

BÖLÜM: E

BAĞLANTI ELEMANLARI

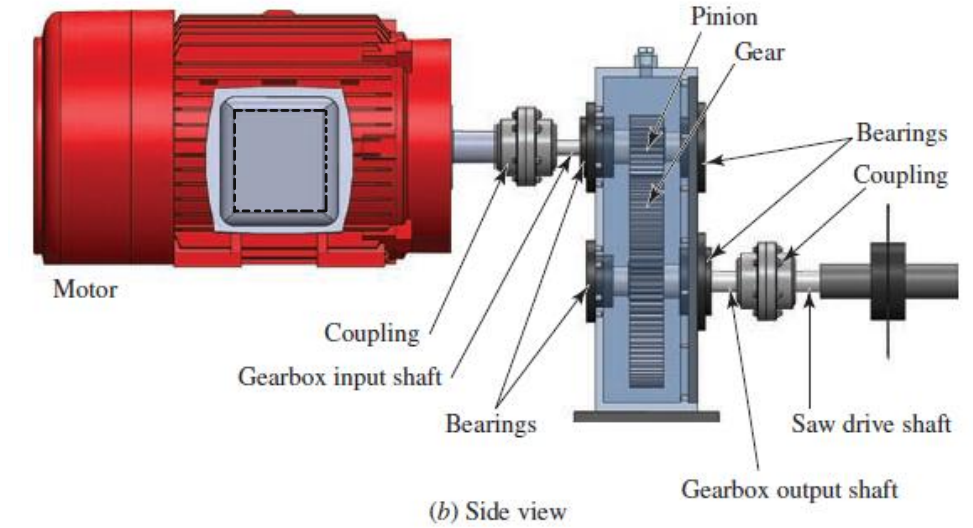
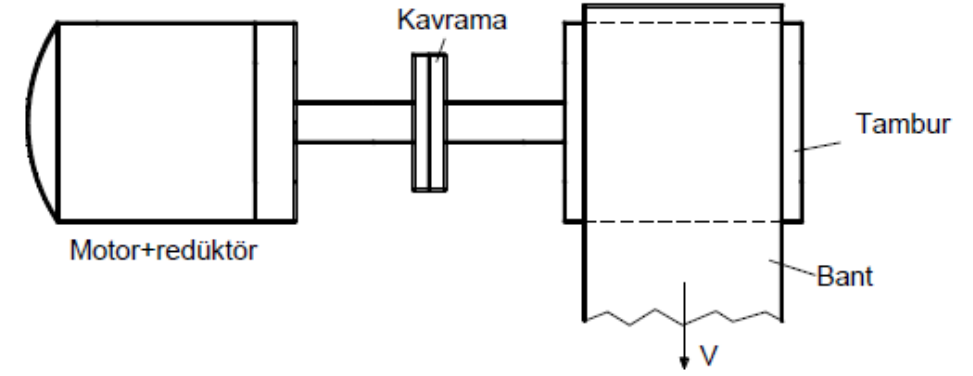
21. KAVRAMALAR

21. KAVRAMALAR

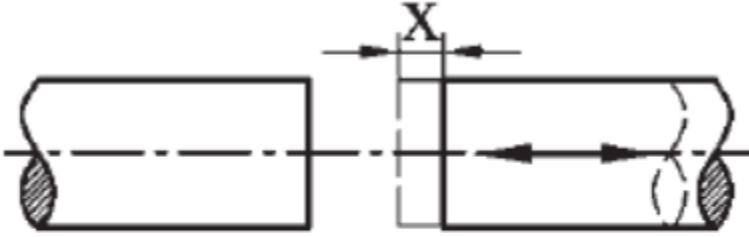
Tanım ve Özellikler:

Birbirlerine göre çeşitli konumlarda bulunan ve bir döndürme momenti veya bir güç ileten milleri birleştirmede kullanılan makina elemanlarına kavrama adı verilir. Kavramalar makinalarda birçok amaçla kullanılır. Bunlardan bazıları şu şekilde sıralanabilir:

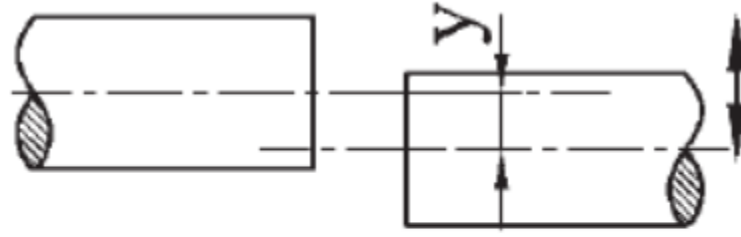
1. Ayrı ayrı yapılmış milleri birbirine bağlamak ve tamir, bakım, yenileme durumlarında bunları ayırmak amacıyla (bir motor-pompa bağlantısında olduğu gibi),
2. Eksenleri aynı doğrultuda bulunmayan millerin bağlanmasında esneklik temin etmek amacıyla (radyal, eksenel veya açısallı temaslı mil bağlantılarında olduğu gibi),
3. Darbeli yükün makinaların birinden diğerine iletilmemesi ve mekanik esneklik temin etmek amacıyla (örneğin konkasör, eksantrik pres, şahmerdan gibi darbeli iş makinalarındaki darbenin kuvvet makinasına, yani motora iletilmemesi gibi) ,
4. Aşırı yüklemelere karşı emniyet sağlamak amacıyla,
5. Dönen elemanların titreşim karakteristiğini değiştirerek kritik frekansı yok etmek amacıyla,
6. Uzak mesafelere güç veya moment taşınmasında milleri aynı doğrultuda birleştirmek amacıyla (örneğin standart mil uzunluğundan daha uzak mesafeler için millerin birleştirilmesinde olduğu gibi),
7. Kuvvet makinasını durdurmadan iş makinası ile irtibatını kesmek amacıyla (örneğin taşıtlardaki debriyaj sisteminde olduğu gibi) .



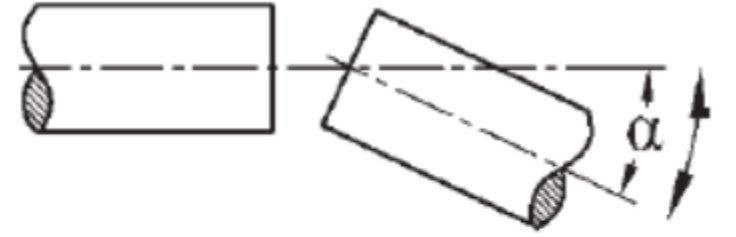
MİLLERİN BİRBİRLERİNE GÖRE KONUMLARI



Eş eksenli, aralarında aksenal boşluk bulunan miller



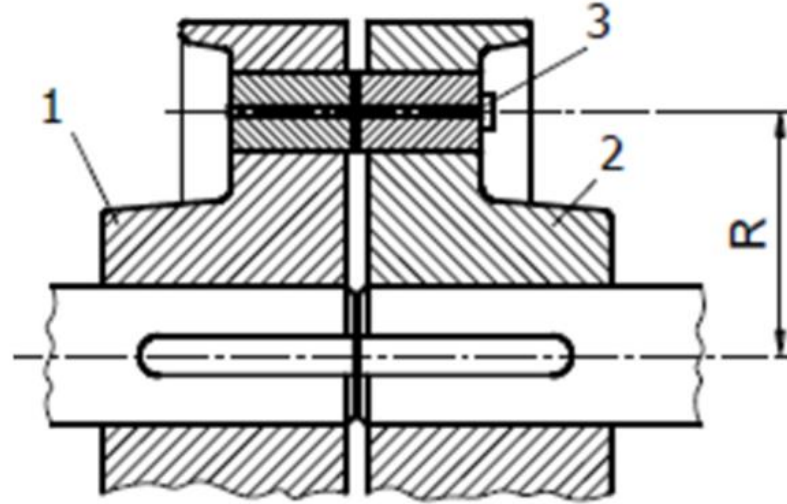
Eksenleri arasında radyal mesafe bulunan miller



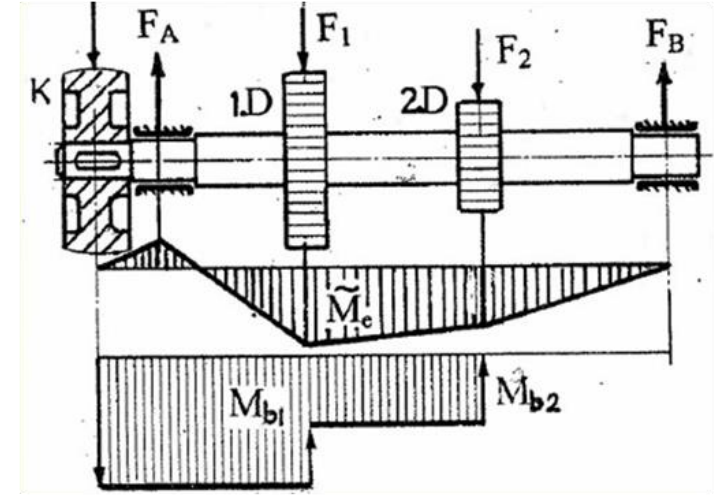
Eksenleri kesişen ve aralarında açı bulunan miller.



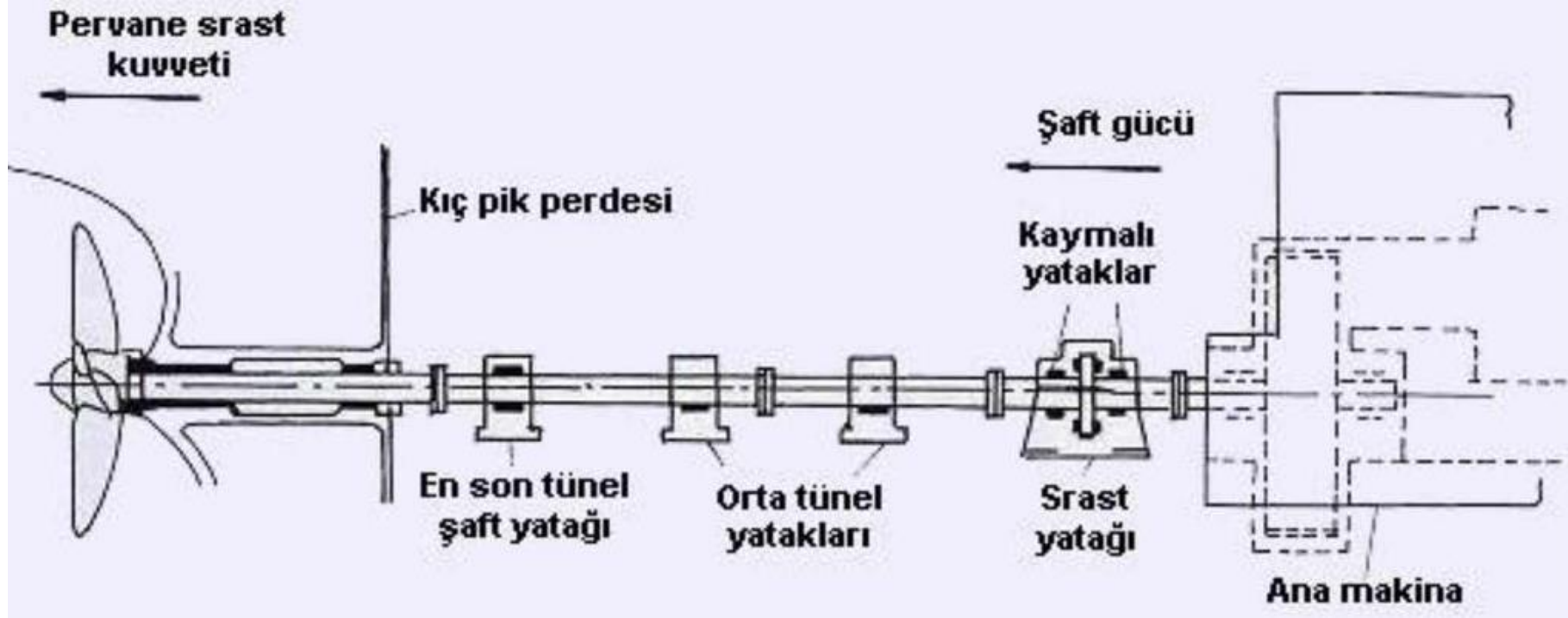
Darbe izolasyonu



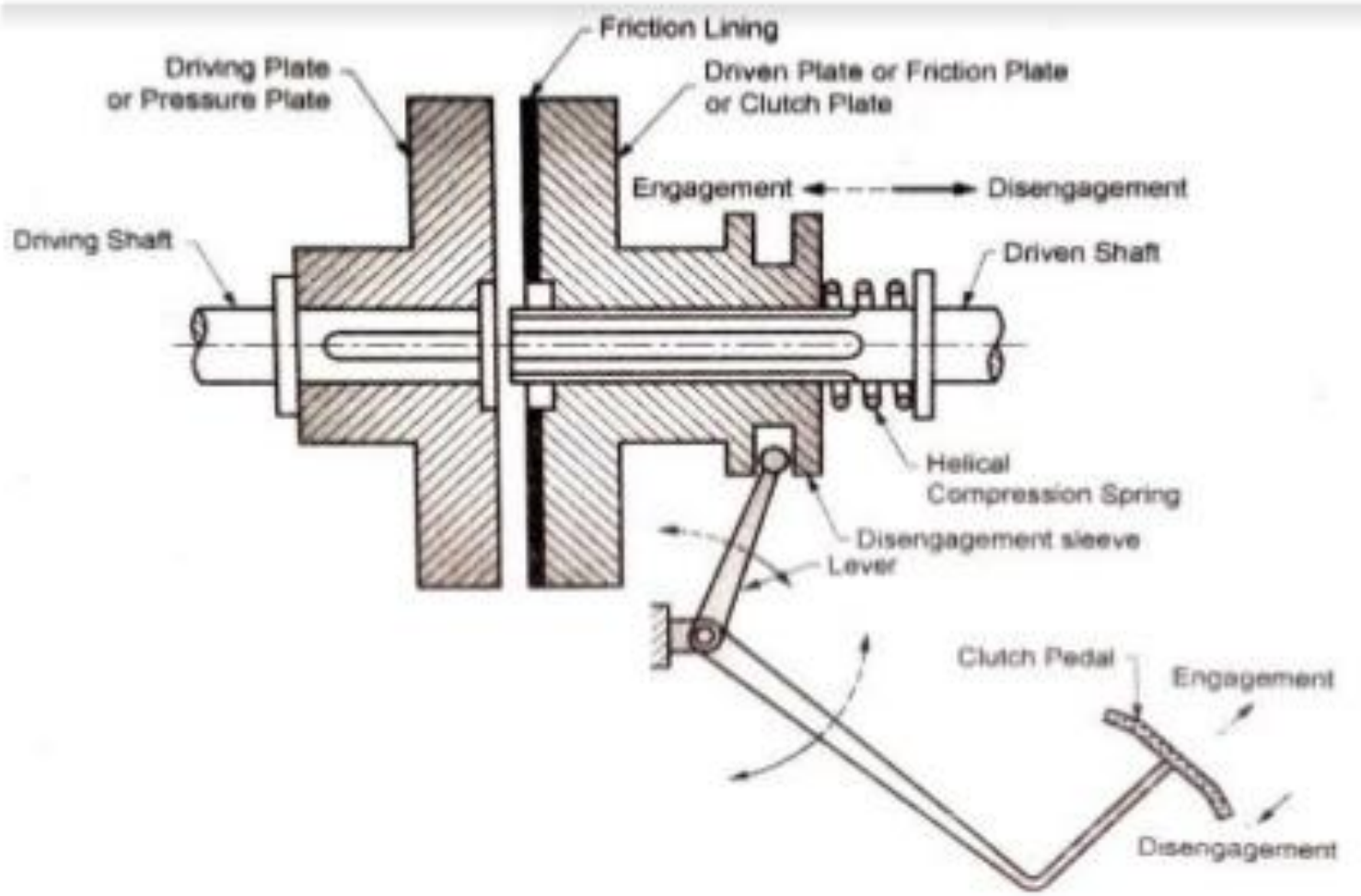
**Aşırı yüklerle karşı
emniyet sağlama**



**Millerde titreşim karakteristiğini
değiştirmek**



Gemilerde olduğu gibi uzak mesafelere güç aktarma



Debriyaj mekanizması

Kuvvet makinasını durdurmadan iş makinası ile irtibatını kesmek

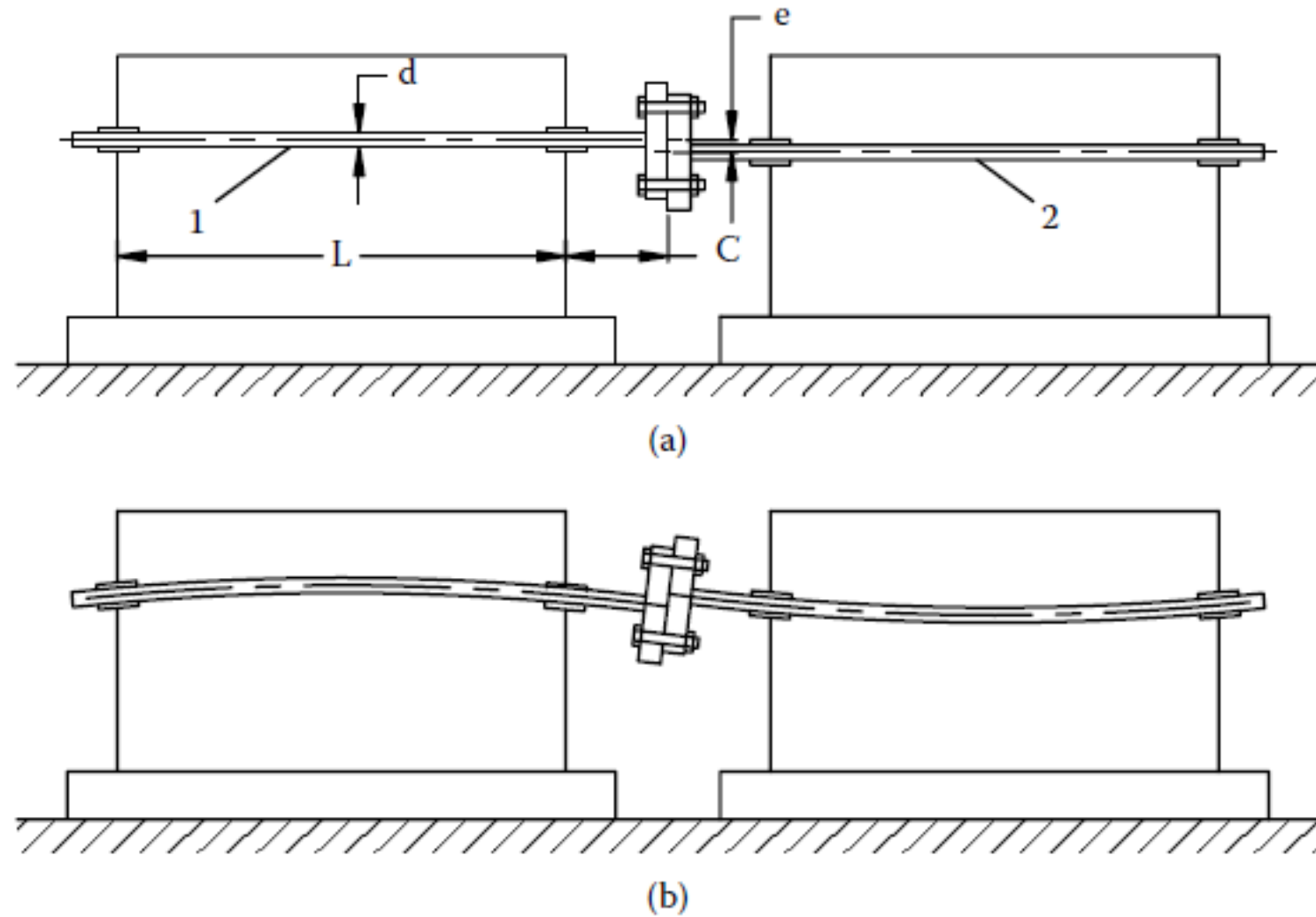


FIGURE 11.5 Effect of radial misalignment on shaft and bearing loads.

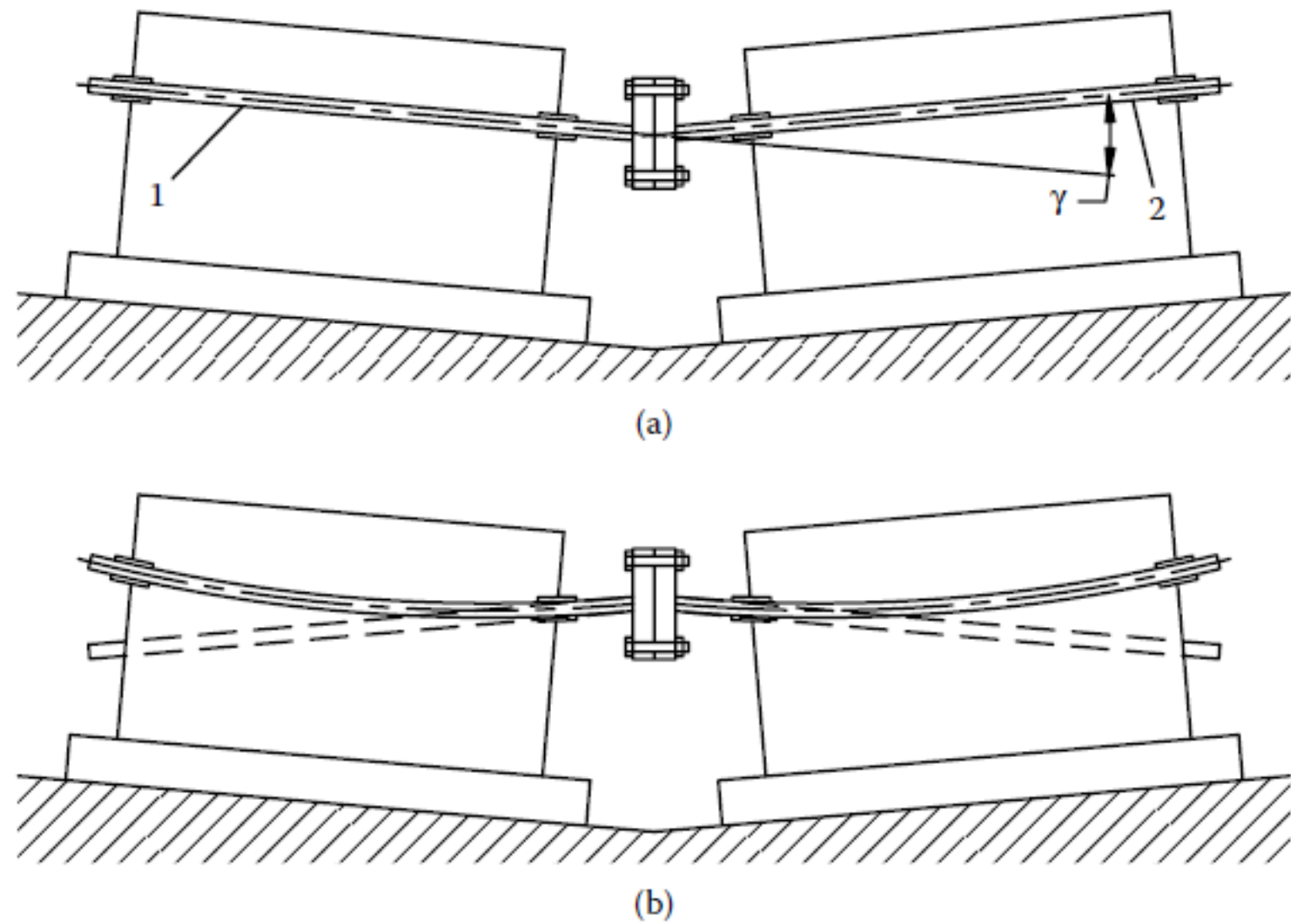


FIGURE 11.6 Effect of angular misalignment on shaft and bearing loads.

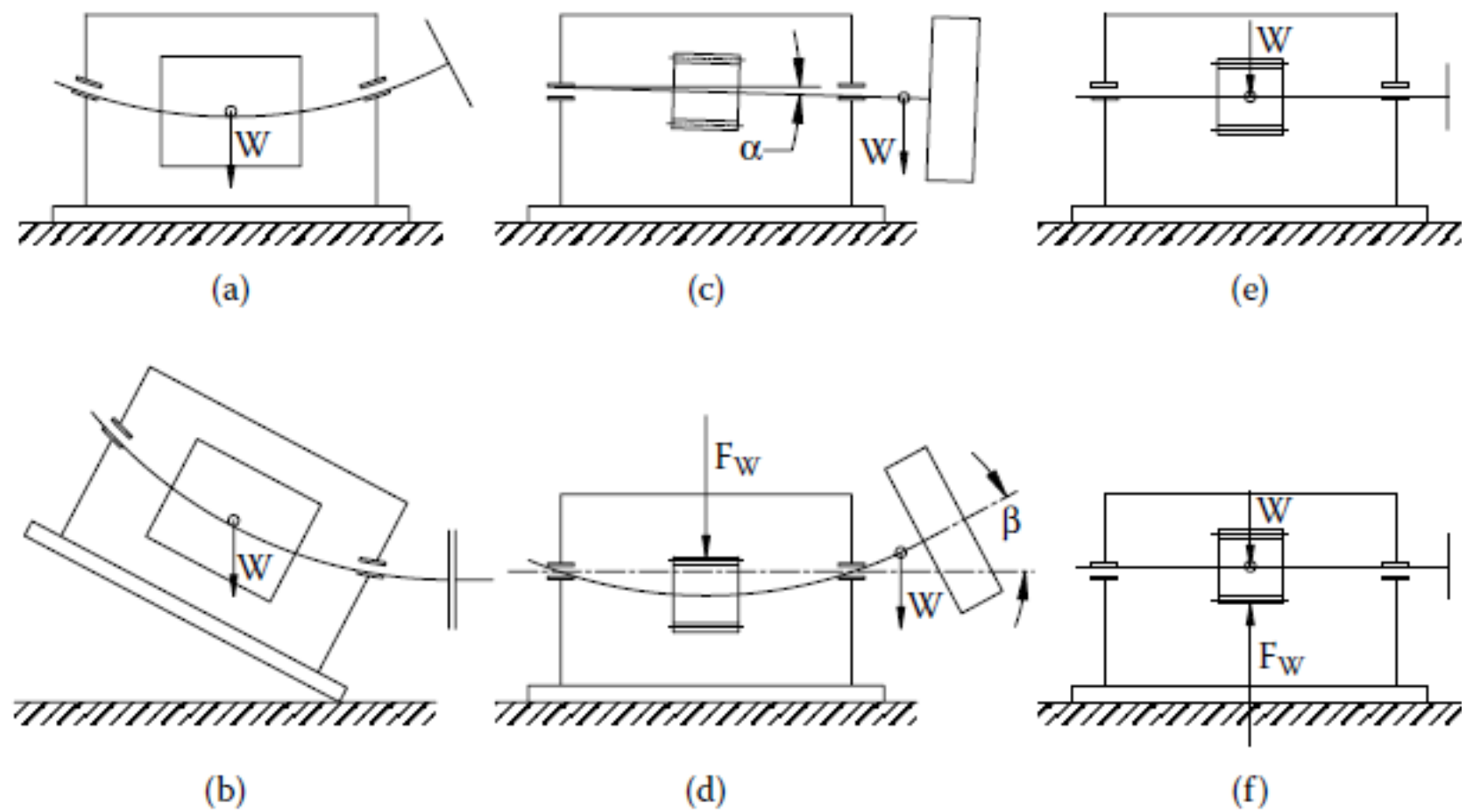


FIGURE 11.7 The influence of weight and working forces on shaft alignment.

Sınıflandırma:

Yapılışları ve kullanma yerleri bakımından kavramalar aşağıdaki şekilde sınıflandırılabilir.

- Çözülemeyen kavramalar (rijit, oynak ve elastik)
- Çözülebilir kavramalar (şekil bağlı, kuvvet bağlı ve özel)

Kavramalarla birleştirilen millerde dikkat edilmesi gereken en önemli hususlardan birisi, kavramanın oluşturabileceği olumsuz etkileri ortadan kaldırmak için, kavramanın her iki tarafına birer yatak yerleştirilmesidir.

Çözülebilir kavramalar : Tek bir hareketle, bir anda millerin ayrılabilirdiği kavramalardır.



Çözülemeyen kavramalar : Tek bir hareketle, bir anda millerin ayrılamadığı kavramalardır.



1) Kuvvet Bağlı kavramalar

2) Şekil Bağlı kavramalar

3) Kuvvet ve Şekil bağlı (hibrit) kavramalar



Malzeme bağlı (malzeme bağı ile birleştirilmiş) kavrama yoktur.



21.1. ÇÖZÜLEMİYEN KAVRAMALAR

21.1.1. RİJİT KAVRAMALAR

Bu kavramalar, mil eksenleri arasındaki düzgünsüzlükleri karşılayamazlar. Bu nedenle bağlantı yerinde, düzgünsüzlüğün büyüklüğüne bağlı olarak, tepki kuvvetleri ve moment oluştururlar. Rijit kavramalar, düşük devir sayıları ve küçük düzgünsüzlüklerin bulunduğu yerlerde kullanılmalıdır. Ayrıca mil eksenlerinin üst üste düşmesi için çok iyi merkezlenmeleri gerekir.

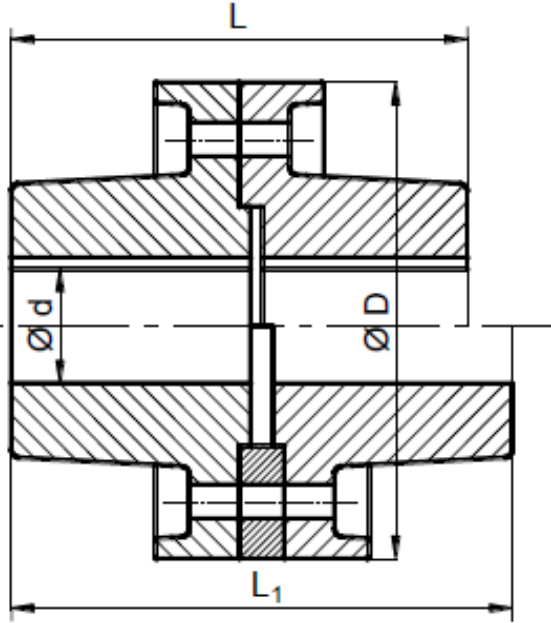
21.1.1.1. Flenşli Kavrama (Kuvvet bağlı, çözülemeyen, rijit)

Flenşli kavramaların flenşleri, genelde ayrı parçalar halinde yapılmakla beraber (Şekil 21.1) nadir hallerde mil ile tek parça (bir bütün) halinde de yapılırlar (Şekil 21.2). Bu kavramalarda milleri aynı eksen doğrultusuna getirmek (merkezlemek) için, flenşlerden bir tanesinin üzerindeki çıkıntı diğerinin üzerinde bulunan aynı özellikteki girintinin içine girer (Şekil 21.1'in üst yarısı) veya iki flenş arasına, iki parçadan oluşan bir merkezleme bileziği yerleştirilir (Şekil 21.1'in alt yarısı). Ancak girinti ve çıkıntılar yoluyla yapılan merkezlemede, kavramayı sökmek gerekirse flenşi veya flenş-mil sistemini aksenel yönde kaydırmak gerekecektir. Merkezleme bileziği kullanıldığı taktirde paslanma ve aksenel basınç altında sıkışma nedeniyle sökmede ortaya çıkacak zorluğu yenmek için, merkezleme bileziğinin delik delinerek vida açılmış kısmına kancalı civata takılmak suretiyle sökme işlemi gerçekleştirilir.

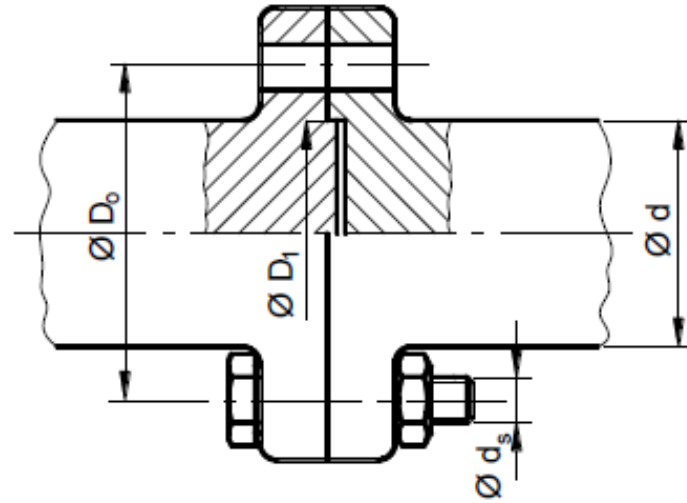
Flenşli kavramalarla iletilecek olan moment

$$M_k = z \cdot F_{on} \cdot \mu \cdot \frac{D_o}{2}$$

eşitliği ile hesaplanır. Burada z - civata sayısı, F_{on} - her bir civatanın sıkma (ön gerilme) kuvveti, μ - flenş yüzeyleri arasındaki sürtünme katsayısı ve D_o - temas yüzeyleri ortalama çapıdır (civataların yerleştirildiği çap olarak alınabilir).



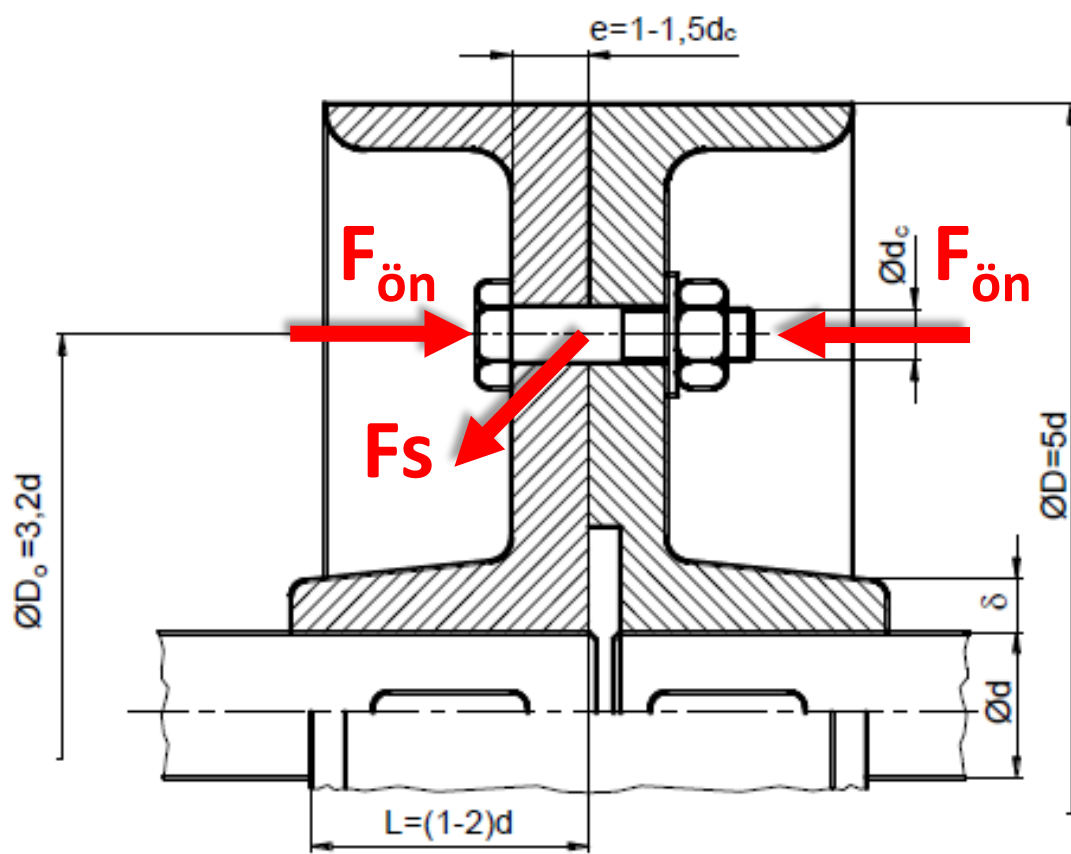
Şekil 21.1



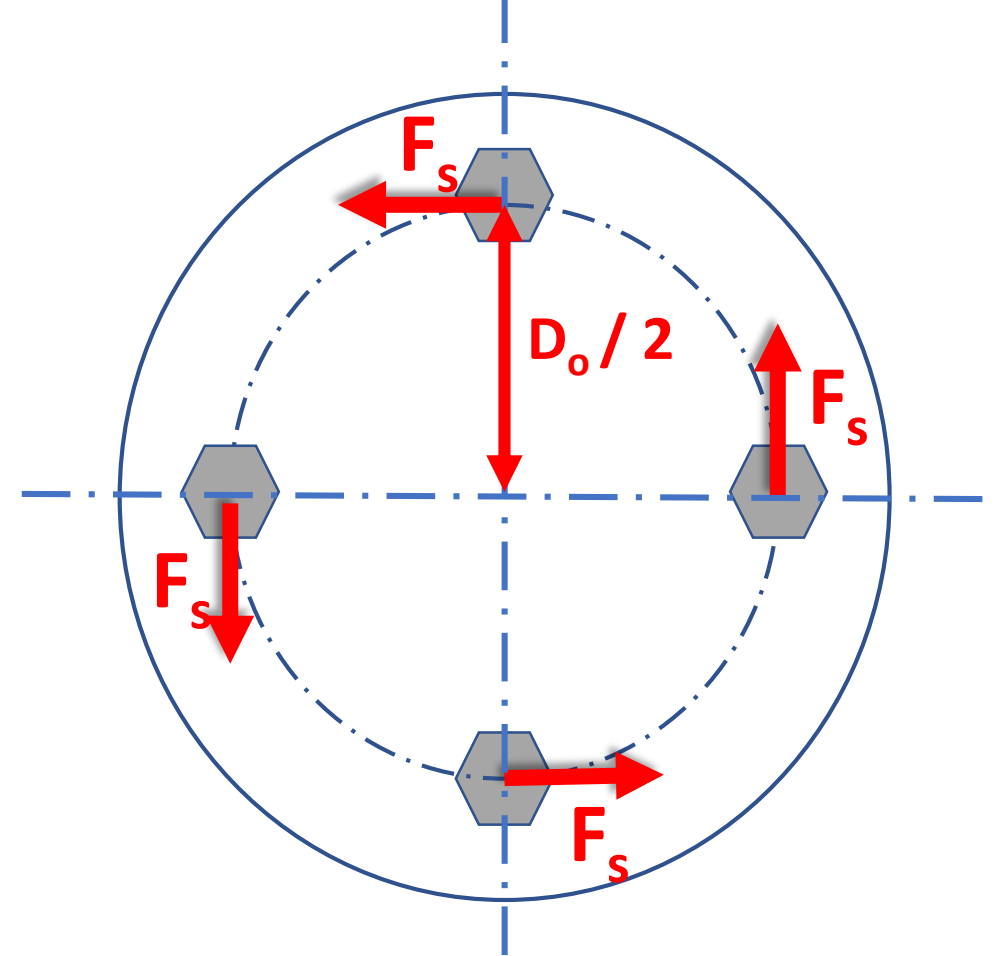
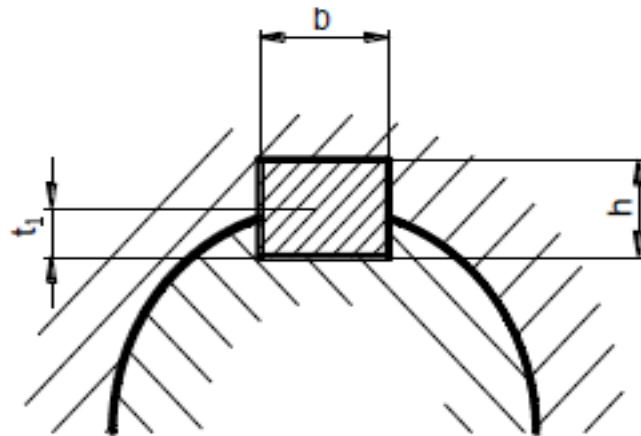
Şekil 21.2



Flenşli kavrama bağlantısında civatalar kesilmeye çalıştırılmamalıdır. Esasen civatalara yeterli bir ön gerilme verildiği takdirde, moment iletimi sürtünme yoluyla sağlanacağından kesilme tehlikesi yoktur. Ancak bir emniyet önlemi olmak üzere bu gibi bağlantılarda ya faturalı alıştırmış civata (Şekil 21.3) veya kesme burcu (Şekil 21.4) kullanılarak kesme kuvvetlerinin etkisi yok edilebilir.



$$F_s = F_{\text{ön}} \cdot \mu$$

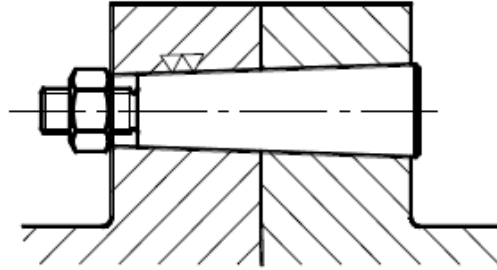


$$M_k = z \cdot \underbrace{F_{\text{ön}} \cdot \mu}_{F_s} \cdot \frac{D_o}{2}$$

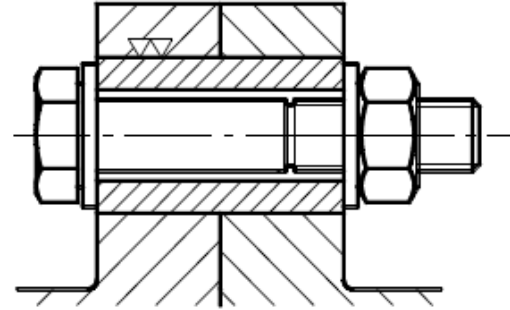
Cıvatalarda meydana gelen çekme gerilmesi

$$\sigma_{\xi} = \frac{F_{\sigma n}}{\frac{\pi \cdot d_1^2}{4}} \leq \sigma_{em}$$

eşitliği ile kontrol edilir. Burada d_1 - cıvata vidasının dış dibi çapıdır.



Şekil 21.3 Faturalı alıştırmış
(burada konik) cıvata

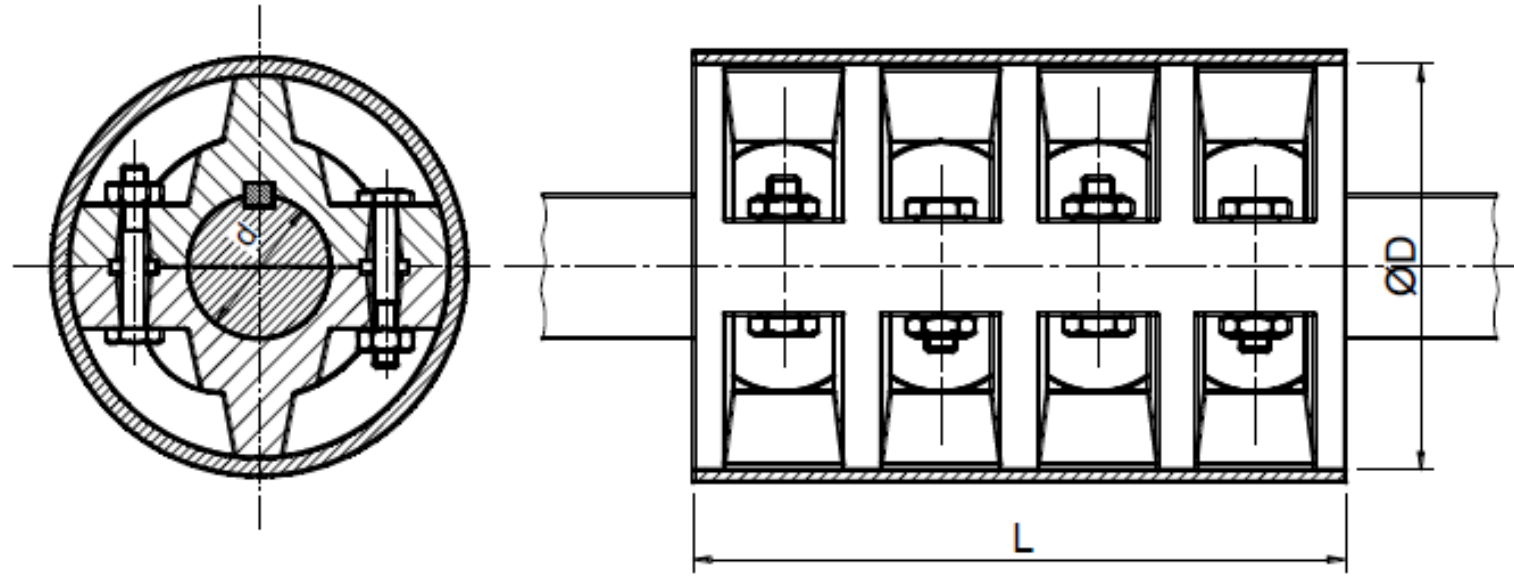


Şekil 21.4 Kesme burcu

21.1.1.2. Zarflı Kavrama (Kuvvet bağı, çözülemeyen, rijit)

Bu kavramanın flenşi, eksen boyunca bölünmüş iki yarım zarftan oluşmaktadır. Her iki zarf yarısı mil uçlarına takıldıktan sonra cıvatalarla sıkılarak bağlantı temin edilir (Şekil 21.5).

Yapısı itibariyle bir sıkma geçme olan bağlantıda moment iletimi, sürtünme yoluyla olmaktadır. Yüzeyler arasında oluşan basıncın düzgün yayıldığı kabul edilirse kavrama momentinin büyüklüğü



Şekil 21.5 Zarflı kavrama

$$M_k = \mu.p.d.l.\frac{d}{2}$$

$$M_k = \mu.p.d.l.\frac{d}{2}$$



$$M_k = \mu.p.d.\ell.\frac{d}{2}$$

eşitliği ile hesaplanabilir. Burada μ - kavrama zarfı ile mil arasındaki sürtünme katsayısı, p - ortalama yüzey basıncı, d - mil çapı ve $\ell \cong L/2$ her bir mil ucunun kavrama zarfı ile temas uzunluğudur. Her bir mil ucuna düşen civata sayısı z ise bağlantıda meydana gelen normal kuvvet

$$p.d.\ell = z.F_{\text{ön}}$$

olur. Momentin emniyetle iletilmesi için

$$M_k \geq M_b$$

veya $k \geq 1$ olmak üzere

$$M_k = k.M_b$$

olması gereği de hatırlanarak, her bir civatayı sıkmak için gerekli ön gerilme kuvveti

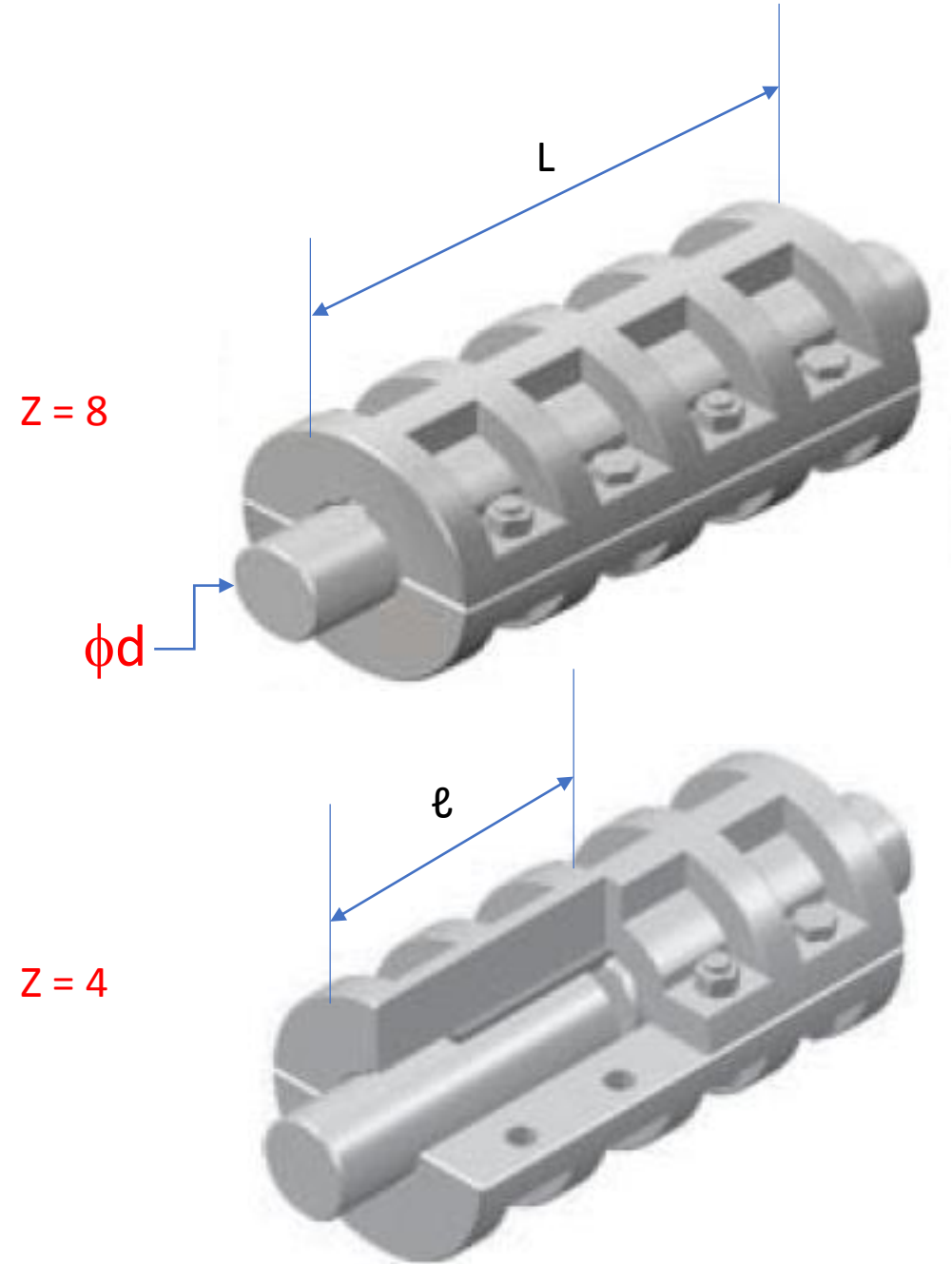
$$F_{\text{ön}} = \frac{k.M_b}{z.\mu.\frac{d}{2}}$$

olmalıdır. Bu kuvvetin etkisi altında civatada meydana gelen çekme gerilmesi

$$\sigma_{\xi} = \frac{F_{\text{ön}}}{\frac{\pi.d_1^2}{4}} \leq \sigma_{em}$$

eşitliği ile kontrol edilir. Burada d_1 - civata vidasının dış dibi çapıdır.

Zarflı kavramalarda, emniyet bakımından, kama kullanılabilir.

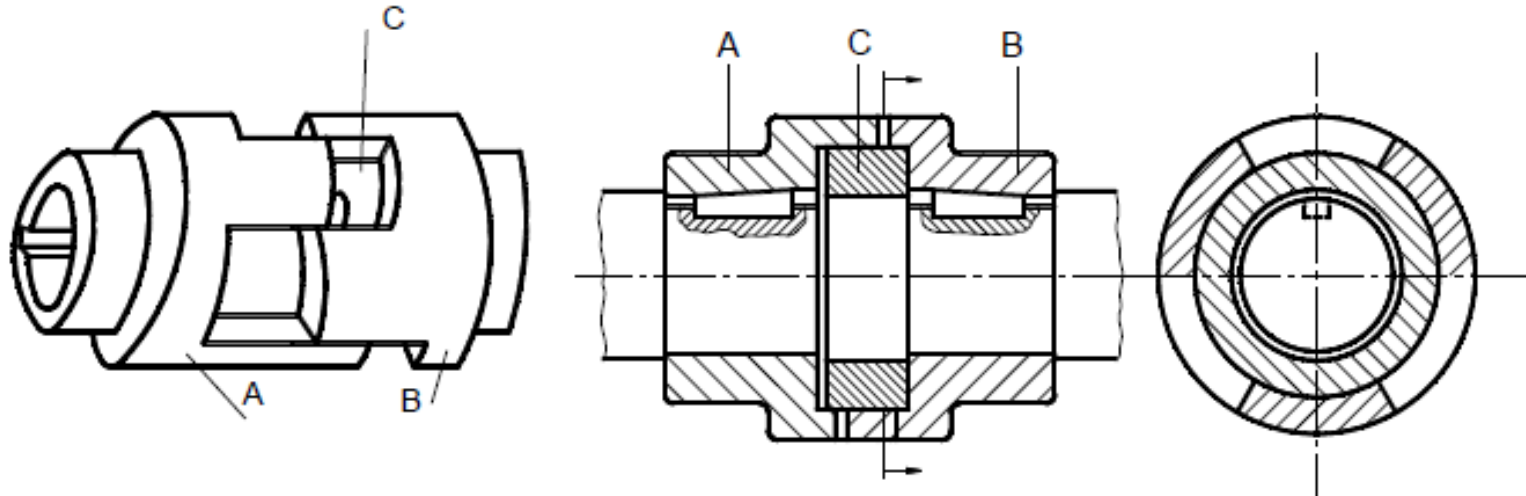


21.1.2. HAREKETLİ (OYNAK) KAVRAMALAR

Birbirine bağlanacak millerin küçük aksenal, radyal ve açısal hareket serbestliğine sahip olması isteniyorsa oynak kavramalarla birleştirilmesi gerekir. Örneğin ısı etkisi ile uzayıp kısalan veya küçük eksantriklikler altında çalışan mil bağlantıları için bu kavramalar kullanılır.

21.1.2.1 Parmaklı Kavrama (Şekil bağlı, çözülebilir)

Özellikle türbin milleri gibi fazla ısınan ve aksenal doğrultuda uzayan millerin bağlantısında kullanılan bir kavrama türüdür. Mil çapına bağlı olarak 10 – 25 mm arasındaki uzamaları karşılayabilecek durumda yapılabilir. Kavramanın düzgün çalışabilmesi için parmakların kayan yüzeyleri temiz işlenmeli ve bir gresörlük yardımıyla sürekli yağlanmalıdır. Bu kavramalarda merkezleme işlemi genellikle flenşler (Şekil 21.8 de A ve B) arasına yerleştirilen bir merkezleme bileziği (C) yardımı ile temin edilir .



Şekil 21.8 Parmaklı kavrama

$$46,26 = 1,5 \cdot \left(\frac{\pi \cdot d}{30} \right)^2$$

21.1.2.2. Oldham Kavraması (Şekil bağı, çözülemeyen, rijit)

Eksenleri arasındaki açıklık çok büyük olmayan paralel millerin bağlanmasında, bir dönme ve iki kayma serbestliğine sahip mekanizma hareketli bir kavrama olan Oldham kavraması kullanılır (Şekil 21.9). I ve II millerine A ve B flenşleri kama ile sıkı tespit edilmiştir. Her iki flenşin alın yüzeyinde çapsal doğrultuda birbirine dik ve dikdörtgen şeklinde birer girinti vardır. Bu iki flenşi birbirine bağlayan C ara disk üzerinde ise yine çapsal doğrultuda birbirine dik dikdörtgen şeklinde iki çıkıntı bulunmaktadır. A ve B flenşlerinin girintileri ara disk çıkıntıları ile kayma geçme olarak çalışacak durumda yapılmıştır. Kavramanın A flenşi θ açısı kadar dönünce, şekil bağı nedeniyle, B flenşi de aynı açı kadar dönmek zorundadır. Ara disk (C)

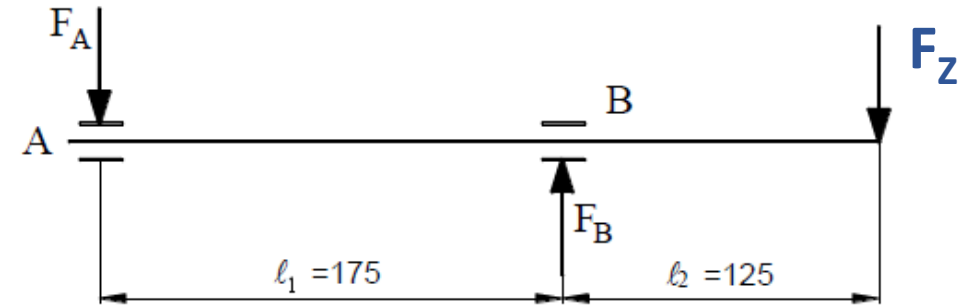
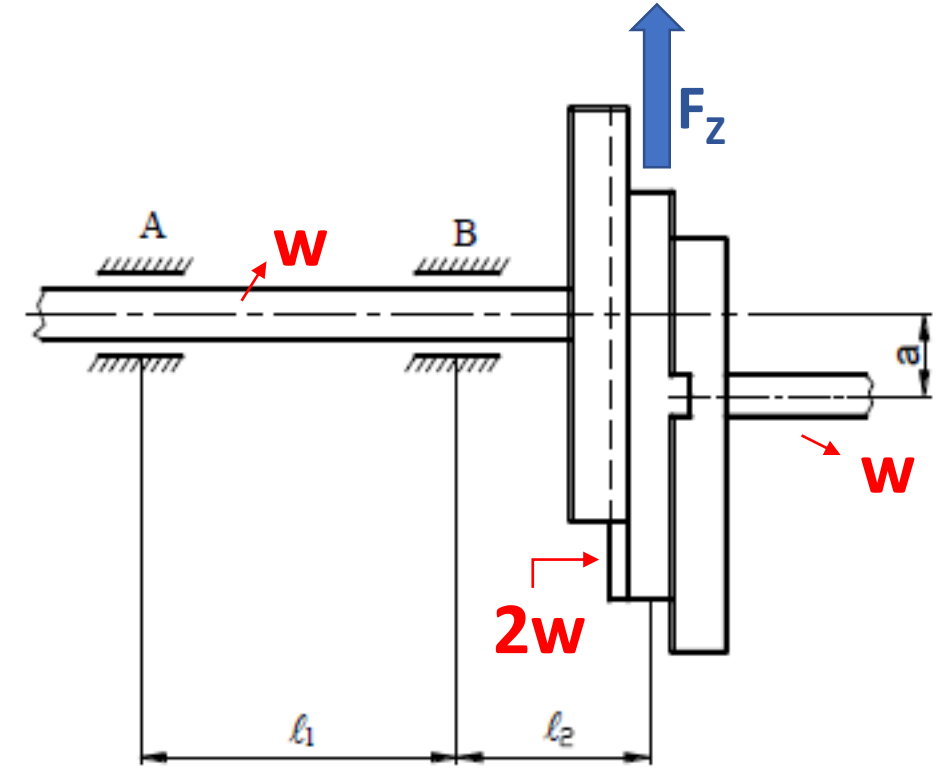
merkezi (M) ise daima A ve B flenşlerine ait girintilerin çap doğrultularının kesiştiği yerde olacaktır. Bunun anlamı, M noktası hareket esnasında sabit olan O_1 ve O_2 merkezlerini (A ve B flenşlerinin merkezleri) daima 90° 'lik bir açı altında görmektedir. O halde M merkezinin (ara disk merkezi) düzlemsel yörüngesi O_1O_2 çaplı bir çemberdir. Şekil.21.9c' den de görüldüğü gibi A ve B flenşleri θ açısı kadar döndüğü zaman ara disk merkezinin yörünge çemberi üzerinde $\phi = 2\theta$ 'lık bir açı kadar döndüğü anlaşılmaktadır. Yani ara disk merkezi M, mil eksen merkezleri O_1 ve O_2 'nin iki katı bir hızla dönmektedir. Bu sonuca göre ara disk merkezi, dolayısıyla diskin ağırlık merkezi dairesel bir hareket yaptığından kütleli kuvvetler doğmaktadır. Bu kuvvetler yatakları zorlamakta ve mil eksen düzleminde oluşturduğu titreşimlerle kırılmalara sebep olmaktadır.

Ara diskin (C) bütün kütlesi M merkezinde olduğu kabul edildiğinde dönme esnasında oluşan merkezkaç kuvvet

$$F_z = \frac{G}{g} \cdot (2\omega)^2 \cdot \frac{a}{2}$$

$$F_z = mJ \cdot \omega_1^2$$

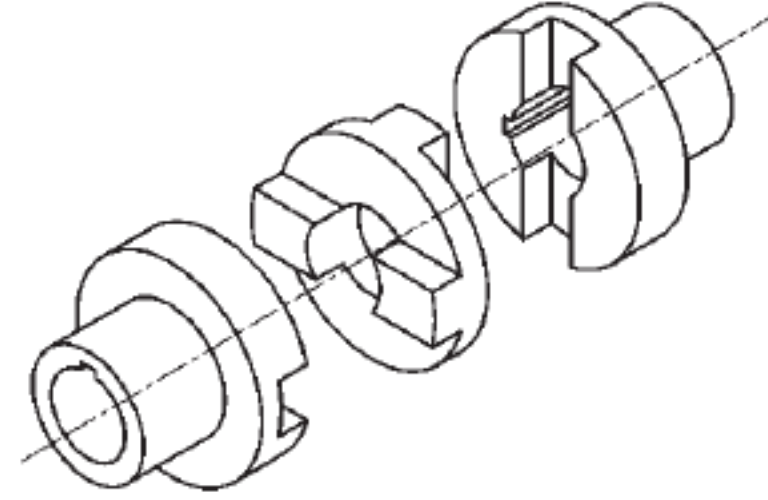
Yataklar dışında dengelenmemiş kuvvet



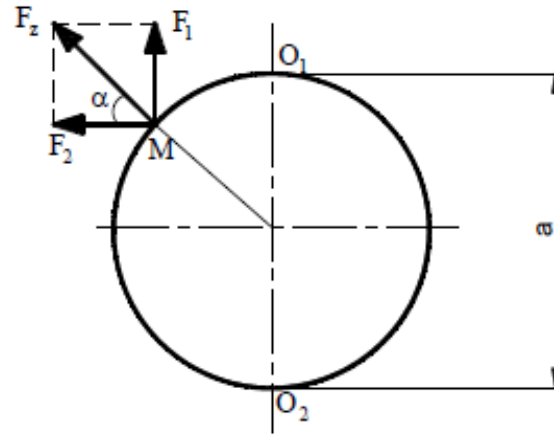
olur. Burada G -(daN) ara diskin ağırlığı, g -(m/s²) yerçekimi ivmesi, a -(m) mil eksenleri arasındaki aralık ve ω -(1/s) açısal hızıdır. Herhangi bir açısal konumda I ve II millerine etkiyen kuvvetler

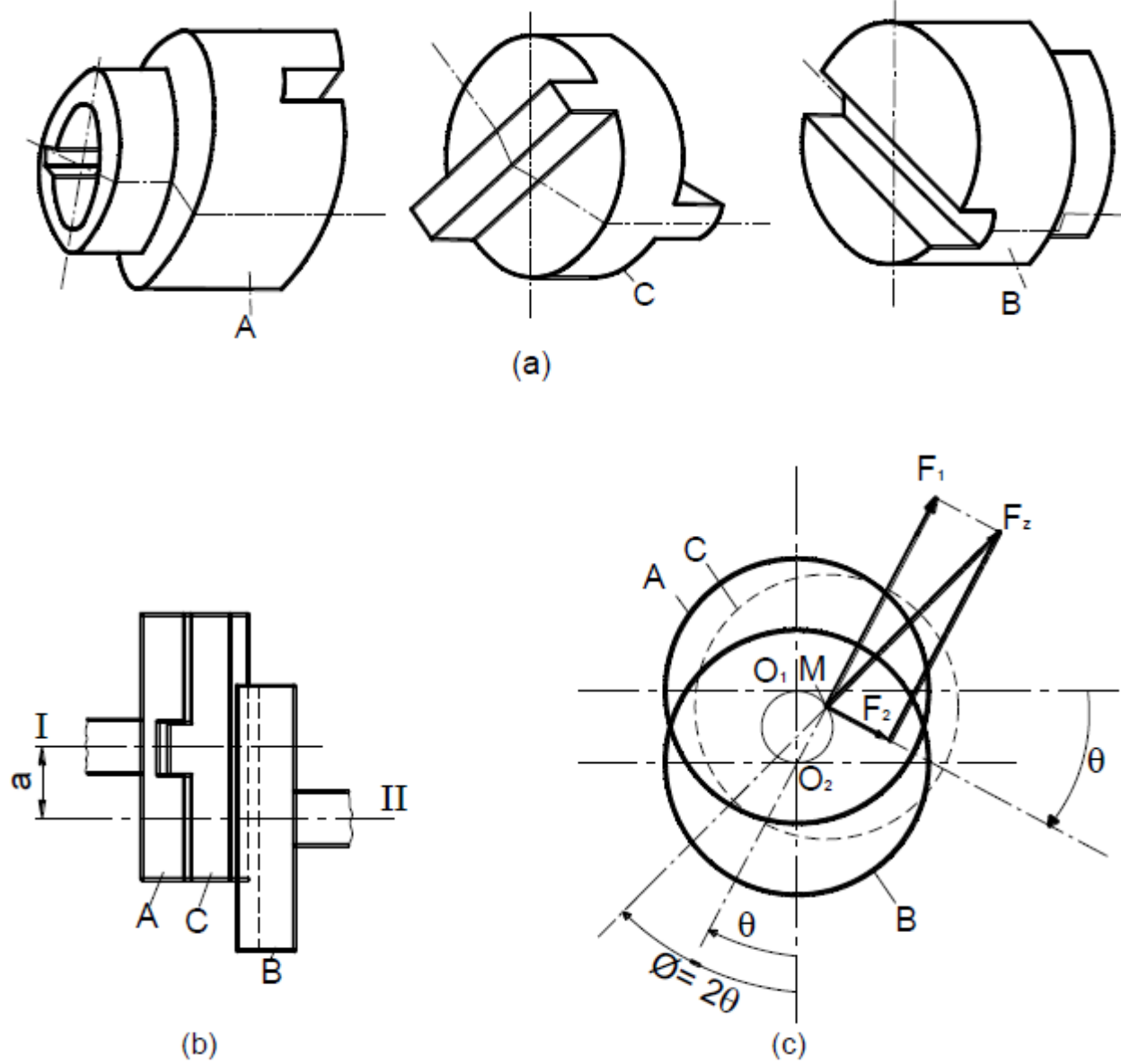
$$F_1 = \frac{G}{g} \cdot (2\omega)^2 \cdot \frac{a}{2} \cdot \cos\theta$$

$$F_2 = \frac{G}{g} \cdot (2\omega)^2 \cdot \frac{a}{2} \cdot \sin\theta$$



şeklindedir. Bu kuvvetlerin büyüklüğü $(2\omega)^2$ ve (a) 'nın büyüklüğüne bağlıdır. Bu sonuca göre, bu tip kavramalar orta hızlar ve küçük eksen aralıkları $(a \leq 0.05 \cdot d_{mü})$





Şekil 21.9 Oldham kavraması

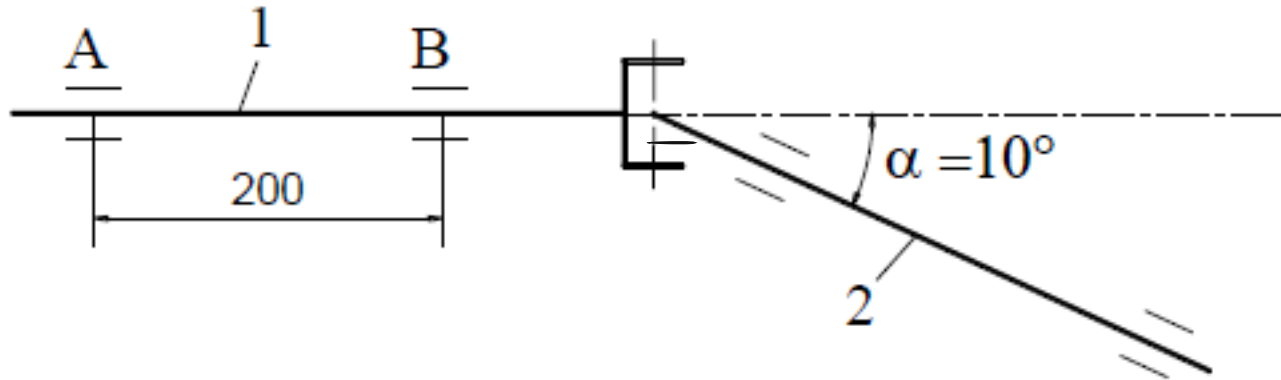
olan mil sistemlerinde kullanılmalıdır. Ayrıca ara diskin ağırlığı olanaklar çerçevesinde küçük tutulmalıdır.

21.1.2.3 Kardan Kavraması

Eksenleri birbiri ile kesişen millerin bağlamasında kardana kavraması kullanılır. Eksenleri birbirine dik iki mafsallı bir istavroz (haç şeklinde) ve mil uçlarına takılan iki çataldan oluşan bir kavramadır (Şekil 21.10). Böylece biri asal dönme eksenini etrafında sınırsız, diğerleri buna dik iki eksen etrafında sınırlı olmak üzere üç dönme serbestliği olan bir hareket düzeni ortaya çıkar.



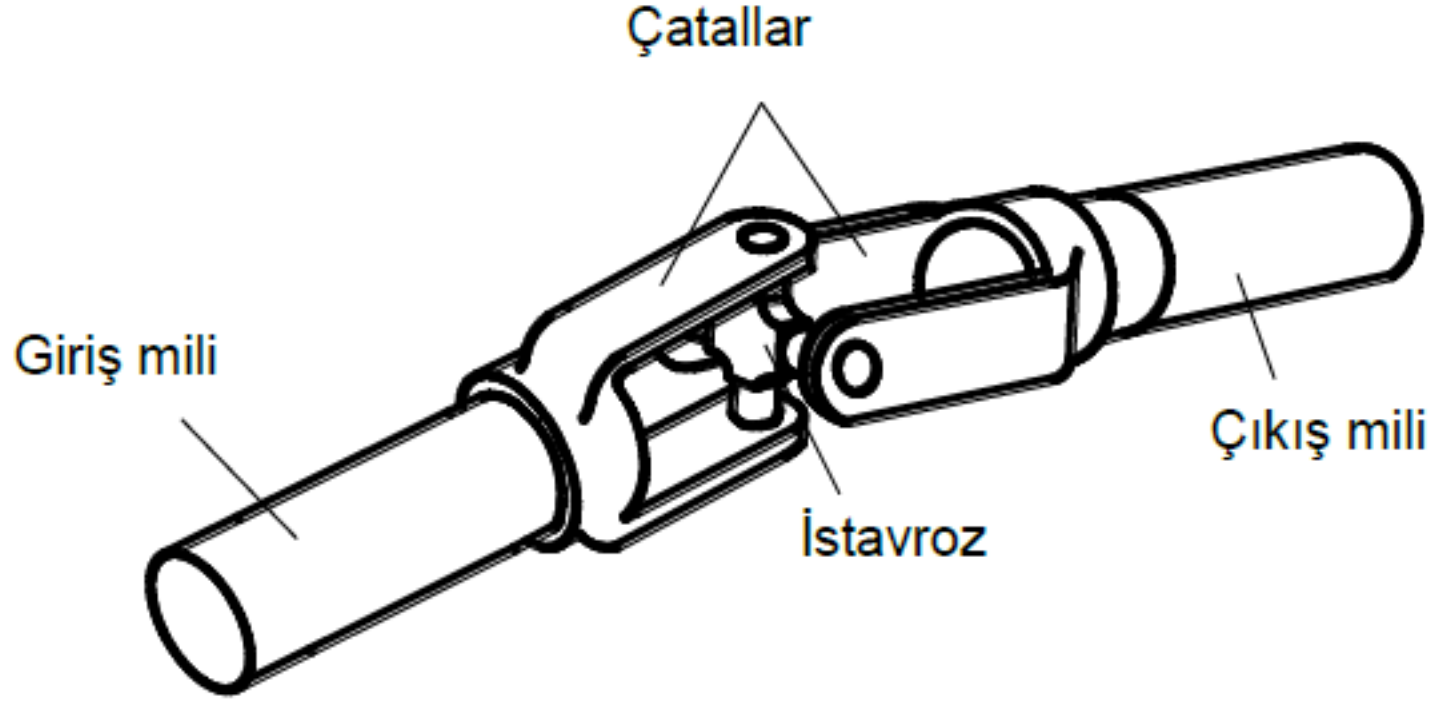
Kardana kavramasının istavroz şeklindeki mafsallının yataklanmasında kaymalı veya yuvarlanmalı yataklar kullanılabilir. Kaymalı yataklı tasarımlarda alüminyum ve sinter bronz ile polyamid veya bazı durumlarda teflon içirilmiş malzemeler



$$(n_2)_{\min} = n_1 \cdot \cos \alpha$$

$$(n_2)_{\max} = \frac{n_1}{\cos \alpha}$$

yatak zarfı olarak kullanılır. Yuvarlanmalı yataklarla yapılan yataklama türünde ise daha çok iğneli yataklar kullanılır. Yağlama için genellikle lityum gresi kullanılır. Kardan kavraması motorlu taşıtlar, takım tezgahları ve hadde makinaları gibi yerlerde oldukça yaygın kullanılır.



Şekil 21.10 Kardan kavramasının elemanları

a) Hız İletimi

I eksenine dik düzlemde hareket eden a mafsallı noktası, bu düzlemde dairesel bir yörünge çizerken, II eksenine dik düzlemdeki b noktasında, kendi düzleminde bir dairesel yörünge çizmekle beraber I izdüşüm düzlemi içinde bir elips oluşturur (Şekil 21.11). a yörüngesi üzerindeki 1 noktası θ açısı kadar döndüğünde (1 noktasından 1' noktasına), b yörüngesi üzerindeki 2 noktası da izdüşüm düzleminde θ açısı kadar dönecektir (2 noktasından 2' noktasına). Ancak bu dönmede 2 noktasının kendi düzlemindeki yeri 2'' noktası olup, hakiki dönme açısı θ kadardır. a düzlemi ile b düzlemi arasındaki açı α olduğuna göre

$$\tan \theta = \frac{03}{2'3} \quad \text{ve} \quad \tan \phi = \frac{03'}{2''3} = \frac{03'}{2'3}$$

yazılır ki buradan

$$\frac{\tan \theta}{\tan \phi} = \frac{03}{03'} = \cos \alpha$$

yazılabilir. Millerin açısal hızları

$$\frac{d\theta}{dt} = \omega_1 \quad \text{ve} \quad \frac{d\phi}{dt} = \omega_2$$

olduğuna gore

$$\tan \theta = \tan \phi \cdot \text{Cos} \alpha$$

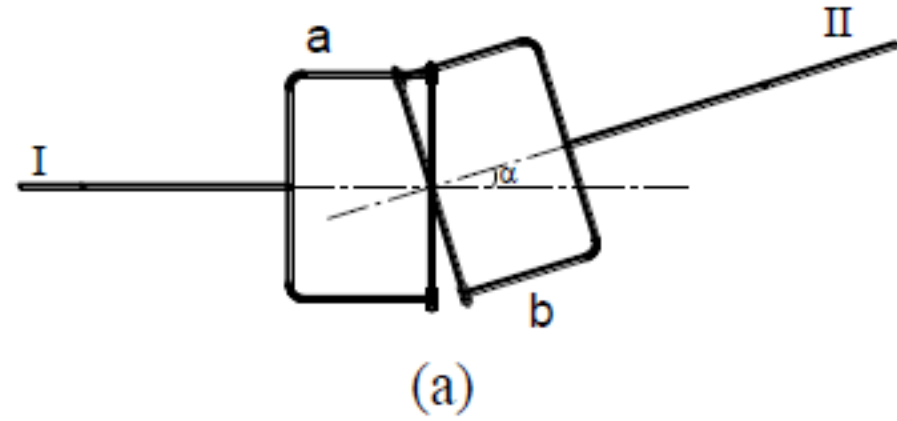
eşitliğinin iki tarafının zamana gore turevi alınırsa

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\text{Cos} \alpha}{1 - \text{Sin}^2 \alpha \cdot \text{Cos}^2 \theta}$$

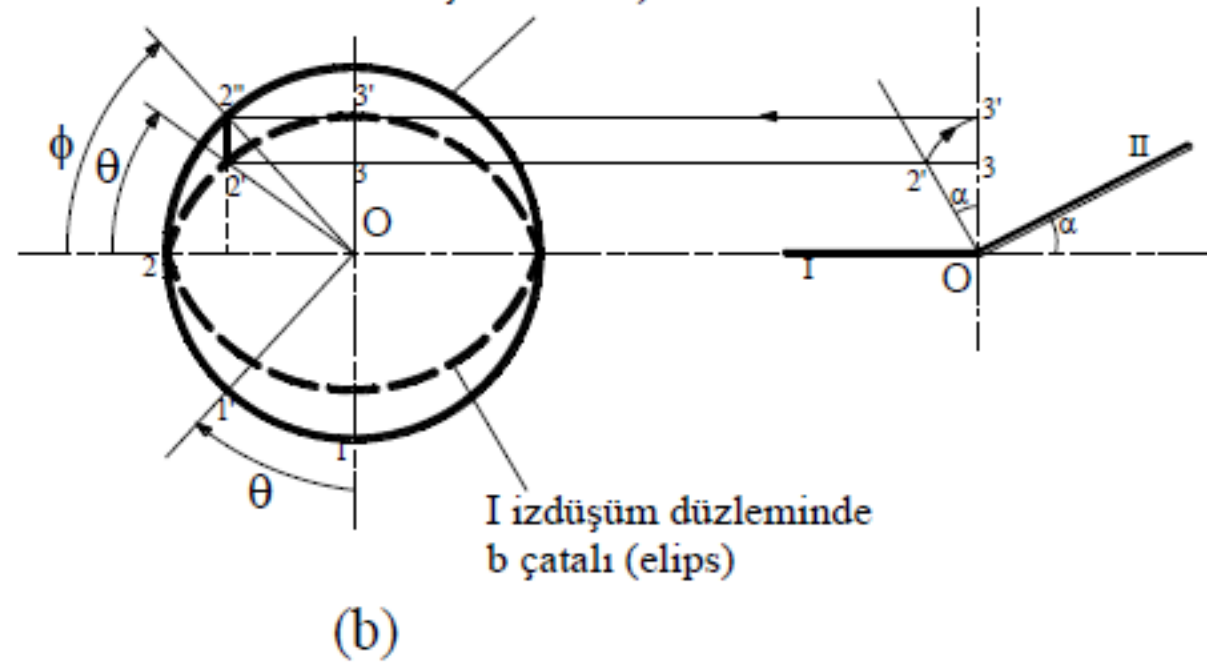
bağıntısı bulunur. Yukarıdaki eşitlikler gosteriyorki a ve b noktaları aynı zamanda eşit aıllar taramamakta, dolayısıyla iki mil arasındaki hareket iletimi duzgun olmamaktadır. Son eşitlikten yararlanarak açısal hızın

$$\theta = \frac{\pi}{2} \text{ ve } \frac{3\pi}{2} \text{ (} 90^\circ \text{ ve } 270^\circ \text{)} \text{ için } \frac{\omega_2}{\omega_1} = \text{Cos} \alpha$$

en büyük değeri ve



I eksenine dik düzlem (a mafsallı izdüşümü-daire)



$$\theta = 0 \text{ ve } \pi \quad (0^\circ \text{ ve } 180^\circ) \text{ için} \quad \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{1}{\cos \alpha}$$

en küçük değeri bulunur. Buna göre I nolu mil düzgün bir hızla dönerken, her tam dönmede, II nolu milin hızı iki kez en büyük ve iki kez de en küçük dönme sayılarına ulaşmaktadır. Bu hız geçişindeki değişim

$$\delta = \frac{\omega_{2\max} - \omega_{2\min}}{\omega_1} = \frac{1}{\cos \alpha} - \cos \alpha = \frac{\sin^2 \alpha}{\cos \alpha}$$

eşitliğinden hesaplanan düzgünsüzlük sayısı ile tanımlanır.

düzgünsüzlük sayısı

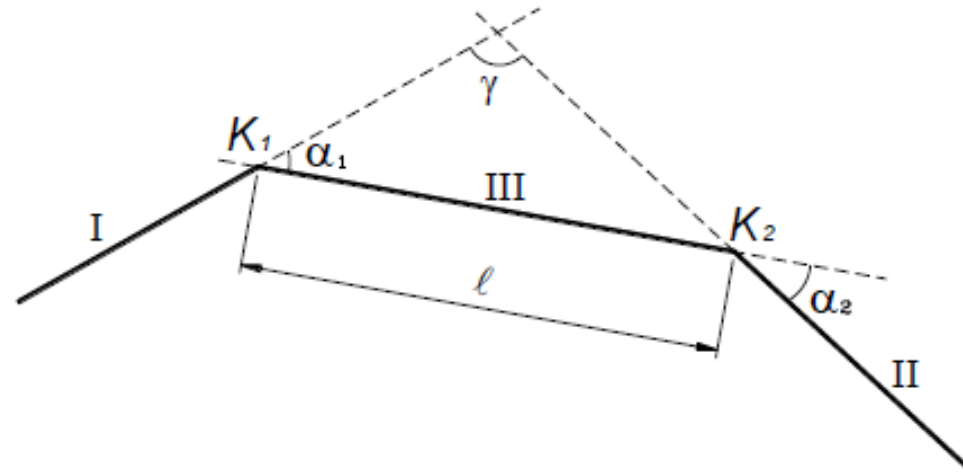
$$\delta = \frac{(n_2)_{\max} - (n_2)_{\min}}{n_1}$$

b. Kardan Kavraması İle Düzgün Hız İletimi :

En genel durum olarak aynı düzlemde olmayan iki mili göz önüne alalım. Bu iki mil, eksenini III olan üçüncü bir mil ile bağlanacaktır. I-III eksenlerinin kesim noktasına K_1 , II-III eksenlerinin kesim noktasına K_2 kardan mafsalları takılırsa, yukarıdaki eşitlikler gereği, hızlar arasındaki ilişki (Şekil 21.12),

$$\frac{\omega_3}{\omega_1} = \frac{\cos \alpha_1}{1 - \sin^2 \alpha_1 \cdot \sin^2 \theta_1} \quad \text{ve} \quad \frac{\omega_3}{\omega_2} = \frac{\cos \alpha_2}{1 - \sin^2 \alpha_2 \cdot \sin^2 \theta_2}$$

olacaktır. Bu eşitlikler taraf tarafa bölünecek olursa



Şekil 21.12

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos \alpha_1 (1 - \sin^2 \alpha_2 \cdot \sin^2 \theta_2)}{\cos \alpha_2 (1 - \sin^2 \alpha_1 \cdot \sin^2 \theta_1)}$$

elde edilir. $\frac{\omega_2}{\omega_1}$ oranının sabit olması için ($\frac{\omega_2}{\omega_1} = 1$ için) $\alpha_1 = \alpha_2$ ve $\theta_1 = \theta_2$ olmalıdır.

Pratik uygulamada bu durum aşağıdaki tasarım kuralları ile elde edilebilir.

Ara mil eksenini (III), esas mil eksenlerini (I ve II) eş açılarda ($\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha$) kesmelidir. Ayrıca K_1 kavramasının III miline bağlı mafsal eksenini I – III düzlemi içindeyken K_2 kavramasının III miline bağlı mafsal eksenini de II–III düzlemi içinde olmalıdır. Geometrik olarak III doğrusu, I–III veya II–III düzlemlerinin ara kesitidir ve bu sistemde III milinin sağ ve sol ucundaki mafsal eksenleri arasındaki açı I–III ve II–III düzlemleri arasındaki açıya eşit olacaktır.

Ara mil ekseninin (III), I ve II eksenlerini eşit açıda (α) kesmesi için uzunluğu, (K_1 ve K_2 noktaları arasındaki uzaklık),

$$\ell \cdot \cos \alpha = \sqrt{\ell^2 - a^2} \cdot \sin \frac{\gamma}{2}$$

eşitliği ile hesaplanır. Burada $\ell = K_1 K_2$, a - I ve II milleri arasındaki en kısa aralık ve γ - eksenler arasındaki açıdır. Diğer taraftan $\theta_1 = \theta_2$ şartının gerçekleşmesi için ise, III milinin iki ucuna bağlanacak kardan mafsallarının (çatalların) eksenleri arasındaki açı β olmak üzere

$$\tan \frac{\beta}{2} = \frac{a}{\ell} \cdot \tan \frac{\gamma}{2}$$

şartının gerçekleşmesi gerekir.

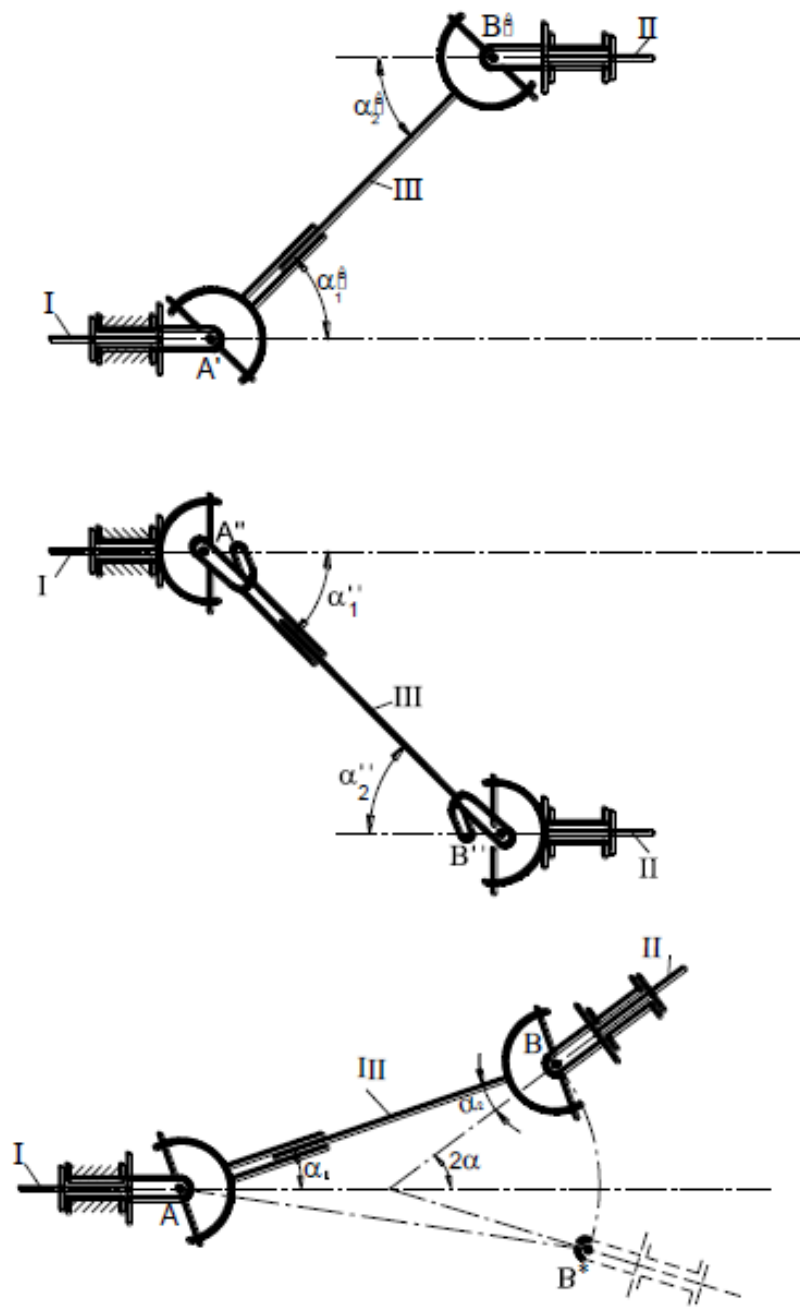
c. Özel Durumlar:

1. I ve II milleri paralel ise

$$\sin \alpha = \frac{a}{\ell}$$

olup, III milinin her iki tarafındaki mafsal eksenini aynı düzlemde olmalıdır.

