. Diş Form Faktörü Y_F

	Profil kaydırma faktörü x																					
Z _a	-0.6	-0.5	-0.4	-0.3	-0.2	-0.1	0	+0.1	+0.2	+0.3	+0.4	+0.5	+0.6	+0.7	+0.8	+0.9	+1.0	+1.1	+1.2	+1.3	+1.4	
7												2.84										
8											2.98	2.69	2.47									
9											2.84	2.60	2.40	2.22								
10											2.73	2.52	2.34	2.18								
11									3.15	2.87	2.65	2.46	2.30	2.16	2.05							
12									3.03	2.79	2.58	2.41	2.27	2.14	2.04							
13									2.93	2.72	2.53	2.38	2.24	2.12	2.03	1.96						
14							3.36	3.10	2.86	2.66	2.48	2.34	2.22	2.11	2.03	1.95						
15							3.25	3.01	2.79	2.60	2.44	2.31	2.20	2.10	2.02	1.95	1.89					
16						3.45	3.16	2.95	2.74	2.56	2.42	2.29	2.18	2.09	2.02	1.95	1.89					
17						3.35	3.09	2.88	2.69	2.53	2.39	2.27	2.17	2.08	2.01	1.95	1.89	1.85				
18					3.53	3.26	3.02	2.82	2.65	2.50	2.37	2.26	2.16	2.08	2.01	1.95	1.90	1.86				
19				3.72	3.44	3.20	2.96	2.78	2.61	2.47	2.35	2.24	2.15	2.07	2.01	1.95	1.90	1.87	1.83			
20				3.62	3.35	3.12	2.91	2.74	2.58	2.45	2.33	2.23	2.14	2.07	2.01	1.95	1.90	1.87	1.84			
21				3.53	3.28	3.07	2.87	2.70	2.55	2.43	2.32	2.22	2.14	2.06	2.01	1.95	1.91	1.87	1.84	1.82		
22				3.45	3.20	3.01	2.83	2.67	2.52	2.41	2.80	2.21	2.13	2.06	2.00	1.95	1.91	1.88	1.85	1.83		
23			3.64	3.38	3.15	2.96	2.80	2.64	2.50	2.39	2.29	2.20	2.12	2.06	2.00	1.95	1.91	1.88	1.85	1.83	1.82	
24			3.55	3.30	3.10	2.92	2.75	2.61	2.48	2.37	2.28	2.19	2.12	2.06	2.00	1.95	1.91	1.88	1.86	1.84	1.83	
25		3.73	3.45	3.24	3.05	2.88	2.72	2.58	2.46	2.36	2.27	2.19	2.12	2.05	2.00	1.95	1.92	1.88	1.86	1.84	1.83	
30	3.61	3.35	3.18	3.01	2.85	2.72	2.60	2.48	2.38	2.30	2.22	2.16	2.10	2.04	2.00	1.96	1.93	1.90	1.88	1.85	1.85	
40	3.15	3.00	2.86	2.75	2.63	2.54	2.45	2.37	2.30	2.24	2.18	2.13	2.08	2.04	2.01	1.97	1.95	1.93	1.91	1.90	1.89	
50	2.90	2.78	2.68	2.59	2.50	2.43	2.36	2.31	2.25	2.20	2.15	2.11	2.07	2.03	2.02	1.98	1.97	1.94	1.93	1.92	1.91	
60	2.75	2.65	2.57	2.50	2.42	2.37	2.32	2.25	2.22	2.17	2.13	2.10	2.08	2.04	2.02	1.99	1.98	1.96	1.94	1.94	1.93	
100	2.46	2.40	2.35	2.32	2.26	2.24	2.21	2.17	2.15	2.12	2.10	2.08	2.06	2.04	2.03	2.01	2.00	1.99	1.98	1.98	1.97	
200	2.27	2.24	2.21	2.19	2.17	2.15	2.14	2.12	2.10	2.10	2.08	2.07	2.05	2.04	2.04	2.02	2.02	2.01	1.98	2.00	2.00	
400	2.17	2.15	2.14	2.13	2.12	2.11	2.10	2.09	2.08	2.08	2.08	2.07	2.06	2.06	2.05	2.04	2.04	2.04	2.03	2.03	2.03	
∞	2.07	2.07	2.07	2.07	2.07	2.07	2.07	2.07	2.07	2.07	2.07	2.07	2.07	2.07	2.07	2.07	2.07	2.07	2.07	2.07	2.07	

