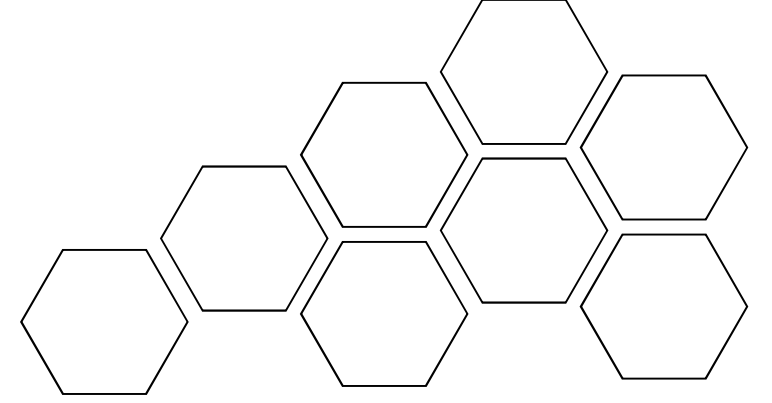
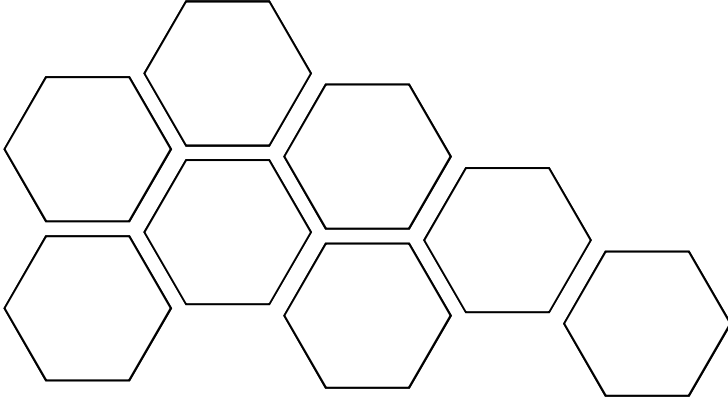
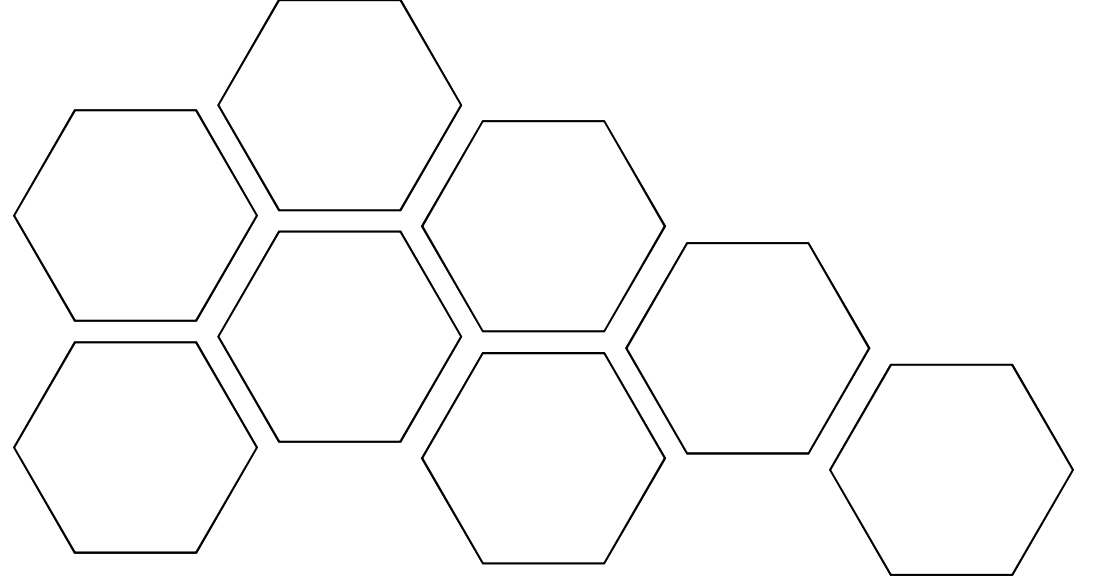
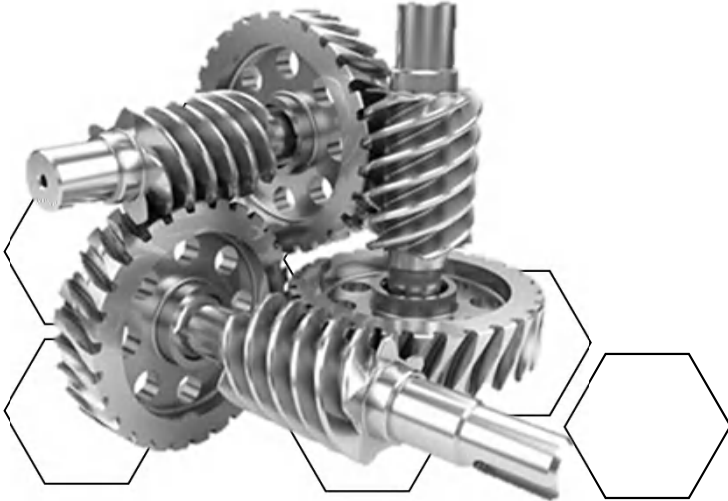
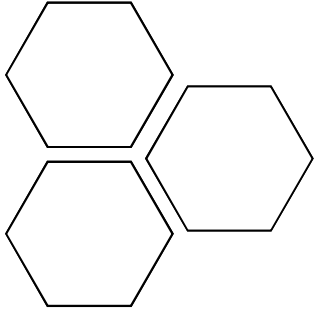




Vida Mekanizmaları

Vedat Temiz

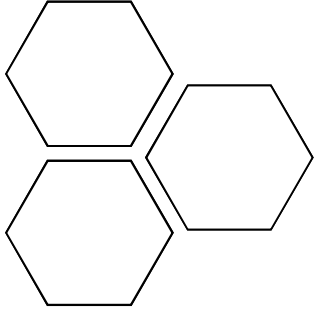




Vida Mekanizmaları

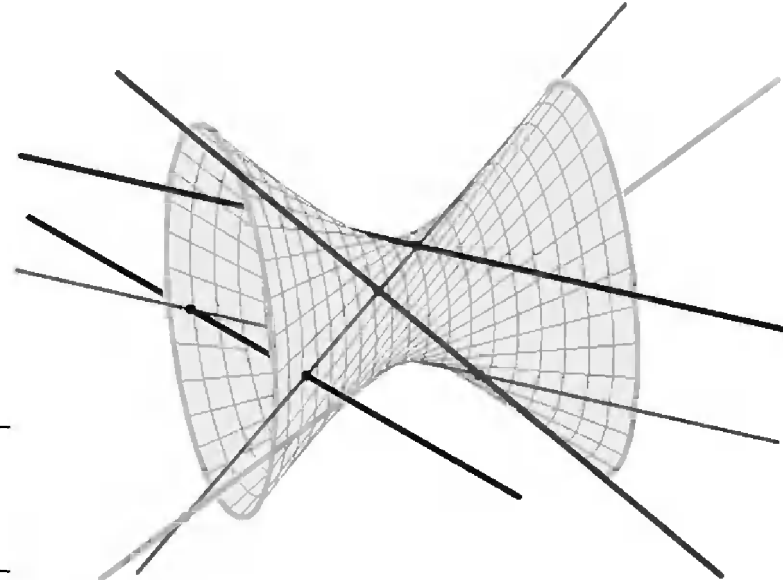
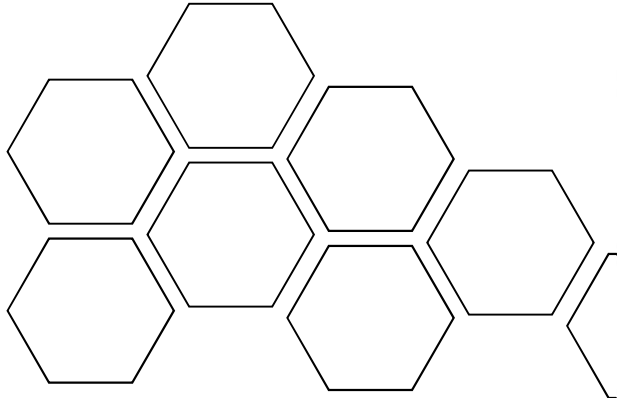
- Aykırı eksenler arasında inşa edilen dişli mekanizmaları vida mekanizmaları grubunu oluşturur.
- **Hiperboloid Mekanizmalar,**
- **Spiral Dişli Mekanizmaları,**
- **Sonsuz Vida Mekanizmaları**
- **Hipoid Dişli Mekanizmaları**
- **Spiroid Dişli Mekanizmaları**

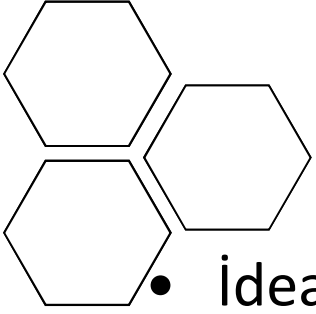




Hiperboloid Mekanizmalar

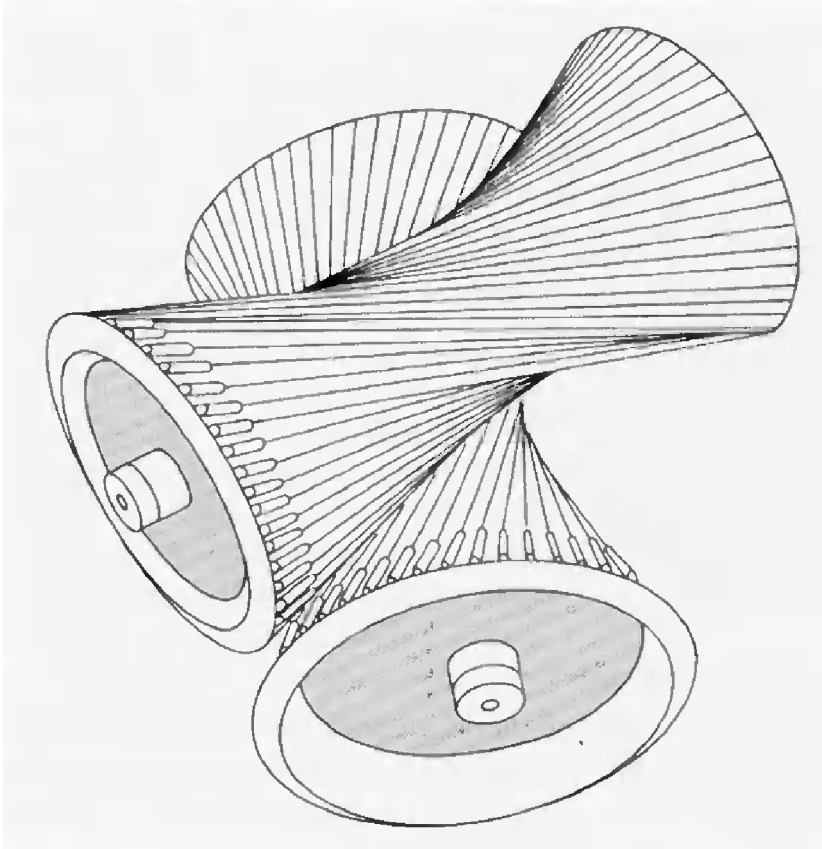
- Hiperboloid, bir doğrunun kendisi ile kesişmeyen bir eksen etrafında döndürülmesi sırasında taradığı regle yüzeydir.
- Eksen etrafında döndürülen doğruya ana doğru denildiği takdirde, birer ana doğruları boyunca teğet olan iki hiperboloidden karşılıklı dilimler alındığında bu dilimler üzerine uygun şekilde dişler yerleştirilerek mekanizmalar oluşturulabilir.



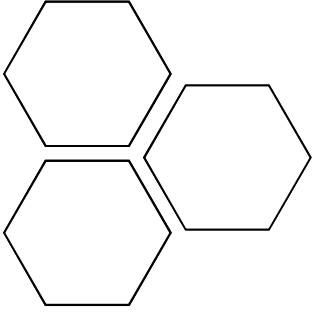


Hiperboloid Mekanizmalar

- İdeal hiperboloid mekanizmada dişler arasında çizgisel temas olacaktır. Ancak, teknolojik zorluklar nedeniyle bu durum gerçekleştirilemez. Bu dişlilerde evolvente veya sikloide çok yakın diş profilleri kullanılabilir.

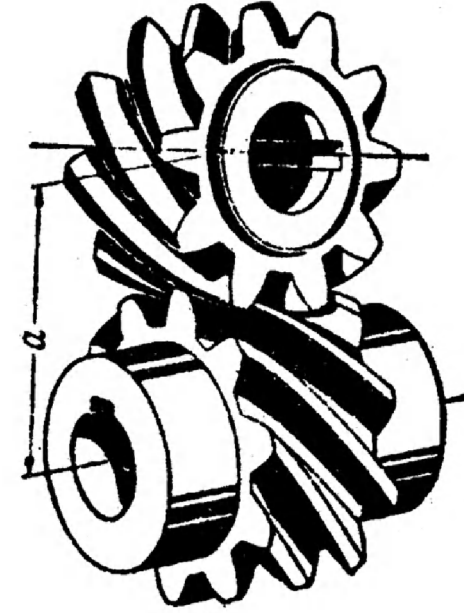
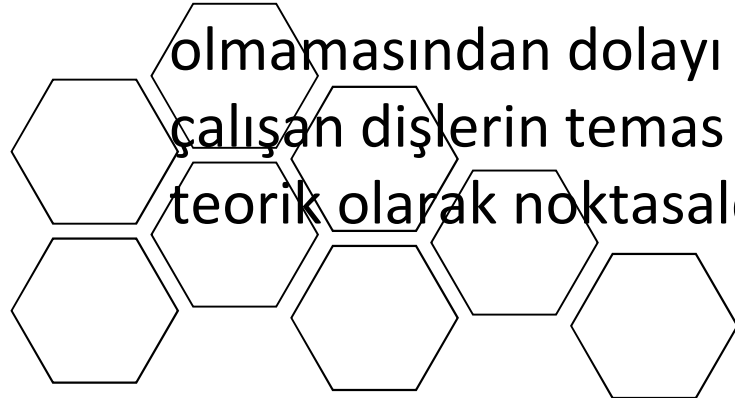


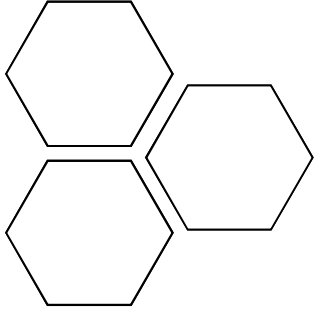
Hiperboloid mekanizmalar imalatları ile ilgili çeşitli teknolojik zorluklar nedeni ile günümüzde kullanılmayan mekanizmalardır. Yandaki hiperboloid çifti yerine iki adet silindir alınır ve bunların üzerine helisel dişler açılırsa ortaya spiral dişli mekanizması çıkar.