2. I ve II milleri kesişiyorsa; bu durumda III eksenini daima I ve II eksenleri arasındaki γ açısının açısı ortayına dik olacaktır. Uzaklık (ℓ) keyfi alınabilir. III milinin her iki tarafındaki mafsal eksenleri aynı düzlemde olacaktır. Pratikte kullanılan kardan kavramalarının (α) açısı genellikle 15° ' den büyük tutulmaz.



Şekil 21.13

d. Dönme Momenti Etkisi

Mafsallardaki sürtünme kaybı göz ardı edilir ve enerjinin tamamının döndüren milden döndürülen mile aktarıldığı varsayılırsa, her iki mildeki güç eşitliği

$$M_1 \cdot \omega_1 = M_2 \cdot \omega_2$$

bağıntısından ikinci mildeki toplam momentin büyüklüğü

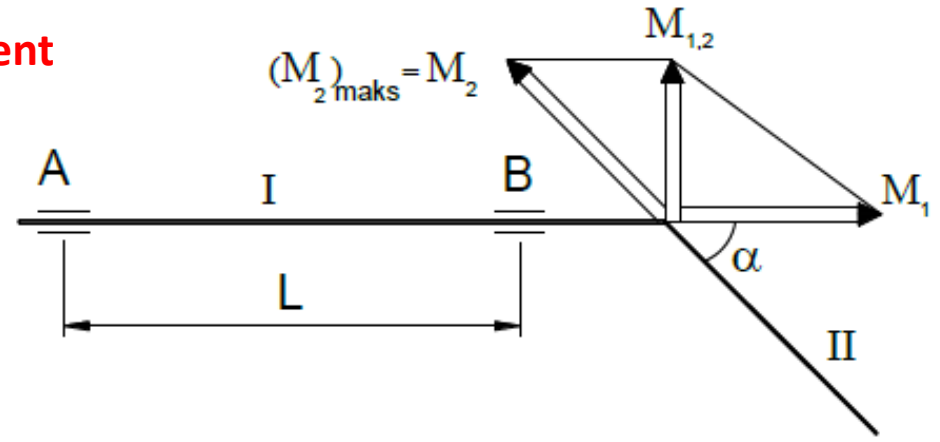
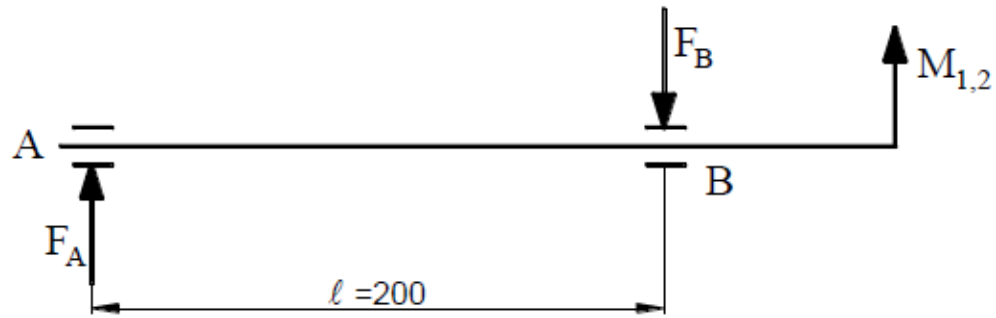
$$M_2 = M_1 \cdot \frac{\omega_1}{\omega_2}$$

eşitliği ile bulunur. II nolu mildeki açısal hız (ω_2) en küçük değerinde iken moment

$$(M_2)_{maks} = \frac{M_1}{\cos \alpha}$$

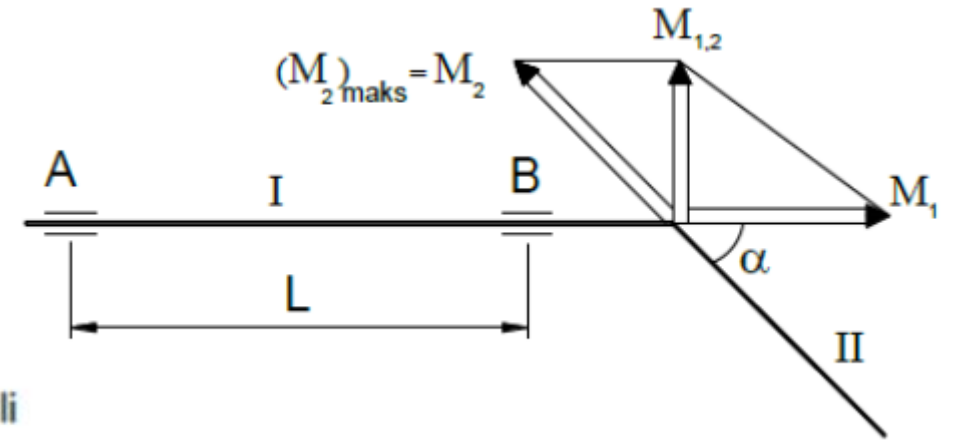
ve açısal hız (ω_2) en büyük değerinde iken bu momentin büyüklüğü

Yataklar dışında dengelenmemiş moment



Şekil 21.14

$$(M_2)_{\min} = M_1 \cdot \cos \alpha$$



değerlerini almaktadır. II milindeki bu momentin en büyük değerinde I mili yataklarında

$$M_{1,2} = M_1 \cdot \tan \alpha$$

büyükliğünde bir eğilme momenti meydana gelir. Eğer I mili A ve B noktalarından yataklanmış ise, bu yataklama yerlerine, ağırlık ve diğer dış kuvvet etkilerine ek olarak,

$$\pm F_{A,B} = \frac{M_1 \cdot \tan \alpha}{L}$$

büyükliğünde bir kuvvet çifti daha etkiyecektir. Bu nedenle kardan kavraması ile bağlanan millerden en az birinin çok iyi yataklanması gereklidir.

21.1.2.4 Dişli Kavrama

Termik makinaların, özellikle turbo makinaların, millerinin birbirine bağlanmasında sisteme ısıl uzama serbestliği vermek zorunludur. Aksi takdirde çok yüksek yatak ve mil zorlanmaları ortaya çıkar. Dişli kavrama, aksenal doğrultuda sahip olduğu

21.1.3. ELASTİK KAVRAMALAR

Çözölemeyen kavramalar arasında en geniş uygulama alanı olan grubu elastik kavramalar teşkil eder. Elastik kavramaların yapısal ve dinamik özelliklerini şöyle sıralayabiliriz,

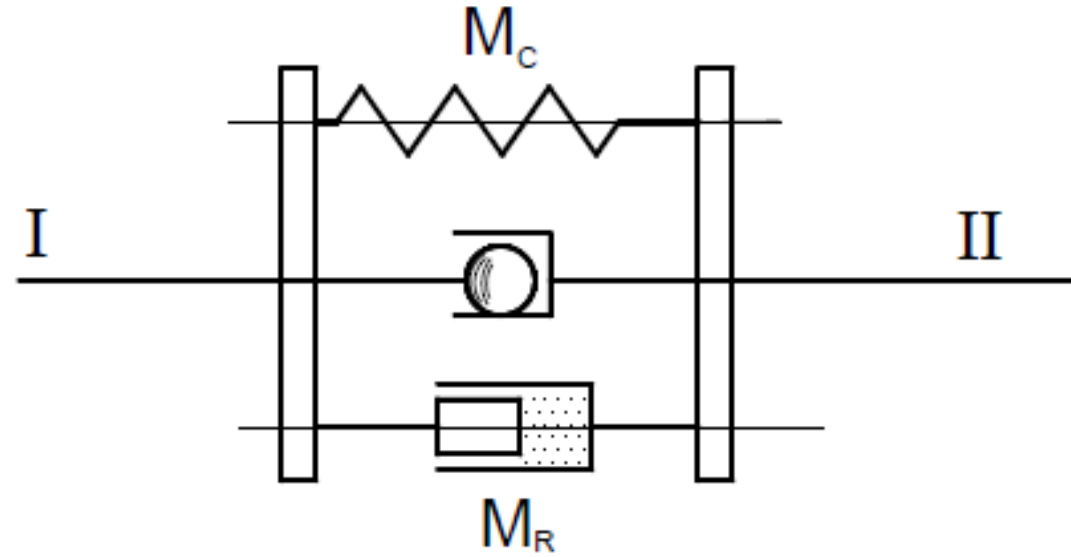
1. Millerin aksenel uzama ve kısalmalarına, radyal hareketlerine ve açışal sapmalarına sınırlı olanak sağlar (örneğin fazla ısınan mil sistemlerinde ve eğilme etkisindeki millerde olduğu gibi). Kavrama ile birleştirilen millerin her biri en az iki yatakla desteklenmelidir. Bu dört yatağın aynı ekseninde montajı oldukça zordur.
2. Kritik devir sayılarını düşürerek dinamik dengeleme yapar.
3. Döndürme darbe momentini azaltır (örneğin kompresör, taş kırma makinası ve pistonlu makinalarda olduğu gibi).

Elastik kavramalardaki bu özellikler, kavramanın rijit elemanlarını birbirine bağlayan elastik elemanlar tarafından temin edilir. Elastik eleman olarak metal veya kauçuk yaylar kullanılır. Bazı durumlarda kösele ve diğer elastik elemanlar da kullanılmaktadır. Elastik kavramaların kinematik ve dinamik davranışları, esas itibariyle kullanılan yayların karakteristiğine bağlıdır.

21.1.3.1. Elastik Kavramaların Karakteristiği

21.1.3.1.1. Elastik Kavramaların Kinematik Karakteristiği:

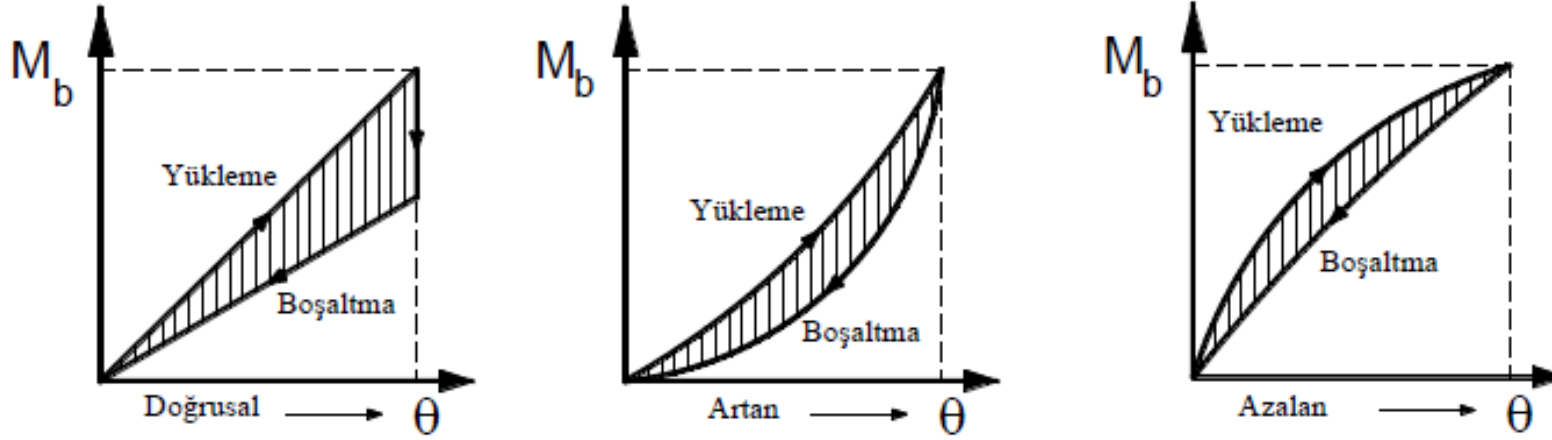
Bir elastik kavramaya M statik döndürme momenti uygulandığında, I ve II miline bağlı kavrama parçaları arasında oluşan açısız sapma (θ) olsun (şekil 21.17). Bu değerler kavramanın yüklenmesi ve boşaltılması için tespit edilecektir. Sistemde



şekil 21.17 Kinematik karakteristik tesbitinde kabul edilen model

M_C – kavramanın yaylanma momenti ve M_R – sönüm momenti olarak alınmıştır. İç sönümü olmayan kavramalarda yüklenme ve boşaltma eğrileri üst üste düşer. Bir

iç sönüm var ise, yükleme ve boşaltma eğrileri arasında bir alan meydana gelir (Şekil 21.18). Yükleme eğrisi altındaki alan kavrama içinde biriktirilen potansiyel enerjiyi; boşaltma eğrisi altındaki alan ise bunun geri verilen kısmını göstermektedir. İki eğri arasında kalan alan da elastik eleman tarafından yutulan sönüm işini (ısıya dönüşen enerjiyi) göstermektedir.



ekil 21.18

§

Karakteristik eğrinin herhangi bir noktasındaki

$$C = \frac{dM_b}{d\theta}$$

değerine, kavramanın yaylanma rijitliği (yaylanma sayısı) denir. Doğrusal karakteristikte bu değer bölgesel olarak sabit olmakla beraber diğerlerinde θ açısının veya M_b momentinin bir fonksiyonudur.

21.1.3.2. Elastik Kavrama Örnekleri

21.1.3.2.1. Kauçuk Yay Elemanlı Elastik Kavramalar

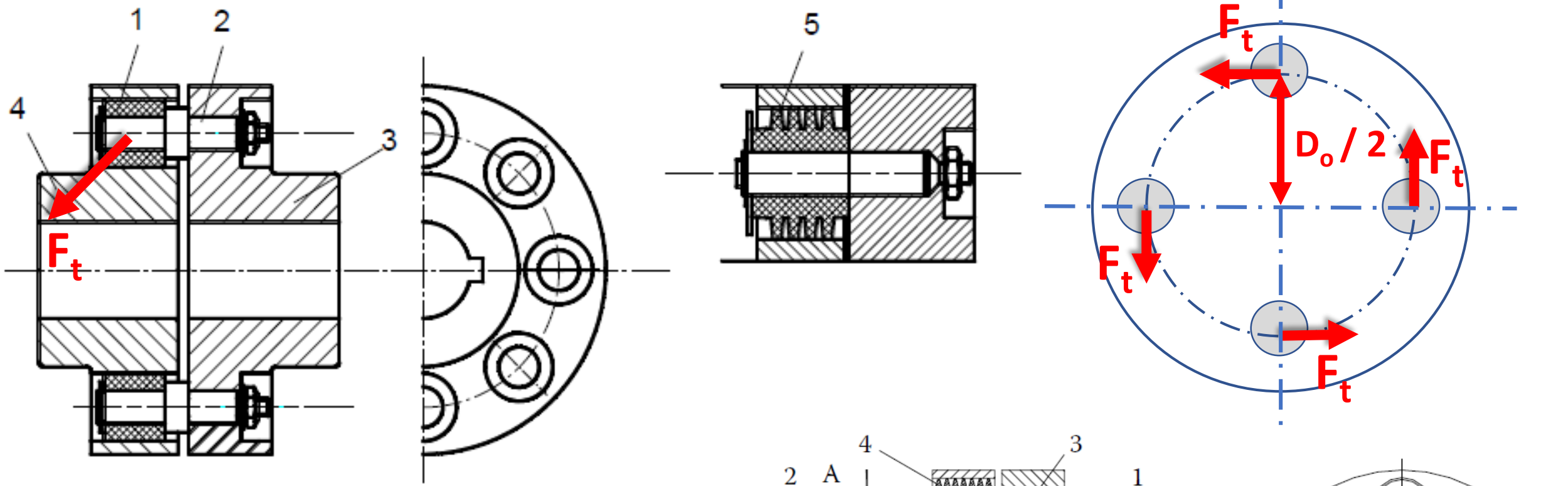
Bu kavramalar, büyük düzgünlükleri karşılması, yapısının basit ve fiyatının ucuz oluşu nedeniyle yaygın bir kullanım alanına sahiptir. Elastik eleman olarak doğal veya yapay kauçuktan, takviyeli veya takviyesiz olarak vulkanize edilen lastik kullanılır. Mukavemeti düşük olduğundan iletilen güçler sınırlıdır. Ancak bazı kavrama tiplerinde lastik–metal bağına gerçekleştirerek mukavemeti arttırmak mümkündür. Lastik malzemenin kayma veya basmaya zorlanması durumunda yay olarak iyi netice verdiği bilinen bir gerçektir.

Kauçuk malzemenin özelliği nedeniyle 70°C'in üstünde çalıştırılmamalıdır. İç sürtünmesi yüksek olan bu malzemenin lineer olmayan bir yay karakteristiği vardır. Bu kavramaların boyutlandırılmasında, genellikle üretici firmaların önerileri ve katalog değerleri esas alınır.

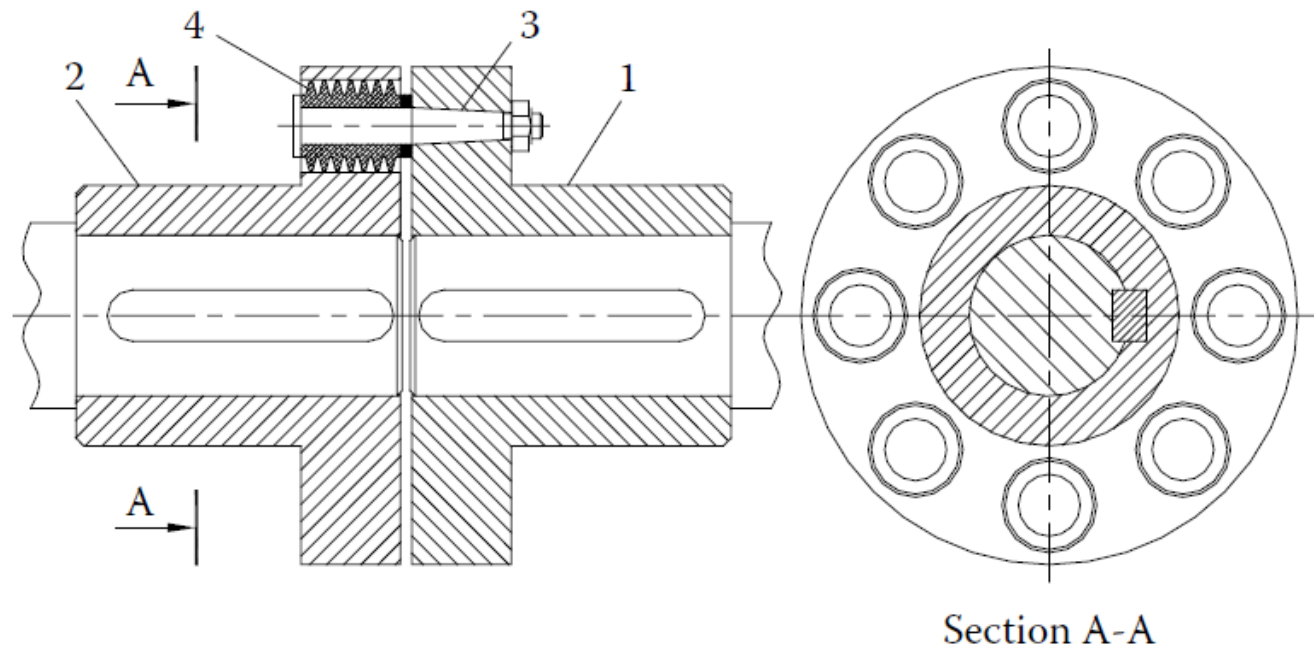
a. Elastik Manşonlu Kavrama:

Oldukça basit yapılı ve geniş ölçüde uygulanan bir elastik kavrama türüdür. Kavrama, mil uçlarına kamalanmış olan flenşler (3 ve 4) ve lastik manşonlar (1) aracılığı ile flenşler arasında irtibat sağlayan vidalı pernelardan (2) oluşmaktadır (Şekil 21.21).

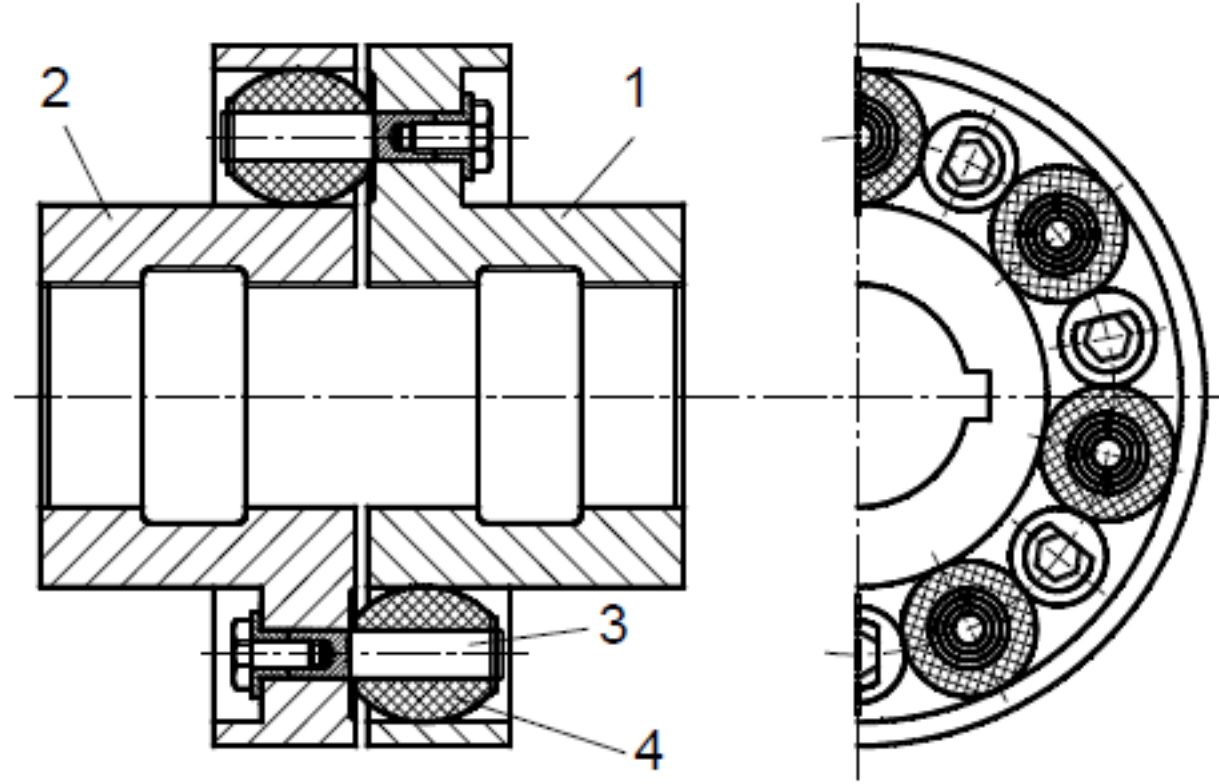
Manşonlara verilecek çeşitli profillerle değişik kavrama karakteristikleri elde edilebilir. Özellikle fıçı biçimli manşonlarla yapılan ve Rupex adı verilen elastik kavramalar oldukça büyük açısal sapmalara olanak tanır (Şekil 21.22).



Şekil 21.21 Elastik manşonlu kavra

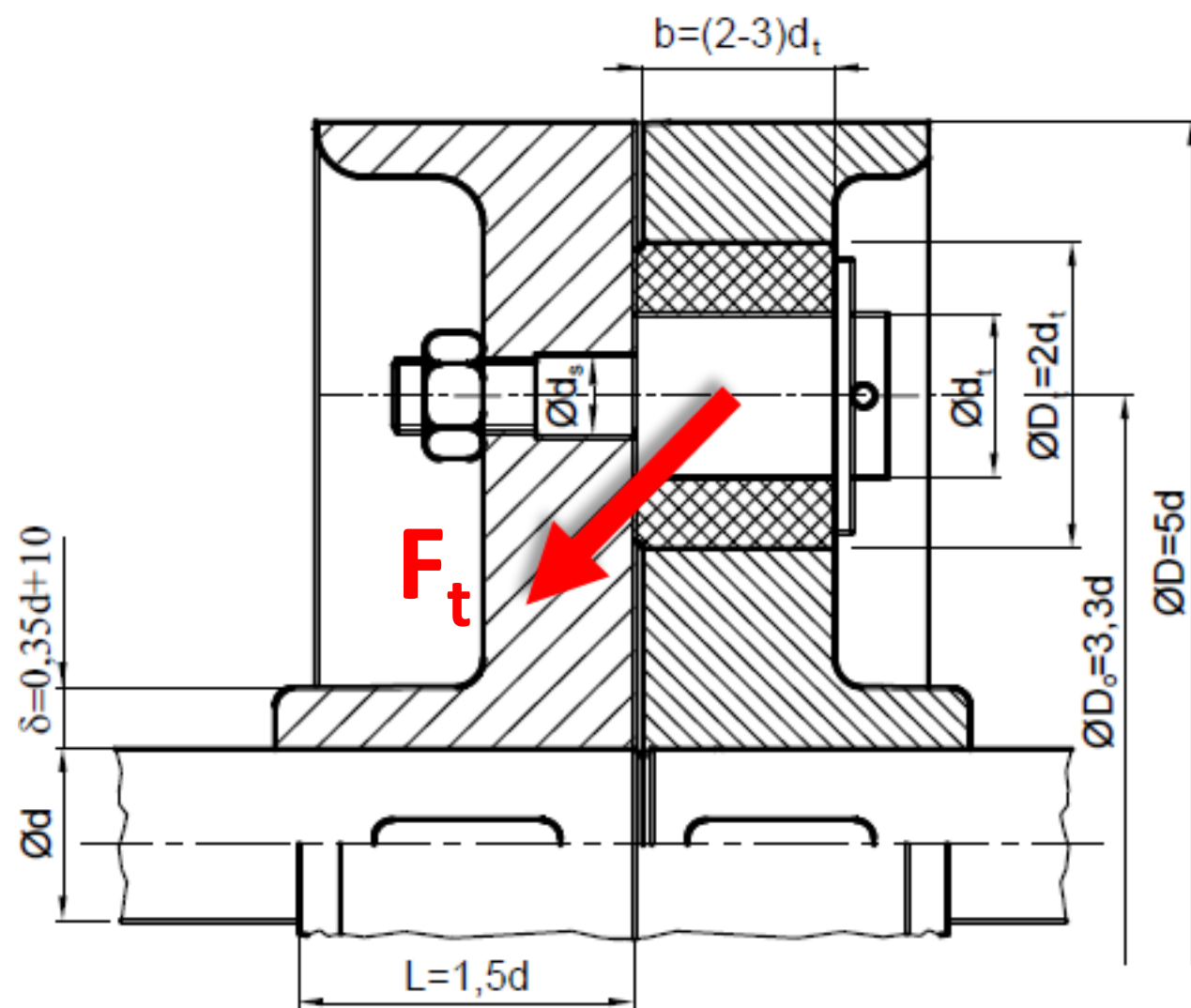


Kavramada ekseriya 6 ile 8 elastik manşon kullanılır. Manşonların hepsi aynı tarafta olabileceği gibi (Şekil 21.21) saptırmaca olarak her iki tarafta da olabilir (Şekil 21.22).

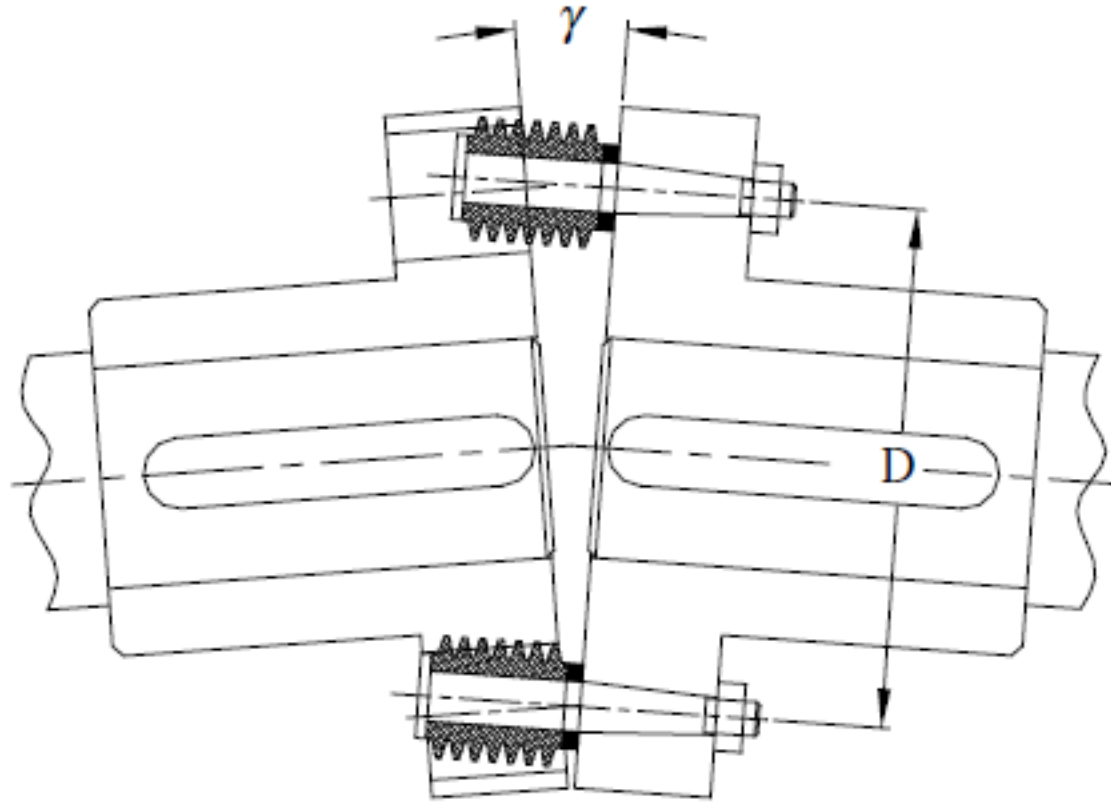


Şekil 21.22 Rupex kavraması

Kavramanın seçimi için basit hesap şekli şöyledir:

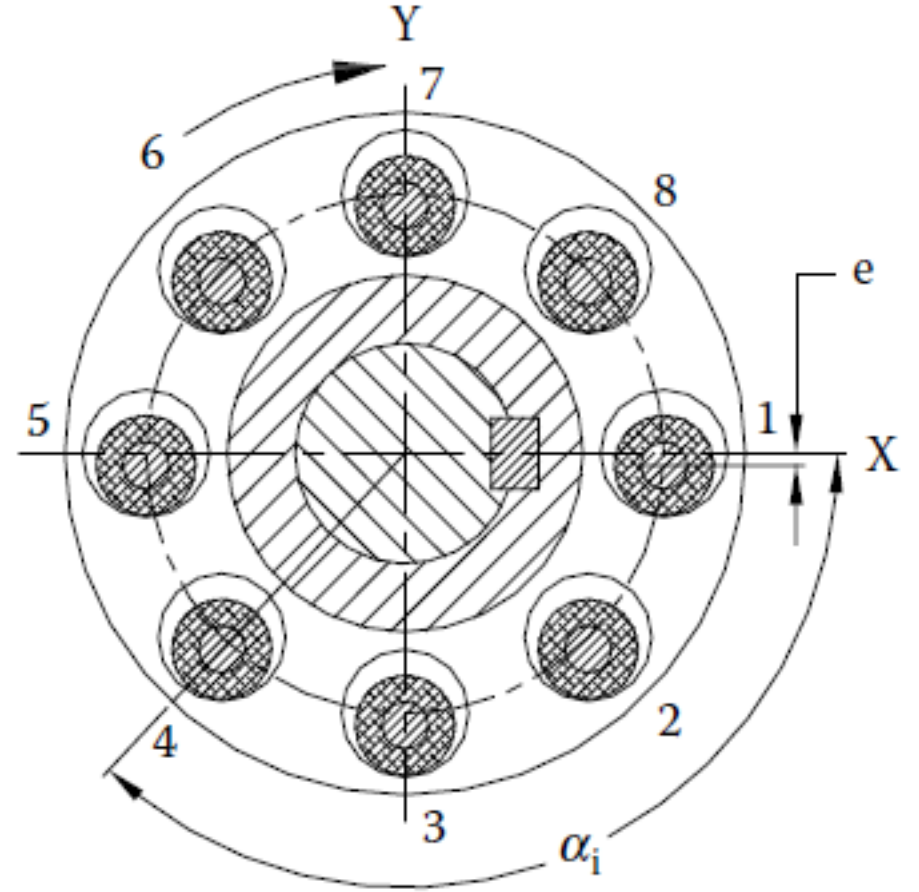


ELASTİK MANŞONLU KAVRAMA



(a)

Mil eksenlerinin sınırlı açısıl hareketine izin verir



(b)

Mil eksenlerinin sınırlı radyal hareketine izin verir

Bir manşona etkiyen çevre kuvveti

$$F_t = \frac{k \cdot M_b}{z \cdot \frac{D_o}{2}}$$

Burada k – darbe faktörünü, z – manşon sayısını, M_b – iletilen momenti ve D_o - manşonların yerleştirildiği çapı göstermektedir.

Lastik manşondaki ortalama yüzey ezilmesi

$$P_{\varepsilon} = \frac{F_t}{d_t \cdot \ell_1} \leq P_{em}$$

olmalıdır. Burada d_t – perno çapı ve ℓ_1 – elastik manşonun uzunluğudur. Pratikte $P_{em} = 8 \div 10 \text{ daN/cm}^2$ olarak alınabilir.

21.2. ÇÖZÜLEBİLEN KAVRAMALAR

İki mil sistemini çeşitli çalışma şartlarında istenildiği zaman ayıran ve istenildiği zaman bağlayan kavramalara çözülebilen kavramalar adı verilir. Bağlantı işlemi, sistem dururken veya çalışırken yapılabilir. En genel isteğe cevap verebilen çözülebilen kavrama, kuvvet bağlı kavramalardır. Özel durumlar için şekil bağlı kavramalar da kullanılabilir. Kuvvet bağlı kavramalarda bağ; sürtünme kuvveti, bir hidrodinamik veya hidrostatik akım devresi, bir elektriksel alan şeklinde olabilir. Şekil bağlı kavramalarda ise bağ, dişliler, pimler veya pernelar yardımıyla temin edilebilir.

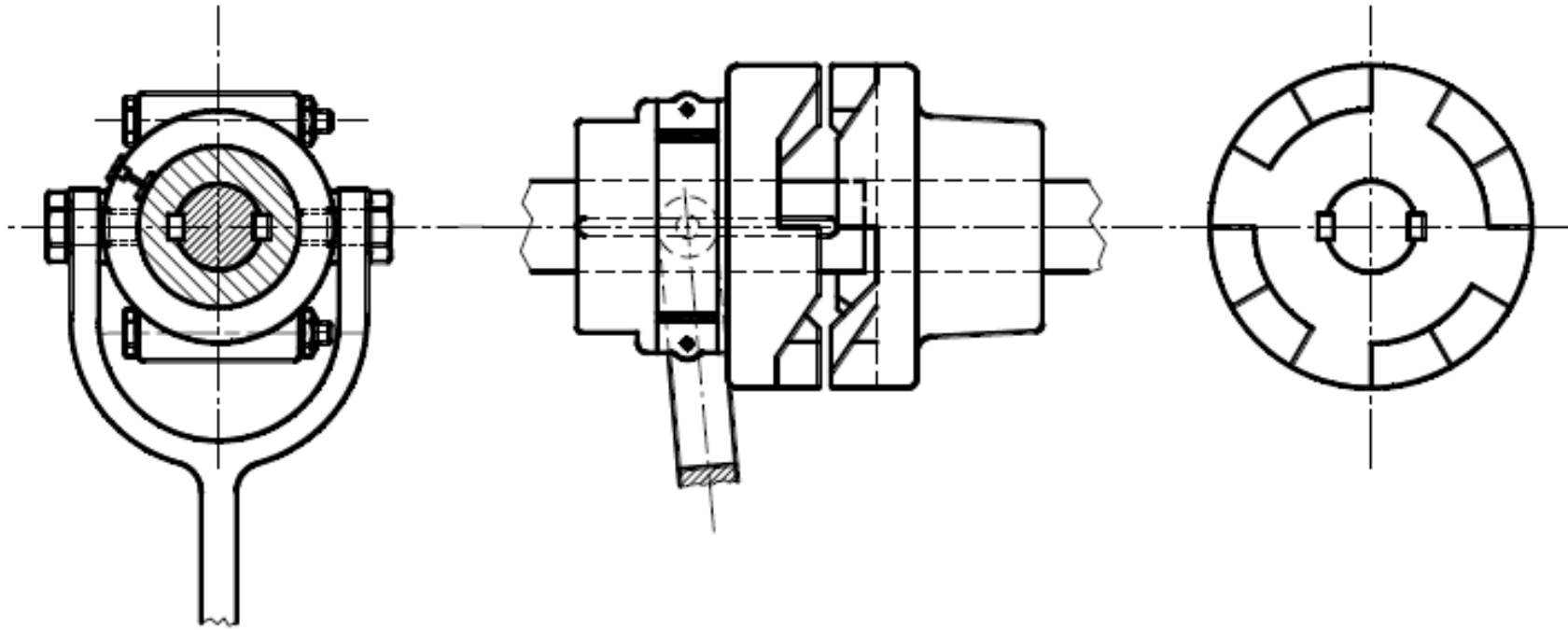
21.2.1. ŞEKİL BAĞLI ÇÖZÜLEBİLEN KAVRAMALAR

21.2.1.1. Parmaklı Kavrama

Kavrama flenşlerinin alın yüzeylerinde çıkıntılar (parmaklar) bulunmaktadır. Parmakların moment taşımayan alın yüzeyleri eğik yapılmış olup kapama

esnasında biri diğeri üzerinde rahatça kayarak hareket edebilmektedir (Şekil 21.32). Kayma yüzeyli bu tip kavramalar, milin hareketli olması durumunda bile devreye girip çıkabilir.

Diğeri bir parmaklı kavrama türünde çıkıntılar (parmaklar) dikdörtgen şeklindedir (Şekil 21.33). Bu kavramanın devreye girip - çıkması; ancak mil sisteminin hareketsiz olması halinde mümkündür. Maybach parmaklı kavraması da denilen bu kavrama sıklıkla kullanılmayan mil bağlantılarında uygundur.



Şekil 21.32 Çözülebilir parmaklı kavrama

Kavrama flenşlerinden birisi millerden birine kamalı diğeri ise öteki mile federle kızaklanmış olup sağa-sola hareketlidir. Aksenal doğrultuda kapama ve açma işlemi bir manivela kolu yardımıyla mekanik olarak yapılır.

2.2.2. KUVVET BAĞLI ÇÖZÜLEBİLEN KAVRAMALAR

Bu kavramalar, sadece kuvvet etkisi ile moment taşıyan sürtünme plakalı kavramalardır. Çalışma şekli nedeniyle bunlara sürtünmeli kavramalar da denilmektedir. Döndüren ve döndürülen miller arasında devir sayıları farklı olduğunda bile kolaylıkla devreye girip çıkabilirler.

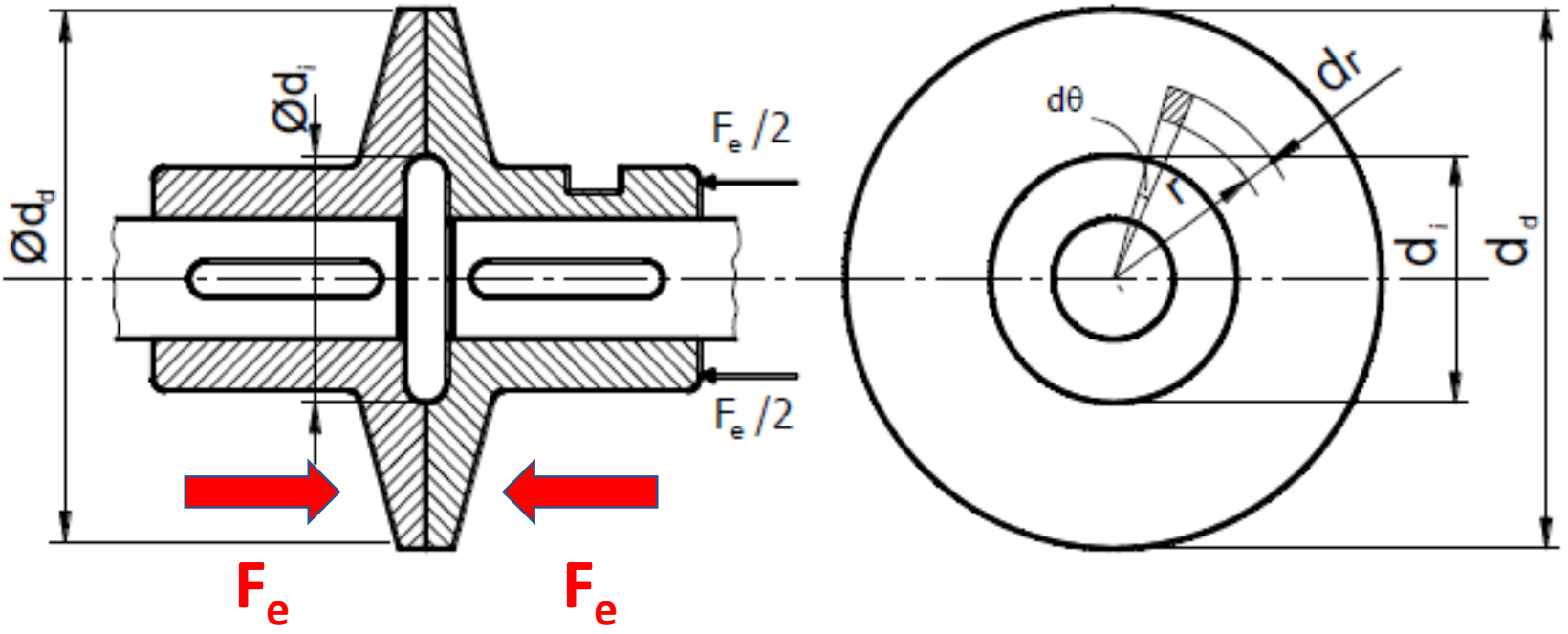
21.2.2.1 Kavrama Momenti Hesabı

a. Düz Sürtünme Yüzeyli Kavrama:

Sürtünmeli kavramaların prensibini açıklamak bakımından düz sürtünme plakalarına sahip bir kavrama tasarımını göz önüne alalım (Şekil 21.37). Kavramayı kapamak (devreye sokmak) için uygulanacak aksenal kuvvet (F_c) etkisiyle temas yüzeylerinde p basıncı ve buna bağlı olarak sürtünme momenti oluşur. Merkezden r mesafede dr genişliğindeki $dA = r.d\theta.dr$ elemanter yüzey

alanında, F_e aynı zamanda normal kuvvet (yüzeğe dik kuvvet) olduğundan, elementer normal kuvvet için

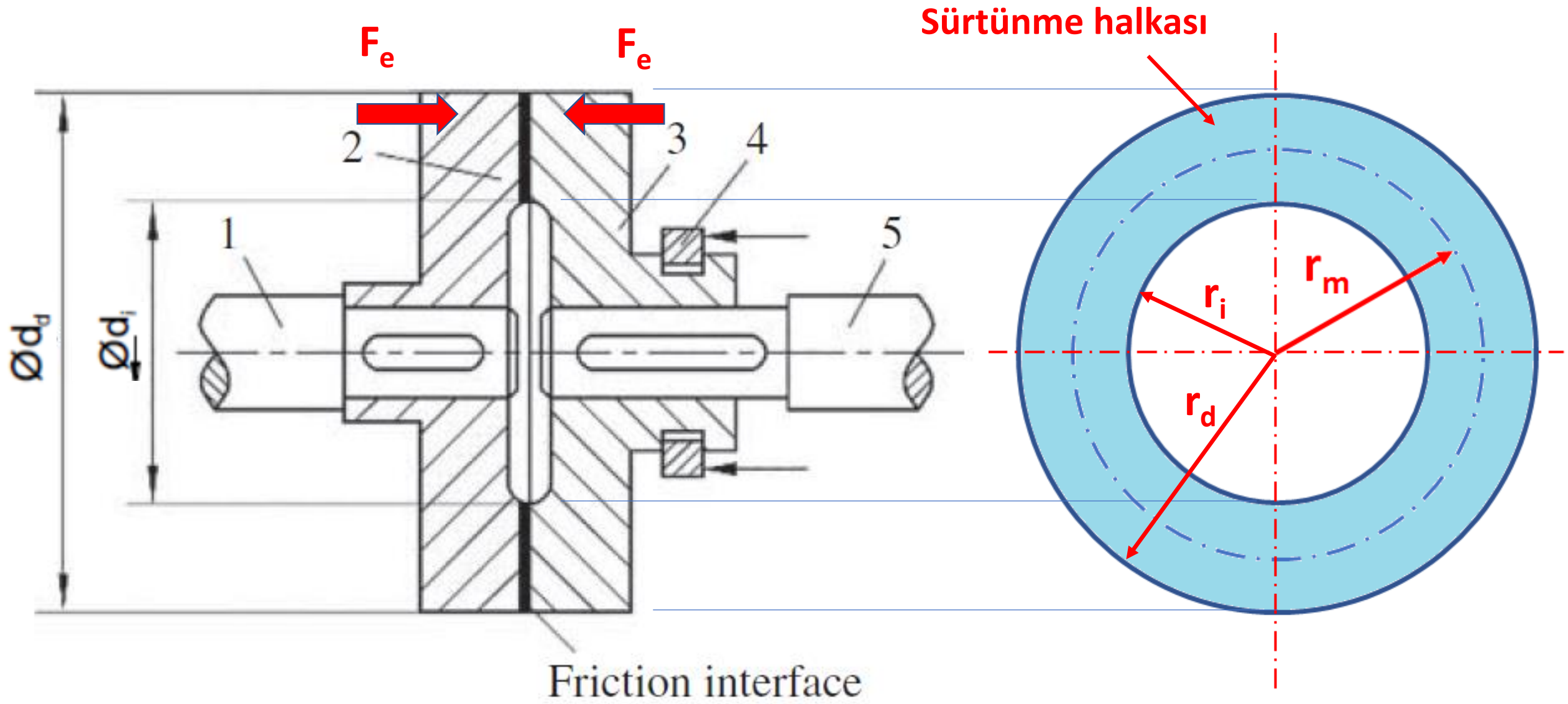
$$dF_e = dA.p = r.dr.p.d\theta$$



Şekil 21.37

yazılabilir. Aynı yüzeydeki sürtünme kuvveti

$$dF_s = dF_e \cdot \mu$$



ve sürtünme momenti

$$dM_k = dF_s \cdot r = \mu \cdot p \cdot r^2 \cdot d\theta \cdot dr$$

olacaktır. Sürtünme yüzeyindeki toplam moment, yukarıdaki eşlik integre edilerek,

$$\begin{aligned} M_k &= \mu \cdot p \cdot \int_0^{2\pi} d\theta \cdot \int_{r_i}^{r_d} r^2 \cdot dr \\ &= \frac{2}{3} \cdot \pi \cdot \mu \cdot p \cdot (r_d^3 - r_i^3) \end{aligned}$$

olarak bulunur. Diğer taraftan yüzey basıncı

$$p = \frac{F_e}{\pi(r_d^2 - r_i^2)} \implies \text{Sürtünme halkası alanı}$$

yukarıda yerine yazılırsa, sürtünme momenti

$$M_k = \underbrace{F_e \cdot \mu}_{F_s} \cdot \frac{2}{3} \cdot \underbrace{\left(\frac{r_d^3 - r_i^3}{r_d^2 - r_i^2} \right)}_{r_m}$$

olur. Burada

$$r_m = \frac{2}{3} \cdot \left(\frac{r_d^3 - r_i^3}{r_d^2 - r_i^2} \right)$$

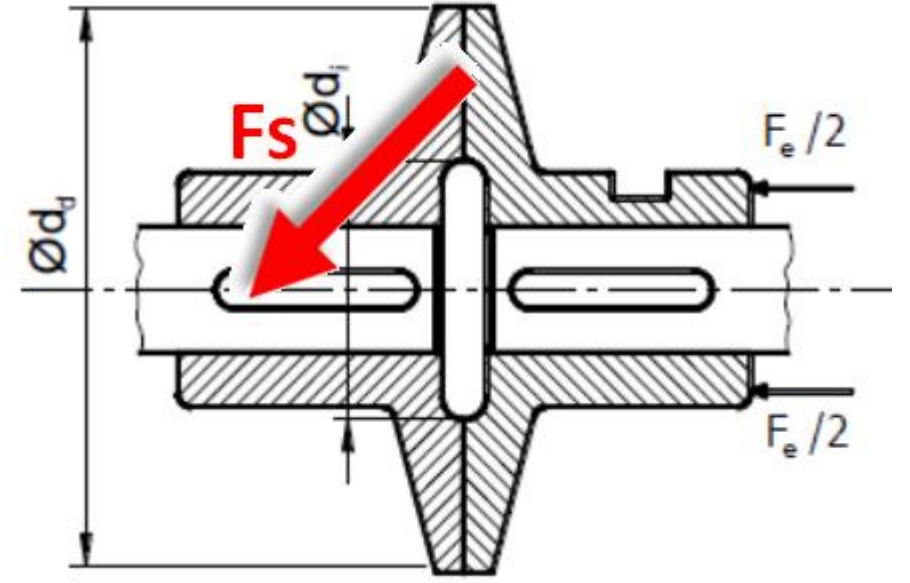
yazılırsa, moment eşitliği

$$M_k = F_e \cdot \mu \cdot r_m$$

şeklini alır. Burada r_m -sürtünme kuvvetleri bileşkesinin etkidiği yarıçaptır. Eğer kavramanın sürtünme yarıçapları arasında $r_i/r_d \cong 0,5 \div 0,7$ bağıntısı varsa

$$r_m = \frac{r_d + r_i}{2}$$

şeklinde alınabilir.

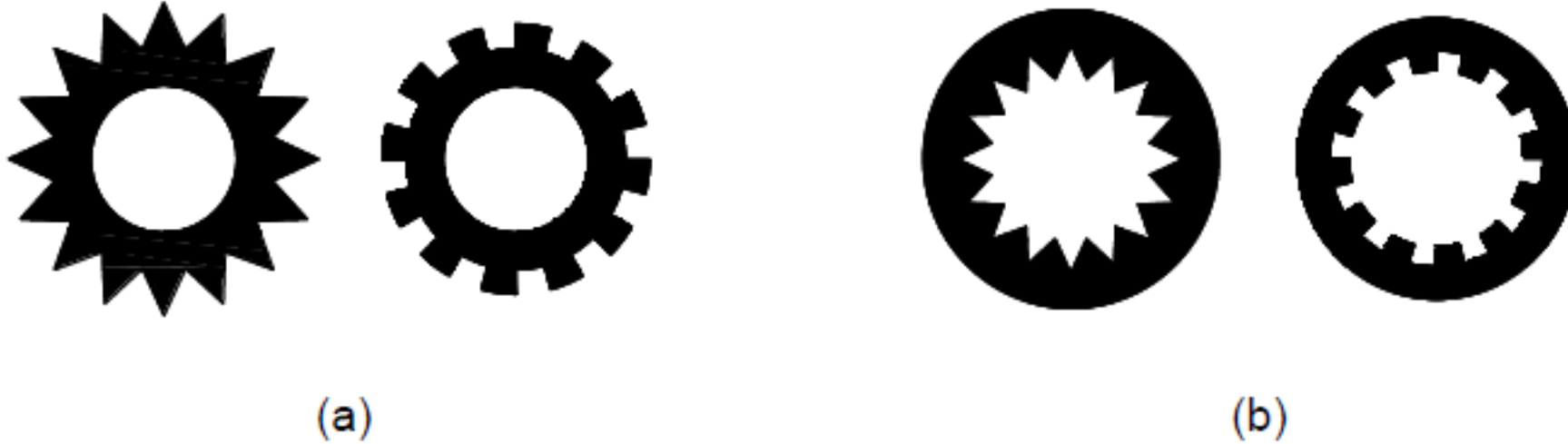


b. Lamelli Kavrama:

Yukarıda elde edilen sürtünme momenti eşitliği bir tek sürtünme yüzeyi içindir. Yüzey sayısı z adet ise iletilen moment

$$M_k = z \cdot F_e \cdot \mu \cdot r_m$$

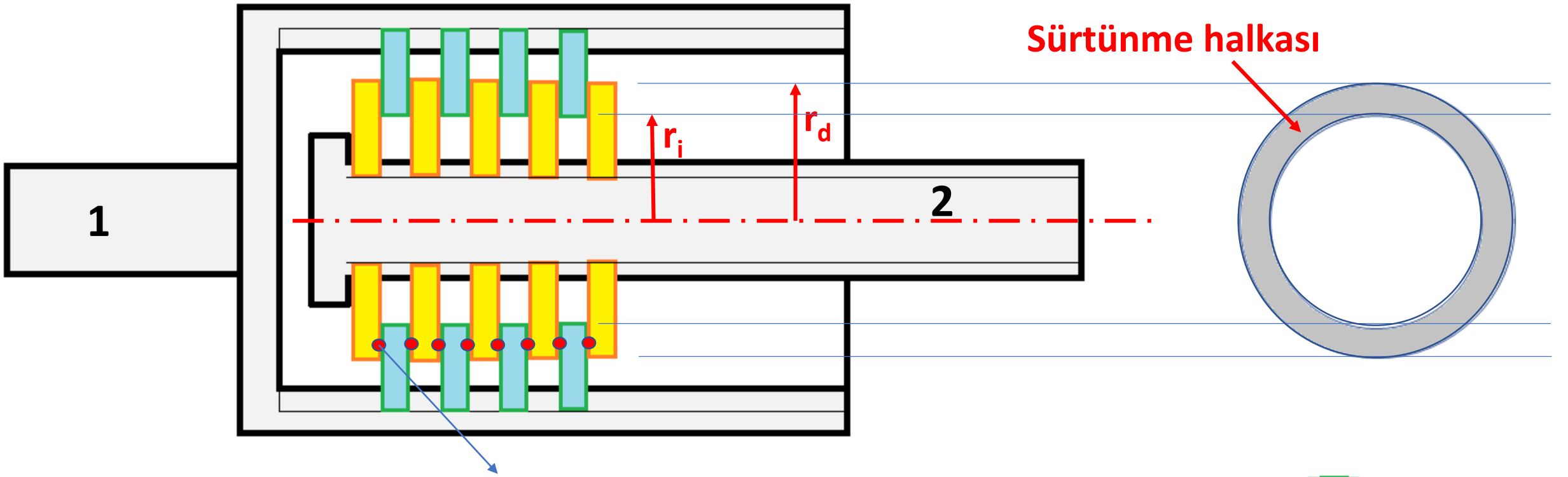
olur (Şekil 21.38).



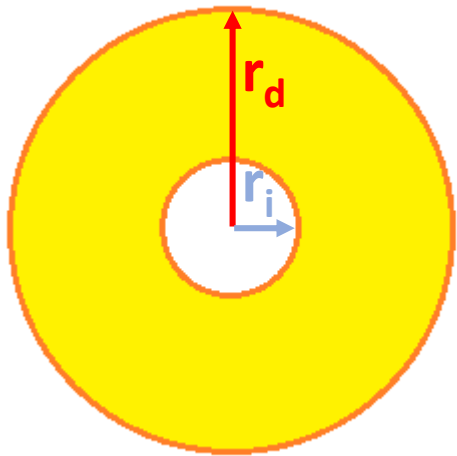
Şekil 21.39 Kavrama lamelleri

- a. dış lameller
- b. iç lameller

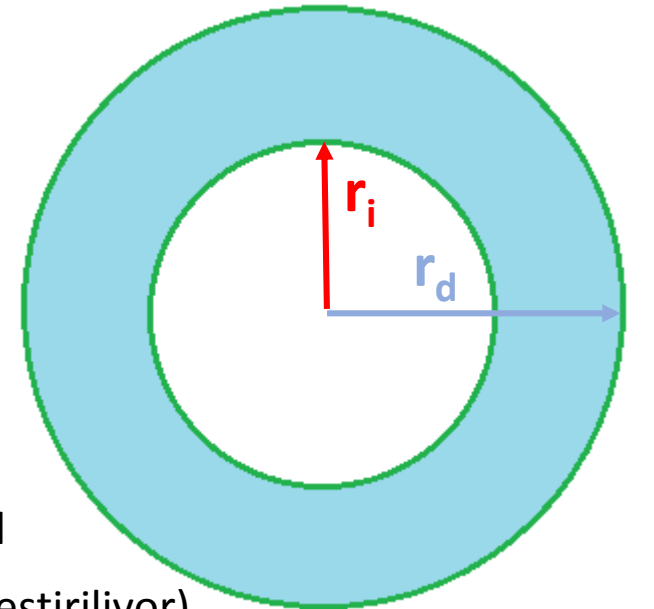
Ancak burada, lamel geçmelerindeki sürtünme direnci yok sayılarak bütün sürtünme yüzeylerinde eş basınç olduğu ve lamellerin iç ve dış çaplarındaki farklı



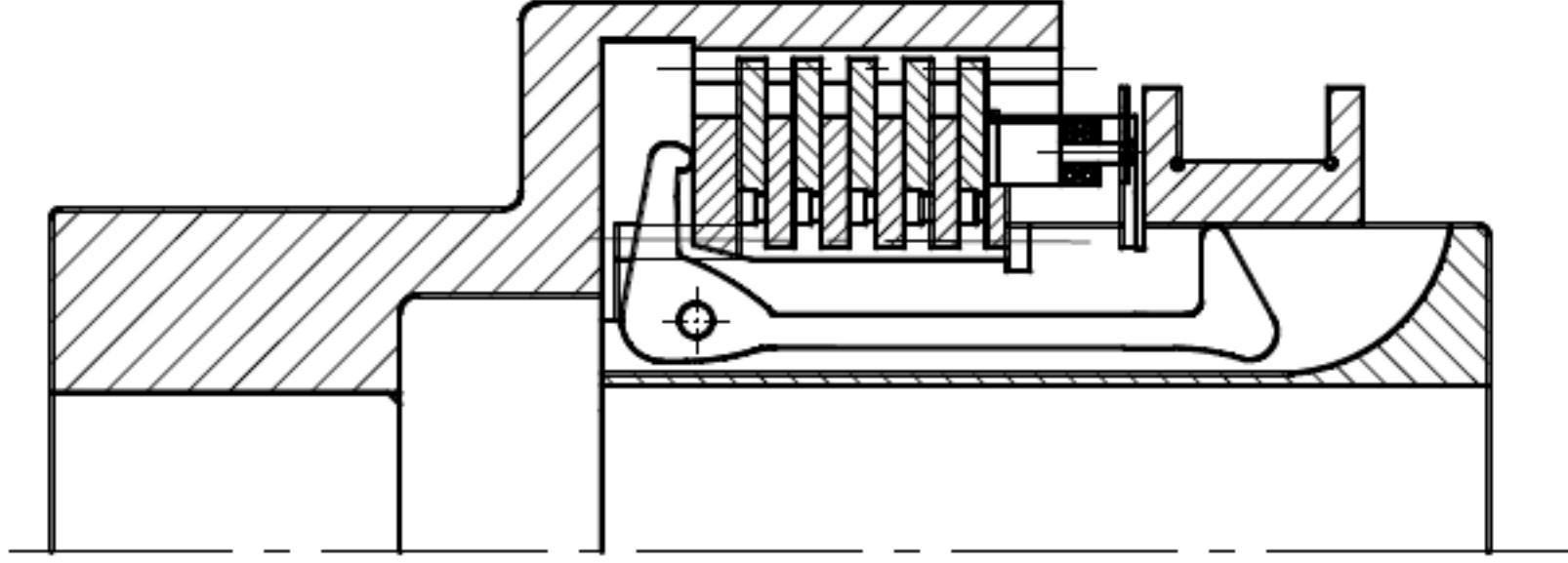
Z= Toplam oluşan sürtünme halkası sayısı= 8



İç lamel
(2 nolu mile yerleştiriliyor)



dış lamel
(1 nolu flenşe yerleştiriliyor)



Şekil 21.38 Mekanik kumandalı lamelli kavrama

hızlardan doğan sürtünme katsayısı değişimi göz ardı edilerek sürtünme katsayısının sabit olduğu varsayımı yapılmıştır.

c. Konik Kavrama:

Kavramanın sürtünme yüzeyi konik olarak alınır, koniğin herhangi bir r yarıçapındaki dA alanına etkiyen sürtünme momenti (Şekil 21.40).

$$dM_k = dA \cdot p \cdot \mu \cdot r$$

veya $dA = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot \frac{dr}{\sin \alpha}$ olduğu göz önünde bulundurularak

$$dM_k = \frac{2\pi}{\sin \alpha} \cdot r^2 \cdot dr \cdot p \cdot \mu$$

olur. Toplam sürtünme momenti (kavrama momenti) ise

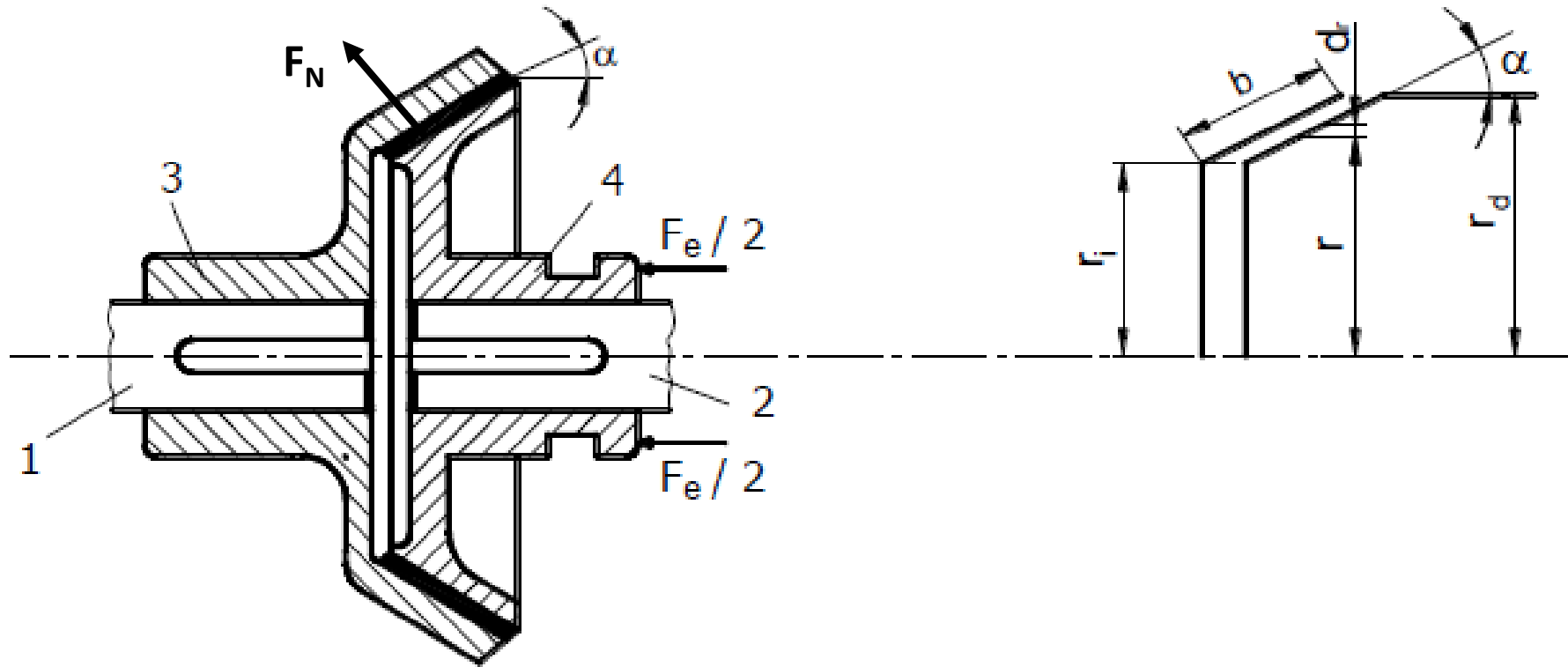
$$M_k = \frac{2\pi}{3 \cdot \sin \alpha} \cdot p \cdot \mu \cdot (r_d^3 - r_i^3)$$

olarak bulunur. Kavrama hareketsiz iken aksenal olarak uygulanan kapama kuvveti (F_e), normal kuvvetin (F_N) yatay bileşeni ile sürtünme kuvvetinin ($F_s = \mu \cdot F_N$) teğetsel bileşeni toplamına eşit olmalıdır. Yani

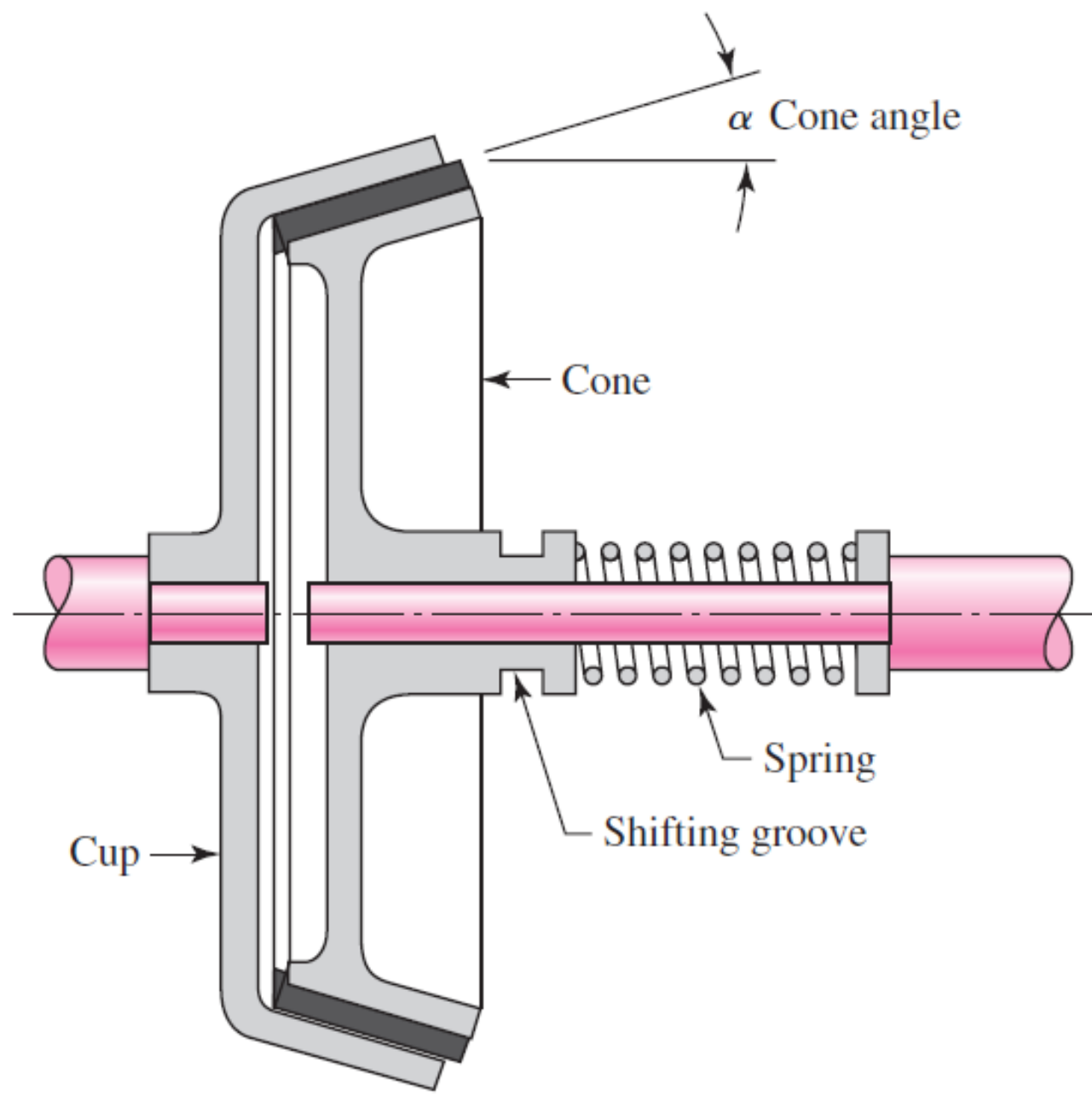
$$F_e = F_N (\sin \alpha + \mu \cdot \cos \alpha)$$

$$F_e = F_N (\sin\alpha + \mu \cos\alpha)$$

bağıntısı vardır. Devreye girme olayı hareket halinde yapılıyorsa, normal kuvvetin yatay bileşeni sürtünme kuvvetinin teğetsel bileşenine nazaran çok büyük olacağından $(F_N \cdot \mu \cos\alpha)$ terimi terk edilebilir



Şekil 21.40



Bu durumda

$$F_e \cong F_N \cdot \sin \alpha$$

olur. Diğer taraftan basınç eşitliği

$$p = \frac{F_e}{\pi \cdot (r_d^2 - r_i^2)} \quad (\text{veya } p = \frac{F_N}{\pi \cdot d_m \cdot b})$$

göz önüne alındığında moment

$$M_k = \frac{2}{3} \cdot \frac{F_e}{\sin \alpha} \cdot \mu \cdot \left(\frac{r_d^3 - r_i^3}{r_d^2 - r_i^2} \right)$$

ve

$$r_m = \frac{2}{3} \cdot \left(\frac{r_d^3 - r_i^3}{r_d^2 - r_i^2} \right)$$

sürtünme yarıçapı gösterimi kullanılarak

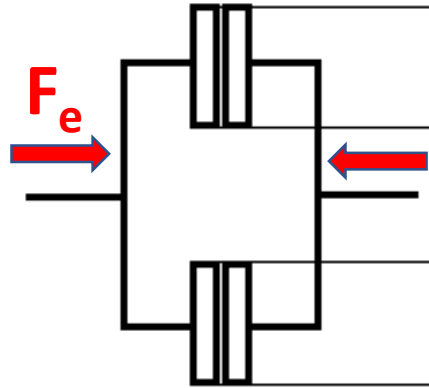
$$M_k = \frac{F_e}{\sin \alpha} \cdot \mu \cdot r_m$$

elde edilir. Konik sürtünme yüzeyli kavramada, kavramanın kolay çözülebilmesi için konik yarı açısı α , ρ sürtünme açısından büyük seçilmelidir. Uygulamada bu

değer $\alpha = 13^\circ - 15^\circ$ dolayında seçilir.

Konik kavrama, hadde tesisleri ve gemilerde oldukça büyük güç sınırlarına kadar kullanılmaktadır. Bu tip kavramalar genel olarak karşılıklı iki konik sürtünme yüzeyine sahiptir. Kavramanın devreye girmesi biraz sert olduğundan elastik bir kavrama ile birlikte kullanılması uygun olmaktadır.

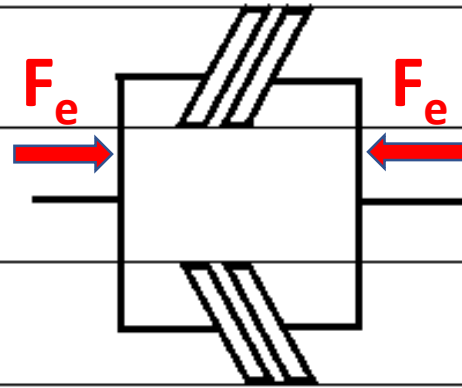
Düz yüzeyle kavrama



$$M_k = F_e \cdot \mu \cdot r_m$$

$$P = \frac{F_e}{A}$$

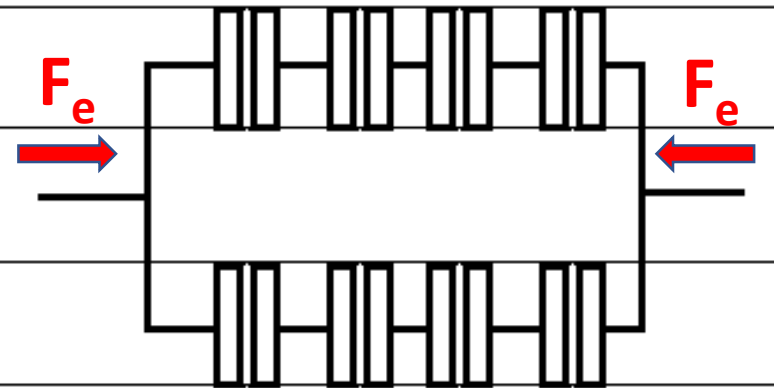
Konik kavrama



$$M_k = (F_e \cdot \mu \cdot r_m) \cdot \frac{1}{\sin \alpha}$$

$$P = \frac{F_e}{A}$$

Lamelli kavrama



$$M_k = (F_e \cdot \mu \cdot r_m) \cdot z$$

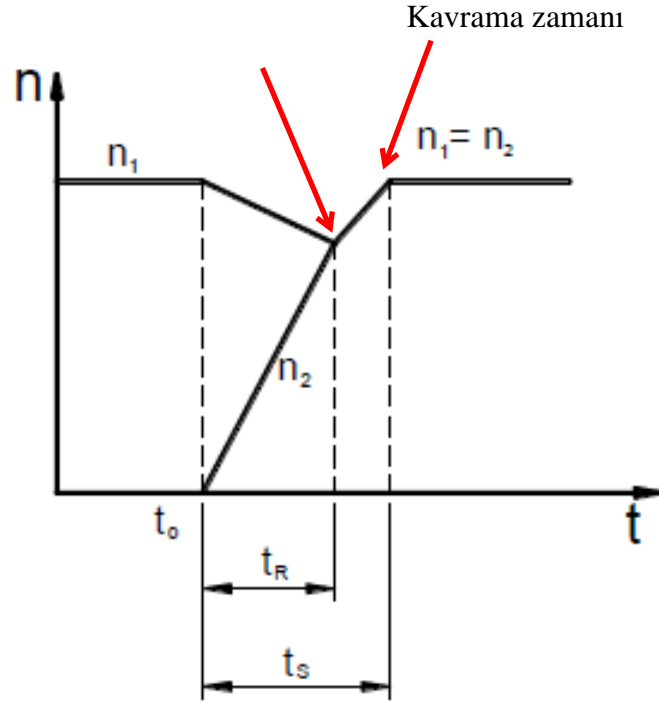
$$P = \frac{F_e}{A}$$

21.2.2.2. Kavramanın Devreye Girmesi

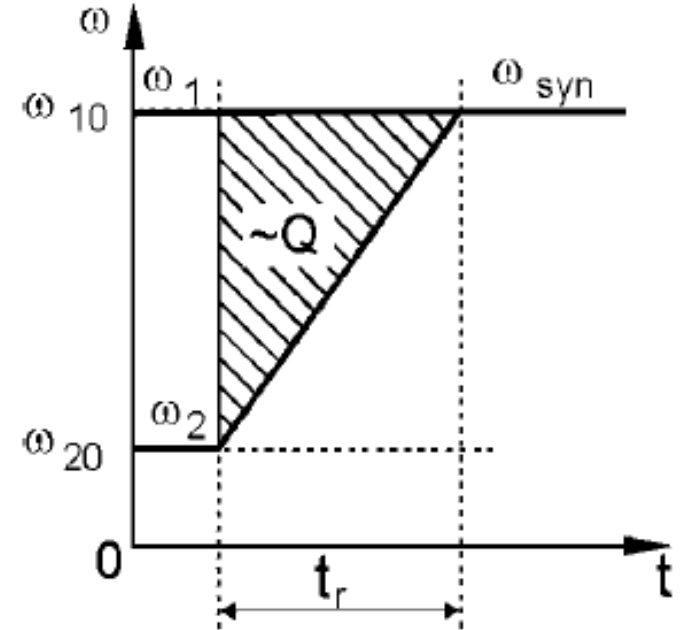
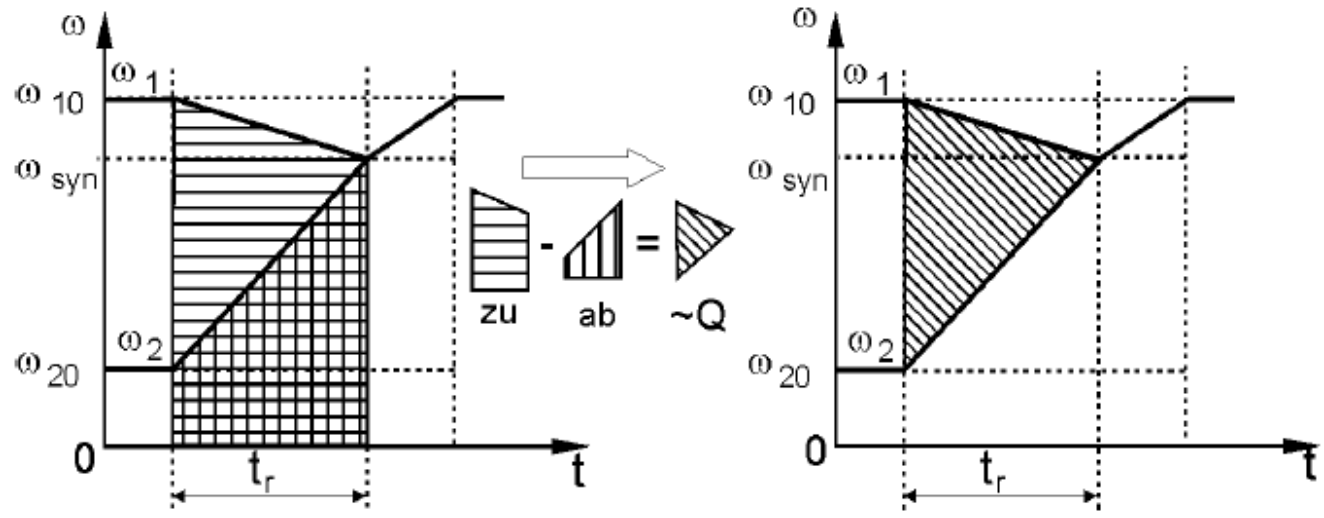
Kuvvet bağılı çözülebilen kavramaların boyutlandırılmasında en önemli faktör devreye girme olayıdır. Kavramadaki en büyük zorlanma ile aşınma ve ısınma bu esnada meydana gelir. Sistemde döndüren milin devir sayısı n_1 ve döndürülen milin devir sayısı n_2 olsun. t_0 anında döndüren mil n_1 devir sayısı ile dönerken döndürülen milin devir sayısı $n_2 = 0$ dır. Kavramanın sürtünme yüzeyleri birbirine temas ettiği andan itibaren (t_0 anından itibaren) döndürülen milin devir sayısı (n_2) artmaya başlar ve buna karşılık döndüren milin devir sayısında (n_1) bir miktar düşme görülür (Şekil 21.42). t_R zaman sonra döndüren ve döndürülen millerin devir sayıları eşitlenir. Ancak nominal (rejim) devir sayısına henüz erişilememiştir. Her iki devir sayısındaki hızlanma devam ederek t_0 konumuna göre t_S zaman sonra döndüren ve döndürülen millerin devir sayıları birlikte nominal devir sayısına ulaşır ve artık kavrama işlemi tamamlanmış olduğundan sistemin çalışması rejim durumuna (düzenli çalışmaya) dönüşmüştür. Burada t_R -kayma zamanı ve t_S -kavrama zamanıdır. Kavramanın devreye girmesi esnasında devir sayısındaki artış ve düşüşlerin lineer (doğrusal) olduğu kabul edilmiştir.

Sürtülmeli kavramalarda, M_k -sürtünme (kavrama) momenti, M_L -iş makinasının

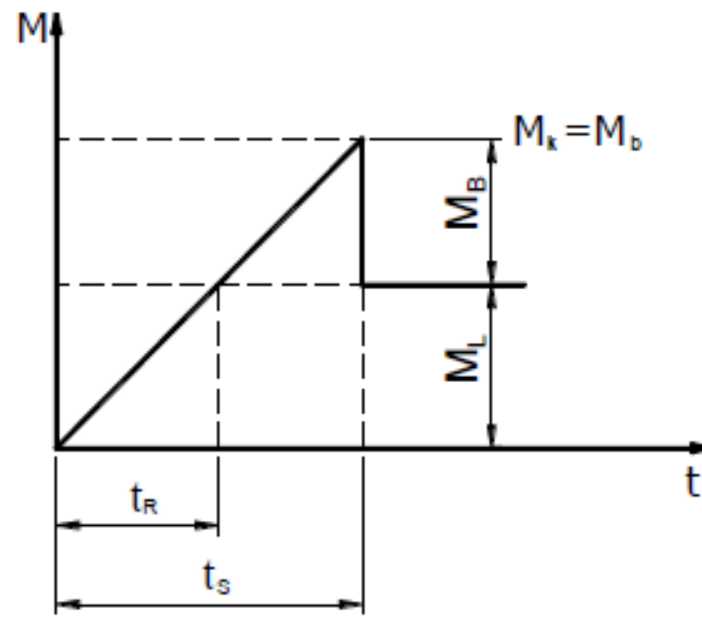
Kayma zamanı;
Isınma,
aşınma ve güç kaybı gerçekleşiyor.



Şekil 21.42



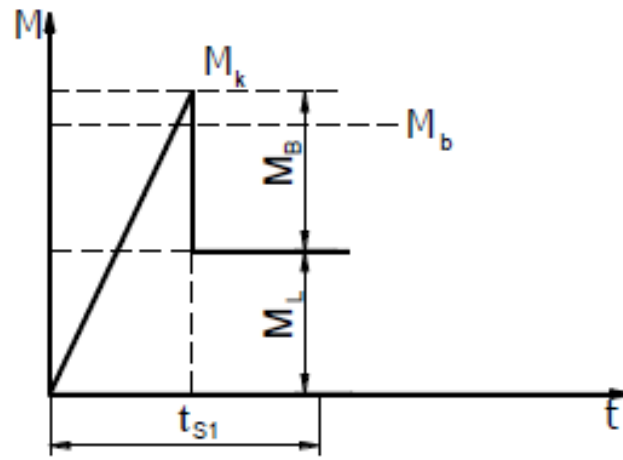
çalıştırılması için gereken moment M_B -kütle (ivmeleme) momenti ve M_b - motor momenti olarak tanımlanırsa kavrama moment, ivmeleme moment ile iş makinası momentinin toplamına eşit olmalıdır. Yani



Şekil 21.43

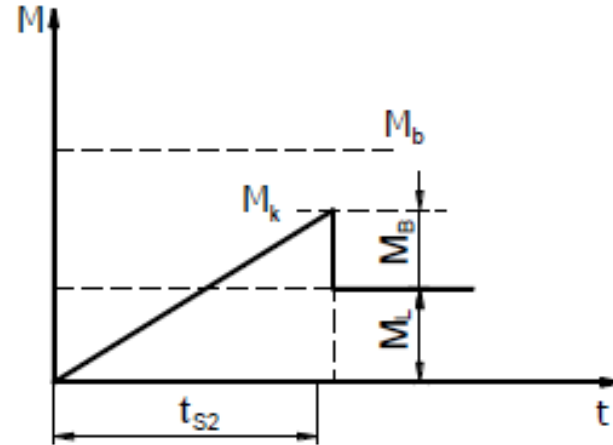
$$M_k = M_B + M_L$$

dir. Bu durumu Şekil 21.43 deki gibi grafik olarak göstermek mümkündür. Kavramada, kavrama momenti aynı zamanda motor momentine uygun seçilmelidir. Bu durumu kavrama zamanı ile şöyle açıklayabiliriz. Kavrama zamanı (t_{s1}) kısa seçilmiş olsun (Şekil 21.44). Hızlandırılacak kütlelerin eylemsizliğini yenmek zor olacağından kavrama momenti (M_k) motor momentinin (M_b) üstüne çıkacaktır. Bunu karşılayamayan motor stop edecektir. Aynı zamanda döndürülen sisteme iletilen moment darbe şeklinde olacağından sistem kısa zamanda yıpranacaktır. Bunun en somut örneğini taşıtlardaki debriyaj sisteminde görmek mümkündür.



Şekil 21.44

Kavrama zamanı (t_{s2}) büyük seçilmiş olsun (Şekil 21.45). Bu defa kavramanın devreye girmesi esnasında kayma fazla olacağından ısınma, dolayısıyla sürtünen yüzeylerde aşınma olacaktır.



Şekil 21.45

Yukarıda sıralanan sebeplerden dolayı kavrama zamanının uygun seçilmesi gereği ortaya çıkmaktadır. Sürtülmeli kavramalarda hızlandırılacak kütlelerin ivmelenme momenti

$$M_B = J_m \cdot \varepsilon$$

şeklindedir. Burada açısal ivme, kayma zamanı ile kavrama zamanı aynı alınarak ($t_R = t_S$),

$$\varepsilon = \frac{\omega}{t_R} = \frac{\pi.n}{30.t_R}$$

ve eksene göre kütlelesel eylemsizlik momenti

$$J_m = \sum(m.r^2)$$

şeklindedir.

Kavramada hızlandırılacak kütlelerin silindirik disk şeklinde olduğu varsayılırsa, bunların dönme eksenine indirgenmiş kütlelesel eylemsizlik momenti, $m = \frac{G}{g}$ ve

eylemsizlik yarıçapı $i = R = \frac{D}{2}$ olmak üzere,

$$J_m = m.R^2 = m.\frac{D^2}{4} = \frac{G.D^2}{4.g}$$

olur. Böylece ivmelenme momenti için

$$M_B \cong \frac{G.D^2.n}{375.t_R} \quad (\text{daNm})$$

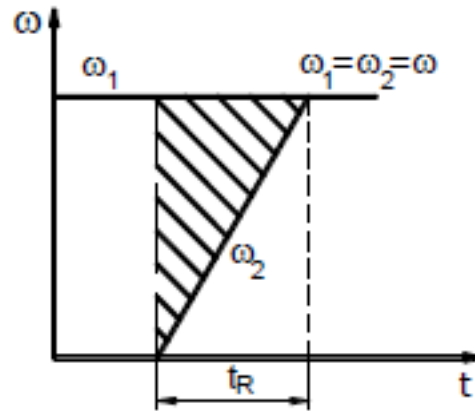
eşitliği bulunmuş olur.

Eşitlikte G -(daN) ağırlık, g -(m/s²) yerçekimi ivmesi, ω -(1/s) açısal hız, n -(d/d) kavramanın devir sayısı, t_R -(s) kavrama zamanı ve D -(m) silindirik kütlelenin çapı olarak alınmıştır.

21.2.2.3. Kavramadaki Enerji Kaybı ve Isınma

Kavramanın devreye girip-çıkması esnasında sürtünme yüzeylerinde meydana gelen ısınma öncelikle bir enerji kaybına sebep olur. Bundan başka yüzeylerde aşınmaya, form değişikliğine, ısıl gerilmeler nedeniyle çatlamalara, korozyona ve yağın okside olmasına sebebiyet verebilir.