σ_{F0} : hatasız kabul edilen dişin diş dibindeki maksimum nominal gerilmedir.

$$\sigma_{F0} = \sigma_e \cdot Y_S \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta = \frac{F_t}{b \cdot m} Y_F \cdot Y_S \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta$$

Bu eşitlikte

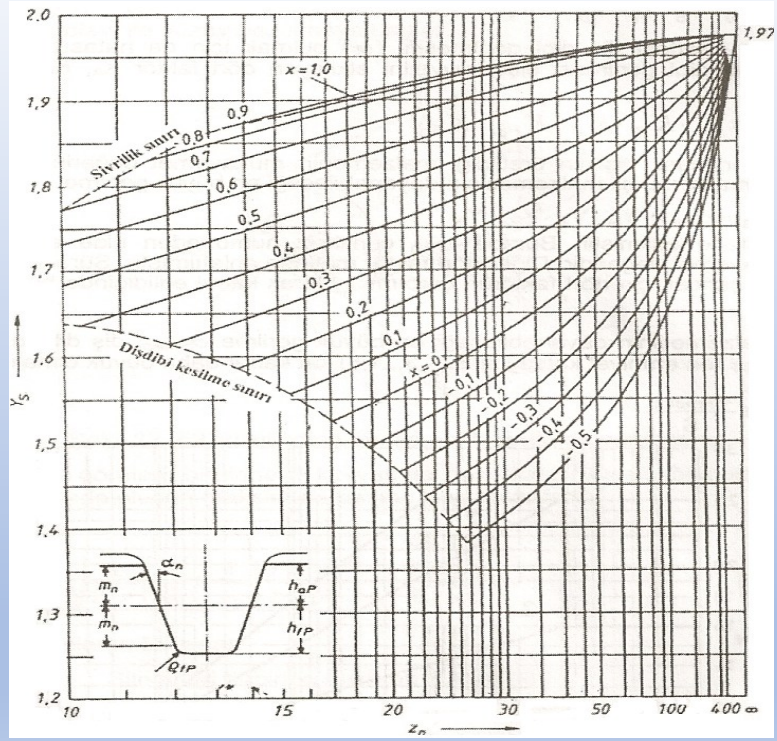
Y_S: Gerilim düzeltme faktörü, Y_ε : Kavrama faktörü, Y_β : Helis faktörü

Diş dibindeki gerçek gerilme:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m} Y_F \cdot Y_S \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}$$

Gerilim Düzeltme Faktörü Y_s

Diş dibi kavisindeki çentik, eğilme gerilmesinin dışında mevcut olan kayma ve basma gerilmelerinin de etkisini dikkate alan faktördür



Şekil 9.2 Gerilim düzeltme faktörü

Kavrama Faktörü Y_ϵ

Kuvvetin her zaman dişin en üst noktasından etkmediğini ifade eden faktördür. Kavrama oranı ϵ ve helis açısı β ya bağlıdır.

$$Y_\epsilon = 0,25 + \frac{0,75}{\epsilon_\alpha} \cos^2 \beta$$

Helis faktörü Y_β

Eşdeğer düz dişli ile helis dişli arasındaki farkı dikkate alan faktördür.

$$Y_\beta = 1 - \epsilon_\beta \frac{\beta^0}{120^0}$$

Diş dibi gerilmesi σ_F nin, yapıldığı malzemeye bağlı olarak dişli çarkın diş dibinde taşıyabileceği en büyük gerilme σ_{Fmax} 'dan küçük olması gerekir. İki gerilmenin oranı emniyet katsayısını verecektir.

$$S = \frac{\sigma_{Fmax}}{\sigma_F}$$

Diş dibinde taşınabilecek maksimum gerilme

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_{Flim} \cdot Y_N \cdot Y_\delta \cdot Y_R \cdot Y_x \cdot Y_{st}$$

Bu eşitlikteki faktörler:

σ_{Flim} : Çentiksiz numuneden elde edilmiş eğilme sürekli mukavemet değeri (Tablo 11)

Y_N : Ömür faktörü; dişli çark sonsuz mukavim olacaksa (yük tekrar sayısı $>10^7$) değeri 1 alınır.