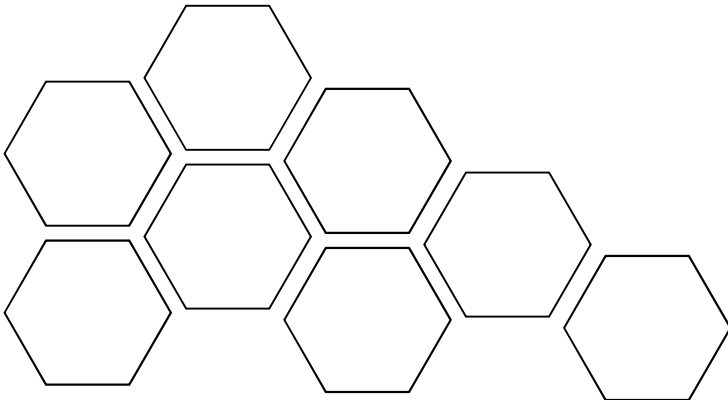
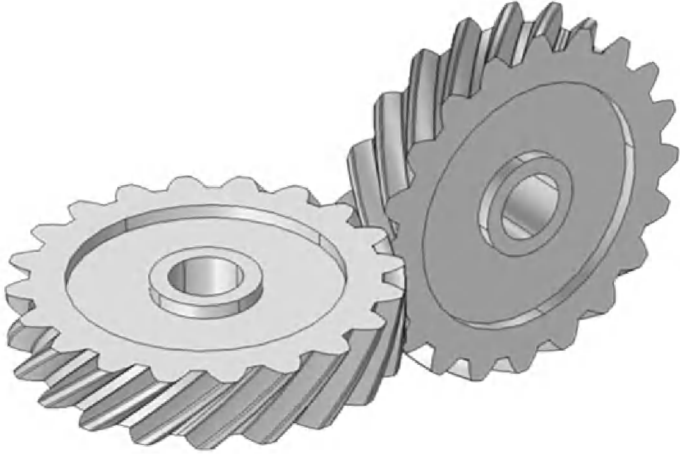
Spiral Dişli Mekanizmaları

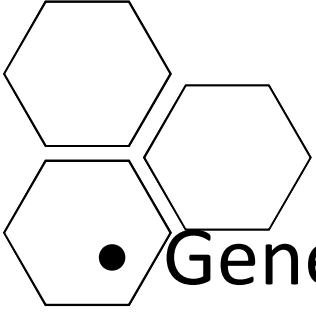
- Spiral dişli çark mekanizmaları eksenleri aykırı konumda olan iki mil arasında helisel alın dişlilerle oluşturulan mekanizmalardır.
- Üzerine dişlerin yerleştirildiği temel geometrik şekillerin iki adet silindir olmasından ve bunların eksenlerinin paralel olmamasından dolayı eş çalışan dişlerin temas durumu teorik olarak noktasaldır.





Spiral Dişli Mekanizmaları

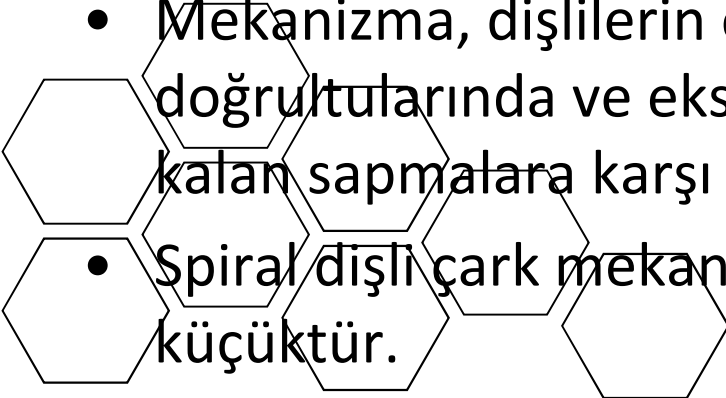


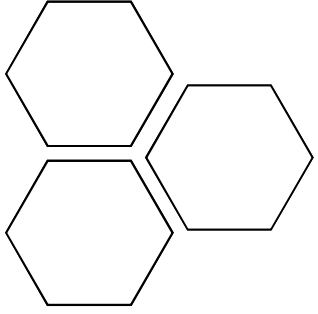


Spiral Dişli Mekanizmaları

- Genel Özellikleri

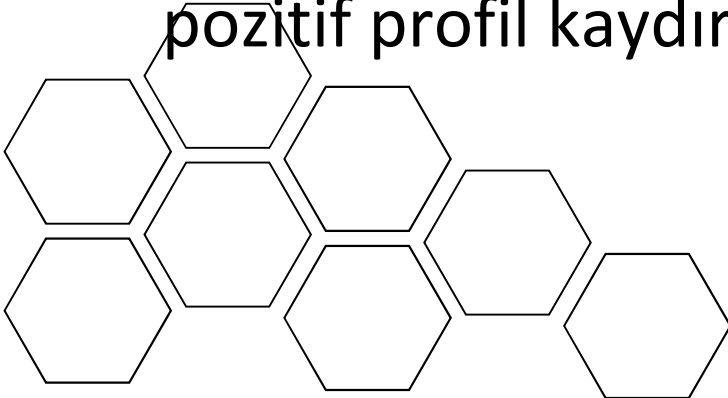
- Vida mekanizmaları olmalarından kaynaklanan nispeten büyük sürtünme kayıpları bu mekanizmaların küçük güçler dışında kullanımını kısıtlar.
- Aykırı eksenler arasında inşa edilebilmeleri birçok konstrüksiyon problemine basit çözümler bulunması yönünde yardımcı olur.
- Dişlilerin kendi eksenleri doğrultusunda küçük konum farklılıkları ve yer değiştirmeleri mekanizmayı etkilemez.
- Mekanizma, dişlilerin eksenlerinin birbirlerine göre doğrultularında ve eksen aralığında imalat toleransları içinde kalan sapmalara karşı fazla hassas değildir.
- Spiral dişli çark mekanizmalarında çevrim oranı 5' ten küçüktür.



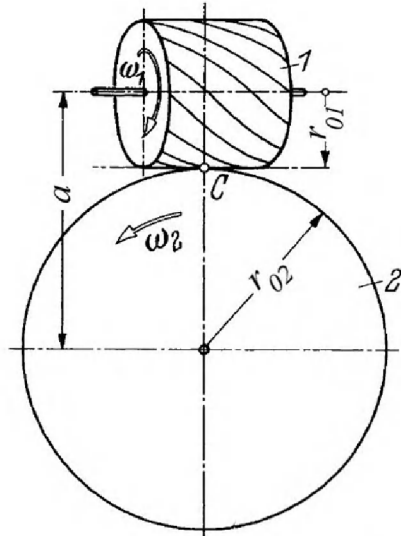


Geometrik İlişkiler ve Kinematik Özellikler

- Spiral dişli çark mekanizmasını oluşturan dişliler normal modülleri aynı olan iki adet **helisel dişli**dir.
- Diş profili için teorik olarak bir kısıtlama olmasa da **evolvent** profil günümüzde bu dişlilerin tamamında kullanılan tek profildir.
- Normal şartlarda dişliler profil kaydırmazdır. Küçük diş sayılı pinyonlar alttan kesilmeyi önlemek için **pozitif** profil kaydırmalı yapılabilir.



Geometri ve Hızlar



$$d_{01} = 2 \cdot r_{01} = z_1 \cdot m_n / \cos \beta_{01}$$

$$d_{02} = 2 \cdot r_{02} = z_2 \cdot m_n / \cos \beta_{02}$$

$$a = \frac{d_{01} + d_{02}}{2} = r_{01} + r_{02} = \frac{m_n}{2} \left(\frac{z_1}{\cos \beta_{01}} + \frac{z_2}{\cos \beta_{02}} \right)$$

$$\Sigma = \beta_{01} + \beta_{02}$$

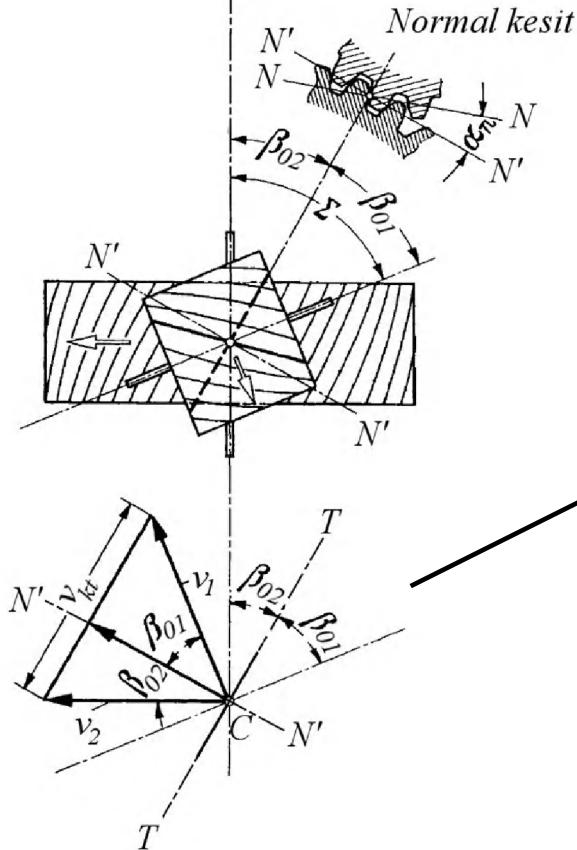
N'-N' doğrultusu üzerindeki hız bileşenlerinin eşit olması gerekir.

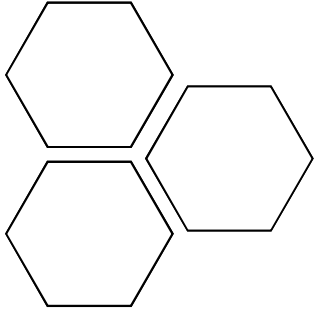
$$r_{02} \cdot \omega_2 \cdot \cos \beta_{02} = r_{01} \cdot \omega_1 \cdot \cos \beta_{01}$$

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{r_{02} \cdot \cos \beta_{02}}{r_{01} \cdot \cos \beta_{01}}$$

Kayma hızı

$$V_k = r_{01} \cdot \omega_1 \cdot \sin \beta_{01} + r_{02} \cdot \omega_2 \cdot \sin \beta_{02}$$





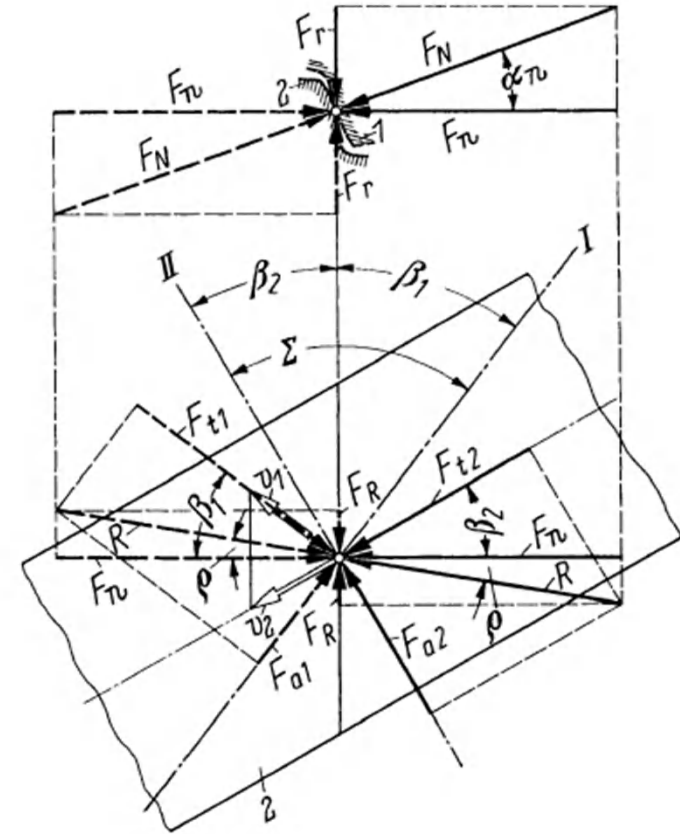
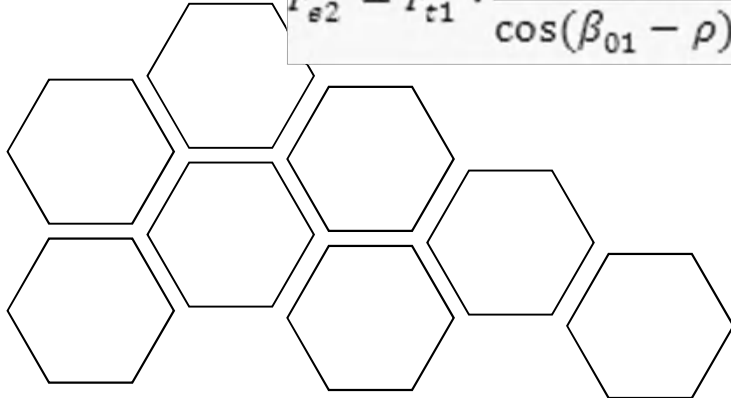
Spiral Dişli Mekanizmasında Diş Kuvvetleri

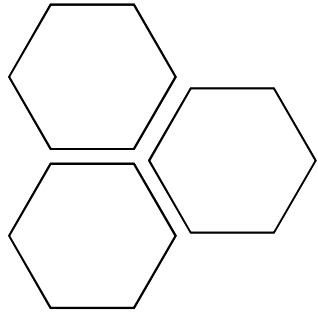
$$F_r = F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \cdot \frac{\tan \alpha_{n0} \cdot \cos \rho}{\cos(\beta_{01} - \rho)}$$

$$F_{s1} = F_{t1} \cdot \tan(\beta_{01} - \rho)$$

$$F_{t2} = F_{t1} \cdot \frac{\cos(\beta_{02} + \rho)}{\cos(\beta_{01} - \rho)}$$

$$F_{s2} = F_{t1} \cdot \frac{\sin(\beta_{02} + \rho)}{\cos(\beta_{01} - \rho)}$$