Devreye girme esnasında döndüren mildeki az bir hız düşüşünü göz önüne almazsak kavrama zamanı yerine kayma zamanı alınabilir. Yani $t_s = t_R$ yazılabilir. Devreye girme süresince sarfedilen iş



Şekil 21.46

$$W_S = \int_0^{\theta_1} M_k d\theta_1 = M_k \cdot \int_0^{t_R} \frac{d\theta_1}{dt} dt$$

burada $(\theta_1) - t_R$ zamanı içinde katedilen açısal yol ise

$$\frac{d\theta_1}{dt} = \omega_1$$

olacaktır. O halde sarfedilen iş

$$W_S = M_k \cdot \omega_1 \cdot t_R$$

olur. Bu W_S işi, Şekil 21.46 da ω_1 doğrusu altında kalan ve t_R aralığındaki alana eşittir.

W_s işi, döndüren milin hızlandırılmasına sarfedilmiştir. Döndüren mil $\omega_2 = 0$ dan $\omega_2 = \omega_1 = \omega$ açısal hızına yükseldiğinden bu ω_2 doğrusu altında kalan alan bize faydalı işi verecektir. t_R zaman aralığında faydalı iş

$$\begin{aligned} W_f &= \int_0^{\theta_2} M_k d\theta_2 = M_k \cdot \int_0^{t_R} \frac{d\theta_2}{dt} dt \\ &= M_k \cdot \int_0^{t_R} \omega_2 dt \end{aligned}$$

olmaktadır. Döndürülen milin hızı herhangi bir t anında ω_2 iken t_R zaman sonra ω açısal hızına ulaşacaktır. O halde

$$\frac{t_R}{\omega} = \frac{t}{\omega_2}$$

orantısı yazılabilir. Buradan

$$\omega_2 = \omega \cdot \frac{t}{t_R}$$

eşitliği yukarıdaki integralde yerine yazılırsa faydalı iş olarak

$$W_f = M_k \cdot \int_0^{t_R} \omega \cdot \frac{t}{t_R} \cdot dt = \frac{1}{2} M_k \cdot \omega t_R$$

bulunur. Şekil 21.46'dan da görüldüğü gibi faydalı iş, sarfedilen işin yarısıdır. Çünkü $\omega_1 = \omega$ dir. Sürtünme sonucu ısı olarak açığa çıkan kayıp iş ise

$$W = W_S - W_f = \frac{1}{2} M_k \cdot \omega t_R$$

Kavrama saatte (z) defa devreye girerse meydana gelen sürtünme işi (kayıp iş)

$$W_h = M_k \cdot \frac{\omega}{2} t_R \cdot z \quad (\text{daNm/h})$$

Bu işin ısı değeri ($1 \text{ daNm} \cong 10 \text{ Joule}$ olduğuna göre)

$$Q_h = 10 \cdot W_h \quad (\text{J/h})$$

olmaktadır. Çevreden soğuma yoluyla kavramadan dışarı atılan ısı

$$Q_k = A_k \cdot \alpha_k \cdot (T_k - T_\varphi) \quad (\text{J/h})$$

eşitliğinden bulunabilir. Burada $A_k - (m^2)$ kavramanın soğuma yüzeyi alanı, $\alpha_k - (J/m^2 \cdot ^\circ C \cdot h)$ kavrama malzemesinin ısı iletkenlik katsayısı, $T_k - (^\circ C)$ kavrama sıcaklığı ve $T_\varphi - (^\circ C)$ ortam sıcaklığıdır. Kavramanın ısı bakımından dengede olabilmesi, yani çevreden soğuma ile kavramanın ısı dengesinin var olabilmesi için

$$Q_h = Q_k$$

olmalıdır. Ayrıca kavramanın sürtünme yüzeyinde oluşan ısı için

$$\frac{M_k \cdot \omega}{A} = p \cdot \mu \cdot v \quad \left(\frac{daN \cdot m/s}{cm^2} \right)$$

bağıntısının sonucu (10 ÷ 30) arasında ise kavrama ısı yönünden dengededir denir, yani kavrama kendi kendini soğutmaktadır. Burada $A - (cm^2)$ kavramanın sürtünme yüzeyi alanı, $p - (daN/cm^2)$ kavrama yüzey basıncı, $M_k - (daNm)$ kavramada sürtünme yoluyla taşınan moment (sınır durumunda $M_k = M_b$ dir), $\omega - (1/s)$ açısal hız, $\mu -$ sürtünme katsayısı ve $v - (m/s)$ kavramanın çevre hızıdır.

Eğer dışarıdan kavramayı zorunlu olarak soğutmak (ek soğutma) gerekiyorsa, hava ile soğutmada, Niemann'a göre

$$\alpha_k = 4,5 + 6 \cdot \sqrt[4]{v_L^3} \quad (J/m^2 \cdot ^\circ C \cdot h)$$

alınmalıdır. Burada $v_L - (m/s)$ hava hızıdır.

21.2.2.4. Sürtünme Katsayısı ve Kavrama Malzemeleri

Sürtünmeli kavramaların yük taşımada ve devreye girme stabilitesinde en büyük etken şüphesiz sürtünme katsayısıdır. Genel olarak bir kayma yüzeyi çiftinde sürtünme katsayısı; hıza (v), basınca (p), sıcaklığa (T) ve yağlama durumuna bağlı olarak değişir. Kuru sürtünme durumunda pratik sınırlardaki hız ve basınçlarda (sıcaklık sabit ise) sürtünme katsayısı değişmiyor varsayımı yapılabilir. Örneğin metal yüzey çiftlerinde (çelik/çelik, dökme demir/dökme demir, çelik/bronz çiftleri gibi) kuru sürtünmede belirli sıcaklık sınırına kadar sürtünme katsayısı sabit kalır. Ancak bu tür yüzey çiftlerinde genellikle yağlama yapılır. Bu durumda sürtünme katsayısı, bilhassa hız ve basınçla, büyük değişim gösterebilir. Genel olarak sürtünme katsayısı; hızla azalır, basınçla bir miktar artar. Ancak yüzeyler arasında tam bir sıvı filmi oluşmuşsa, sürtünme katsayısı basınçla da azalma kaydeder. Buna karşılık plastik esaslı sentetik sürtünme malzemelerinde sürtünme katsayısı, özellikle kuru sürtünme durumunda, kayma hızı ile bazen artma veya sabit kalma eğilimindedir. Sıcaklık etkisinde bu malzemelerdeki sürtünme katsayısı düşüşü, metal malzemelere nazaran daha fazladır.

Kavramalarda kullanılan ve sürtünme malzemeleri olarak bilinen malzemelerden beklenen özellikler:

1. Yüksek ve düzgün bir sürtünme katsayısına sahip olması,
2. Aşınmaya karşı dayanıklı olması,
3. Yüksek sıcaklıklarda özelliklerini yitirmemesi,
4. Yağ ve benzeri maddelerden etkilenmemesi,

olarak sıralanabilir. Kavramalarda sürtünme yüzeyi malzemesi olarak metal ve metal olmayan malzemeler kullanılır. Çeşitli kavrama malzemeleri ve zellikleri Cetvel 21.1'de verilmiştir.

Yağlı alıan kavramalarda elik/elik ve elik/sinter bronz u çiftlerinde, yzeyele açılan kanalların Şekilleri sürtünmede önemli rol oynar. Çünkü yağ banyosu içinde çalışan bir kavramada yağ tabakasındaki bir kopma sürtünme momentinin aniden artmasına ve hızda ani değişikliklere sebep olur. Bunu önlemek için metal yzeyele, genişliği 0,63 ile 1,53 mm ve derinliği 0,2 ile 1 mm olan, radyal, eğik, eğik çarpaz ve spiral kanallar açılır. Bu kanallardan spiral tipte olan en uygun çalışmayı temin eder.



radyal



eğik



eğik çarpaz



spiral

Ayrıca ısı genleŐmenin etkilerini önlemek amacıyla, özellikle sinterlenmiş metal yzeyele, 4 mm' ye varan yarıklar açılarak lamellerde Şekil değişikliği (arpılma ve burkulmalar gibi) olmamasına dikkat edilmelidir.

a. Metal Yüzey Malzemeleri:

Bu malzeme çifti genellikle yağlı olarak çalışır. Yağlanmış yüzeylerdeki düşük sürtünme katsayısının etkisi emniyetli yüksek yüzey basınçları ile karşılanmaktadır. Küçük hız ve yüklerde ve çok fazla olmayan devreye girme sayılarında dökme demir/dökme demir; büyük yük ve hızlarda ve özellikle çok sürtünme yüzeyli lamelli kavramalarda çelik/çelik malzeme çiftlerinin kullanılması uygundur. Lameller sertleştirilmiş, taşlanmış ve çoğu kez parlatılmıştır. Sertlikleri 46 – 52 HRC arasındadır.

Son zamanlarda kullanılan diğer bir malzeme çifti çelik/sinter bronzudur. Çoğunlukla bronz malzeme, çelik lamellerden biri üzerine sinterlenmiştir. Kuru olarak da çalışabilirler. Kısa süreli çalışmalarda 500°C sıcaklık sınırına ulaşabilir. Metal yüzey malzemeleri için düşük yüzey basınçları uygundur. Yağlı ve kuru çalışma durumuna göre bu malzemelerin sürtünme katsayıları 0,03 ile 0,4 arasında değişir.

b. Metal Olmayan Yüzey Malzemeleri:

Bu malzemeler ekseriya kuru olarak çalışırlar. Özel durumlarda hafif yağlama yapılabilir. Bunların en geniş uygulama alanını dokunmuş veya preslenmiş sentetik esaslı yüzey malzemeleri teşkil eder. Bunlar metal malzemeler üzerine perçinleme veya yapıştırma yoluyla bağlanır.

Çetvel 21.1 Sürtünme çifti malzemeleri ve özellikleri

Sürtünme malzemesi çifti	μ Kayma sürtünme değerleri		T ($^{\circ}C$) En büyük sıcaklık	p_{em} (daN/cm^2) Emniyetli yüzey basıncı
	Kuru	Yağlı		
Dök.De./Çelik	0,15 - 0,25	0,03 - 0,06	260	8 - 14
Dök.De./Dök.De.	0,15 - 0,25	0,02 - 0,1	300	15 - 20
Sert.Çel./Sert.Çel.	-	0,05	260	5 - 20
Sinter Bz./Dök.De. veya Çelik	0,1 - 0,4	0,05 - 0,1	500	5 - 20
Sinter Bz./Krom kaplanmış sert. Çel	0,1 - 0,3	0,05 - 0,1	500	20
Dök.Bz/Dök.Demir veya Çelik	-	0,05	148	0,5 - 0,8
Had.Fosfor Bz./Dök.De. veya Çelik	-	0,03	260	10
Vulkanize Fiber/Dök.De. veya Çelik	0,3 - 0,5	-	90	0,7 - 0,3
Karbon Grafit/Dök.De. veya Çelik	0,25	0,05 - 0,1	370	20
Fenolik plastik /Dök.De.veya Çelik	0,25	0,10 - 0,15	148	7
Kösele/Dök.Demir veya Çelik	0,3 - 0,6	0,12 - 0,15	100	0,7 - 0,3
Odun/Dök.Demir veya Çelik	0,2 - 0,35	0,16	150	4 - 6
Mantar /Dökme De. veya Çelik	0,3 - 0,5	0,15 - 0,25	93	0,5 - 0,9

Metal olmayan yüzey malzemelerinde 0,2 ile 0,6 arasında bir sürtünme değerine ulaşılmakta ancak yağlı çalışan türlerindeki sürtünme katsayısı 0,05 ile 0,16 arasında değişmektedir. Bu kavrama malzemelerinde düşük yük ve düşük sıcaklık sınırları uygulanmalıdır.

21.2.3.2. Emniyet Kavramaları

Kullanılmakta olan emniyet kavramaları daha çok bir moment sınırlayıcı görevini yaparlar. Prensip olarak; daha evvel incelemiş olduğumuz sürtünmeli kavramalar, özellikle ilk hareket kavramalarının hemen hepsi emniyet kavraması görevini yapar. Kayma momenti kavrama momentini 1,2 – 1,5 (kayma momenti oranı) arasında aşarsa endüksiyon, hidrolik ve hatta manyetik tozlu kavramalar; 1,4 – 1,7 arasında aşarsa bazı santrifüj kavramalar bu iş için kullanılabilir.

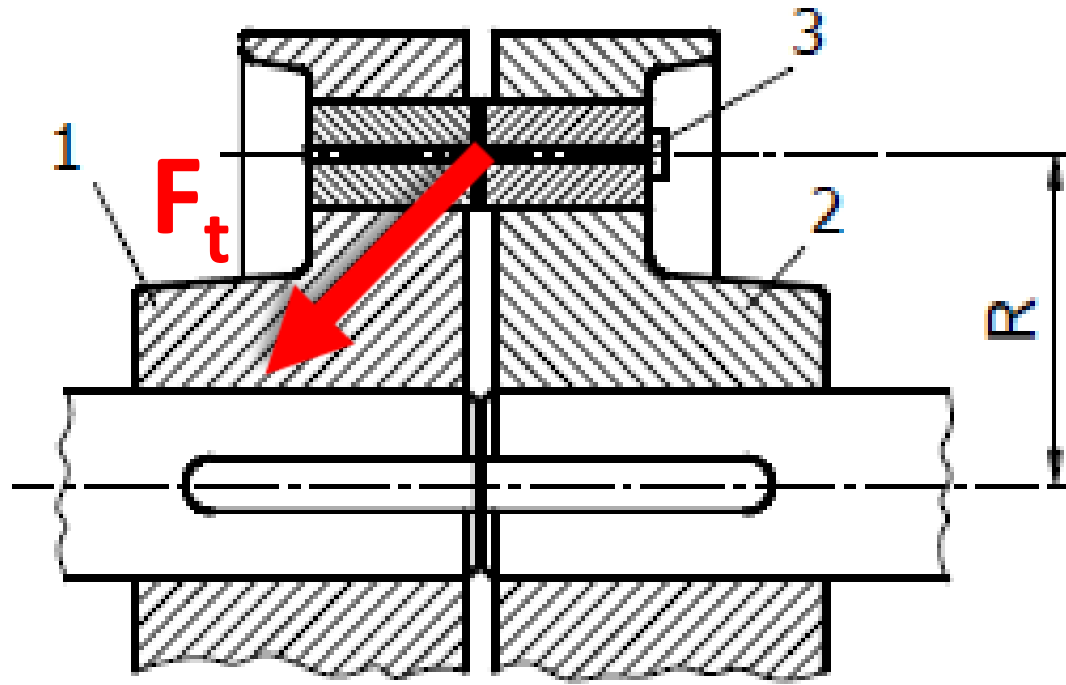
a. Pimli Emniyet Kavraması:

En basit emniyet kavramasıdır. Kavrama disklerini (1,2) birbirine bağlayan pimler (3) belirli bir üst momentte kesilecek şekilde boyutlandırılmıştır (Şekil 21.65). Pim sayısı z , her pimin kesilme kesiti A ve malzemenin kesilme gerilmesi τ_k olarak tanımlanırsa kavrama ile iletilebilecek sınır moment değeri

$$M_k = \tau_k \cdot \pi \cdot \frac{d^2}{4} \cdot z \cdot R$$

olur. Burada $\tau_k = 0,5 \cdot \sigma_k$ (en çok kullanılan pim malzemesi Fe 37 çeliğidir), d - pimin çapı ve R - pim merkez dairesi yarıçapıdır.

Bu kavramalarda en önemli husus, sınır momenti büyüklüğünün çok iyi tesbit edilmesidir. Özellikle titreşimli ve değişken zorlanmalarda sınır momenti belirlemek çok güç olmaktadır. Momentin çok küçük seçilmesi halinde işi aksatan sık kırılmalar olabileceği gibi büyük seçilmesi halinde ise sistemde bazı parçaların kırılmalarına yol açılabilir.



Şekil 21.65 Pimli emniyet kavraması

b. Ayarlanabilen Sürtünmeli Kavramalar:

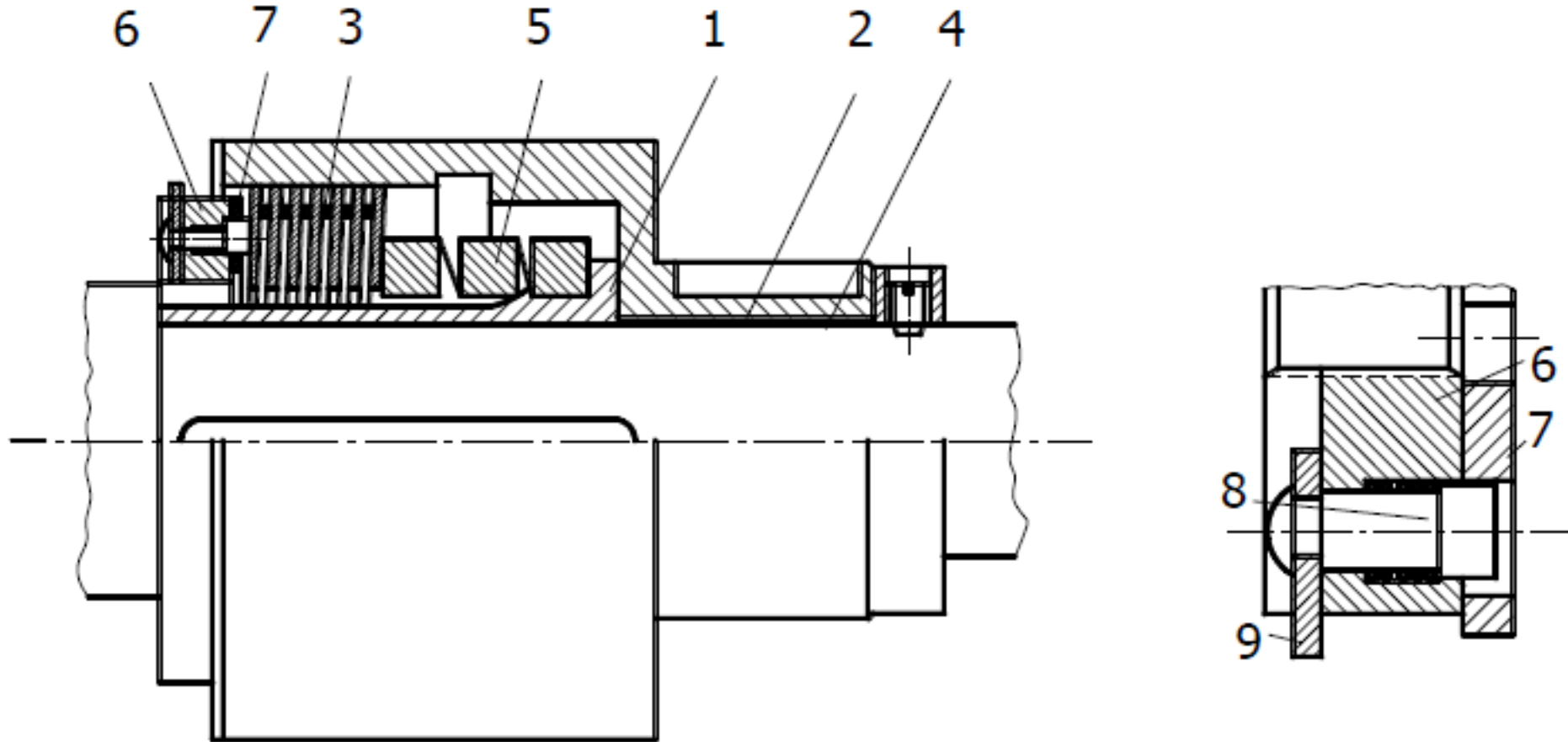
Bilindiği üzere sürtünmeli kavramaların ilettiği moment

$$M_k = \mu \cdot F_e \cdot J_m \cdot z$$

şeklindedir. Sürtünme momenti meydana getiren normal kuvvet sabit bir değerde $(F_e)_{st}$ tutulabilirse, kavramanın ileteceği moment

$$M_k = \mu \cdot (F_e)_{st} \cdot J_m \cdot z$$

olur. Yani $M_k \geq M_{kz}$ olması durumunda sürtünme yüzeyleri arasında bir kayma meydana gelir ve moment iletilmez. Bu prensibe göre tasarlanan bir lamelli kavrama Şekil 21.67'deki gibidir. Kavramada, basma kuvvetini meydana getiren kare kesitli büyük helisel yayın (5) stroku bir ayar somunu (6) ile ayarlanabilir. Çevredeki yayların tamamı bir tek somun ile ayarlandığından basma kuvveti çevre boyunca eşittir.



22. KAVRAMA PROBLEMLERİ

Problem 22.2

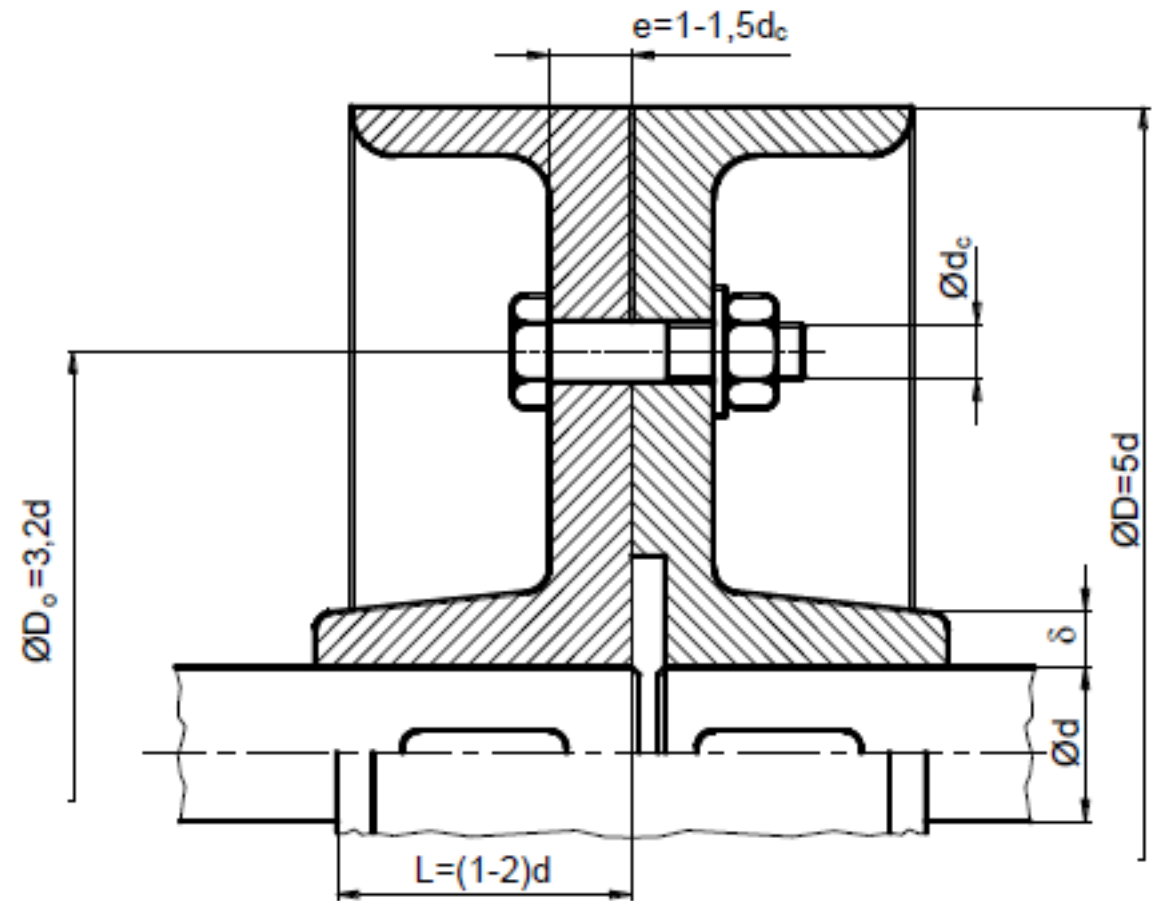
$k.P/n = 0,5$ olan bir flenşli kavramayı boyutlandırınız. Mil malzemesi $Fe42$ ($\tau_{em} = 1,25 \text{ daN/mm}^2$), flenş malzemesi $DDL-25$ ($p_{em} = 5,5 \text{ daN/mm}^2$), civata malzemesi 4.6 kalitesinde ($\sigma_{em} = 5 \text{ daN/mm}^2$ ve $\tau_{em} = 4 \text{ daN/mm}^2$), civata sayısı $z=8$ ve sürtünme katsayısı $\mu=0,25$ olarak verilmiştir.

Çözüm 22.2

a) Mil çapı hesabı

Kavrama momenti

$$M_k = k.M_b = 71620 \cdot \frac{P}{n} \cdot k = 71620 \cdot 0,5 = 35810 \text{ daNcm}$$



Buradan

$$d = \sqrt[3]{\frac{16.M_k}{\pi.\tau_{em}}} = \sqrt[3]{\frac{16.35810}{\pi.125}} = 11,34 \text{ cm}$$

Standart mil çapı $d = 115 \text{ mm}$ alınır.

b) Flenş göbek kalınlığı

$$\delta = 0,35.d + 10(\text{mm}) = 0,35.115 + 10 = 50,25 \text{ mm}$$

Buradan $\delta = 50 \text{ mm}$ alınabilir.

c) Flenş göbek uzunluğu

$$L = (1 \div 2).d = 1,5.115 = 172,5 \text{ mm}$$

Böylece $L = 175 \text{ mm}$ alınır.

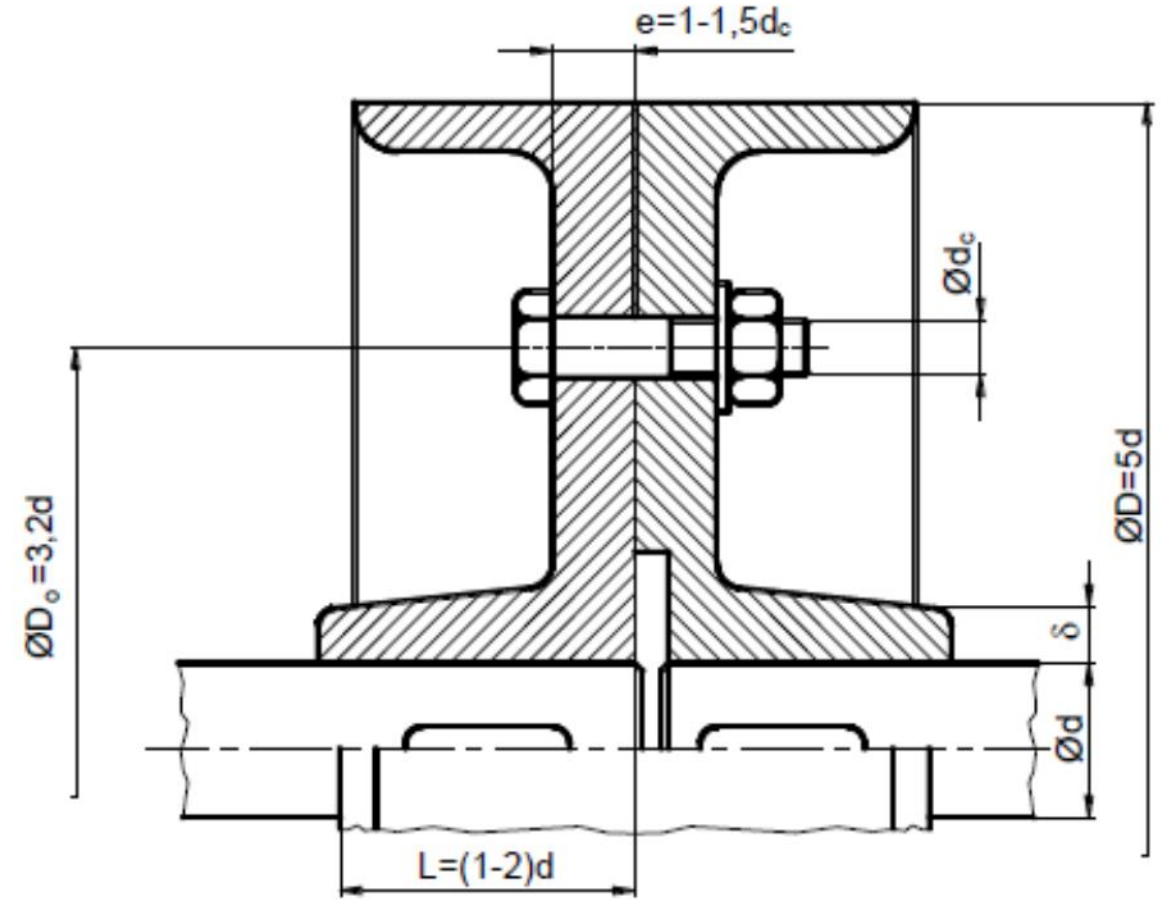
d) Flenş çapı

$$D = 5.d = 5.115 = 575 \text{ mm}$$

e) Temas yüzeyi ortalama çapı (cıvataların yerleştirildiği çap)

$$D_o = 3,2.d = 3,2.115 = 368 \text{ mm}$$

Buradan $D_o = 370 \text{ mm}$ alınır.



f) Civata hesabı

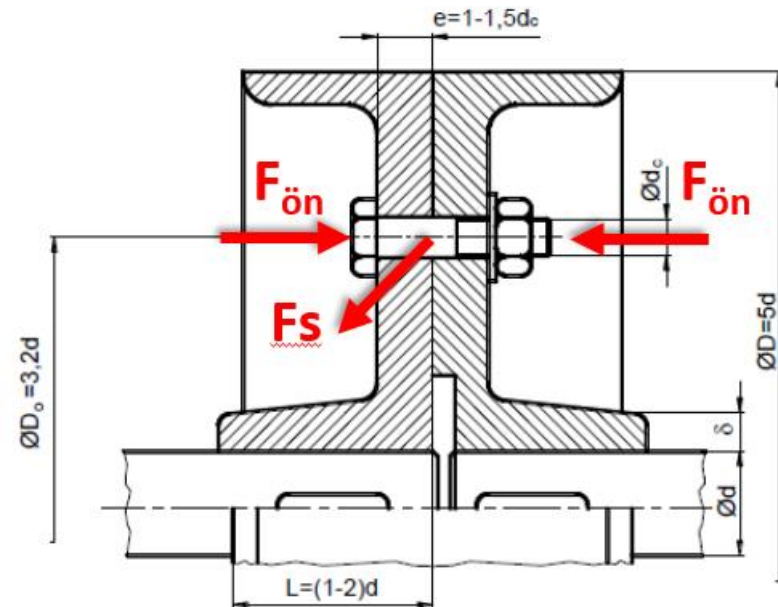
Kavrama momenti eşitliğinden

$$M_k = z \cdot \mu \cdot F_{\text{ön}} \cdot \frac{D_o}{2}$$

civatalara verilen ön gerilme

$$F_{\text{ön}} = \frac{2 \cdot M_k}{z \cdot \mu \cdot D_o} = \frac{2 \cdot 235810}{8 \cdot 0,25 \cdot 37} = 968 \text{ daN}$$

Civatalar bu ön gerilme kuvveti etkisinde çekme zorlanmasına maruz kalmaktadır.



$$\sigma_c = \frac{F_{\text{ön}}}{A_1} \leq \sigma_{\text{em}}$$

Buradan civatanın dış dibi kesiti

$$A_1 = \frac{F_{\text{ön}}}{\sigma_{\text{em}}} = \frac{968}{500} = 1,936 \text{ cm}^2$$

Böylece $A_1 = 225 \text{ mm}^2$ için $M20$ vidası seçilir.

Civataların kesilmeye göre kontrolü

Kesme kuvveti (teğetsel kuvvet)

$$F_t = \frac{2 \cdot M_k}{D_o} = \frac{2 \cdot 235810}{37} = 1935,7 \text{ daN}$$

olduğuna göre kesme gerilmesi

$$\tau_k = \frac{F_t}{z \cdot A_c} \leq \tau_{\text{em}}$$

eşitliğinden civatanın kesilmeye çalışılan kesiti

$$A_c = \frac{F_t}{z \cdot \tau_{em}} = \frac{1935,7}{8.400} = 0,605 \text{ cm}^2$$

Cıvatanın kesilme yerindeki çapı

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot A_c}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,605}{\pi}} = 0,8776 \text{ cm}$$

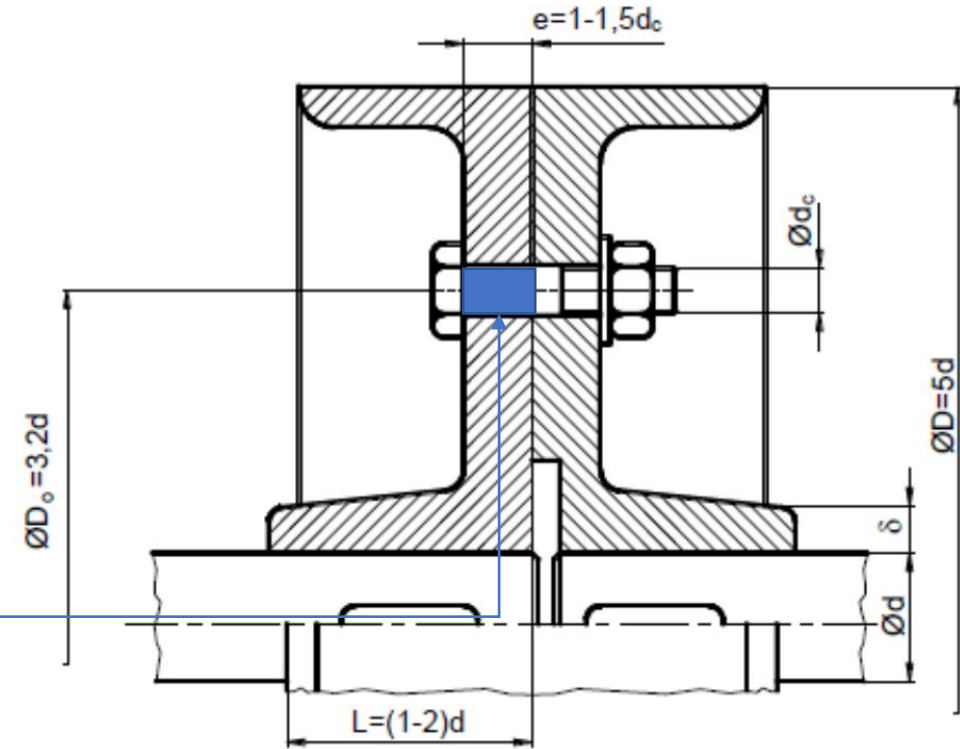
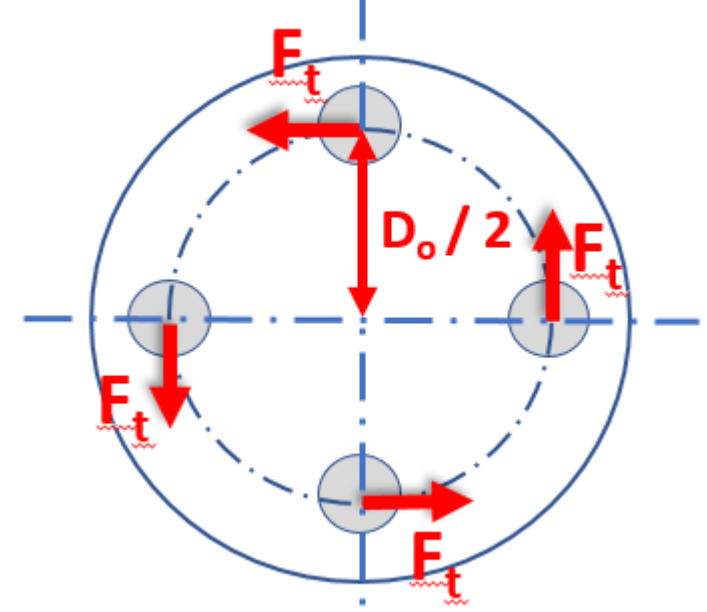
Görüldüğü gibi kesilme için emniyetli çap $d_c \cong 9 \text{ mm}$ olmakla beraber kullanılan M20 vidası için bu çap da en az $d = 20 \text{ mm}$ olmalıdır.

g) Flenşlerin aksenal kalınlıkları

$$e = 1,5 \cdot d_c = 1,5 \cdot 20 = 30 \text{ mm}$$

h) Flenşlerin ezilmeye göre kontrolü

$$p_e = \frac{F_t}{z \cdot d_c \cdot e} \leq p_{em}$$



$$p_{\epsilon} = \frac{1935,7}{8.2.3} = 40,3 \text{ daN / cm}^2$$

Buna göre $p_{\epsilon} = 40,3 \text{ daN / cm}^2 < p_{\epsilon m} = 550 \text{ daN / cm}^2$ olup uygundur.

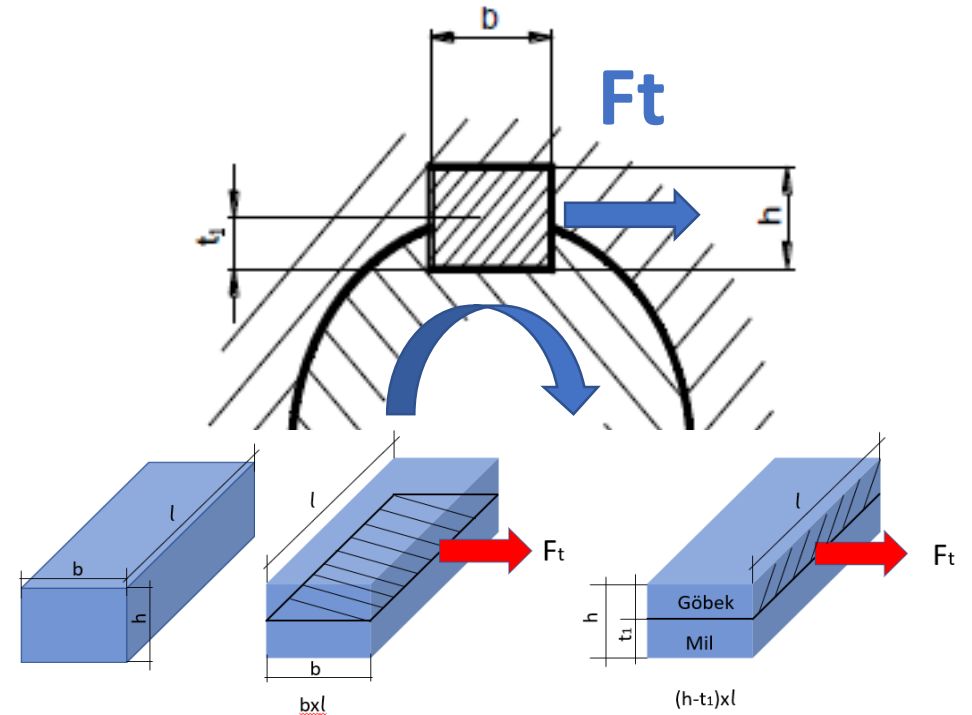
ı) Kama hesabı

$d=115 \text{ mm}$ mil çapı için, yuvalı kama $b \times h = 32 \times 18 \text{ mm} \times \text{mm}$ ve $t_1 = 11,1 \text{ mm}$ değerleri okunur (Bak.Cilt I, Cetvel 15.3).

Mildeki teğetsel kuvvet

$$F_t = \frac{2.M_k}{d} = \frac{2.35810}{11,5} = 6228 \text{ daN}$$

Kamanın kesilmesine göre uzunluğu:
Kama malzemesi olarak Fe
60 seçilirse $\tau_{\epsilon m} = 300 \text{ daN / cm}^2$
alınabilir. Böylece kama uzunluğu

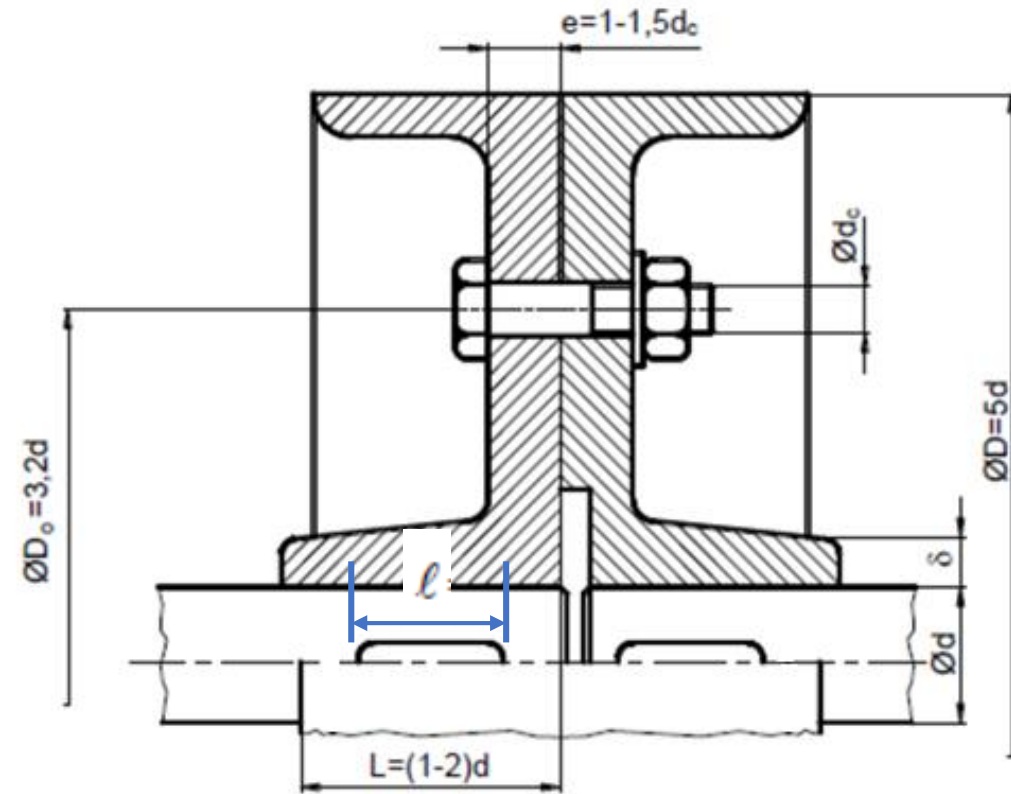


$$l \geq \frac{F_t}{b \cdot \tau_{em}} = \frac{6228}{3,2 \cdot 300} = 6,5 \text{ cm}$$

Flenş göbeğinin ezilmesine göre kama uzunluğu:

$$l \geq \frac{F_t}{(h - t_1) \cdot p_{em}} = \frac{6228}{(1,8 - 1,1) \cdot 550} = 16,41 \text{ cm}$$

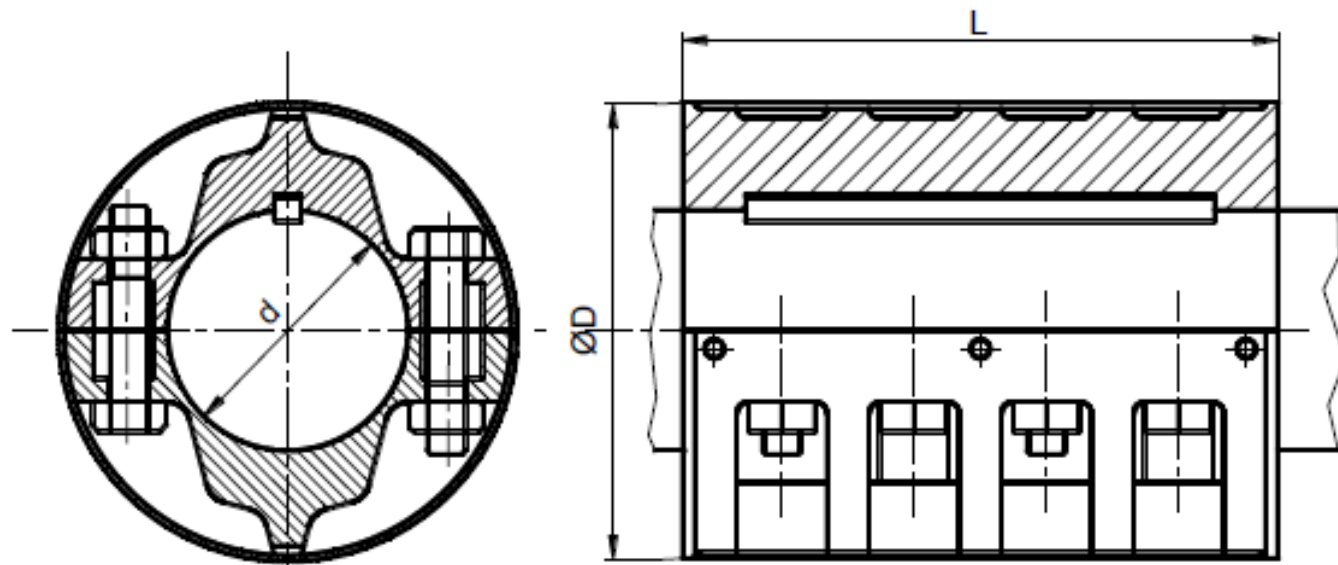
Böylece kama uzunluğu olarak $l = 165 \text{ mm}$ seçilmesi uygundur. Çünkü flenş göbek uzunluğu $L = 175 \text{ mm} > l = 165 \text{ mm}$ olmalıdır.



Problem 22.3

İki milin bağlantısı, 4.6 kalitesinde 8 adet civata kullanılarak, toplam uzunluğu 160 mm olan bir zarflı kavrama ile yapılmıştır. Civatalara uygulanan ön gerilme kuvveti 1250 daN olup çapı 50 mm olan milin dönme sayısı 1000 d/d dir. Mil ile kavrama zarfı ve vida ile somun dişleri arasındaki sürtünme katsayısı $\mu = 0,15$ alınabileceğine göre;

- Mil ile kavrama zarfı arasındaki ortalama basınç ne kadardır? (Yüzeyler arasında düzgün bir basınç yayılımı olduğu kabul edilecektir).
- Kavramanın 1,5 misli emniyetle iletebileceği güç ne kadardır?
- Civataları seçiniz.
- Gereken ön gerilmeyi temin için somuna uygulanması gereken moment ne olmalıdır?



Çözüm 22.3

a) Kavrama zarfı ile mil yüzeyi arasındaki normal kuvvet

$$z.F_{on} = p.d.l$$

Burada $l = L/2 = 160/2 = 80 \text{ mm}$, $z = 8/2 = 4$ ve diğer bilinenlerle ortalama basınç

$$p = \frac{z.F_{on}}{d.l} = \frac{4.1250}{5.8} = 125 \text{ daN/cm}^2$$

b) Kavrama momenti

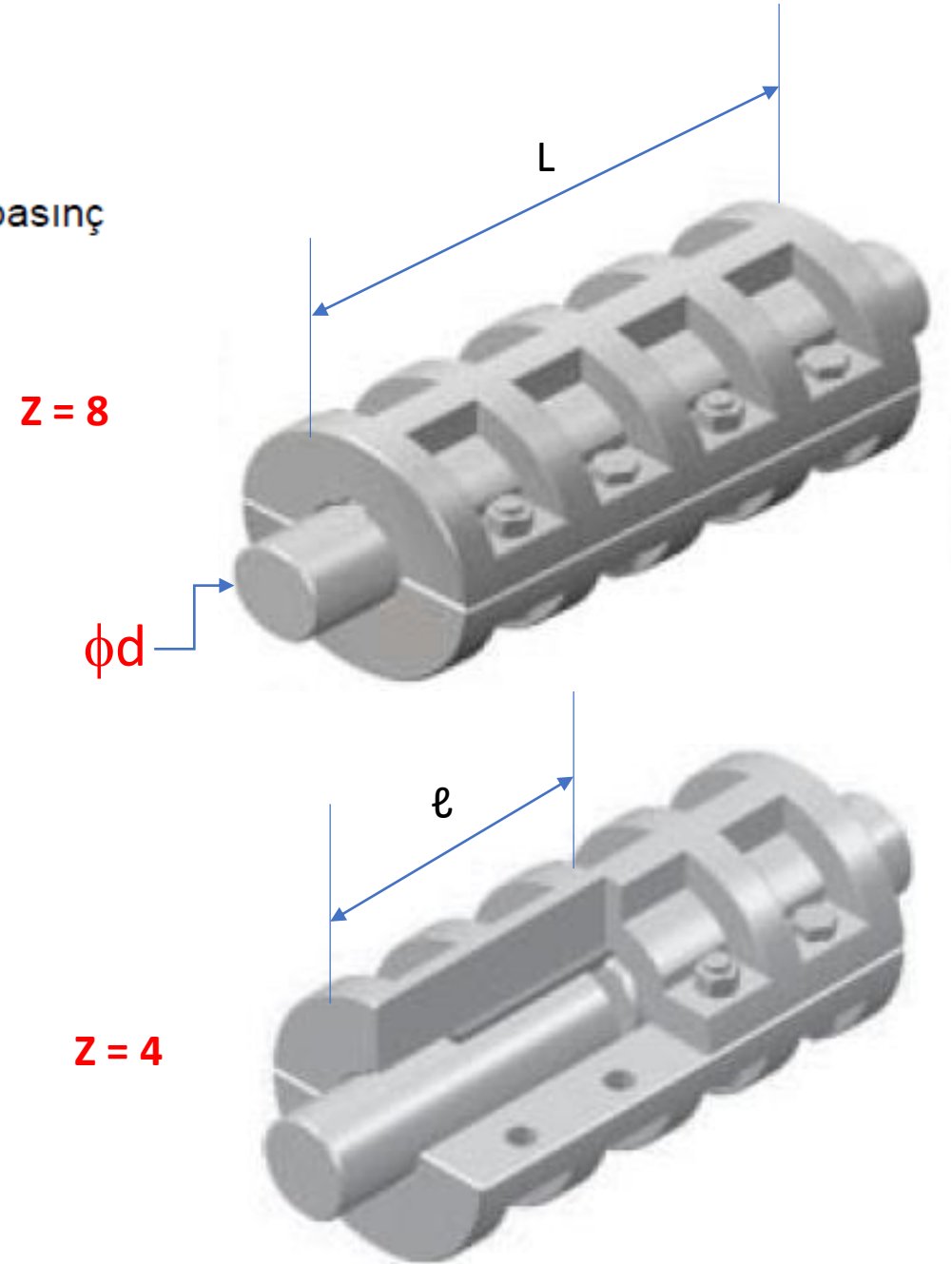
$$M_k = \frac{\mu.p.d^2.l}{2} = \frac{0,15.125.8.5^2}{2} = 1875 \text{ daNcm}$$

Bu moment $k = 1,5$ misli emniyetle iletileceğine göre gerçek moment

$$M_b = \frac{M_k}{k} = \frac{1875}{1,5} = 1250 \text{ daNcm}$$

ve buradan iletilen güç

$$P = \frac{n.M_b}{71620} = \frac{1000.1250}{71620} = 17,45 \text{ BG}$$



c) Cıvata hesabı

4.6 kalitesi için $\sigma_{Ak} = 24 \text{ daN/mm}^2$ olduğuna göre (Bak. Cilt I-Cetvel 13.9) ön gerilmeli sistemin değişken yük altında çalıştığı göz önüne alınırsa $\sigma_{em} = 500 \text{ daN/cm}^2$ alınabilir. Böylece cıvatadaki çekme gerilmesi

$$\sigma_{\zeta} = \frac{F_{\sigma n}}{A_1} \leq \sigma_{em}$$

eşitliğinden cıvatanın dış dibi kesiti

$$A_1 = \frac{F_{\sigma n}}{\sigma_{em}} = \frac{1250}{500} = 2,5 \text{ cm}^2$$

ve böylece cıvatanın dış dibi çapı

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot A_1}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,5}{\pi}} = 1,784 \text{ cm}$$

olur. O halde $d_1 = 20,319 \text{ mm}$ için M24 vidası seçilir.

d) Somunu sıkma momenti

$$M_s = F_{on} \left[\frac{d_2}{2} \cdot \tan(\alpha + \rho') + r_m \cdot \mu_o \right]$$

Burada M24 vidası için $d_2 = 22,051 \text{ mm}$ ve $h = 3 \text{ mm}$

$$\tan \alpha = \frac{h}{\pi \cdot d_2} = \frac{3}{\pi \cdot 22,051} = 0,0433$$

$$\tan \rho' = \frac{\mu}{\cos \beta / 2} = \frac{0,15}{\cos 30} = 0,1732$$

$$\tan(\alpha + \rho') \cong \tan \alpha + \tan \rho' = 0,0433 + 0,1732 = 0,2165$$

$$r_m = 0,7 \cdot d = 0,7 \cdot 24 = 16,8 \text{ mm} \quad \text{ve} \quad \mu = 0,15$$

değerleri ile

$$M_s = 1250 \cdot \left(\frac{22,051}{2} \cdot 0,2165 + 16,8 \cdot 0,15 \right) = 613,4 \text{ daNcm}$$

bulunur.

Problem 22.4

Eksenleri arasında $a=5 \text{ mm}$ açıklık bulunan iki paralel mil bir Oldham kavraması yardımıyla birleştirilmiştir. Ara diskin çapı $D=200 \text{ mm}$, genişliği $b=30 \text{ mm}$ ve malzemesi çeliktir ($\gamma=7,85 \text{ daN/dm}^3$). $\ell_1=175 \text{ mm}$ aralıklarla A ve B noktalarından yataklanan ve $n=750 \text{ d/d}$ ile dönen giriş milinin bu yataklarına sadece ara diskin hareketinden dolayı etkiyen en büyük kuvveti hesaplayınız. En yakın yatağın (B) ara disk orta düzlemine uzaklığı $\ell_2=125 \text{ mm}$ dir.

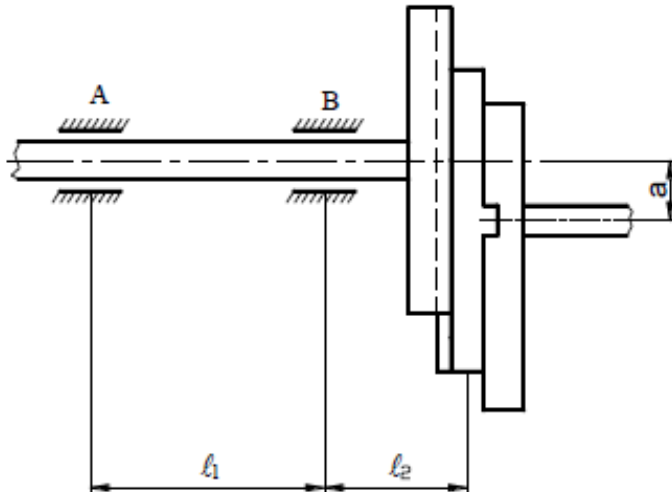
Çözüm 22.4

Ara diskin merkezinin çizdiği yörünge ve kuvvetler şekildeki gibidir.

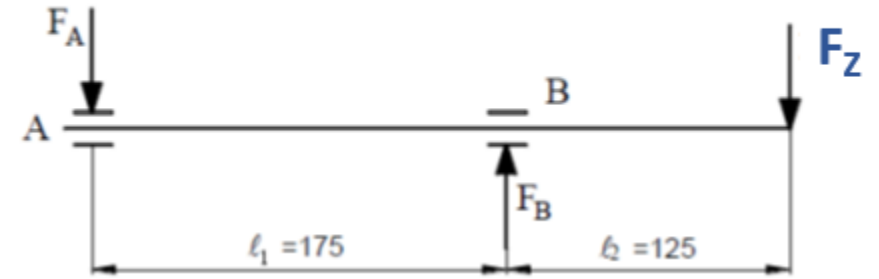
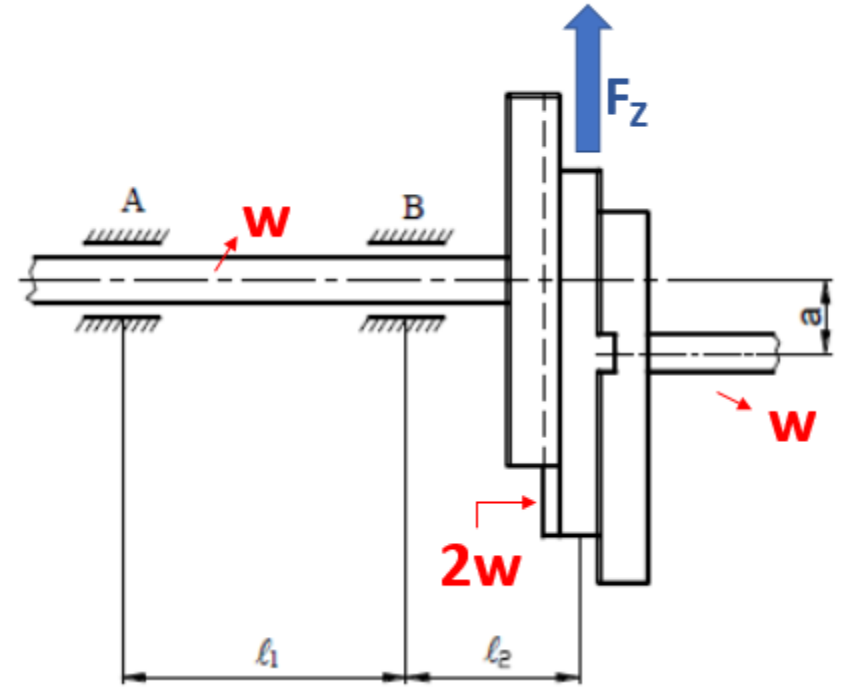
Giriş miline etkiyen radyal kuvvet

$$F_1 = F_z \cdot \sin \alpha$$

Eşitlikten de görüldüğü gibi kuvvetin en büyük değeri alabilmesi için $\sin \alpha=1$ ($\alpha = \pi/2$) olmalıdır. Bu durumda $F_1 = F_z$ olacaktır. Merkezkaç kuvvet



Yataklar dışında dengelenmemiş kuvvet



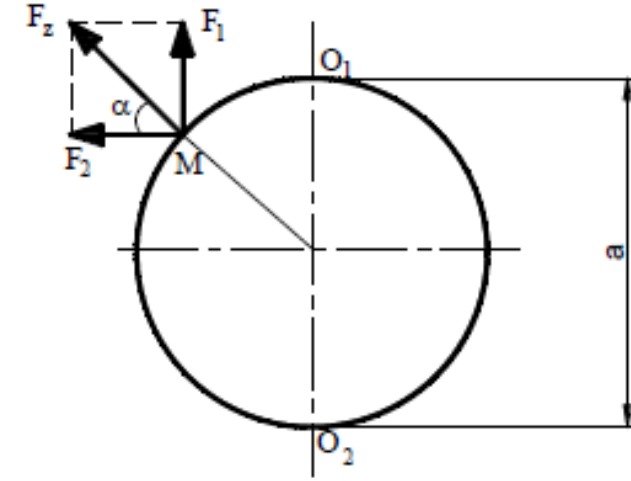
$$F_z = m.r.\omega_1^2$$

Burada kütle

$$m = \frac{W}{g} = \frac{\pi.D^2.b.\gamma}{4.g} = \frac{\pi.(0,2)^2.0,03.7,8.10^3}{4.9,81} = 0,75 \text{ daNs}^2 / m$$

Açısal hız

$$\omega_1 = (2.\omega) = 2.\frac{\pi.n}{30} = 2.\frac{\pi.750}{30} = 157 \text{ 1/s}$$



Eksantriklik yarı çapı

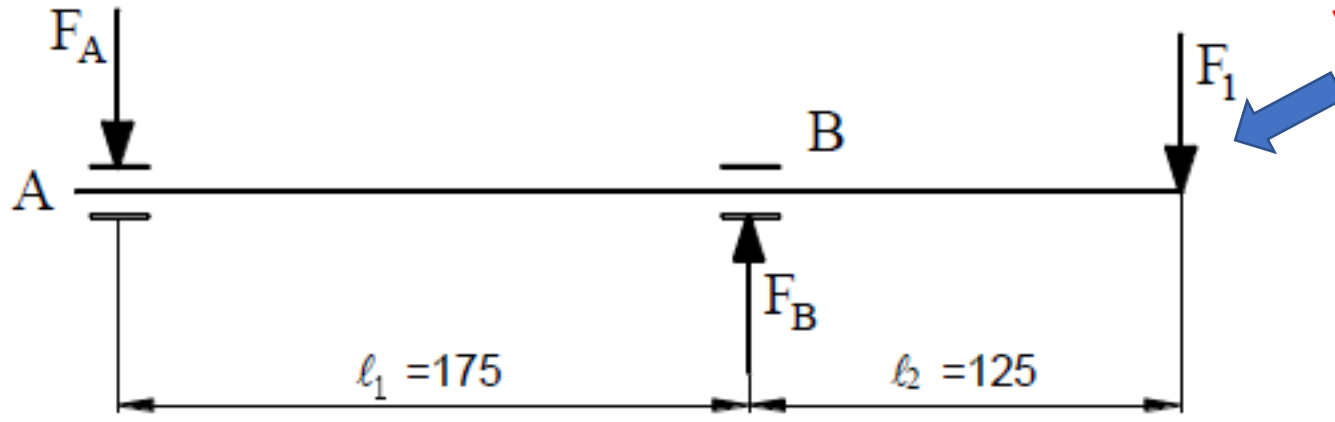
$$r = a/2 = 2,5 \text{ mm} = 2,5.10^{-3} \text{ m}$$

olmak üzere kuvvet

Merkezkaç kuvvet



$$F_1 = F_2 = 0,75.2,5.10^{-3}.(157)^2 = 46,2 \text{ daN}$$



Yataklar dışında dengelenmemiş kuvvet

Moment alınarak

$$F_B = F_1 \cdot \frac{l_1 + l_2}{l_1} = 46,2 \cdot \frac{175 + 125}{175} = 79,2 \text{ daN}$$

Kuvvetler toplamı yapılarak

$$F_A = F_B - F_1 = 79,2 - 46,2 = 33 \text{ daN}$$

değerleri bulunur.

Problem 22.5

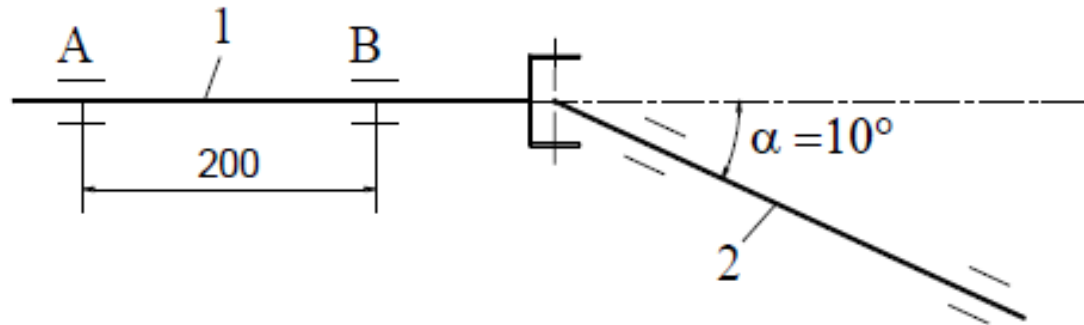
Bir kardan kavraması ile bağlanmış iki milden giriş milinin devir sayısı 900 d/d ve sabittir. Kavrama 10 BG güç iletmekte ve mil eksenleri arasındaki açı 10° olduğuna göre,

- Çıkış mili devir sayısının en büyük ve en küçük değerleri nelerdir? Bu mildeki düzgünlük ne kadardır?
- Çıkış milindeki döndürme momentinin en büyük ve en küçük değerleri nedir?
- Giriş mili, aralarında 200 mm olan iki noktadan yatakladığına göre, çıkış milindeki momentin en büyük değerinde bu yataklara gelen kuvvetleri hesaplayınız.

Çözüm 22.5

a) Çıkış milindeki devir sayıları

$$(n_2)_{\min} = n_1 \cdot \cos \alpha = 900 \cdot \cos 10^\circ = 886,3 \text{ d/d}$$



Şekil 22.5

$$(n_2)_{maks} = \frac{n_1}{\cos \alpha} = \frac{900}{\cos 10^\circ} = 913,9 \text{ d/d}$$

ve düzgünlük sayısı

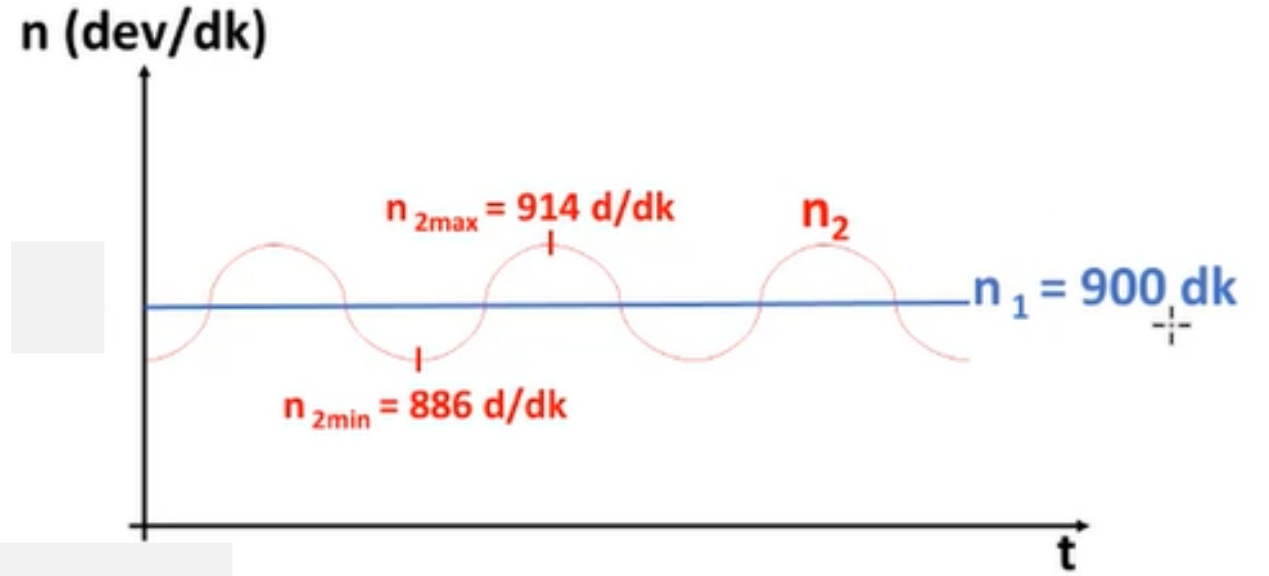
$$\delta = \frac{(n_2)_{maks} - (n_2)_{min}}{n_1} = \frac{913,9 - 886,3}{900} = 0,0307$$

b) Giriş milindeki döndürme momenti

$$M_b = M_1 = 71620 \cdot \frac{P}{n} = 71620 \cdot \frac{10}{900} = 795,8 \text{ daNcm}$$

Çıkış mili momentleri

$$(M_2)_{min} = M_1 \cos \alpha = 795,8 \cdot \cos 10^\circ = 783,7 \text{ daNcm}$$



Güç Eşitliği

$$M_1 \cdot \omega_1 = M_2 \cdot \omega_2$$



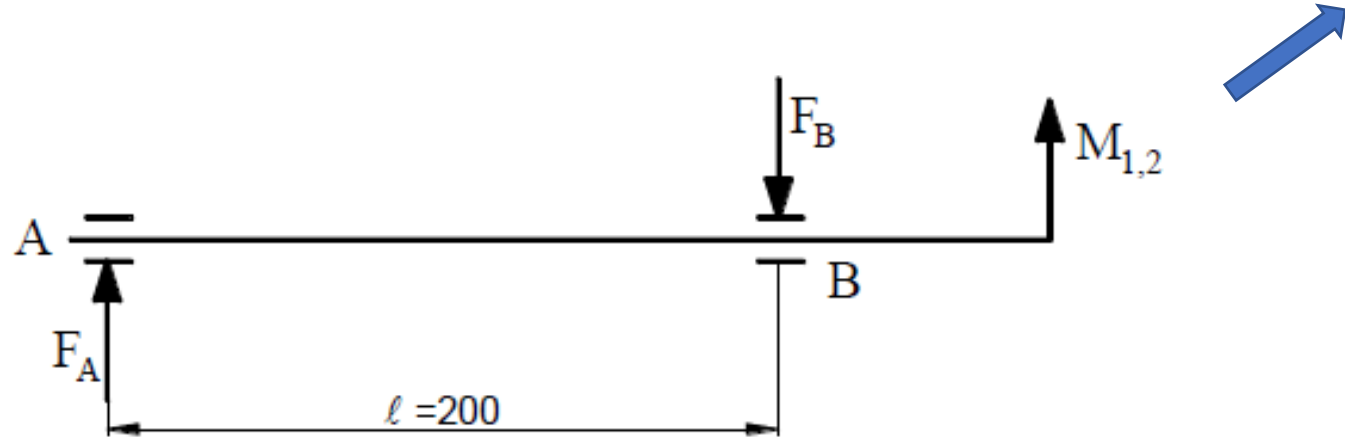
$$(M_2)_{maks} = \frac{M_1}{\cos \alpha} = \frac{795,8}{\cos 10} = 808 \text{ daNcm}$$

c) Yatak kuvvetleri

Çıkış milindeki en büyük döndürme momenti durumunda giriş mili

$$M_{1,2} = M_1 \cdot \tan \alpha = 795,8 \cdot \tan 10^\circ = 140,3 \text{ daNcm} \quad \longrightarrow \quad \text{Yataklar dışında dengelenmemiş moment}$$

değerindeki bir momentle eğilmeye zorlanır. Bu moment, giriş mili yataklarındaki kuvvet çifti ile karşılanır.



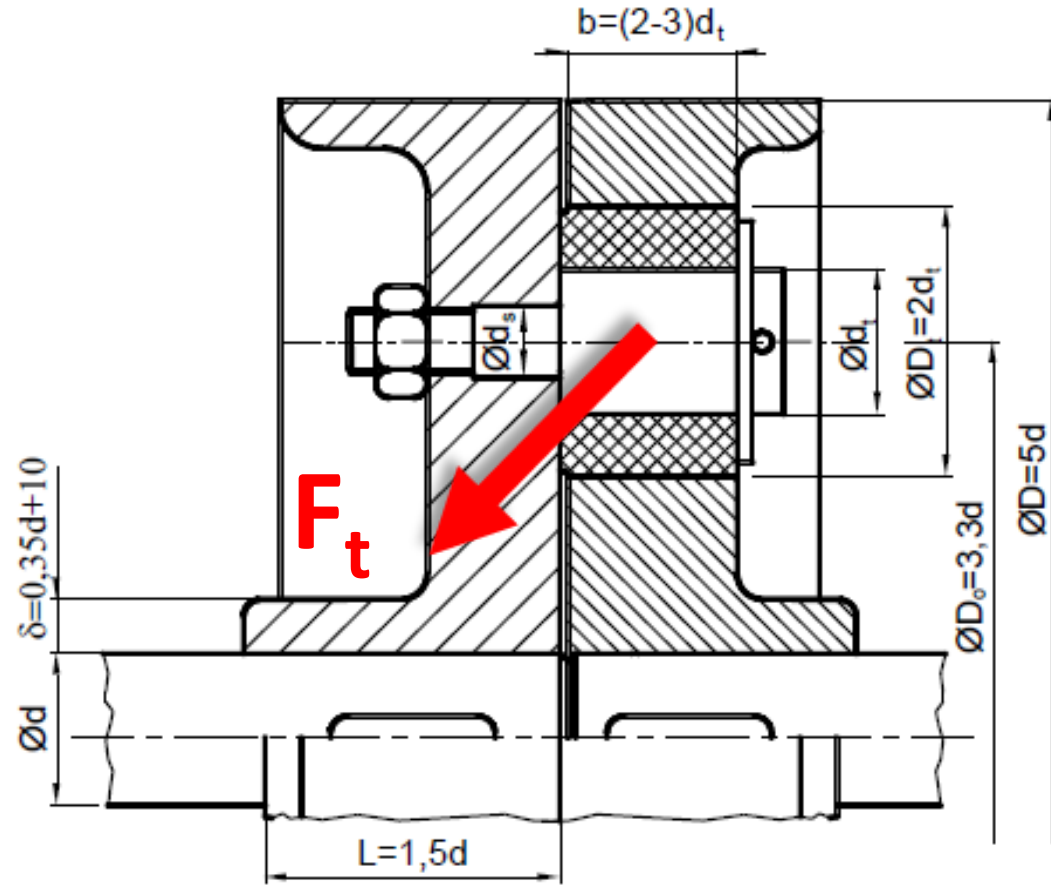
Burada

$$F_A = -F_B = \frac{M_{1,2}}{l} = \frac{140,3}{20} \cong 7 \text{ daN}$$

olmaktadır.

Problem 22.7

$n=1500 d / d'$ 'da $P=10 BG$ 'lük bir gücü 1,5 misli emniyetle taşıyabilecek olan bir elastik manşonlu kavramanın boyutlandırılması istenmektedir. Mil malzemesi $Fe50$, civata malzemesi $Fe42$ ($\sigma_{em} = 800 daN/cm^2$), elastik elemanın emniyetli yüzey ezilmesi $p_{em} = 10 daN/cm^2$ ve sistemde 4 adet elastik manşon bulunmaktadır.



Şekil 22.7

Çözüm 22.7

a) Fe50 mil malzemesi için mil çapı

$$d = 134,4,3 \sqrt{k \cdot \frac{P}{n}} = 134,4,3 \sqrt{1,5 \cdot \frac{10}{1500}} = 28,955 \text{ mm}$$

Böylece standart mil çapı $d=30 \text{ mm}$ olur.

b) Flenş göbek kalınlığı

$$\delta = 0,35 \cdot d + 10 \text{ (mm)} = 0,35 \cdot 30 + 10 = 20,5 \text{ mm}$$

Buradan $\delta = 20 \text{ mm}$ alınabilir.

c) Flenş göbek uzunluğu

$$L = 1,5 \cdot d = 1,5 \cdot 30 = 45 \text{ mm}$$

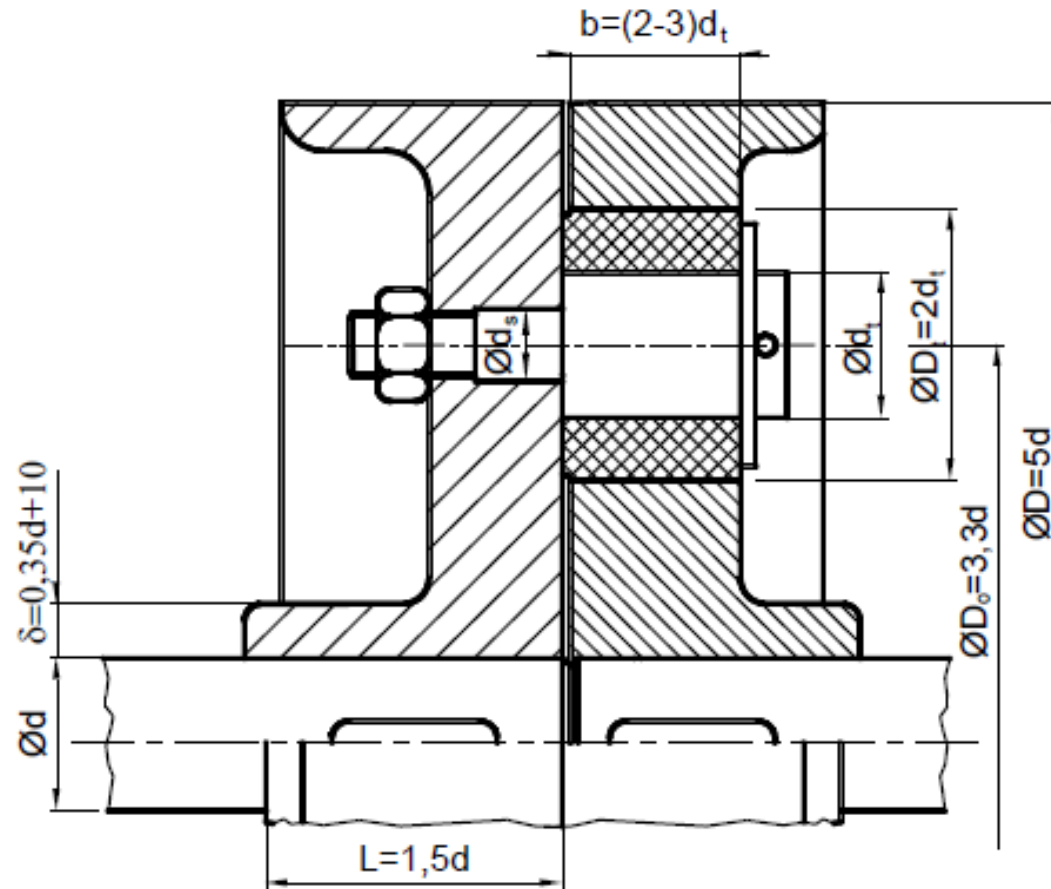
d) Flenş çapı

$$D = 5 \cdot d = 5 \cdot 30 = 150 \text{ mm}$$

e) Elastik manşonların yerleştirildiği çap

$$D_o = 3,3 \cdot d = 3,3 \cdot 30 = 99 \text{ mm}$$

Buradan $D_o = 100 \text{ mm}$ seçilebilir.



f) Elastik manşonların boyutları
Kavramadaki döndürme momenti

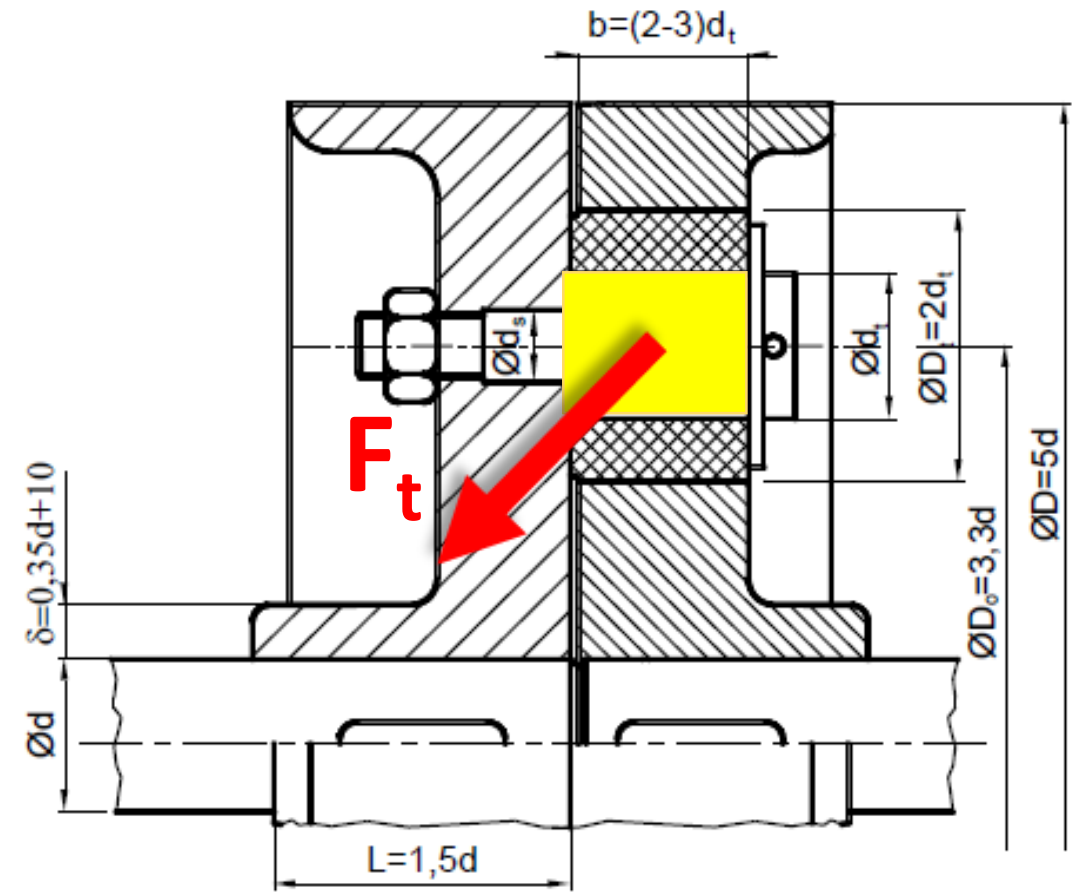
$$M_b = 71620 \cdot \frac{P}{n} = 71620 \cdot \frac{10}{1500} = 477,5 \text{ daNcm}$$

olduğuna göre elastik manşona etkiyen kuvvet

$$F_t = \frac{2 \cdot k \cdot M_b}{z \cdot D_o} = \frac{2 \cdot 1,5 \cdot 477,5}{4 \cdot 10} = 35,8 \text{ daN}$$

Elastik manşonun çapı $D_t = 2 \cdot d_t$ ve genişliği $b = (1 \div 1,5) \cdot L$
 $b = 2,5 \cdot d_t$ seçilerek,

$$p_{ez} = \frac{F_t}{b \cdot d_t} \leq p_{em}$$



yüzeysel ezilme eşitliğinden

$$d_t = \sqrt{\frac{F_t}{2,5 \cdot p_{em}}} = \sqrt{\frac{35,8}{2,5 \cdot 10}} = 1,196 \text{ cm}$$

Böylece elastik manşonun iç çapı $d_t = 12 \text{ mm}$, dış çap $D_t = 2 \cdot 12 = 24 \text{ mm}$, genişliği $b = 2,5 \cdot 12 = 30 \text{ mm}$ alınır.

g) Pernolardaki eğilme kontrol
Pernodaki eğilme gerilmesi

$$\sigma_e = \frac{F_t \cdot b / 2}{\pi / 32 \cdot (d_s)^3} \leq \sigma_{em}$$

eşitliğinden pernonun eğilme yerindeki çapı

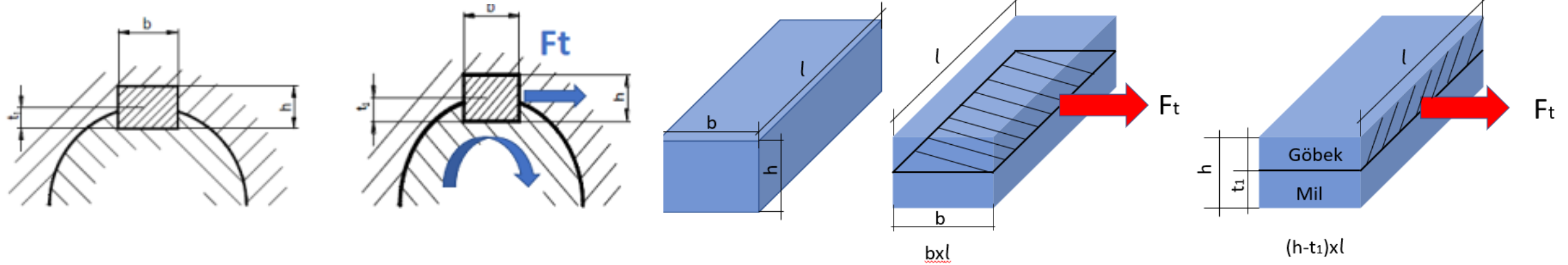
$$d_s = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot F_t \cdot b}{2 \cdot \pi \cdot \sigma_{em}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 35,8 \cdot 3}{2 \cdot \pi \cdot 800}} = 0,88 \text{ cm}$$

Buna göre pernonun bu kesitteki çapı en az $d_s = 10 \text{ mm}$ alınmalıdır.

h) Kama hesabı

Bağlantıda yuvalı kama kullanılmaktadır. $d=30 \text{ mm}$ mil çapı için ilgili cetvelden

$b \times h = 10 \times 8 \text{ mm} \times \text{mm}$ ve $t_1 = 4,7 \text{ mm}$ seçilir.



Fleş malzemesi için $DDL25$ ($p_{em} = 550 \text{ daN/cm}^2$) ve kama malzemesi için de $Fe60$ ($\tau_{em} = 300 \text{ daN/cm}^2$) varsayımını yapalım.

Mil çevresindeki teğetsel kuvvet

$$F'_t = \frac{2 \cdot k \cdot M_b}{d} = \frac{2 \cdot 1,5 \cdot 477,5}{3} = 477,5 \text{ daN}$$

Kamadaki kesilme gerilmesi eşitliğinden

$$\ell \geq \frac{F'_t}{b \cdot \tau_{em}} = \frac{477,5}{1 \cdot 300} = 1,591 \text{ cm}$$

ve göbeğin ezilmesi eşitliğinden

$$\ell \geq \frac{F'_t}{(h - t_1) \cdot p_{em}} = \frac{477,5}{(1 - 0,47) \cdot 550} = 1,638 \text{ cm}$$

Böylece kama uzunluğu olarak $\ell = 20 \text{ mm}$ olur. Ancak fleş göbek uzunluğu $L = 45 \text{ mm}$ için bu boy uygun bir çalışmaya cevap vermez. Bu nedenle uyumlu bir çalışma için kama uzunluğunun en az $\ell = 40 \text{ mm}$ seçilmesi gerekmektedir.

Problem 22.14

Bir lamelli kavramada iç lamel sayısı 9 , iç lamellerin dış yarı çapı 120 mm ; dış lamel sayısı 8 , dış lamellerin iç yarıçapı 80 mm , sürtünme katsayısı $\mu=0,08$ ve yüzey basıncı $p=5 \text{ daN/cm}^2$ olduğuna göre;

- Kavramanın 1000 d/d da iletebileceği en büyük gücü hesaplayınız.
- Kavramayı kapamak için gereken aksenal kuvvet ne kadardır?