Y_δ : Göreceli destek sayısı; dişli malzemesinin çentiğe duyarlılığını ifade eder.

Y_R : Göreceli yüzey faktörü; diş dibi kavisindeki yüzey pürüzlerini dikkate alınır.

Y_x : Büyüklük faktörü

Y_{st} : Düzeltme faktörü, = 2 alınır.

Y_δ, Y_R, Y_x faktörlerinin değeri 1' e yakın olup, çok büyük hassasiyet gerektirmeyen hallerde $Y_\delta \cdot Y_R \cdot Y_x = 1$ alınabilir.

Bu değerlerle; eşitliği ile hesaplanan emniyet katsayısı $S = 1,3....1,5$ arasında seçilerek tasarım gerçekleştirilir.

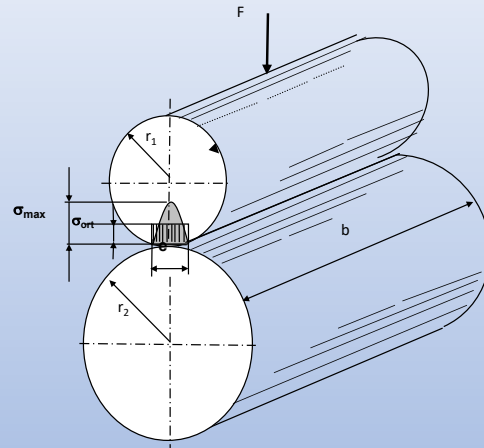
Tablo 11. Dişli çark malzeme değerleri

Malzeme	Sembol		Yüzey Sertliği	GF lim (N/mm ²)	GH lim (N/mm ²)
	Eski (DIN)	Yeni (EN)			
Lamel grafitli dökme demir	GG 20	GJL-200	180 HB	40	300
	GG 25	GJL-250	220 HB	55	360
Siyah temper Döküm	GTS 35-10	GJMB-350	150 HB	165	320
	GTS 65	GJMB-650	220 HB	205	460
Küresel Grafitli DD	GGG 40	GJS-40	180 HB	185	370
	GGG 60	GJS-60	250 HB	225	490
Alaşimsız Çelik döküm	GS 52	GS 52.1	160 HB	140	320
	GS 60	GS 60.1	180 HB	160	380
Genel imalat çeliği	St50-2	E295	160 HB	160	370
	St60-2	E335	190 HB	175	430
	St70-2	E360	210 HB	205	460
İslah çelikleri (çelik döküm ise GH lim 80 N/mm ² , GF lim 40 N/mm ² daha az)	Ck45	E295	190 HB	155, 200	470, 530
	34CrMo4	34CrMo4QT	270 HB	220, 290	630, 710
	42CrMo4	42CrMo4QT	300 HB	225, 310	680, 760
	34CrNiMo6	34CrNiMo6QT	310 HB	225, 315	680, 770
	34CrNiMo16	34CrNiMo16QT	350 HB	240, 325	750, 830
İslah çelikleri, Alevle veya indüksiyonla sertleştirilmiş	Ck45	C45E	50, 55 HRC	Diş dibi de Sertleştirilmiş 250, 375 Diş dibi Sertleştirilmemiş 150, 225	1000, 1230
	34CrMo4	Dişler tek tek sertleştirilmiş			
	34CrMo6	Dişler tek tek sertleştirilmiş			
Uzun süre gazla Nitrürlenmiş İslah Ve sementasyon çeliği	42CrMo4	42CrMo4QT	48, 57 HRC	270, 370	780, 1000
	Sertlik derinliği<0,6 mm Rm > 800 N/mm ² m<16mm				
	16MnCr5	16MnCr5QT			
	Sertlik derinliği <0,6 mm Rm > 700 N/mm ² m< 10mm				
Sertleştirilmiş Sementasyon çelikleri	16MnCr5	m< 20mm	58, 62 HRC	310, 500	1300, 1500
	15CrNi6	m< 20mm			
	Darbeli çalışmada m>5mm				

Yan Yüzey Mukavemeti

Dişli çarkların mukavemet açısından incelenmesi gereken ikinci konu yan yüzeyde oluşan basınçtır.