Sürtünme Kayıpları ve Mekanizmanın Verimi

$$\eta = \frac{M_{d2} \cdot \omega_2}{M_{d1} \cdot \omega_1} = \frac{F_{t2} \cdot r_{02} \cdot \omega_2}{F_{t1} \cdot r_{01} \cdot \omega_1}$$

$$\eta = \frac{\cos(\beta_{02} + \rho) \cdot \cos \beta_{01}}{\cos(\beta_{01} - \rho) \cdot \cos \beta_{02}} = \frac{1 - \mu \cdot \tan \beta_{02}}{1 + \mu \cdot \tan \beta_{01}}$$

$\Sigma=90^\circ$ ise

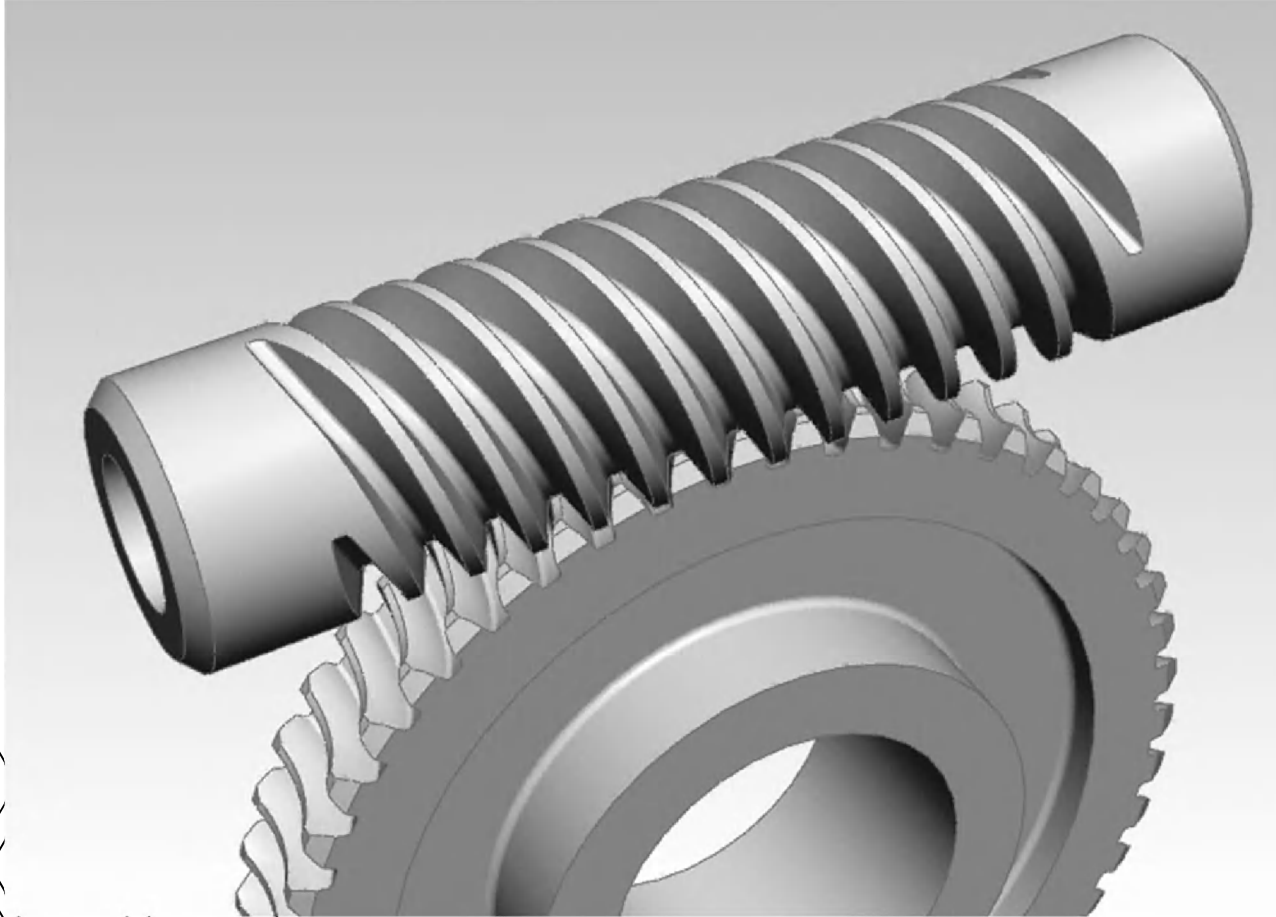
$$\eta = \frac{\tan \beta_{02}}{\tan(\beta_{02} + \rho)}$$

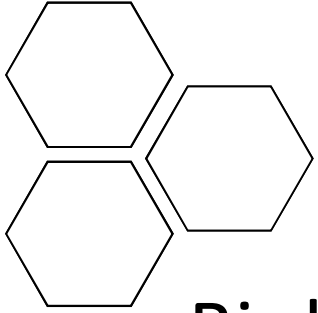
$\mu=0,1$ ile hesap yapılırsa

β_1	10°	20°	30°	40°	45°	48°	50°	60°	70°	80°
β_2	80°	70°	60°	50°	45°	42°	40°	30°	20°	10°
η [%]	39,7	68,5	77,1	80,4	81,0	81,1	81,0	79,5	74,6	61,5



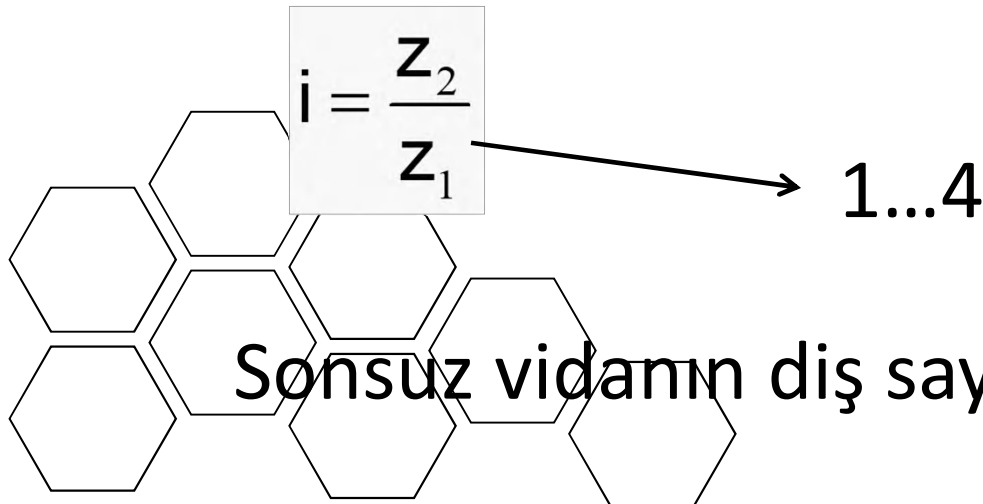
Sonsuz Vida Mekanizmaları





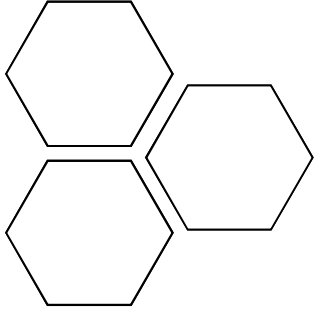
Sonsuz Vida Mekanizmaları

- Bir helisel dişli olan çarkın dişi ile vida arasında eş çalışma özelliği mevcuttur.
- Bu sebeple aradaki temas çizgiseldir.
- Yük taşıma kabiliyeti spiral dişli çarklardan çok daha fazladır.

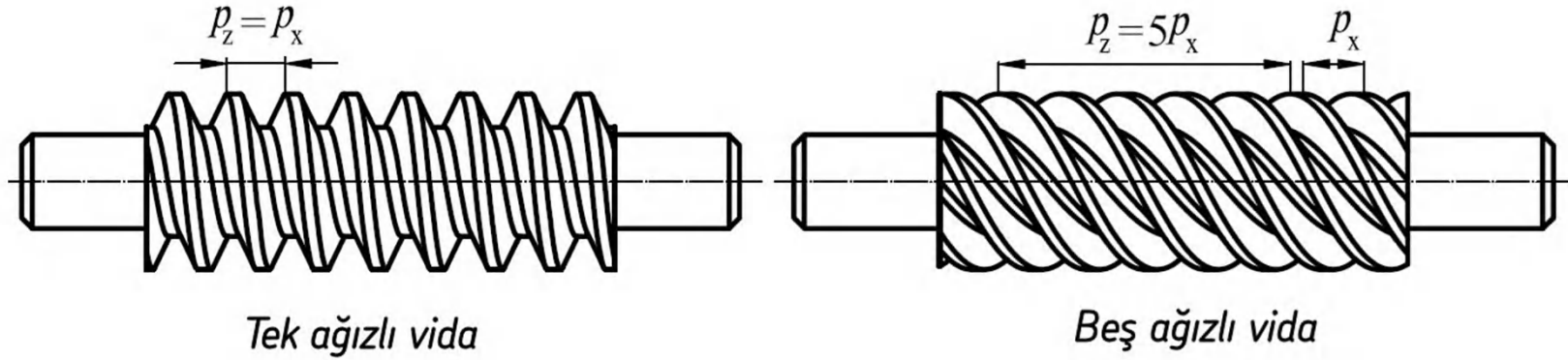


Sonsuz vidanın diş sayısı ağız sayısıdır.

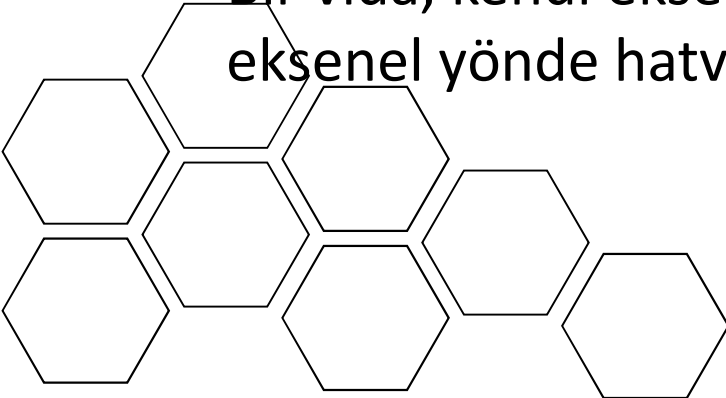


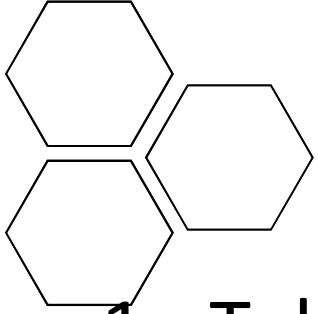


Vidada ağız sayısı



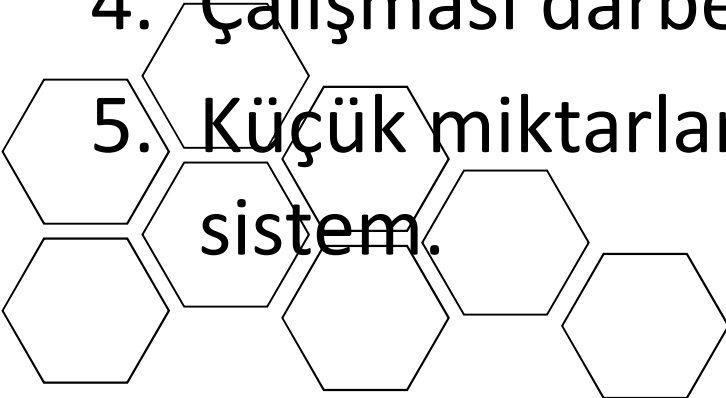
Bir vida, kendi eksenini etrafında 360° döndürülürse, aksenal yönde hatve x ağız sayısı kadar ilerler.

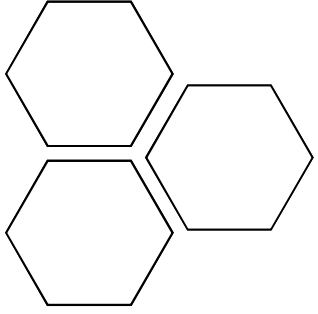




Avantajları

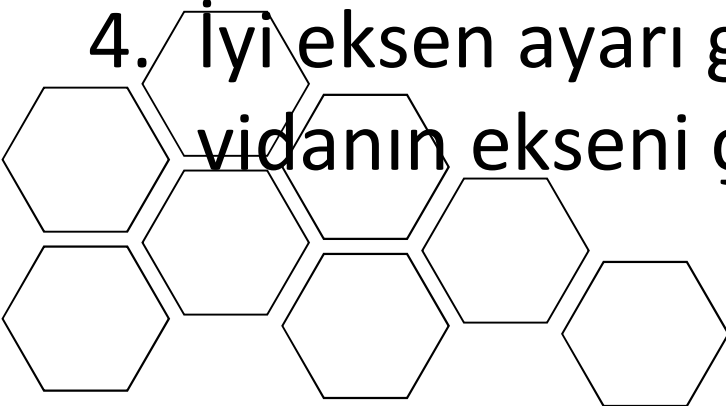
1. Tek kademede büyük çevrim oranı (100 e kadar).
2. Kompakt ve hafif bir yapı söz konusudur.
3. Kilitli (otoblokajlı) konstrüksiyon sayesinde sadece vidadan çarkı enerji akışı mümkün olur. Aksi yön kilitlenme yönüdür.
4. Çalışması darbesiz ve sessizdir.
5. Küçük miktarlarda sehim, nispeten rijit sistem.