Çözüm 22.14

a) Kavrama momenti

$$M_k = \frac{2}{3} \cdot \pi \cdot p \cdot \mu \cdot z \cdot (r_d^3 - r_i^3)$$

Burada kavramanın sürtünme yüzeyi sayısı $z=2 \cdot n_d=16$ olduğuna göre

$$M_k = \frac{2}{3} \cdot \pi \cdot 5 \cdot 0,08 \cdot 16 \cdot (12^3 - 8^3) = 16299,4 \text{ daNcm}$$

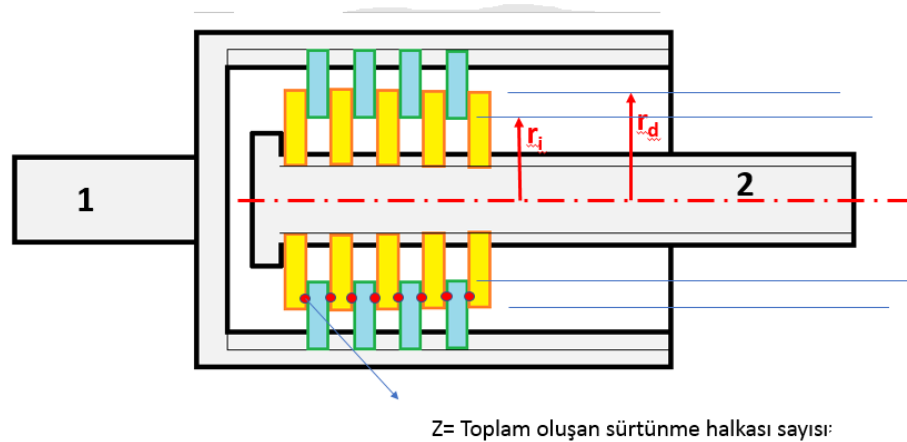
Diğer taraftan, en büyük moment değeri için $k=1$ olacağından, iletilen moment kavrama momentine eşit olacaktır. Bu nedenle

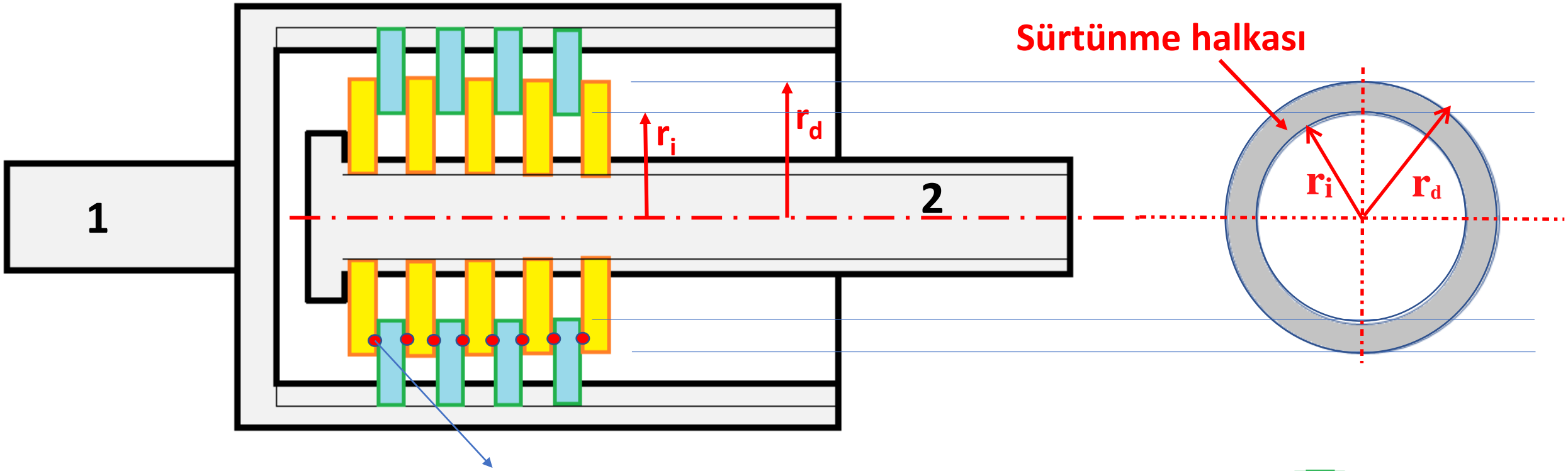
$$M_b = \frac{M_k}{k} = 71620 \frac{P}{n}$$

eşitliğinden iletilecek güç

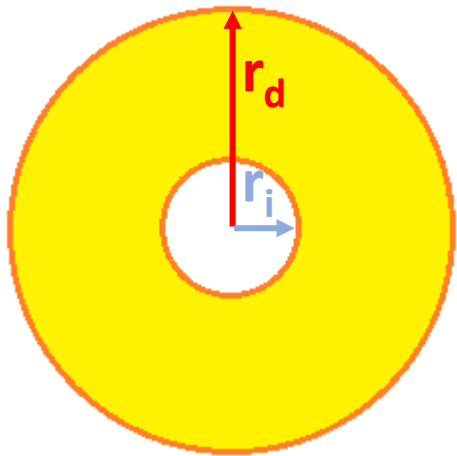
$$P = \frac{n \cdot M_b}{71620} = \frac{1000 \cdot 16299,4}{71620} = 227,6 \text{ BG}$$

olur.

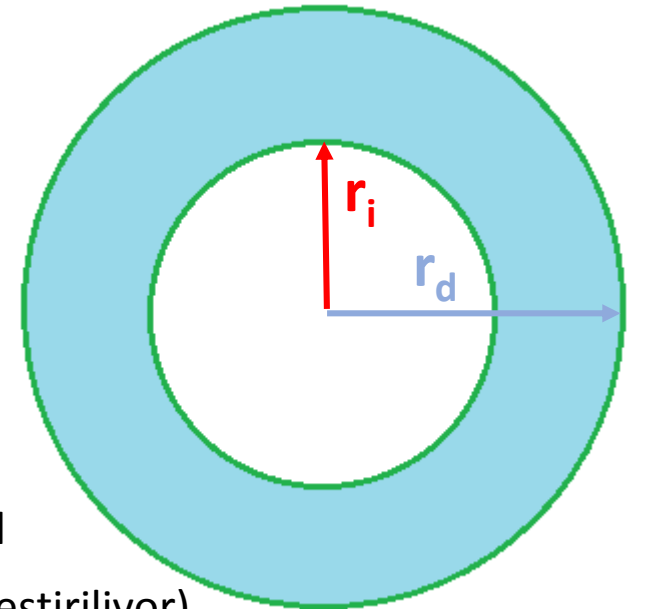




Z= Toplam oluşan sürtünme halkası sayısı= 8



İç lamel
(2 nolu mile yerleştiriliyor)



dış lamel
(1 nolu flenşe yerleştiriliyor)

b) Yüzey basıncı

$$p = \frac{F_e}{\pi \cdot (r_d^2 - r_i^2)}$$

eşitliğinden aksenal kapama kuvveti

$$F_e = \pi \cdot (r_d^2 - r_i^2) \cdot p = \pi \cdot (12^2 - 8^2) \cdot 5 = 1256,6 \text{ daN}$$

bulunur.

Problem 22.16

Tek konili sürtünmeli bir kavrama 1250 d/d da 37,5 BG g iletmektedir. Sürtünme konik yüzeyinin en büyük çapı 35 cm, koni açısı 16°, konik yüzeyin genişliği 13 cm ve sürtünme katsayısı 0,2'dir. Buna göre:

- Moment iletimi için gerekli aksenal kapama kuvveti ne kadardır?
- Kavramayı devreye sokmak için gerekli aksenal kuvvet ne kadardır? (devreye girme, kavramanın her iki flenşi hareketsizken ve flenşlerden biri hareket halinde diğeri dururken ayrı ayrı incelenecektir.)
- Kavrama en büyük momentle yüklendiğinde temas yüzeylerindeki ortalama basıncı ne olmaktadır?

zm 22.16

a) Kavrama momenti

$$M_k = \frac{F_e}{\sin \alpha} \cdot \mu \cdot r_m$$

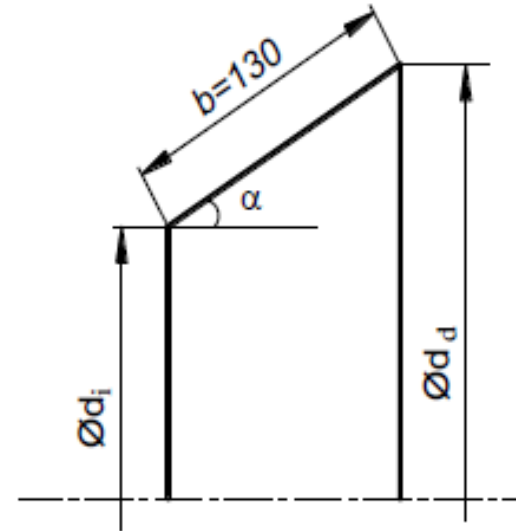
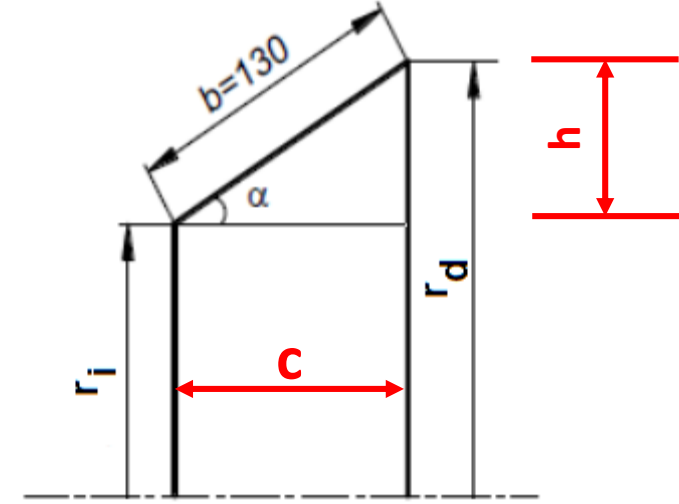
Burada en byk g iletimi iin $k=1$ alınırsa

$$M_k = M_b$$

olur. O halde

$$M_b = 71620 \cdot \frac{P}{n} = 71620 \cdot \frac{37,5}{1250} = 2148,6 \text{ daNm}$$

$$\alpha = 16/2 = 8^\circ$$



Konik iç çapı

$$d_i = d_a - 2.b.\sin\alpha = 35 - 2.13.\sin 8 = 31,38 \text{ cm}$$

Sürtünme yarıçapı

$$r_m = \frac{2}{3} \cdot \frac{r_d^3 - r_i^3}{r_d^2 - r_i^2} = \frac{2}{3} \cdot \frac{(17,5)^3 - (15,69)^3}{(17,5)^2 - (15,69)^2} = 16,61 \text{ cm}$$

Böylece aksenal kapama kuvveti

$$F_e = \frac{M_k \cdot \sin\alpha}{\mu r_m} = \frac{2148,6 \cdot \sin 8}{0,2 \cdot 16,61} = 90 \text{ daN}$$

Diğer bir çözüm:

Kavrama (sürtünme) momenti

$$M_k = F_s \cdot r_m$$

Buradan sürtünme kuvveti

$$F_s = \frac{M_k}{r_m} = \frac{2148,6}{16,61} = 129,35 \text{ daN}$$

Normal kuvvet

$$F_N = \frac{F_s}{\mu} = \frac{129,35}{0,2} = 646,75 \text{ daN}$$

Buradan aksenal kuvvet

$$F_e = F_N \cdot \sin\alpha = 646,75 \cdot \sin 8 = 90 \text{ daN}$$

b) Flenşlerin her ikisi de hareketsiz iken sürtünme kuvvetinin aksenal bileşeni de göz önüne alınacağından devreye girme kuvveti

$$F'_e = F_N \cdot (\sin\alpha + \mu \cdot \cos\alpha) = 646,75 \cdot (\sin 8^\circ + 0,2 \cdot \cos 8^\circ) = 218 \text{ daN}$$

Kavrama flenşlerinden biri hareket halinde iken devreye girme kuvveti.

$$F_e = F_N \cdot \sin\alpha = 646,75 \cdot \sin 8^\circ = 90 \text{ daN}$$

olmaktadır.

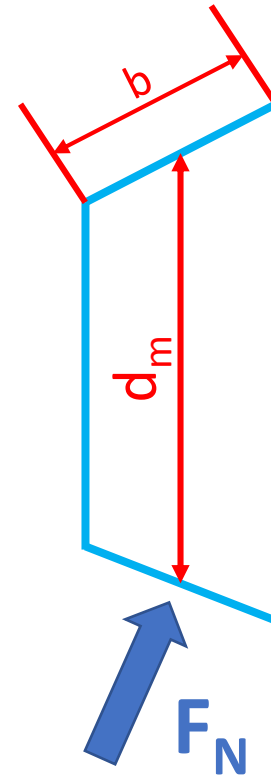
c) Temas yüzeyindeki normal kuvvet

$$F_N = \pi \cdot d_m \cdot b \cdot p$$

eşitliğinden ortalama yüzey basıncı

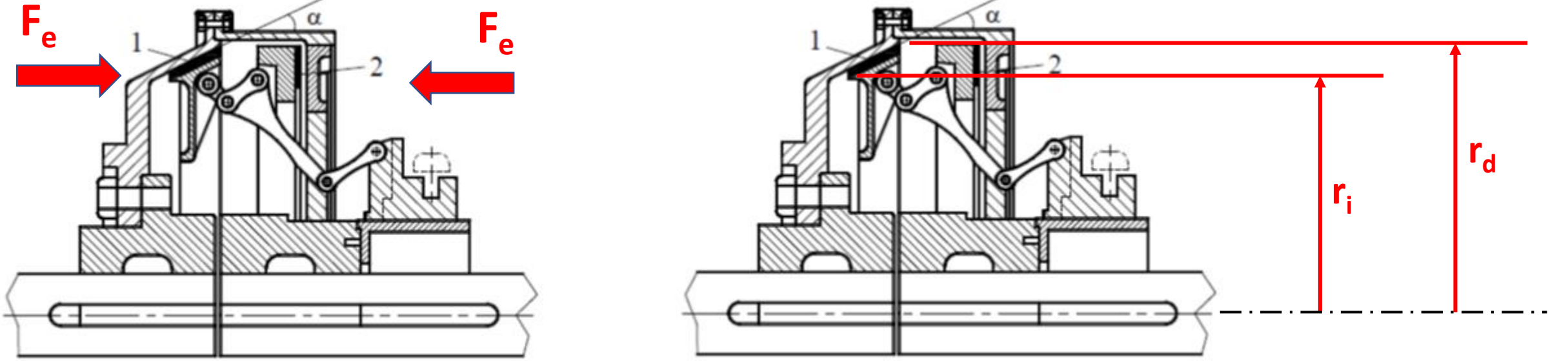
$$p = \frac{F_N}{\pi \cdot d_m \cdot b} = \frac{646,75}{\pi \cdot 33,22 \cdot 13} = 0,477 \text{ daN / cm}^2$$

olarak bulunur.



Problem 22.19

Biri düz diğeri konik iki sürtünme yüzeyine sahip çözülebilen bir kavramada konik ve düz sürtünme yüzeylerinin küçük çapları $d_i=125 \text{ mm}$, büyük çapları $d_d=175 \text{ mm}$ ve koni yarı açısı $\alpha=15^\circ$ 'dir. Aksenal kapama kuvveti $F_e=500 \text{ daN}$, yüzeyler arasındaki sürtünme katsayısı $\mu=0,2$ ve $n=1000 \text{ d/d}$ 'lık dönme durumunda bu kavrama ile taşınabilecek en büyük güç ne kadardır?



Şekil 22.19

Çözüm 22.19

Kavramanın taşıyabileceği moment

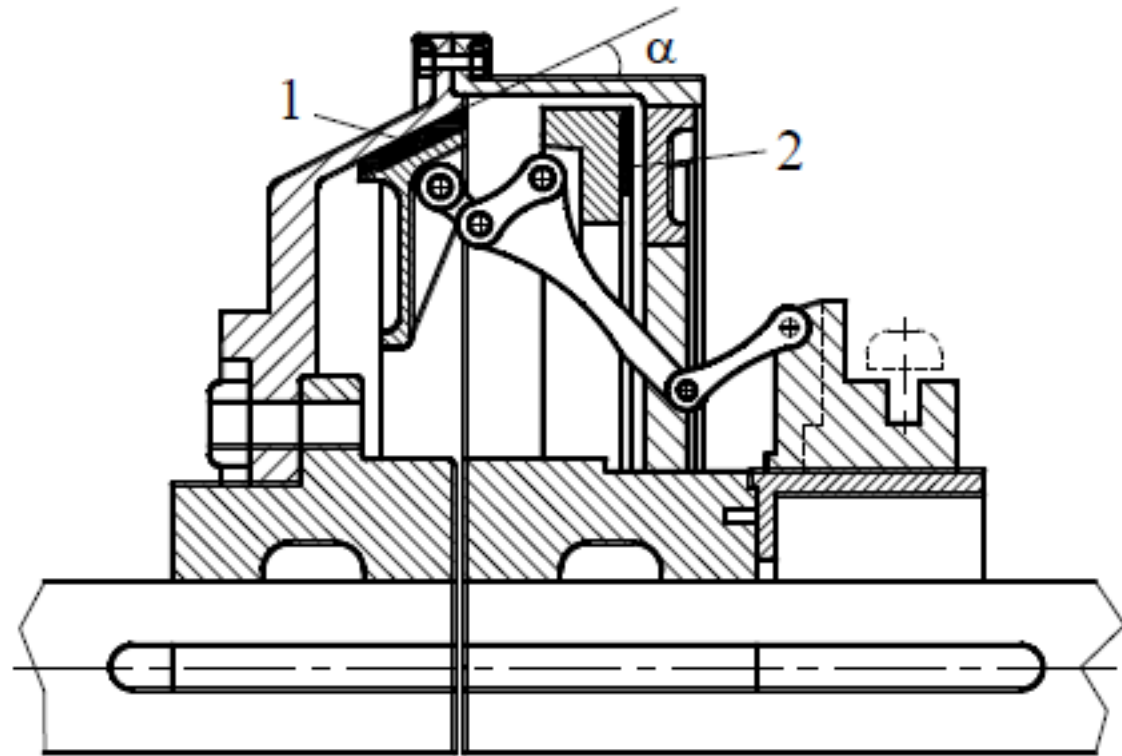
$$M_k = F_e \cdot \mu \cdot r_m \cdot \left(1 + \frac{1}{\sin \alpha}\right)$$

$$M_k = F_e \cdot \mu \cdot r_m$$

$$M_k = (F_e \cdot \mu \cdot r_m) \cdot \frac{1}{\sin \alpha}$$

Burada

$$r_m = \frac{2}{3} \cdot \frac{r_d^3 - r_i^3}{r_d^2 - r_i^2} = \frac{2}{3} \cdot \frac{(8,75)^3 - (6,25)^3}{(8,75)^2 - (6,25)^2} = 7,57 \text{ cm}$$



olduğuna göre

$$M_k = 500 \cdot 0,2 \cdot 7,57 \cdot \left(1 + \frac{1}{\sin 15}\right) \cong 3682 \text{ daNcm}$$

Diğer taraftan

$$M_k = k \cdot M_b$$

eşitliğinde en büyük güç iletimi için $k=1$ olacağına göre

$$M_k = M_b = 71620 \cdot \frac{P}{n}$$

olur. Böylece iletilecek en büyük güç

$$P = \frac{3682 \cdot 1000}{71620} = 51,41 \text{ BG}$$

olmaktadır.

BÖLÜM: F

DESTEKLEME ELEMANLARI

23. YAĞLAMA TEKNİĞİ

Makina parçalarının desteklenmesi için kullanılan yataklar, makina içinde göze az çarpan, fakat fonksiyon itibariyle hayati önem taşıyan elemanlardır. Bir yatakta:

1. Sürtünme ve buna bağlı kayıplar az olmalı
2. Geometrik şeklinin bozulmaması için aşınmalar az olmalı
3. Sıcaklık emniyet sınırlarını aşmamalıdır.

Bu üç istekten en önemlisi hiç şüphe yok ki sürtünmedir. Çünkü yataktaki aşınma ve ısınma sürtünme sonucu meydana gelmektedir.

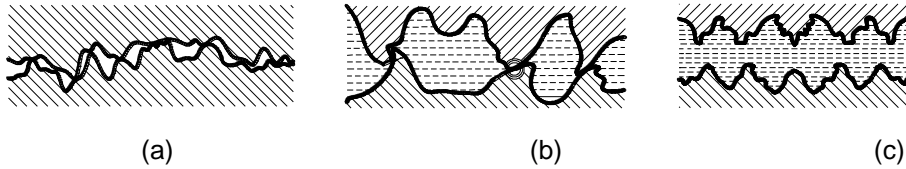
Aşınma, bugün halen sebebi ve çözümü tam olarak açıklığa kavuşturulamamış bir problem olarak durmaktadır. Ancak en önemli sebepleri arasında adhezyon (kaynama), talaş kaldırarak kazıma, kimyasal etkileşim ile oluşan korozyon ve çukurcuk teşkili (pitting) sayılabilir. Yatağın çalışması esnasında oluşan sürtünme işi ve bunun ısı olarak karşılığı, Bölüm 24.3'de incelenecektir.

23.1. Sürtünme

Birbiri üzerinde hareket eden parçalar arasında daima bir sürtünme vardır. Sürtünme, birbirine göre bağıl harekette bulunan cisimlerin (parçaların) temas yüzeylerinin karşılıklı gösterdikleri dirençtir. Sürtünme güç kaybı, ısınma ve aşınma meydana getirir. Sürtünme ile aşınmayı da azaltmak için hareketli yüzeyler arasında uygun yağlayıcılar kullanılır.

Temastaki hareketli parçalar arasında oluşan hareketler; kayma, yuvarlanma veya kayma ve yuvarlanma şeklinde olabilir. O halde sürtünme de kayma sürtünmesi, yuvarlanma sürtünmesi, kayma ve yuvarlanma sürtünmesi adını alır. Ayrıca bağıl harekette bulunan cisimler arasında herhangi bir yağlayıcı madde yoksa yani iki cisim doğrudan temas halinde ise bu durumda kuru sürtünme (Şekil 23.1a), yüzeyler arasında bir yağlayıcı madde kullanılması halinde ya yüzeyler birbirinden tamamen ayrılır ve esas sürtünme yağlayıcı maddenin molekülleri arasında olur ki bu tür sürtünmeye sıvı sürtünme (Şekil 23.1c) veya yüzeyler yağlayıcı madde ile tamamen birbirinden ayrılamazlar ki buna da sınır (yarı sıvı) sürtünme (Şekil 23.1b) adı verilir. Yarı sıvı sürtünmede yüzeyler birbirinden kısmen ayrılmış olmasına karşın, yüzeyin mikro geometrisindeki büyük pürüzler birbirine temas ederek doğrudan sürtünmeyi oluştururlar. Temasın çoğunluğu sıvı molekülleri arasındadır.

Kaymalı yataklarda arzu edilen sürtünme şekli sıvı sürtünmesidir. Sıvı sürtünmesinde yüzeyler arasında bulunan yağ tabakasındaki basınç dış kuvveti dengeleyecek değere ulaştığı taktirde yüzeyler tamamen birbirinden ayrılmış olur. Sıvı sürtünmesinin oluşmasında rol oynayan esas etken yağ tabakasında oluşan basınçtır. Bu basınç hidrodinamik ve hidrostatik olarak iki şekilde oluşabilir.



Şekil 23.1 Sürtünme şekilleri
a.kuru sürtünme
b.yarı sıvı sürtünme
c.sıvı sürtünme

Hidrodinamik sıvı sürtünmesinde, yüzeyin geometrisine uygun olarak yağ tabakasında kendi kendine bir basınç alanı oluşur. Basıncılı bir yağ tabakasının oluşabilmesi ve bunun devamı için yüzeylerin geometrik yapısından başka birbirlerine göre belirli bağıl bir hıza sahip olması ve yağ tabakasının, hareket yönünde daralması gerekir. Bu duruma göre hidrodinamik sıvı sürtünmesine sahip

yataklarda hareket başlangıcı ve durmalarda kuru ve sınır sürtünmesi olacağından aşınmalar da olacaktır.

Hidrostatik sıvı sürtünmesinde, dış kuvvetin dengelenmesi ve yüzeylerin birbirinden ayrılması için gereken basınç bir pompa vasıtasıyla (dışarıdan etki ile) sağlanır ve yağlayıcı madde basınçla yüzeyler arasına gönderilir. Bu durumda;

- Hareket eden yüzeyler arasında yüzey geometrisine bağlı olmaksızın bir sıvı sürtünmesi (hidrostatik sıvı sürtünmesi) elde edilir.

- Yüzeyler hareket etmese bile yüzeyleri birbirinden ayıran bir yağ tabakası oluşturmak mümkün olduğundan ilk hareket ve durmalarda kuru ve sınır sürtünme olmayacağından aşınma da olmaz.

23.2. Aşınma

Aşınma genel olarak, çok sayıdaki küçük parçacıkların hareketleri nedeniyle yüzeyde meydana gelen erozyon olarak tanımlanabilir. Etkileşen faktörlerin çokluğu, olayın mekanik karakteri yanında fiziksel ve kimyasal karakteri de genel bir aşınma teorisinin tanımlanmasına olanak vermemektedir. Aşınmayı dört temel başlık altında toplayabiliriz.

23.2.1. Kaynama (Adhezyon) Aşınması

Yüksek hız ve yükler bölgesindeki çalışmalarda meydana gelen bir aşınma türüdür. Bu tür çalışmalarda oluşan kaynama olayı, eş çalışan malzemenin birbirine karışabilme ve periyodik sistemdeki relatif durumuna bağlıdır. Örneğin periyodik sistemin kısa periyotlu elemanları (Gümüş-Ag, Kadmiyum-Cd, Kurşun-Pb, Tellür-Tl gibi) demirle ne katı ne de sıvı fazda karışmamaktadır.

Kaynama yoluyla meydana gelen aşınma iki kademeli oluşmaktadır. Sertleştirilmiş çelik-pirinç çifti arasında yapılan bir deneyde, önce pirincin çeliğe transfer edildiği, transfer edilen bu tabakanın kalınlığı belli bir sınır değeri aştığında ise parçalar halinde dökülmeye başladığı tespit edilmiştir. Olay bu şekilde periyodik olarak devam etmektedir. Bu durumda pirinç ile çelik arasındaki bağ kaynamadan çok bir yapışma (adhezyon bağı) şeklindedir. Sertleştirilmiş çelik-sertleştirilmemiş çelik çiftinde yapılan deneyde ise, malzeme transferi sonucu oluşan tabakanın tam bir kaynak oluşturarak (artan sıcaklıkla beraber) iki malzemenin kilitlemesi sonucunu gösterdiği tespit edilmiştir.

23.2.2. Talaş Kaldırma Yoluyla Aşınma

Bu tip aşınma, eş çalışan malzemelerden sert olanın yumuşak malzemeyi eğelemesi veya araya sert yabancı maddelerin veya bizzat eş malzemelere ait oksitlerin girmesi ve bunların bir zımpara gibi etki ederek yüzeyi aşındırması şeklinde olmaktadır. Bu tür aşınmada; aşınma ile malzeme sertliği arasında çok yakın bir ilişki vardır. Saf metallerin aşınma miktarları sertlikleri ile doğru orantılı olarak değişmektedir. Yani sertlikle beraber aşınma direnci de artmaktadır.

23.2.3. Kimyasal Etkilere Bağlı Aşınma

23.2.3.1. Sürtünme Oksidasyonu

Birbiri üzerinde kayan veya yuvarlanan yüzeyler arasındaki küçük temas alanlarında daima belirli bir miktar plastik deformasyon olmaktadır. Bu plastik şekil değiştirme sonucu malzemenin kristal kafesinin yapısı bozulmakta, buna bağlı olarak yüzey kimyasal bakımdan aktifleşmektedir ve ortamdaki havanın oksijeni ile malzeme okside olmaktadır. İlk aşamada oluşan oksit tabakası hareketin devamı esnasında kırılmakta ve oksit partikülleri yüzeyden koparak aşınma ürünlerini meydana getirmektedir.

23.2.3.2. Elektro-Kimyasal Korozyon

Su, nem, tuzlu eriyik vb. etkilerle eş çalışan yüzeyler arasında bir elektriki potansiyel ve buna bağlı olarak bir elektro-korozyon meydana gelir. Temastaki metallere biri elektron kaybederek oksitleniyorsa bu olay o metalin korozyona uğradığını gösterir. Bu gibi durumlarda malzeme çifti seçilirken aralarındaki potansiyel farkı göz önünde tutulmalı ve metallere galvanik sıralamadaki yerlerine dikkat edilmelidir. Yani elemanlardan biri aktif diğeri daha az aktif bir malzemedir seçilirse elektro-korozyon (veya diğeri adıyla galvanik korozyon) kaçınılmazdır. Örneğin çelik ile bakır malzemedir yapılmış iki elemanın birleştirilmesi halinde çeliğin korozyona uğradığı görülür. Benzer şekilde iki pirinç levha çelik perçinle birleştirilirse, pirinç levhanın büyüklüğüne bağlı olarak, perçinlerin çok kısa zamanda korozyona uğradığı görülür.

23.2.4. Pitting (Çukurcuk) Oluşması

Bu tür aşınma daha çok yuvarlanma sürtünmesi etkisindeki ve temas yüzeyleri çok küçük olan yüzey çiftlerinde meydana gelmektedir. Bu aşınmanın genel görünüşü, yüzeylerden küçük pulcuk ve parçacıkların kalkarak çukurcukların meydana gelmesi şeklindedir. Olay esas itibarıyla bir malzeme yorulması sonucu meydana gelmektedir. Bazı araştırmacılara göre pitting, sürtünme oksidasyonu sonucu oluşmaktadır. Buna göre çok küçük temas yüzeylerinde oluşan yüksek Hertz gerilmeleri, özellikle malzeme yüzeyinin hemen altında oluşan oldukça büyük kayma gerilmeleri orada malzemenin plastik şekil değiştirmesine sebep olarak o bölgeyi kimyasal olarak aktifleştirmektedir. Bu aktif bölgeye difüzyon yoluyla giren havanın oksijeni oksit oluşumuna neden olur. Bu oksit tabakasının oluşturduğu çentik etkisi ile büyüyen hacim üstündeki ince metal tabakası patlayarak dökülür ve çukurcuk oluşur.

Sertliği fazla olan çelikler pitting bakımından, yumuşak malzemeye nazaran, daha hassastırlar. Bu aşınma şekli, daha çok dişli çarklar ve yuvarlanmalı yataklarda olduğu gibi, nokta ve çizgi temaslı yüzeylerden büyük yüklerin taşınmasında görülmektedir.

23.3. Yağlayıcı Maddeler

Birbiri üzerinde kayan yüzeyler arasında gaz, sıvı ve katı halde bulunan yağlayıcı maddelerin kullanılması ile **sürtünme direncini azaltmak** ve bununla ilgili olaylara uygun bir şekilde tesir etmek mümkündür.

Yağlayıcı maddelerden:

1. Kendi molekül ve kristalleri arasında küçük bir sürtünme direnci göstermesi,
2. Yağlayacağı yüzeylere mümkün olduğu kadar iyi yapışması,
3. Yağlayacağı yüzeyleri kimyasal olarak etkileyip bozması,
4. Sıcaklık ve atmosfer etkilerine karşı yeter bir dayanıklılık göstermesi,
5. Çok pahalı olmaması (ekonomik olması)

gibi özellikler beklenmelidir.

Bu özellikleri yerine getirebilecek tek bir yağlayıcı madde bulunmamakla beraber belirli şartlarda belirli sınır değerlerine kadar kullanılabilen yağlayıcı maddeler vardır. Bu yağlayıcı maddeler **katı, plastik, sıvı ve gaz yağlayıcılar** olarak dört grupta toplanabilir.

23.3.1. Katı Yağlayıcılar

Bu yağlayıcılar çok özel durumlarda yalnız başlarına, çoğu kez diğer tip yağlayıcılarla karıştırılarak kullanılır. Bugün en çok kullanılan katı yağlayıcılar **Grafit, Molibden di sülfid (MoS₂) ve Teflondur.**

Bu tür yağlayıcılar özellikle **yüksek sıcaklıklar ve aynı zamanda enerji bakımından zengin radyoaktif ışınlar etkisinde bulunan yataklarda kullanılmaktadır** (atom reaktörleri ve uzay araçları gibi).

23.3.2. Plastik Yağlayıcılar

Bunlar belirli sıcaklık sınırlarına kadar şekillerini koruyabilen plastik kitleler halindeki yağlayıcılardır. En geniş kullanma alanını **madensel gresler** oluşturur. **Madensel bir sabuna sentetik veya madensel bir yağ içirilerek elde edilir.**

Madensel sabun gresin çatısını teşkil eder, yağlayıcı özeliği yoktur. **Gresin %60 – 90 ını içine içirilmiş yağ, kalan kısmını da madensel sabun teşkil eder.** Gresler çatıyı oluşturan **madensel sabuna göre isimlendirilir.** Kalsiyum sabunlu gresler, lityum sabunlu gresler, baryum sabunlu gresler, **silikon gresi ve bentonit gresi** gibi çeşitleri sayılabilir.

Gresler daha çok açıkta çalışan ve **uzun yağlama süreleri olan orta hız ve yükler bölgesindeki yataklamalarda kullanılmakla beraber sızdırmazlık problemi yaşanan yerlerde de büyük oranda tercih edilir.**

23.3.3. Sıvı Yağlayıcılar

Uygulamada en geniş yağlayıcı grubunu sıvı yağlayıcılar teşkil eder. Ham maddesine göre organik yağlar, ham petrol kökenli yağlar (mineral yağlar), sentetik yağlar gibi gruplara ayrılırlar.

23.3.3.1. Organik Yağlar

Hayvansal veya bitkisel esastan gelir. Üstün yağlama özellikleri olmakla beraber ömürleri azdır. Bazı durumlarda mineral yağlara karıştırılarak kullanılır. Hayvansal yağlardan mafsalsal ve kemik yağları ile bitkisel yağlardan zeytinyağı, hintyağı ve şalgam yağı bu grubun en çok bilinen türleridir.

23.3.3.2. Ham Petrol Kökenli Yağlar (Mineral Yağlar) (+60/-20C)

Ham petrol esas itibarıyla bir hidrokarbonlar karışımıdır. Doğada iki önemli grup halinde bulunur. Bu gruplardan biri Parafin (C_nH_{2n+2}), diğeri Naften (C_nH_{2n}) diye isimlendirilir.

Parafin grubu yağlayıcılar yüksek sıcaklıkta oldukça stabil (dengeli) olmakla beraber soğukta fazla koyulaşır. Naften tipi ise bunun tersidir. Yağ endüstrisinde her iki kökenden gelen ham petrol de kullanılmaktadır.

Ham petrol kaba bir yoğunlaştırma işlemi ile hafif ve ağır kısımlarına ayrılır. Birinci (hafif) grubu benzin, motorin, gazyağı gibi maddeler; ikinci (ağır) grubu ise yağlar teşkil eder. Bu şekilde elde edilen yağlara destile yağlar denir. İçlerinde halen bitüm, katran vb. maddeler vardır. Yüksek yağlama özellikleri yoktur, basit yağlama işlerinde kullanılabilir.

Yağa daha yüksek özellikler kazandırmak için rafine etmek gerekir. İçinden ayrılması istenen maddelerin atılmasıyla elde edilen bu tür yağlara da rafine yağlar adı verilir. Bu yağlar yağlama bakımından yüksek özelliklere sahiptir ve uzun ömürlüdür.

Bazı durumlarda yağın daha yüksek özellikler kazanması istenir. Vakumda elektrik deşarjına maruz bırakılarak molekül yapısında değişiklikler yapılır. Bu yağlara da volta yağları denir. Bunlar sıcağa dayanıklı yağlardır.

Mineral yağların; mekik yağı (ince yağ), hafif makina yağı, ağır makina yağı ve silindir yağı gibi türleri vardır.

23.3.3.3. Sentetik Yağlar

Özellikle turbo reaktörlerin yataklarında kullanılır. Başlangıçta mineral yağların içine sentetik maddeler katılarak elde edilen bu yağlayıcılar daha sonraları tamamen sentetik esaslı yağlar şeklinde üretilmeye başlanmıştır. Bu türün bazıları;

sentetik hidrokarbonlar, organik esterler, polyglykol, silis asidi esteri ve silikondur. Bunlardan en önemlisi organik esterlerdir. +300°C ile -60°C arasındaki yataklarda rahatlıkla kullanılabilir (uçaklardaki gaz türbinlerinin yağlanması gibi). Çok kullanılan diğer bir sentetik yağlayıcı da polyglykoldür. +260°C ile -40°C arasında yukarıdakine benzer yerlerde kullanılmaktadır.

23.3.4. Gaz Yağlayıcılar

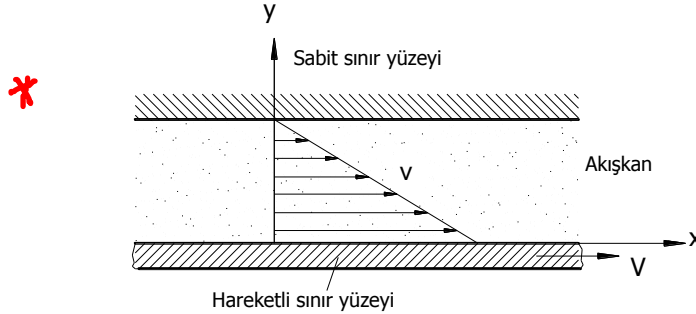
Yüksek hızlar bölgesinde çalışan yataklarda ve özellikle gazla soğutulan nükleer reaktörlerin yataklarında kullanılır. Yağlayıcı madde olarak; hava, mineral gaz (doğal gaz) veya reaktörlerde olduğu gibi soğutma işlemi de yapan CO₂ gazı kullanılmaktadır.

23.4. Yağlayıcıların Fiziksel ve Kimyasal Özellikleri

Yağlayıcı maddeler kullanıldıkları yerlere göre fiziksel ve kimyasal bakımdan bir takım özelliklere sahip olmalıdır. Bu özellikler kısaca aşağıdaki gibi sıralanabilir.

23.4.1. Viskozite

Herhangi bir akışkanın harekete karşı gösterdiği dirence viskozite denir. Bu dirence akışkanın iç sürtünmesi de denilmektedir. Bu direnç, kaymaya maruz kalan kayma alanı ile büyümektedir.



Şekil 23.2 Paralel iki yüzey arasındaki laminar akışta hız yayılımı

Şekil 23.2'de görülen akışkanın (iki paralel düzlem arasında akan akışkanın) x - doğrultusundaki hareketi esnasında sıvı tabakaları arasında oluşan kayma gerilmeleri, Newton'a göre,

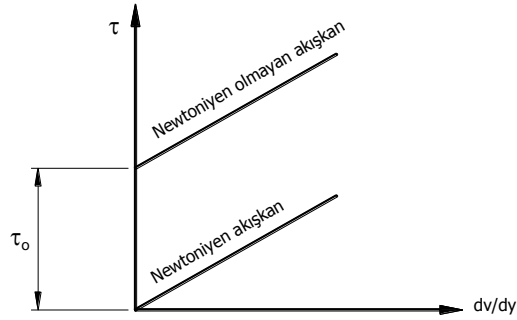
$$\tau = \eta \frac{dv}{dy} \quad (daN/m^2)$$

şeklinindedir. Burada dv/dy hız gradyenini ve η ise dinamik viskoziteyi gösterir. Viskozite akışkana ait bir büyüklüktür. Bu büyüklük genel olarak sıcaklık ve

basınca bağlıdır. *Viskozite sıcaklıkla azalır, basınçla artar. Yukarıdaki eşitlikten de görüldüğü gibi kayma gerilmeleri ile hız gradyanı arasında doğrusal bir değişim vardır. Bu kanuna uyan akışkanlara Newton akışkanı veya Newtoniyen akışkanlar denir (Şekil 23.3). Genel olarak madensel yağlar ve su Newtoniyen akışkanlar sınıfına girerler. Bazı akışkanlarda kayma gerilmeleri ile hız gradyanları orantılı değildir. Bu tür akışkanlara da Newtoniyen olmayan akışkanlar veya reolojik özellikleri olan akışkanlar denir. Bu akışkanlarda kayma gerilmeleri belirli bir τ_0 değerini aştığı takdirde tabakalar arasında kayma başlar. Gresler bu tip akışkanlardandır. Basitleştirilmiş durumda, gresler için

$$\tau = \tau_0 + \eta \cdot \frac{dv}{dy}$$

eşitliği kullanılabilir. Bunlara Bingham akışkanları da denir.



Şekil 23.3

Viskozitenin Boyutları:

a. Dinamik Viskozite

SI sisteminde	: Ns/m^2
MKS sisteminde	: $kgfs/m^2$
CGS sisteminde	: $dyns/cm^2$

birimleri kullanılır. Diğer taraftan

$$1 \text{ dyn}cm^{-2}s = 1 \text{ Poise } (P)$$

dır. Ancak bunun daha çok 1/100 katı olan Centipoise cP kullanılmaktadır. Ayrıca

$$1 \text{ daNm}^{-2}\text{s} = 9810 \text{ cP}$$

$$1 \text{ daNcm}^{-2}\text{s} = 98,1 \cdot 10^6 \text{ cP}$$

eşitlikleri yazılabilmektedir.

b. Kinematik Viskozite

Akışkanlar mekaniğinde ikinci bir viskozite tanımı daha vardır. Buna kinematik viskozite denir. Kinematik viskozite

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} = \frac{\eta \cdot g}{\gamma} \quad (\text{cm}^2/\text{s})$$

Burada η - dinamik viskozite ($\text{dyn cm}^{-2}\text{s}$), ρ - yağlayıcı yoğunluğu ($\text{dyn s}^2 \text{cm}^{-4}$), g – yerçekimi ivmesi (cm s^{-2}) ve γ - yağlayıcının özgül ağırlığıdır (dyn cm^{-3}). Ayrıca

$$\rho = \frac{\gamma}{g}$$

olarak bilinmektedir.

Kinematik viskozite için

$$1 \text{ cm}^2/\text{s} = 1 \text{ St}$$

$$1/100 \text{ St} = 1 \text{ cSt}$$

birimleri kullanılmaktadır (St : Stokes).

c. Ticari Viskozite Birimleri:

Ticari viskozite birimleri çeşitli viskozimetreler yardımıyla tespit edilmektedir. Örneğin Almanya’da kullanılan Engler derecesi: 200 cm^3 yağ ve 20°C sıcaklıkta 200 cm^3 lük suyun; altında çapı bilinen bir delik bulunan bir haznedeki akış zamanlarının birbirine oranı olarak tanımlanmaktadır. Benzer şekilde Amerika’da Saybolt üniversal saniyesi (SUS) ve İngiltere’de Redwood saniyesi gibi bağlı kinematik viskozite birimleri tanımlanmıştır.

Engler derecesi ile Centistokes arasındaki ilişki, yakınsak olarak (Vogelpohl’a göre)

$$E^\circ < 7 \text{ için}$$

$$\nu = 7,6.E^o \left(1 - \frac{1}{E^{o3}}\right) \quad (cSt)$$

$E^o > 7$ için

$$\begin{aligned} 1 E^o &= 7,6 \quad cSt \\ &= 30,75 \quad Red.San. \\ &= 35,00 \quad SUS \end{aligned}$$

şeklindedir. Dinamik viskozite ile Engler derecesi arasındaki ilişki ise

$$\eta = \left(74.E^o - \frac{64}{E^o}\right) \cdot \gamma \cdot 10^{-6} \quad (daNcm^{-2}.s)$$

olarak bilinmektedir. Burada γ - yağlayıcının özgül ağırlığıdır (daN/cm^3).

23.4.1.1. Viskozite – Sıcaklık İlişkisi

→ Genellikle sıvılarda viskozite sıcaklığın artmasıyla azalmakta, gazlarda ise bir miktar artmaktadır. Önemli olan husus, makinaların sıcaklık bakımından normal çalışma bölgesi olan 30°C ile 70°C arasında viskozitede büyük değişiklikler olmamasıdır.

Özellikle sıvı madensel yağların viskozitesi, sıcaklık etkisinde üstel olarak değişir. Vogelpohl'a göre bu bağıntı

$$\eta = k.e^{\frac{b}{c+t}}$$

şeklindedir. Burada k, b, c , malzemeye bağlı sabitlerdir. Bunlar sıcaklık etkisinde değişmekle beraber makinaların normal çalışma sıcaklıklarında sabit alınabilmektedir. Eşitlikteki t ise sıcaklığı (°C) göstermektedir.

23.4.1.2. Viskozite – Basınç İlişkisi

Genel olarak sıvıların ve gazların viskoziteleri basınçla artmaktadır. Sadece 0°C'da suyun viskozitesi basınçla azalır. Madensel yağlarda viskozitenin basınçla değişimi, iyi bir yakınsaklıkla,

$$\eta = \eta_o . e^{\alpha.p}$$

şeklinde. Burada η_o -yağın atmosfer koşullarındaki viskozitesi, p -basınç ve α -bir malzeme sabitidir. Organik yağlarda $\alpha = 1,101$, madensel yağlarda ise $\alpha = 1,0015 - 1,003$ arasında değişmektedir.

23.4.2. Islatma Yeteneği

Bilhassa sıvı sürtünme bölgesinde yağların madensel yüzeyleri ıslatma özelliği önemli rol oynar. Yağın ıslatma yeteneği olarak; temasta bulunduğu yüzeyler üzerine yayılması ve yapışması özelliği anlaşılmaktadır. İyi bir yağ, yağlayacağı yüzeye iyi yapışmalı ve iki yüzey arasında ince bir tabaka oluşturmalıdır.

23.4.3. Özgül Ağırlık

Madensel yağların özgül ağırlıkları sıcaklıkla (çok az miktarda da basınçla) değişir. Kullanılmakta olan yağların (mineral yağların) özgül ağırlıkları, 20°C da,

$$\gamma = 0,80 \div 0,96 \text{ (daN/dm}^3\text{)}$$

arasında değişmektedir.

23.4.4. Katılaşma Noktası (Sıvı Yağlar)

Özellikle soğuk iklimlerde kullanılacak yağlar için önem taşır. Parafinik yağlarda yağın içinde bulunan mum (vaks) miktarı katılaşmada en büyük etkidir. Naftenik veya sentetik yağlarda olduğu gibi yağın içinde mum yoksa katılaşma olayı viskozitenin artması ve yağın akışkanlığını kaybetmesi şeklinde kendini gösterir. Bir yağın katılaşma noktası, standart bir kaptaki homojen olarak soğutulan yağın, kabın altındaki delikten artık akmadığı sıcaklık olarak tespit edilir. Madensel yağlarda bu sıcaklık -20°C dolayındadır.

23.4.5. Alevlenme Noktası (Sıvı Yağlar)

İçten yanmalı motorlarda, kompresörlerde ve benzeri yüksek sıcaklıklarda veya yüksek sıcaklıklardaki madensel yüzeylere sahip makinalarda kullanılan yağlarda önemli bir özelliktir. Standart bir kap içinde ısıtılan yağın üzerinde oluşan yağ buharı – hava karışımının kızgın bir kontak ucunun yaklaştırılmasıyla parlamalar göstermeye başladığı sıcaklıktır. Ekseriya bu sıcaklığın $30^\circ\text{C} - 60^\circ\text{C}$ üstünde devamlı yanma başlar. Bu durumda yanma noktasına ulaşılmış olur.

23.4.6. Damlama Noktası

Greslerde göz önüne alınması gereken bir özellik olup gresin sıcaklığa dayanıklılığını tespit eden bir ölçüdür. Standart bir kap içinde ısıtılan gresin kap altındaki delikten damlamaya başladığı sıcaklıktır.

Cetvel 23.1 Viskozite birimleri arasındaki ilişki

Engler	Centistok	Saybolt saniyesi		Redwood saniyesi
		100 °F	210 °F	
1,3	3,92	33,8	39,2	34,8
1,4	5,10	42,5	42,9	38,7
1,5	6,25	46,2	46,6	40,9
1,6	7,40	49,9	50,4	44,1
1,76	9,20	56,0	56,5	49,3
1,83	10,0	58,8	59,2	51,8
2,0	11,8	65,2	65,7	57,4
2,4	15,8	80,2	81,0	70,4
2,8	19,4	95,1	96,1	82,9
3,0	21,1	101,2	103,3	88,9
4,0	29,4	138,3	139,7	120,7
5,0	37,4	174	176	153
6,0	45,2	210	212	184
7,0	53,0	245	248	216
8,0	60,5	279	282	246
9,0	68,3	315	319	277
10,0	75,9	350	354	308
12,0	91,0	419	423	369
13,17	100,0	460	466	405
14,0	106,3	488	494	431
16,0	121,5	559	565	492
18,0	136,8	630	637	554
20,0	152	700	707	616
25,0	190	875	884	769
32,9	250	1152	1164	1012
40,0	304	1400	1415	1231
50,0	380	1750	1768	1538
60,0	456	2100	2122	1846
70,0	532	2450	2480	2156
80,0	608	2800	2828	2460
90,0	685	3150	3182	2770
100,0	760	3498	3537	3077

23.4.7. Oksidasyon

Yağın hava ile (oksijenle) teması sonucu, yüksek sıcaklık veya ışık etkisinde, metal iyonları yüzünden okside olarak yağlama özelliği bozulur. Okside olan yağın rengi değişir, viskozitesi artar ve temas ettiği metaller için tehlikeli olmaya başlar. Yağın renginin değişmesi (genellikle siyahlaşma şeklinde) değişme zamanının geldiğini gösterir.

23.4.8. Emülsiyon (Karışım) Teşkili

Buhar ve su makinalarında kullanılan yağlarda büyük bir öneme sahiptir. Yağa karışan suyun santrifüjlerde yağdan kolayca ayrılması istenir. Deneme şöyledir: 100 cm^3 su içine 50 cm^3 yağ konur ve beraberce kaynatılır. Sonra bunun içinden buhar geçirilir. Tekrar kaynatılır. Soğumaya bırakılıp yağ ve suyun birbirinden ayrılan miktarları ve zaman tespit edilir. Bazı yağların ise karışım yapmaları arzu edilen bir özelliktir (talaşlı imalatta soğutma işleminde kullanılan bor yağlarında olduğu gibi).

23.4.9. Nötralizasyon Sayısı

Yağın içinde zamanla ve çalışma sonucu meydana gelen eskime ürünlerini ve buna bağlı olarak yağın değiştirme zamanını tespiti yarar.

Nötralizasyon sayısı: oda sıcaklığında 1 gr yağ içinde bulunan serbest asitleri nötralize etmek için gerekli potasyum hidroksit mgr olarak miktarına denir. Örneğin kullanılmış buhar türbini yağında bu sayı 3'ü geçmemelidir. Geçmiş ise yağın değiştirme zamanı gelmiş demektir.

23.4.10. Kül Miktarı

Bir kap içinde yakılan belirli miktardaki yağdan geri kalan yanma artığı kül miktarını ifade eder. İçten yanmalı motorlarda bu husus çok önemlidir. İyi bir motor yağında kül miktarı sıfır olmalıdır.

23.4.11. Renk

Başlangıçta rengi bilinen bir yağın bu renginin zamanla değişmesi, yağ içinde eskime ürünlerinin oluştuğu fikrini verir. Madensel yağların bilinen rengi sarımsaktır.

23.5. Yağlama Şekilleri

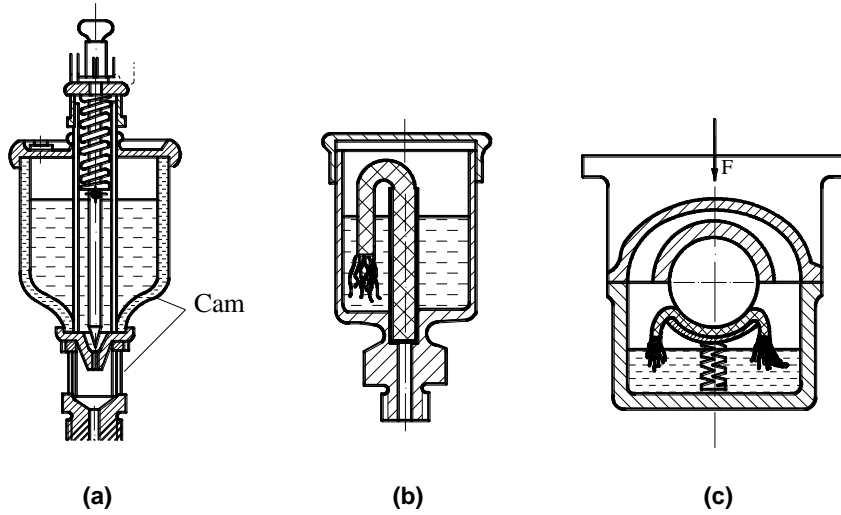
Yağın yağlanacak yere kadar iletilmesi çeşitli şekillerde olur. Yağlamadan beklenen özelliklere göre, açık devre yağlama sistemi ve kapalı devre yağlama sistemi olarak iki çeşit yağlama şekli vardır.

23.5.1. Açık Devre Yağlama Sistemi

Yağlayıcı madde yağlama yerine gönderilir. Buraya sevk edilen yağ işini bitirdikten sonra akıp gider. Tekrar yağlama işi için kullanılmaz. Bu sistem çok az yağ ihtiyacı gösteren ve yağdan yüksek özellikler beklenmeyen basit yağlama işlerinde kullanılır. Çok yüksek sıcaklıklarda çalışan yataklarda, yağlama yerine gelen yağ

buharlaşarak kayboluyorsa bu gibi durumlarda, özellikle artık bırakmaksızın buharlaşabilen yağ türleri kullanılmalıdır. Örneğin, turbo-reaktörlerde sıcak gaz lülesi ayar mekanizmasındaki yataklama yerlerinde, sürekli yağlama yerine özel bir gres verilir. Gres bir müddet sonra buharlaşır. Açık devre yağlama sistemine ait en basit yöntem, sıvı yağlarda yağdanlıkla veya greslerde basit bir gres pompası ile yağlanacak yerin üstünde bulunan deliğe arada bir yağ verilmesidir. Açıkta çalışan küçük hız ve yüklerdeki yataklama yerlerinde, bazı ev aletlerinde bu sistem uygulanmaktadır.

→ Yağ sarfiyatı az olan ve küçük yük ve hızlar bölgesindeki çalışma koşullarında damlalıklı ve fitilli yağlama sistemlerinden de yararlanılmaktadır (Şekil 23.4a ve b). Vagon tekerleklerinin yağlanmasında olduğu gibi ağır yükler bölgesinde keçeli yağlama sistemi kullanılabilir (Şekil 23.4c). Keçe tarafından mile verilen yağ işini bitirdikten sonra alttaki bir depoda toplanmaktadır.

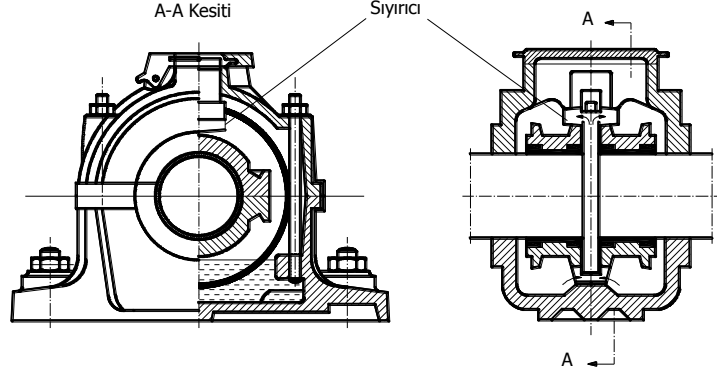


Şekil 23.4 Çeşitli yağlama yöntemleri
a) Damlalıklı, b) Fitilli, c) Keçe yastıklı

23.5.2. Kapalı Devre Yağlama Sistemi

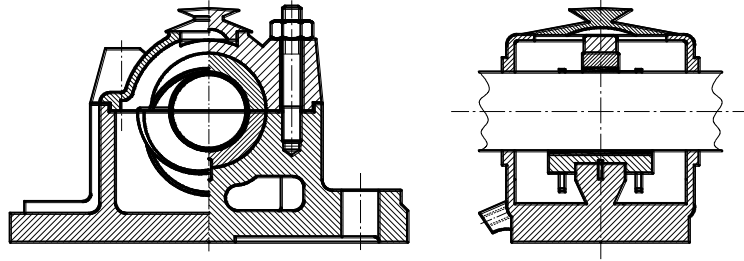
Bu sistemde işini bitiren yağ bir depoda toplanarak tekrar yağlama yerine sevk edilir. Yağlama yağı sistem içinde sürekli dolaşım halindedir. Yağlama yerine istenilen miktarda yağın verilmesi mümkündür. Büyük yük ve hızlar bölgesinde bu sistemin değişik tipleri kullanılır.

Kapalı devre yağlamasının en basit örneğini sabit (Şekil 23.5) veya oynak (serbest) (Şekil 23.6) bilezikli yağlama teşkil eder.



Şekil 23.5 Sabit bilezikle yağlanan yatak

Sabit bilezikli yağlama, yüksek olmayan hızlarda (<12 m/s) ve koyu yağ ile çalışma şartlarında kullanılır. Serbest bilezikli yağlama sistemleri de 1500 ÷ 2000 d/d hızlar bölgesinde kullanılabilmektedir.



Şekil 23.6 Serbest bilezikle yağlanan yatak

Kapalı devre yağlamasının en kusursuz şeklini pompalı yağlama teşkil eder. Çok sayıda yataklama ve yağlama yerinin bulunması ve büyük yük ve hızlar bölgesinde özellikle ihtiyaç duyulan bir yağlama şeklidir. Yağın yataklara gönderilmesi, ekseriya 1 ÷ 4 daN/cm² basınç altında dişli pompalarla yapılmaktadır.

24. KAYMALI YATAKLAR

Dönen, salınım hareketi yapan veya hareketsiz duran mil ve aks muylularını taşıyan elemanlara yatak adı verilir. Mil veya aksların yatak içinde kalan kısmına muylu denir.

Yüzeyler arasındaki hareketin oluş şekline göre yatakları iki temel gruba ayırmak mümkündür. Yatak yüzeyleri arasındaki hareket kayma şeklinde ise kaymalı yataklar, hareketi temin eden elemanların yuvarlanması şeklinde ise yuvarlanmalı yataklar olarak adlandırılır. Ayrıca gerek kaymalı yataklar gerekse yuvarlanmalı yataklar taşıdıkları yükün etki doğrultusuna göre radyal ve aksel yataklar olarak iki şekilde ele alınır. Radyal yataklar, yatak eksenine dik doğrultuda gelen yükleri taşıyan yataklardır. Yatak eksenine paralel doğrultudaki yükleri taşıyan yataklar ise aksel yataklar adı ile anılır.

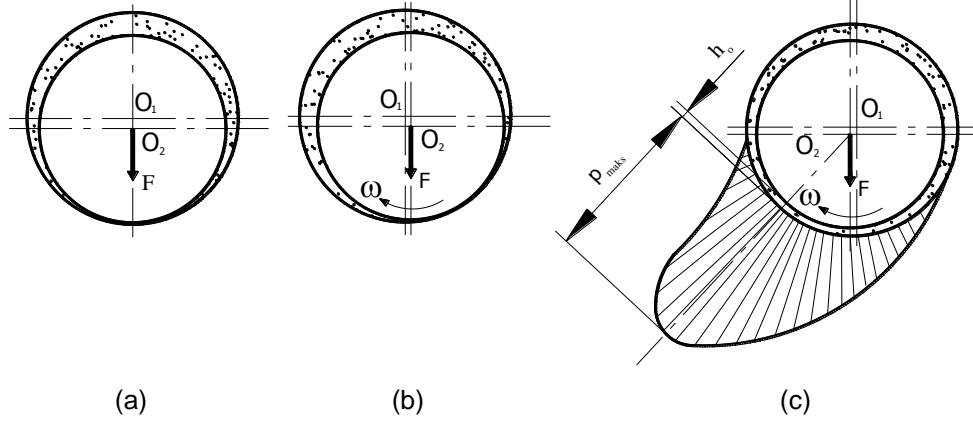
Kaymalı yataklar, yağlama bakımından iki şekilde göz önüne alınır: hidrodinamik ve hidrostatik kaymalı yataklar.

24.1. Hidrodinamik Kaymalı Yataklar

24.1.1. Hidrodinamik Radyal Kaymalı Yataklar

Sessiz çalışma, büyük darbeli yüklere dayanıklılık (örneğin içten yanmalı motorlarda biyel ve krank yatakları), titreşim sönümleme gibi isteklerin bulunduğu yerlerde kullanılır.

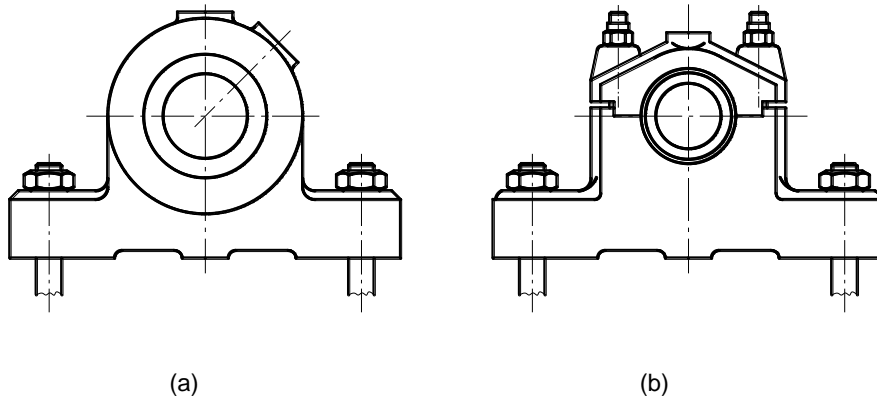
Hidrodinamik yağlama, yüzeyler arasındaki boşluğa ve bağlı hıza bağlı olarak yüzeyleri birbirinden tamamen ayıracak basınca sahip bir yağ tabakası oluşturan yağlama şeklidir. Radyal yataklarda sıvı sürtünmesinin (hidrodinamik yağ tabakasının) oluşması için mil ile yatak birbirine boşluklu geçme şeklinde yapılır. Milin açısal hızı $\omega = \pi n/30$ olduğuna göre $\omega = 0$ durumunda, yani mil dururken (Şekil 24.1a) yüzeyler doğrudan doğruya temasta olduğundan hareketin başlangıcında çok kısa bir süre için yüzeyler arasında kuru sürtünme olur ve mil, yatak zarfı içerisinde hareket yönünün ters tarafına doğru tırmanır (Şekil 24.1b). Bu durumdan itibaren hareket nedeniyle yağ, yüzeyler arasında yayıldığından sınır sürtünmesi olur ve sürtünme katsayısı azalmaya başlar. Bir müddet sonra tamamen sıvı sürtünmesi bölgesine geçilir ve mil muylusu da yatak zarfı içerisinde hareket yönüne doğru kayarak eksantrik bir durum alır (Şekil 24.1c). Böylece yağ içinde oluşan hidrodinamik basınç yüzeyleri birbirinden tamamen ayırmış ve sıvı sürtünmesini oluşturmuştur. Sıvı sürtünmesi bölgesinde mil merkezi ile yatak merkezi arasındaki eksantriklik hıza bağlı olarak değişmektedir. Bu eksantriklik yağlamanın sürekliliği bakımından hiçbir şekilde sıfır olmamalıdır. Çünkü Şekil 24.1c'den de görüldüğü gibi, yatak yükünü taşıyan p_{maks} basıncı, ancak bu



Şekil 24.1 Radyal kaymalı yataкта hareketin başlangıcı ve basınç oluşumu
(a) dururken ($\omega = 0$), (b) hareket başlangıcı ($\omega > 0$), (c) rejim
(normal çalışma) durumunda ($\omega = \omega_{nominal}$)

eksantriklik sayesinde oluşan yağ kamasi (daralan yağ tabakası) ile süreklilik kazanır. Hidrodinamik yağlamada daralan bu yağ tabakası (yağ kamasi), dolayısıyla eksantriklik vazgeçilmez bir unsurdur.

Radyal kaymalı yataklar tek parçalı yatak (Şekil 24.2a) veya iki parçalı yatak (Şekil 24.2b) şeklinde yapılabilir. Bu yataklarda yatağın alt yarısı taşıyıcı görev görür. Bu nedenle hidrodinamik basınç dağılımı, yani taşıyıcı hidrodinamik yağ tabakası bu bölgede önemlidir. Yatağın üst yarısı ise geometrinin tamamlayıcısı ve yağlama sistemi bakımından önem taşımaktadır.



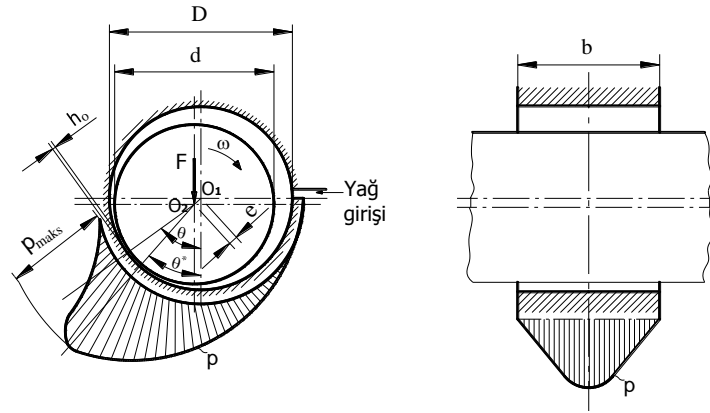
Şekil 24.2 Radyal kaymalı yatağın yapısı

24.1.1.1. Hidrodinamik Radyal Kaymalı Yatağın Hesabı

Radyal kaymalı yataklarda yükü taşıyan basıncın yağ filmi boyunca olduğu bir gerçektir. Ancak yataktaki yağ filminin nerede başlayıp nerede bittiği tam olarak bilinmemektedir. Sommerfeld'e göre hidrodinamik yağ tabakası $\theta=0^\circ$ de başlayıp $\theta=360^\circ$ de son bulmaktadır. Ancak yatağın üst yarısında negatif basınç olduğu için akışkan tabakasının (sıvı filminin) devamlılığı son derece zordur. Bunun yerine hidrodinamik yağ tabakasının $\theta=0^\circ$ de başlayıp $\theta=180^\circ$ de bittiği tezi daha ağır basmaktadır. Bu duruma yarı **Sommerfeld sınır koşulları** denir.

Bugün daha yaygın bir görüş ise Reynolds sınır koşullarını benimsemektedir. Buna göre hidrodinamik yağ tabakası $\theta=0^\circ$ de başlayıp basıncın ve basınç gradyeninin birlikte sıfır olduğu ($p=dp/d\theta=0$) noktada sona ermektedir.

Günümüzde yukarıdaki her üç varsayımın da gerçeklik derecesi kesin olarak kanıtlanamamıştır. Ancak daha basit olması nedeniyle çoğu yazar Sommerfeld varsayımını esas almıştır. Her üç varsayımdaki yöntemlerle varılan sonuçlar benzer olduğundan burada da Sommerfeld varsayımı esas alınacaktır.



Şekil 24.3 Hidrodinamik radyal kaymalı yataкта basınç dağılımı

Kullanılan simgeler:

θ : **yatak açısı** (teorik olarak en küçük aralığın olduğu açı)

θ^* : **basınç açısı** (teorik olarak basıncın en büyük olduğu açı)

Not : Pratikte $\theta = \theta^*$ olarak alınır.

$e = \frac{D-d}{2} - h_o$: **eksantriklik**

$\varepsilon = \frac{2e}{\Delta d}$: **boyutsuz eksantriklik**

h_o	: en küçük aralık (minimum yağ tabakası kalınlığı)
d	: mil çapı
D	: yatak çapı
b	: yatak genişliği
$\Delta d = D - d$: yatak boşluğu
$\psi = \frac{\Delta d}{d_{nom}}$: boyutsuz (bağıl) yatak boşluğu

Bir radyal kaymalı yataktaki basınç dağılımı Şekil 24.3'de görüldüğü gibidir. Bu basıncın değeri, bazı sınır şartlarına bağlı olarak Sommerfeld ve Reynolds tarafından ayrı ayrı hesaplanmış ve ortaya çıkan sonuçların birbirine yakın olduğu görülmüştür. Ancak hesaplamalarda genellikle bu hidrodinamik basınç yayılımı yerine, daha kolay olması ve çıkan sonuçların büyük farklılıklar göstermemesi nedeniyle, ortalama basınç tanımından yararlanılmaktadır. Bu tanıma göre basınç eşitliği

$$p_m = \frac{F}{b.d} \quad (\text{daN} / \text{m}^2)$$

şeklinde dir.

Bir yataktaki gerçek en ince yağ tabakası kalınlığı; Şekil 24.4'de ifade edilen büyüklüklerle,

$$h_o > R_{t1} + R_{t2}$$

olmalıdır. Yani tam sıvı yağlaması için en ince yağ tabakası kalınlığı, en büyük yüzey pürüzlüklerinin ezilme yükseklikleri toplamından büyük olmalıdır.

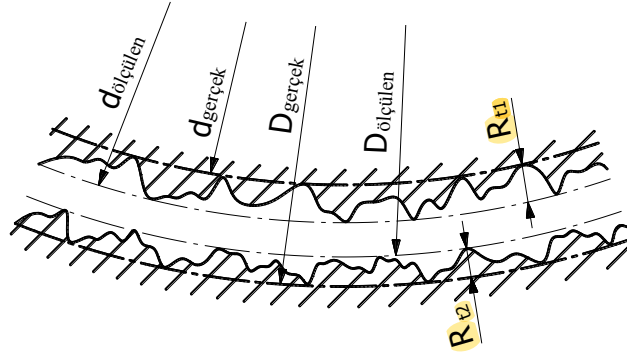
Ölçülen yatak boşluğu

$$\Delta d_{\sigma} = \frac{D_{\sigma} - d_{\sigma}}{2}$$

ve gerçek yatak boşluğu

$$\Delta d_g = \frac{D_g - d_g}{2}$$

olmaktadır. Yüzeylerin pürüzlülük değerleri yüzeyin kalitesine bağlıdır. Cetvel 24.1'de bazı yüzey kaliteleri için bu pürüzlülük değerleri verilmiştir. $R_t = (4 \dots 5) \cdot R_a$ olduğu unutulmamalıdır.



Şekil 24.4

Ancak $h_o > R_{a1} + R_{a2}$ ifadesine göre en ince yağ tabakası kalınlığı h_o 'ı hesaplamak için, bu değer $(R_{a1} + R_{a2})$ 'den ne kadar büyük olacağı da bilinmelidir. S_M bir emniyet payı olmak üzere

$$h_o \geq S(R_{a1} + R_{a2}) \geq S_M (4 \dots 5) \cdot (R_{a1} + R_{a2})$$

yazılabilir. Buradaki S_M - emniyet payı genellikle 1,2 ile 1,5 arasında alınır.

Cetvel 24.1 R_a yüzey pürüzlülüğü değerleri

Yüzeyin durumu	R_{a1} (μm)	R_{a2} (μm)
Tornalanmış	2,8	12
İnce tornalanmış veya taşlanmış	0,6	3
İnce taşlanmış	0,19	0,8
Parlatılmış	0,04	0,2

Hidrodinamik radyal kaymalı yataklarda en ince yağ tabakası kalınlığı, dolayısıyla yük taşıma ve sürtünme durumları boyutsuz Sommerfeld Sayısı ile karakterize edilmiştir. Bu sayı

$$S_o = \frac{P_m \psi^2}{\eta \omega}$$

şeklindedir. Burada

$$P_m = \frac{F}{b \cdot d} \quad (daN/m^2) \quad \text{ortalama yatak basıncı}$$

$$\begin{aligned}\psi &= \Delta d / d_{nom} && \text{boyutsuz yatak boşluğu} \\ \eta &= (daNm^{-2}s) && \text{dinamik viskozite} \\ \omega &= \frac{\pi.n}{30} \quad (1/s) && \text{açısal hız}\end{aligned}$$

olarak bilinmektedir. Sommerfeld Sayısı; b/d yatak oranına ve $\varepsilon = 2e / \Delta d$ boyutsuz eksantriklik değerine bağlı olarak Cetvel 24.2'de verilmiştir. Ayrıca radyal kaymalı yatağın bütün karakteristik değerleri için Şekil 24.5'deki grafikten de yararlanılmaktadır.

Boyutsuz en ince yağ t̄abakası kalınlığı

$$h_r = \frac{2h_o}{\Delta d}$$

şeklindedir.

Uygulama için pratik bilgiler:

Ortalama basınç (p_m) değerleri Cetvel 24.3'den alınabilir. Taşıyıcı miller ile genel makina inşaatında kullanılan yataklarda $p_m = 10 - 15 \text{ daN/cm}^2$ arasında alınabilir. Genişlik/çap oranı $(b/d) = 0,5 - 1,5$ arasında değişir. Burada önerilen değer $b/d = 1$ 'dir.

Boyutsuz boşluk ψ : hız, yük ve malzeme çiftine bağlı olarak değişir. Beyaz metal (WM veya BM) veya bronz (Bz)/çelik çiftinde yakınsak olarak

$$\psi = 0,0008 \sqrt[4]{v}$$

eşitliği ile verilir. Burada v - (m/s) olarak milin çevre hızıdır. Yatak kayma yüzeyi Polyamid veya diğer sentetik bir malzeme ise

$$\psi > 0,004$$

alınır. Buhar türbini ve elektrik motorlarında büyük eksantrikliklerin meydana gelmemesi için ya ψ küçük alınır veya çok kamalı yatak kullanılır. ISO toleransları ile elde edilecek ψ değerleri Cetvel 24.4'de görülmektedir.

Aşırı yüklerde büyük, düşük yüklerde ise küçük Sommerfeld sayıları kullanılır. Pratikte $S_o > 1$ bölgesinde çalışılır. Ancak yüksek hız ve düşük yüklerde $S_o < 1$ alınabilir. Normal yüzey kalitelerinde $S_o < 10$ alınmaktadır. Çok küçük S_o sayılarında

kaymalı yataklar

129

$$\varepsilon = \frac{2e}{\Delta d} \quad : \text{ boyutsuz eksantriklik}$$

Cetvel 24.2 ε ve b/d oranına bağlı olarak $1/S_o$ ve μ/ψ değerleri

ε	$\frac{b}{d} = 1$		$\frac{b}{d} = \frac{1}{2}$	
	$\frac{1}{S_o}$	$\frac{\mu}{\psi}$	$\frac{1}{S_o}$	$\frac{\mu}{\psi}$
0,95	0,054	0,675	0,075	0,869
0,90	0,12	1,06	0,196	1,59
0,80	0,28	1,71	0,577	3,25
0,70	0,48	2,36	1,16	5,48
0,60	0,75	3,21	2,01	8,08

$$\psi = \Delta d / d_{nom} \quad \text{boyutsuz yatak boşluğu}$$

Cetvel 24.4 ISO toleransları ile elde edilen ortalama ψ değerleri (binde olarak)

Çap (mm)	H7/g6	H7/f7	H7/e8	H7/d8
30-50	0,74	1,25	2,05	2,8
50-80	0,53	0,92	1,50	2,12
80-120	0,41	0,71	1,16	1,65
120-180	0,31	0,55	0,91	1,31
180-250	0,24	0,45	0,74	1,06

yağ tabakası titreşimlerini önlemek bakımından çok kamalı yataklar kullanılmalıdır. Çok büyük S_o sayılarında ise yarı sıvı sürtünmesi bölgesinde kalabilmek için hidrostatik yağ tabakası teşkili yoluna gidilir.

En küçük yağ tabakası kalınlığı (en küçük aralık) h_o değerinin yüzey pürüzlerinin toplamından daha büyük olması gerektiği yukarıda söylenmişti. Geçiş dönme sayısı için iyi bir yakınsaklıkla

$$\rightarrow h_o = 10 \mu m (= 0,01 mm)$$

alınabilir. Çok iyi işlenmiş ve parlatılmış yüzeyler için bu değer

$$\rightarrow h_o = 5 \mu m$$

$$S_o = \frac{P_m \cdot \psi^2}{\eta \cdot \omega} \text{ Sommerfeld sayısı}$$

$$P_m = \frac{F}{b \cdot d} \text{ (daN/cm}^2\text{)}$$

ortalama basınç
 F- (daN) yatak yükü
 b- (m) yatak genişliği
 d- (m) mil çapı

$$\psi = \frac{\Delta d}{d} \text{ boyutsuz yatak boşluğu}$$

Δd -(m) yatak boşluğu
 n-(d/d) dönme sayısı

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \text{ (1/s) açısal hız}$$

η -(daNs/m²)
 dinamik viskozite

$$h_o \text{ -(m) en ince yağ tabakası kalınlığı}$$

$$h_r = \frac{2 \cdot h_o}{\Delta d} \text{ boyutsuz en ince yağ tabakası kalınlığı}$$

$$G = \frac{d^2 \cdot b \cdot \mu \cdot n}{320 \cdot \theta} \text{ (lt/dk)}$$

yağlama için yatağa gönderilmesi gereken yağ miktarı
 θ - yağ debisi faktörü

Şekil 24.5 Radyal kaymalı yatağın karakteristik eğrileri

Cetvel 24.3 Makina yapımında kullanılan kaymalı yataklar için yükleme değerleri
(Fe-Çelik, DD-Dökme demir, BM-Beyaz metal, Pb-Bz-Kurşun bronzu,
Bz-Bronz, Rg-Kızıl döküm, Sn-Bz-Kalay bronzu)

Kullanıldığı yer	Malzeme çifti	p (daN/cm ²)	v (m/s)
Güç taşıyıcı miller	DD/Fe	2	3,5
	DD/Fe	8	1,5
	BM/Fe	5	6
Kaldırma makinaları: Vinç kolu dönme noktası Tekerlek, makara, tambur	DD-Sn-Bz20/Fe70	150	-
	Rg7/Fe50	120	-
Takım tezgahları: Mafsallı presler, süper basınçlı hadde işleri	BM,Rg,DD-Bz,DD/Fe	20-50	-
	Pb-Bz/Fe	1000	-
	SnBz8/Fe sert.	500	50
	Sentetik mal./Fe sert	250	50
Elektro ve su kuvvet makinaları, buhar türbinleri ve özel turbo motorlar	BM/Fe50	7-12	10
	BM/Fe	8	60
	Pb-Bz/Fe	15	60
Pistonlu buhar mak.-Pompalar: Kroshed ve piston peroları Krank mili: Piston kolu yatağı, ana yatak, dış yatak (Volan yatağı)	BM, Pb-Bz/Fe sert.	120	-
	BM, Pb-Bz/Fe sert.	75	3,5
	BM, Pb-Bz/Fe sert.	45	3,5
	BM/Fe	25	3
Taşıt ve uçak motorları: Piston kolu yatağı: yavaş hız, yüksek hız uçak motorları Krank mili yatağı: yavaş hız, yüksek hız uçak motorları	BM/Fe	120	-
	BM/Fe	200	-
	BM/Fe	800	-
	BM/Fe	80	-
	BM/Fe	135	-
	BM/Fe	180	-
Diesel motorları: 4 zamanlı motor piston kolu yatağı 4 Z Mot. krank mili yatağı 2 Z Mot. Piston kolu yatağı 2 Z Mot. Krank mili yatağı	-	125-250	-
	-	55-130	-
	-	100-150	-
	-	50-90	-

veya daha aşağı olabilir. Ancak bu durumda kullanılacak yağın çok iyi filtrelenmiş olması şarttır.

Radyal kaymalı yataklarda çevre hızı (v) 12 m/s'nin üstüne çıkınca pompalı yağlama sistemi tercih edilmelidir. Daha küçük hızlarda ve yatay millerde bilezikli yağlama uygulanabilir.

μ - sürtünme katsayısı olmak üzere hidrodinamik sıvı tabakası bölgesinde, Vogelpohl'a göre,

$$S_o < 1 \text{ için } \mu/\psi = 3/S_o$$

$$S_o > 1 \text{ için } \mu/\psi = 3/\sqrt{S_o}$$

yaklaşık değerleri kullanılabilir.

Yağ tabakası teşkili için yatağa gönderilmesi gereken yağ miktarı

$$G = \frac{d^2 \cdot b \cdot \mu \cdot n}{320 \cdot \theta} \quad (lt/dk)$$

Burada μ - sürtünme katsayısı, $n - (d/d)$ olarak dönme sayısı, d (cm) olarak mil çapı, $b - (cm)$ olarak yatak denişliği ve θ - yağ debisi faktörüdür (Bak. Şekil 24.5).

24.1.1.2. Radyal Kaymalı Yataklarda Hesapların Düzenlenmesi

1. Milin yükleme durumuna göre yataklara etkiyen kuvvetler tespit edilir.
2. Milin yataklama yerindeki çapı (d) hesaplanır veya diğer çap kademelerine göre seçilir. Buna göre b/d oranı göz önünde bulundurularak yatağın ortalama basıncı

$$p_m = \frac{F}{b \cdot d}$$

eşitliği ile hesaplanır. Ortalama basınç değerleri Cetvel 24.3'den de alınabilir. Bazı durumlarda hesapla bulunan basınç değerleri yardımıyla aynı cetvelden yatak malzemesi seçilebilir.

3. En küçük yağ tabakası kalınlığı h_o ; yüzey pürüzlülüğü göz önünde bulundurularak

$$h_o \geq S_M (4 \dots 5) (R_{a1} + R_{a2})$$

eşitliği yardımıyla tespit edilir.

4. Boyutsuz yatak boşluğu ψ , seçilen yatak malzemesine veya ISO toleranslarına göre (örneğin Cetvel 24.4'den) seçilir. Tolerans değerleri belirlenince Δd çap farkı da belli olacağından boyutsuz en ince yağ tabakası kalınlığı

$$h_r = \frac{2h_o}{\Delta d} = \frac{2h_o}{\psi \cdot d} = 1 - \varepsilon$$

bulunur.

5. Boyutsuz en ince yağ tabakası kalınlığı (h_r) ve boyut oranına (b/d) göre Şekil 24.5'den veya

$$\varepsilon = \frac{2e}{\Delta d} = 1 - \frac{2h_o}{\Delta d}$$

eşitliği ve b/d 'ye göre Cetvel 24.2'den S_o ile μ/ψ ve θ değerleri bulunur.

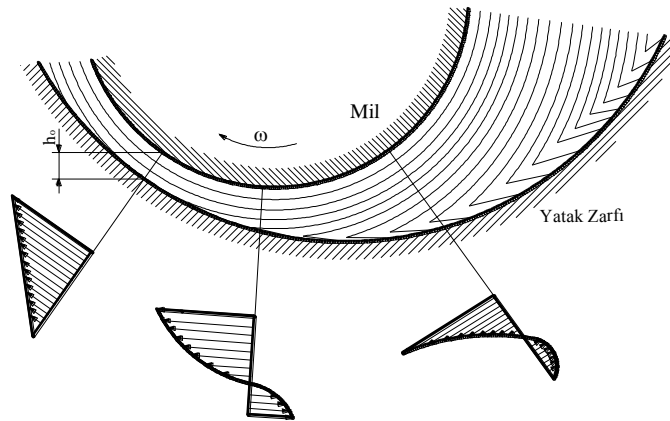
6. $S_o = \frac{P_m \cdot \psi^2}{\eta \cdot \omega}$ eşitliğinden yatakta kullanılacak yağın viskozitesi hesap edilir.

7. Bölüm 24.3'de verilen "Kaymalı Yataklarda Isı Kontrolü" kısmındaki eşitliklerden yararlanılarak yatağın soğuma durumu kontrol edilir.

24.1.1.3. Birden Fazla Kayma Yüzeyleli Yataklar (Çok Kamalı Yataklar)

Düşük yük ve yüksek hızlarda daha kalın yağ tabakaları oluşmakta, ancak yatak içinde mil (muylu) çalışma dengesini (stabilitesini) kaybetmektedir.

Hızın yüksek olduğu durumlarda yağ tabakasının incelmesi yerde yağ geriye doğru akar. Bu olay, milin yatak zarfının en yakın olduğu yerde (en ince yağ tabakasının

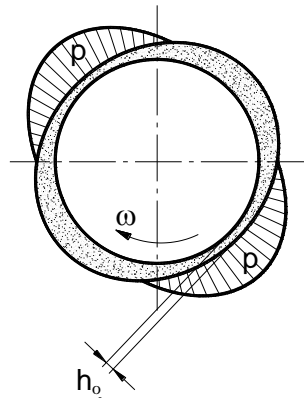


Şekil 24.6 Yüksek basınç etkisiyle yağın geriye akışı ve hız dağılımları

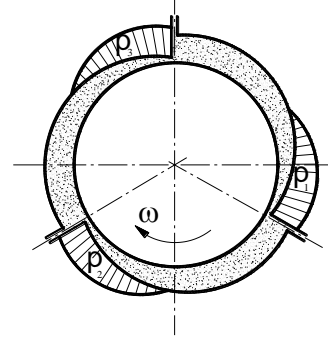
oluştugu yerde) yağın sıkışmasından ortaya çıkan yüksek basınç nedeniyle meydana gelmektedir. Esasen en ince yağ tabakasının oluştuğu yerde basıncın yüksek olması doğaldır ve gereklidir. Çünkü yükü taşıyacak basınç ancak bu bölgede oluşur. Yatak zarfının diğer kısımları taşıma işine yardımcı olmakla beraber yükü dengeleyen kısım bu bölgedir. Bu yüksek basıncın elde edilmesi için:

1. Milin dönmesiyle aralığa sevk edilen yağ miktarı fazla olmalı,
2. Sevk edilen bu yağlar ancak büyük zorlamalarla aralıktan çıkabilmelidir.

Birinci şart büyük boşluk, ikincisi ise küçük boşluk gerektirir. Bu iki şart normal bir yatakta gerçekleşemez. Bu nedenle birkaç tane taşıma yüzeyi olan yataklar yapılmıştır. Bunlara birden fazla taşıma yüzeyli yataklar adı verilir.



Şekil 24.7 İki taşıyıcı yüzeyli yatak

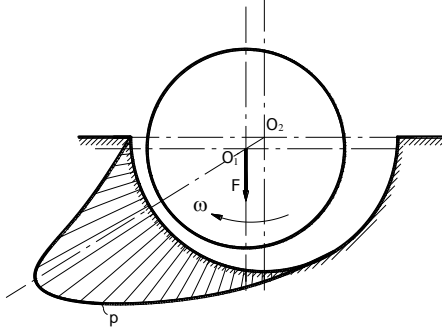


Şekil 24.8 Üç taşıyıcı yüzeyli yatak

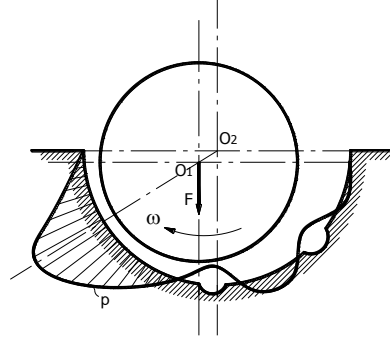
İki taşıyıcı yüzeyli yatak (limon boşluklu yatak) (Şekil 24.7); bu yatakta iki basınç tepesi oluşur ve mil bu basınç tepeleri arasında sıvı bir kısıkaç ağzında imiş gibi dengede kalır ve rahat çalışır. Dengenin önemli olduğu yerlerde kullanılır.

Dönüş yönü değişmeyen mil yataklamalarında üç taşıyıcı yüzeyli yataklar oldukça iyi sonuç verirler (Şekil 24.8).

Normal bir yatakta yağ basıncının durumu Şekil 24.9'da olduğu gibi iken, bu yatağın taşıyıcı kısmına yağ kanalı açılırsa basınç yayılımı Şekil 24.10'daki şekli alır. Bu iki şekilden de görülebileceği gibi yatak zarfına açılan yağ kanalları basınç dağılımını kötü yönde etkilemekte ve yatağın yük taşıma kapasitesini azaltmaktadır. Yük taşıma kapasitesinin azalmasına neden olabilecek bu tür yataklarda zayıf basınç bölgelerinin orta kısmına büyük yağ kanalları açılırsa yatağın daha bol yağ ile yağlanması temin edilir. Dört taşıma yüzeyli yatak buna örnek gösterilebilir (Şekil 24.11). Burada mil çevresinde oluşan dört basınç tepesi milin dört bir tarafından sararak dengede tutar ve sistemin her iki yönde çalışmasına olanak tanır.



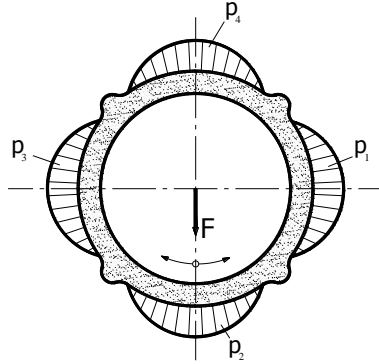
Şekil 24.9 Normal yatak basıncı



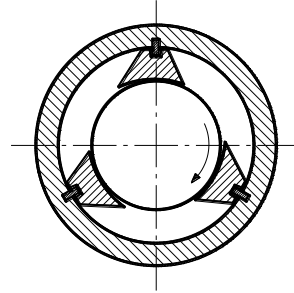
Şekil 24.10 Bozulmuş taşıyıcı basınç

Çok taşıma yüzeyli yataklar sessiz çalışmalarını, uzun ömürlü olmaları, darbeye karşı dayanıklı olmaları ve iyi bir merkezleme temin etmeleri bakımından özellikle takım tezgahlarında geniş kullanma alanlarına sahiptirler. Aynı zamanda normal yataklarda uygulanan devir sayılarının (birkaç bin) çok üstünde (50.000 – 60.000) devir sayılarına kadar da kullanılabilirler.