Eş çalışan iki dişin temas noktalarında (gerçekte temas çizgiseldir) oluşan ve Hertz Teorisine göre hesaplanan yüzey basıncı izin verilen değeri aşınca yüzeyde **pitting** denilen çukurlar oluşur.



Dışlı çarkların birbirine teması silindirlerin temasından biraz farklıdır. Hertz Teorisine göre temas yüzeyinde oluşan bası gerilmesi:

$$\sigma_{HC} = \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_1} \frac{u+1}{u}} \sqrt{2 \frac{\cos \beta_b}{\cos^2 \alpha_t \cdot \tan \alpha_{wt}}} \sqrt{0,35 \frac{E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}}$$

Bu ifade üç çarptandan oluşmaktadır.: Birinci çarpan kuvvet ve çevrim oranına (u) bağlıdır. İkincisi geometriye bağlıdır, bölge faktörü adı verilir ve Z_H ile gösterilir.

Düz alın dişlide $\beta_b = 0$, $\alpha_t = \alpha$ ve $\alpha_{wt} = \alpha_w$ dir.

Üçüncü çarpan ise elastisite faktörüdür. Z_E ile gösterilir. (Tablo 12)

Bu ifadelerden sonra yüzey basıncı

$$\sigma_{HC} = \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_1} \frac{u+1}{u}} Z_H \cdot Z_E$$

Tablo 12. Elastisite Faktörü Z_E							
Pinyon				Dişli Çark			
İsim	Sembol	Elastite Modülü N/mm^2	Poisson ν	İsim	Sembol	Elastite Modülü N/mm^2	Poisson ν
Çelik	St	206000	0,3	Çelik	St	206000	0,3
				Çelik Döküm	GS	202000	
				Küresel Grafitli Dökme Demir	GCG	173000	
				Kalay Bronz Döküm	Sn Bz G	103000	
				Bakır Kalay (Kalay Bronz)	Cu Sn	113000	
				Lamel Grafitli Dökme Demir	GG	118000	
						126000	
Çelik Döküm	GS	202000	0,3	Çelik Döküm	GS	202000	0,3
				Küresel Grafitli Dökme Demir	GCG	173000	
				Lamel Grafitli Dökme Demir	GG	118000	
Küresel Grafitli Dökme Demir	GCG	173000	0,3	Küresel Grafitli Dökme Demir	GCG	173000	0,3
				Lamel Grafitli Dökme Demir	GG	118000	
Lamel Grafitli Dökme Demir	GG	118000	0,3	Lamel Grafitli Dökme Demir	GG	118000	0,3
		126000					
Çelik	St	206000	0,3	Duroplast		≈ 7850	0,5

Ayrıca dişlilerde kavrama oranı 1 den büyük olduğu için kuvvetin bazen iki diş üzerinden iletiliyor olması dikkate alınarak bir Z_ϵ ve helisel dişlilerde eğim faktörü olarak adlandırılan Z_β hesaba katılır.

Kavrama faktörü, düz dişli ve $\epsilon_\beta < 1$ olan helisel dişliler için:

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3} (1 - \epsilon_\alpha) + \frac{\epsilon_\beta}{\epsilon_\alpha}}$$

$$\epsilon_\beta \geq 1 \text{ için} \quad Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_\alpha}}$$

eğim faktörü $Z_\beta = \sqrt{\cos \beta}$

$$\sigma_{HC} = \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_1} \frac{u+1}{u}} Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\epsilon \cdot Z_\beta$$

İfadesiyle gösterilen basınç, hatasız imal edilmiş dişlideki yüzey basıncıdır.