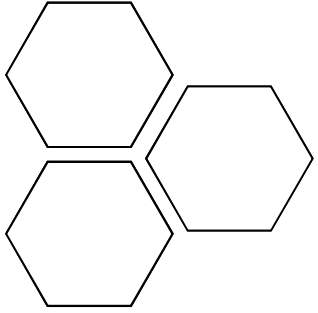




Dezavantajları

1. Dişler arasındaki kayma sürtünmesi nedeni ile izafi olarak düşük verim.
2. Vida çarkı için tribolojik karakteristikleri iyi olan ve nispeten pahalı malzemeye ihtiyaç vardır.
3. Fazla aşınma ve kaynama riski
4. İyi eksen ayarı gerekli (çarkın orta düzlemi ilşe vidanın eksenine çakışmalıdır)



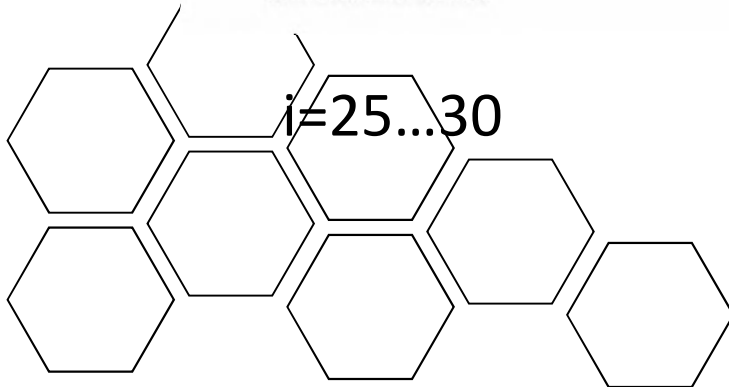


Vida ve çark formları

Globoid ark



Silindirik vida



$i=25...30$

Silindirik ark



Globoid vida

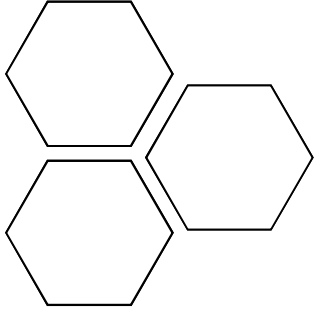
$i=100'$ e kadar

Globoid ark

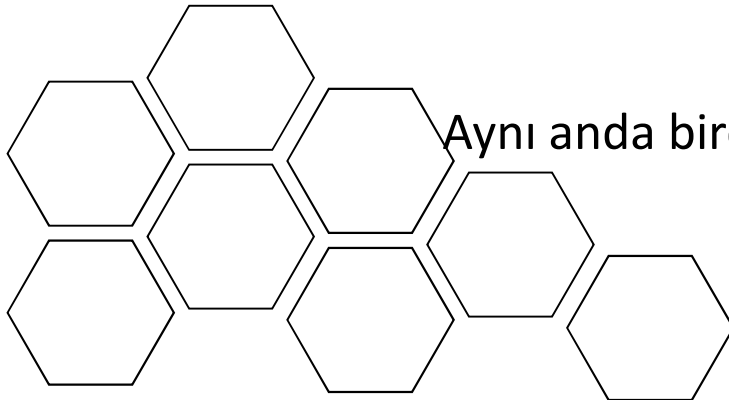
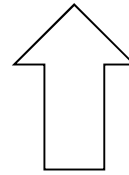
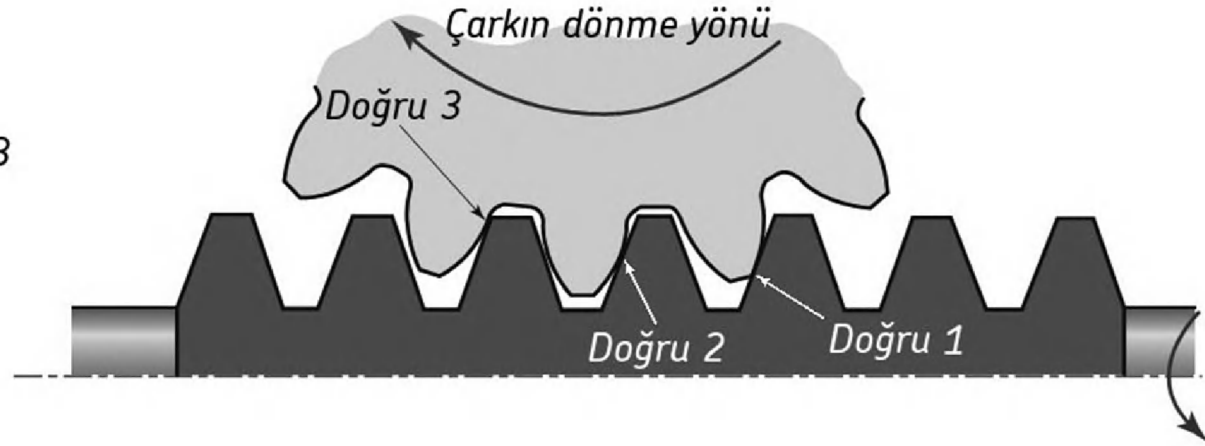
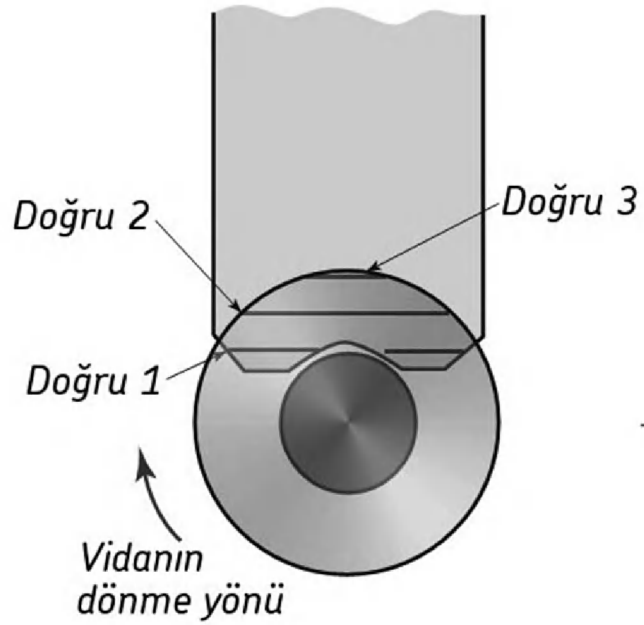


Globoid vida

$i=100'$ e kadar



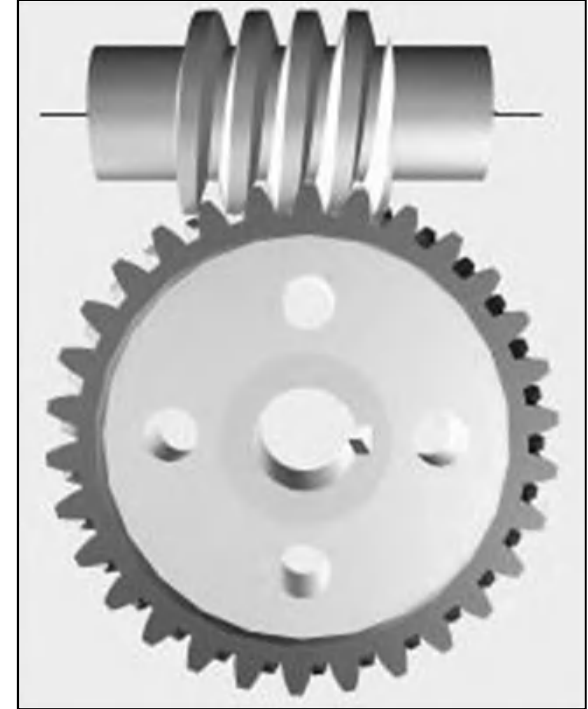
Sonsuz Vidada Temas Durumu



Aynı anda birden fazla diş temas halindedir.

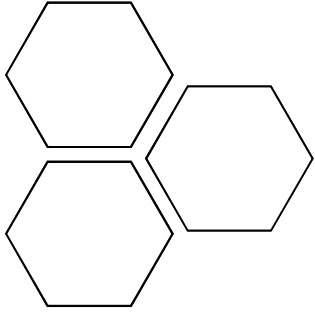
Genel Özellikler

- Eksenler arası mesafe değişimine karşı çok hassastır.
- Standart modül eksenel modüldür.
- Bir kademede elde edilebilecek çevrim oranı 100 den fazla olabilir.
- Dişler arasındaki kayma hareketi sebebi ile verimleri yuvarlanma mekanizmalarına göre düşüktür.
- Vida ve çarkın helis açıları farklı olabilir, ancak yönleri aynı olmak zorundadır.
- Eş çalışma için çarkın alın modülü, vidanın eksenel modülüne eşit olmalıdır.



$$m_{x1} = m_{t2}$$

Geometri



Vidanın aksenal
taksimatı

$$p_x = \pi \cdot m_x$$

Çarkın alın taksimatı

$$p_{t2} = \pi \cdot m_t$$

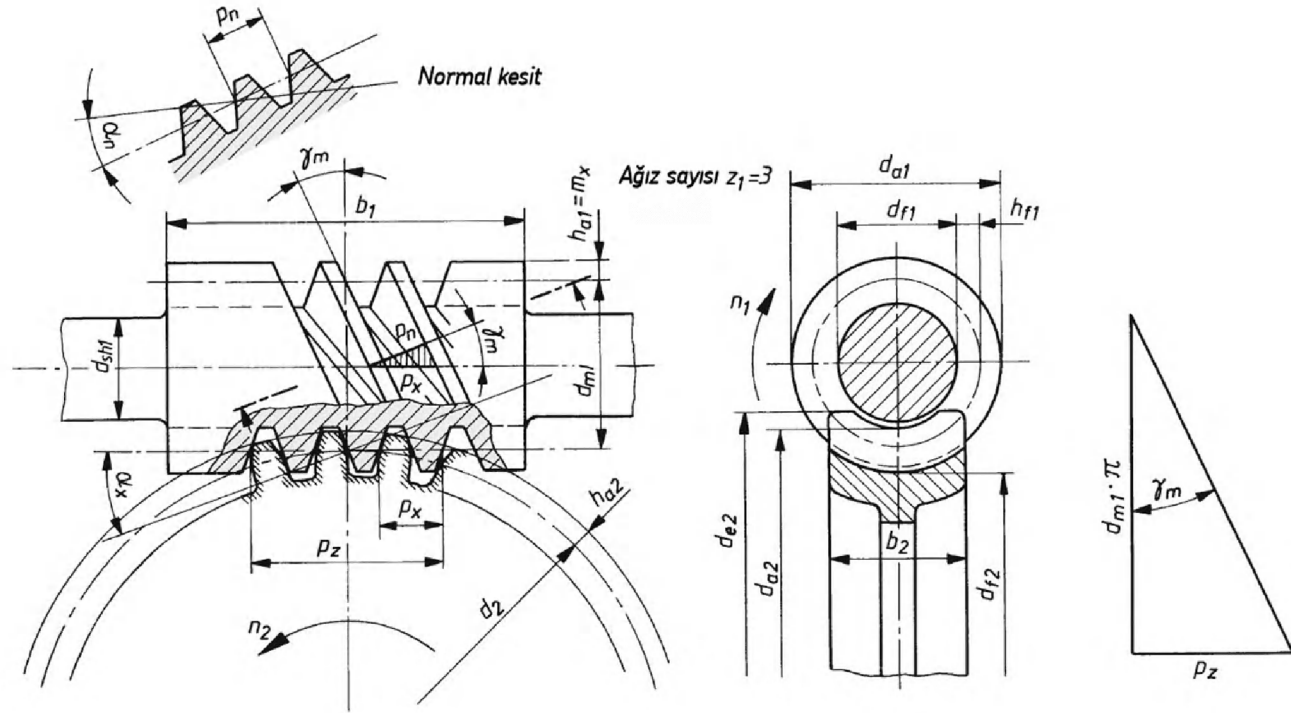
Vida stroku

$$p_z = z_1 \cdot p_x = z_1 \cdot \pi \cdot m_x$$

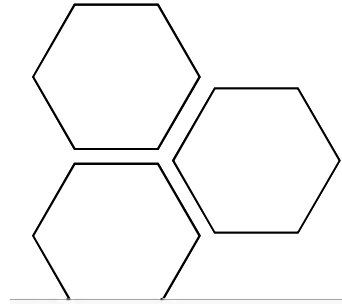
$$p_n = p_x \cdot \cos \gamma_m$$

Vida eğimi

$$\tan \gamma_m = \frac{p_z}{\pi \cdot d_{m1}} = \frac{z_1 \cdot \pi \cdot m_x}{\pi \cdot d_{m1}} = \frac{z_1 \cdot m_x}{d_{m1}}$$



Geometri (Önerilen değerler)

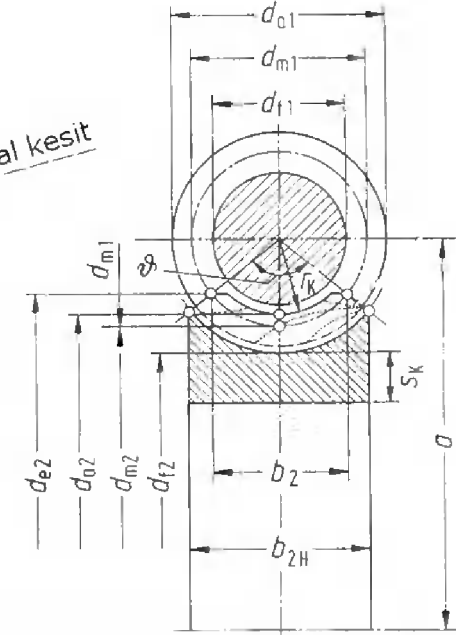
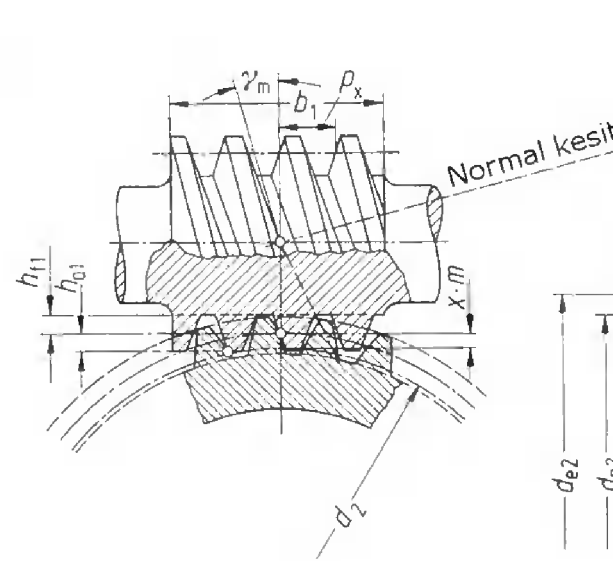


$$\tan \gamma_m = \frac{p_z}{\pi \cdot d_{m1}} = \frac{z_1 \cdot \pi \cdot m_x}{\pi \cdot d_{m1}} = \frac{z_1 \cdot m_x}{d_{m1}}$$

1/q

Form faktörü

$$q = \frac{d_{m1}}{m_x}$$

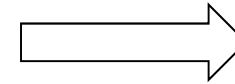


Form faktörü sonsuz vidanın eğilmeye karşı rijitliğini karakterize eder.

Değeri 6 ile 17 arasında seçilir.