Çok taşıma yüzeyli yataklar oynak segmanlı olarak da yapılabilir (Şekil 24.12). Milin devir sayısına göre segmanlar eğimlerini otomatik olarak ayarlayabileceği gibi ayar civataları yardımıyla da segman ile mil arasındaki boşluk ayarlanabilir.



Şekil 24.11 Dört taşıma yüzeyli yatak



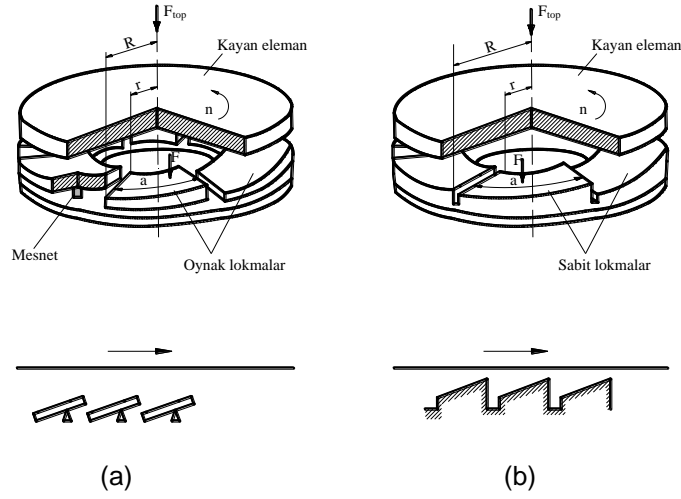
Şekil 24.12 Oynak segmanlı yatak

24.1.2. Hidrodinamik Aksenal Kaymalı Yataklar

Su ve buhar türbinleri, turbo kompresörler, gemi milleri ve benzeri yerlerde aksenal kuvvetleri almak üzere kullanılır. Genel olarak yatakta eğik bir yağ kaması teşkil edilir. Bu eğik yağ kaması, yatak yüzeyine sabit veya oynak olarak

yerleştirilen lokmalar (Şekil 24.13) yardımıyla oluşturulur ve böylece hidrodinamik yağlama yapılır.

Eksenel hidrodinamik kaymalı yataklarda taşınan yüke bağlı olarak pek büyük olmayan yüzey basınçları ($p_m = 3 \div 8 \text{ daN/cm}^2$) ve küçük çevre hızları ($v \cong 5 \text{ m/s}$) uygulanır. Bu nedenle yatağın taşıyıcı yüzeyi artırılarak basıncın azaltılması yoluna gidilir. Ancak bu durum mil çapı ile oluşan dayanma yüzeyi ile değil yatak yüzeyinin büyütülmesi şeklinde yapılmaktadır. Yatağın bu büyütülen dayanma yüzeyine sürtünme halkası adı verilir.

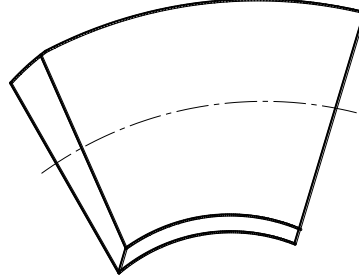


Şekil 24.13 Hidrodinamik eksenel kaymalı yatağın prensip şeması
a. Oynak lokmalı, b. Sabit lokmalı

Hidrodinamik eksenel kaymalı yataklarda, yatağın çalışmadığı durumda milin yatak yüzeyine daha dengeli bir şekilde dayanması için, taşıyıcı yüzeyi oluşturan lokmaların eğik yüzeyinin bir kısmının düz olarak yapılması daha uygundur. Bu yatakların bilinen en yaygın türü oynak lokmalı "Michell Yatakları" dir.

24.1.2.1. Oynak Lokmalı Yataklar: Michell Yatağı

Yatak yüzeyi çok sayıda eğik ve merkeze doğru belli bir konikliğe sahip lokmalardan meydana gelmiştir (Şekil 24.14). Sürtünme halkasındaki bu eğim, yük taşıyıcı yağ kamasının oluşması ve koniklik de dönme esnasında yağın dışarı savrulmasını önlemesi amacı ile düzenlenmiştir. Lokmaların oynak mesnetlenmesi sayesinde ise, yatağın (milin) çevresel hızına bağlı olarak kendiliğinden eğimlerini ayarlaması ve yatakta eğik bir yağ kamasının oluşması temin edilir.

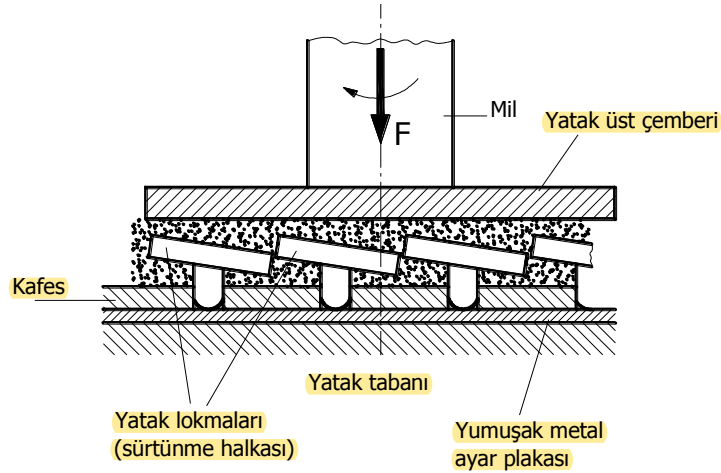


Şekil 24.14 Konik lokma

Konik yüzeyli lokmaların temin ettiği yağ kaması sayesinde bu yataklardaki basınç değeri $3 \div 8 \text{ daN/cm}^2$ düzeyinden $10 \div 40 \text{ daN/cm}^2$ 'ye kadar çıkabilmektedir. Ancak bu yataklarda en büyük problem bütün lokmaların eşit olarak yüklenmelerinin sağlanmasıdır. Montaj sırasında biraz yüksek kalan birkaç lokma bütün yükü taşır ve bunlar çabuk aşınarak yatak bozulur. Lokmaların ince ayarı ya basınç altında ayar vidaları yardımıyla veya Şekil 24.15'de görüldüğü gibi lokmaların küresel desteğinin dayandığı yumuşak metal sayesinde yapılır. Lokmalara yük uygulandığında yüksek olan lokmalar yumuşak metale gömülerek yükseklik ayarı otomatik olarak yapılmış olur.

24.2.2.2. Hidrodinamik Aksenal Yatağın Hesabı

Yukarıda açıklandığı gibi, aksenal kaymalı yatak, halka şeklinde sıralanmış bir takım eğik düzlemlerden (lokmalardan) oluşmaktadır.



Şekil 24.15 Oynak lokmalı yatağın yüklenmesi

Simetri nedeniyle kuvvetin eğik düzlemlere eşit olarak dağıldığı kabul edilir. Bu yataklarda kayma hızı (v), eğim faktörü (m) ve lokmaların uzunluğu (a)'nın, $D_m = (D+d)/2$ ortalama yatak çapına karşılık geldiği varsayımı yapılır (Şekil 24.16 ve Şekil 24.17).

Böyle bir yatakta yağ tabakasının yük taşıma ve sürtünme durumunu belirten önemli büyüklükler aşağıdaki boyutsuz ifadelerle verilmiştir.

Boyutsuz yük sayısı

$$\phi = \frac{F \cdot f_b}{z \cdot \eta \cdot v \cdot b} \left(\frac{h_o^2}{a^2} \right)$$

- Burada F - (daN) eksenel kuvvet (yatak yükü)
 f_b - yan akım düzeltme faktörü (b/a ve m değerlerine bağlı olarak Cetvel 24.5'de verilmiştir)
 $m = (h_1 - h_o)/h_o$ kama eğim faktörü
 h_o - (m) en küçük aralık (minimum yağ tabakası kalınlığı)
 z - lokma sayısı
 v - (m/s) ortalama çevre (kayma) hızı
 a - (m) ortalama lokma uzunluğu
 b - (m) lokma genişliği
 η - ($daNm^{-2}s$) yağın dinamik viskozitesi

şeklinde alınmıştır.

Yatağın sürtünme katsayısı

$$\mu = f_b \cdot C \left(\frac{h_o}{a} \right)$$

Burada C - sürtünme faktörü (m büyüklüğüne göre Cetvel 24.6' da verilmiştir).

Ortalama basınç

$$p_m = \frac{F}{a \cdot b \cdot z} \quad (daN/cm^2)$$

Uygulama için Pratik Bilgiler:

Ortalama basınç : $p_m = 10 \div 40 \quad (daN/cm^2)$

Cetvel 24.5 Yan akım düzeltme faktörü (f_b) değerleri

m	b/a	∞	4	2	1,33	1,0	0,8	0,667	0,5
1	1	1,19	1,44	1,79	2,305	2,91	3,585	5,41	
2	1	1,18	1,41	1,74	2,18	2,74	3,38	4,83	

Cetvel 24.6 Yük sayısı (ϕ), sürtünme faktörü (C) ve (e/a) değerleri

m	ϕ	C	e/a
0,7	0,1476	5,48	0,052
1,0	0,1589	4,86	0,068
1,2	0,1600	4,80	0,078
1,5	0,1577	4,62	0,090
2,0	0,1479	4,71	0,108
3,0	0,1243	5,24	0,134
4,0	0,1035	5,89	0,154
5,0	0,0872	6,53	0,169

Lokmaların genişlik oranı : $b/a = 0,7 \div 1,25$ (önerilen değer $b/a = 1$) ←

Ortalama çevre hızı : $v < 12$ (m/s)

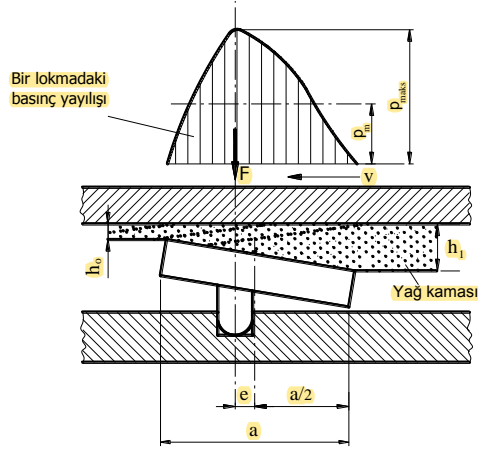
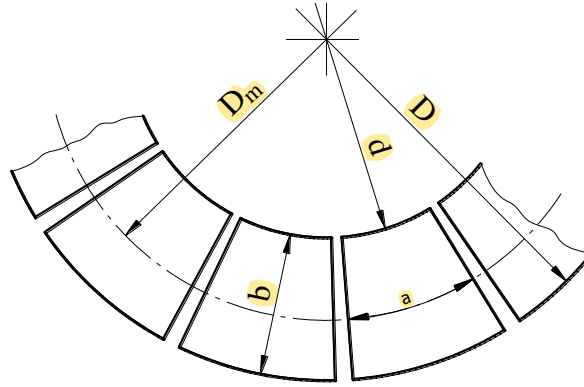
Lokma sayısı : $z = 5 \div 16$ (önerilen değer $z = 7 \div 12$)

→ Lokma alanları toplamının, toplam sürtünme halkası alanına oranı:

$$\rightarrow k = \frac{z \cdot a \cdot b}{\frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2)} = \frac{z \cdot a \cdot b}{\pi \cdot D_m \cdot b} ; \quad D_m = \frac{D + d}{2}$$

Bu oran $k = 0,6 \div 0,9$ değerleri arasındadır. Orta hızlarda $k = 0,8$ ve yüksek hızlarda (buhar türbini ve turbo kompresörlerde) $k = 0,6$ değerleri önerilmektedir. ←

Soğutma için önemlidir.

**Şekil 24.16** Bir lokmadaki basınç durumu**Şekil 24.17** Sürtünme halkası

Kama eğim faktörü : $m = (h_1 - h_0)/h_0 = 1 \div 2$ (önerilen $m = 1,2 \div 1,5$) değerleridir. Çünkü Cetvel 24.6'ya göre en büyük yük $m = 1,2$ ve en küçük sürtünme $m = 1,5$ değerindedir.)

En küçük aralık (minimum yağ tabakası kalınlığı) :

$$\rightarrow h_0 \geq 5 \cdot 10^{-5} \cdot D_m$$

Lokmalarda yağ tabakası teşkili için gerekli yağ miktarı, yakınsak olarak,

$$G = 0,7 \cdot z \cdot b \cdot v \cdot h_o \quad (m^3/s)$$

Burada b - (m), v - (m/s) ve h_o - (m) boyutunda alınacaktır.

Yatakta sıvı yağlamasının teşkili, rejim (nominal) çalışma hızının daha altında başlamalıdır. Sıvı yağlamaya geçiş dönme sayısı n_g ve nominal dönme sayısı n_n ile gösterilirse

$$\rightarrow n_g = (0,3 \div 0,7) n_n$$

olarak alınabilir. Yük altında sık sık durup hareket eden millerde küçük değer, sürekli olarak nominal hızda çalışan millerde ise büyük değer alınır.

Hesaplanan yağın viskozitesi geçiş dönme sayısında emniyetli bir sıvı sürtünmeyi sağlamalıdır. Yağın ısındığı durumlarda da durup kalkmalar olduğu için, bu viskozite yağın alabileceği en yüksek sıcaklık için verilmelidir. Böylece sistem içinde belirli bir emniyet sağlanmış olur.

24.2. Hidrostatik Kaymalı Yataklar

Prensip olarak hidrostatik yataklarda dış kuvveti (yatak yükünü) dengelemek için yağ tabakasındaki basınç zorunlu olarak oluşturulur. Bu iş için genellikle bir pompa kullanılır ve bu pompa vasıtasıyla kayma yüzeyleri arasına yüksek basınç altında yağ gönderilir.

Hidrostatik yağlamanın özellikleri şunlardır:

1. Yüzeyler birbirine nazaran hareketsiz iken bile sıvı sürtünmesi oluşturulabilir. Bu nedenle hareketin başlangıcında ve bitiminde hidrodinamik yağlamada meydana gelen aşınmalar olmamaktadır.
2. Yük taşıma kabiliyetinin yüzeyler arasındaki bağıl harekete bağlı olmamasından ve yük taşıma basıncının (hidrostatik basınç) zorunlu olarak oluşturulmasından dolayı büyük yataklamalarda (jeneratörler, su türbinleri vb.) rahatlıkla kullanılabilir.
3. Oldukça büyük bir sönümlenme ve rijitliğe sahiptir.

Hidrostatik yağlamanın sakıncaları ise şu şekilde özetlenebilir:

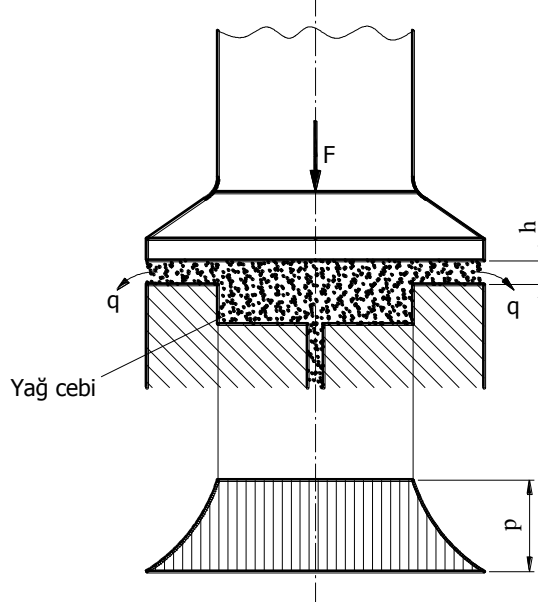
1. Sistemi oluşturan tesisat (pompa, borular, armatürler vb.) oldukça karışıktır ve sık sık arızalara yol açmaktadır.
2. Hidrostatik yağlamada sürtünme gücü kaybı daha az, dolayısıyla yataktaki aşınma da az olacağından yatak daha uzun ömürlü olur. Ancak sistemin ilk maliyeti yüksek ve bakımı daha pahalıdır.

Bu sakıncalara rağmen hidrostatik kaymalı yatakların gelişen bir şekilde kullanıldıkları görülmektedir. Özellikle aksenal yataklar ve takım tezgahlarının ana mil yataklarında artan bir şekilde uygulanmaktadır.

Hidrostatik yatağın prensip şeması Şekil 24.18'de verilmiştir. Yağ, bir pompa yardımıyla yağ cebine gönderilir ve yatak yükünü taşıyacak miktarda basınç (p) oluşunca ortamdaki yağ kayma yüzeyleri arasındaki boşluktan dışarı akar (q). Küçük aksenal yataklar tek cepli yapılabilmekle beraber büyük aksenal yataklar ve radyal yataklar birden fazla cepli olmalıdır. Cepler dikdörtgen veya daire şeklinde olabilir.

24.2.1. Hidrostatik Radyal Kaymalı Yataklar

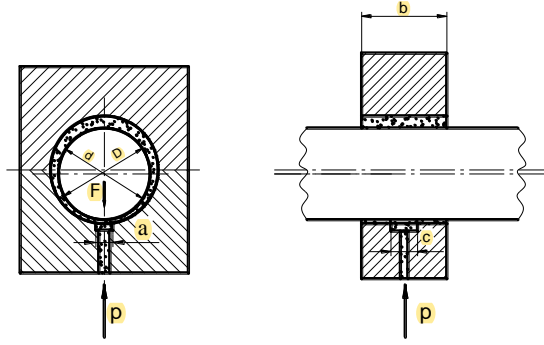
Eğer hidrostatik yağlama; sadece hareket başlangıcı ve bitiminde oluşacak olan kuru veya yarı sıvı sürtünmeyi önlemek amacıyla yapılıyorsa, Şekil 24.19'da görüldüğü gibi, hareket yokken mili yukarı kaldıracak bir yağ basıncı elde etmek için yatağın altında bulunan bir delikten pompa yardımıyla basınçlı yağ verilir. (axc) kesitindeki cebe ulaşan yağ mili yukarıya kaldırır. Mil normal hızına ulaştığı ve hidrodinamik yağlama ile sıvı sürtünmesi sağlandığında, pompa ile gönderilen basınçlı yağ akışı durdurulur.



Şekil 24.18 Bir hidrostatik aksenal kaymalı yatağın prensip şeması

Hidrodinamik yağlama bakımından yatağın alt yarısında bırakılan kanal veya boşlukların ne kadar sakıncalı olduğu bölüm 24.1.1.3'de kısaca anlatılmıştı. Ancak hidrostatik yağlamanın gerekli olduğu yerlerde bu boşluklar bırakılır, buna karşılık

yapılan hidrodinamik hesaplarda bu etkiyi azaltacak yönde emniyet payları göz önünde bulundurulur.

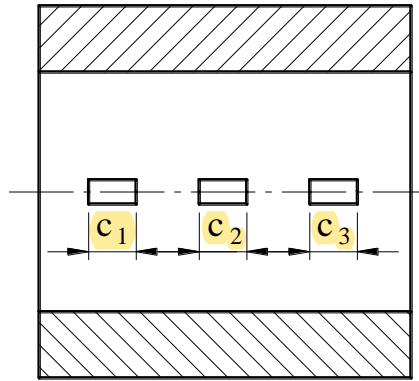


Şekil 24.19 Bir hidrostatik yatağın yağlanması

Yağ sevk kanalları (cepler) genellikle tek parça olmayıp birkaç parçalı yapılırlar (Şekil 24.20). Böylece milin daha düzgün bir şekilde kaldırılması ve hidrodinamik yağlamada oluşturulacak basınç yayılımının yük taşımaya daha elverişli olması sağlanmış olur. Bu durumda cebin toplam uzunluğu

$$c = c_1 + c_2 + c_3$$

olur.



Şekil 24.20

Bir radyal kaymalı yatağın hidrostatik yağlama sürekli yağlama sistemi olarak seçilirse yatağa bir yerden değil birkaç yerden yağ gönderilmelidir (Şekil 24.21). Bu çok cepli yağlama tertibatında bir tek pompa kullanılır ve her cebe gönderilecek

yağ miktarı, dolayısıyla her cepteki basınç değeri, tesisata yerleştirilecek direnç elemanları ile ayarlanır. Pratikte hidrostatik radyal kaymalı yataklarda 3 ile 5 cep bulunur. Daha fazlasının yük taşıma kabiliyetine olan etkisi yok denecek kadar azdır. Yük altında en alttaki cepte oluşan basınç artar, üstteki basınç ise azalır (Şekil 24.21b). Yan ceplerdeki basınçlarda büyük bir değişme olmaz.

24.3. Kaymalı Yataklarda Isı Kontrolü

Çalışma esnasında sürtünme nedeniyle yataklarda bir güç kaybı olur ve bu durum yatağın ısınmasına sebep olur. Yatakta oluşan bu ısı hem kullanılan yağın yağlama özelliğinin bozulmasına hem de yatak zarfı ve mil muylusunun aşınmasına sebep olur. Yataklarda kullanılan yağlar normal çalışma sıcaklıklarına göre seçildikleri için (bu değer genel olarak 60°C dolayındadır) daha yüksek sıcaklıklarda viskozite düşer ve uygun bir yağlama yapılamaz.

Yatağın kendiliğinden soğuması; yatak dış yüzeyinin büyüklüğü, bulunduğu ortamın sıcaklığı, yatağın açıkta veya makina içinde olması, mil tarafından ısı taşınması (örneğin bir buhar türbini veya bir soğutma tesisindeki mil yatakları gibi) ve benzeri birçok faktöre bağlıdır.

Yatakta oluşan ısı, genellikle yağlama yağı ve yatak gövdesi tarafından dışarı atılır. Yatakta sürtünme yolu ile meydana gelen ısı

$$Q_s = 35380.F.v.\mu \quad (J/h)$$

eşitliğinden bulunur. Burada F - (daN) yatak yükü, v - (m/s) ortalama çevre hızı, μ - sürtünme katsayısıdır.

Yatak gövdesi tarafından dışarı atılan ısı (çevreden soğuma ile)

$$Q_c = A_c.\alpha.\Delta t_1 \quad (J/h)$$

ve yağlayıcı madde tarafından taşınan ısı

$$Q_y = C.G.\Delta t_2 \quad (J/h)$$

eşitlikleri ile hesaplanır. Burada A_c - (m²) yatak dış yüzeyi alanı, α - (J/m².°C.h) toplam ısı iletim katsayısı, Δt_1 - (°C) yatak yüzeyi sıcaklığı ile çevre sıcaklığı arasındaki fark, C - (J/daN.°C) yağın özgül ısınma ısısı, G (daN/h) yağlayıcı madde (soğutucu madde) miktarı, Δt_2 - (°C) yağlayıcı (veya soğutucu) maddenin çıkış ve giriş sıcaklıkları farkıdır.

Yatağın ısı bakımından dengede olabilmesi için, sürtünme yolu ile meydana gelen ısının, çevreden soğuma ve yağlayıcı madde ile alınması gerekir. O halde

$$Q_s = Q_c + Q_o$$

olmalıdır. Genellikle kapalı devre yağlama sistemlerinde (örneğin pompalı yağlama sisteminde) yağlayıcı tarafından çevreye iletilen ısı; açık devre yağlama sistemlerinde (örneğin damlalıklı veya fitilli yağlama sistemlerinde) gövde ve mil tarafından iletilen ısı daha önemlidir. Isı kontrolunda yatağın kendi kendini soğutamayacağı tespit edilirse tüm ısının soğutucu tarafından alınması yoluna gidilir. Çevreden soğuma bir emniyet payı olarak bırakılır.

Uygulama İçin Pratik Bilgiler:

Toplam ısı iletim katsayısı: α - $(J/m^2 \cdot ^\circ C \cdot h)$

Kendi kendini soğutan sistemlerde

$$\alpha = 75366 - 92114 \quad (J/m^2 \cdot ^\circ C \cdot h)$$

Yatak etrafında zorunlu bir hava akımı meydana getirilmiş ise

$$\alpha = 4187 \cdot (15 + 7,6\sqrt{v_h})$$

Burada v_h - (m/s) ortalama hava hızı

Yatak dış yüzeyi : A_c - (m^2)

Radyal yataklarda

$$A_c = (12 - 24)d^2$$

Burada d - (m) mil çapıdır. Hafif makina inşasında 12, ağır makina inşasında ise 24 çarpanı alınmalıdır.

Eksenel yataklarda

$$A_c = (8 - 10)\pi \cdot D_m \cdot b$$

Yağların özgül ısıları: C - $(J/daN^\circ C)$

Mineral yağlarda

$$C = 1675 - 2100 \text{ (} J / daN^{\circ}C \text{)} \text{ ve saf suda } C = 4187 \text{ (} J / daN^{\circ}C \text{)}$$

Yatak yüzeyi sıcaklığı $60^{\circ}C$ 'dan daha az olmalıdır. Çevre (ortam) sıcaklığı $20^{\circ}C$ alınırsa

$$\Delta t_1 \leq 40^{\circ}C$$

olmalıdır.

Soğutucu madde veya yağın çıkış ve giriş sıcaklıkları arasındaki fark

$$\Delta t_2 \cong (10 \div 15)^{\circ}C$$

arasında olmalıdır.

24.4. Yatak Malzemeleri

Yatak malzemelerinden beklenen özellikler o kadar çeşitlidir ki bunların hepsini bünyesinde toplayan bir tek malzeme tanımlamak olanaksızdır. Bu bakımdan belirli işletme şartlarında bu şarta en uygun yatak malzemesinden söz etmek mümkündür.

Genel olarak bir yatak malzemesinden şu özellikler beklenir:

1. Yağlayıcı tarafından iyi ıslatılabilir.
2. Yeterli aşınma ve basınç mukavemetine sahip olmalıdır. Yataklardaki zorlanmalar çok defa değişken zorlanma olduğundan yorulmalar göz önüne alınmalıdır.
3. Sıcaklıkla sertliğini kaybetmemelidir.
4. Yağ kesilmesi, yağsız çalışma gibi durumlarda mil malzemesine hemen kaynamamalıdır.
5. Döküm ve talaş alma işçiliğinin kolay olması ve düzgün bir yüzey vermesi gereklidir.
6. Isıyı mümkün olduğu kadar iyi iletmelidir. Bazı yatak malzemelerinin ısı iletkenlikleri

Beyaz maden	WM5	20 (J / m ² Ch)
Beyaz maden	WM93	38 (J / m ² Ch)
Bronz (ortalama)	Bz	45 (J / m ² Ch)

7. Korozyon etkilerine karşı dayanıklı olmalıdır.
8. Hafif inşanın önemli olduğu yerlerde yatak malzemelerinin de özgül ağırlıkları küçük olmalıdır.

9. Ekonomik olmalıdır.

Yatak malzemeleri kullanılan malzeme türüne göre madensel ve sentetik yatak malzemeleri olarak iki grupta incelenebilir.

24.4.1. Madensel Yatak Malzemeleri

Şekillendirme tekniği bakımından döküm, sinterleme ve çekilmiş çubuktan işlenen yatak malzemeleri vardır.

Döküm yoluyla şekillendirilen yatak madenleri bünye yapıları bakımından iki karakteristik şekil gösterirler. Birincisinde; ana kitle yumuşak yapıda ve bu kitle içine küçük adacıklar şeklinde sert kristaller dağılmıştır. Beyaz maden bu türün en karakteristik temsilcisidir. Beyaz madenin yapısında; kalay – kurşun – antimon – bakır ve çok az miktarda diğer bazı elementler vardır.

Döküm yoluyla şekillendirilmiş yatak malzemelerinin ikinci tipinde; birincinin tam tersine ana kitle sert ve bu kitle içine yumuşak kristaller dağılmış durumdadır. Bu türün en karakteristik temsilcisi bronzlardır.

Sinterlenmiş malzemeler ise toz metalürjisi yöntemiyle elde edilen malzemelerdir. Toz halindeki madenler veya maden alaşımları preslenerek ilk şekillerini aldıktan sonra nötr bir atmosferde ve belirli sıcaklıklarda sinterlenirler. Bu işlem sonunda malzeme bünyesinde mikroskobik boşluklar meydana gelir. Bu tip malzemeler hacimlerinin %35'i kadar yağ emerler ve kendi kendini yağlayabilen bir yatak malzemesi olurlar.

Mukavemeti yüksek yatak burçlarının yapımında haddelenmiş yatak malzemeleri de kullanılır. Örneğin kokilde dökülen özel bronz ve alüminyum alaşımları çubuk halinde haddelenerek yatak burçlarının üretiminde kullanılır.

24.4.2. Sentetik Yatak Malzemeleri

Son zamanlarda bilhassa halojen karbonlu hidrojenler, örneğin teflon gibi malzemeler, yağlı ve yağsız çalışan yatak malzemeleri olarak kullanılmaktadır. Teflon oldukça düşük bir kuru sürtünme katsayısına sahip olup 200 °C sıcaklık sınırına kadar kararlı bir yapıya sahiptir. Su ve kimyasal maddelere karşı dayanıklıdır. Rijitliğini ve mukavemetini arttırmak için cam elyafı, fiber, asbest, grafit ve molibden disülfid gibi maddelerle takviye edilir. Yüksek sıcaklıklarda ve yağsız çalışma şartlarında tercih edilmektedir.

Naylon yatak malzemesi teflona göre daha düşük sürtünme özelliklerine sahiptir. Ancak özellikle su içinde şişme yapar. 60 °C sıcaklık sınırına kadar kullanılabilir. Oda sıcaklığında ve yağlı sürtünme şartlarında iyi netice verir.

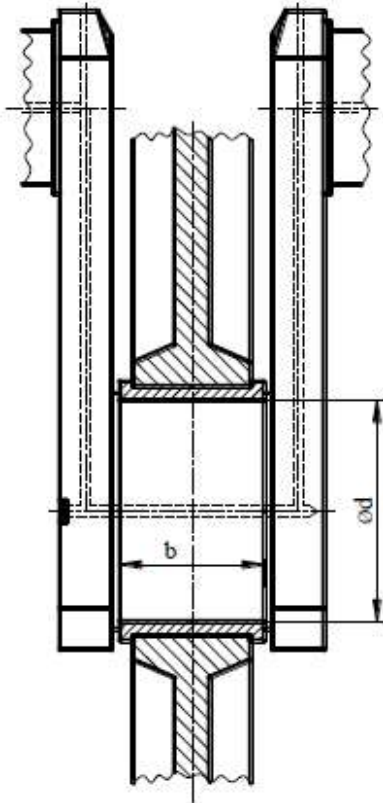
Bundan başka sentetik reçine içirilmiş elyafly yatak malzemeleri de kullanılmaktadır. Ancak bunların ısı iletme kabiliyetlerinin az oluşu, sıcaklık ve yağ tesiri ile şişme özelliklerinin bulunması sebebiyle büyük yatak boşluklu yapılmaları gerekir.

Özellikle su içinde çalışan yataklarda, örneğin gemi pervane milinin su içinde yataklanan kısmında, sert odundan (Pelesenk) yapılmış yatak malzemesi kullanılır. Günümüzde bunların yerine daha çok Polyamid sentetik yatak malzemesi kullanılmaktadır. Yine su içinde bulunan yataklamalar için, çelik zarf içine 7–20 mm kalınlığında yumuşak lastik vulkanize edilerek delik kısmı taşlanmış yataklar kullanılır.

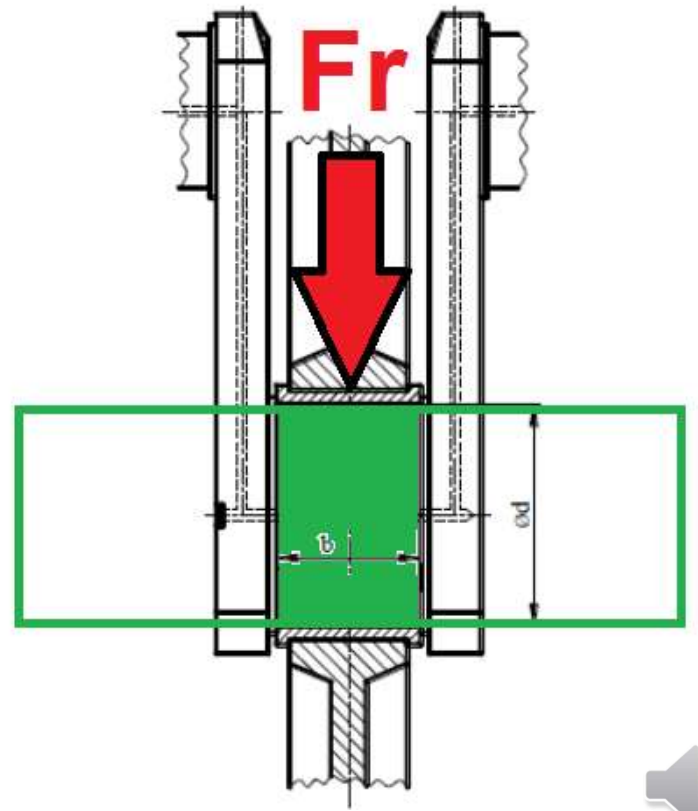
Problem 25.4

Şekil 25.4'de bir Dizel motorunun krank mili yatağı görülmektedir. Mil çapı $d = 80 \text{ mm}$, yatağa etkiyen radyal yük $F = 2850 \text{ daN}$, milin dönme sayısı $n = 2000 \text{ d/d}$ ve yatak malzemesi kurşun bronzu (D-Pb.Bz.25) olduğuna göre;

- a) Yatakta kullanılan yağın viskozitesini bulunuz.
- b) Yatağın soğutulması için gereken yağ miktarını hesaplayınız.



Şekil 25.4



Çözüm 25.4

a) Motorların krank millerinde kullanılan yatakların dar yatak türünden olacağı göz önüne alındığında $b/d = 0,5$ seçilmesi uygun olacaktır. Böylece yatak genişliği

$$b = 0,5 \cdot d = 0,5 \cdot 80 = 40 \text{ mm}$$

olur. Ortalama yatak basıncı

$$p_m = \frac{F}{b \cdot d} = \frac{2850}{4 \cdot 8} = 89 \text{ daN/cm}^2$$

Çevre hızı

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,08 \cdot 2000}{60} = 8,37 \text{ m/s}$$

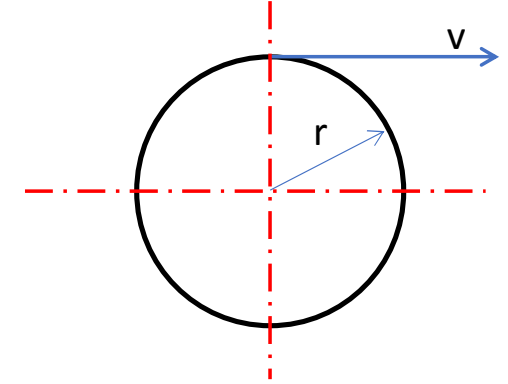
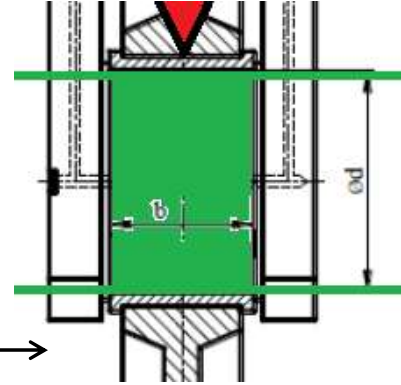
Bağıl yatak boşluğu, bronz-çelik çifti için yakınsak olarak

$$\psi = 0,0008 \cdot \sqrt[4]{v} = 0,0008 \cdot \sqrt[4]{8,37} = 0,00136$$

Bu bağıl boşluk değeri için $H7/e8$ geçmesi seçilirse $\psi = 0,0015$ alınabilir. Böylece yatak boşluğu

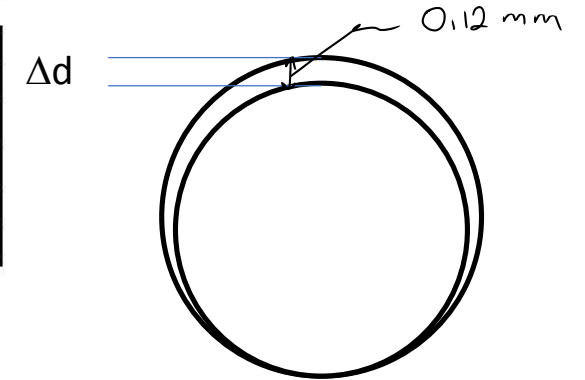
$$\Delta d = \psi \cdot d = 0,0015 \cdot 80 = 0,12 \text{ mm}$$

$$\frac{1,5}{1000} = 0,0015$$



Cetvel 24.4 ISO toleransları ile elde edilen ortalama ψ değerleri (binde olarak)

Çap (mm)	H7/g6	H7/f7	H7/e8	H7/d8
30-50	0,74	1,25	2,05	2,8
50-80	0,53	0,92	1,50	2,12
80-120	0,41	0,71	1,16	1,65
120-180	0,31	0,55	0,91	1,31
180-250	0,24	0,45	0,74	1,06



Uygun bir çalışma için en ince yağ tabakası kalınlığı $h_o = 0,01$ mm seçilirse boyutsuz eksantriklik değeri

$$\varepsilon = 1 - \frac{2.h_o}{\Delta d} = 1 - \frac{2.0,01}{0,12} = 0,833 \quad \text{ve} \quad b/d = 0,5 \quad \text{Değerlerinden hareketle}$$

Buna göre Cetvel 24.2'den doğrusal dönüşüm yapılarak

$$1/S_o = 0,45 \quad \text{ve} \quad \mu/\psi = 2,7$$

olduğuna göre yatakta kullanılacak olan yağın viskozitesi

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{P_m \cdot \psi^2}{S_o \cdot \omega} = \frac{30}{S_o} \cdot \frac{P_m \cdot \psi^2}{\pi \cdot n} \\ &= \frac{30}{2,22} \cdot \frac{89 \cdot 10^4 \cdot (0,0015)^2}{\pi \cdot 2000} = 4,3 \cdot 10^{-3} \quad \text{daNs/m}^2 \end{aligned}$$

Cetvel 24.2 ε ve b/d oranına bağlı olarak $1/S_o$ ve μ/ψ değerleri

ε	$\frac{b}{d} = 1$		$\frac{b}{d} = \frac{1}{2}$	
	$\frac{1}{S_o}$	$\frac{\mu}{\psi}$	$\frac{1}{S_o}$	$\frac{\mu}{\psi}$
0,95	0,054	0,675	0,075	0,869
0,90	0,12	1,06	0,196	1,59
0,80	0,28	1,71	0,577	3,25
0,70	0,48	2,36	1,16	5,48
0,60	0,75	3,21	2,01	8,08

Bu arada dmalı



Kullanılan yağın özgül ağırlığı $\gamma = 0,85 \text{ daN} / \text{dm}^3$ (mineral yağ) alınırsa kinematik viskozite

$$\nu = \frac{\eta \cdot g}{\gamma} = \frac{4,3 \cdot 10^{-7} \cdot 981}{0,85 \cdot 10^{-3}} = 0,496 \text{ St}$$

veya $\nu = 49,6 \text{ cSt}$ olacağından kullanılacak yağ için Cetvel 23.1'den $E^\circ = 6,56$ değeri bulunur.



b) Yatakta oluşan sürtünme ısısı

$$Q_s = 35380.F.v.\mu \quad (J/h)$$

Isınma yağın kendi molekülleri arasındaki sürtünmeden kaynaklanır.

Burada sürtünme katsayısı

Nominal devir sayısındaki çevresel hız \rightarrow Her zaman

$$\mu = 2,7.\psi = 2,7.0,0015 = 4,05.10^{-3}$$

- Yağın kendi molekülleri arasındaki sürtünme katsayısı.
- Yatağın sürtünme katsayısı

olduğuna göre $\frac{\mu}{\psi} = 2,7$ olarak tablolardan almıştık.

$$Q_s = 35380.2850.8,37.4,05.10^{-3} = 3418087 \quad J/h$$

Yatak çevresinden soğuma ile dışarı atılan ısı

$$Q_s = \alpha.A_s.\Delta t_1 \quad (J/h)$$

Burada $\alpha = 90000 \quad J/m^2\text{ }^\circ\text{C}h$, $A_s = 16.d^2 = 16.(0,08)^2 = 0,1024 \quad m^2$ ve $\Delta t_1 = 40 \quad \text{ }^\circ\text{C}$ değerleri alınır

en fazla 40 derece fark seçilebilir.

$$Q_s = 90000.0,1024.40 = 368640 \quad J/h$$



Görüldüğü gibi çevreden olan soğuma yatakta ısı dengesini temin edememektedir ($Q_c < Q_s$). Bu durumda soğutma için yağlama yağından yararlanılmalıdır. Soğutma için yatağa gönderilmesi gereken yağ miktarı

$$G = \frac{Q_y}{C \cdot \Delta t_2}$$

Burada $Q_y = Q_s = 3418087 \text{ J/h}$, $C = 2100 \text{ J/daN}^\circ\text{C}$ ve $\Delta t_2 = 15^\circ\text{C}$ değerleri alınırsa
 \hookrightarrow max fark 15°C alınabilir.

- Oluşan tüm ısının yağ vasıtası ile soğutulması gerçekleştirilmiş.
- Yatak çevresinden atılan ısı dikkate alınmamış.



$$G = \frac{3418087}{2100.15} = 108,51 \quad \underline{daN/h}$$

veya kullanılan yağın özgül ağırlığı $\gamma = 0,85 \text{ daN/dm}^3$ olduğundan

$$G = \frac{108,51}{\gamma \cdot 60} = \frac{108,51}{0,85 \cdot 60} = 2,12 \quad \text{lt/dk}$$

Diğer faktörler de göz önüne alındığında yatağın yağlanması ve soğutulması için gönderilmesi gereken yağ miktarı

$$G = 2,5 \div 3 \quad \text{lt/dk}$$

seçilmelidir.



$$\frac{b}{d} = 1$$

Problem 25.7

Çapı ve genişliği 60 mm olan bir radyal kaymalı yatağa 450 daN yük gelmektedir. Milin dönme sayısı 1200 d/d , kullanılan yağın viskozitesi $0,002\text{ daNs/m}^2$, boyutsuz yatak boşluğu $0,0015$, boyutsuz eksantriklik $0,8$, milin ve yatak zarfının yüzey pürüzlülükleri sırayla $R_{r_1} = 1,5\ \mu\text{m}$ ve $R_{r_2} = 3,5\ \mu\text{m}$ olarak bilinmektedir.

- Yatağın sıvı sürtünmesi bölgesinde çalışıp çalışmadığını söyleyiniz.
- Yatakta bir saatte oluşan ısı ne kadardır?

Not: Yatakta sıvı filmi $n_g = 0,8.n$ dönme sayısında meydana gelmektedir.

↓
960 $\frac{\text{dev}}{\text{dak}}$ → yağlama sıvı
yağlamayı geçiyor.



Çözüm 25.7

a) I.Yol

Yatakta sıvı filmi oluşumu için ön şart

$$h_o > R_{r1} + R_{r2} \\ > 1,5 + 3,5 = 5 \mu m = 0,005 \text{ mm}$$

olmalıdır. Diğer taraftan yatak boşluğu

$$\Delta d = \psi \cdot d = 0,0015 \cdot 60 = 0,09 \text{ mm}$$

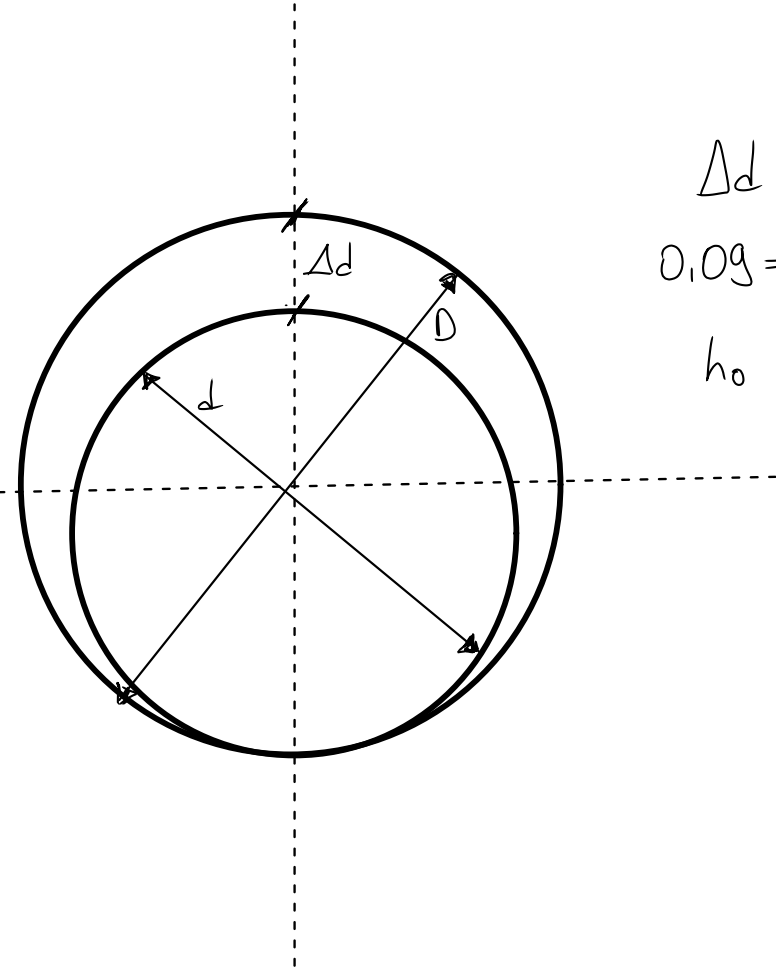
Sıvı filmi için ayrıca $\Delta r > h_o$ olmalıdır. Burada

$$\Delta r = \frac{\Delta d}{2} = \frac{0,09}{2} = 0,045 \text{ mm}$$

O halde bu yatakta

$$\Delta r = 0,045 \text{ mm} > h_o = 0,005 \text{ mm}$$

olduğundan sıvı filmi oluşur, yani sıvı yağlama vardır.



$$\Delta d = \psi \cdot d \\ 0,09 = 0,0015 \cdot 60 \\ h_o > 5 \mu m$$



II.Yol

Boyutsuz eksantriklik eşitliğinden

$$\varepsilon = \frac{2.e}{\Delta d}$$

yataktaki eksantriklik değeri

$$e = \varepsilon \cdot \frac{\Delta d}{2} = 0,8 \cdot \frac{0,09}{2} = 0,036 \text{ mm}$$

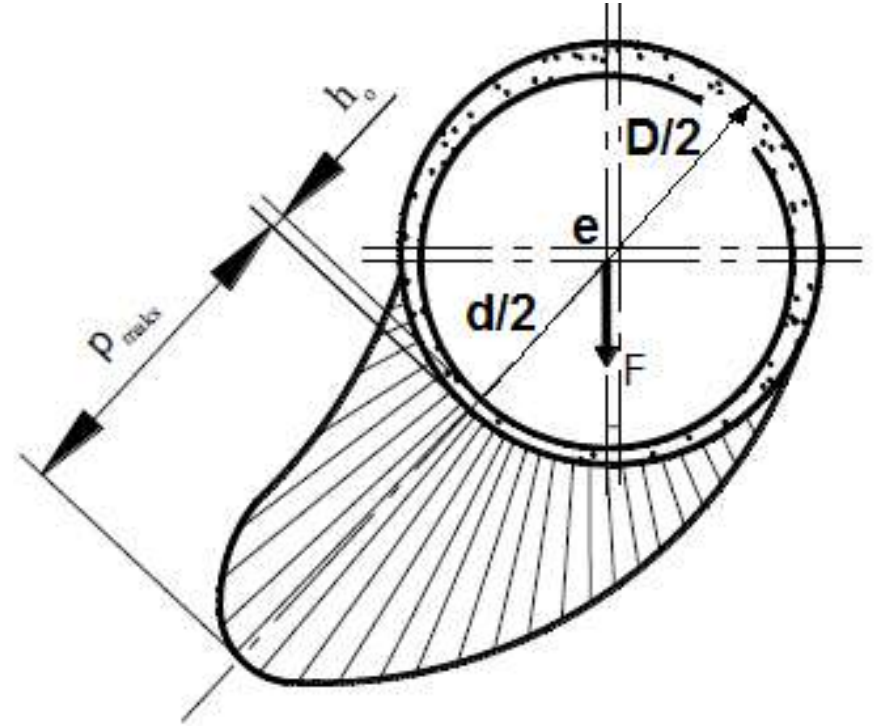
Ayrıca eksantriklik yazılımından

$$h_o = \frac{\Delta d}{2} - e = 0,045 - 0,036 = 0,009 \text{ mm}$$

Görüldüğü gibi yataktaki en küçük aralık (en küçük film kalınlığı) (h_o) yatak yarı boşluğundan (Δr) daha küçük olduğu için sıvı filmi oluşur, yani yatakta

$$h_o = 0,009 \text{ mm} < \Delta r = 0,045 \text{ mm}$$

olup sıvı yağlama vardır.



b) Yatağın ortalama basıncı

$$p_m = \frac{F}{b.d} = \frac{450}{6.6} = 12,5 \text{ daN/cm}^2$$

sıvı filminin oluştuğu açısal hız

$$\omega = \frac{\pi.n_g}{30} = \frac{\pi.0,8.1200}{30} = 100,53 \text{ 1/s}$$

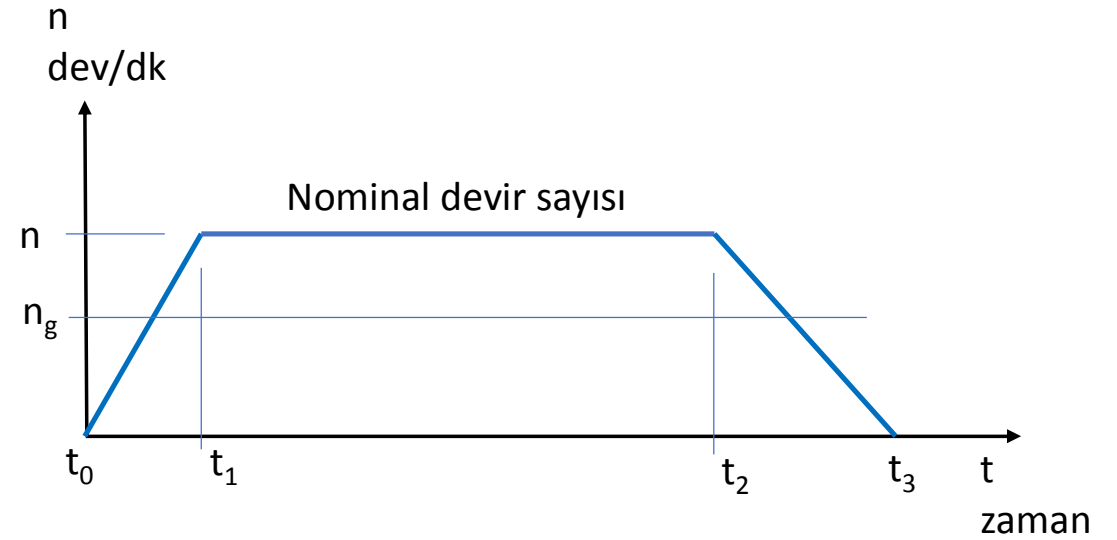
Yatağın Sommerfeld sayısı

$$S_o = \frac{p_m.\psi^2}{\eta.\omega} = \frac{12,5.10^4.(0,0015)^2}{0,002.100,53} \cong 1,4$$

Burada $S_o > 1$ olduğu için

$\frac{\mu}{\psi} = \frac{3}{\sqrt{S_o}}$ alınabilir. Böylece yatağın sürtünme

katsayısı



$$\mu = \frac{3}{\sqrt{S_o}} \cdot \psi = \frac{3}{\sqrt{1,4}} \cdot 0,0015 = 3,8 \cdot 10^{-3}$$

Milin çevre hızı

$$v = r \cdot \omega = 0,03 \cdot \frac{\pi \cdot 1200}{30} = 3,77 \text{ m/s}$$

olması için yatakta bir saatte oluşan sürtünme ısısı

$$Q_s = 35380 \cdot F \cdot v \cdot \mu = 35380 \cdot 450 \cdot 3,77 \cdot 3,8 \cdot 10^{-3} = 228084 \text{ J/h}$$

olur.



Isınma yağın kendi molekülleri arasındaki sürtünmeden kaynaklanır.



Problem 25.8

Bir radyal kaymalı yatakta yük 450 daN , yatak çapı 100 mm , genişlik 50 mm , kullanılan yağın yatak sıcaklığındaki viskozitesi $0,0002 \text{ daNs/m}^2$, boyutsuz yatak boşluğu $0,001$, milin dönme sayısı 4775 d/d , yatak dış yüzeyi (soğuma yüzeyi) alanı $0,2 \text{ m}^2$, ortam sıcaklığı $20 \text{ }^\circ\text{C}$, ek soğuma sistemi yokken ısı iletim katsayısı $84000 \text{ J/m}^2 \text{ }^\circ\text{Ch}$ ve yataktaki ortalama basınç 15 daN/cm^2 dir. Buna göre:

- Yatakta bir saatte meydana gelen sürtünme ısısı ne kadardır?
- Yatak için ek soğuma sistemine ihtiyaç var mıdır?

Not: Vogelpohl' a göre

$$S_o < 1 \text{ için } \mu/\psi = 3/S_o$$

$$S_o > 1 \text{ için } \mu/\psi = 3/\sqrt{S_o}$$

alınabilecektir.



Çözüm 25.8

a) Yatağın sürtünme ısısı

$$Q_s = 35380 \cdot F \cdot v \cdot \mu \quad (J/h)$$

Burada

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,1 \cdot 4775}{60} = 25 \text{ m/s}$$

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 4775}{30} = 500 \text{ rad/s}$$

Sommerfeld sayısı



$$S_o = \frac{p_m \cdot \psi^2}{\eta \cdot \omega} = \frac{15 \cdot 10^4 \cdot (0,001)^2}{0,0002 \cdot 500} = 1,5$$

Buna göre $S_o > 1$ olduğundan $\mu / \psi = 3 / \sqrt{S_o}$ alınır ve buradan

$$\mu = \psi \cdot \frac{3}{\sqrt{S_o}} = 0,001 \cdot \frac{3}{\sqrt{1,5}} = \underline{0,00245}$$

olduğuna göre yatakta oluşan ısı

$$Q_s = \underbrace{35380} \cdot \underbrace{.450} \cdot \underbrace{.25} \cdot \underbrace{0,00245} = 975161 \text{ J/h}$$



b) Yatağın soğutulması
Yatak çevresinden dışarı atılan ısı

$$Q_{\zeta} = A_{\zeta} \cdot \alpha \cdot \Delta t_1 \quad (J/h)$$

Burada $Q_{\zeta} = Q_y$ varsayımı yapılırsa

$$\Delta t_1 = \frac{Q_y}{A_{\zeta} \cdot \alpha} = \frac{975161}{0,2.84000} = 58 \text{ } ^\circ C$$

Görüldüğü gibi $\Delta t_1 = 58 \text{ } ^\circ C > \Delta t_2 = 40 \text{ } ^\circ C$ olduğundan yatak kendi kendini soğutamamaktadır. Yatağın ek bir soğutma sistemine ihtiyacı vardır. Esasen 25 m/s 'lik bir hızla çalışan bir yatağın yağlanması için hidrodinamik yağ filmi oluşumu oldukça zordur. O halde burada pompalı yağlama düşünülmelidir. Çevreden soğumayı bir emniyet payı olarak düşünülürse, soğutma amacı ile yatağa gönderilmesi gereken yağ miktarı için ($Q_{\zeta} = Q_y$ alınarak)

$$G = \frac{Q_y}{C \cdot \Delta t_2}$$

yazılır. Burada $C = 2000 \text{ J/daN}^\circ C$ ve $\Delta t_2 = 12 \text{ } ^\circ C$ kabul edilirse

$$G = \frac{975161}{2000.12} = 40,63 \text{ daN/h}$$

veya yağın özgül ağırlığı $\gamma = 0,90 \text{ daN/dm}^3$ olarak alınırsa, ($1 \text{ dm}^3 = 1 \text{ lt}$) alınarak,



$$G = \frac{40,63}{\gamma \cdot 60} = \frac{40,63}{0,9 \cdot 60} = \underline{0,752 \text{ lt / dk.}}$$

olur. Ancak yatakta film teşkili için gerekli olan yağ miktarı

$$G_{\text{film}} = \frac{d^2 \cdot b \cdot \mu \cdot n}{320 \cdot \theta} \quad (\text{lt / dk.})$$

Yataktaki en ince yağ tabakası kalınlığı $0,01 \text{ mm}$ olsun. Yatak boşluğu $\Delta d = \psi \cdot d = 0,001 \cdot 100 = 0,1 \text{ mm}$ için boyutsuz en ince yağ tabakası kalınlığı

$$h_r = \frac{2 \cdot h_o}{\Delta d} = \frac{2 \cdot 0,01}{0,1} = 0,2$$

ve $b/d = 50/100 = 1/2$ değerleri ile Cetvel 24.5'den $\theta = 13$ olduğu görülür. Böylece yatakta film teşkili için gerekli yağ miktarı

$$G_{\text{film}} = \frac{(10)^2 \cdot 5 \cdot 0,00245 \cdot 4775}{320 \cdot 13} = \underline{1,4 \text{ lt / dk}}$$

Sonuç olarak, yatağa dakikada $1,4 \text{ lt}$ yağ gönderilirse hem yağlama hemde soğutma işlemi yapılmış olur.



Problem 25.11

Bir su türbininde kullanılan aksenal yatağa gelen yük $F=150000 \text{ daN}$ olup milin dönme sayısı $n=500 \text{ d/d}$ 'dir. Yatakta tam sıvı yağlamanın 300 d/d 'da oluşması istendiğine göre yatağı boyutlandırınız ve kullanılacak yağın viskozitesini cP olarak bulunuz.

Çözüm 25.11

a) Yatağın boyutlandırılması

Eksenal yatak olarak oynak lokmalı bir yatağın (Michell yatağı) kullanıldığını varsayalım. Ağır yüklenmiş aksenal yataklarda ortalama basınç $p=25 \text{ daN/cm}^2$, lokma alanları toplamının sürtünme halkası alanına oranı $k=0,8$ ve lokma sayısı $z=9$, lokmaların genişlik oranı $b/a=1$ değerleri seçilirse, lokma boyutları

$$\Rightarrow z \cdot a \cdot b = \frac{F}{p_m}$$

Toplam lokma alanı

$$a = b$$

$$a \times b = a^2 = b^2$$

eşitliğinden

$$a = b = \sqrt{\frac{F}{p_m \cdot z}} = \sqrt{\frac{150000}{25 \cdot 9}} = 25,82 \text{ cm}$$



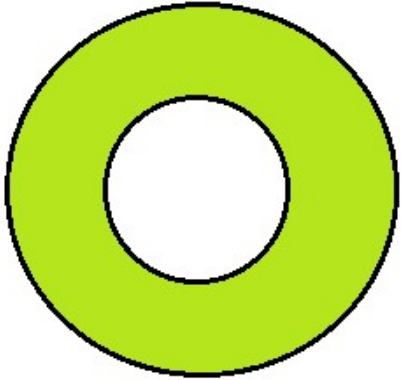
Böylece her bir lokmanın genişliği ve ortalama uzunluğu $a=b=260 \text{ mm}$ alınabilir.

Sürtünme halkası alanı

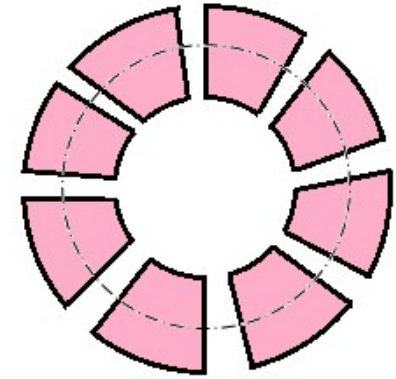
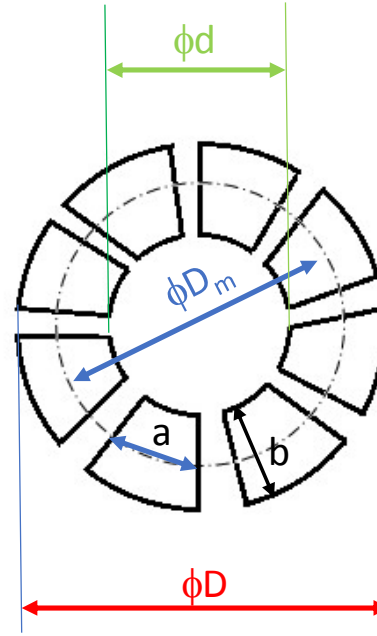
$$A = \frac{b \cdot a \cdot z}{k} = \frac{(26)^2 \cdot 9}{0,8} = 7605 \text{ cm}^2$$

Diğer taraftan bu alan

$$A = \pi \cdot D_m \cdot b$$



Sürtünme halkası



Toplam lokma alanı



olarak alınabileceğine göre ortalama yatak çapı

$$D_m = \frac{A}{\pi b} = \frac{7605}{\pi \cdot 26} = 93,105 \text{ cm}$$

Böylece $D_m = 930 \text{ mm}$ seçilir. Yatağın dış çapı

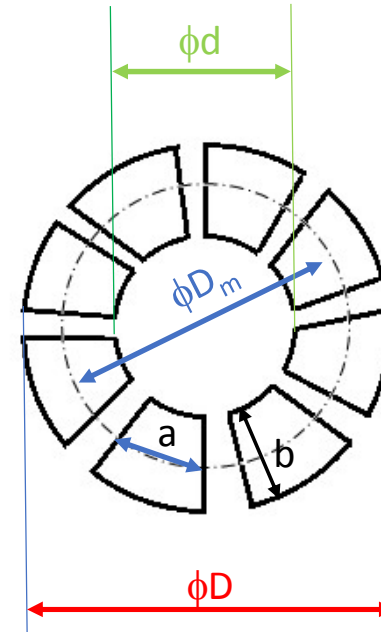
$$D = D_m + b = 930 + 260 = 1190 \text{ mm}$$

Yatağın iç çapı

$$d = D_m - b = 930 - 260 = 670 \text{ mm}$$

b) En ince yağ tabakası kalınlığı

$$\begin{aligned} h_o &\geq 5 \cdot 10^{-5} \cdot D_m \\ &= 5 \cdot 10^{-5} \cdot 0,93 = 4,65 \cdot 10^{-5} \text{ m} = 0,0465 \text{ mm} \end{aligned}$$



c) Viskozite

Kama eğim faktörü, en büyük yük taşıma durumu için $m=1,2$ seçilirse Cetvel 24.6'dan boyutsuz yük sayısı $\phi=0,16$, sürtünme faktörü $C=4,8$ ve Cetvel 24.5'den yan akım düzeltme faktörü (doğrusal dönüşüm yapılarak) $f_b=2,28$ değerleri alınabilir. Geçiş dönme sayısındaki ortalama çevre hızı

$$v_g = \frac{\pi \cdot D_m \cdot n_g}{60} = \frac{\pi \cdot 0,93 \cdot 300}{60} = 14,6 \text{ m/s}$$

Boyutsuz yük sayısı

$$\phi = \frac{F \cdot f_b}{z \cdot v_g \cdot \eta \cdot b} \left(\frac{h_o}{a} \right)^2$$

Yağın viskozitesini hesaplarken her zaman Geçiş devir sayısı kullanılır

eşitliğinden, yatakta kullanılacak yağın viskozitesi

$$\eta = \frac{150000 \cdot 2,28}{9 \cdot 14,6 \cdot 0,16 \cdot 0,26} \left(\frac{0,0465}{260} \right)^2 = 0,002 \text{ daNs/m}^2$$

ve buradan

$$\eta = 0,002 \cdot 9810 = 19,62 \text{ cP}$$

olur.



Problem 25.12

Bir Michell yatağında ortalama basınç $p_m = 15 \text{ daN/cm}^2$, lokma sayısı $z = 10$, lokma alanları toplamının sürtünme halkası alanına oranı $k = 0,8$, lokmaların genişlik oranı $b/a = 1,2$ ve lokma genişliği $b = 150 \text{ mm}$ 'dir. Yatakta kullanılan yağın viskozitesi 7 E° olduğuna göre;

- a) Yatağın taşıyabileceği en büyük yükü hesaplayınız.
- b) Milin dönme sayısı $n = 375 \text{ dd}$ olduğuna göre, en küçük sürtünme durumunda, kayıp güç ne kadardır? ($f_b = 1,93$).
- c) Yatak malzemesinin ısı iletkenlik katsayısı $\alpha = 92000 \text{ J/m}^2\text{ }^\circ\text{C h}$ ve yatağın soğuma yüzeyi $A_\zeta = 10 \cdot \pi \cdot D_m \cdot b$ olması durumunda yatağın kendi kendini soğutup soğutamayacağını araştırınız. Yatak kendi kendini soğutamıyorsa saatte yatağa gönderilmesi gereken soğutucu yağ miktarını bulunuz. ($C = 2000 \text{ J/daN}^\circ\text{C}$ ve $\gamma = 0,88 \text{ daN/dm}^3$). Bulunan bu yağ miktarı ile yatakta yağ tabakası teşkili için gerekli yağ miktarını karşılaştırınız.



Çözüm 25.12

a) Lokmaların genişlik oranından ortalama lokma uzunluğu

$$a = \frac{b}{1,2} = \frac{150}{1,2} = 125 \text{ mm}$$

Ortalama basınç eşitliğinden yatağın taşıdığı en büyük yük

$$\begin{aligned} F &= a.b.z.p_m = 0,125.0,150.10.15.10^4 \\ &= 28125 \text{ daN} \end{aligned}$$

b) Ortalama yatak çapı

$$k = \frac{z.a.b}{\pi.D_m.b}$$

olduğuna göre buradan

$$D_m = \frac{z.a}{\pi.k} = \frac{10.125}{\pi.0,8} = 497,35 \text{ mm}$$

Böylece $D_m = 500 \text{ mm}$ alınır. Ortalama çevre hızı



$$v = \frac{\pi \cdot D_m \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,5 \cdot 375}{60} = 9,82 \text{ m/s}$$

En küçük yağ tabakası kalınlığı

$$h_o \geq 5 \cdot 10^{-5} \cdot D_m = 5 \cdot 10^{-5} \cdot 0,5 = 2,5 \cdot 10^{-5} \text{ m}$$

En küçük sürtünmeden kasıt, sürtünme faktörü değerinin en küçük ($C=4,62$) olması durumudur. Buna göre sürtünme katsayısı

$$\mu = f_b \cdot C \cdot \left(\frac{h_o}{a} \right) = 1,93 \cdot 4,62 \cdot \left(\frac{2,5 \cdot 10^{-5}}{0,125} \right) = 0,00178$$

Böylece yatakta oluşan sürtünme ısısı

$$Q_s = 35380 \cdot F \cdot v \cdot \mu$$

$$= 35380 \cdot 28125 \cdot 9,82 \cdot 0,00178 = 17393294 \text{ J/h} = 4831,5 \text{ J/s}$$

Yağın ısınması hesaplanırken
Her zaman
Nominal devir sayısındaki
Çevresel hız kullanılır.

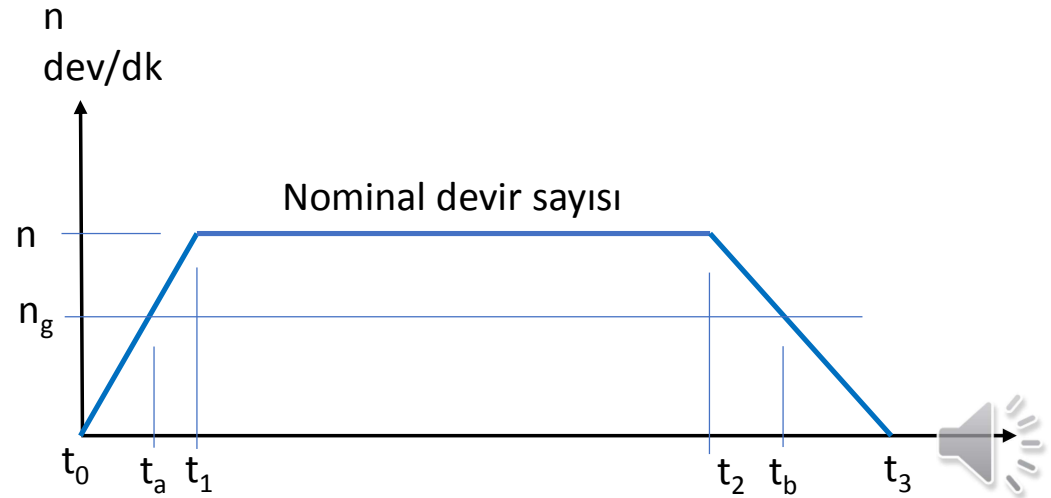
Diğer taraftan $10 \text{ J/s} = 1 \text{ daNm/s}$ olduğuna göre kayıp iş

$$W_s = \frac{4831,5}{10} = 483,15 \text{ daNm/s}$$

ve kayıp güç

$$P_s = \frac{483,15}{75} = 6,442 \text{ BG}$$

olur.



c) Yatağın soğuma yüzeyi alanı

$$A_{\zeta} = 10 \cdot \pi \cdot D_m \cdot b = 10 \cdot \pi \cdot 0,5 \cdot 0,15 = 2,356 \text{ m}^2$$

Ortam sıcaklığı ile yatak sıcaklığı arasındaki fark $\Delta t_1 = 40 \text{ }^{\circ}\text{C}$ alınırsa yatağın dış yüzeyinden soğuma yoluyla dışarı atılan ısı

$$Q_{\zeta} = \alpha \cdot A_{\zeta} \cdot \Delta t_1 = 92000 \cdot 2,356 \cdot 40 = 8670080 \text{ J/h}$$

Görüldüğü gibi $Q_s > Q_{\zeta}$ çıkmıştır. Bu duruma göre yatak kendi kendini soğutamamaktadır. Çevreden soğumayı bir emniyet payı olarak bırakırsak yatağa



gönderilmesi gereken soğutucu yağ miktarı, yağın çıkış-giriş sıcaklıkları farkı $\Delta t_2 = 15 \text{ } ^\circ\text{C}$ alınarak,

$$G_y = \frac{Q_s}{C \cdot \Delta t_2} = \frac{17393294}{2000 \cdot 15} = 579,8 \text{ daN/h}$$

veya kullanılan yağın özgül ağırlığı $\gamma = 0,88 \text{ daN/dm}^3$ olduğundan

$$G_y = \frac{579,8}{\gamma \cdot 60} = \frac{579,8}{0,88 \cdot 60} = 10,98 \text{ lt/dk} = 1,83 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 / \text{s}$$

Yatakta yağ tabakası teşkili için gerekli yağ miktarı

$$\begin{aligned} G_f &= 0,7 \cdot z \cdot b \cdot v \cdot h_o \quad (\text{m}^3 / \text{s}) \\ &= 0,7 \cdot 10 \cdot 0,15 \cdot 9,82 \cdot 2,5 \cdot 10^{-5} = 2,577 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 / \text{s} \end{aligned}$$

Görüldüğü gibi yatakta yağ tabakası teşkili için gerekli olan yağ miktarı, aynı zamanda yatağı soğutabilecek durumdadır. Yani yatağa soğutma amacı ile ayrıca bir yağ gönderilmesine gerek yoktur.



Problem 25.13

Bir oynak lokmalı eksenel kaymalı yatak için bilinenler:

Ortalama basınç	: $p_m = 15 \text{ daN/cm}^2$
Sürtünme halkası dış çapı	: $D = 300 \text{ mm}$
Sürtünme halkası ortalama çapı	: $D_m = 250 \text{ mm}$
Lokma boyutları oranı	: $b/a = 1$
Lokma sayısı	: $z = 10$
Lokma alanları toplamının sürtünme halkası alanına oranı	: $k = 0,8$
Sürtünme katsayısı	: $\mu = 0,002$
Ortalama çevre hızı	: $v = 6,4 \text{ m/s}$

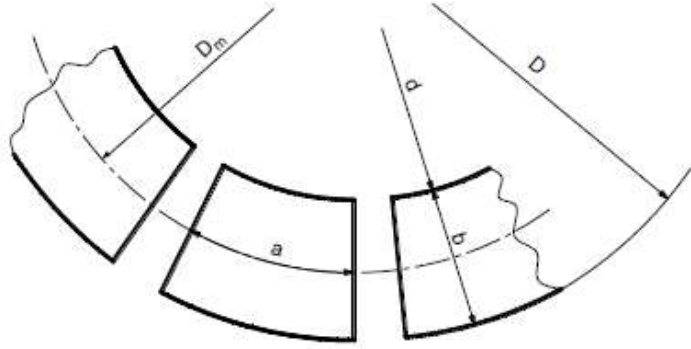
Buna göre:

- Yatak yükü ne kadardır?
- Yataktaki en küçük yağ filmi kalınlığı ne olmalıdır?
- Yatakta kullanılan yağın viskozitesini cP olarak hesaplayınız.

Çözüm 25.13

- Sürtünme halkasının ortalama çapı





$$D_m = \frac{D+d}{2}$$

eşitliğinden sürtünme halkası küçük çapı

$$d = 2.D_m - D = 2.250 - 300 = 200 \text{ mm}$$

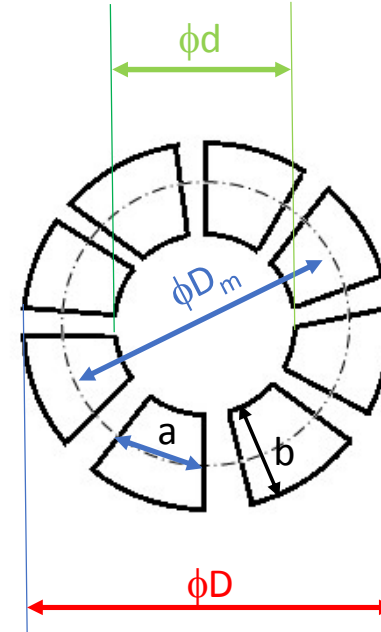
Buradan lokma genişliği

$$b = \frac{D-d}{2} = \frac{300-200}{2} = 50 \text{ mm}$$

ve lokma uzunluğu $a = b = 50 \text{ mm}$ olur. Böylece yatak yükü

$$F = a.b.z.p_m = 5.5.10.15 = 3750 \text{ daN}$$

olur.



b) Yatağın sürtünme katsayısı

$$\mu = f_b \cdot C \cdot \left(\frac{h_o}{a} \right)$$

eşitliğinde en büyük yük değeri için $m = 1,2$ seçilirse $C = 4,8$ ve $\phi = 0,16$ alınır (Cetvel 25.6). Ayrıca $b/a = 1$ ve $m = 1,2$ için doğrusal dönüşümle $f_b = 2,28$ alınır (Cetvel 24.5). Buna göre en ince yağ tabakası kalınlığı

$$h_o = \frac{a \cdot \mu}{f_b \cdot C} = \frac{50.0,002}{2,28 \cdot 4,8} = 0,00913 \text{ mm} = 9,13 \mu\text{m}$$

bulunur.



c) Boyutsuz yük sayısı

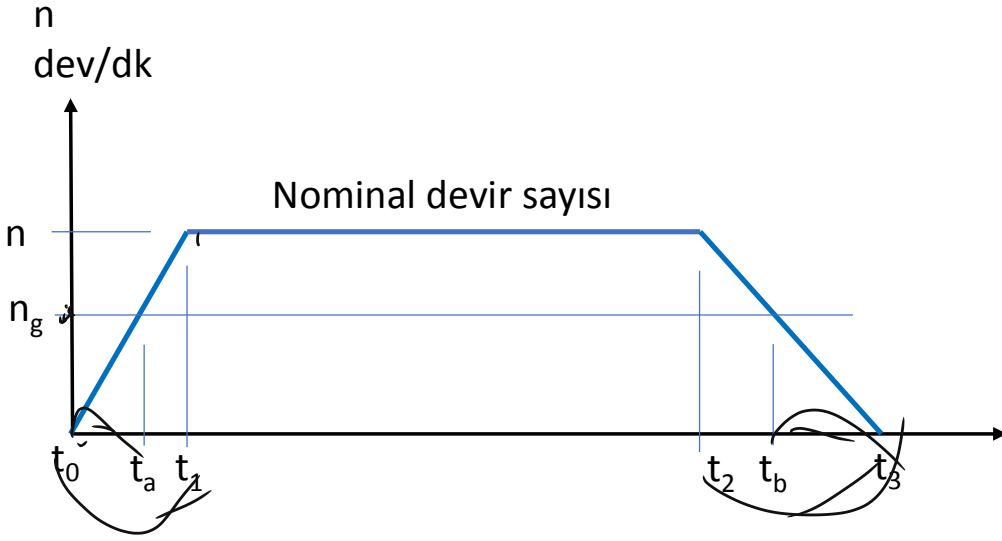
$$\phi = \frac{F \cdot f_b}{z \cdot \eta \cdot v \cdot b} \left(\frac{h_o}{a} \right)^2$$

eşitliğinden kullanılan yağın dinamik viskozitesi

$$\eta = \frac{F \cdot f_b}{z \cdot \phi \cdot v \cdot b} \left(\frac{h_o}{a} \right)^2 = \frac{3750 \cdot 2,28}{10 \cdot 0,16 \cdot 6,4 \cdot 0,05} \left(\frac{0,00913}{50} \right)^2$$
$$= \underline{5,57 \cdot 10^{-4} \text{ daNs/m}^2}$$

veya $\eta = 5,57 \cdot 10^{-4} \cdot 9810 = 5,46 \text{ cP}$ olmalıdır.





- Hidrodinamik yağlama

- Hidrostatik yağlama

t_0 ile t_3 Arası Hidrodinamik yağlama \Rightarrow Yağlamaya geçiş: nominal devir sayısında

Yağlamaya geçiş: nominal devir sayısında ise;

t_0 ile t_1 Arası Hidrostatik yağlama, t_1 ile t_2 Arası Hidrodinamik yağlama, t_2 ile t_3 Arası Hidrostatik yağlama

Yağlamaya geçiş: geçiş devir sayısında ise;

t_0 ile t_a Arası Hidrostatik yağlama, t_a ile t_b Arası Hidrodinamik yağlama, t_b ile t_3 Arası Hidrostatik yağlama





YUVARLANMALI YATAKLAR 1



26. YUVARLANMALI YATAKLAR (RULMANLAR)

26.1. Genel Bilgiler

Yatak, genel olarak dönen, salınım hareketi yapan veya hareketsiz duran mil ve aks muylularını taşıyan elemanlardır. Yüzeyler arasındaki hareketin şekline göre kaymalı ve yuvarlanmalı tipleri olduğu 23 nolu konu başlığı altında ifade edilmişti. Yuvarlanmalı yatakların kaymalı yataklardan farkı ise elemanları arasındaki esas hareketin kayma yerine yuvarlanma şeklinde olmasıdır. Yuvarlanmalı yatakların üstünlükleri:

1. Gerek hareket başlangıcında gerekse çalışma esnasındaki sürtünme değerleri hemen hemen aynıdır.
2. Sürtünme çok az, dolayısıyla enerji kaybı çok düşüktür.
3. Yağlanması basit, yağ sarfiyatı az ve değiştirilmesi kolaydır.
4. Standart olduklarından temini kolaydır.

Yuvarlanmalı yatakların sakıncaları:

1. Yüksek devirlerde gürültülü çalışır.
2. Ömürleri devir sayısına bağlı olarak daha azdır.
3. Radyal (çapsal) bakımdan daha büyük yere ihtiyaç vardır.
4. Sönümleme özelliği azdır.



Sınıflandırma:

1. Yük taşıma şekline göre
 - a. Radyal yataklar
 - b. Aksenal yataklar
2. Yuvarlanma elemanın temas durumuna göre:
 - a. Nokta temaslı (bilyalı) yataklar
 - b. Çizgi temaslı (makaralı) yataklar
3. Yuvarlanma elemanının şekline göre:
 - a. Bilyalı yataklar (sabit bilyalı, oynak bilyalı, eğik bilyalı ve dört nokta yatağı)
 - b) Makaralı yataklar (silindirik makaralı, oynak makaralı (masuralı) ve konik makaralı yataklar)



Küre



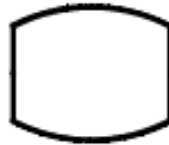
Silindir



Koni (Kesik)



İğne



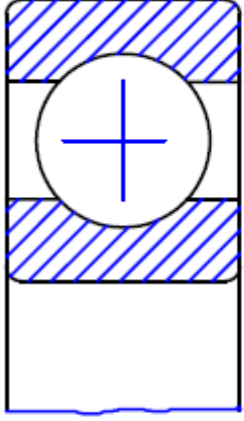
Masura

Şekil 26.1 Yuvarlanmalı yataklarda kullanılan yuvarlanma elemanları

Taşıyacakları yükün büyüklüğüne ve yataklama şekline göre yuvarlanma elemanları tek sıralı veya iki sıralı yerleştirilebilirler. Ayrıca çalışacakları yerdeki çapsal büyüklüğe bağlı olarak silindirik eleman yerine iğne elemanlı yataklar tercih edilir.

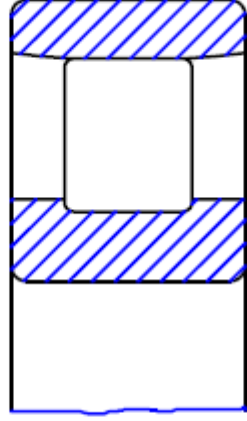


Sabit bilyalı yatak



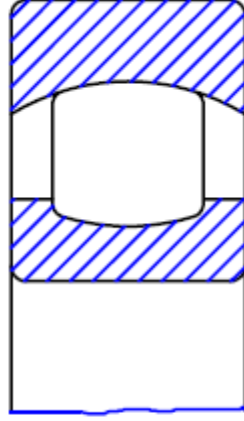
a)

Makaralı yatak



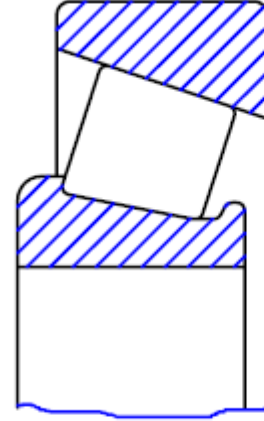
b)

Oynak makaralı yatak



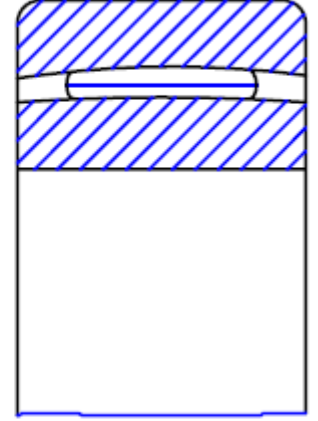
c)

Konik makaralı yatak



d)

İğneli yatak



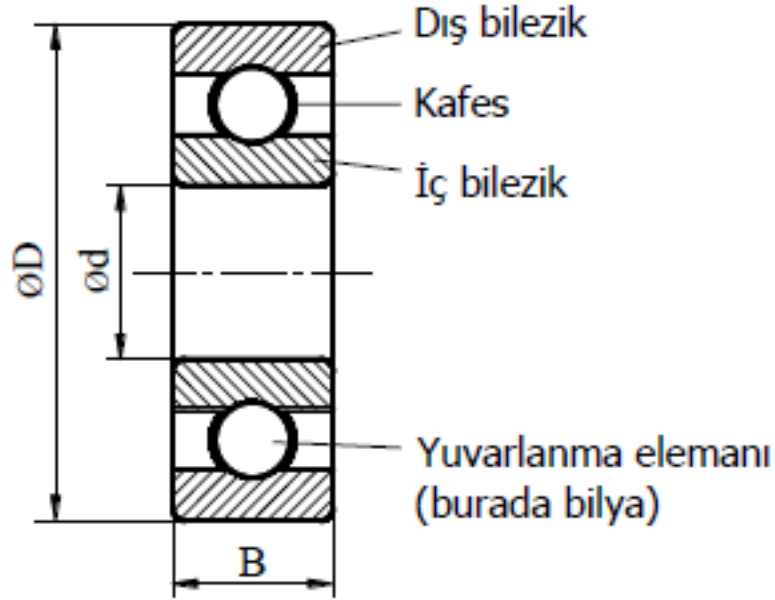
e)

Şekil 3.12. Yuvarlanan elemanların biçimleri

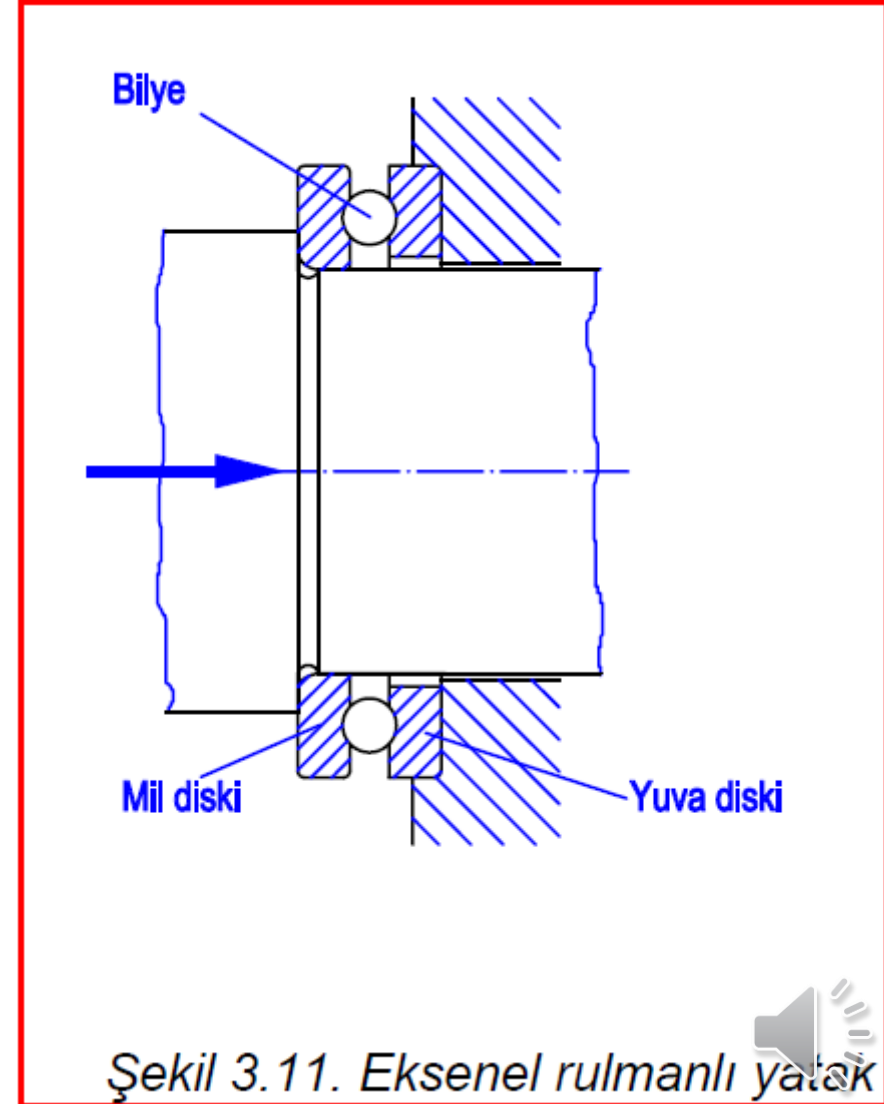


Bir Yuvarlanmalı Yatağın Yapısı:

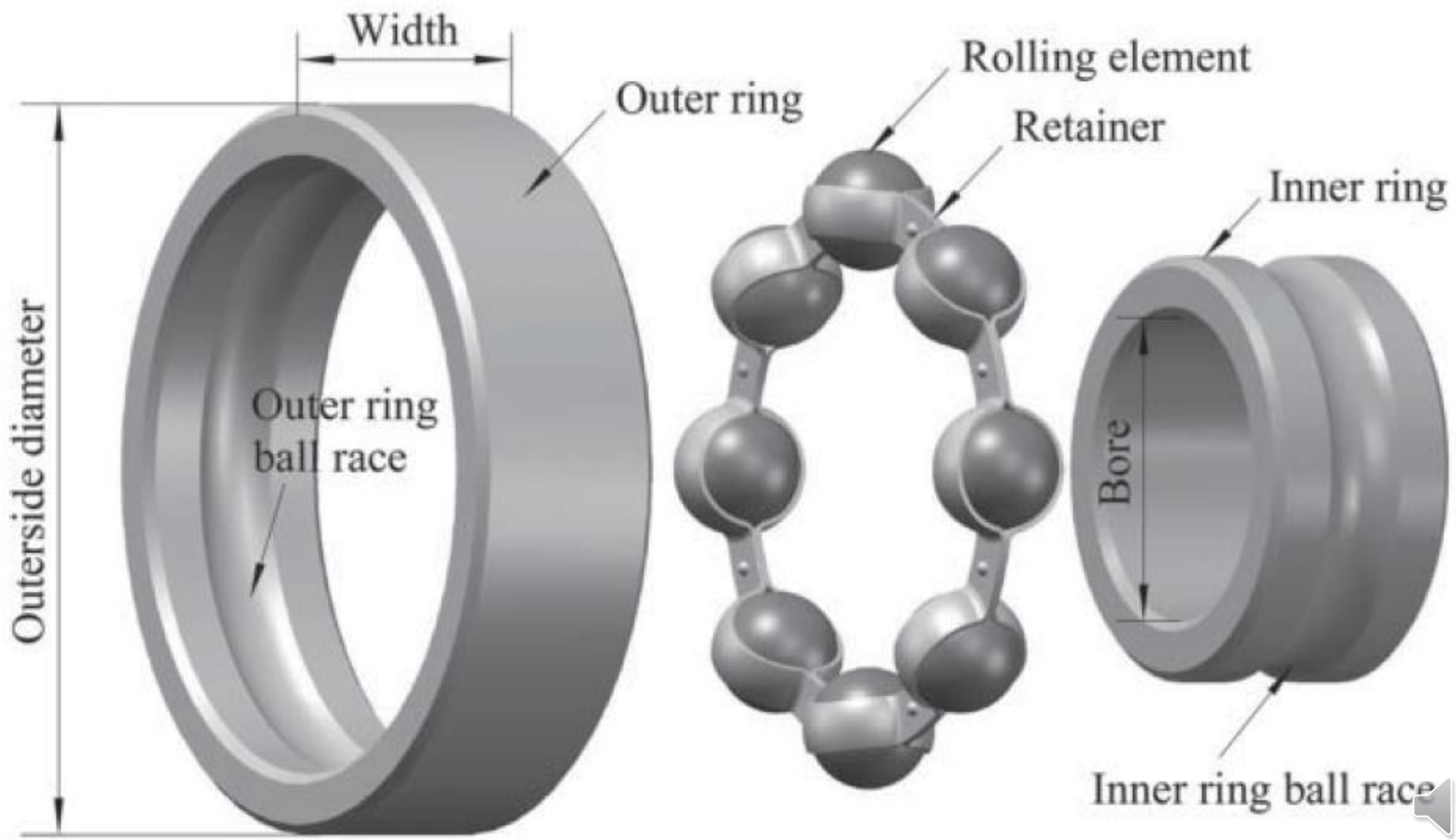
Yuvarlanmalı yatağın iç çapı (d) mile, dış çapı (D) ise yatak yuvasına geçirilir. Yataktaki hareket iç bilezik–yuvarlanma elemanı–dış bilezik arasındadır. Kafesin görevi; yuvarlanma elemanları arasındaki doğrudan teması önlemek ve bunların eşit yüklenmelerini temin etmektir. Bazı makaralı yatak tiplerinde kafes, yuvarlanma elemanlarının kılavuzlanmasına da yardım eder. Bilezikleri ayrılabilen yataklarda yuvarlanma elemanları ayrıca kafes yardımıyla yatak içerisinde sabit tutulur ve bu suretle yatağın takılması veya sökülmesi durumunda düşmeleri önlenir.