Diş dibi mukavemet hesabında olduğu gibi burada da iç ve dış ek kuvvetlerin etkilerini hesaba katmamız gerekir. Bu faktörler

K_A İşletme Faktörü

K_V Dinamik Faktör

$K_{H\beta}$ Genişlik Faktörü

$K_{H\alpha}$ Alın Faktörü

$$K_{H\beta} = K_{F\beta}^{1,39}$$

Bu faktörlerinde etkisiyle yan yüzey basıncı:

$$\sigma_H = \sigma_{HC} \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}}$$

Yan yüzeyde oluşan basınç σ_H , dişli çiftinden mukavemet değeri daha küçük olanın taşıyabileceği en büyük bası gerilmesi σ_{Hmax} dan küçük olması gerekir. Bu gerilme sınırı pek çok faktöre bağlıdır ve aşağıda verilen ifadeyle hesaplanır.

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{Hlim} \cdot Z_N \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_W \cdot Z_X$$

Z_N : Ömür Faktörü

Z_L : Yağlama Faktörü

Z_V : Hız Faktörü

Z_R : Pürüz Faktörü

Z_W : Malzeme Çifti Faktörü

Z_X : Büyüklük Faktörü

Z_L, Z_V, Z_R, Z_W, Z_X faktörlerinin değerleri 1 civarında olduğundan ve çoğu zaman birbirlerini dengelediklerinden

$$Z_N \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_W \cdot Z_X = 1$$

Dişlinin dayanacağı maksimum basıncın mevcut basınca oranı emniyet katsayısını verir.

$$S = \frac{\sigma_{H \max}}{\sigma_H}$$

S = 1,3.... 1,6 olması yeterlidir.

Tablo 13. Elastisite Faktörü Z_E

Pinyon				Dişli Çark				Malzeme faktörü Z_E $\sqrt{N / mm^2}$
İsim	Sembol	Elastite Modülü N/mm^2	Poisson oranı	İsim	Sembol	Elastite Modülü N/mm^2	Poisson oranı	
Çelik	St	206000	0,3	Çelik	St	206000	0,3	189,8

Tablo 14. Malzeme Çifti Faktörü Z_W

Yumuşak dişlinin Brinel sertliği	130	15	300	400	470
Z_W	1,2	1,12	1,1	1,04	1

Zaman Mukavemeti

Dişli çark için elde edilen σ_e ve σ_b değerleri malzemenin sürekli mukavemet değerleri σ_{Hlim} ve σ_{Flim} den büyük çıktı ise dişliler sürekli mukavim değildir. Ömürleri yaklaşık olarak yük tekrar sayısı cinsinden:

Diş dibi mukavemet hesabında yük tekrarı:

$$N \cong 2.10^6 \left[\frac{\sigma_{Flim}}{\sigma_F} \right]^7$$

Ve yan yüzey mukavemeti hesabında ise

$$N \cong 13,5 \left[\frac{\sigma_{Hlim}^6}{\sigma_H^4} \right]$$

dir.

Belirli bir süre çalışması istenen dişliler için emniyet kontrolü yapılmak isteniyorsa sürekli mukavemet bölgesindeki

σ_{Flim} ve σ_{Hlim} değerleri yerine, bu değerlerden daha büyük olan, yük değişim sayısına bağlı olarak bulunacak mukavemet değerleri kullanılır.

Silindirik Alın Dişli Çark Mekanizmalarının Projelendirilmesinde Öneriler

Çevrim Oranı:

Toplam çevrim oranı kademelerin çevrim oranlarının çarpımıdır.

Tek kademeli mekanizma $i \leq 6$ (zorunlu hallerde en çok 8)

İki kademeli mekanizma $i_T \leq 35 \dots (45)$

Üç kademeli mekanizma $i_T \leq 150 \dots (200)$

İki kademeli mekanizmanın kademeleri için : $i_{1/2} \approx 0,7 \cdot i_T^{0,7}$

Üç kademeli mekanizmanın kademeleri için ise $i_{1/2} \approx 0,55 \cdot i_T^{0,55}$; $i_{3/4} \approx i_T^{0,32}$ önerilir.