Tavsiye edilen: 10...11

$$\tan \gamma_m = \frac{z_1}{q}$$

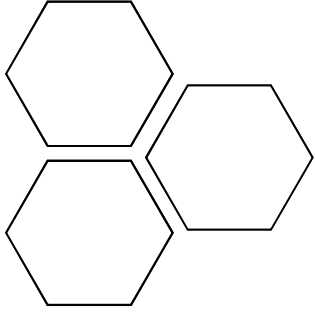


$$d_{m1} = \frac{z_1 \cdot m_x}{\tan \gamma_m}$$

Vida eğim açısı için önerilen aralık ise $\gamma_m = 15^\circ \dots 25^\circ$

Eksenler arası-vida taksimatı için öneriler: $\psi_a = \frac{d_{m1}}{a} \approx 0,3 \dots 0,5$





Standart değerler

Standart modüller [mm]													
1,0	1,25	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3	8,0	10,0	12,5	16,0	20,0

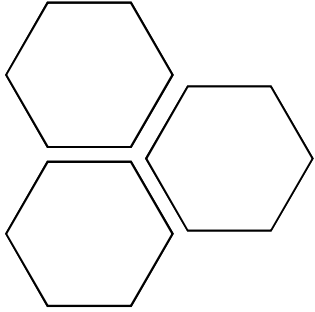
Standart ekseneler arası mesafeler (mm) [DIN 3976]

R 10	50		63		80		100		125		160
R 20	50	56	63	71	80	90	100	112	125	140	160
R 10		200		250		315		400		500	
R 20	180	200	224	250	280	315	355	400	450	500	

Mümkün olduğu kadar standart eksenler arası mesafeye bağlı kalınmalıdır.

Eksenler arası için öneriler: $a \approx 750 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_A \cdot M_{d1} \cdot i \cdot \eta}{\sigma_{Hlim}^2}}$, M_{d1} [Nm], σ_{Hlim} [N/mm²]





Geometri

- Boyutlar ve eksenler arası mesafe

Sonsuz Vida

Çark

$$d_{m1} = z_1 \cdot m_x / \tan \gamma_m$$

$$d_{02} = z_2 \cdot m_x$$

$$d_{a1} = d_{01} + 2 \cdot m_x$$

$$d_{a2} = d_{02} + 2 \cdot m_x$$

$$d_{f1} = d_{01} - 2,5 \cdot m_x$$

$$d_{f2} = d_{02} - 2,4 \cdot m_x$$

Genişlikler

Sonsuz Vida

Çark

$$b_1 \geq 2 \cdot \sqrt{\left(\frac{d_{a2}}{2}\right)^2 - \left(a - \frac{d_{a1}}{2}\right)^2}$$

$$b_2 \approx 2 \cdot m_x \cdot \sqrt{q + 1} + m_x$$

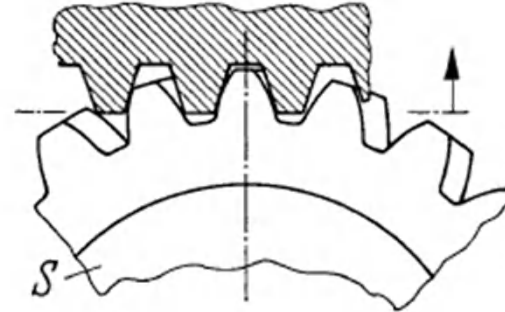
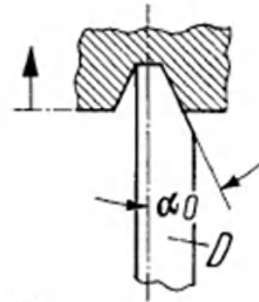
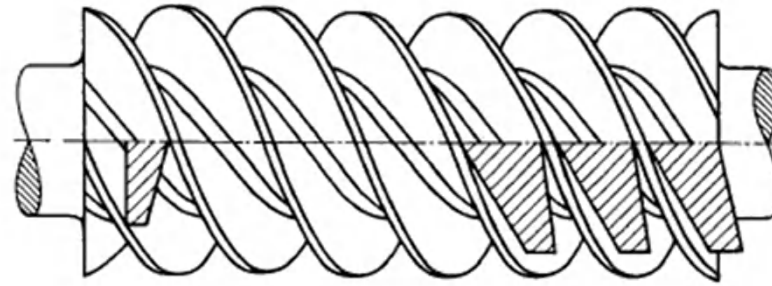
$$a_0 = \frac{m_x}{2} \cdot \left(\frac{z_1}{\tan \gamma_m} + z_2 \right)$$



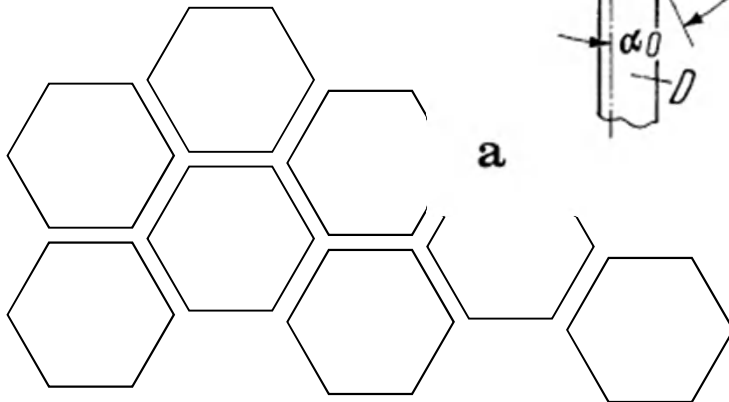


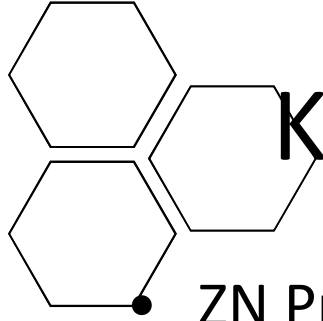
Kullanılan Silindirik Vida Profilleri

- ZA Profili: Eksenel kesitte trapez, enine kesitte Arşimet spirali (az kullanılır)



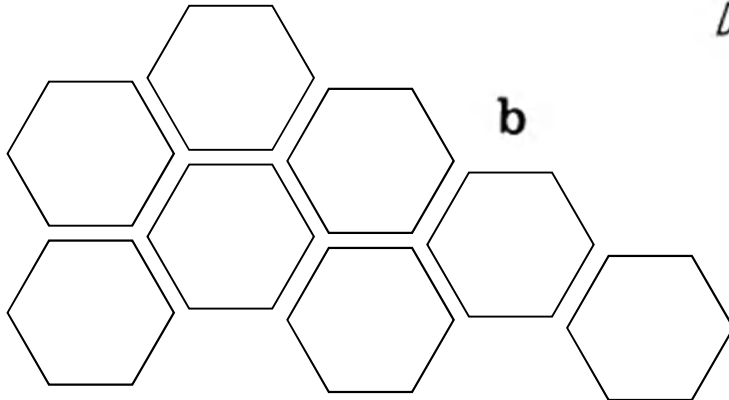
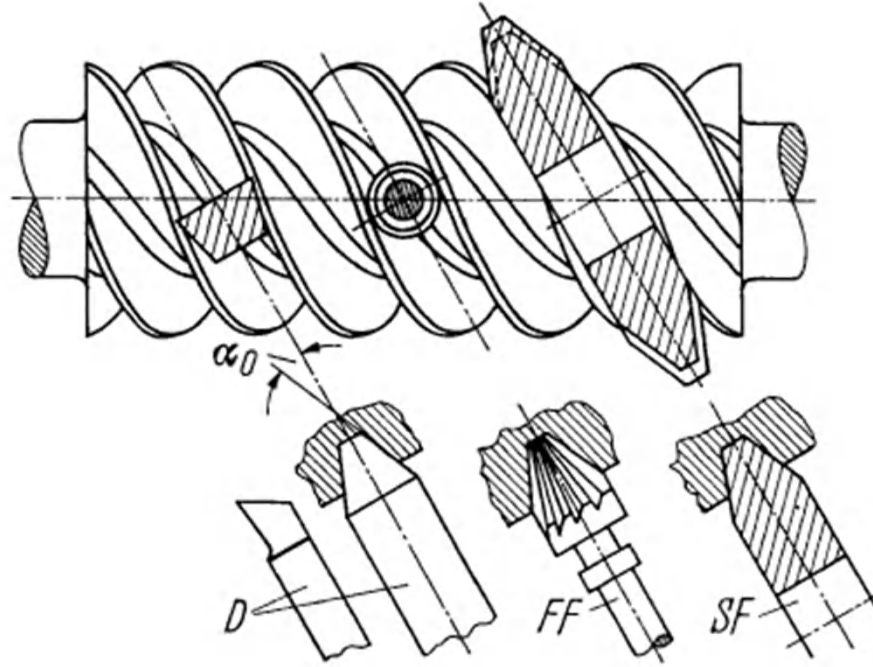
a



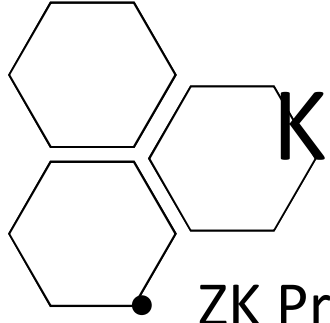


Kullanılan Silindirik Vida Profilleri

• ZN Profili: Normal kesitte trapez, aksenal kesitte hafif kavisli

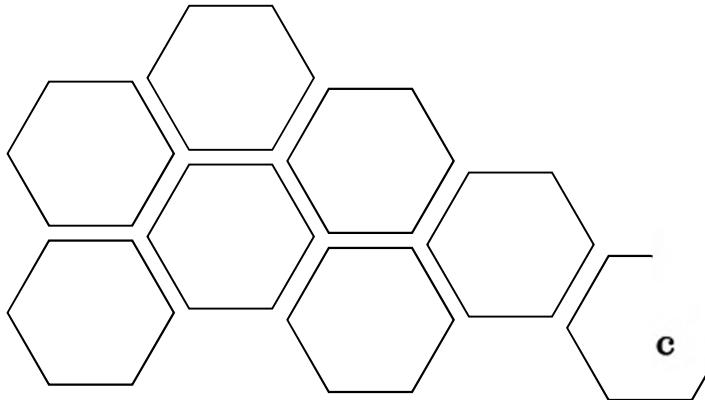
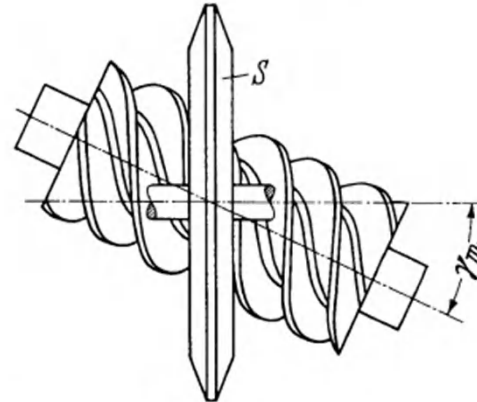
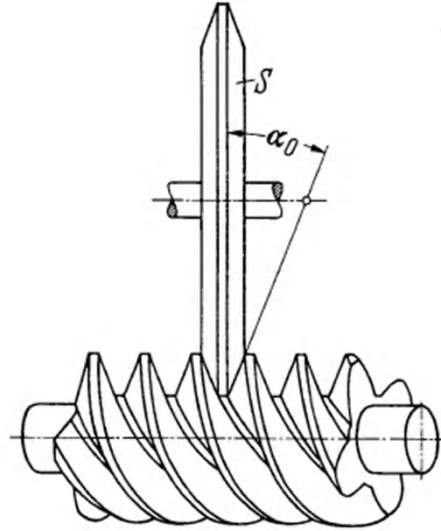


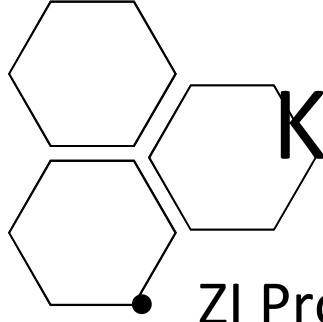
b



Kullanılan Silindirik Vida Profilleri

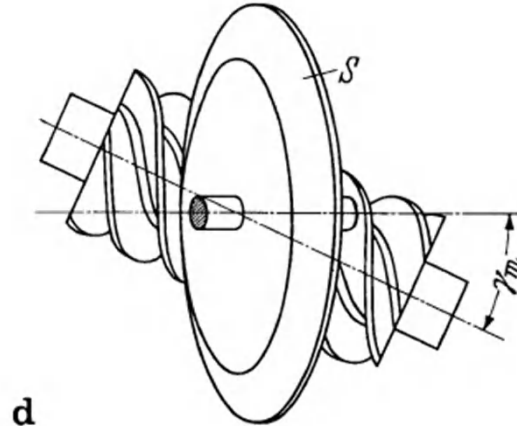
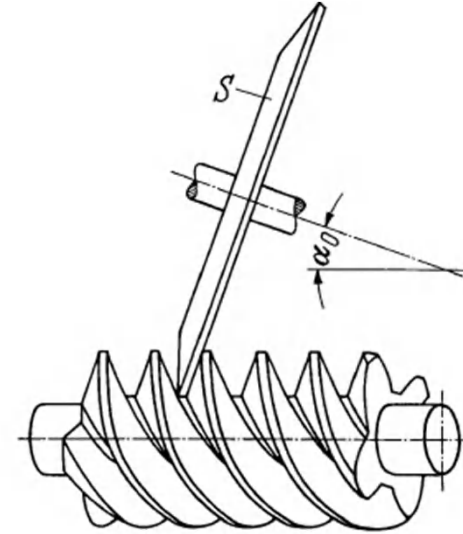
• ZK Profili: Normal kesitte dışbükey, aksenal kesitte içbükey