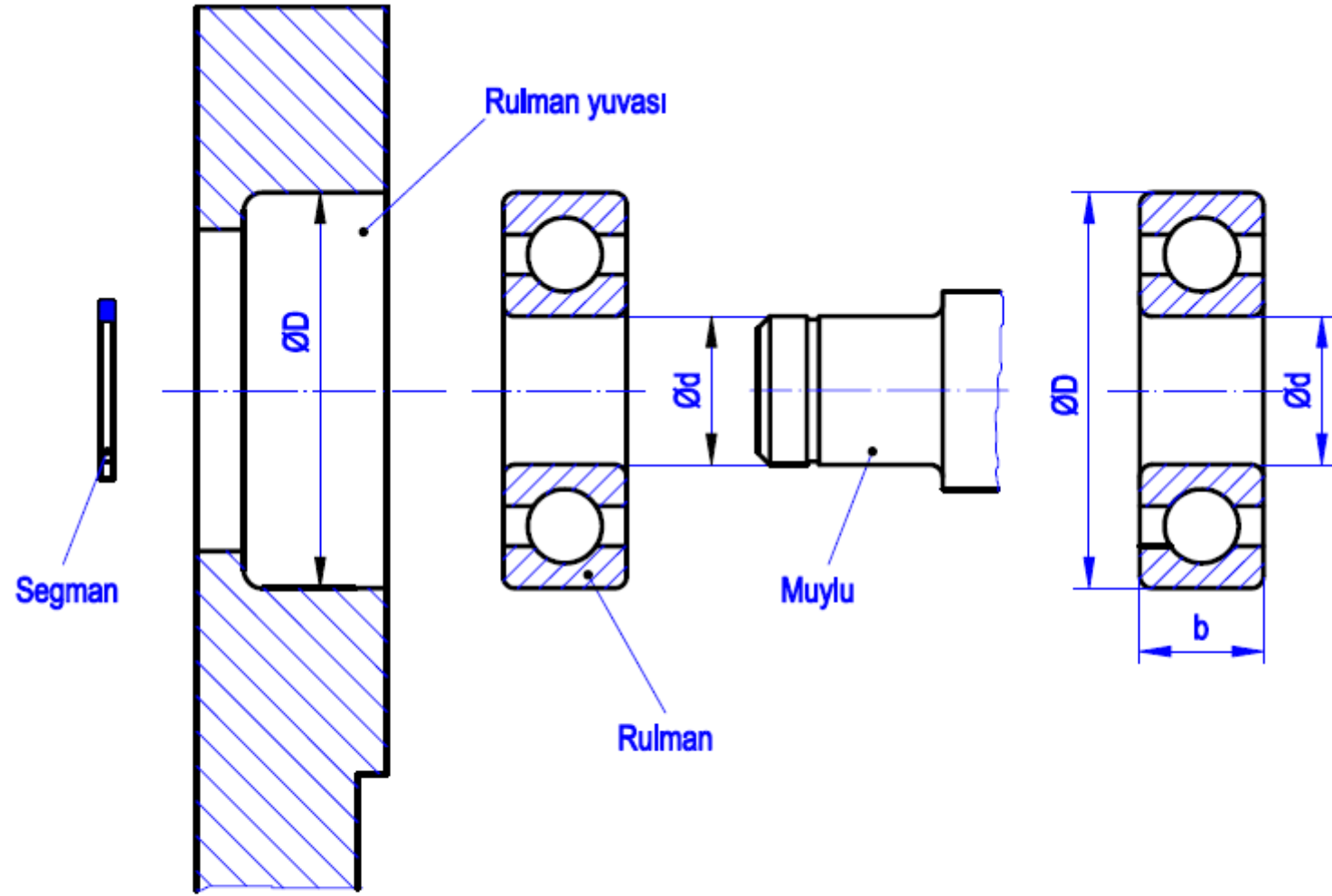


Şekil 26.2 Bir yuvarlanmalı yatakta esas elemanlar ve temel büyüklükler



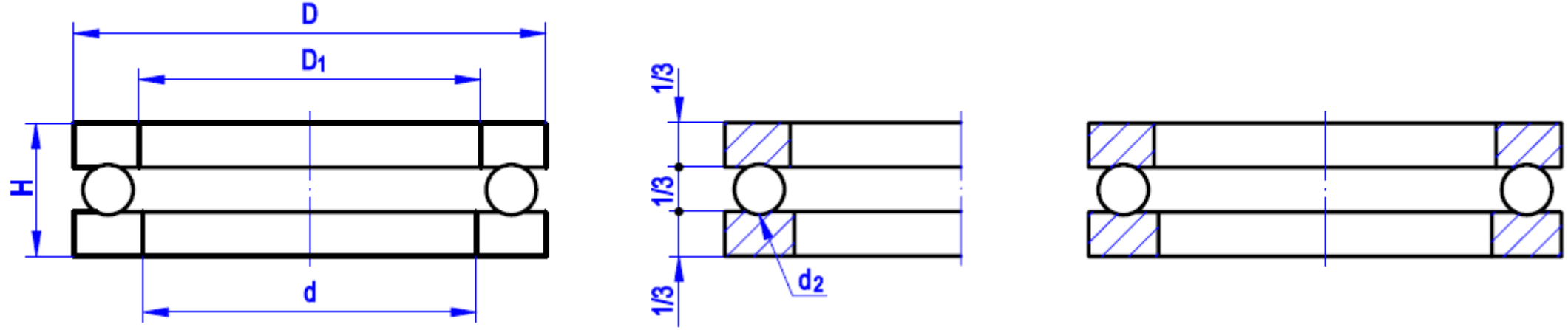
Şekil 3.11. Aksenal rulmanlı yatak





Şekil 3.13. Rulman ve yatak ölçüleri





$D = \text{Çizelgeden}$
 $H = \text{Çizelgeden}$

$D_1 = \text{Çizelgeden}$
 $d_2 = H \cdot 0,45$

$d = \text{Çizelgeden}$

Şekil 3.20. Aksenal bilyeli rulman çizimi

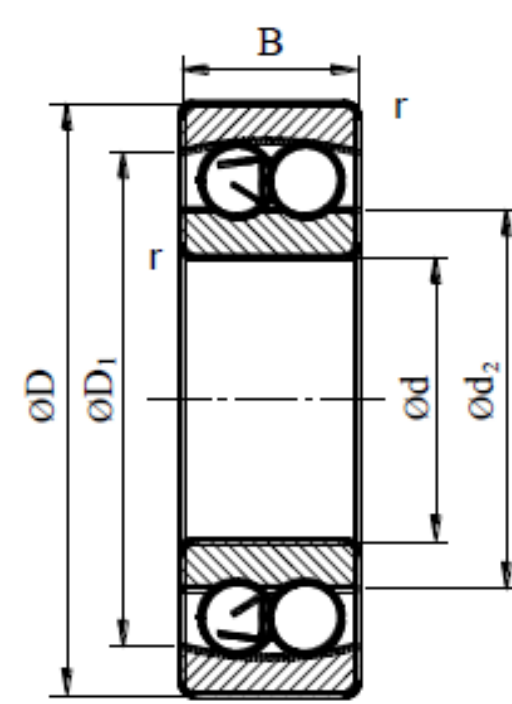
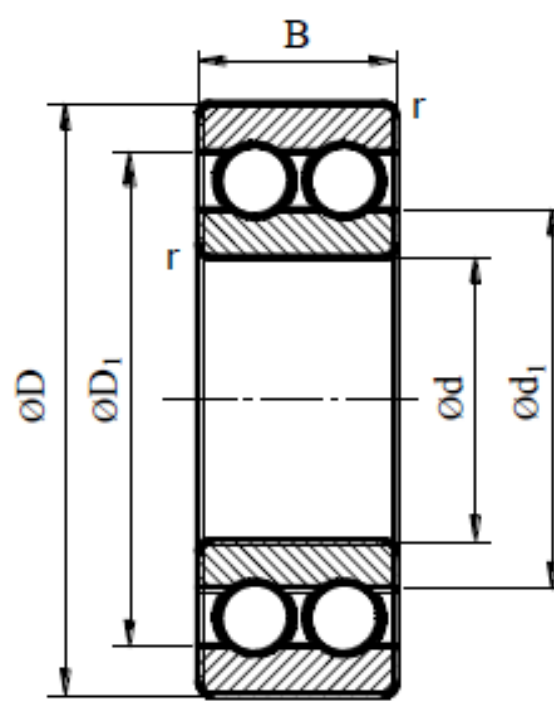
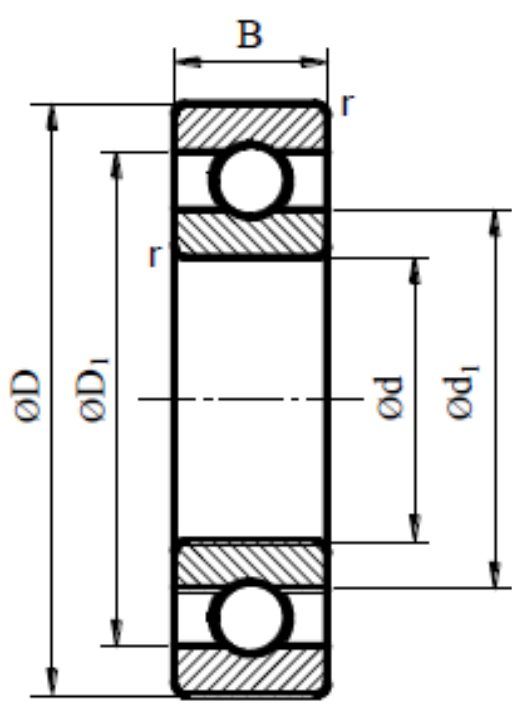


Malzeme:

Yuvarlanmalı yatakların iç ve dış bilezikleri ile yuvarlanma elemanları; genellikle yüksek saflık derecesindeki kaliteli krom çeliklerinden yapılmaktadır. "Rulman Çeliği" de denilen bu malzeme yüksek yüzey basıncı mukavemetine sahip olup aşınma, yorulma ve korozyona dayanıklıdır. Her yatak optimal bir ısıtılma işlemine tabi tutulur. Genellikle yuvarlanmalı yatak malzemesinin sertliği 59 ile 65 *HRC* arasındadır.

Küçük ve orta büyüklükteki yataklarda çelik veya pirinç saçtan preste şekillendirilmiş kafesler kullanılır. Masif kafesler genellikle pirinçten yapılır. Bazı durumlarda çelik veya sfero döküm de kafes malzemesi olarak kullanılır. Yatağın tasarımına bağlı olarak bronz ve plastik malzemeler de kafes malzemesi olarak kullanılmaktadır.





Sabit bilyalı

Noktasal temas var,
çizgisel temasa göre daha az yük taşır.

Fakat noktasal temas olduğu için
sürtünme katsayıları düşüktür.

Sessiz çalışırlar.

Yüksek devirlerde çalışabilirler.

Sabit bilyalı (iki sıralı)

Sabit bilyalı (tek sıralıya göre)
daha fazla radyal yük taşır,
ancak sürtünme daha fazladır.

Biraz daha sesli çalışır.

Çıkabildikleri devir sabit bilyalıya
göre daha azdır.

Oynak bilyalı

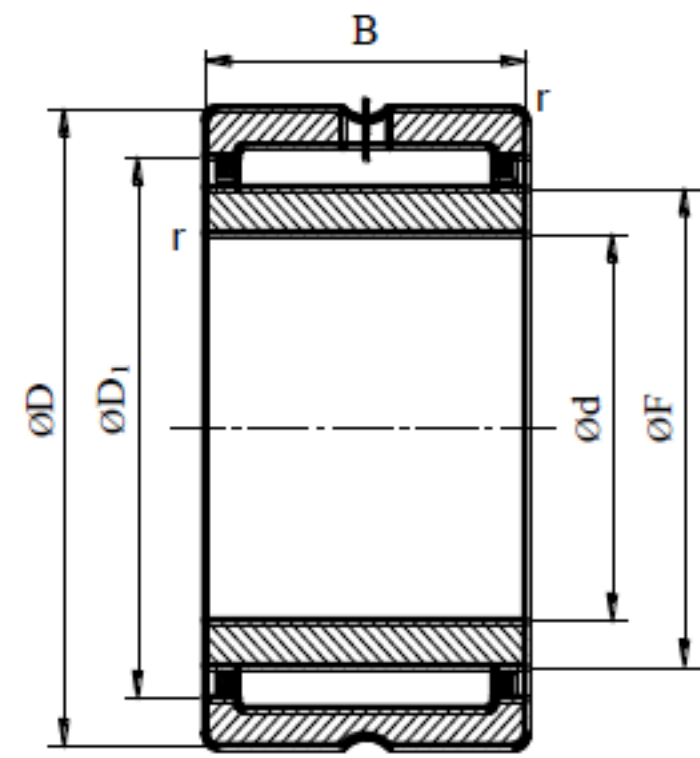
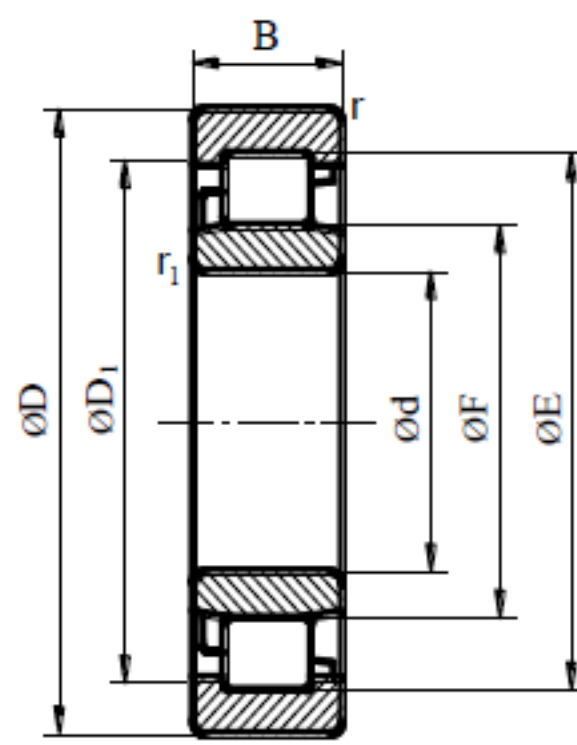
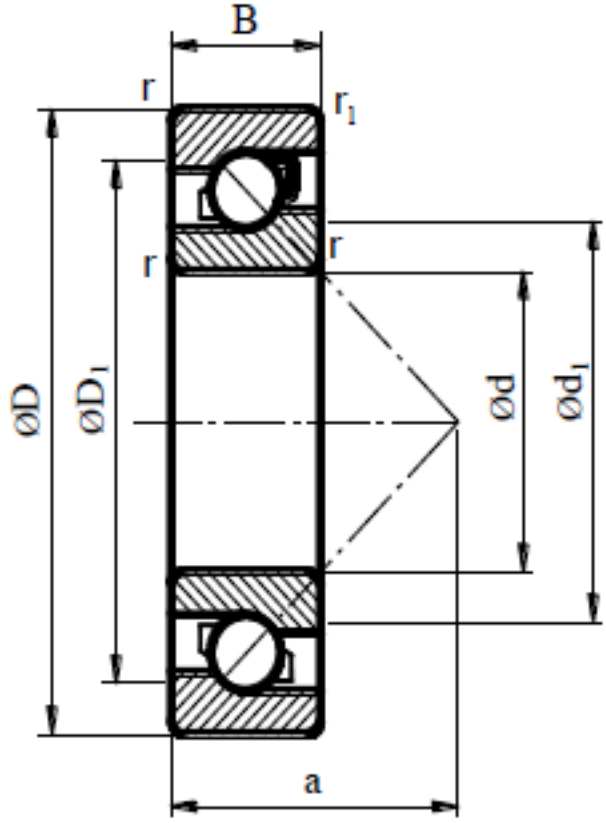
Noktasal temas söz konusudur.

Sabit bilyalı yatağa göre daha az
radyal yük taşır.

Çizgisel temaslı yatağa göre daha
sessiz ve daha hızlı (genel olarak)

Sehim veren millerin
yataklanmasında kullanılıyor.





Eğik bilyalı

Radyal ve eksenel yükleri taşıyabilirler
(Basınç açısı)
Sabit bilyalı yatağa göre
daha az radyal yük
eğikliğe bağlı olarak
sürtünme katsayısı daha fazla
daha sesli çalışırlar
sabit bilyalı yatak devrine çıkamazlar

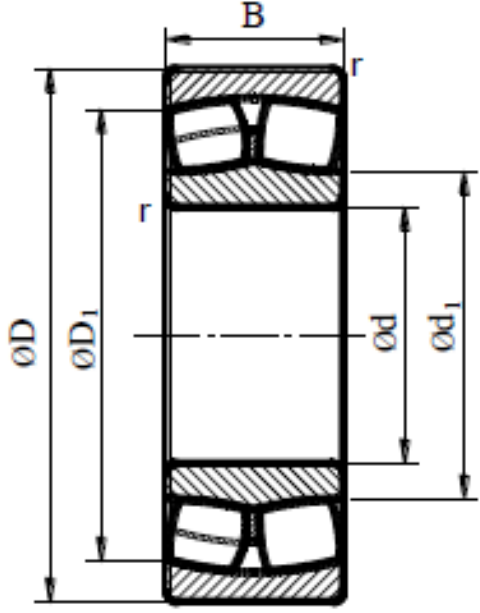
Silindirik makaralı

Temas çizgi şeklindedir.
Radyal doğrultuda daha fazla yük taşır
(çizgisel temas)
Sürtünme katsayısı yüksektir.
Daha seslidirler.
Sabit bilyalı yataklar kadar yüksek
devre çıkamazlar

İğneli

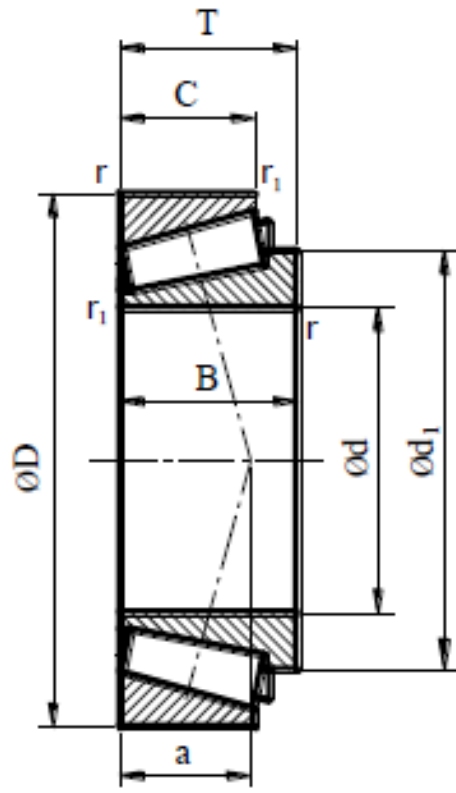
Silindirik makaralı yataklara
kıyasla;
Sürtünme katsayısı daha
yüksek,
daha sesli çalışırlar ve
yüksek devirlere çıkamıyorlar





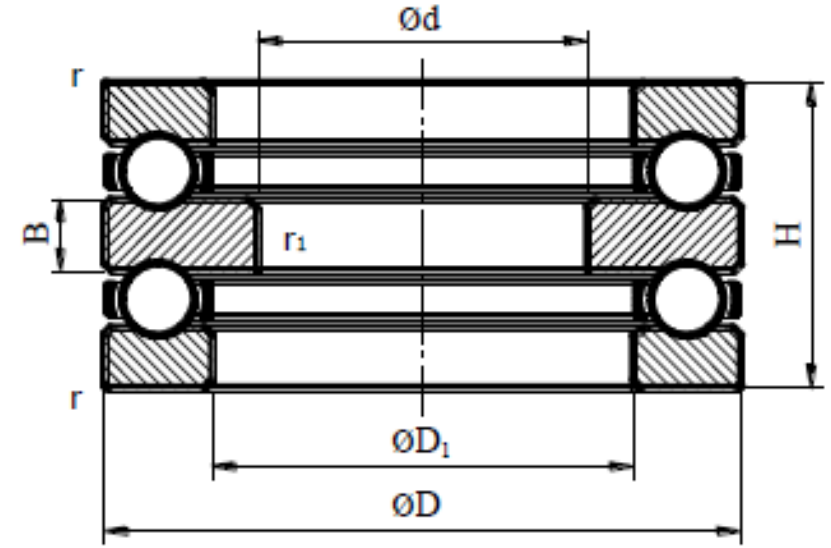
Oynak makaralı (iki sıralı)

Sehim veren miller (dış bilezikteki eğrilik)
Oynak bilyalı yatağa kıyasla;
Daha fazla radyal yük taşır,
Yüksek devire çıkamaz,
Sürtünme fazladır.



Konik makaralı

Eğik bilyalı yatağın alternatifidir.
Basınç açısı mevcut
(radyal ve aksenal kuvvet taşır)
Otomobillerde sağ-sol tekerlekte kullanılır

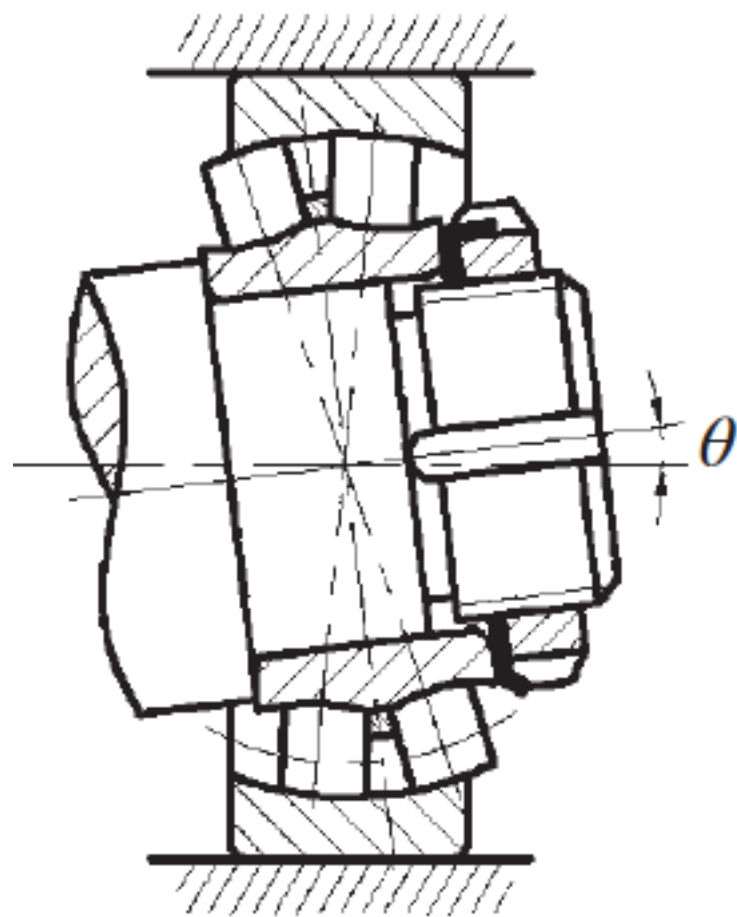


Eksenel sabit bilyalı (iki yönlü çalışan)

Her radyal yatağın (sınırlı da olsa)
eksenel yük taşıma kapasitesi vardır)

Eksenel yataklar sadece aksenal yük
taşır.

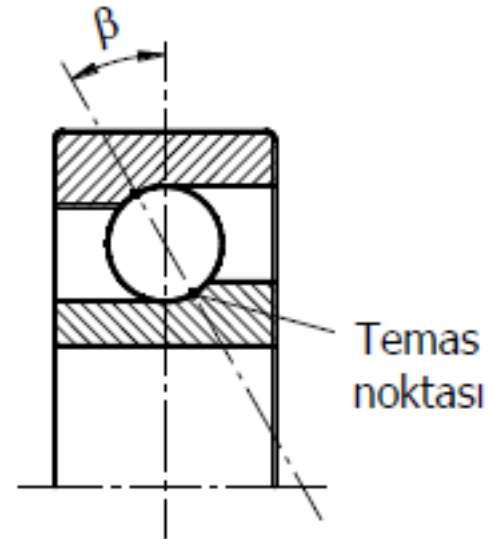




26.2. Yuvarlanmalı Yatakların Yük ve Çalışma Özellikleri

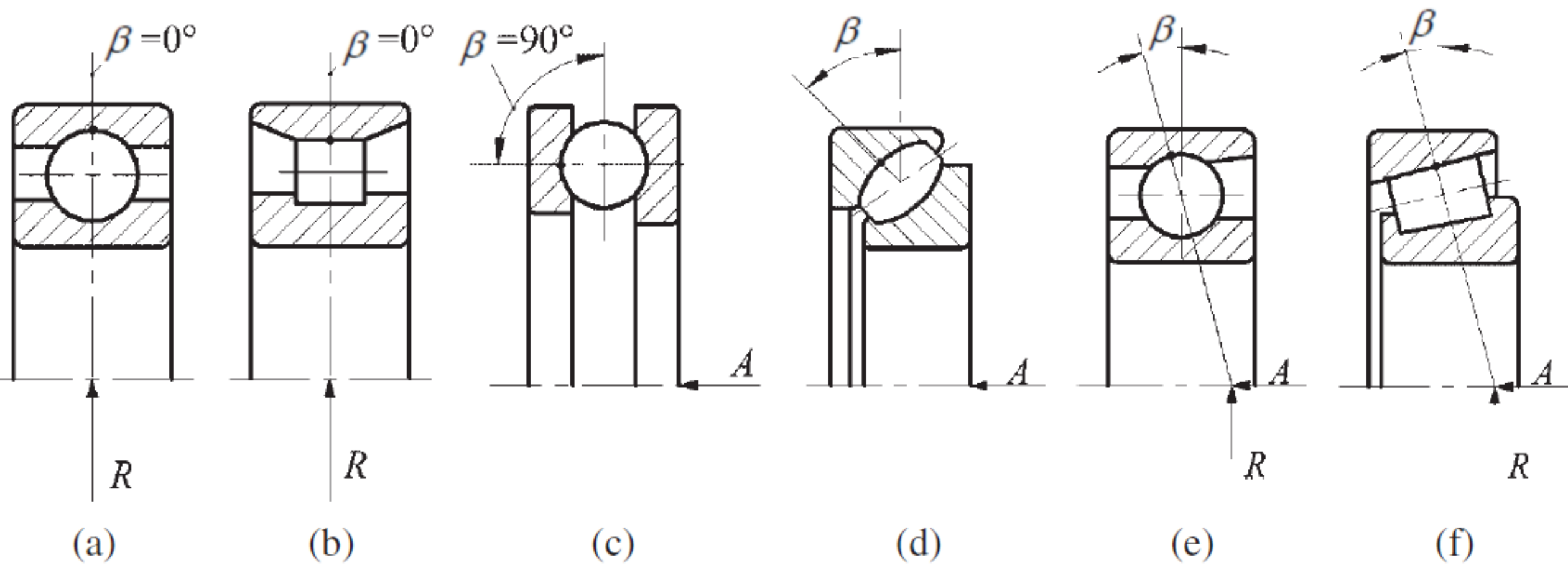
26.2.1. Basınç (Yük) Açısı

Radyal yataklarda yük taşıma bakımından en önemli husus basınç (yük) açısıdır. Basınç açısı; yuvarlanma elemanlarının temas yüzeylerine değme noktalarını birleştiren doğru ile yatağın merkez doğrusu arasındaki açıdır (Şekil 26.4).

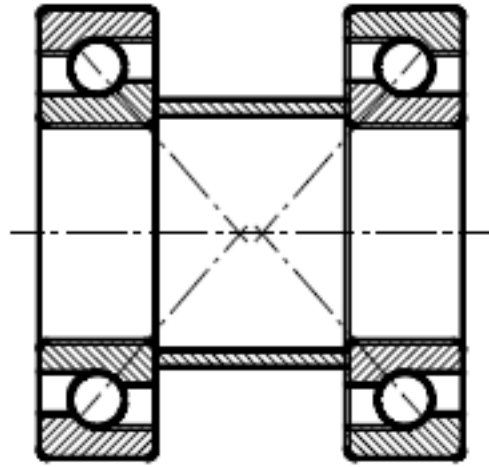


Şekil 26.4 Bir eğik bilyalı yatakta basınç (yük) açısı (β)

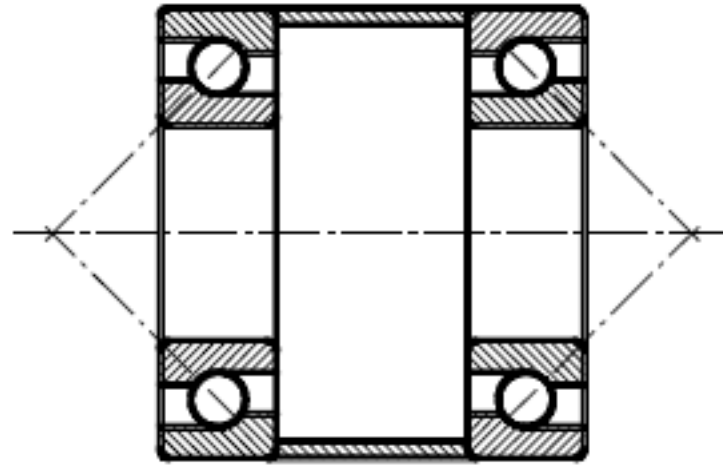




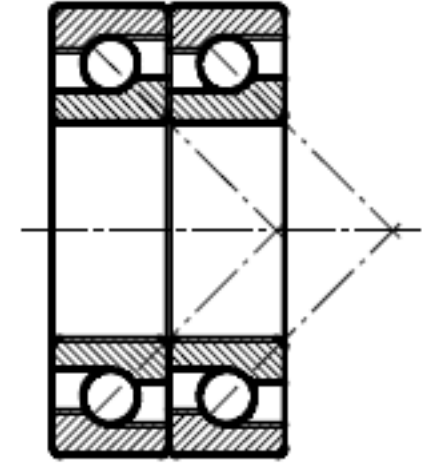
Sabit bilyalı ve silindirik makaralı yataklarda yük açısı $\beta = 0$ dır. Eğik bilyalı ve konik makaralı yataklarda $\beta = 35^\circ - 40^\circ$ 'ye kadar çıkabilmektedir. Ancak üretim esnasında $\beta = 0$ olan sabit bilyalı yataklar çalışma esnasında oluşan basınç açısı sayesinde belirli oranda aksenal yük de taşıyabilmektedir. Açısal temaslı yataklar genellikle X – tertibi, O – tertibi veya tandem tertibi şeklinde monte edilir, yani çift olarak kullanılır (Şekil 26.5).



X-tertibi



O-tertibi



Tandem tertibi
(paralel tertip)

Şekil 26.5 Açısal temaslı yatakların montaj tertipleri



26.2.2. Radyal Yük

Radyal yüklerin taşınmasında radyal yuvarlanmalı yataklar kullanılır. Genellikle ufak ve orta radyal yüklerde bilyalı yataklar, büyük yük ve büyük mil çaplarında sadece makaralı yataklar kullanılır.

Mil yatak yuvasına göre eğik duracaksa oynak bilyalı, masuralı veya oynak makaralı yataklar kullanılır. Takım tezgahlarının iş millerinin yataklanmasında çift sıralı silindirik makaralı yataklar kullanılır. Montaj olanakları sınırlı olan yerlerde, ufak yükseklikleri sebebiyle, iğneli yataklar kullanılır.



26.2.3. Eksenel Yük

Orta büyüklükteki eksenel yüklerin karşılanmasında eksenel bilyalı yataklar (bteler) kullanılır. Değişken yöndeki eksenel yükler ise iki yönlü çalışan eksenel yuvarlanmalı yataklarla taşınır. Yüksek devir sayılarında eksenel eğik bilyalı yataklar tercih edilmelidir.

Eksenel yük altında bir basınç açısı meydana geldiğinden radyal sabit bilyalı yataklar da eksenel olarak yüklenebilirler. Büyük eksenel yüklerin taşınmasında eksenel silindirik makaralı yataklar ve eksenel oynak makaralı yataklar uygundur. Eksenel oynak makaralı yataklar yüksek devir sayılarında da uygulanabilmektedir.



26.2.4. Bileşke Yük

Yatağa aynı zamanda radyal ve aksenal yük birlikte etki ediyorsa bu durumda bileşke yük söz konusudur. Aksenal sabit bilyalı yataklar, aksenal silindirik makaralı yataklar, bir bileziği faturasız radyal silindirik makaralı yataklar ve iğneli yataklar hariç bütün yuvarlanmalı yataklar bileşke yükleri taşıyabilir. Bileşke yüklerin alınmasında sabit bilyalı, oynak bilyalı, oynak makaralı ve silindirik makaralı yatakların sabit yatak türünde olanları kullanılır. Ancak daha evvel de belirtildiği gibi eğik bilyalı ve konik makaralı yataklar X, O veya tandem tertibi olarak monte edilmelidir.

Bileşke yüklerle yüklenmiş yataklarla ilgili olarak “eşdeğer yük” kavramı önemlidir. Eşdeğer yük; radyal (F_r) ve aksenal yük (F_a) yardımıyla hesaplanır. Bu bir hesap değeri olarak yatak büyüklüğünün tespitinde gereklidir (Bak Bölüm 26.8).



26.3. Devir Sayısı

Devir sayısı, yatak seçiminde yatağın ömür hesabı (yorulma zamanı) dışında göz önüne alınmaz. Fakat yüksek hızlar söz konusu ise devir sayısı önemli bir faktör olur.

Bir yuvarlanmalı yatakta devir sayısı, öngörülen işletme sıcaklığı ile sınırlıdır. Dönme sebebiyle yatakta sürtünme ısı meydana gelir. Bu sebepten yatağın yağlanması ve soğutulması gereklidir. En yüksek devir sayılarına sabit bilyalı, omuzlu bilyalı, eğik bilyalı ve silindirik makaralı yataklarla ulaşılır.

Devir sayısının üst sınırı yatak tipi ve yatak büyüklüğüne bağlıdır. Bu durum, dış çapı 30 *mm* 'nin altında olan yataklar için

$$n_g = \frac{3.A}{D+30} \quad (d/d)$$



ve dış çapı 30 *mm* 'nin üstünde olan yataklar için

$$n_g = \frac{A}{D - 10} \quad (d / d)$$

eşitlikleri ile verilmiştir. *A* katsayısı; gresle yağlama, basit sıvı yağla yağlama (dalma yağlama) ve yatak türü ile değişmekte olup Cetvel 26.1'de verilmiştir. Devir sayısı sınırı sıvı yağ ile yağlamada gresle yağlamaya kıyasla daha yüksektir.

Bileşke yüklerde öngörülen devir sayısı, devir sayısı sınırının bir düzeltme faktörü ile çarpılması sonucu belirlenir. Düzeltme faktörü, yük açısı β 'ya bağlıdır ve

$$\text{tg} \beta = \frac{F_a}{F_r}$$

eşitliği ile bulunur. Yük açısı $\beta = 0$ ise sadece radyal kuvvet (F_r), $\beta = 90^\circ$ ise sadece (F_a) tesir eder. Radyal yataklar için devir sayısı sınırı düzeltme faktörü (bileşke yük durumunda) Şekil 26.6'daki diyagramda verilmiştir.



26.4. İşletme Sıcaklığı

Normal yuvarlanmalı yataklar kromlu çeliklerden imal edilmektedir. Yuvarlanmalı yatak bilezikleri ve yuvarlanma elemanları 60 ± 3 *HRC* sertliğinde

olacak şekilde ıslah edilir. Bütün tiplerin normal yatakları $120^{\circ}C$ işletme sıcaklığına kadar kullanılabilir. Yüksek sıcaklıklarda malzeme yapısındaki kristal dönüşümlerin yaratacağı boyut değişikliklerini önlemek amacıyla böyle durumlarda stabilize edilmiş yataklar kullanılmalıdır.

Buna ek olarak, bir yataklama yerinde sıcaklık yükselmesi yağın seçiminde, sızdırmazlık tertibinin seçiminde ve kafes malzemesinde göz önünde tutulmalıdır.



26.5. Sürtünme

Bir yatak yuvasının sürtünmesi iki şekilde oluşur; contaların sürtünmesi ve yatağın bizzat kendi sürtünmesidir. Yatak sürtünmesi; önce yatak tipi ve yatak büyüklüğüne, bundan başka yüke, devir sayısına, yağlayıcı maddeye ve yağlama yöntemine bağlıdır. Bunu belirtmek için μ sürtünme katsayısı

$$\mu = \frac{M_s}{F \cdot \frac{d}{2}}$$

şeklinde tanımlanmıştır. Burada M_s - yatağın sürtünme momenti, F - yatak yükü ve d - yatak delik çapıdır.

Sürtünme katsayısı, $F \cong 0,1.C$ (C - dinamik yük sayısı) değerindeki yüklerde ve yaklaşık olarak yatağın basınç açısına uyan yük açılarından küçüktür. μ - sürtünme katsayısı basınç açısına bağlı olarak değişir. En küçük sürtünme katsayısı değerleri Cetvel 26.3'de verilmiştir. Cetveldeki bu değerler orta viskozitedeki ($V_{50} = 4 - 6 E^\circ$) bir yağ ile dalma yağlamada elde edilmiştir.



Cetvel 26.3 Yük açısı $\beta = 0^\circ$ 'den 90° 'ye artması durumunda sürtünme katsayısındaki değişmeler

Yatak tipi	Sürtünme katsayısı
Sabit bilyalı yataklar	0,0022 – 0,0042
Silindirik makaralı yataklar	0,0012 – 0,0060 ($\beta = 0^\circ$ den 20° 'ye
Oynak bilyalı yataklar	0,0016 – 0,0066 kadar)
Eğik bilyalı yataklar	0,0018 – 0,0069
Oynak makaralı yataklar	0,0029 – 0,0071
Konik makaralı yataklar	0,0025 – 0,0083



Küçük sürtünmenin söz konusu olduğu yataklamalarda radyal yükler için radyal-sabit bilyalı yataklar, silindirik makaralı yataklar veya oynak bilyalı yataklar; aksenal yükler için aksenal-sabit bilyalı yataklar kullanılır. Eğik tesir eden yüklerde eğik bilyalı yataklar uygundur. Bunların sürtünme katsayısı, yük açısı ve basınç açısının aynı olduğu durumlarda en küçüktür. Böyle bir durum yoksa küçük sürtünme istenen yataklamalarda radyal bileşen bir radyal yatakla ve aksenal bileşen de bir aksenal yatakta karşılanmalıdır.





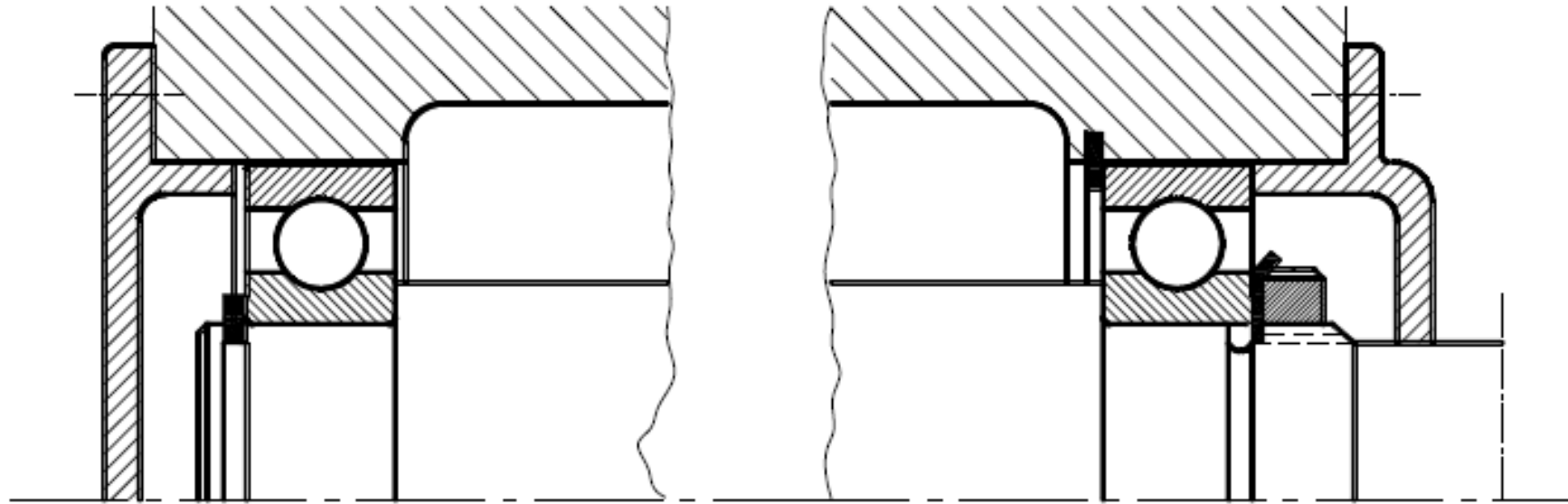
YUVARLANMALI YATAKLAR 2



26.6. Montaj Prensipleri

26.6.1. Serbest Yataklarda Aksenal Kayabilme

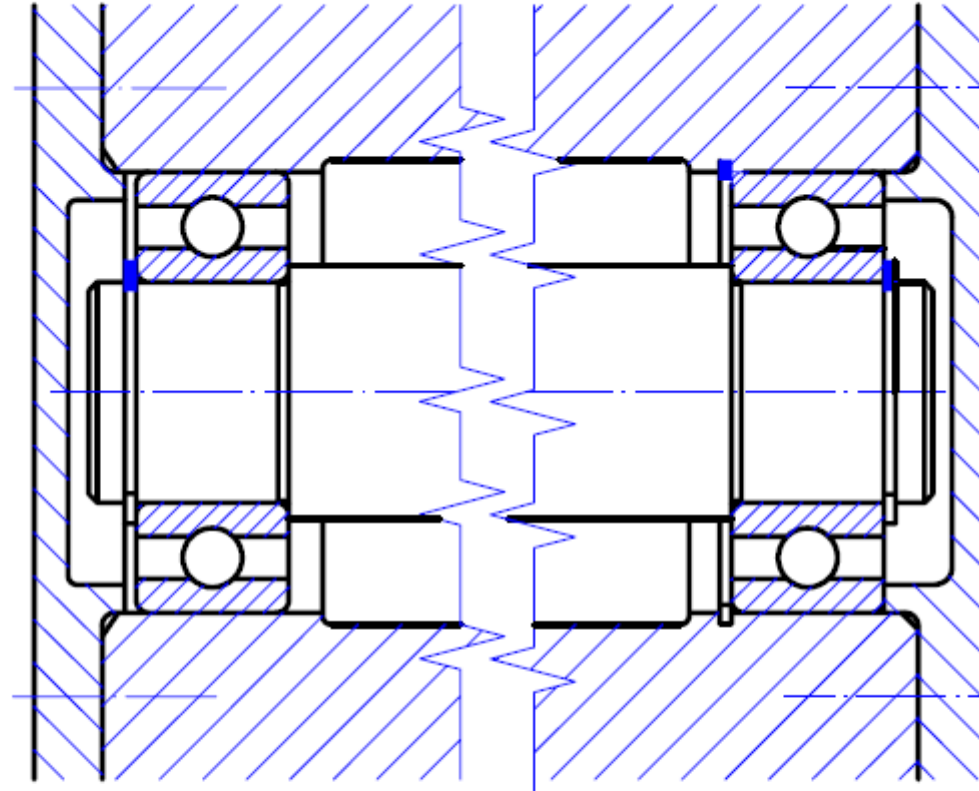
“Sabit yatak–serbest yatak” şeklinde yatak tertibinde aksenal kuvvetler yalnız sabit yatak tarafından karşılanır (Şekil 26.7). İkinci yatak veya üç veya daha fazla yerden yataklanmış millerde diğer yataklar serbest yataktır ve aksenal yönde kayabilirler. Bu sayede mil ve yuvanın farklı değerlerde genleşmeleri halinde yatakların kasmaı önlenir. Aynı zamanda “sabit yatak–serbest yatak” tertibinde boy toleransları daha iyi dengelenir.



Serbest yatak

Sabit yatak



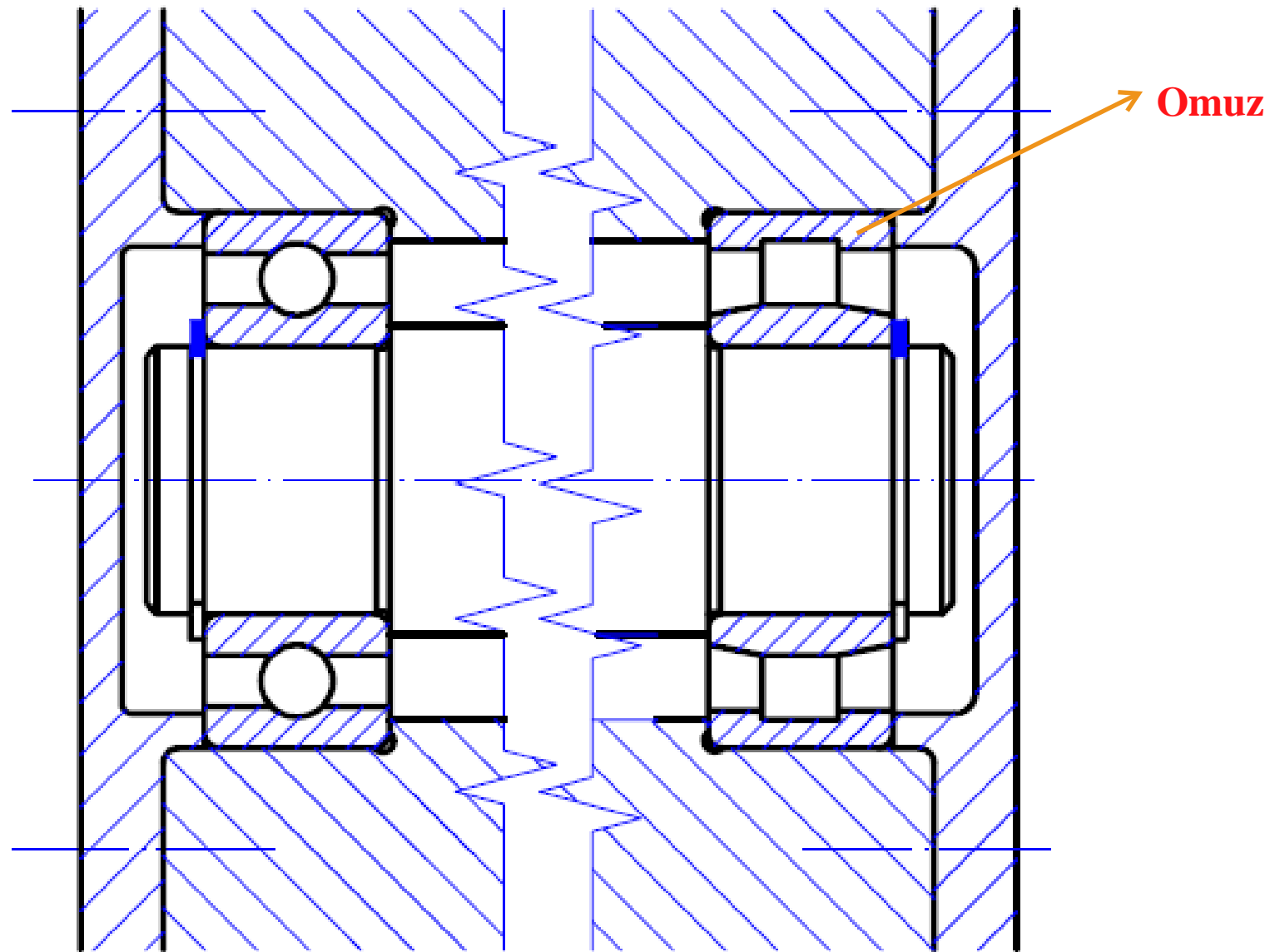


Serbest yatak

Sabit yatak

Şekil 3.25. İki rulmanla yapılan serbest yatak sabit yatak düzeni



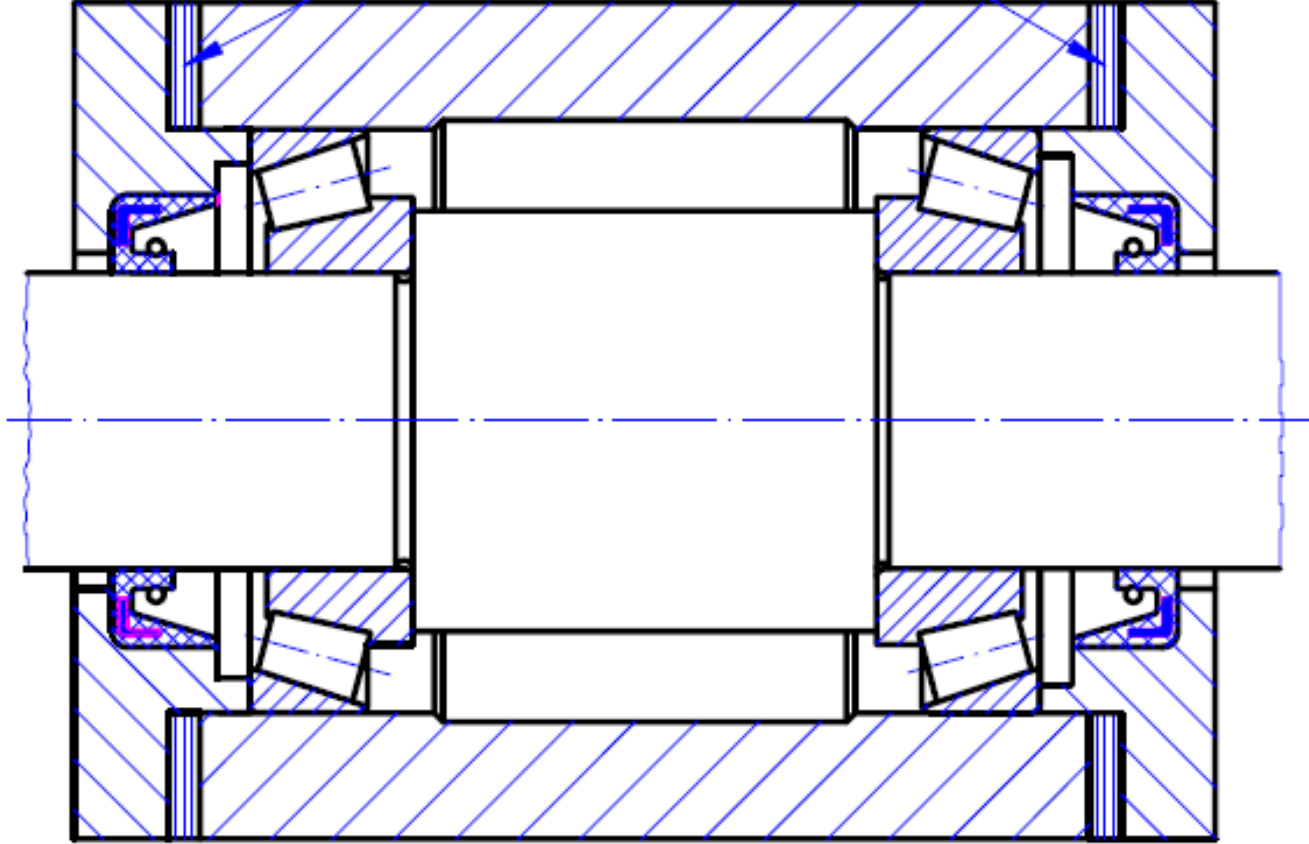


Sabit yatak

Serbest yatak



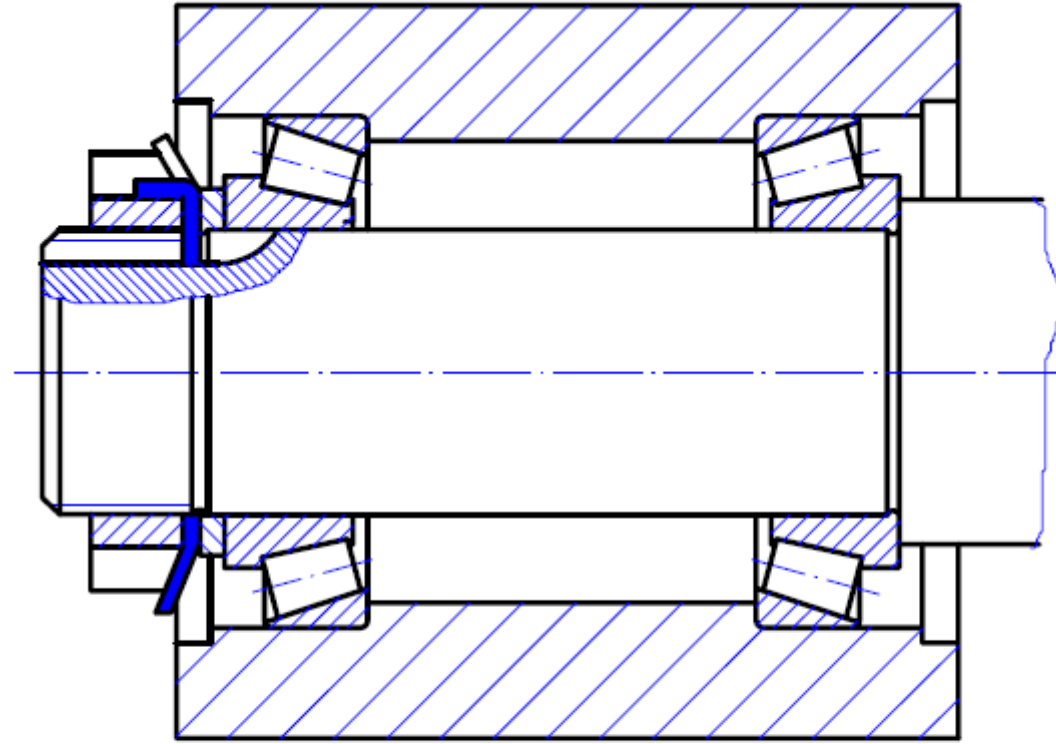
Ayar sacları



NOT: Sıki geme bağlantılar (i bilezik-mil ve dış bilezik -gvde) aksenal yk taşıyacak mertebede değildir!!

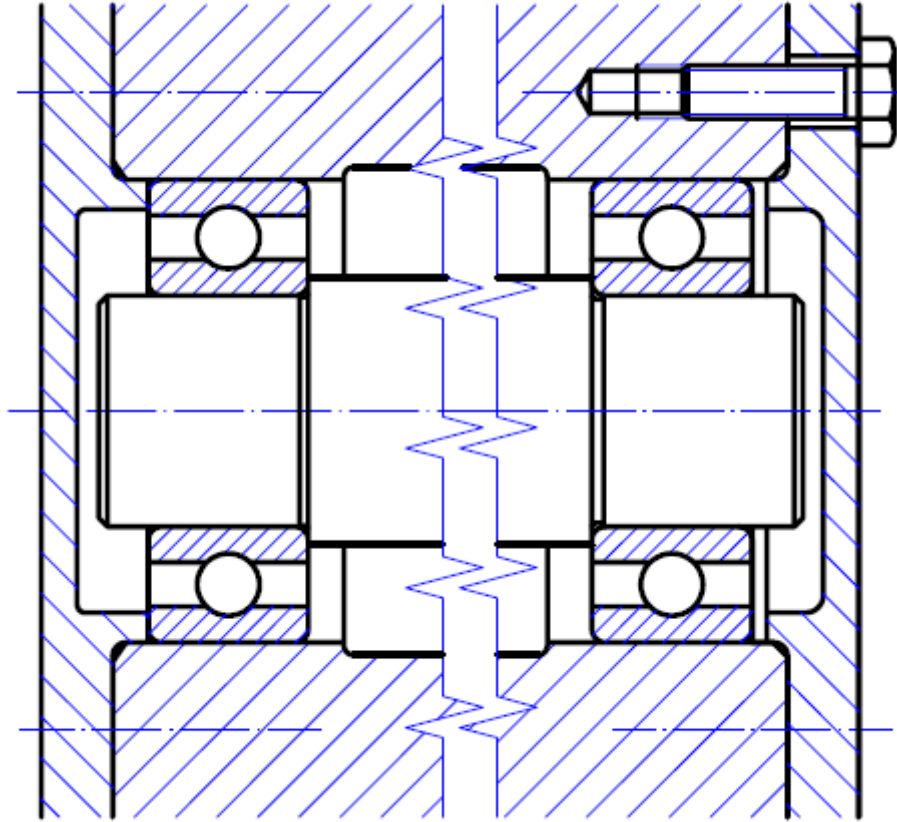
a) X düzeni





b) O düzeni

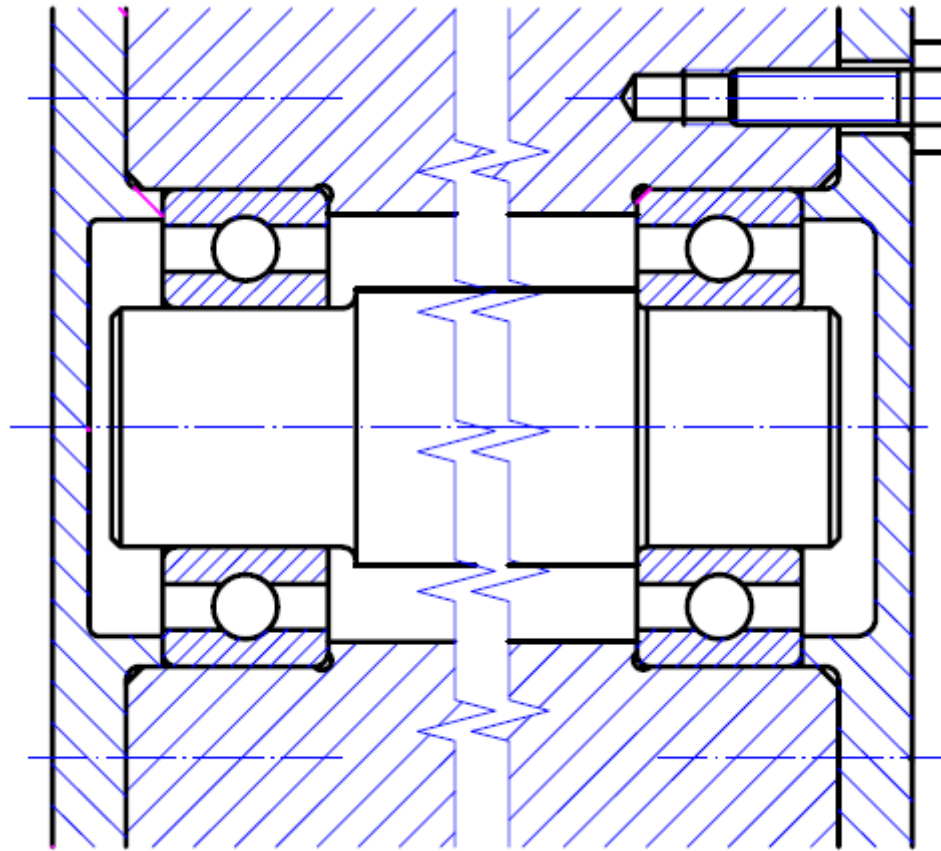




Sabit yatak

Serbest yatak



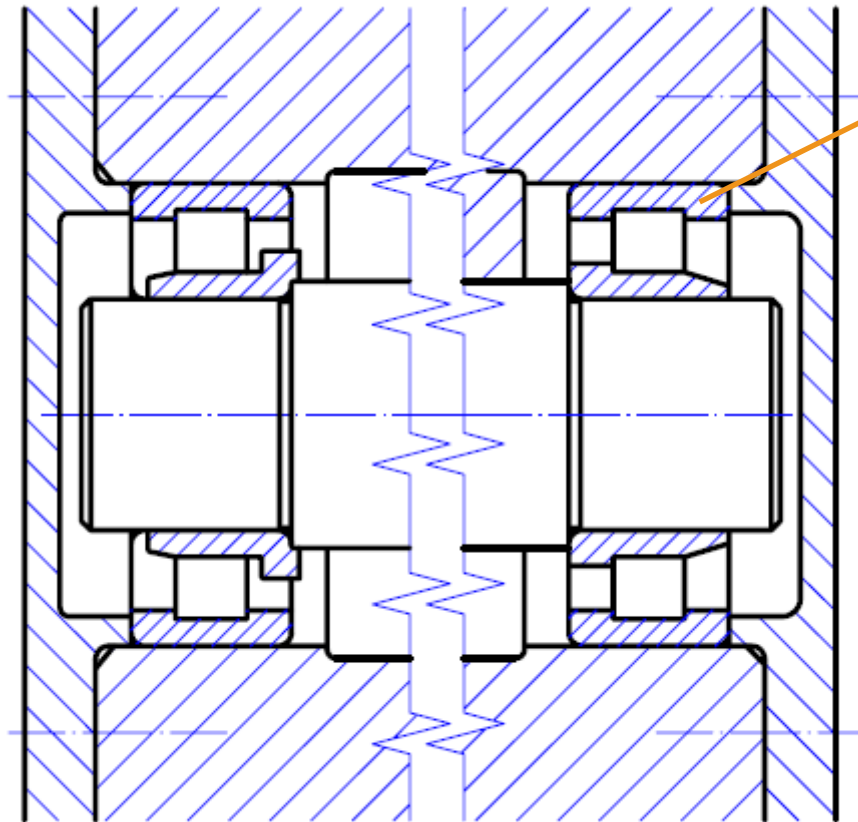


Serbest yatak



Sabit yatak





Omuz

Serbest yatak

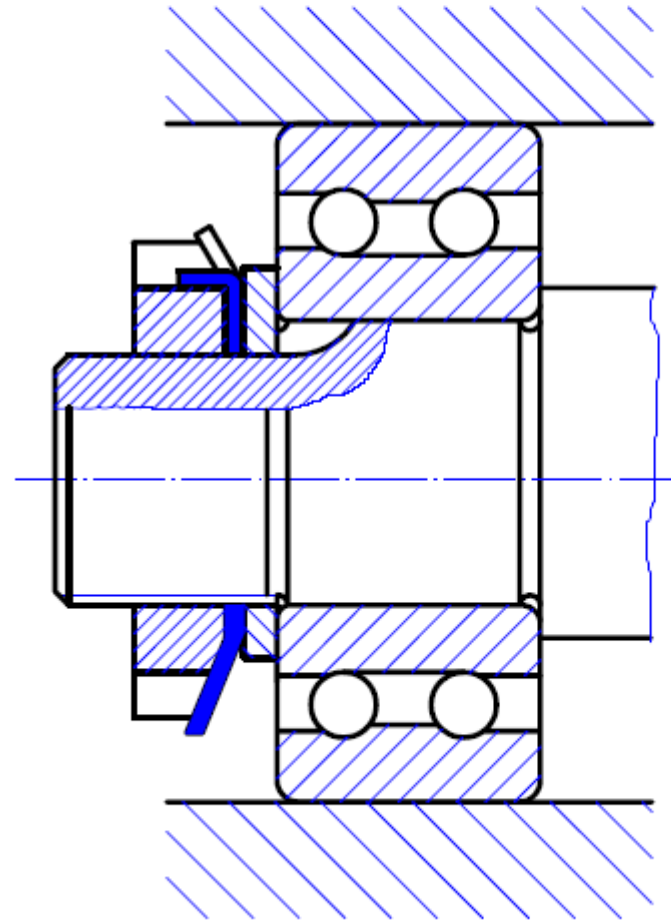
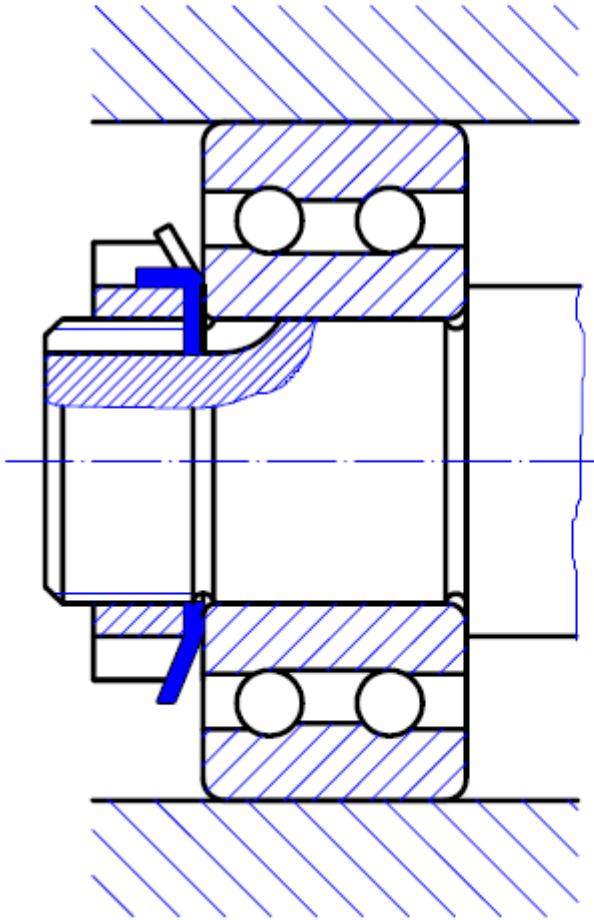


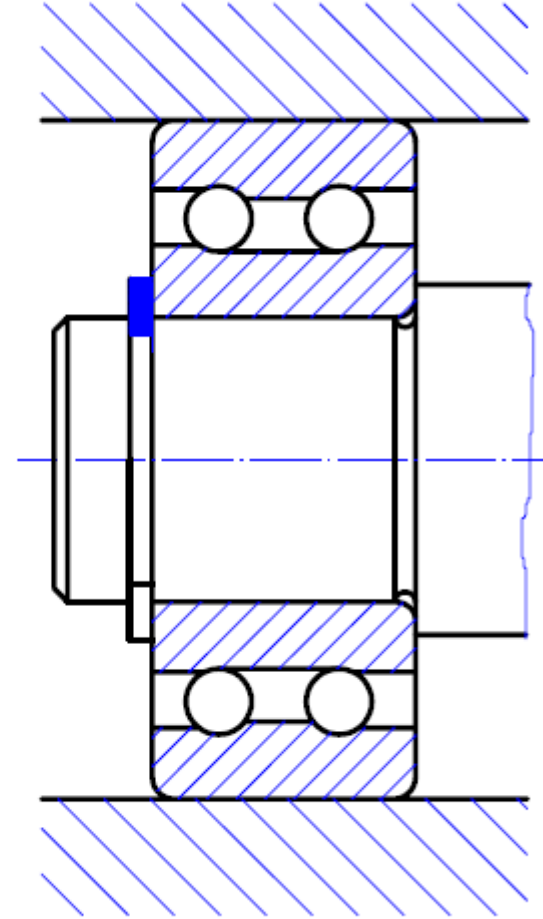
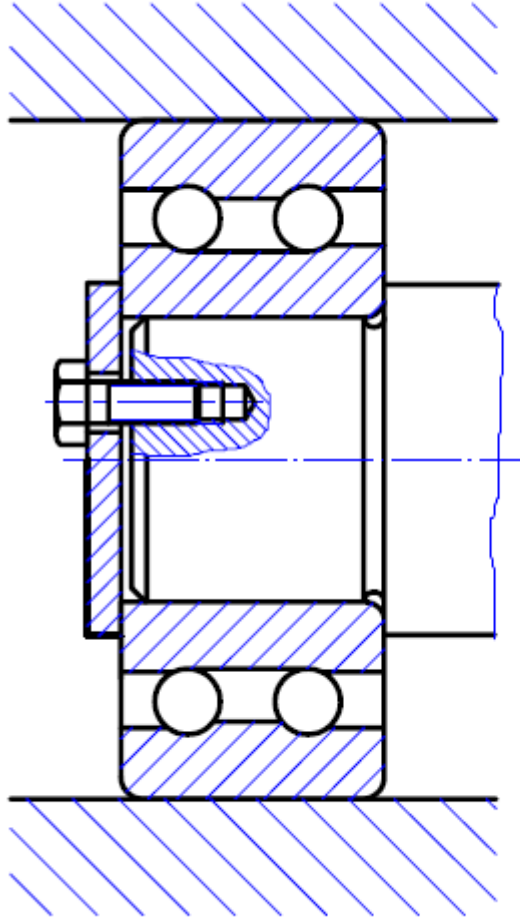
Sabit yatak



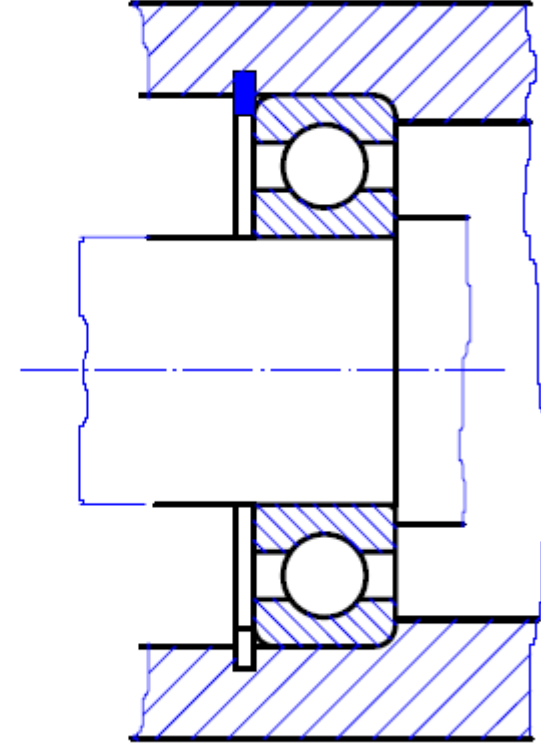
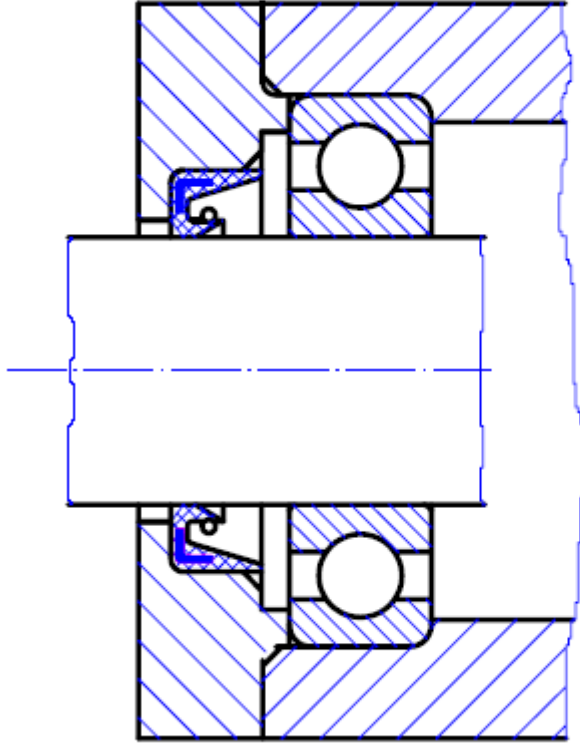
Şekil 3.31 a,b,c,d,e,f,g,h' de en çok kullanılan aksenal tespitleme yöntemleri gösterilmiştir.