Eğer kesin koşul yoksa diş sayıları birbirlerinin tam katı olmamalı, hatta mümkünse ortak bölenleri olmayan asal sayılar seçilmelidir.

Bunun amacı aynı dişlerin kısa aralıklarla birbirlerini kavramalarının doğuracağı titreşim, gürültü ve tek yönlü aşınmayı önlemektir.

Mil çapı ve dişli taksimatı çapı

Mil çapları mukavemet hesaplarından bilinen yöntemlerle yaklaşık olarak hesaplanır.

Ayrıca üzerine takılacak dişlinin çapı da tasarımda dikkate alınır. Dişliler küçük ise ya mil ile birlikte imal edilir ya da ayrı imal edilip mil- göbek bağlantısıyla mile bağlanır.

Mil ile dişli tek parça ise $d_1 \approx (1,2...1,4) \cdot d_M$

Mil ve dişli ayrı ayrı imal edildiyse $d_1 \approx (2,0...2,5) \cdot d_M$

Küçük dişlinin çapı için minimum değer olarak $d_1 > d_M + 3.m$ koşuluna uyulması da tavsiye edilir.

Modül seçimi:

Modül dişlinin mukavemetini, güç nakledebilme kabiliyetini doğrudan belirleyen büyüklüktür. Diş modülünü seçmek için çeşitli öneriler yapılır. Bunlardan biri, diş sayısını tespit edip; $m = d_1/z_1$ eşitliğinden modülü belirlemektir.

Mukavemet hesaplarına dayalı olarak modülün belirlenmesinde ise: Sertleştirilmiş dişlilerde modül seçilecek ise **diş dibi mukavemeti** esas alınarak modül için:

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_d \cdot \cos\beta \cdot K_A}{z_1 \cdot \frac{b}{m} \cdot \sigma_{Fem}} Y_F \cdot Y_\varepsilon \cdot K_{F\alpha}}$$

Bu bir ön hesap olup, modülün hangi değerler civarında olacağını ayrıca mukavemet hesapları yapılacağından başlangıç değerleri olarak

$Y_F = 2,2$, Y_ε ve $K_{F\alpha}$ faktörleri de 1 alınır.

Bu yaklaşık hesaplar da diş dibinde emniyetle taşınabilecek gerilme değeri:

$$\sigma_{Fem} = \frac{\sigma_{F_{max}}}{S} \approx \frac{\sigma_{F_{lim}}}{S}$$

$$S = 1,3 \dots 1,5$$

Sertleştirilmemiş dişlilerde modül yan yüzey mukavemeti hesaplarından elde edilir.

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{u+1}{u} \cdot \frac{2 \cdot M_d \cdot \cos^2 \beta \cdot K_A}{z_1^2 \cdot \frac{b}{m} \cdot \sigma_{H \lim}^2} \cdot K_{H\alpha} \cdot Z_E^2 \cdot Z_H^2 \cdot Z_\varepsilon^2}$$