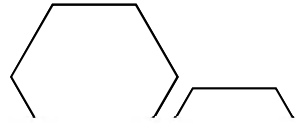
Kullanılan Silindirik Vida Profilleri

• ZI Profili: Normal kesitte dışbükey, aksenal kesitte hiperbole benzer, alın kesitte evolvent



d

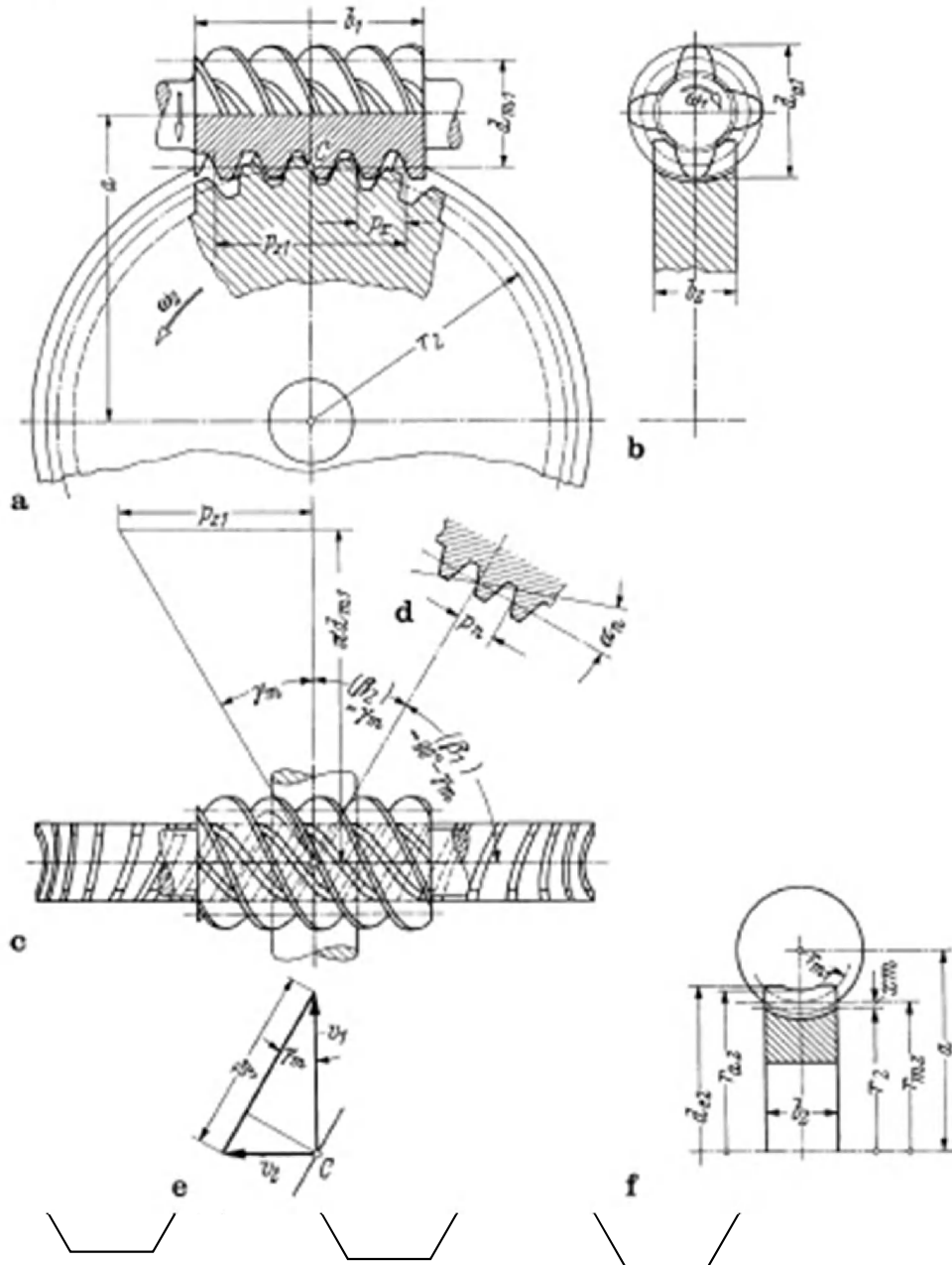
Profil şekli, yüzeyi meydana getiren doğrunun sonsuz vidanın dış profili üzerindeki konumu ile, yani imalat sırasında takımın kesici ağzının sonsuz vida silindirin'e göre olan geometrik konumu ile belirlenir.



Hız durumu

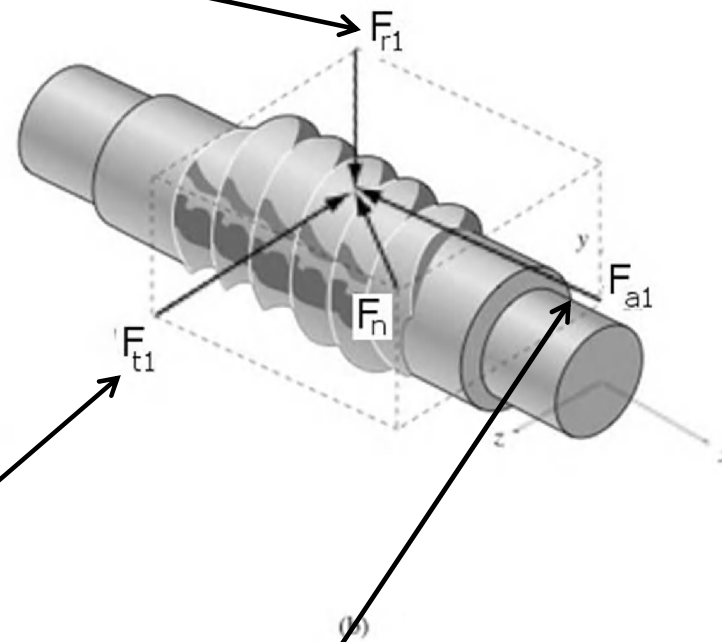
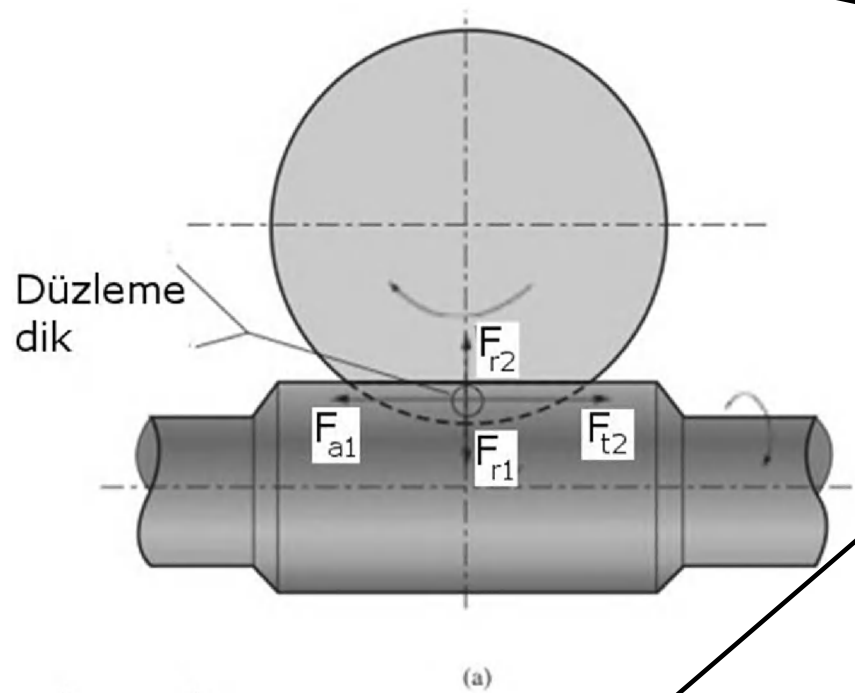
Kayma hızı

$$V_g = \frac{V_1}{\cos \gamma_m}$$



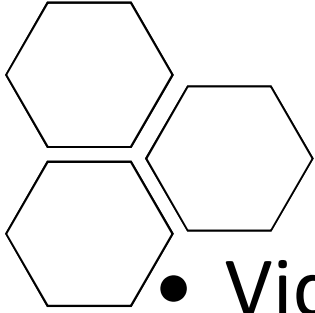
Kuvvet durumu

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \cdot \frac{\tan \alpha_{no} \cdot \cos \rho'}{\sin(\gamma_m + \rho')}$$



$$F_{t1} = \frac{2M_{d1}}{d_{m1}} = F_{a2}$$

$$F_{t2} = \frac{2M_{d2}}{d_{02}} = F_{a1}$$



Verim

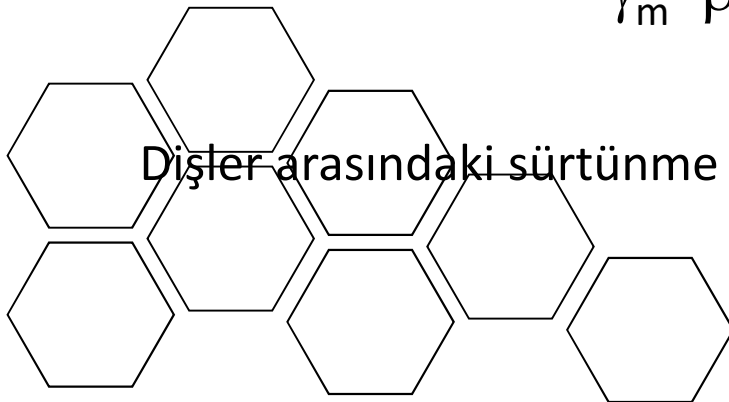
- Vidadan çarka enerji akışı için verim

$$\eta_1 = \frac{\tan \gamma_m}{\tan(\gamma_m + \rho')}$$

- Çarktan Vidaya enerji akışı için verim

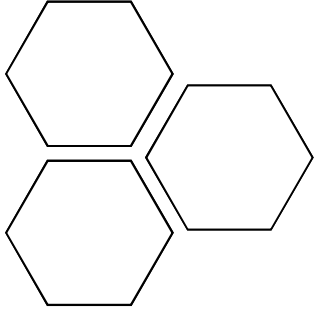
$$\eta_2 = \frac{\tan(\gamma_m - \rho')}{\tan \gamma_m}$$

$\gamma_m = \rho'$ ise verim sıfır olur. (Otoblokaj hali)



Dişler arasındaki sürtünme katsayısı için pratik değerler: $\mu = 0,02 \dots 0,05$





Yüzey Zorlanması

Çark malzemesi için sınır yüzey zorlanması.

Emniyet katsayısı

$$S_H = \frac{\sigma_H}{\sigma_{Hm}} \geq S_{Hlim}$$

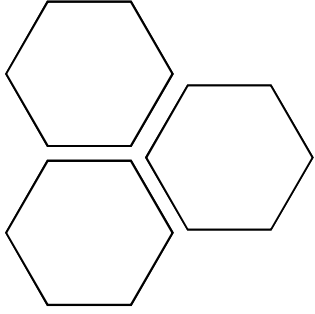
Minimum emniyet katsayısı

Parçada oluşan ortalama yüzey zorlanması



Emniyet katsayısının minimum değeri genellikle **1** alınır.





Yüzey Zorlanması

Çarktaki döndürme
Momenti [Nmm]

Eşdeğer elastiklik modülü [N/mm²]

$$E_{eş} = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 \cdot (1 - \nu_2^2) + E_2 \cdot (1 - \nu_1^2)}$$

İşletme faktörü

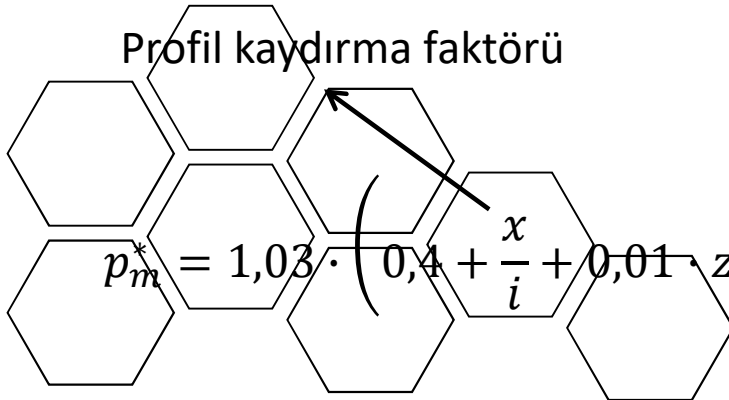
Ortalama yüzey
zorlanması

$$\sigma_{Hm} = \frac{4}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{K_A \cdot M_{d2} \cdot E_{eş} \cdot p_m^*}{a^3}}$$

Eksenler arası mesafe [mm]

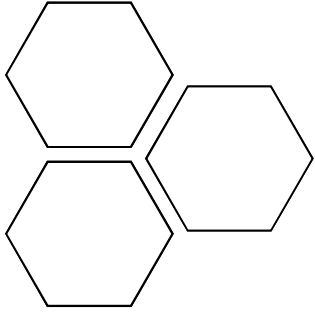
ZA, ZN, ZI ve ZK vida
formları için ortalama
Hertz basıncı faktörü

Profil kaydırma faktörü



$$p_m^* = 1,03 \cdot \left(0,4 + \frac{x}{i} + 0,01 \cdot z_2 - 0,083 \cdot \frac{b_2}{m_x} + \frac{\sqrt{2 \cdot q - 1}}{6,9} + \frac{q + 50 \cdot \frac{i + 1}{i}}{15,9 + 37,5 \cdot q} \right)$$





Yüzey zorlanması limiti

- Testler referans dişlilerle, belirli malzemeler için yapıldığından, sınır yüzey zorlanmasını hesaplanacak sisteme adapte etmek bazı faktörlerle düzeltmek gerekir.

$$\sigma_H = \sigma_{Hlim} \cdot Z_h \cdot Z_v \cdot Z_s \cdot Z_{yağ}$$

Deneylelerden elde edilen limit değeri [Pa]

Hız faktörü

Yağlayıcı faktörü:
Mineral yağlar için :0,89
Sentetik yağlar için: 1

$$Z_v = \sqrt{\frac{5}{4 + V_g}}$$

Büyüklik faktörü

Ömür faktörü, $Z_h = \left(\frac{25000}{L_h}\right)^{0,167}$

L_h : saat olarak ömür

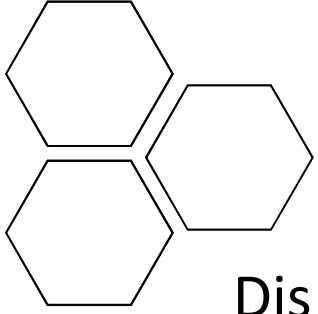
Ortalama kayma hızı [m/s]

$$Z_s = \sqrt{\frac{3000}{2900 + a}}$$

$$V_g = \frac{V_1}{\cos \gamma_m}$$

$$V_1 = \frac{\pi \cdot d_{m1} \cdot n_1}{60}$$





Diş dibinin kesme mukavemeti

Diş dibinin kesme zorlanması çark açısından kritiktir.

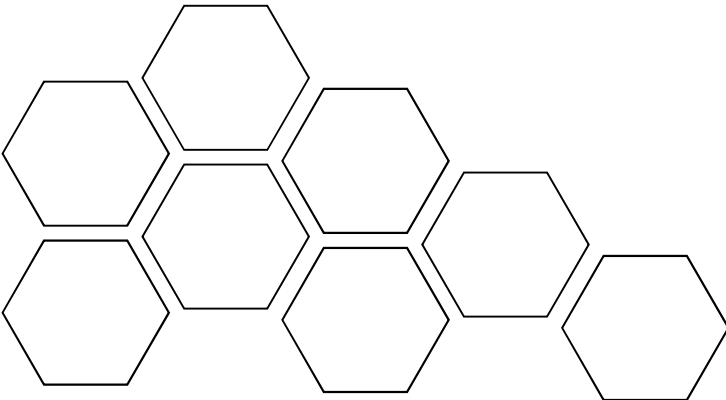
Emniyet katsayısı

$$S_F = \frac{\tau_{FG}}{\tau_k} \geq S_{F \min}$$

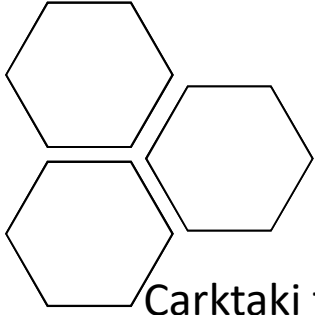
Çark malzemesinin yorulmadaki kesme mukavemeti

Minimum değer yaklaşık 1,1 alınabilir.