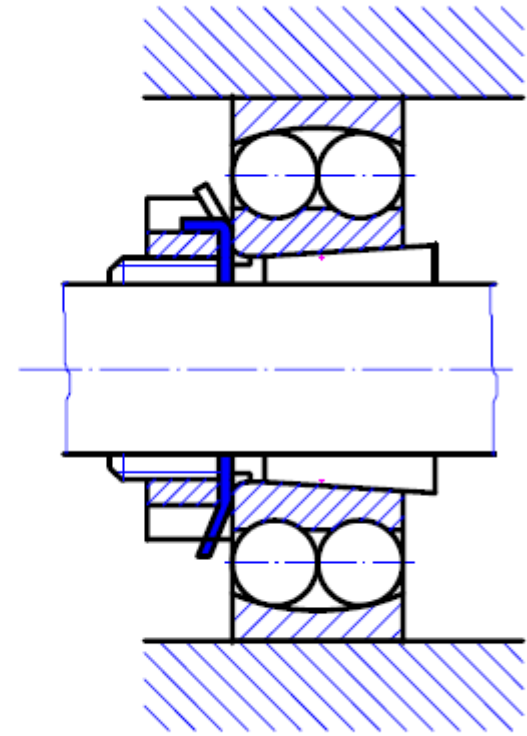
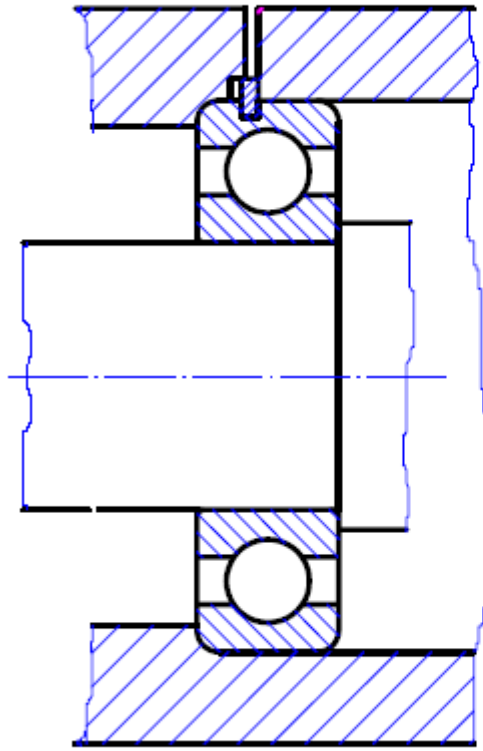
Mile iç bilezik bağlama yöntemleri

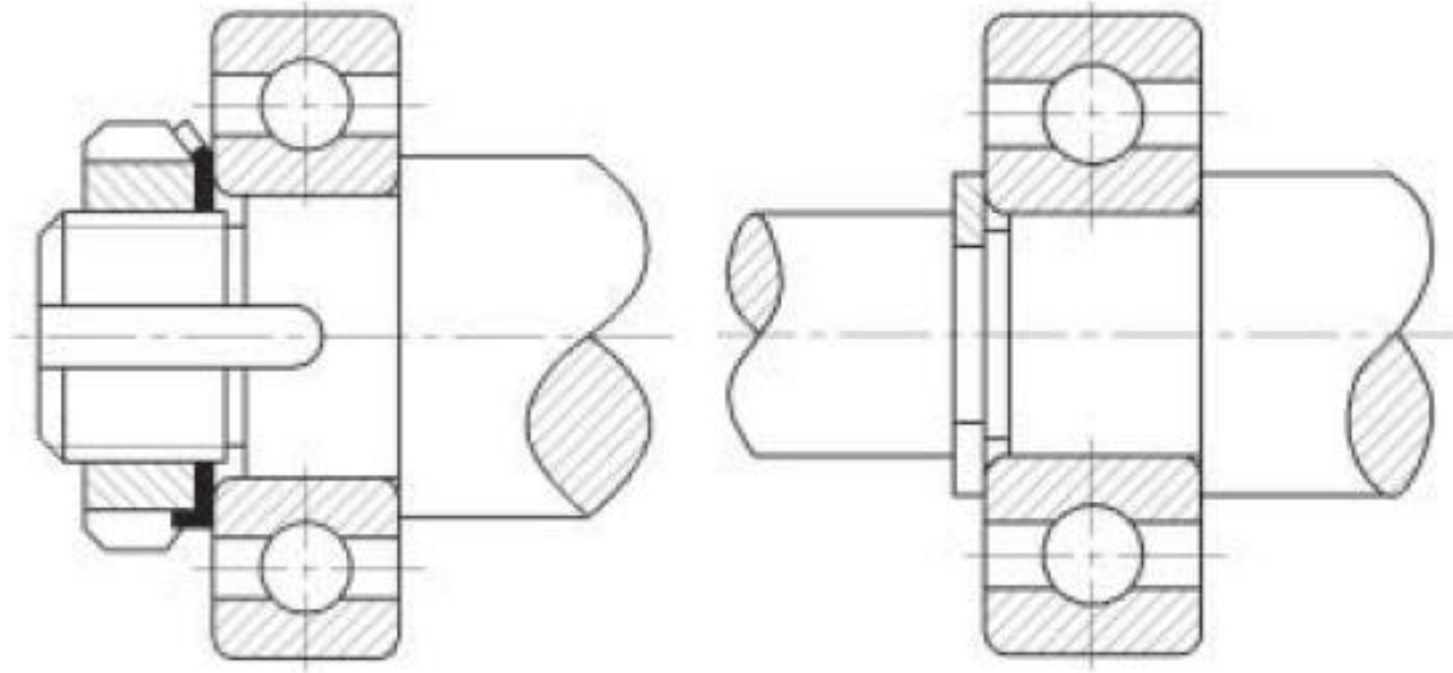


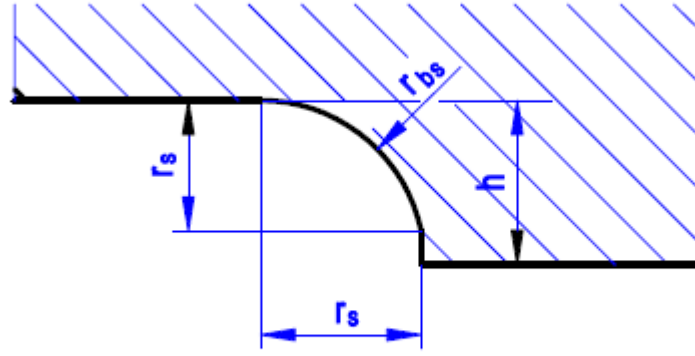


Dış bilezik bağlama yöntemleri





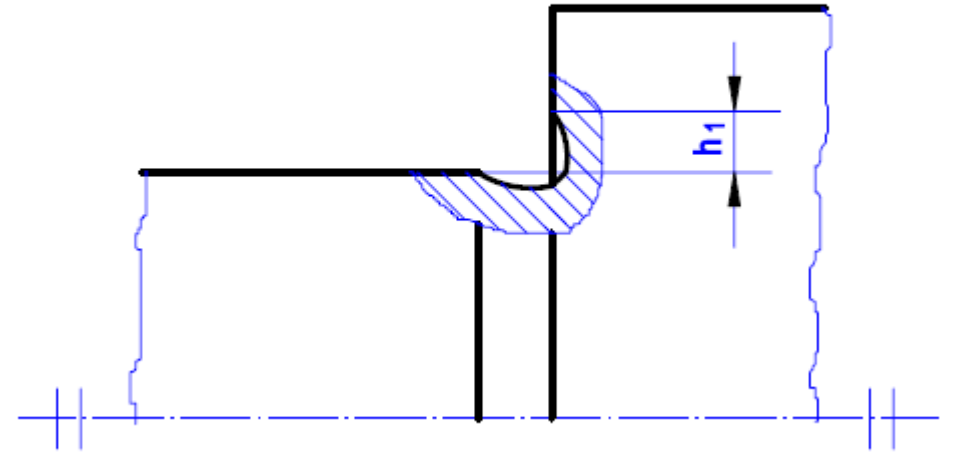
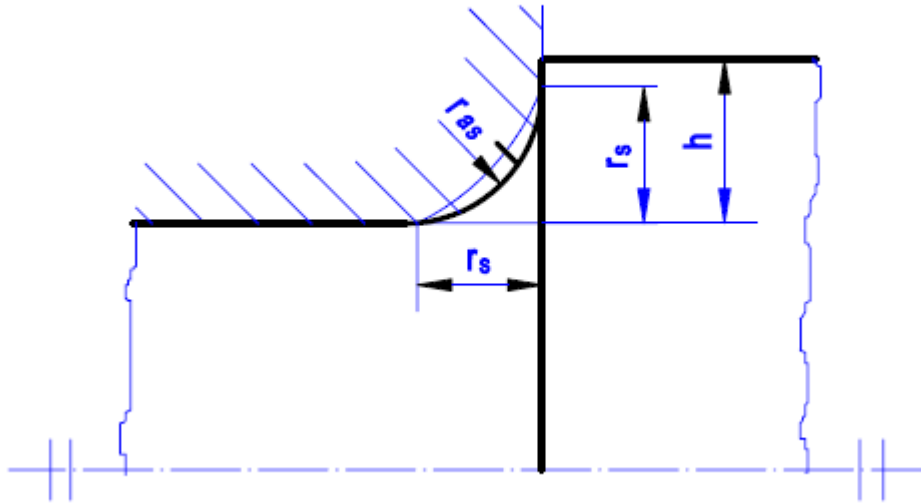


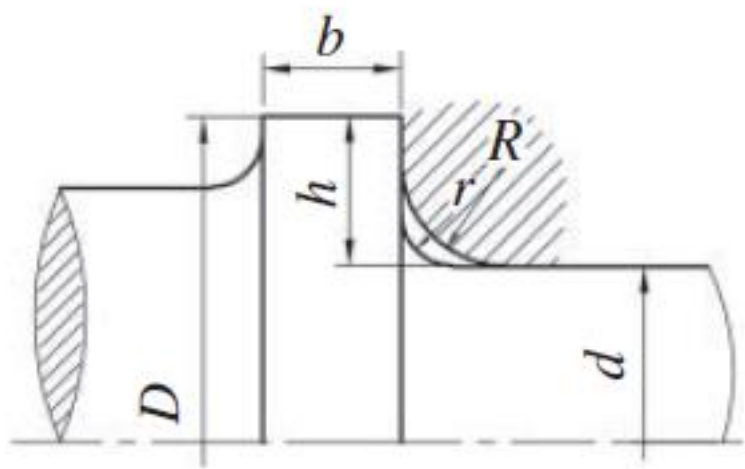


- h Mil ve Yuvanın omuz yüksekliği
- h_1 Geçiş yüksekliği
- r_{as} Milde dip kavis
- r_{bs} Yuvada dip kavis
- r_s Yuvarlanmalı yataklarda kavis teğet uzaklığı

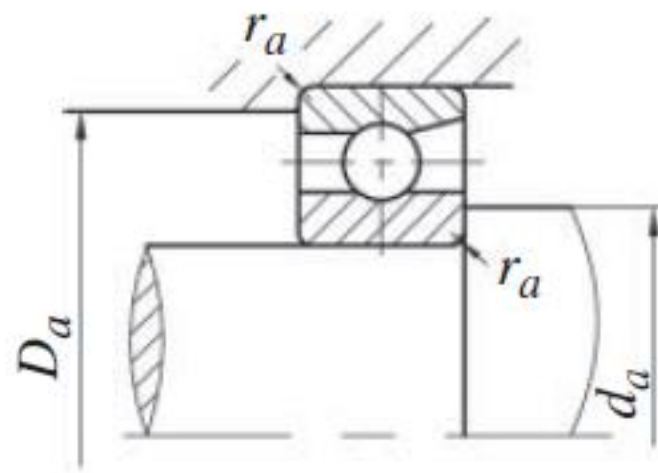
Şekil 3.32. Delikteki yuva

β_k

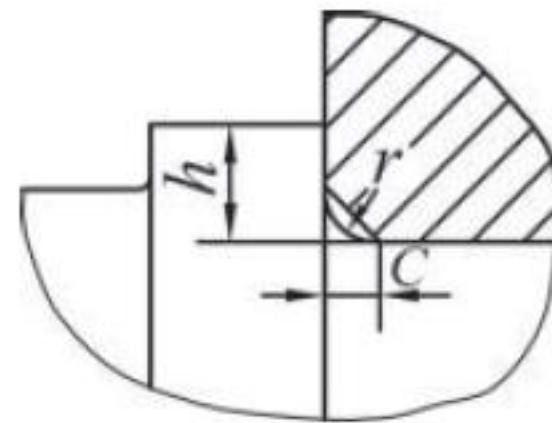




(a)



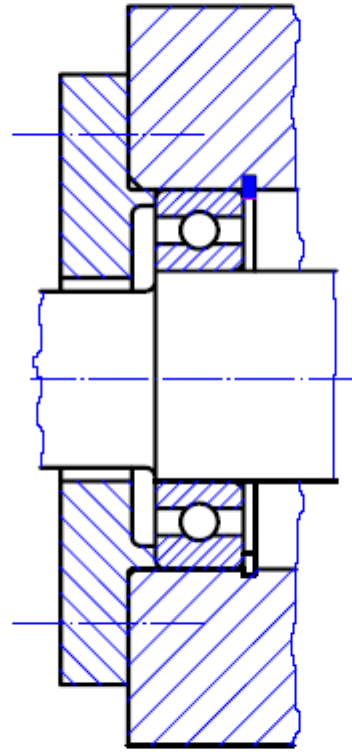
(b)



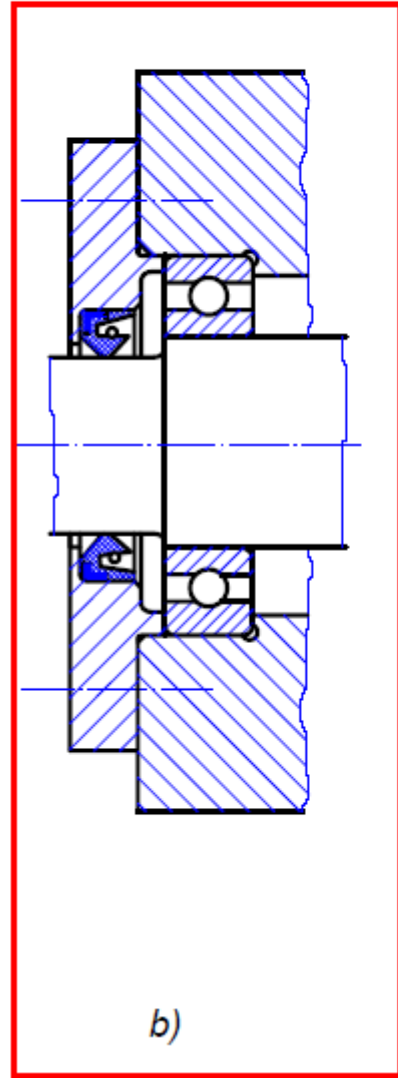
(c)



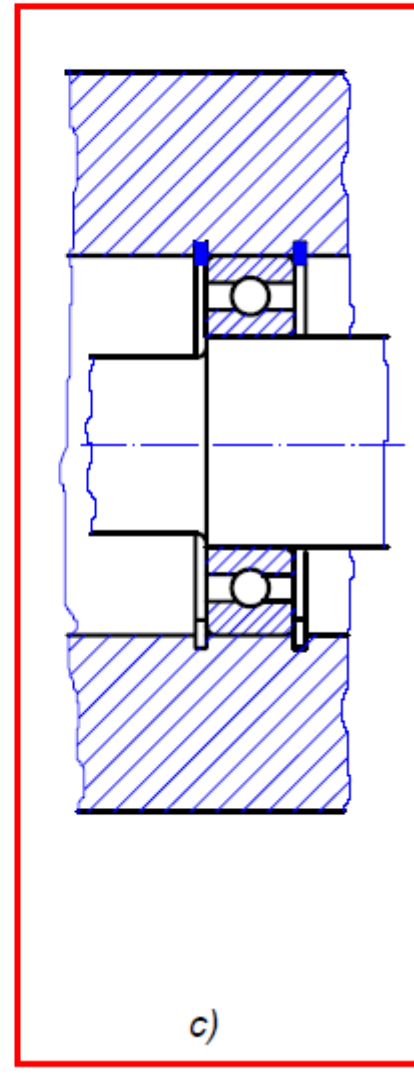
G- RULMANLARIN GÖVDEYE MONTAJI



a)

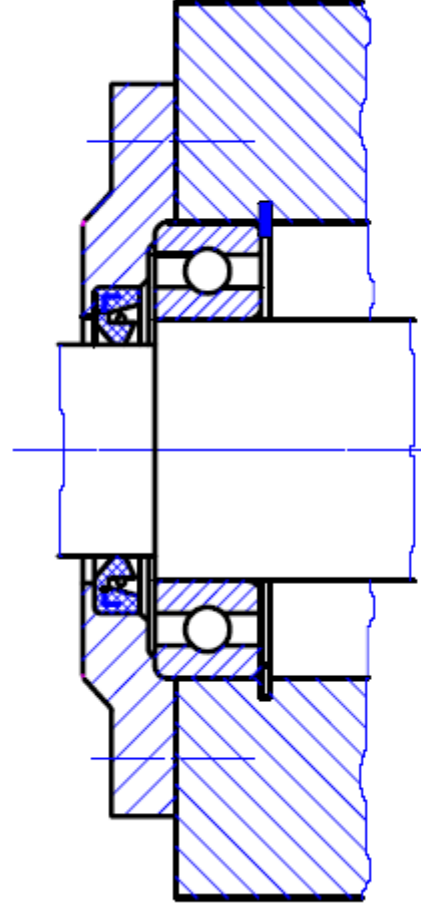
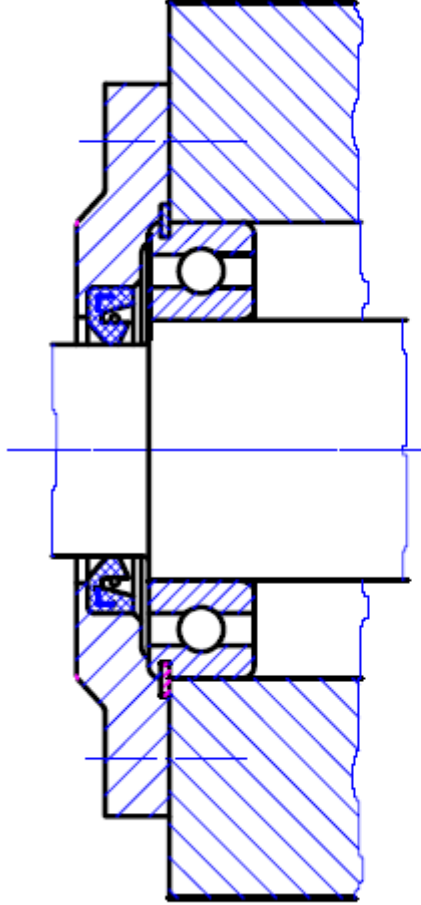


b)

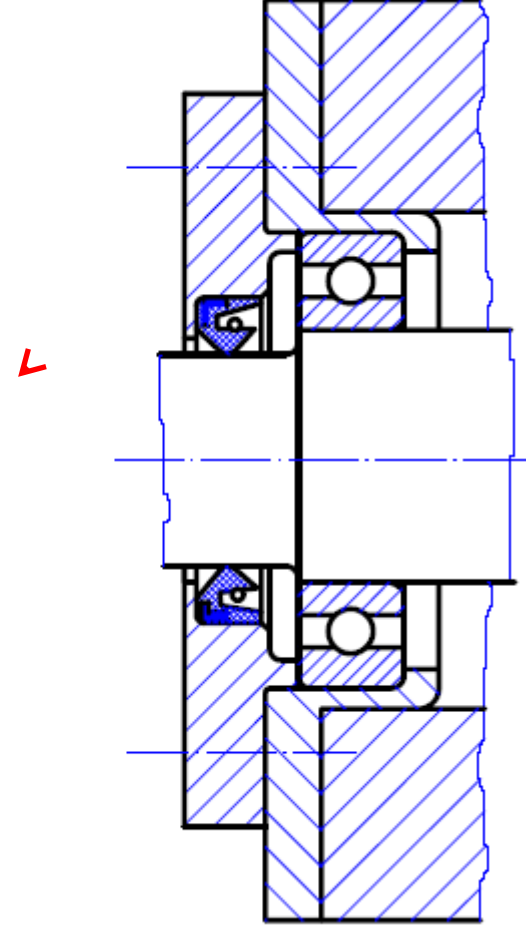


c)



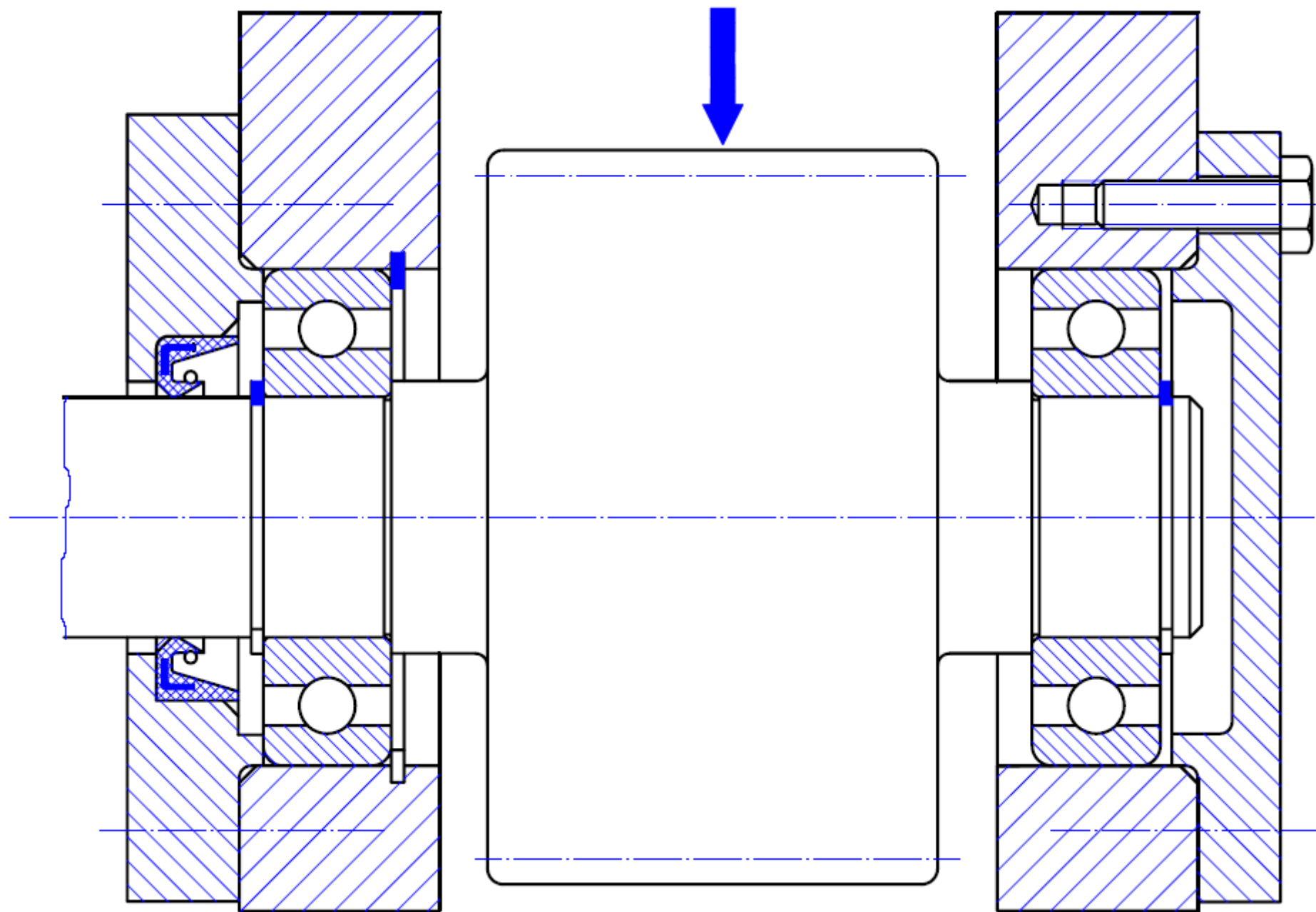


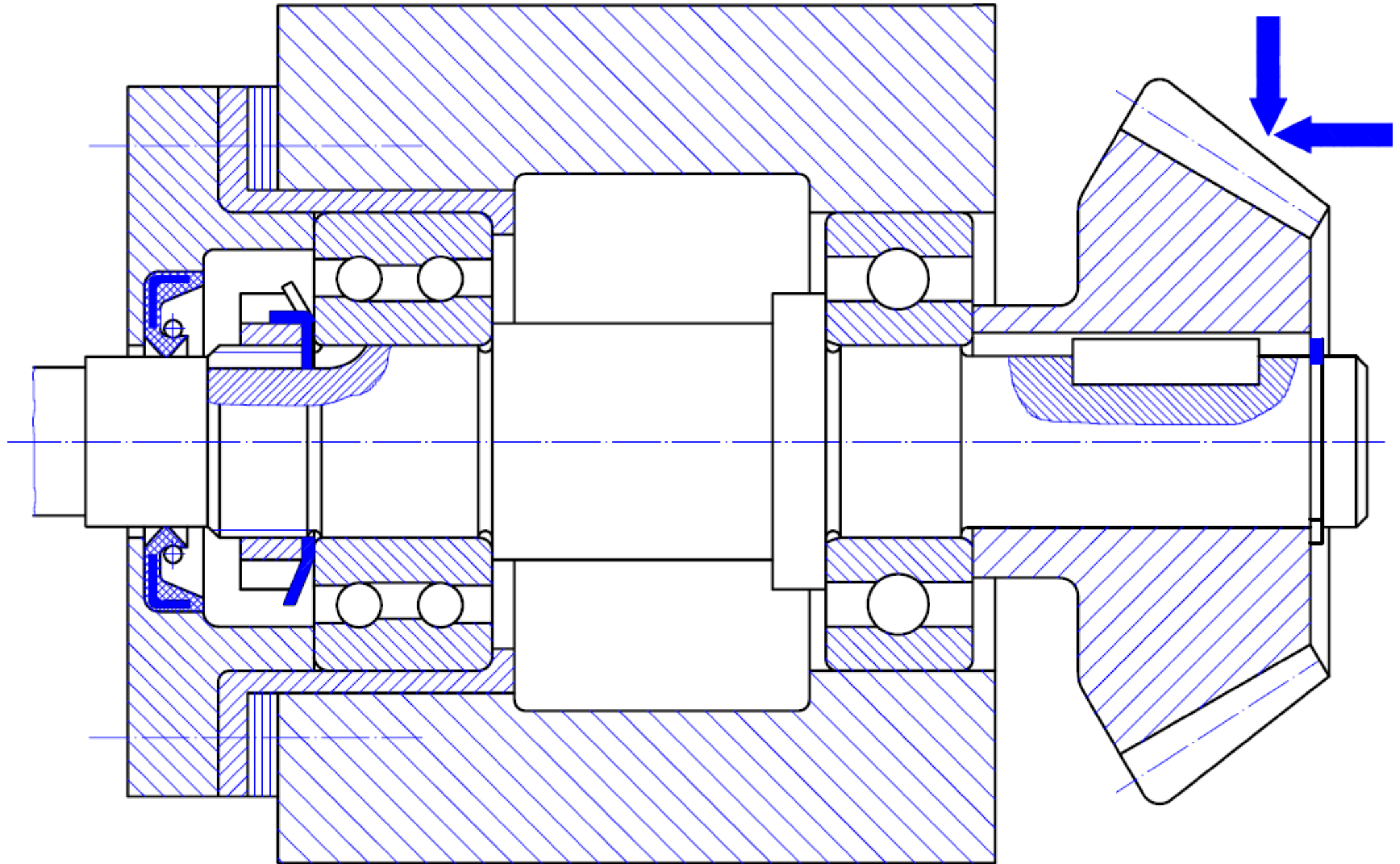
→
Cıvataya ek yük gelmez.

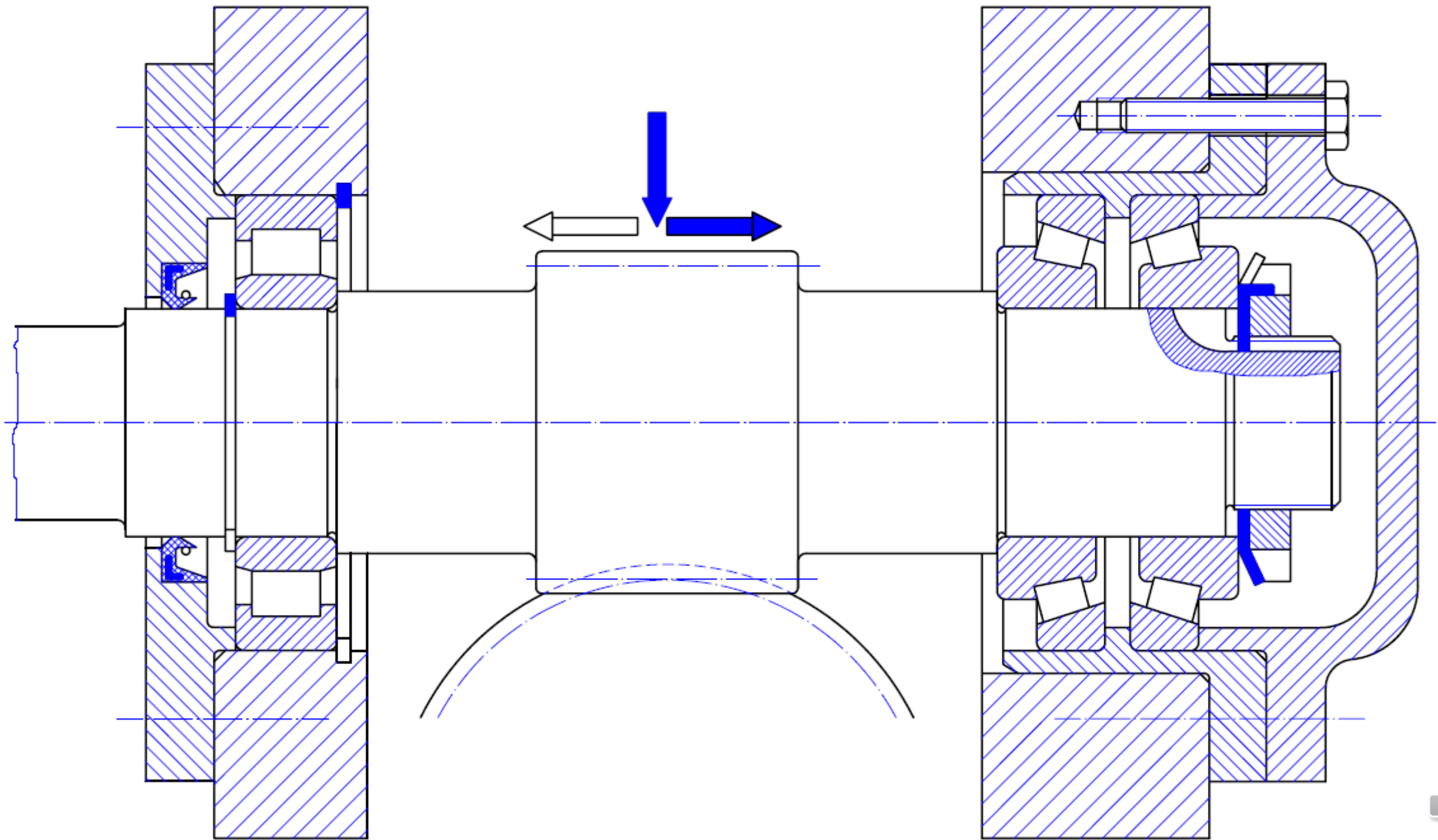


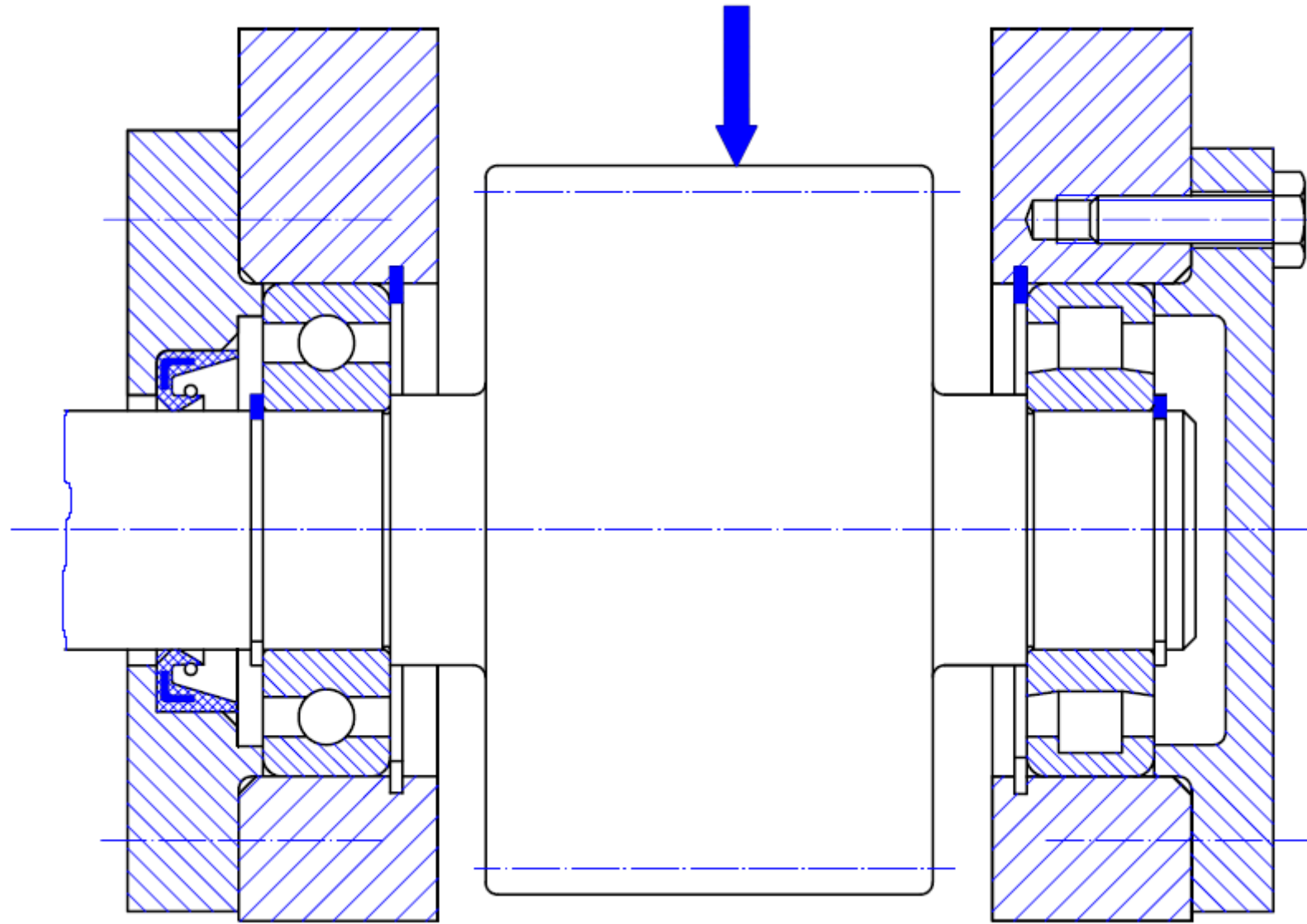
Çok yüksek aksenal yüklerin taşınması için uygun değildir.

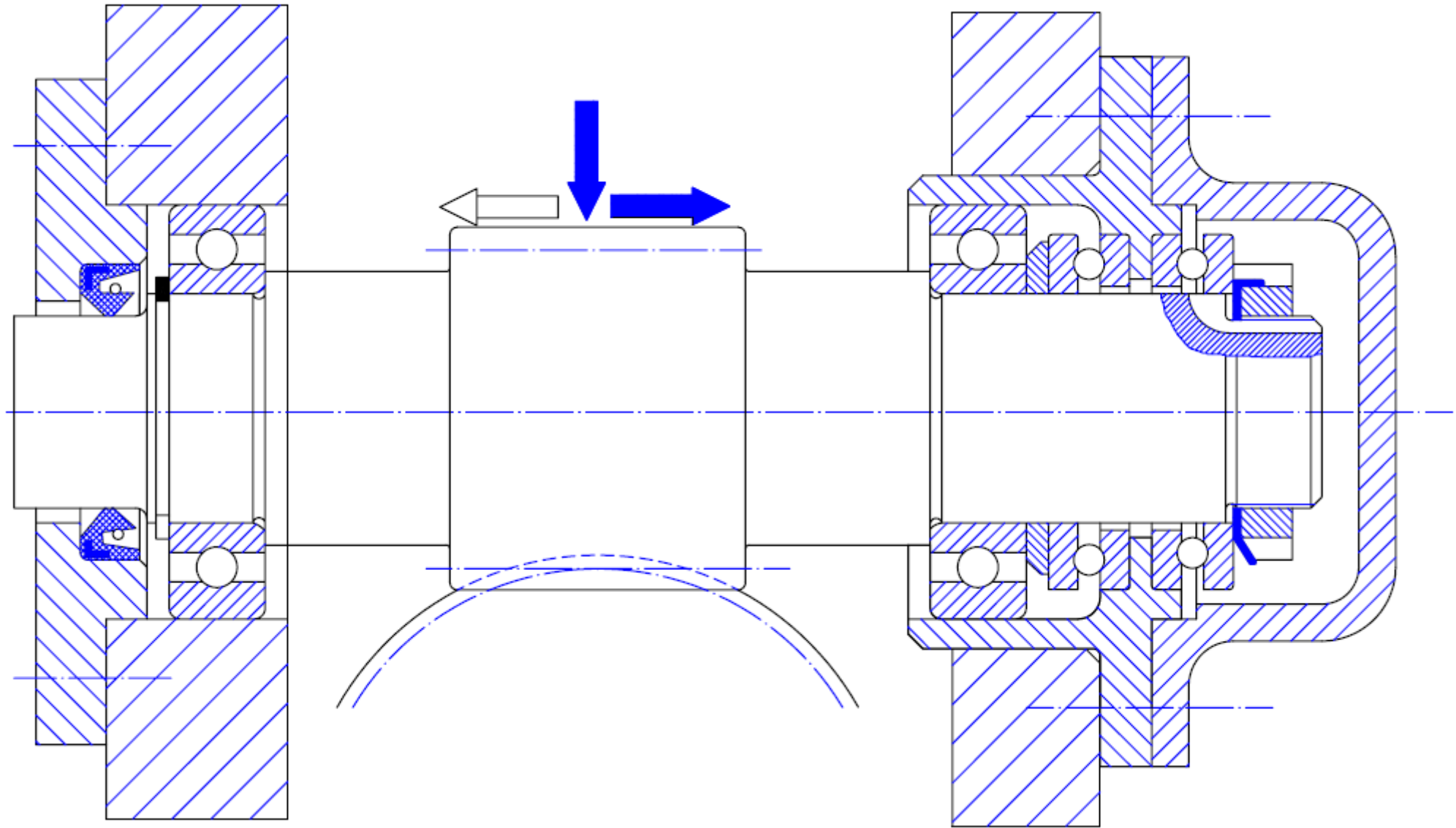


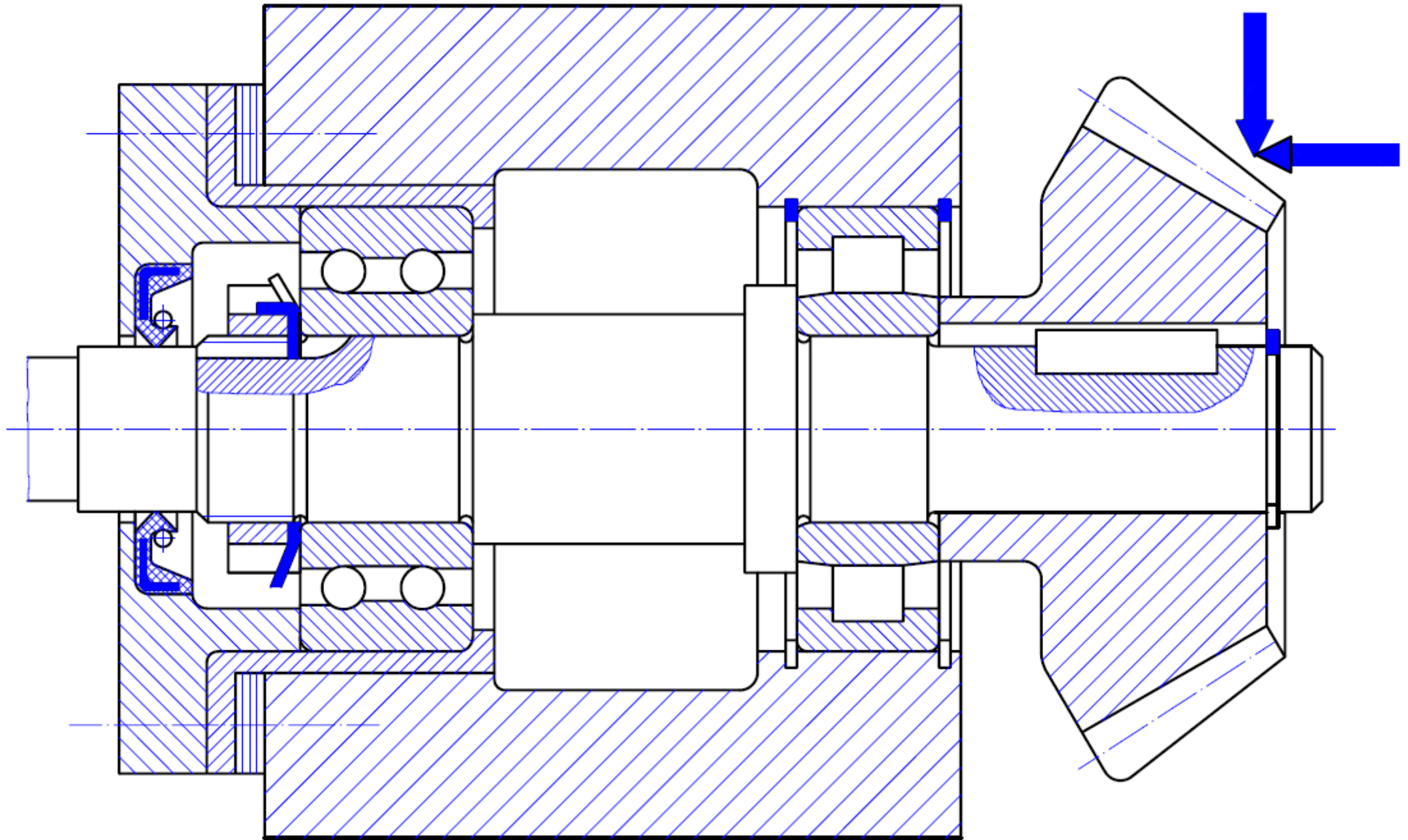












28. DİŞLİ ÇARKLAR

28.1. Tanım ve Özellikler

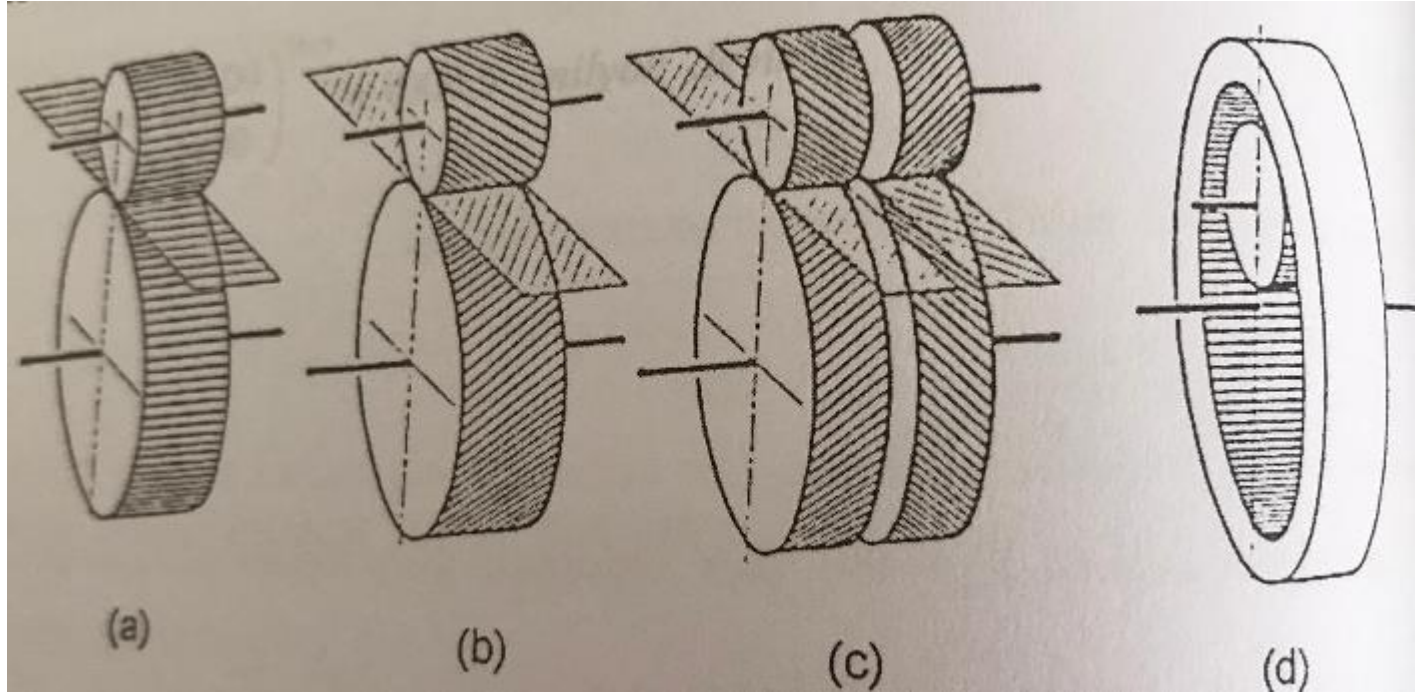
Dişli çark; silindirik bir parçanın dışına veya silindirik bir deliğin içine belirli kurallara uygun olarak bir takım dişlerin (girinti ve çıkıntı) açılmasıyla elde edilen bir makina elemanıdır. Dişli çarklar en az iki tanesi bir arada çalışan elemanlardır. Dolayısıyla dişli çarklar daima bir sistemdirler ve bu sisteme de dişli çark mekanizması adı verilir. Dişli çark mekanizması; güç ve devir ileten Şekil bağlı bir mekanizma olup bu mekanizmada bir döndüren ve bir veya birkaç tane döndürülen dişliler vardır. Genellikle mekanizmanın küçük dişlisine pinyon, diğerlerine de çark adı verilir.



Dişli çarklar ve dişli çark mekanizmaları güç ileten millerin konumuna göre şu şekilde sınıflandırılabilir:

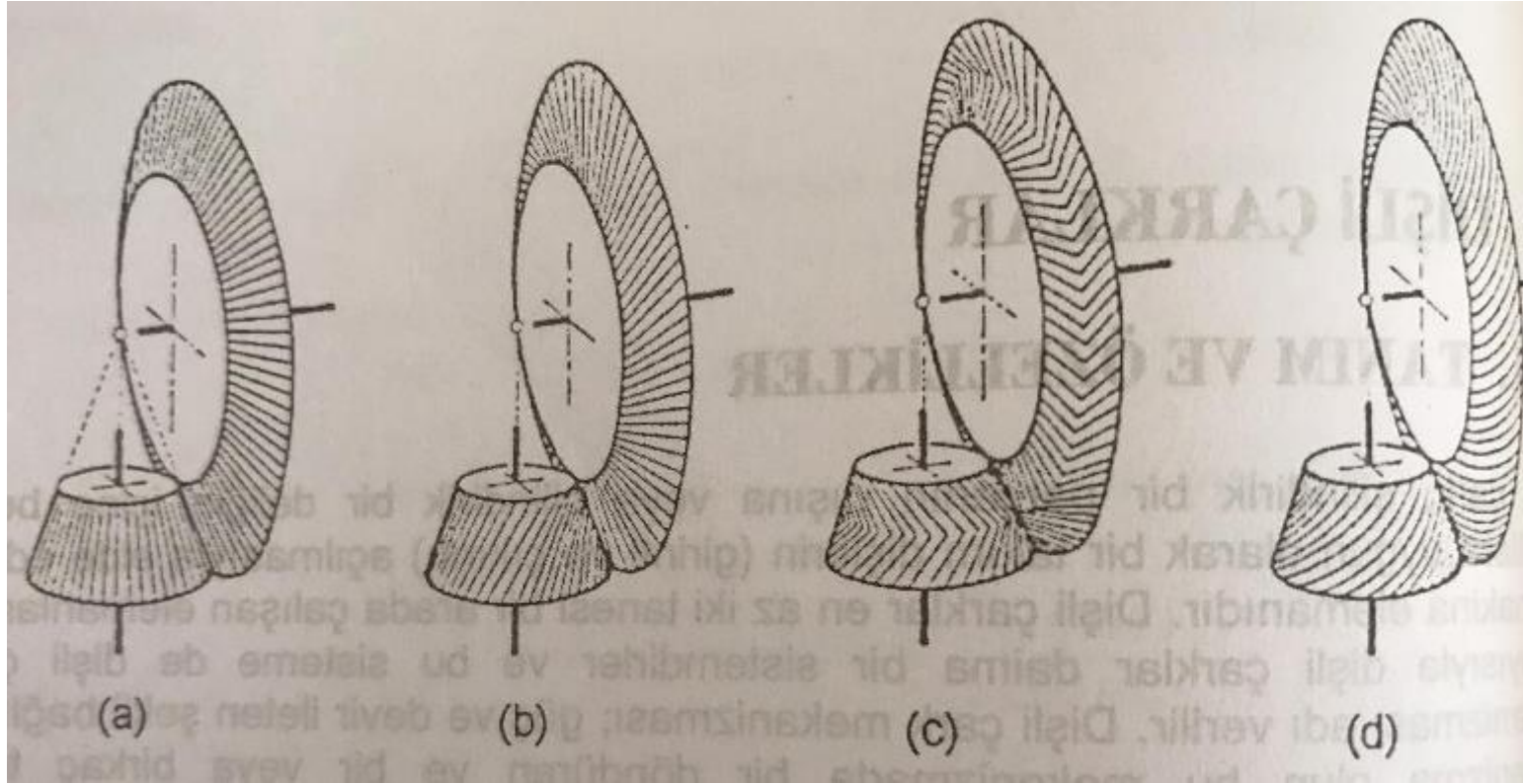
a) Eksenleri aynı düzlemde paralel iki mil arasında güç ve hız iletimini temin eden dişlilere silindirik veya alın dişli çarklar denir. Dişlerin ana doğrusu çark eksenine paralel ise düz silindirik (Şekil 28.1a), ana doğru ile belli bir açı yapıyorsa helisel silindirik veya çift helisel silindirik (OK) dişli çarklar adını alır (Şekil 28.1b ve c).

Ayrıca dişlilerin birbirinin içinde veya dışında yuvarlanmalarına göre bunlar iç (Şekil 28.1d) veya dış (Şekil.28.1a,b,c) silindirik dişli çarklar olarak da isimlendirilmektedir.



Şekil 28.1 Paralel millerde kullanılan silindirik dişli çarklar
a.düz dişli, b. Helisel dişli, c. Çift helisel dişli (OK dişlisi),
d. İç dişli



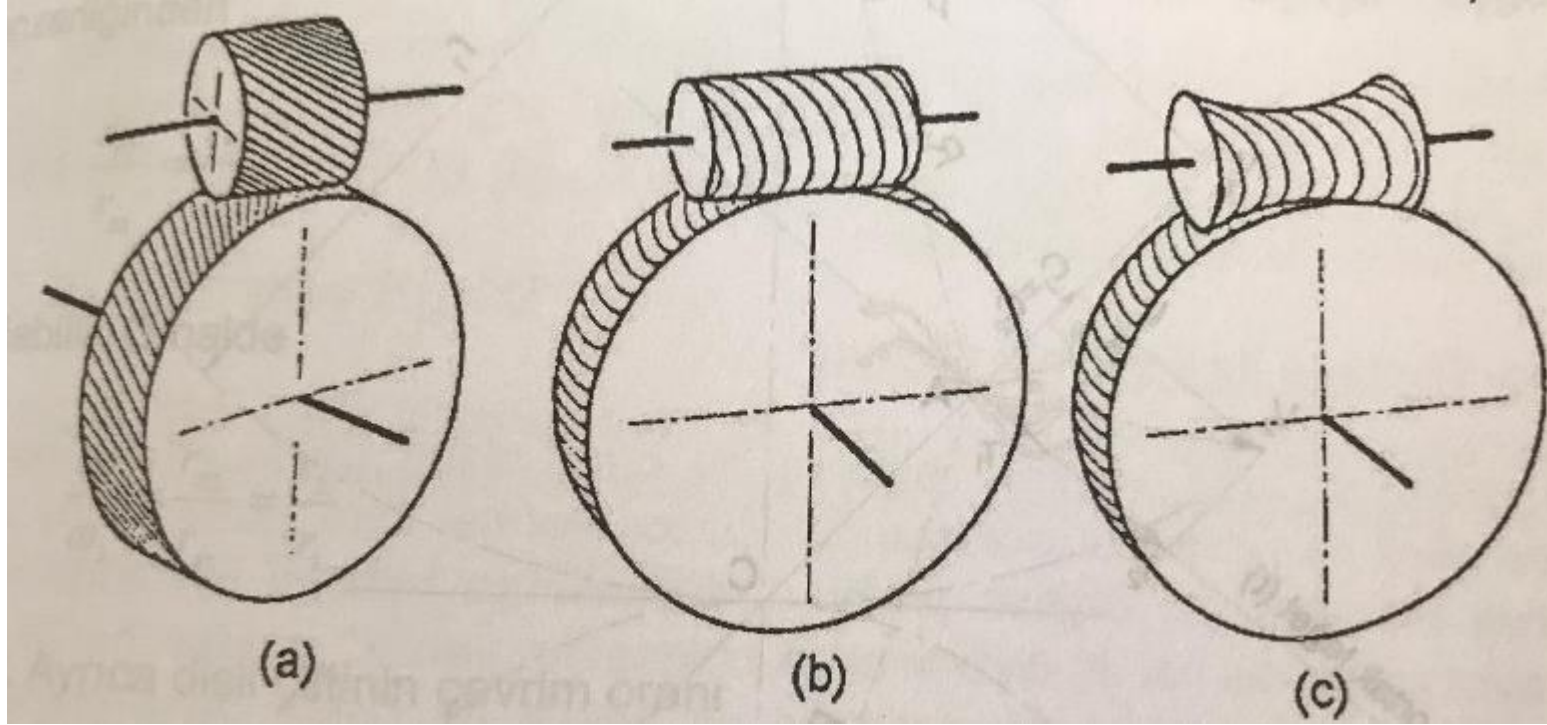


Şekil 28.2 Kesişen millerde kullanılan dişli çarklar (konik dişliler)
a. düz konik dişli, b. Helisel konik dişli, c. Çift helisel konik dişli
(OK dişli), d. Daire yaylı konik dişli



b) Eksenleri aynı düzlemde fakat kesişen iki mil arasındaki güç ve hız iletimini temin eden dişlilere konik dişli çarklar adı verilir. Konik dişli çarkların da düz, helisel veya eğrisel tipleri vardır (Şekil 28. 2a, b, c, d).

c) Eksenleri aynı düzlemde olmayan ve kesişmeyen miller arasındaki güç ve hız iletimini temin eden dişli çarklara spiral dişli çarklar adı verilir (Şekil 28.3).



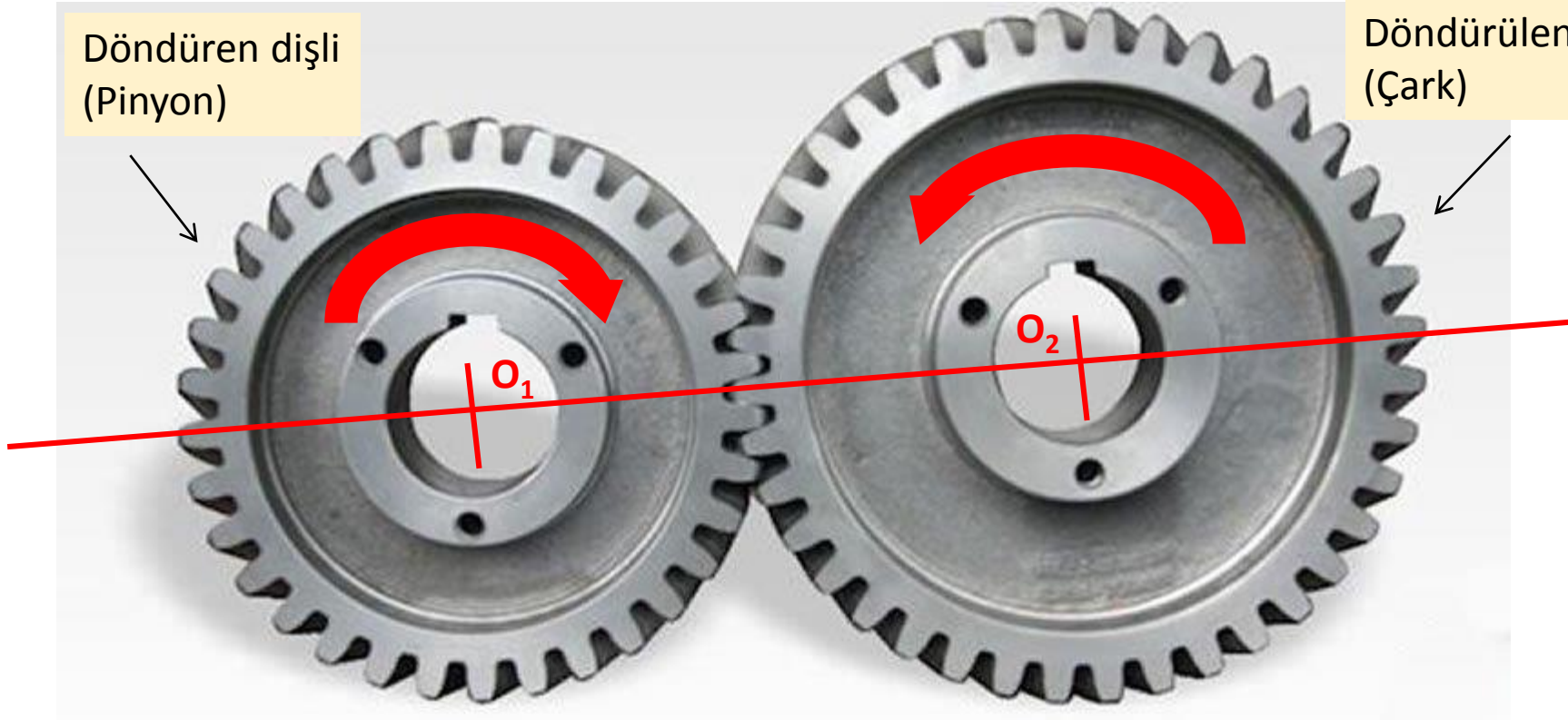
Şekil 28.3 Eksenleri kesişmeyen millerde kullanılan dişli çarklar

Bunların özel bir tipi olan sonsuz vida mekanizmaları en çok kullanılan örneklerinden birisidir (eksenleri birbirine dik millerde). Şekil 28.3b 'de silindirik ve Şekil 28.3c 'de globoid sonsuz vida mekanizması tipleri görülmektedir.



Döndüren dişli
(Pinyon)

Döndürülen dişli
(Çark)



28.1.1. Dişli Ana Kanunu

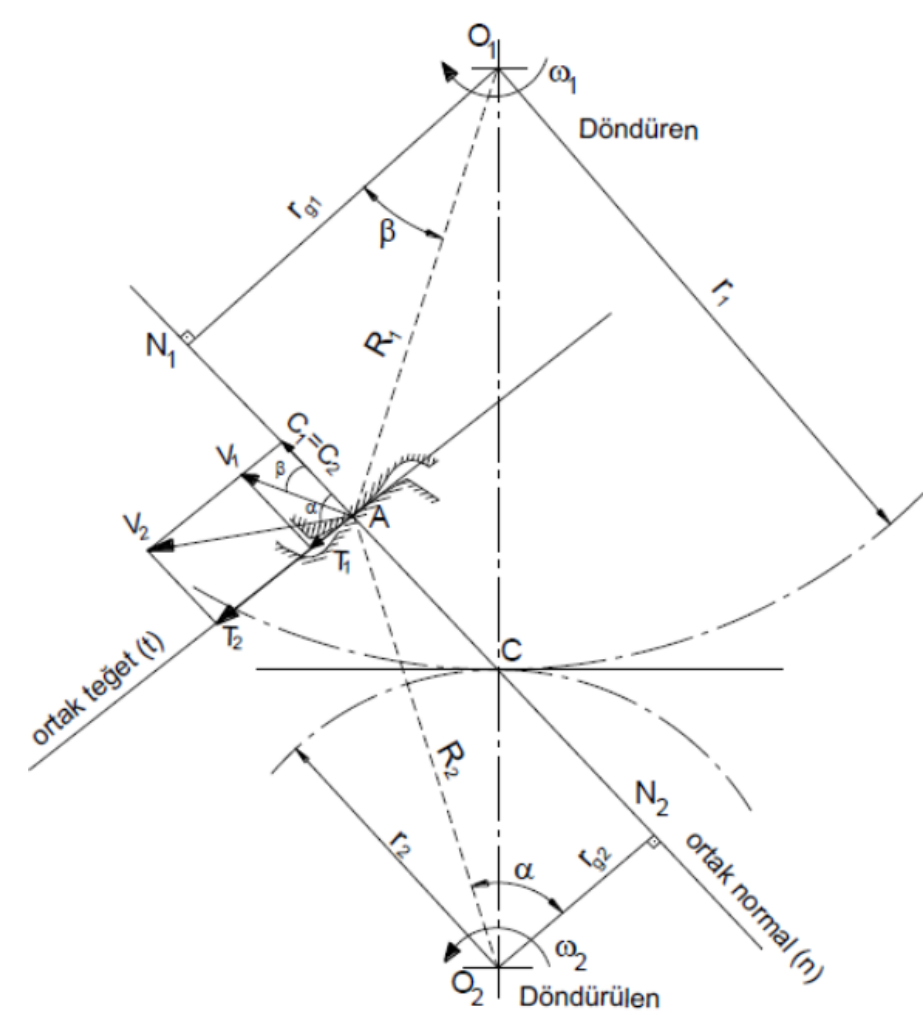
Eş çalışan iki diş profilinin, A gibi herhangi bir noktada temasta olduğunu düşünelim (Şekil 28.4). Döndüren dişlinin açısal hızı ω_1 , döndürülen dişlinin açısal hızı ω_2 olsun. Döndüren dişliye (1 nolu dişli) ait profilin temas noktasındaki çevre hızı

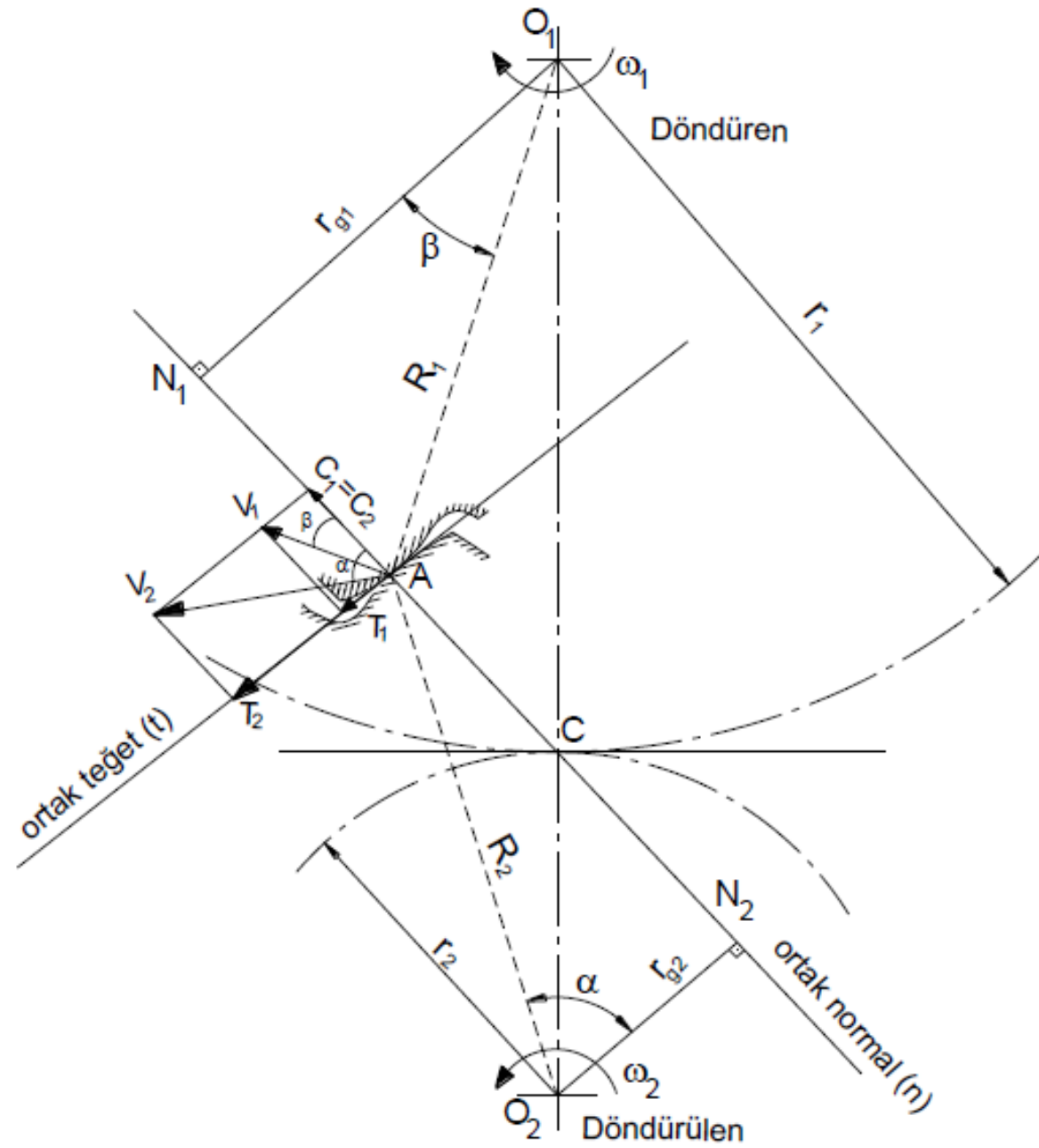
$$V_1 = R_1 \cdot \omega_1$$

ve döndürülen dişliye (2 nolu dişli) ait profilin aynı temas noktasındaki çevre hızı

$$V_2 = R_2 \cdot \omega_2$$

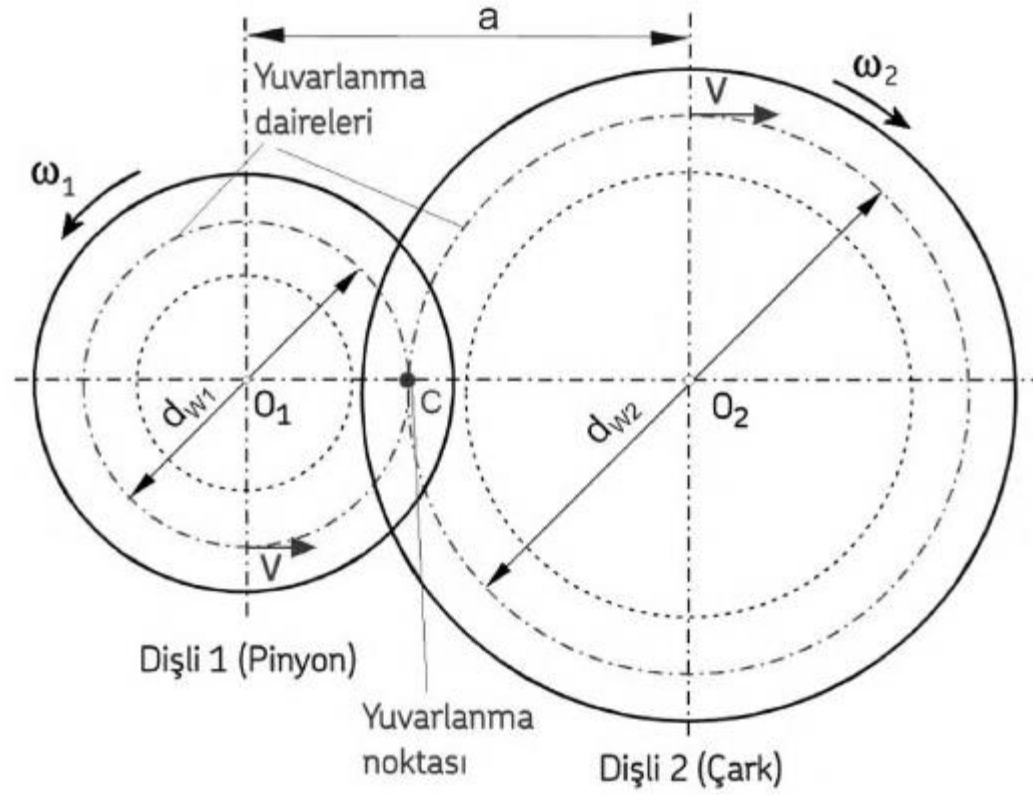
olacaktır. Her iki hızın doğrultuları, temas noktasındaki R_1 ve R_2 yarıçaplarının doğrultusuna diktir. Eş profilin temas noktasındaki ortak teğeti ve ortak normalleri t ve n doğruları olsun. Profillere ait çevre hızları teğet ve normaller yönünde bileşenlerine ayrıldığında V_1 için C_1 ve T_1 ; V_2 için ise C_2 ve T_2 bileşenleri elde edilir. Burada 1 dişlisi döndüren eleman olduğu için $C_1 < C_2$ olamaz. Aksi halde 2 nolu dişliden geri kalır ve onu döndüremez. Diğer taraftan her iki profil temas





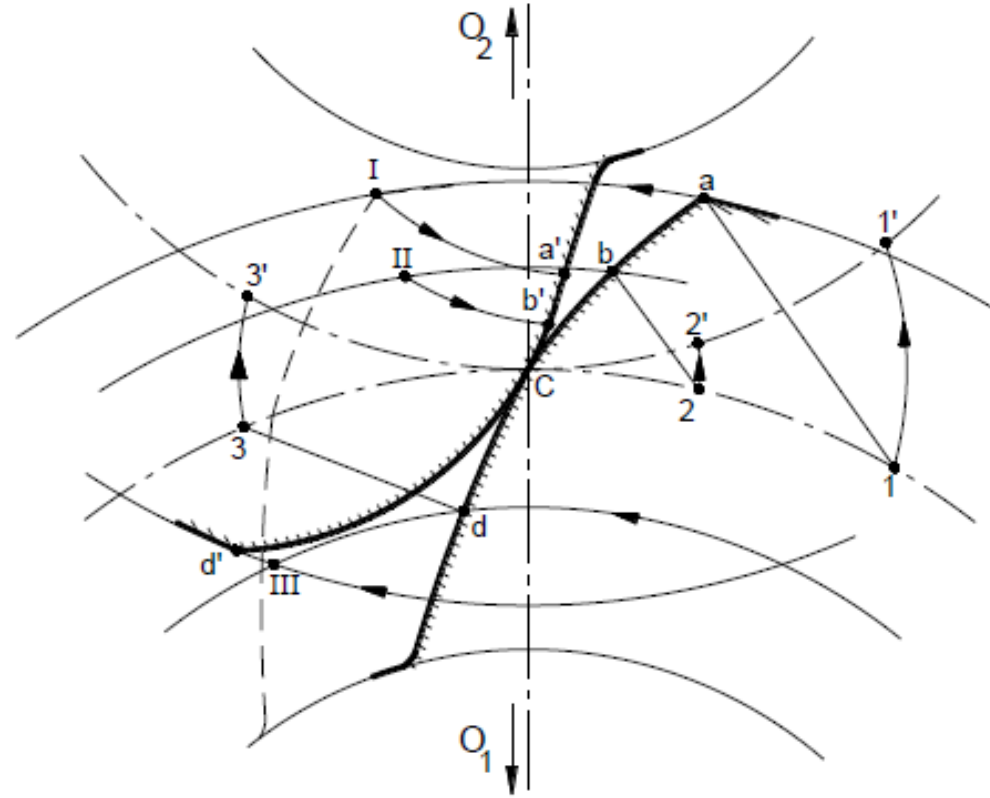
Şekil 28.4





Reuleaux Yöntemi İle Eş Profil Çizimi:

Bir dişli çarka ait aCd verilmiş (bilinen) diş profil olsun (Şekil 28.5). Dişli ana kanununa göre bu profile C noktasından çizilen normal aynı zamanda eş profilin de normali olacaktır. İki dişlinin profili C noktasında birbirini kavradığı için C noktası aynı zamanda her iki dişlinin ortak noktasıdır, yani C noktası her iki dişliye ait bir noktadır. Bilinmeyen ikinci profile ait başka bir nokta daha bulmak için bilinen profilin (a) noktasından bu profile dik bir doğru (normal) çizilerek bu doğru, bilinen profile ait dişlinin yuvarlanma dairesini 1 noktasında kesinceye kadar



Şekil 28.5 Reuleaux yöntemi ile eş profil çizimi



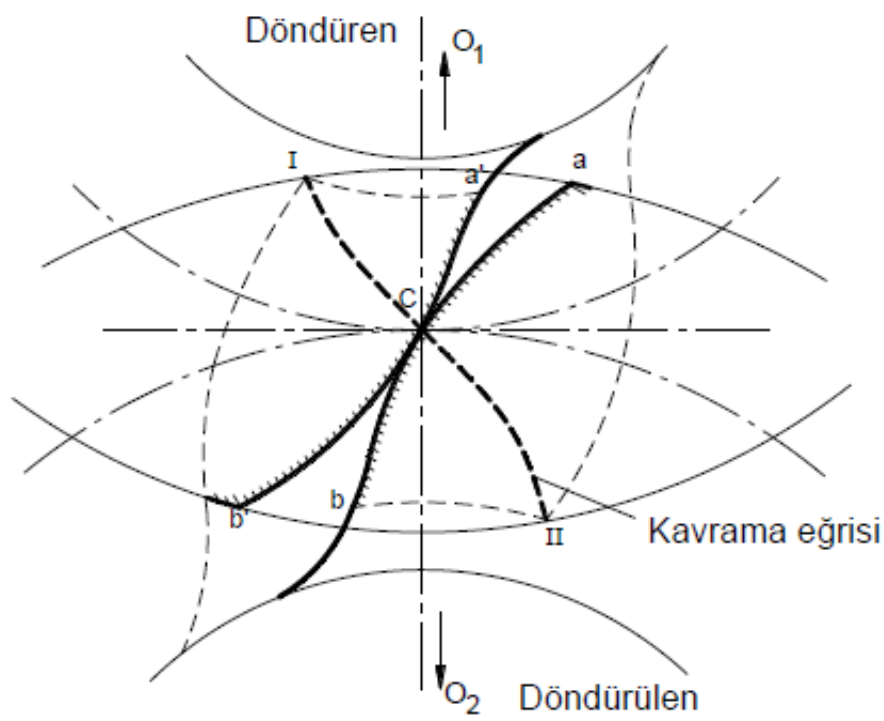
uzatılır. Bilinen profil ile eş çalışacak bilinmeyen profil; bu normalin C noktasından geçmesi ile bulunabilir. Bu nedenle O_1 noktası etrafında sola doğru küçük bir dönme ile 1 noktası, C 'ye getirilir. Bu durumda (a) noktası da I noktasına gelmiş olur. Dişli ana kanununa göre I noktasında her iki profil teğet olacak şekilde temastadır, yani birbirini kavramaktadır. C noktası merkez olmak üzere ve

$\hat{C}1 = \hat{C}1'$ olacak şekilde O_2 merkezli yuvarlanma dairesi üzerinde 1' noktası işaretlenir. Bunu takiben O_2 noktası merkez olmak üzere O_2I yarıçaplı bir daire yayı çizilerek bu yay ile, yine 1' noktası merkez alınarak ve $\overline{a1} = \overline{a'1'}$ olacak şekilde çizilen diğer bir yay ile kesiştirildiğinde bilinmeyen eş profile ait ikinci bir nokta (a') bulunmuş olur. Karakteri bilinen profil üzerinde daha birçok noktalar için aynı işlemler tekrarlanırsa ikinci (eş) profil için çok sayıda noktalar bulunmuş olur. Bu noktaların birleştirilmesi ile de eş çalışacak profil tespit edilir. Dişli çarklarda bu şekilde eş çalışacak profili bulmaya bu yöntem Reuleaux Yöntemi adı verilir.



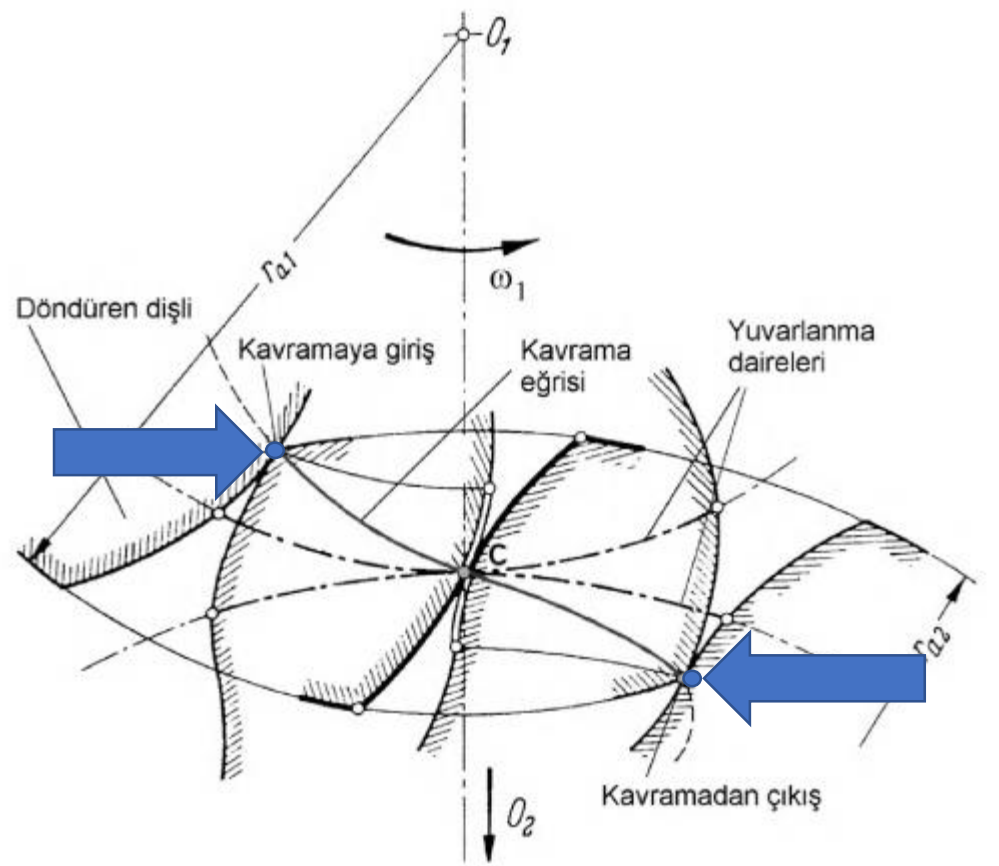
28.1.3. Kavrama Eğrisi

Eş çalışan dişli çark sistemlerinde bir dişin karşı bir dişi kavradığı ilk andan ayrıldığı ana kadar temas noktalarının geometrik yerine kavrama eğrisi adı verilir.



Şekil 28.6 Kavrama eğrisinin oluşumu

Dişli çiftindeki temas, eş çalışan profillerden döndüren dişlinin (1 nolu dişli) tabanına ait (a') noktasının, döndürülen dişlinin (2 nolu dişli) baş noktasına ait (a) noktası ile temasa geçtiği anda başlar (I noktası) ve döndüren dişlinin diş başına ait (b') noktasının döndürülen dişlinin diş tabanına ait (b) noktasını terk etmesiyle sona erer (II noktası) (Şekil 28.6). Benzer şekilde işlem yapılırsa diğer temas noktaları için de birçok ortak nokta bulunabilir. Böylece eş çalışan profillerin her konumundaki temaslarının geometrik yeri kavrama eğrisini oluşturur.

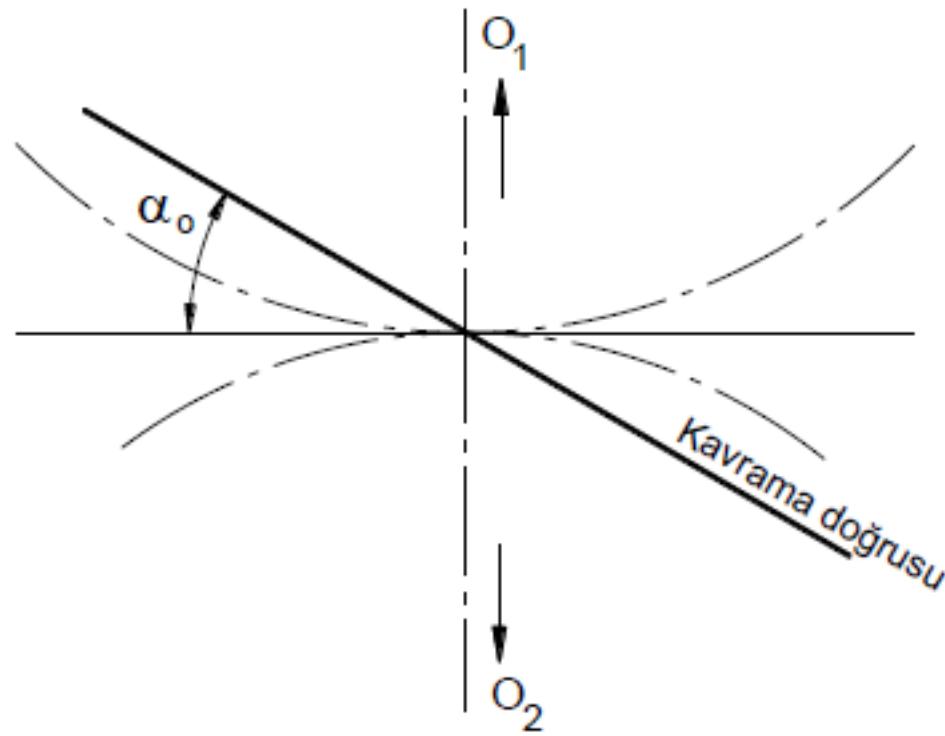


28.1.4. Takım Dişli Şartı

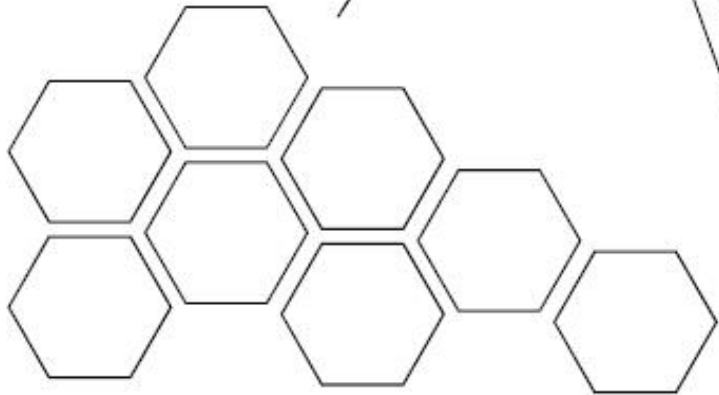
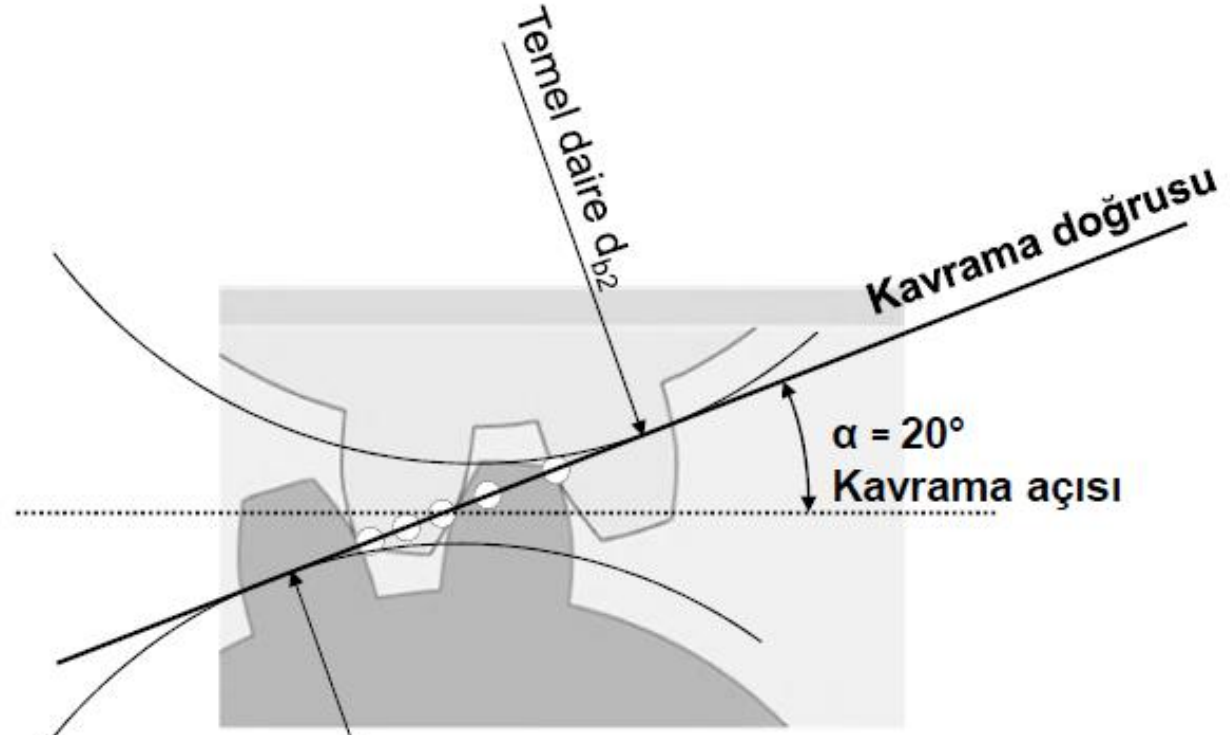
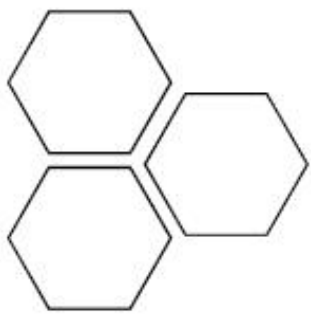
Daha önce dişli çarkların daima çift çalışmaları gerektiğini ve bu tür sistemlere de dişli çark mekanizması denildiğini söylemiştik. Ancak değişik diş sayılarındaki dişli

çarklarda eş çalışmanın var olabilmesi için diş profillerine ait kavrama eğrileri birbirlerinin üzerine düşmelidir, yani çakışmalıdır. Ayrıca kavrama eğrisi yuvarlanma noktasına göre simetrik olmalıdır.

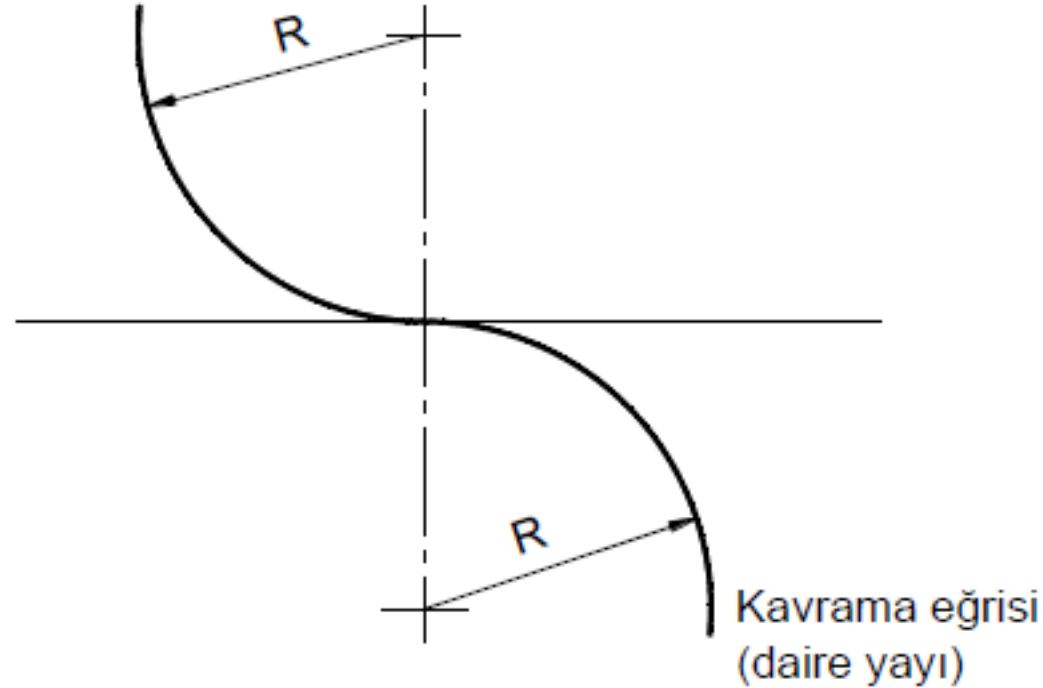
Dişli çark üretiminde kavrama eğrisi olarak basit eğriler seçilir. Örneğin doğru veya daire yayı gibi. Dişli çarkın profili evolvent ise kavrama eğrisi bir doğrudur ve kavrama doğrusu



Dişli çark geometrisi



Dişli çarkın profili sikloidal ise kavrama eğrisi iki daire yayından ibarettir (Şekil 28.8). Bu gün evolvent profilli dişli çarklar; yapım kolaylığı, eksenler arası uzaklıktaki küçük hataların dişlilerin çalışmasını etkilememesi, gerek taşıma kapasitesini arttırmak gerekse montaj kolaylıkları sağlamak bakımından düzeltme yöntemleriyle değişik mekanizmalar üretilmesine kolaylıkla olanak tanınmaları,



Şekil 28.8 Sikloid profilli dişliye ait kavrama eğrisi



takım diřli řartını dođrudan dođruya sađlamaları ve dūřuk devirlerde būyūk gūçler iletmeleri sebebiyle geniř ōlçūde kullanılmaktadır. Sikloidal diřliler ise daha az diř sayısı, daha uygun ařınma ve yūksek hızlarda sessiz çalıřma nedeniyle kullanma ūstūnlüklerinin yanı sıra hassas řekilde imal edilmeleri zorunluluđundan dolayı diřli pompalar, saat diřlileri gibi daha dar kullanma sahası içinde kalmıřtır.

Evolvent profilli dişli çarklarda yuvarlanma dairelerinin ortak teğeti ile kavrama doğrusu arasındaki açıya kavrama açısı (α_o) adı verilir ve bu açı standart dişli çarklarda 20° 'dir.



28.1.5. Kavrama Uzunluğu

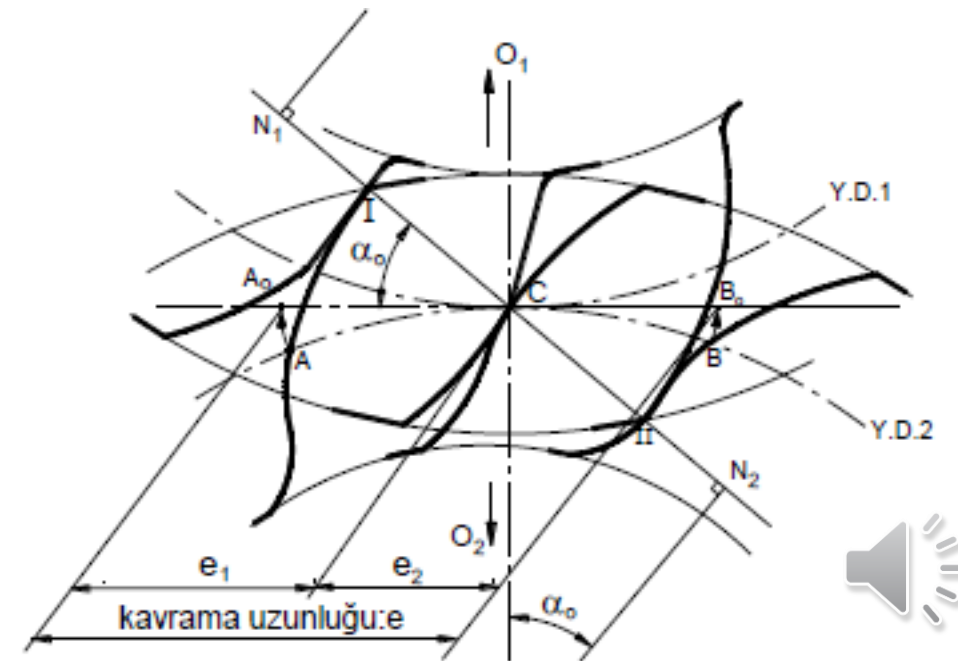
Herhangi iki diş arasındaki temasın başlangıcından sona ermesine kadar geçen zaman içinde, bu dişlerden birisinin yuvarlanma dairesi üzerinde ölçülen dönme

miktarına kavrama uzunluğu denir. Şekil 28.9'a göre 1 nolu dişli döndüren 2 nolu dişli de döndürülen olsun. Döndüren dişlinin diş dibi döndürülen dişlinin diş başı ile (Şekil 28.9'da I noktası) temasa başlar ve yine döndüren dişlinin diş başı döndürülen dişlinin diş dibinden ayrılır (Şekil 28.9'da II noktası). Şekil 28.9'daki AB yay uzunluğu kavrama uzunluğunu göstermektedir. Burada

$$\widehat{AC} + \widehat{CB} = \overline{A_oB_o} \quad \text{ve} \quad \overline{A_oB_o} = e = e_1 + e_2$$

olarak işaretlenmiştir. Buradaki kavrama uzunluğu AB ; I ve II noktalarının yuvarlanma daireleri üzerindeki izdüşümleridir. Kavrama doğrusunun teorik uzunluğu, temel dairelerinin kavrama doğrusuna teğet olduğu noktalar arasındaki uzaklıktır (Şekil 28.9'da N_1 ve N_2 noktaları arasındaki uzaklık). Şekil 28.9 'dan

kolayca görüleceği gibi kavrama doğrusunun teorik uzunluğu ($\overline{N_1N_2}$) daha büyük olmakla beraber faydalı uzunluk (I–II) daha küçüktür.



28.1.6. Kavrama Oranı

Dişli çarkın dişlerinin taksimatı (yuvarlanma dairesi üzerindeki adımı) t ise kavrama oranı

$$\varepsilon_p = \frac{\text{kavrama uzunluğu}}{\text{taksimat}} = \frac{e}{t}$$

olarak bulunur. Kavrama uzunluğu; yuvarlanma dairesi üzerinde ölçülen ardışık iki diş arasındaki uzaklıktan (taksimat) daha büyük olmalı ki dişli ana kanunu gerçekleştirilebilsin. Dolayısıyla bu oran (kavrama oranı) 1'den büyük olmalıdır. Kavrama oranı 1'den küçük olursa bir diş çiftinin teması bittikten bir müddet sonra arkadan gelen diş çifti temasa başlayacak, bu sebepten arada bir boş ilerleme olacaktır. Bunun sonucu olarak da darbeli kavrama ve gürültülü bir çalışma şekli ortaya çıkacaktır.

Gerekli bağıntılar yazılarak düzenleme yapıldığında kavrama oranı olarak

$$\varepsilon_p = \frac{1}{2\pi} \left(\sqrt{\left(\frac{z_1+2}{\cos\alpha_o} \right)^2 - z_1^2} + \sqrt{\left(\frac{z_2+2}{\cos\alpha_o} \right)^2 - z_2^2} - (z_1+z_2) \cdot \tan\alpha_o \right)$$

eşitliği bulunur.