İlk projelendirme aşamasında

$$K_{H\alpha} = 1;$$

$$Z_\varepsilon = 1;$$

$$Z_H = 1;$$

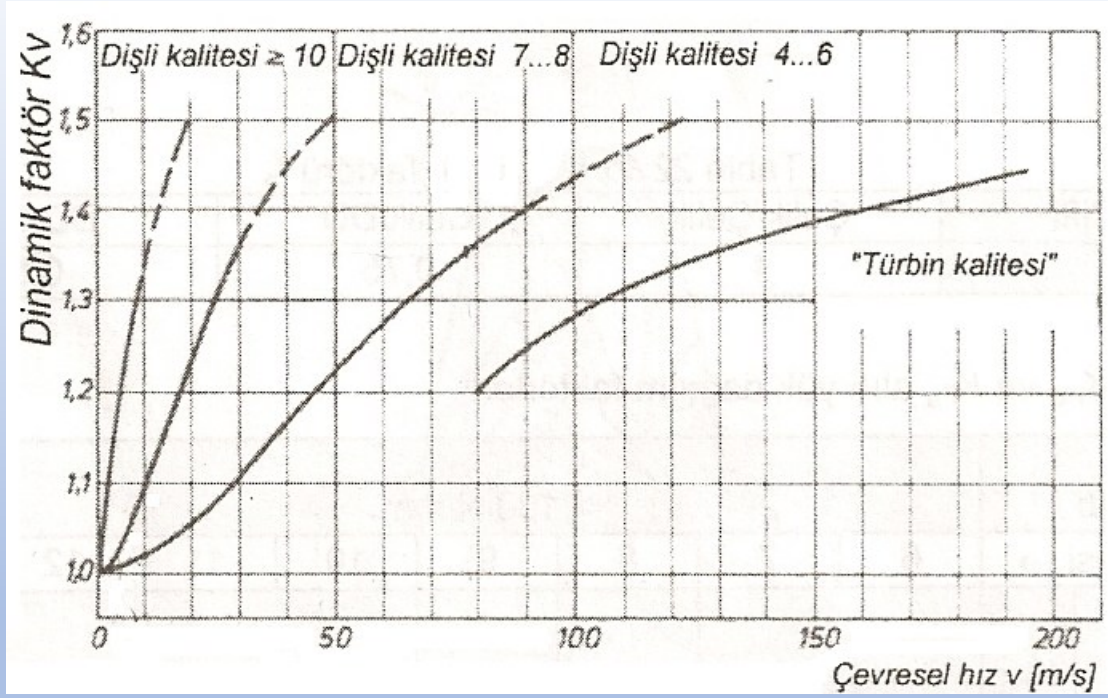
Çelik/çelik veya çelik/çelik döküm çiftinde $Z_E = 189,8 \sqrt{N/mm^2}$

DD/DD çiftinde $Z_E = 173,9 \sqrt{N/mm^2}$

Çelik/ DD çiftinde $Z_E = 181,4 \sqrt{N/mm^2}$

Tablo 15 Düz ve helisel alın dişliler için b/d₁ oranları

	b / d₁
İki uçtan yataklanmış simetrik normalize (HB ≤ 180) İslah edilmiş (HB ≥ 180) sementasyon nitrülenmiş Ok dişi	≤ 1,6 ≤ 1,4 ≤ 1,1 ≤ 0,8 Yukarıdaki değerlerin 1,8 katı
İki uçtan yataklanmış, asimetrik İki dişli aynı boyda, i = 1 Tek taraftan yataklı Çelik konstrüksiyon gövde	Yukarıdaki değerler x 0,8 Yukarıdaki değerler x 1,2 Yukarıdaki değerler x 0,5 Yukarıdaki değerler x 0,6
Simetrik yataklanmış, sertleştirilmemiş Kalite 5 – 6 Kalite 7 – 8 Kalite 9 -10	< 1,3 < 1,1 < 0,9



Dinamik Faktör

Tablo 16 K_β Genişlik temel faktörü ($W_t = 350$ N/mm olan çelik dişliler için)

Diş genişliği		Diş Kalitesi									
$>$	$\leq$	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	20	1,06	1,06	1,07	1,08	1,10	1,13	1,17	1,23	1,32	1,48
20	40	1,07	1,08	1,08	1,09	1,11	1,14	1,19	1,25	1,36	1,53
40	100	1,08	1,08	1,09	1,09	1,13	1,16	1,20	1,28	1,40	1,59
100	160	1,10	1,10	1,12	1,13	1,16	1,19	1,23	1,33	1,46	1,66
160	315	1,12	1,13	1,14	1,15	1,18	1,21	1,26	1,34	1,48	1,69
315	560	1,15	1,17	1,18	1,19	1,21	1,24	1,28	1,37	1,51	1,70
560		1,21	1,21	1,22	1,24	1,27	1,29	1,32	1,40	1,54	1,74

W_t : Birim genişliğe gelen yük $W_t = (F_t/b)$. K_A