Çarkta oluşan kesme gerilmesi



Kesme gerilmesi



Çarktaki teğetsel kuvvet [N]

$$\text{Form faktörü : } Y_F = \frac{2,9 \cdot m_t}{s_{ft2}}$$

$$s_{ft2} = 1,06 \cdot \left[s_{mt2} - \Delta s + \frac{(d_{02} - d_{f2}) \tan \alpha_0}{\cos \gamma_m} \right]$$

Δs : Zamanla meydana gelen kalınlık azalması (aşınma)

s_{mt2} : taksimat dairesindeki diş kalınlığı: $\pi \cdot m_x / 2$

İşletme faktörü

Kesme gerilmesi

$$\tau_k = \frac{K_A \cdot F_{t2}}{b_2 \cdot m_t} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_F \cdot Y_\gamma \cdot Y_K$$

Çember kalınlık faktörü

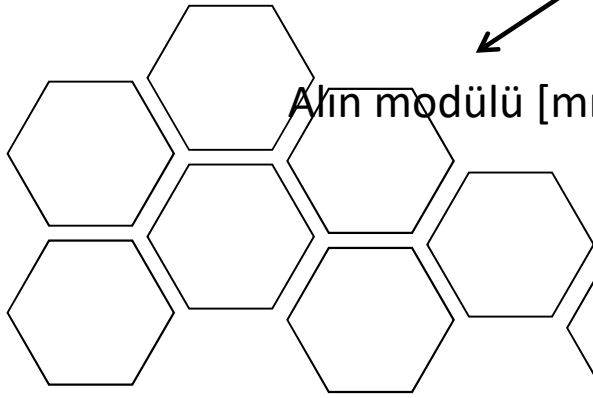
$s_k \geq 1,5 \cdot m_t$ için $Y_\gamma = 1$

$s_k < 1,5 \cdot m_t$ için $Y_\gamma = 1,25$

Çark genişliği [mm]

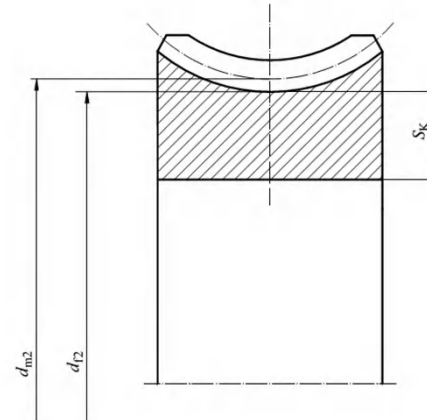
Kavrama oranı faktörü = 0,5

Alın modülü [mm]



Adım faktörü

$$Y_\gamma = \frac{1}{\cos \gamma_m}$$

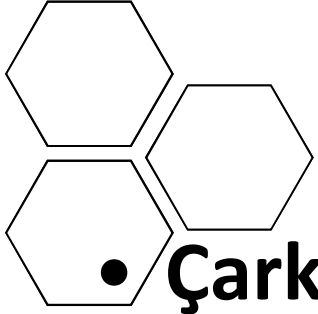


Malzeme deęerleri

Çark malzemesi	Yüzey Sertlięi (HB)	τ_{lim} [N/mm ²]	σ_{Hlim} [N/mm ²]	Elas. Mod. [N/mm ²]
G-CuSn12	80	115	265	88300
GZ-CuSn12	95	190	425	
G-CuSn12Ni	90	140	310	
GZ-CuSn12Ni	100	225	520	98100
G-CuSn10Zn	75	165	350	
GZ-CuSn10Zn	85	190	430	
G-CuZn25Al5	180	565	500	107900
GZ-CuZn25Al5	190	605	550	
GZ-CuAl10Ni	160	377	660	
GG25	250	150	350	98100
GGG70	260	628	490	175000

Bronz için Poisson oranı 0,35, dökme demirler için 0,3 alınabilir.

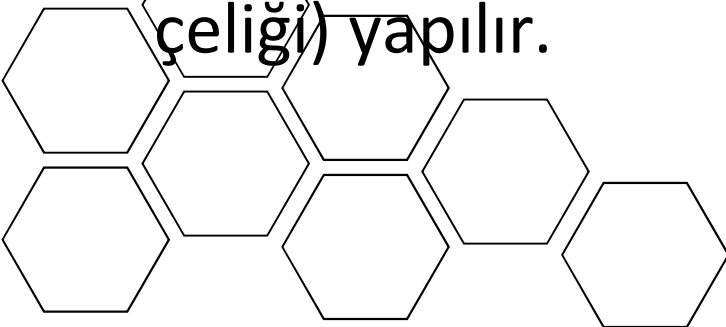


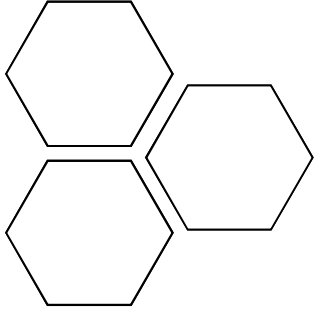


Vida ve Çark Malzemeleri

- **Çark Malzemeleri**

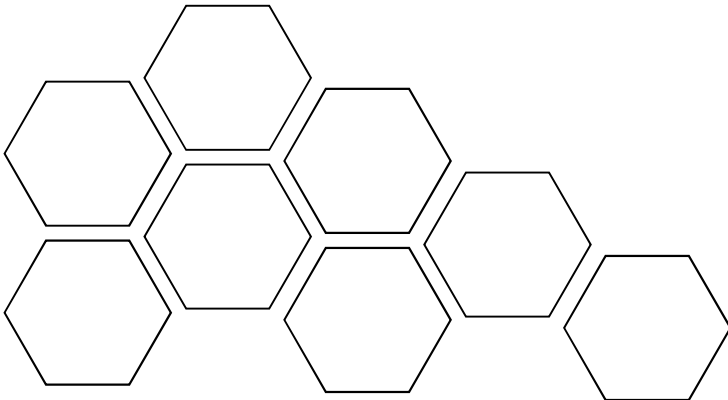
- Kalay bronzu-santrifüj döküm: Büyük yüzey basınçları ve yüksek çalışma hızları
- Kalay bronzu-kum döküm: Büyük yükler
- Dökme Demir: Düşük çevre hızı ve düşük güçler
- Alüminyum alaşımları: Hafif konstrüksiyonlar, taşıtlar
- Çinko alaşımları: Düşük sıcaklıklarda
- Vida genellikle çelikten (sementasyon veya ıslah çeliği) yapılır.



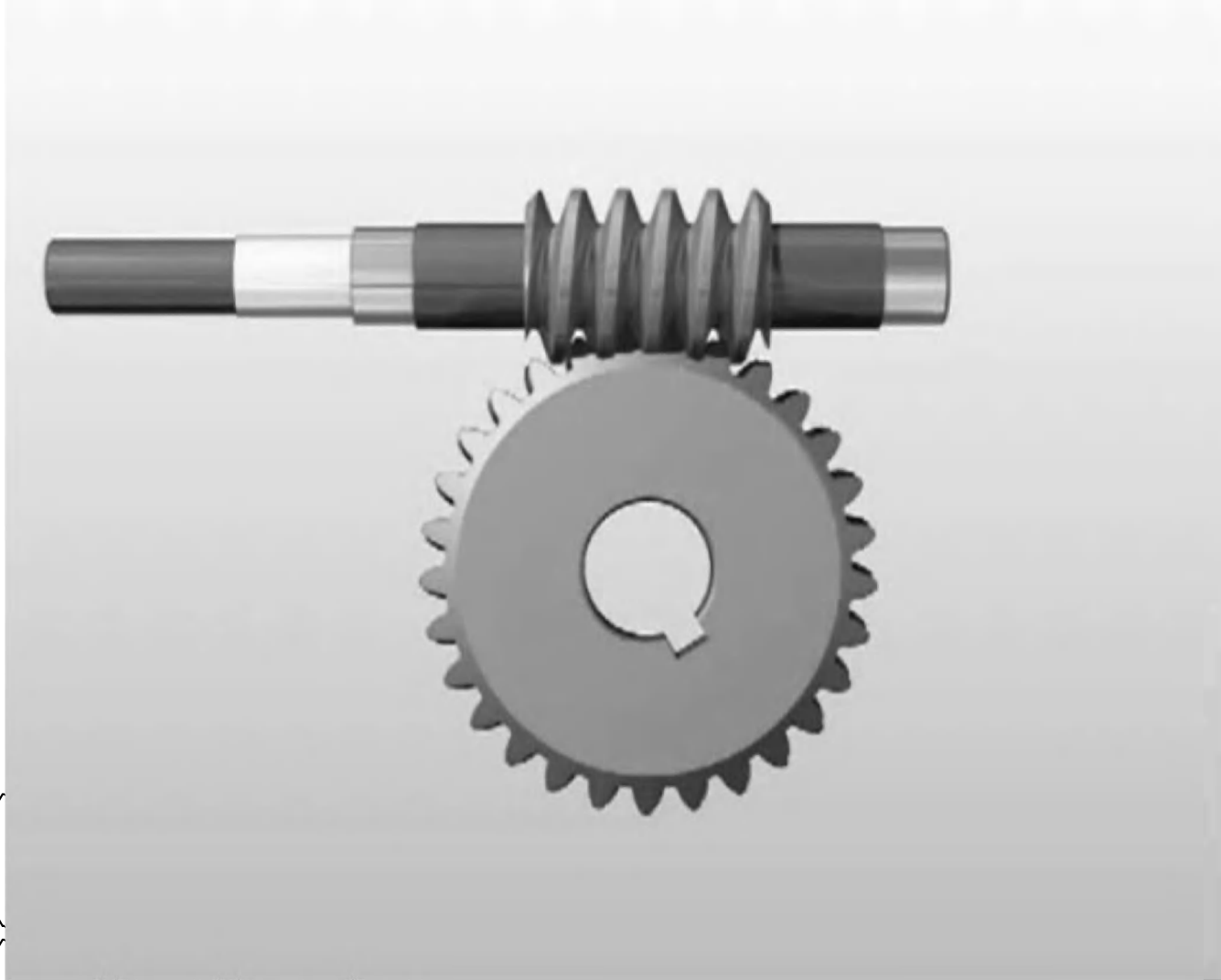


Yağlama

- Kayma hareketi nedeni ile oluşan yüksek sıcaklık ve ağır yükler, yüksek viskoziteli yağ kullanımını gerektirir.
- Genelde 4 tip yağ söz konusudur:
 - 1) Mineral yağlar (pirinç dışındaki çarklar için)
 - 2) EP katkılı mineral yağlar (pirinç dışındaki çarklar için)
 - 3) Polialfaolefin yağlayıcılar (çok iyi yağlama özellikleri)
 - 4) Polialkalin glikoller (nispeten yeni ürünlerdir.)



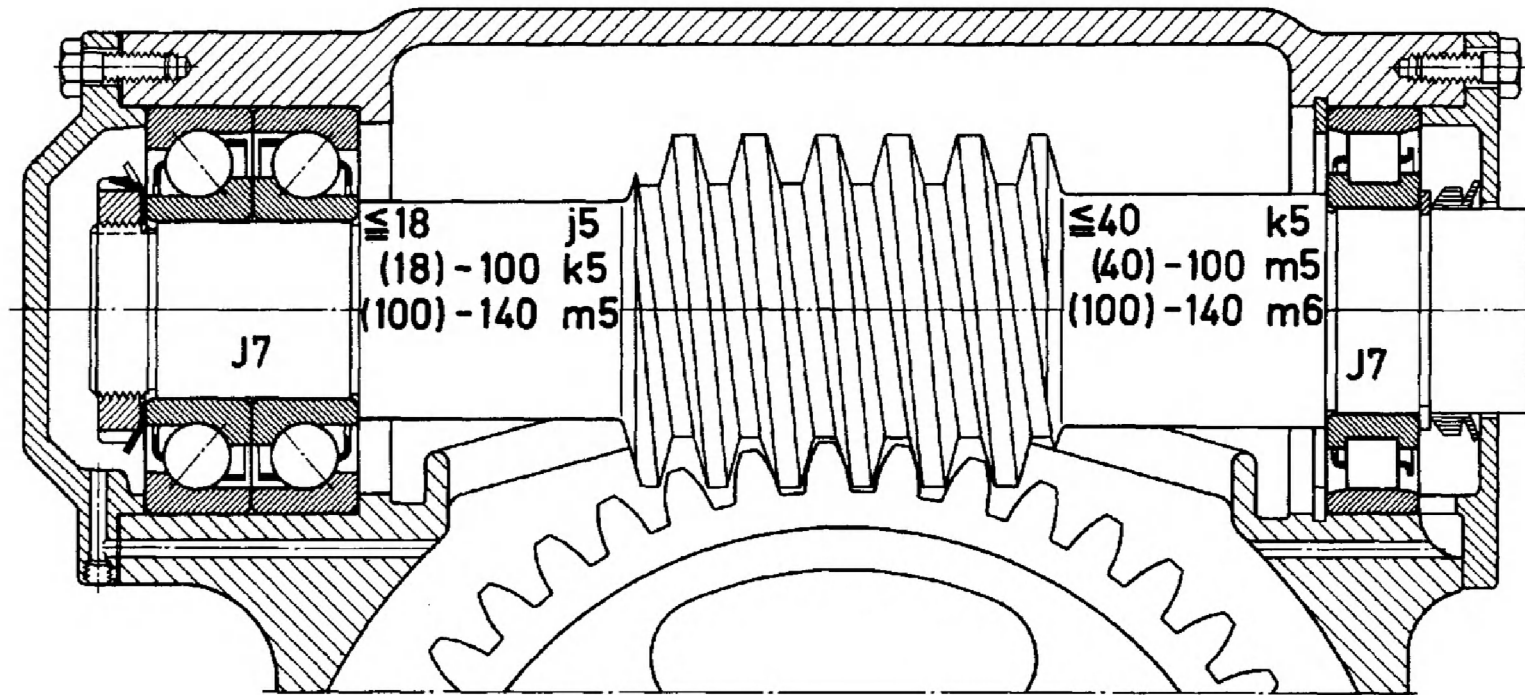
Sonsuz vidalı güç iletim sistemi



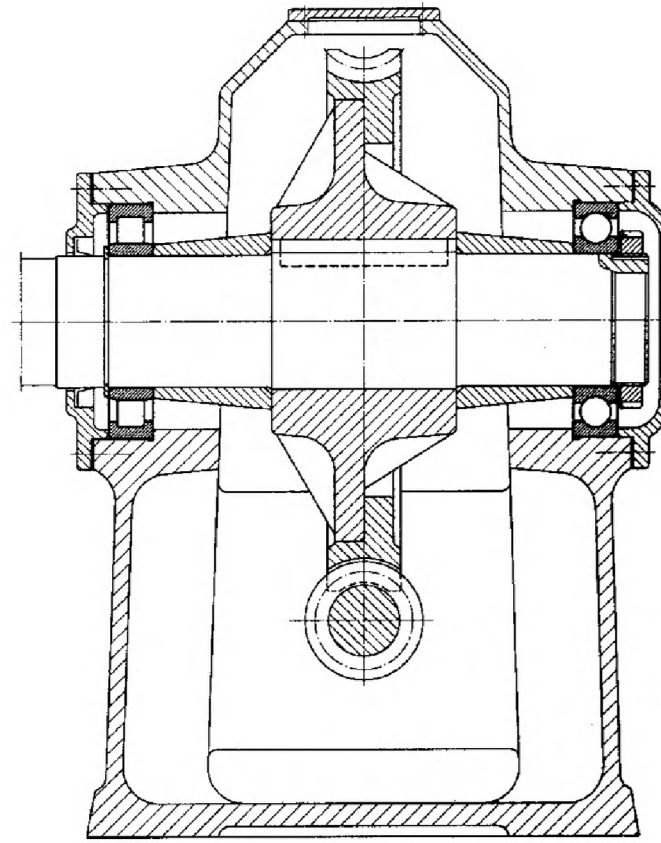
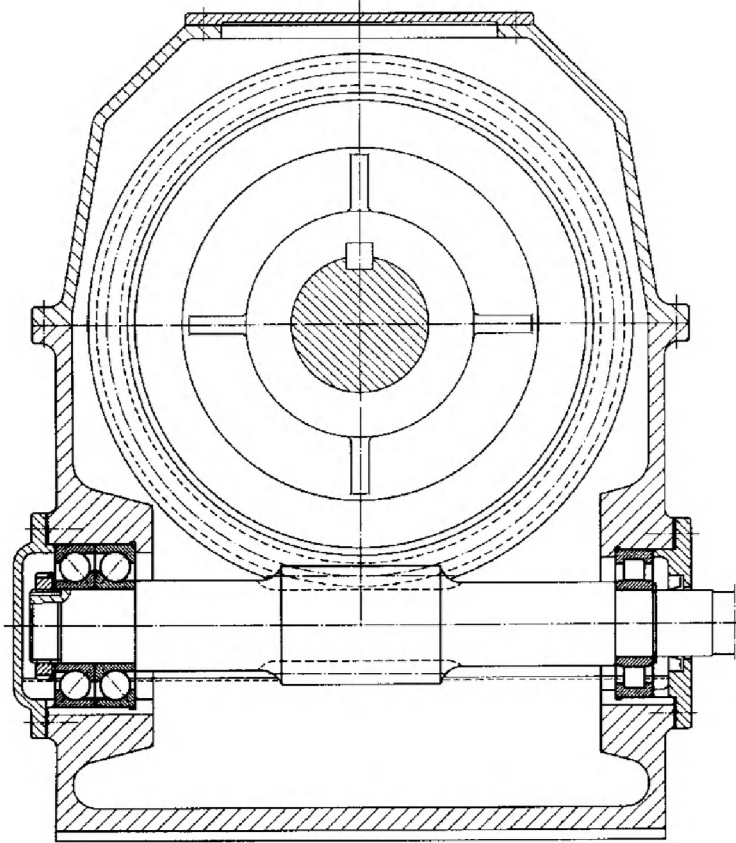
Vida Çarkının İşlenmesi



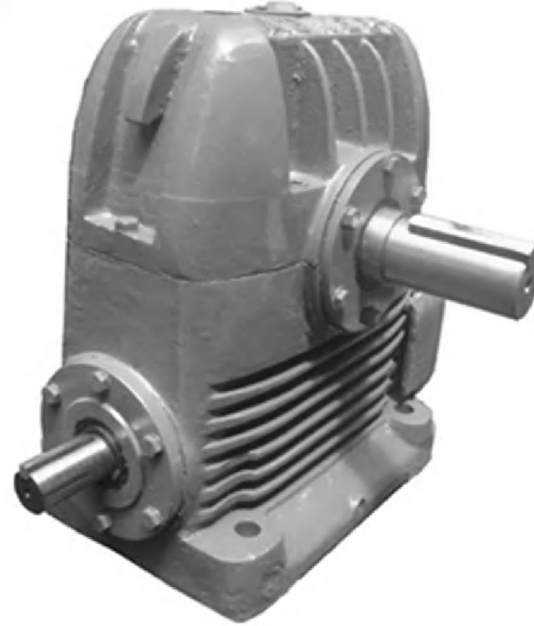
Endüstriyel Örnekler



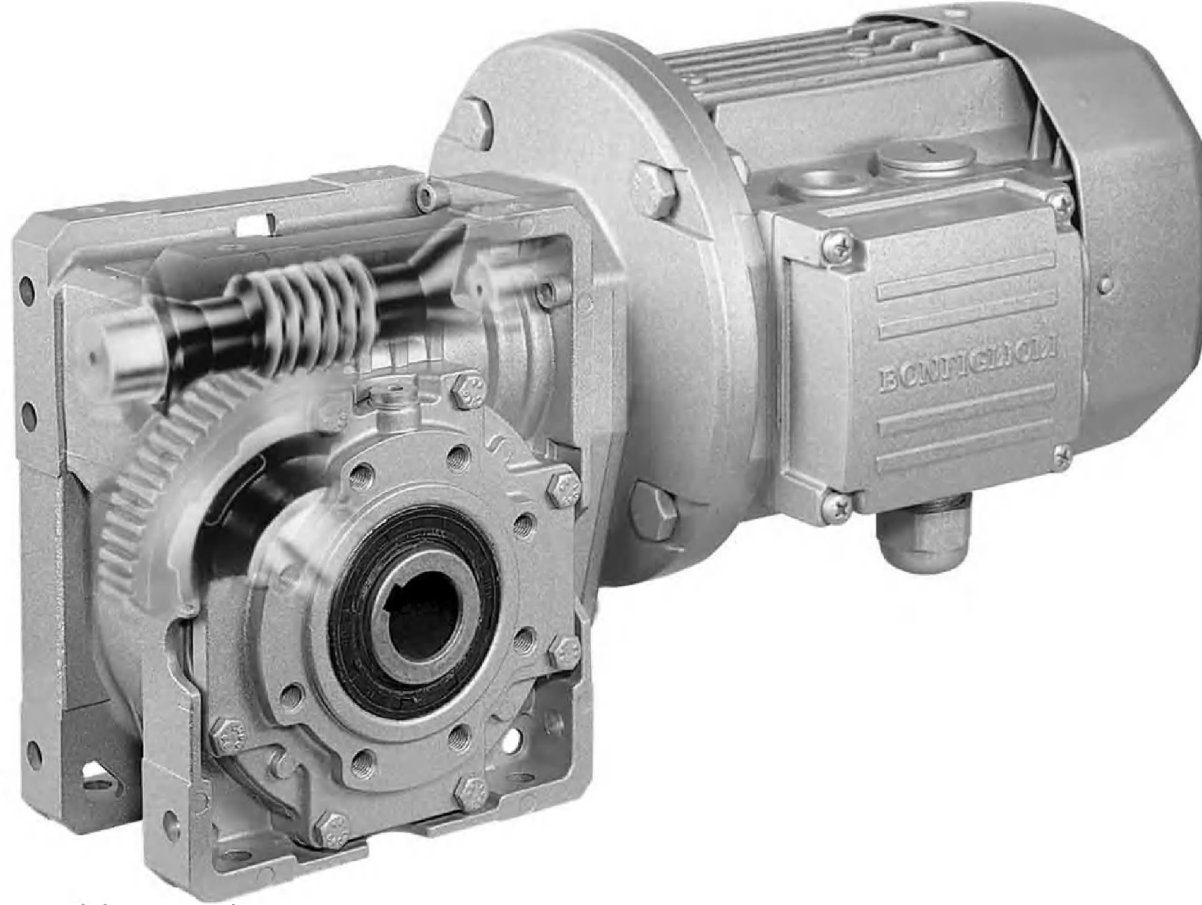
Endüstriyel Örnekler

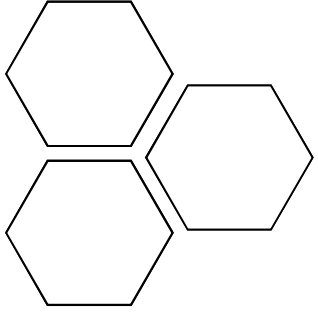


Endüstriyel Örnekler



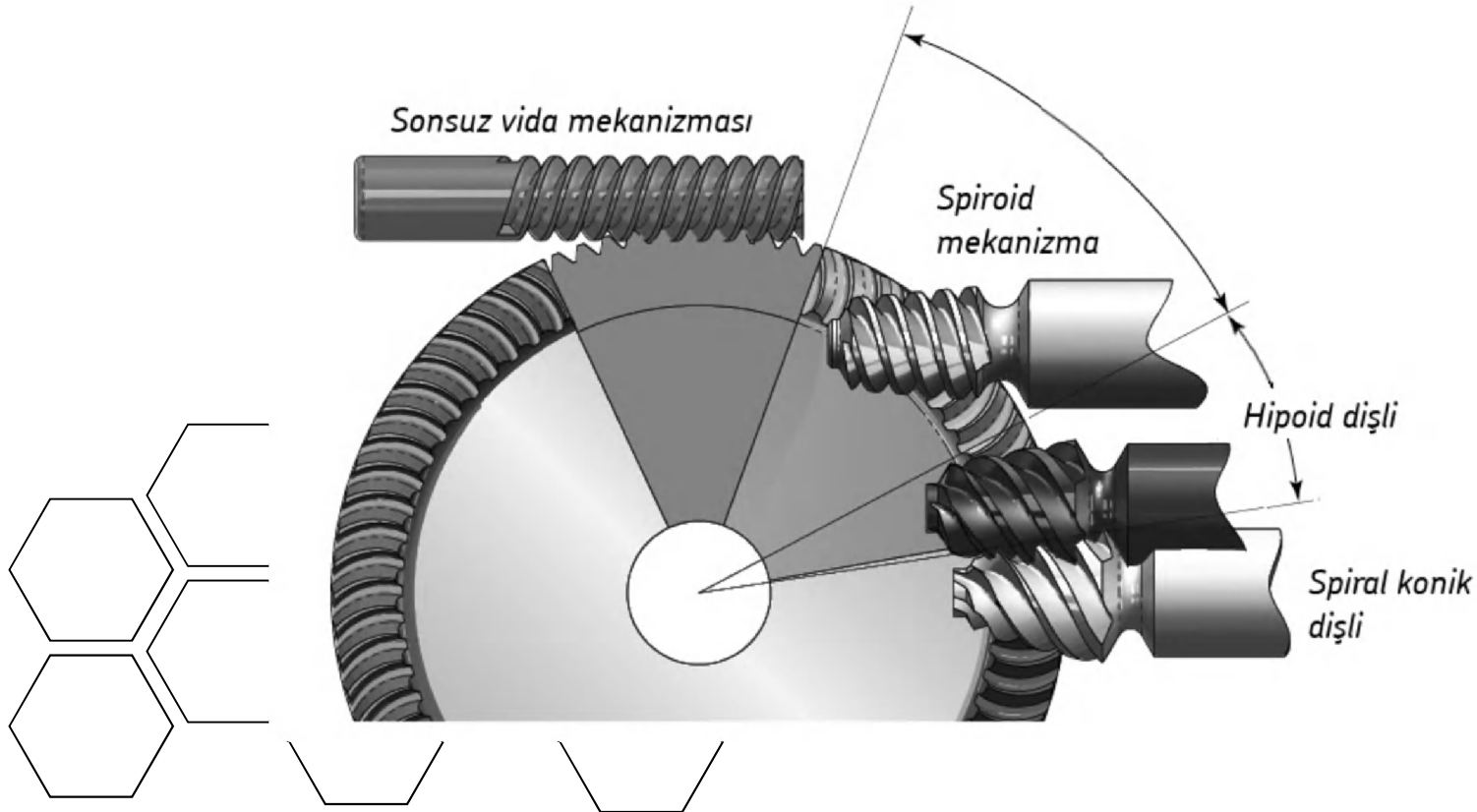
Endüstriyel Örnekler

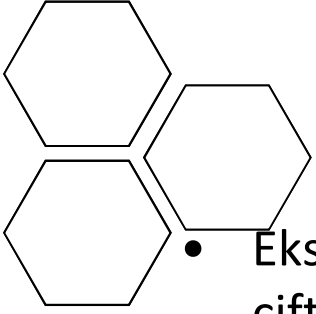




Vida mekanizmalar

- Her ne kadar sonsuz vida mekanizmaları çok yaygın kullanılsa da, eksenlerin durumuna göre daha farklı vida mekanizmalarının kullanılması da söz konusudur.

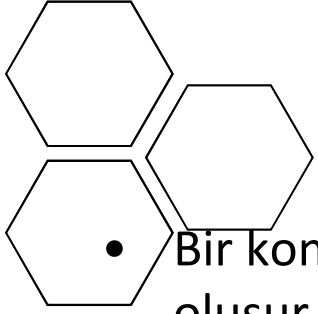




Hipoid dişliler

- Eksenleri koni eksenleri ile çakışmayan eğrisel (spiral) konik dişli çiftlerinden oluşur.
- Daha ziyade otomotiv sektöründe son dişli olarak yer alırlar.
- Şeklinin döndürülmüş hiperboloid olması nedeni ile bu ismi almışlardır.
- Bu mekanizmaların tasarımında pinyon ve çarkın spiral yönleri genellikle birbirine ters alınır.
- Dişler arasında azımsanamayacak bir kayma hareketi olduğundan verimleri yuvarlanma mekanizmalarına göre düşüktür.





Spiroid Dişli Mekanizması

- Bir konik pinyon (vida olarak da tarif edilir) ve spiral konik bir tabak dişliden oluşur. Tabak dişlideki diş doğrultusu helise benzemesine karşın, gerçek helis değildir.
- Bu mekanizma ile küçük hacimde büyük çevrim oranı ve kayda değer yük taşıma kapasitesi elde edilebilir. Seri üretimde uygun maliyetlidir.