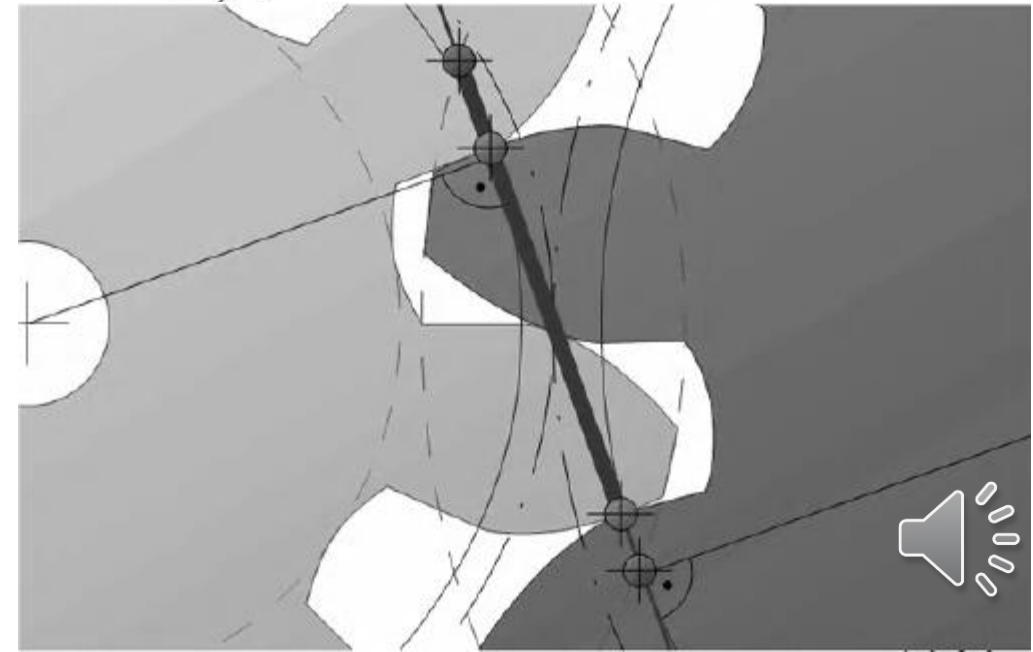
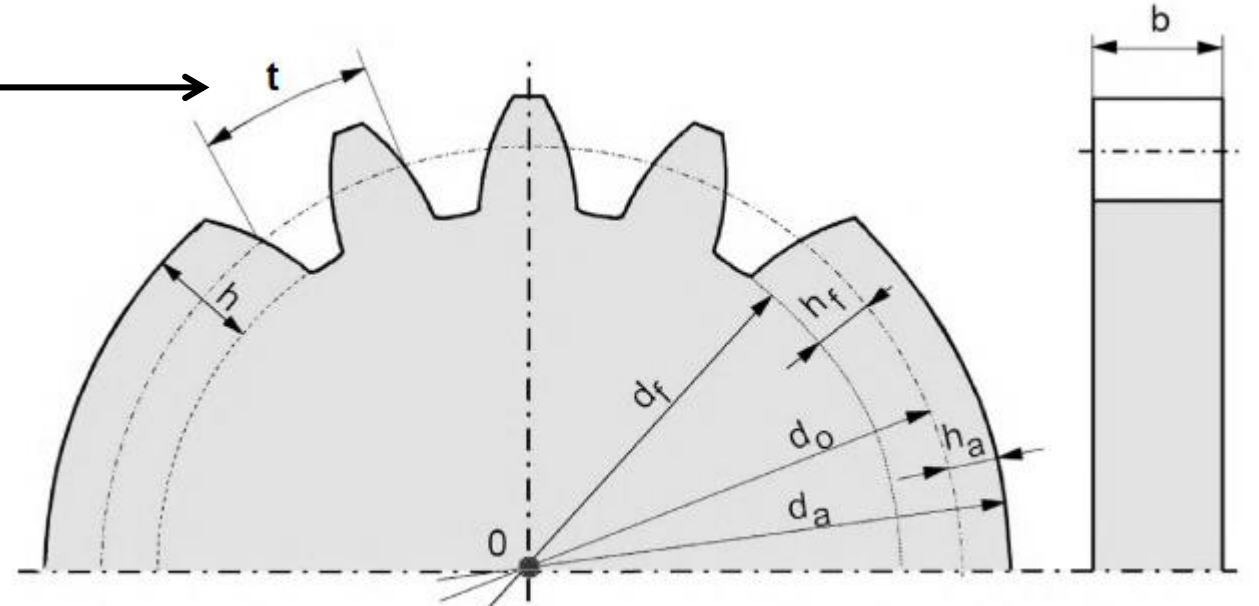
Diğer bir şekilde $d_b = m(z+2)$, $d_g = m.z.\cos\alpha_o$ ve $a_o = m \left(\frac{z_1+z_2}{2} \right)$ eşitlikleri

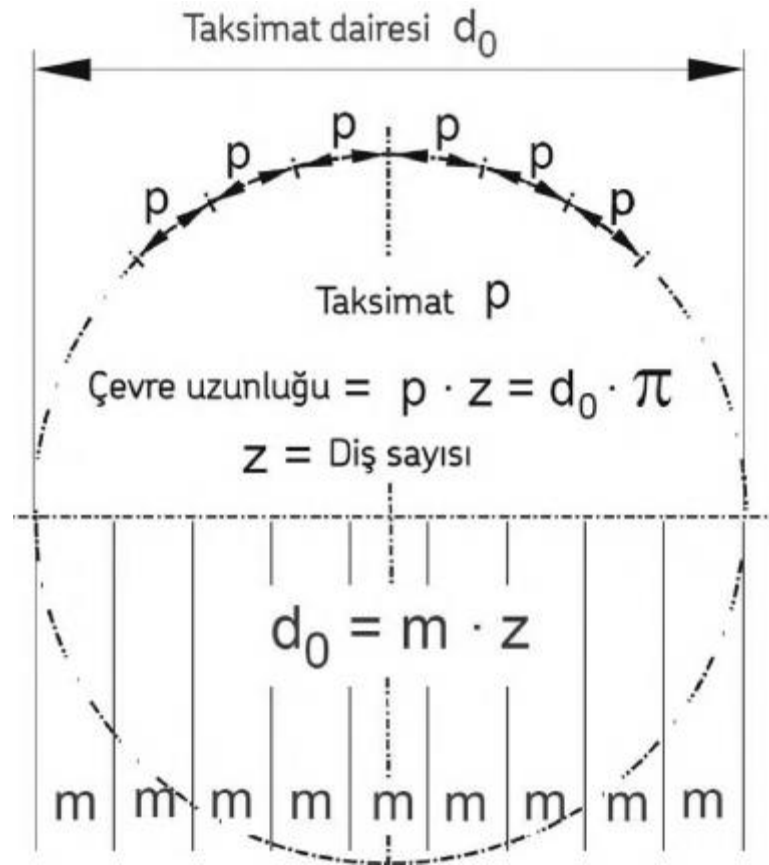
kullanılarak kavrama oranı

$$\varepsilon_p = \frac{\sqrt{d_{b1}^2 - d_{g1}^2} + \sqrt{d_{b2}^2 - d_{g2}^2} - 2.a.\sin\alpha_o}{2.\pi.m.\cos\alpha_o}$$

eşitliği ile de hesaplanabilir.

Düz dişlilerde kavrama oranının değeri, diş sayılarına ve çevrim oranına bağlı olarak normal mekanizmalarda $\varepsilon_p = 1,25 \dots 1,50$ arasında değişir ($\varepsilon_{\min} = 1,08$ 'dir).





28.1.7. Evolvent Dişli Profili

Sabit bir daire üzerinde kaymadan yuvarlanan bir doğrunun bir noktasının geometrik yerine evolvent adı verilir. Buradaki sabit daireye "evolvent temel dairesi" ve doğruya da "ana doğru" adı verilir. Ana doğru daima evolvente normal (dik) ve temel daireye de teğettir. Temel dairenin yarıçapı r_g ise, şekil 28.10'dan

$$\widehat{12} = r_g \cdot (\alpha + \theta)$$

$$\overline{1'2} = r_g \cdot \tan \alpha$$

ve burada $\widehat{12} = \overline{1'2}$ olarak alınacağından

$$r_g \cdot \tan \alpha = r_g \cdot (\alpha + \theta)$$

yazılabileceğine göre

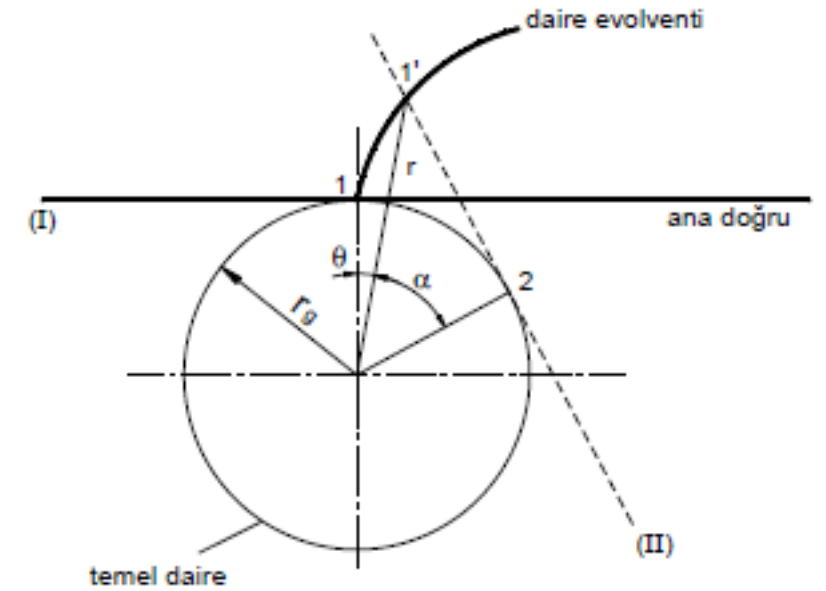
$$\theta = \tan \alpha - \alpha = \text{ev} \alpha$$

bulunur ki bu eşitliğe evolvent fonksiyonu adı verilir.

Yine Şekil 28.10'a göre

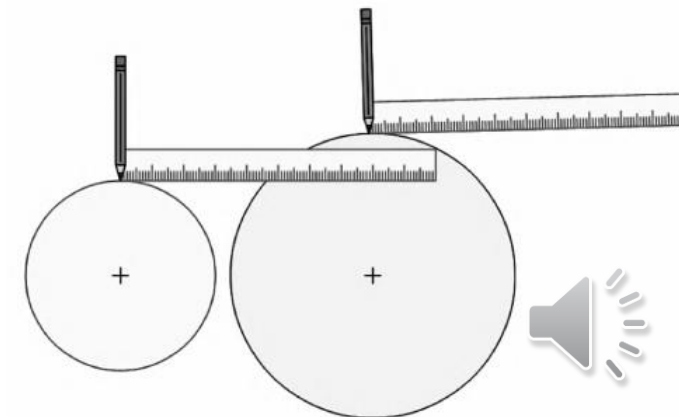
$$r = \frac{r_g}{\cos \alpha}$$

yazılabilir. Yuvarlanma esnasında ana doğrunun daire ile temas noktası yuvarlanma noktasıdır (ani dönme merkezidir). Bu nedenle bu doğru daima evolvente diktir. Her temel dairenin bir tek evolventi vardır.

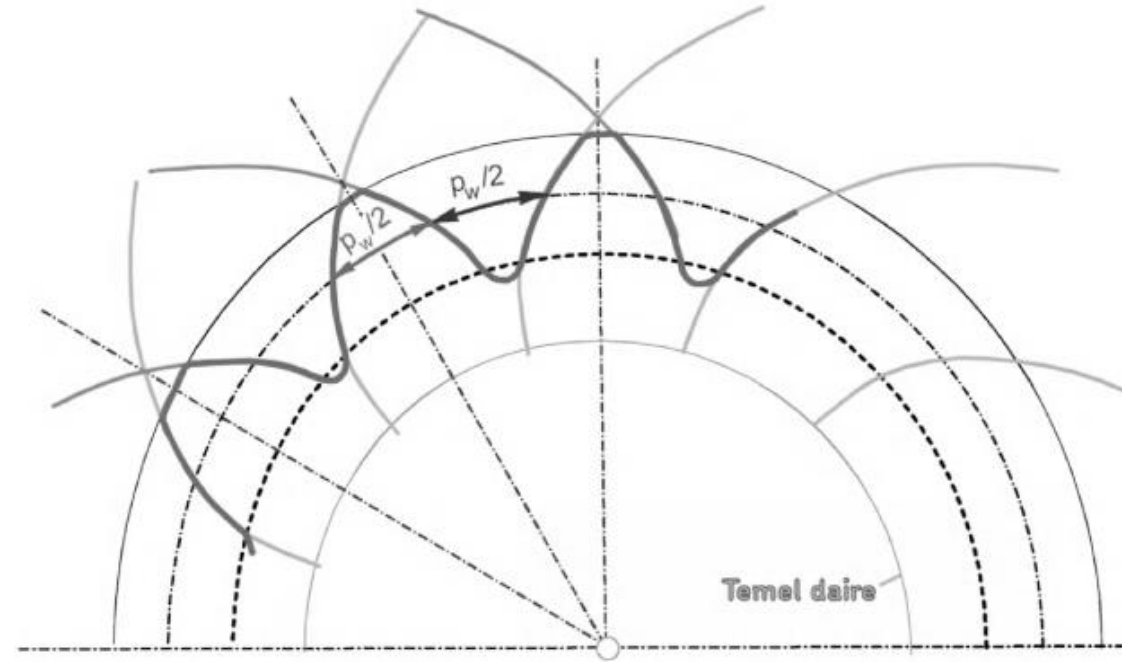


Şekil 28.10

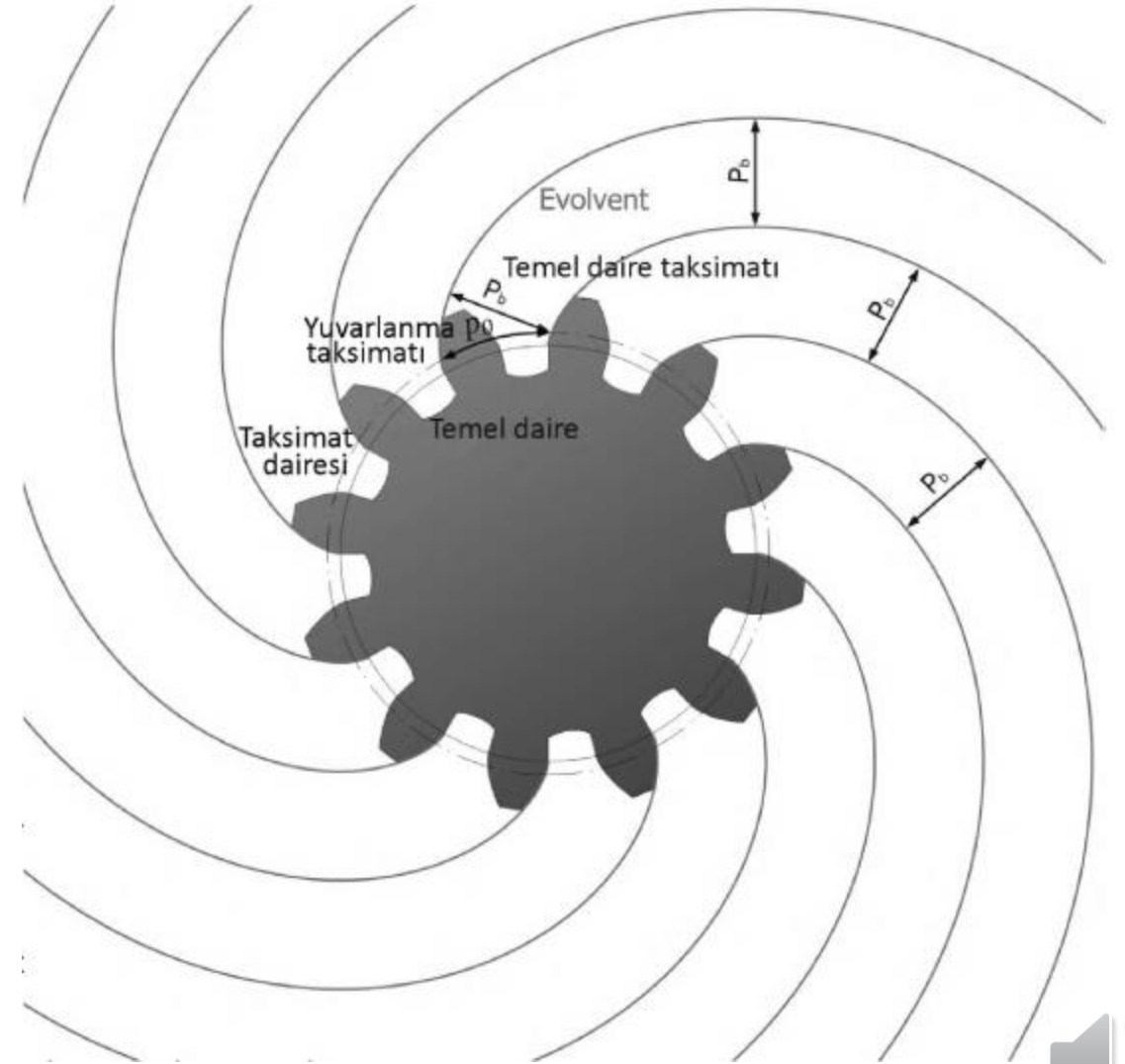
Ortak teğetli iki eş evolventin temas noktalarında her iki ana doğru (ortak normaller) üst üste düşerler. Bu sebepten iki evolventin temas noktası her iki temel dairenin ortak teğeti üzerindedir, yani ana doğru aynı zamanda kavrama doğrusu olmaktadır.



Evolverit profilli dişli



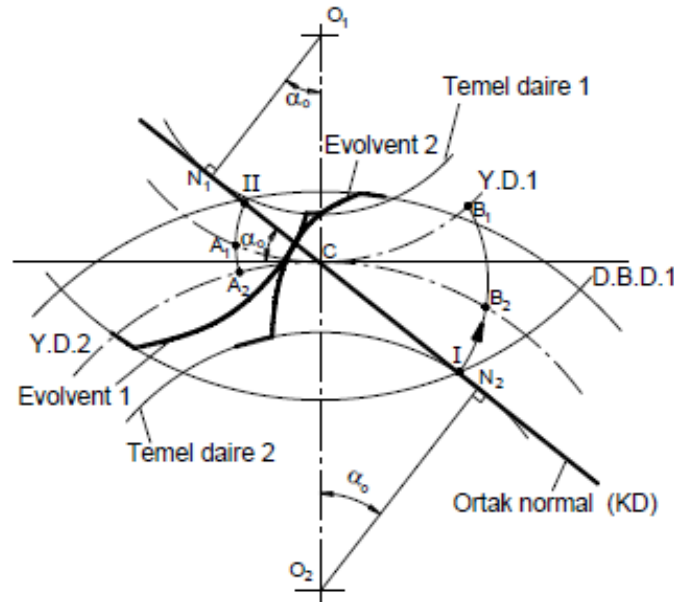
Evolverit profilli dişli



28.1.8. Sınır Diş Sayısı ve Alttan Kesme

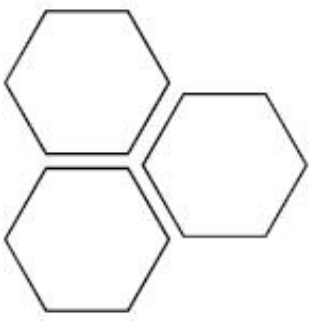
Eş çalışan dişli çarklarda diş profilleri sadece iki diş başı dairesi arasında kavramaya girerler. Kavrama doğrusunun bu kısmının (I ve II noktaları arası uzaklığın) yuvarlanma dairesi üzerindeki izdüşümüne kavrama uzunluğu denildiğini daha önce söylemiştik. Şekil 28.11'deki N_1 ve N_2 noktalarına temel noktaları, I ve II noktalarına da baş noktaları adı verilir. Sınır durumunda; temas noktaları N_1 ve N_2 ile baş noktaları I ve II üst üste düşmelidir (Şekil 28.12). Baş noktaları I ve II, temel noktaları N_1 ve N_2 dışına çıkarsa diş profili evolventten başka bir profil ile temasta demektir. Bu durum dişlilerde alttan kesilmeye sebep olur. Çünkü I ve II baş noktalarının N_1 ve N_2 temel noktalarının dışına düşmesi; evolvent temel dairesinin dış taban dairesinden daha büyük olduğunu gösterir ki bu durumda temel daireden sonraki diş profili evolvent değil herhangi bir eğridir. Profiller arasındaki temas evolvent olmayan (eş çalışma özelliği olmayan) kısımlarda meydana gelirse, bu durumda dişler birbirine girer ve genellikle büyük dişli küçüğünün tabanını oyar. Alttan kesme olayı denen bu hadisenin sonucunda dişin taban kesiti küçülür ve yük taşıma mukavemeti azalır.

Şekil 28.12'deki N_1CO_2 üçgeninde Cosinüs teoremi yazılırsa



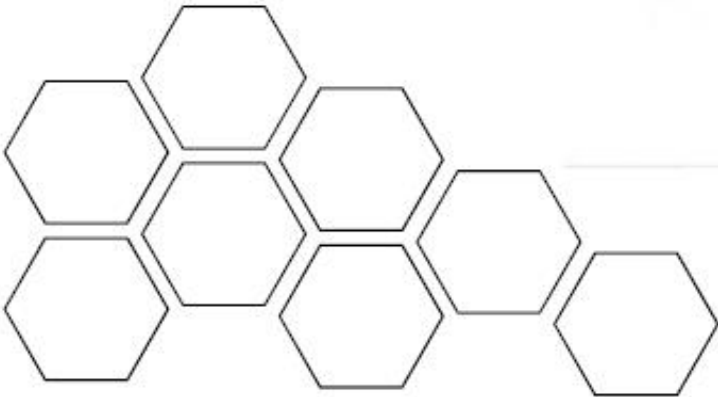
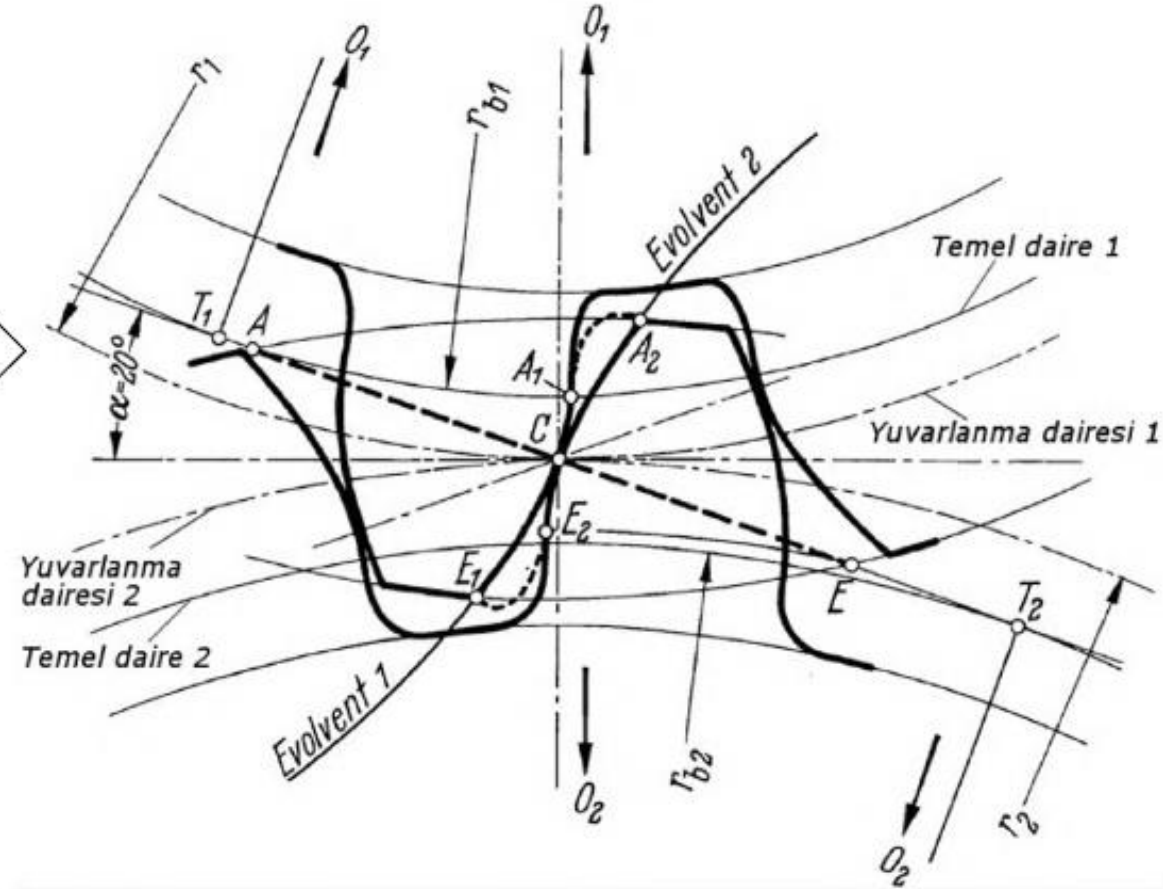
Şekil 28.11

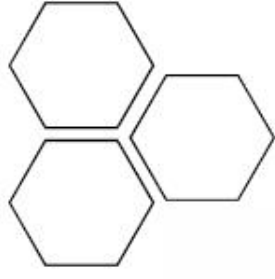




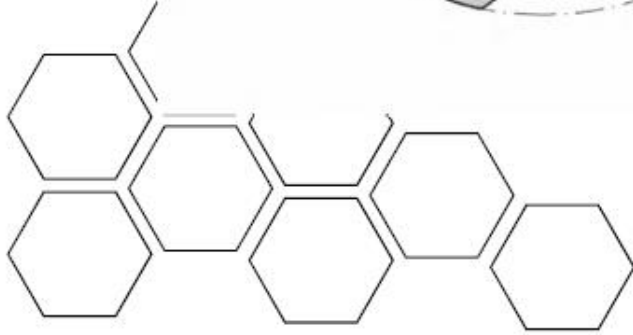
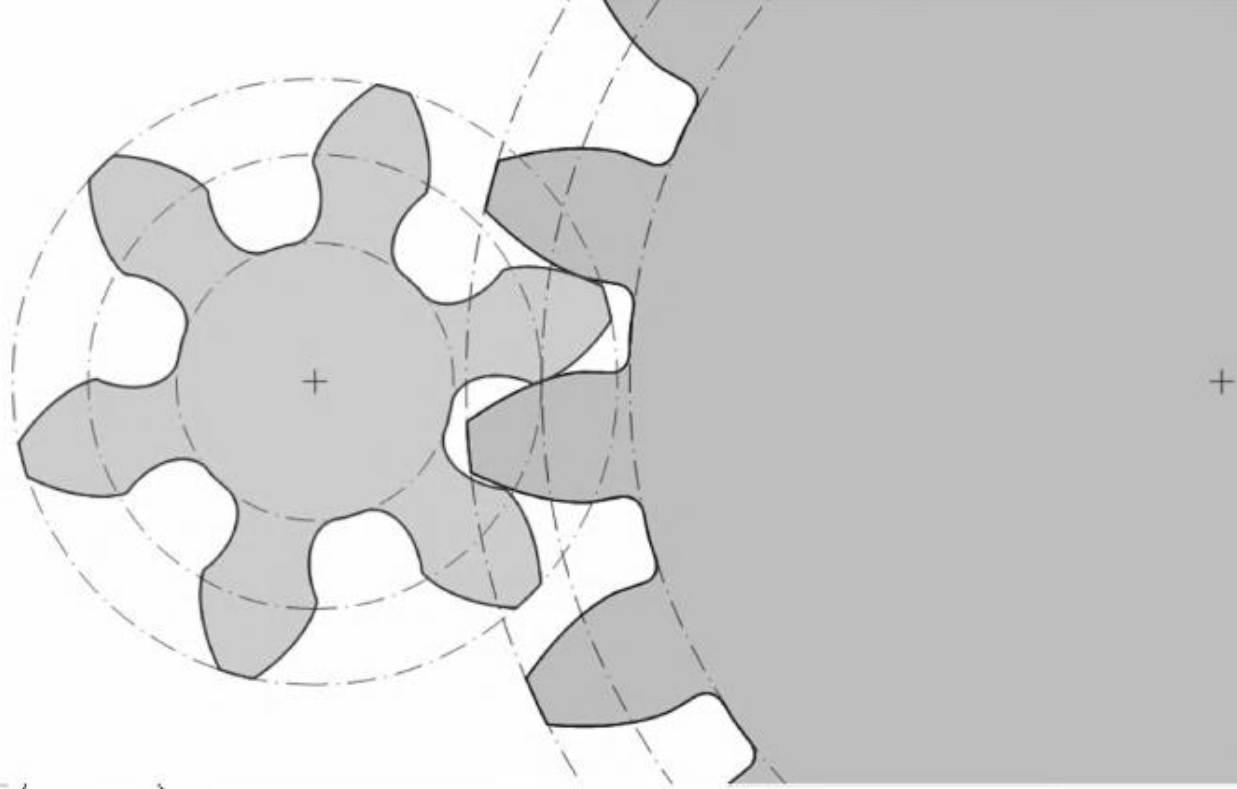
Alttan Kesme

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

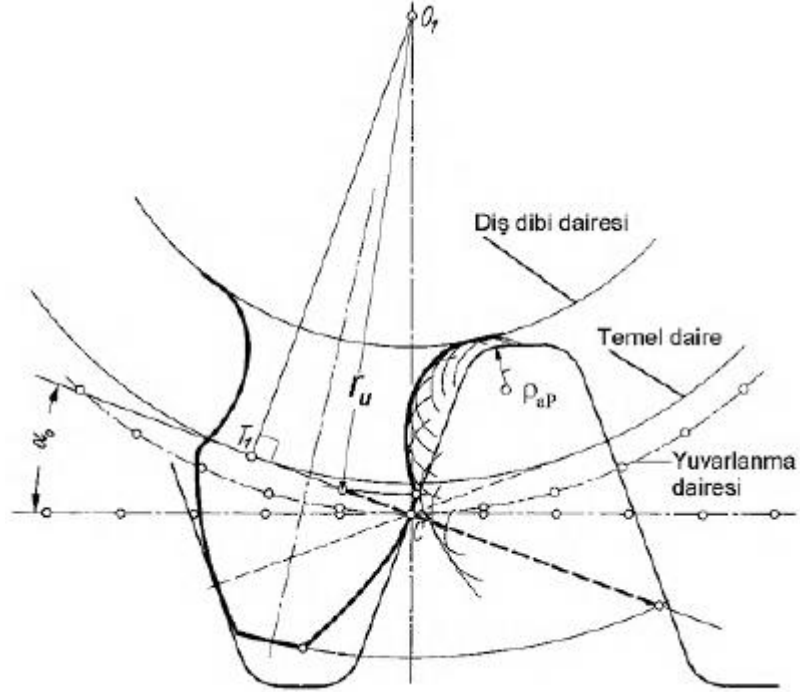




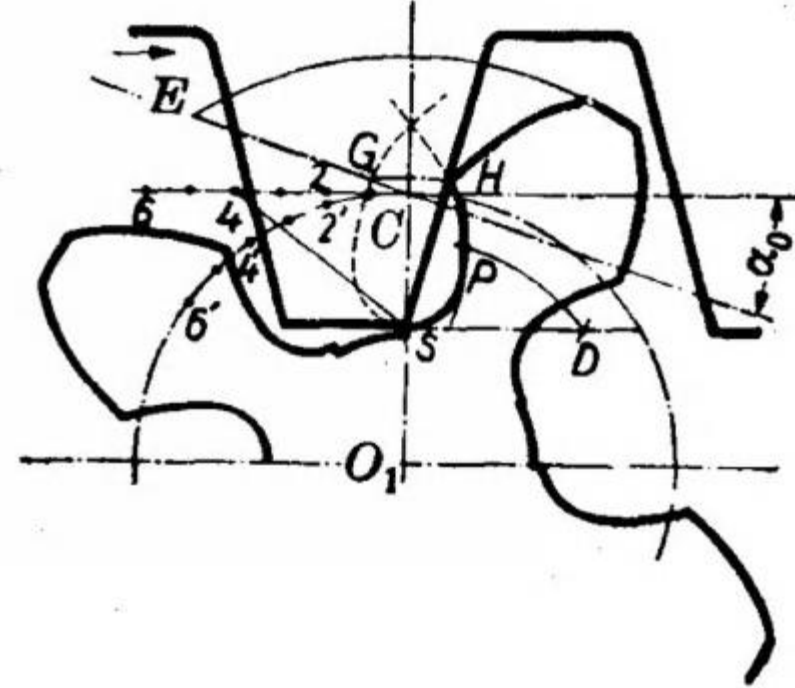
Alttan kesmenin etkisi



Alttan Kesme



Alttan Kesilme



$\overline{O_1C} = r_1$ ve $\overline{O_2C} = r_2$ olduğuna göre

$$(r_2 + m)^2 = (r_1 \cdot \sin \alpha_o)^2 + r_2^2 - 2 \cdot r_1 \cdot r_2 \cdot \sin \alpha_o \cdot \cos(90^\circ + \alpha_o)$$

Bu eşitlikte $r = m \cdot z / 2$ yazılır ve tamamı m ile bölünürse

$$\left(\frac{z_2}{2} + 1\right)^2 = \left(\frac{z_1}{2} \cdot \sin \alpha_o\right)^2 + \left(\frac{z_2}{2}\right)^2 - \frac{z_1 \cdot z_2}{2} \cdot \sin^2 \alpha_o$$

olur ve buradan

$$z_2 = \frac{\left(\frac{z_1}{2} \cdot \sin \alpha_o\right)^2 - 1}{1 - \frac{z_1}{2} \cdot \sin^2 \alpha_o}$$

bulunur. Burada z_1 -küçük dişlinin diş sayısını, z_2 -büyük dişlinin diş sayısını göstermektedir. Dişli imalinde olduğu gibi, çoğu zaman büyük dişli bir kremayer

(düz-çubuk dişli) olmaktadır. Bu nedenle $z_2 = \infty$ olur. Bu eşitliğin ∞ olabilmesi için paydanın sıfır olması gerekir, yani

$$1 - \frac{z_1}{2} \cdot \sin^2 \alpha_o = 0$$

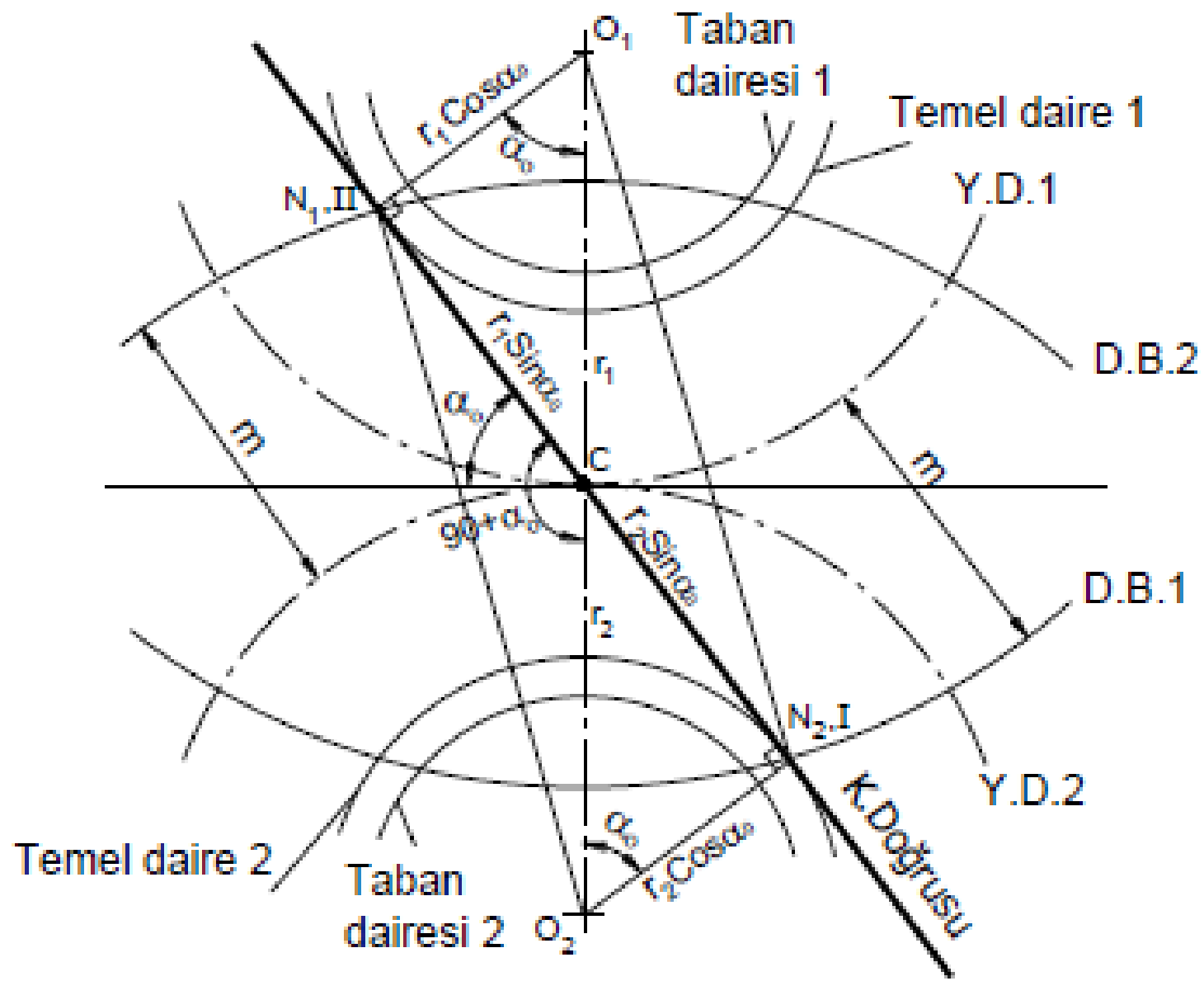
ve buradan

$$(z_1)_{\min} = \frac{2}{\sin^2 \alpha_o}$$

bulunur. Teorik olarak $z_2 = \infty$ için $(z_1)_{\min} = 17$ olur. Ancak pratikte bir miktar alttan kesilme büyük bir sakınca teşkil etmemektedir. Bu sebepten dişli mekanizmalarında pratik olarak sınır diş sayısı $(z_1)_{\min} = 14$ alınabilmektedir. Silindirik düz dişli çarklarda, alttan kesilme olmaksızın ulaşılabilecek sınır diş sayıları, kavrama açısına bağlı Cetvel 28.1'de verilmiştir.

Helisel dişli çarklarda alttan kesilme olmaksızın ulaşılabilecek en küçük diş sayısı (sınır diş sayısı), helis eğim açısına bağlı olarak 1'e kadar inebilmektedir.





Şekil 28.12



bulunur. Teorik olarak $z_2 = \infty$ için $(z_1)_{\min} = 17$ olur. Ancak pratikte bir miktar alttan kesilme büyük bir sakınca teşkil etmemektedir. Bu sebepten dişli mekanizmalarında pratik olarak sınır diş sayısı $(z_1)_{\min} = 14$ alınabilmektedir. Silindirik düz dişli çarklarda, alttan kesilme olmaksızın ulaşılabilecek sınır diş sayıları, kavrama açısına bağlı Cetvel 28.1'de verilmiştir.

Helisel dişli çarklarda alttan kesilme olmaksızın ulaşılabilecek en küçük diş sayısı (sınır diş sayısı), helis eğim açısına bağlı olarak 1'e kadar inebilmektedir.

Cetvel 28.1 Kavrama açısına bağlı olarak sınır diş sayıları

	$\alpha_o = 20^\circ$						$\alpha_o = 15^\circ$
z_1	13	14	15	16	17	18	30
z_2	13	26	45	101	1310	∞	∞



28.1.9. Yan Boşluk

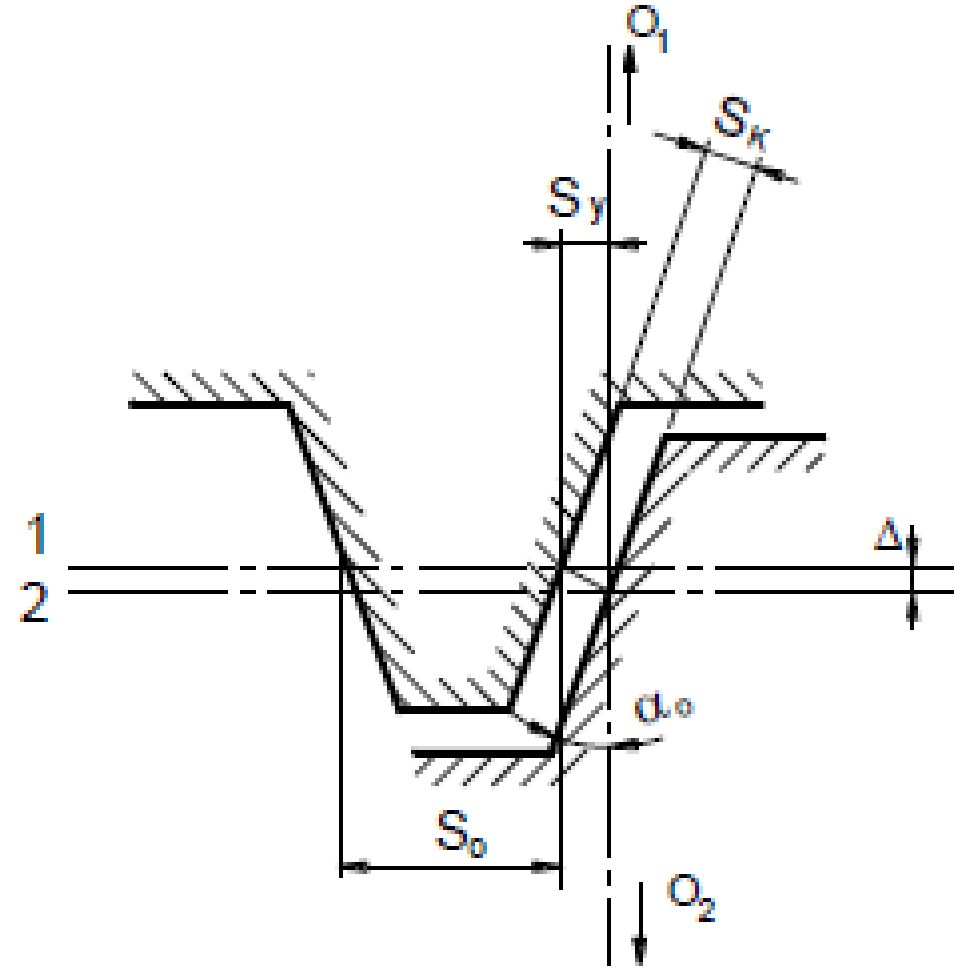
Eş çalışan iki dişliden birinin dişi diğer dişlinin dişleri arasında tam olarak girerse bir kilitlenme olur. Bu sebepten dişli çarklarda hareket iletiminin düzgün olabilmesi ve uygun bir yağlama aralığı ile aşınmanın azaltılabilmesi için dişler arasında bir yan boşluk bırakılmalıdır. Yan boşluk; diş kalınlığını küçülterek, eksenler arası uzaklığı artırarak veya her iki yöntemi birlikte uygulayarak elde edilir. Ancak pratikte genellikle diş kalınlığı küçültülerek bu boşluk temin edilir. Boşluksuz eksenler arası uzaklık a_v ve boşluklu uzaklık a_o ise $a_v < a_o$ dır. $a_o - a_v = \Delta$ denirse, diş yüzeyine dik doğrultudaki (kavrama doğrusu üzerinde) boşluk için, Şekil 28.13'e göre,

$$S_k = 2 \cdot \Delta \cdot \sin \alpha_o$$

ve çevresel yan boşluk

$$S_y = 2 \cdot \Delta \cdot \tan \alpha_o$$

bağıntısı vardır.



Şekil 28.13



28.1.10. Sikloid Dişli profili

Geometrik olarak elde edilebilen üç çeşit sikloid vardır. Bir doğru üzerinde kaymadan yuvarlanan bir dairenin herhangi bir noktasının geometrik yerine adı sikloid adı verilir. Yuvarlanan daire bir başka dairenin (daha büyük çaplı bir dairenin) içinde yuvarlanıyorsa hiposikloid, dışında yuvarlanıyorsa episikloid meydana gelir.

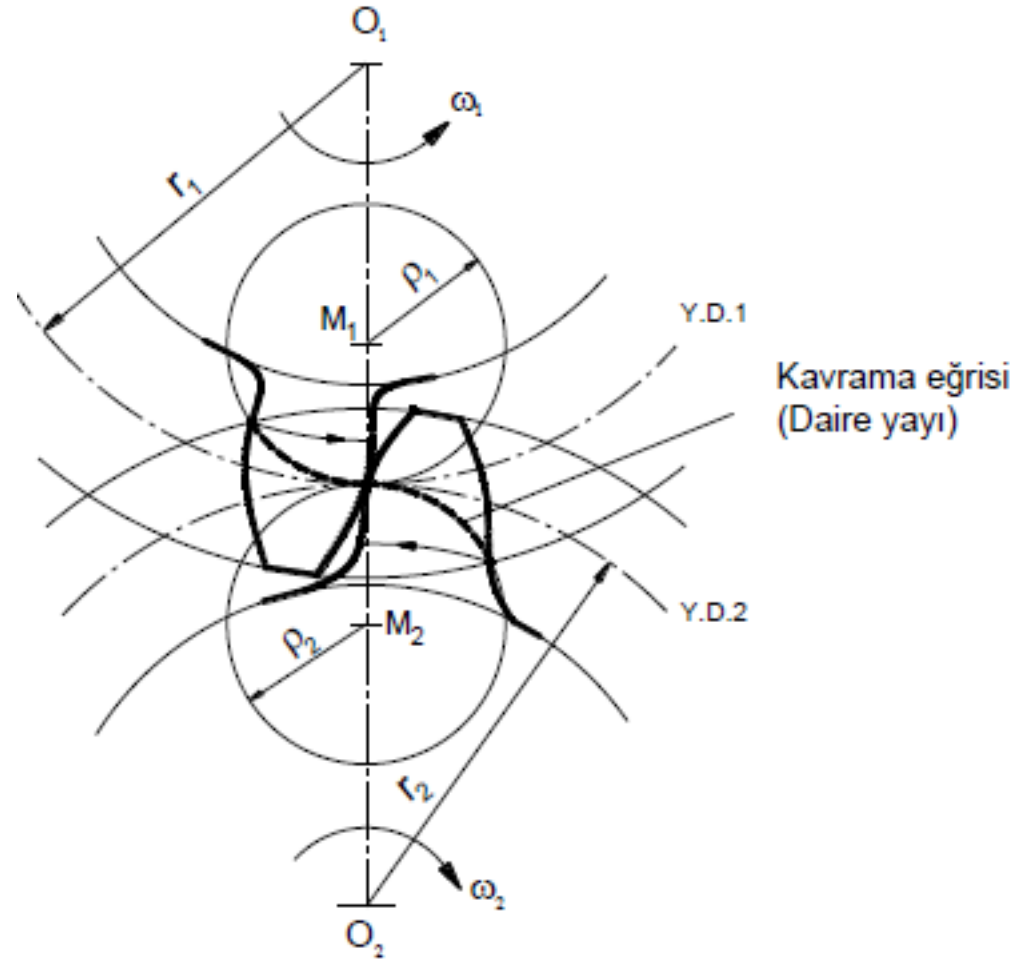
Sikloid profilli dişlilerde; sabit bir dairenin içinde ve dışında yuvarlanan iki dairenin oluşturduğu hiposikloid ve episikloid eğrileri, dişli çarkın diş profillerini oluşturur (Şekil 28.14). Sikloid profilli dişli çarklarda bir dişlinin diş başına ait profili oluşturan daire, diğer dişlinin taban kısmını oluşturmaktadır. Büyük dairenin içinde ve dışında yuvarlanan sabit daireye temel daire adı verilir.

Sikloid dişlilerde;

- a) Takım dişli şartının sağlanabilmesi için içte ve dışta yuvarlanan dairelerin çapları eşit olmalı, dolayısıyla kavrama eğrisi simetrik olmalıdır.
- b) Dişlilerin temel daireleri aynı zamanda yuvarlanma daireleridir.
- c) Kavrama eğrileri, içte ve dışta yuvarlanan dairelerin yaylarıdır.

Yukarıda sıralanan özellikleri nedeniyle, birbirinden farklı iki eğriden oluşan diş profilini elde etmek oldukça zordur. Eksenler arası aralık montajda kesinlikle sabit kalmalıdır. Bu şartlar göz önüne alındığında pahalı ve zor bir imalat yöntemi ortaya çıkmaktadır. Ancak bu sakıncaları yanında; küçük diş sayılarına gidilebilmesi ve iyi kavramaları nedeniyle sessiz çalışmaları tercih sebebidir. Her şeye rağmen bu gün oldukça sınırlı bir kullanma sahaları vardır. Özellikle dişli pompalarda ve saatçilikte çok kullanılmaktadır.





Şekil 28.14



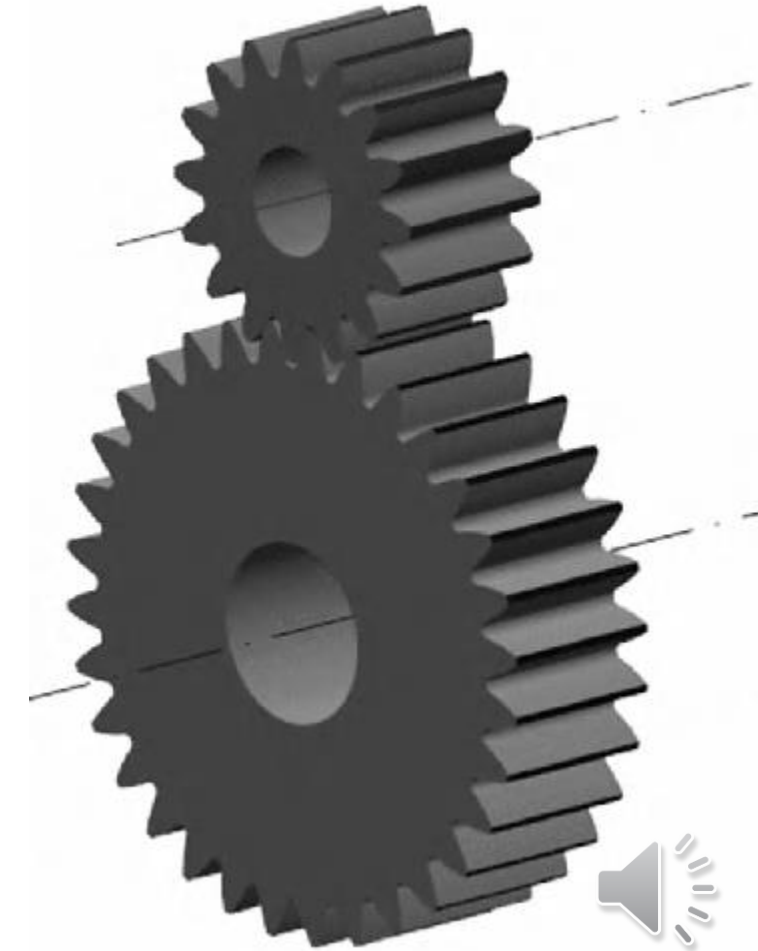
28.2.1. Dişlilerin Mukavemet ve Aşınma Kontrolu

Dişli ark mekanizmasının çalışma şartları nedeniyle dişliler dinamik zorlanmaya maruz elemanlardır. Mekanizmanın emniyetle çalışabilmesi için, hedeflenen bir çalışma zamanı içinde dişlerin kırılmaması ve diş profillerinin aşınarak bozulmaması gerekir. Dişli ark mekanizmalarının kullanılmaz duruma gelmesi, elemanlarının dişlerinde

1. Kırılma
2. Aşınma
3. Yenme

olması nedeniyle ortaya çıkar. Kırılma olayı dişli çarkın dişlerinin eğilmeye zorlanması sonucu tabandan kırılması şeklinindedir. Dolayısıyla dişin taban kısmının mukavemeti ile yakından ilgilidir. Aşınma, dişlerin yan yüzeyinin yorulma sonucu aşınması (genellikle pitting şeklinde) ile işe yaramaz hale gelmesidir. Aşınmanın tam olarak sebebi, mekanizmada çok kuk yüzeylerden çok büyük kuvvetlerin iletilmesi sonucu oluşan Hertz basınçlarıdır. Yenme ise, diş yan yüzeylerinin adhezyon aşınmasına maruz kalması ve bunun sonucunda şiddetli bir aşınmanın meydana gelmesi şeklinindedir. Bazı durumlarda dişlerin ara yüzeyine giren yabancı katı maddelerin (toz vb.) sebep olduğu abrazyon aşınması da bu gruba girmektedir. Ancak dişlilerdeki bu yenme olayı yüksek hızlı mekanizmalar için özellik arzetmekte olup bunların uygulanabilir bir hesap yöntemi yoktur ve ayrıca bu konuda yeterli veriler de mevcut değildir. Bu nedenle burada standart dişlilerin ($\alpha_o = 20^\circ$) sadece ilk iki kontrol yöntemi olan kırılma ve aşınma ele alınacaktır.

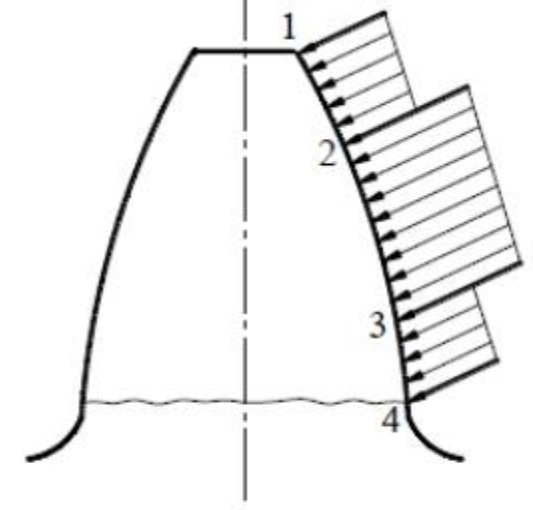
SİLİNDİRİK
DÜZ DİŞLİLER



28.2.1.1. Diş Dibi Mukavemetine Göre Kontrol

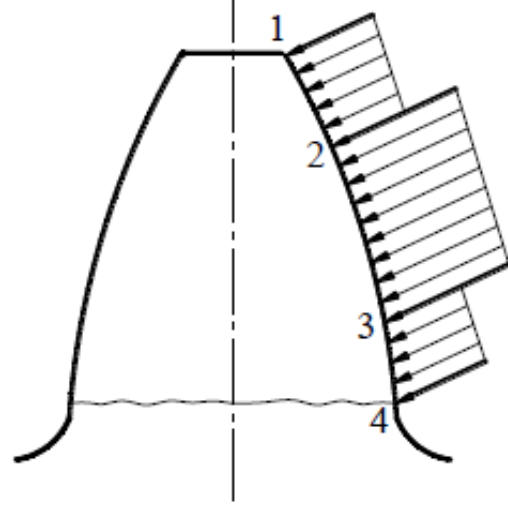
Diş dibi dayanıklılığını (diş dibi kırılmasını) esas alır. Dişlilerin çalışma konumunda (kavrama esnasında) diş üzerine gelen ve diş kuvveti veya normal kuvvet adını taşıyan kuvvet, kavrama doğrusu boyunca etki eder.

Kavrama oranı 1 'den büyük olan mekanizmalarda, dişler arasında kuvvet dağılımı ile en büyük kuvvetin etkime noktası tam bir açıklığa kavuşturulamamıştır. Bir diş baş kısmı ile karşı dişin diş dibinden kavramaya başladığında diğer bir diş çifti henüz kavrama durumundadır. Bu nedenle mekanizmanın yükü iki dişli çifti tarafından taşınmaktadır. Şekil 28.15'e göre dişli çarka etkiyen en büyük kuvvet 2 noktasında başlamaktadır. Çünkü 2 ile 3 noktaları arasında bir diş çifti toplam yükü taşımak durumundadır. Yani bu durumda başka bir diş çifti devrede değildir. Ancak diş dibinde en büyük zorlanmayı yaratacak olan kuvvet, moment kolunun daha büyük olması nedeniyle, 1 noktasındaki kuvvettir. 1 ile 2 ve 3 ile 4 noktaları arasında diğer bir diş çifti daima kavrama durumunda olduğu için yük paylaşılmaktadır.



Şekil 28.15





Şekil 28.15

Kavrama doğrusu boyunca etki eden bu diş kuvvetinin yatay bileşeni dişi eğmeye, dolayısıyla en kritik kesit olan diş dibinden kırmaya; düşey bileşeni ise diş üzerinde bası etkisi yaparak basmaya zorlar. Burada en önemli zorlanma eğilme (kırılma) gerilmesidir. Diş başı konumundaki pozisyonu nedeniyle yükün etkime noktasına göre tanımlanan form faktörü (γ); diş başındaki durum olarak göz önüne alınır. Hesaplama bu durum form faktörünün profil kavrama oranına (ε_p) bölünmesi (γ/ε_p) şeklinde göz önüne alınacaktır.

Makinalardaki gerçek yükler hakkında tam bir fikre sahip olamamaktayız. Bu durumda nominal güç ve hızı esas almamız hatalı olmaktadır. Bu nedenle denemeler sonucu elde edilen bir yük faktörü (k) hesaba dahil edilmelidir. Ayrıca çalışma esnasında dişlere etki eden kuvvetler titreşim ve darbelere sebep olabilir. Bu titreşim ve darbeler ise bir takım dinamik yükler oluşturabilir. Bu durumda hesaplamada dinamik yük faktörü (ξ), mukavemet hesabına dahil edilmelidir.



Neticede, diş dibi mukavemetine göre modül eşitliği

$$m = 6.3 \sqrt{\frac{k \cdot \xi \cdot M_{b1} \cdot \gamma}{z_1 \cdot \sigma_{em} \cdot \psi \cdot \varepsilon_p}} \quad (mm)$$

şeklinde yazılır. Burada σ_{em} - (daN/cm^2) dişli malzemesinin emniyet gerilmesi, k - darbe faktörü (veya aşırı yük faktörü), ξ - dinamik yük faktörü, γ - form faktörü, ψ - genişlik sayısı, M_{b1} - ($daNcm$) dişli çarka etkiyen döndürme momenti, z_1 - diş sayısı ve ε_p - profil kavrama oranıdır.

Hesaplar genellikle küçük dişliye (pinyona) göre yapılır. Çünkü pinyonun diş sayısı çarkın diş sayısından daha az olduğundan pinyonun dişleri, belirli bir zaman içinde, çark dişlerine göre daha fazla kavramaya girecek ve dolayısıyla daha fazla zorlanacaktır. Ancak bulunan modül değeri çark için de kullanılacaktır.



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

olarak pinyon ve çark malzemelerinin eşdeğer elastiklik modülünü,

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \quad \text{veya} \quad \rho = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}$$

olarak eşdeğer eğrilik yarıçapını ve b - dış genişliğini göstermektedir.



ξ -dinamik yük faktörü



Çevre hızı: v (m/s)	2	4	12	20	40	60	70
Çok yüksek kalite işçilik	1	1	1,1	1,15	1,2	1,25	1,5
Normal işçilik	1	1,1	1,25	1,3	Kullanılmamalı		
Kaba işçilik (döküm)	1,5	2,0	Kullanılmamalı				

Cetvel 28.3 Form faktörü (γ) değerleri

z	13	14	15	16	18	20	30	50	100	∞
γ	9,5	9,3	9,0	8,8	8,4	8,1	7,5	6,8	6,3	6,1

Cetvel 28.4 Darbe faktörü (k) değerleri

İş makinası	Elektrik motoru	Türbin, çok silindirli motor	Tek silindirli motor
Jeneratör, konveyör, hafif asansörler, turbo vantilatörler ve kompresörler, karıştırıcılar	1,0	1,25	1,5
Takım tezgahları ana tahrik mekanizması, krenlerin dönme mekanizması, maden ocağı vantilatörleri, pistonlu pompalar, karıştırıcılar	1,25	1,5	1,75
Zimba, makas, lastik hamur yoğurucuları, demir-çelik haddeleri, ekskavatör ve ağır pompalar vb.	1,75	2,0	2,25



Cetvel 28.5 Malzeme çiftlerinin elastiklik modülü (E) değerleri

Malzeme çiftleri	$E(10^4 daN/mm^2)$
Fe/Fe	2,1
Fe/DÇ-60	2,08
Fe/DÇ-52	2,08
Fe/DDK-50	1,92
Fe/DDK-42	1,91
Fe/SnBz14	1,40
Fe/SnBz8	1,49
Fe/DDL-25	1,59
Fe/DDL-20	1,53
DÇ-60/DÇ-52	2,05
DÇ-60/DDK-50	1,89
DÇ-60/DDL-20	1,51
DDK-50/DDK-42	1,75
DDK-50/DDL-20	1,43
DDL-25/DDL-20 DDL-20/DDL-20	1,24



Cetvel 28.6 Dişli çark malzemelerinin emniyet değerleri

Malzemenin		σ_{em} (daN/cm^2)	p_{em} (daN/cm^2)
Adı	Sembolü		
Dökme demir Sfero döküm	DDL-20	350-450	2200
	DDL-25	480-550	2700
	DDL-30	600	3300
	Ferritik	1450	3000
	Perlitik	1450	4000
Çelik döküm	DÇ-45	800	2500
	DÇ-52	900	3100
	DÇ-60	1000	3900
Alaşımız ve sertleştirilmemiş imalat çeliği	Fe 42	900-1000	2800-3400
	Fe 50	1100-1250	3400-4000
	Fe 60	1250-1400	3800-5000
	Fe 70	1400-1600	4400-5700
Islah çelikleri	C22	1200	3300
	C45	1350-1500	4500
	C60	1500-1650	5000
	34Cr4	1800-2000	6000
	37MnSi5	1900-2000	5500
	42CrMo4	2000	6300
	35NiCr18	2000	9000
Sementasyonla sertleştirilmiş çelikler (sert yüzey)	C10	1000-1150	13500
	C15	1100-1250	15000
	16MnCr5	1900-2100	15000
	20MnCr5	2100-2300	15000
	13Ni6	1500	13500
	15CrNi6	2000-2200	15000
	13NiCr18	2200	14000
	18CrNi8	2100-2300	15000
Endüksiyonla veya alevle sertleştirilmiş çelikler	C60	1600	10500
	Ck45	1800	13500
	Ck53	2200	14000
	37MnSi5	2000	12500
	53MnSi4	2000	14000
	41Cr4	2000	13000
	50CrV4	2400	14000
	42CrMo4	2100	15000



Şekil 28.16'dan

$$\rho_1 = r_{g1} \cdot \tan \alpha_1$$

$$\rho_2 = r_{g2} \cdot \tan \alpha_2$$

yazılır. En büyük basıncın tam olarak yuvarlanma noktasında (C) olduğu varsayıldığında

$$\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha_o$$

$$r_{g1} = r_1 \cdot \cos \alpha_o$$

olacağından en büyük Hertz basıncı

$$p_{Hmax} = 0,59 \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_{o1}} \cdot E \cdot \frac{i+1}{i} \cdot \frac{1}{\cos \alpha_o \cdot \sin \alpha_o}} \leq P_{em}$$

eşitliği ile hesap edilir.

Aşınma değerinin belli bir sınırın altında kalması için yüzey ezilme gerilmesinin belli bir üst sınırı geçmemesi gerekir. Bu sınır, malzemenin yüzey sertliğine göre,

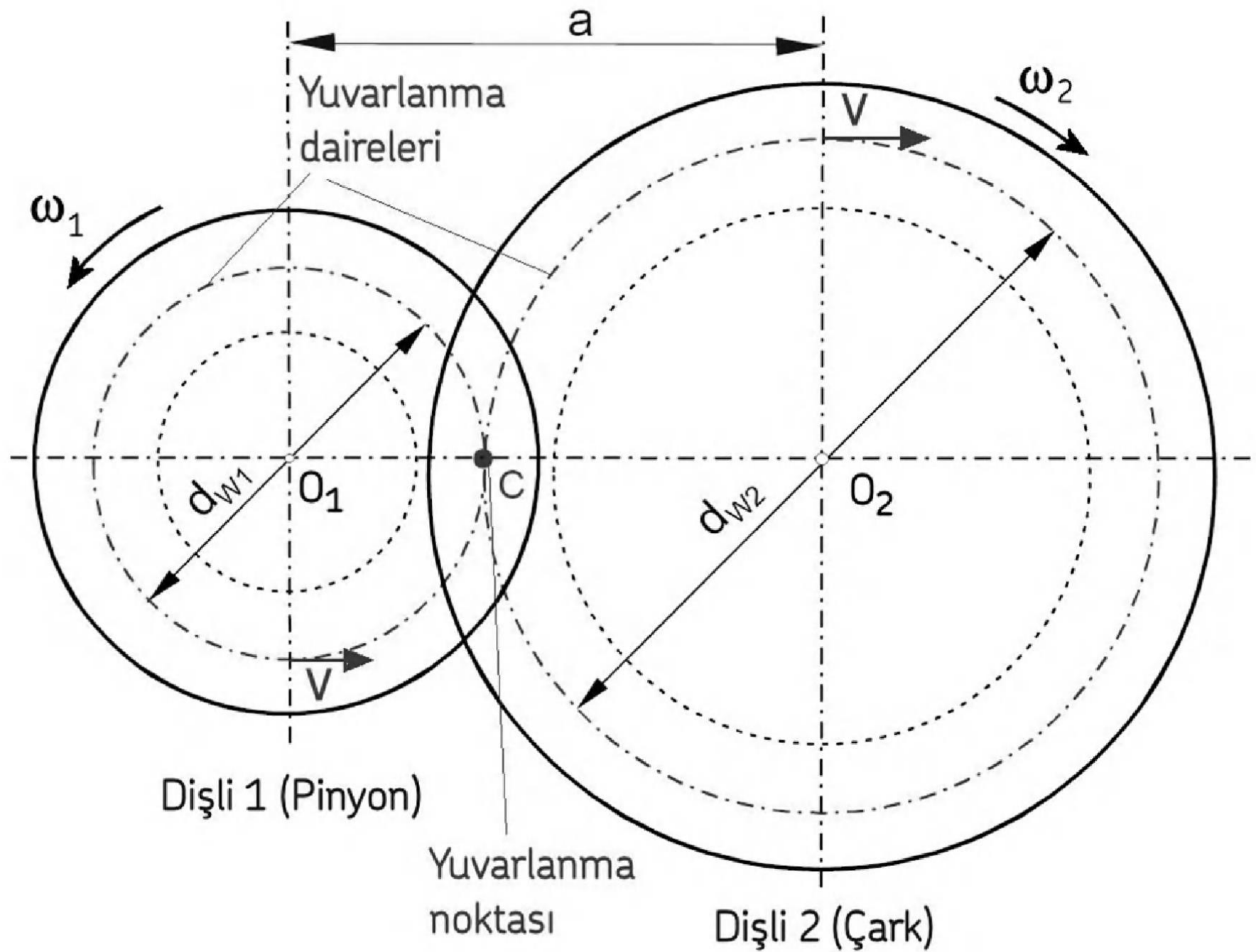
$$p_{em} = (0,2 \dots 0,3) \cdot 10^2 \cdot HB \quad (daN/cm^2)$$

şeklinde dir. Böylece aşınmaya göre dişli çiftinin modülü

$$m = 9,3 \sqrt{\frac{k \cdot \zeta \cdot M_{b1} \cdot E \cdot (i \pm 1)}{z_1^2 \cdot p_{em}^2 \cdot \psi \cdot \varepsilon_p}} \quad (mm)$$

bağıntısı ile hesap edilir. Burada dıştan dişliler için (+) ve içten dişliler için (-) işareti kullanılmalıdır.





Not: Dişli genişliklerinin artması her ne kadar yük taşıma kabiliyetini arttırıyorsa da bu defa gerek millerin deformasyonunun artması gerekse üretim hataları nedeniyle yükün belirli tarafta yığılması problemi ortaya çıkacaktır. Bu nedenle diş genişlik sayısı, kullanma yeri özelliklerine göre uygun seçilmelidir.

Modül; dişli çarklarda boyutlar arasındaki orantıyı düzenleyen bir ölçü birimidir. TS 612'ye göre modülü $m = 1$ olan dişli çarklar için referans kremayerinin (kesici takımının) profili Şekil 28.19'da görülmektedir. Şekildeki referans kremayer profili, makinalarda kullanılan silindirik düz ve helisel dişliler için olup

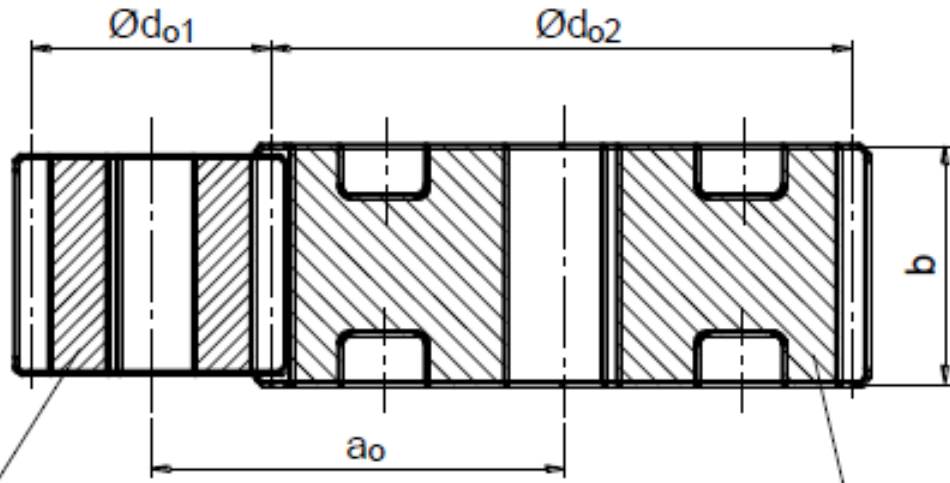
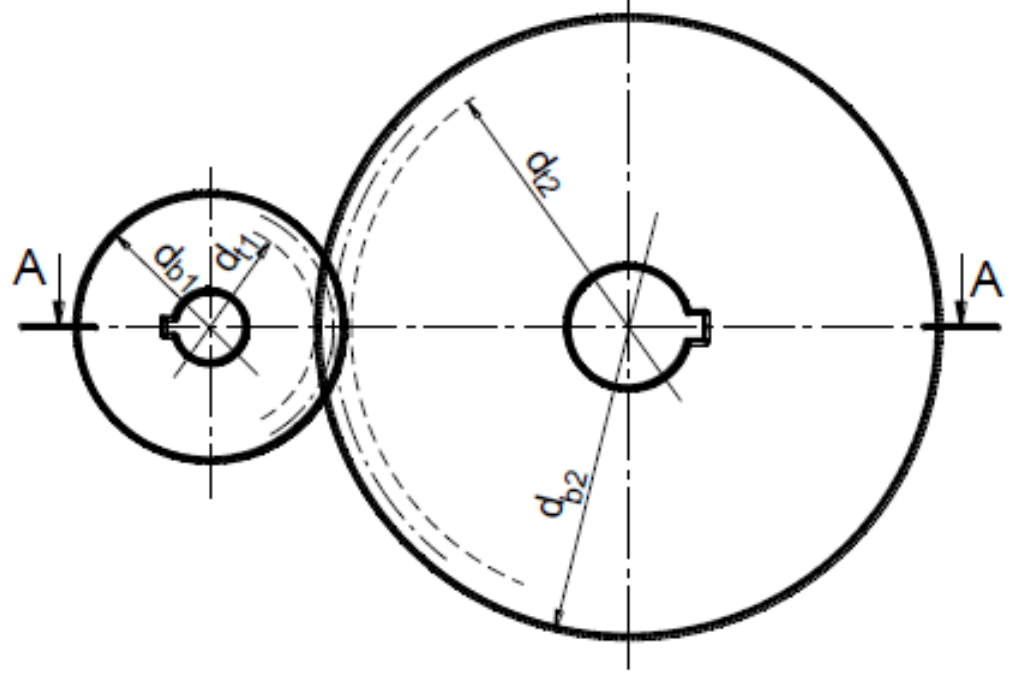
$$1 \leq m \leq 20$$

sınırları arasındaki dişlilere uygulanabilmektedir.

Cetvel 28.7 Silindirik düz dişlilerin genişlik sayıları

İşlenme hassasiyeti	ψ
İşlenmemiş dişlilerde (döküm dişli)	2
Kaba işlenmiş dişlilerde	3-4
Hassas işlenmiş dişlilerde	6
Hassas işlenmiş ve her iki tarafından yataklanmış dişlilerde	8-10

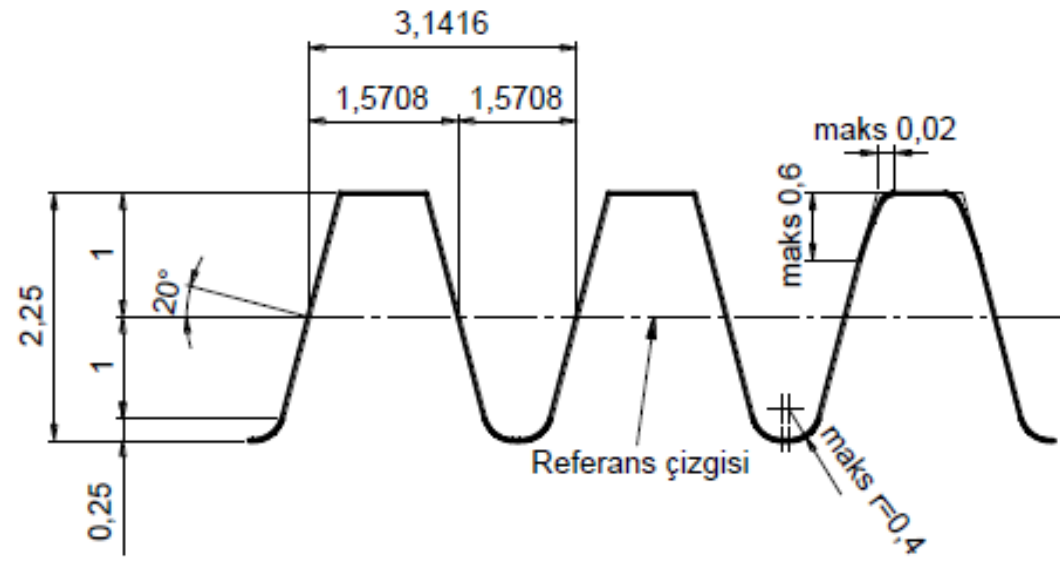




A-A Kesiti

Şekil 28.18





Şekil 28.19 Referans kremayer profili

Standart modüllerde

0,3 'ten	1'e	0,1	atlama
1'den	4'e	0,25	atlama
4'ten	7'ye	0,5	atlama
7'den	12'ye	1	atlama
12'den	22'ye	2	atlama
22'den	28'e	3	atlama
28'den	40'a	4	atlama
40'tan	50'ye	5	atlama

şeklinde bir artış olduğu görülmektedir.



Dişli çark mekanizmalarında önerilen diş sayıları:

$\alpha_o = 20^\circ$ lik standart dişlilerde (normal şartlar)

$$z_1 = 16..20$$

olarak seçilmesi,

verim ve düzgün çalışmanın önemli olduğu durumlarda

$$z_1 = 20..26$$

ve yüksek hızlı mekanizmalarda

$$z_1 = 20..30$$

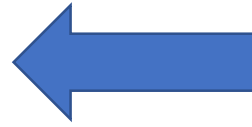
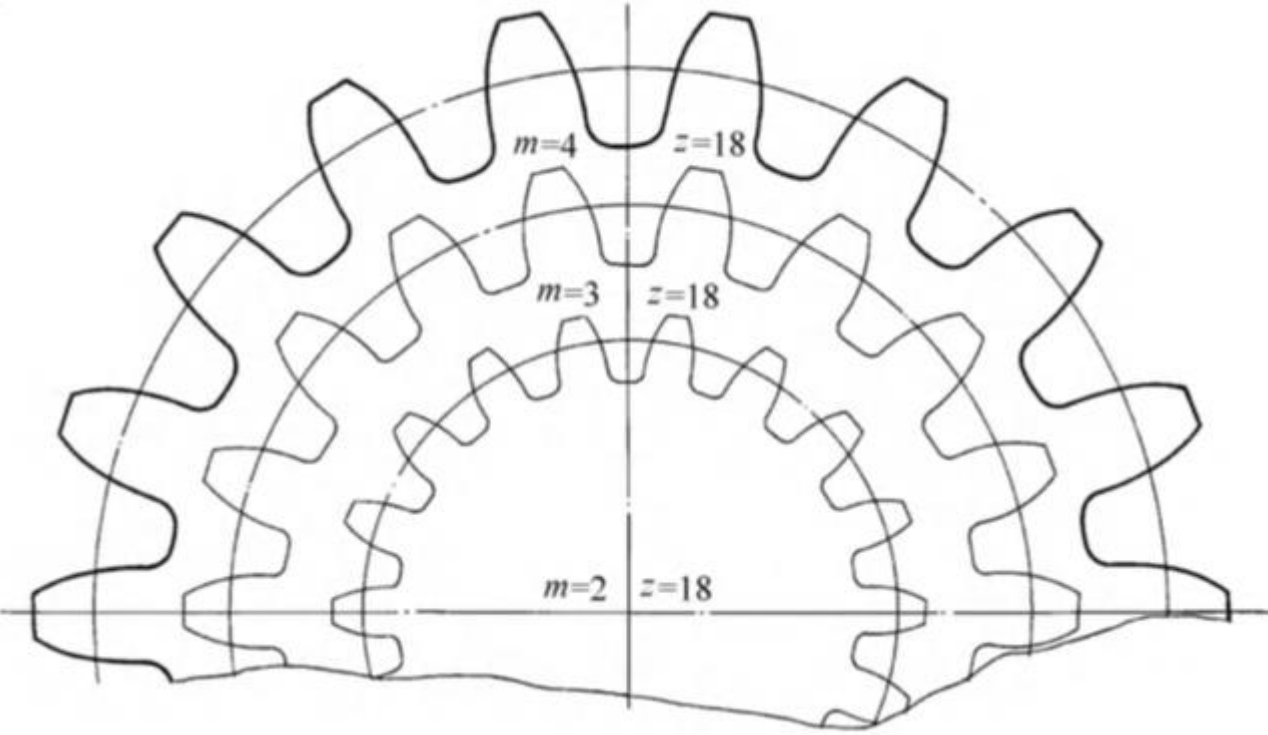
alınması önerilmektedir.



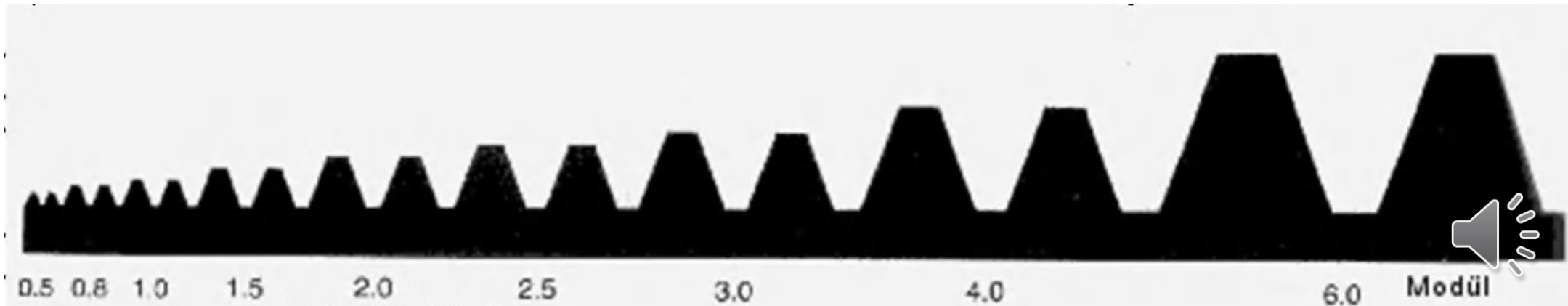
Cetvel 28.8 Metrik sistemde standart modül değerleri (*mm*)

I	II	III		I	II	III
1.0				8		
1.25	1.125			10	9	
1.50	1.375			12	11	
2.0	1.75			16	14	
2.5	2.25			20	18	
3.0	2.75			25	22	
	3.50	3.25			28	
4.0		3.75		32		
5.0	4.50			40	36	
6.0	5.50			50	45	
	7,0	(6,50)				





Modülün dişli geometrisi ve boyutuna etkisi



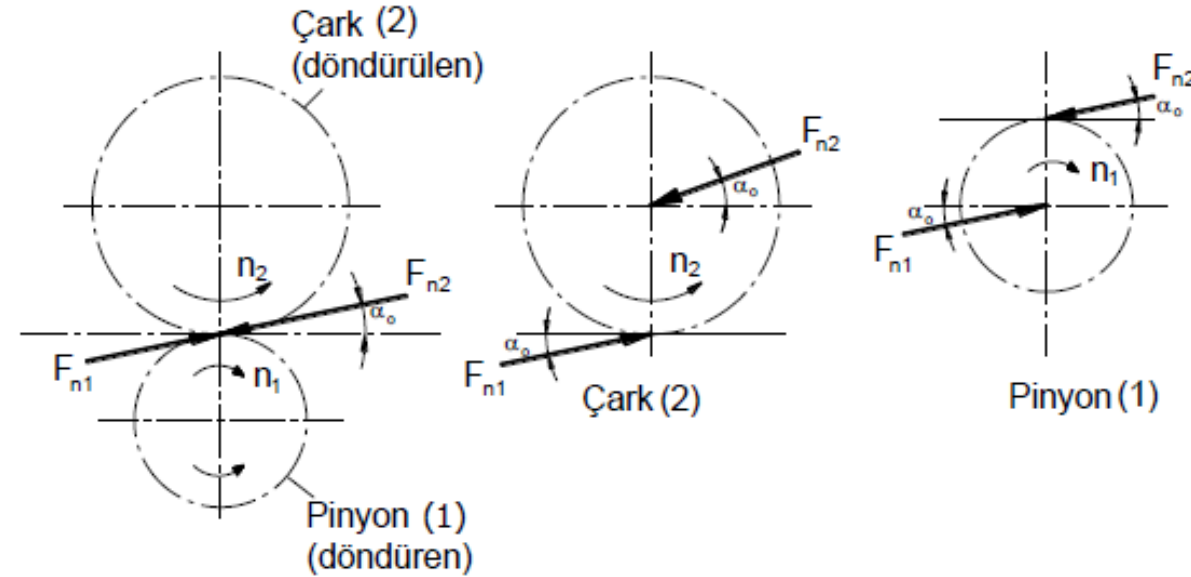
28.2.4. Dişli Çarkların Mil Yataklarına Etkiyen Kuvvetler

Eş çalışan dişli çiftinde bir dişe gelen diş kuvveti (F_n), etki – tepki prensibine göre her iki dişe aynı şiddette etkiyecektir (Şekil 28.20). Dişli çarka uygulanan döndürme momenti M_b ise bunun oluşturacağı diş kuvveti F_n ,

$$F_t = \frac{2.M_b}{d_o} \quad \text{ve} \quad F_r = F_t \cdot \tan \alpha_o$$

olarak bileşenlerine ayırabilir. Bu durum Şekil 28.21'deki gibi gösterilebilir.

Dişli çarkın mil yataklarına etkiyen kuvvetler sadece radyal kuvvet şeklindedir. Mil yatakları arasındaki uzaklık ℓ ise yatak kuvvetleri;

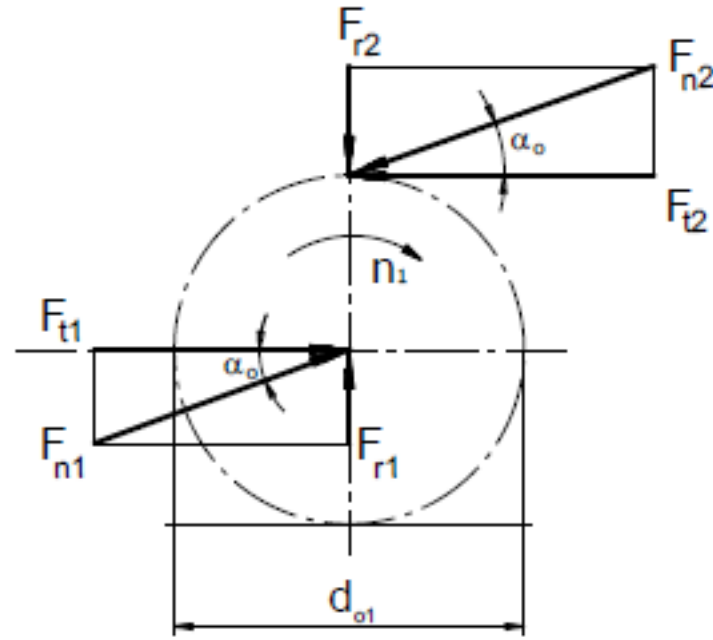


Şekil 28.20

a) Dişli çark yataklara göre tam ortada olduğunda,

$$F_A = F_B = \sqrt{\left(\frac{F_r}{2}\right)^2 + \left(\frac{F_t}{2}\right)^2}$$





Şekil 28.21

b) Dişli çark yataklara farklı uzaklıkta olduğunda,

A ve B yataklarına etkiyen kuvvetler, F_r ve F_t kuvvetlerinin her yatağa düşen payı olarak moment yöntemi ile tespit edilir. Daha sonra bu kuvvetlerin birbirine dik (yatay ve düşey) düzlemler içinde olduğu göz önünde bulundurularak

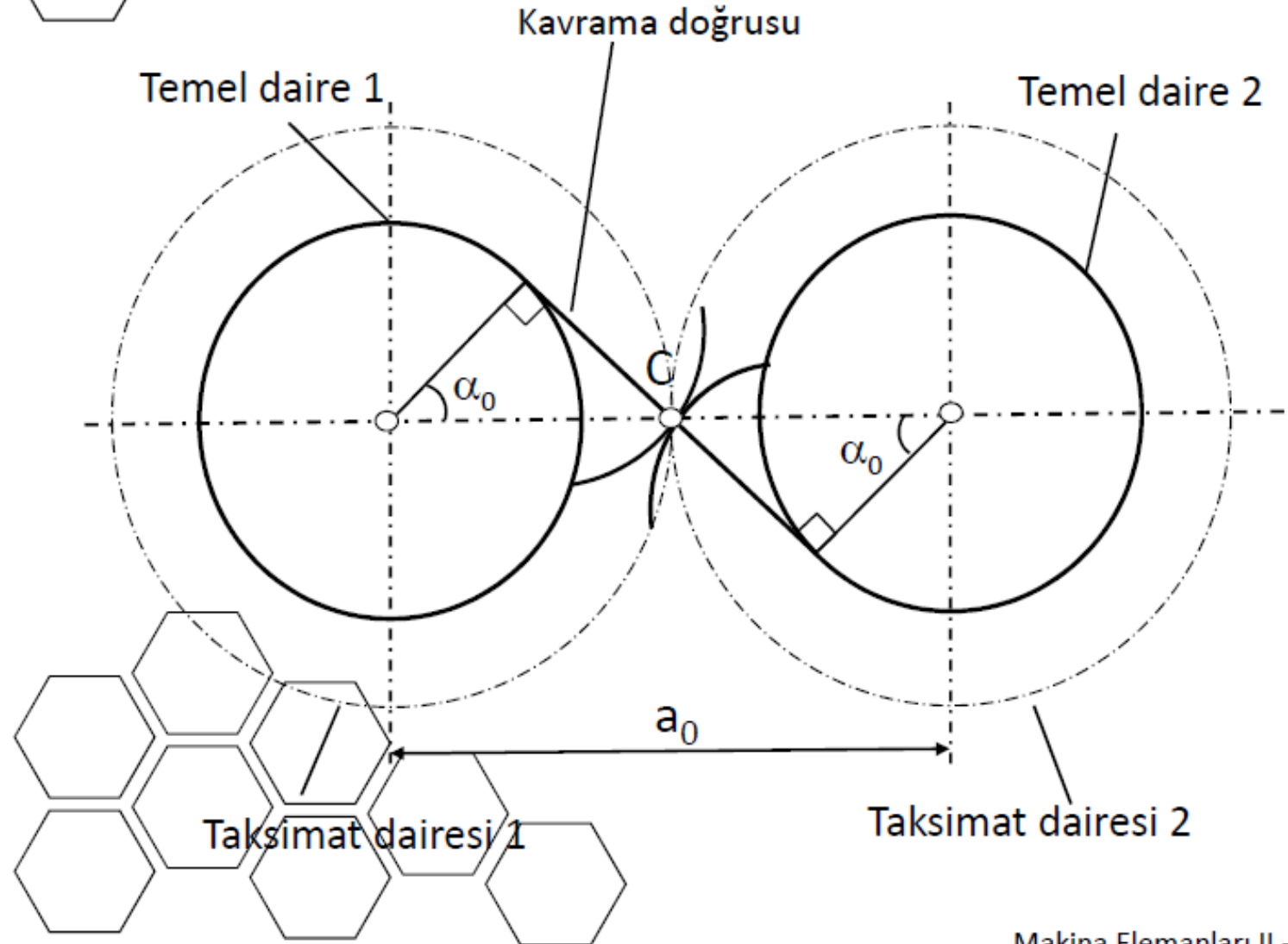
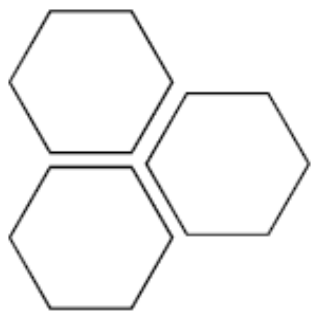
$$F_A = \sqrt{(F_{rA})^2 + (F_{tA})^2} \quad \text{ve} \quad F_B = \sqrt{(F_{rB})^2 + (F_{tB})^2}$$

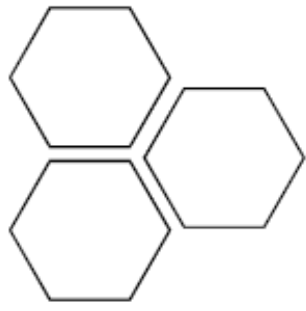
eşitlikleri ile yataklardaki toplam radyal kuvvetler bulunur.



Evolvent dişli teması

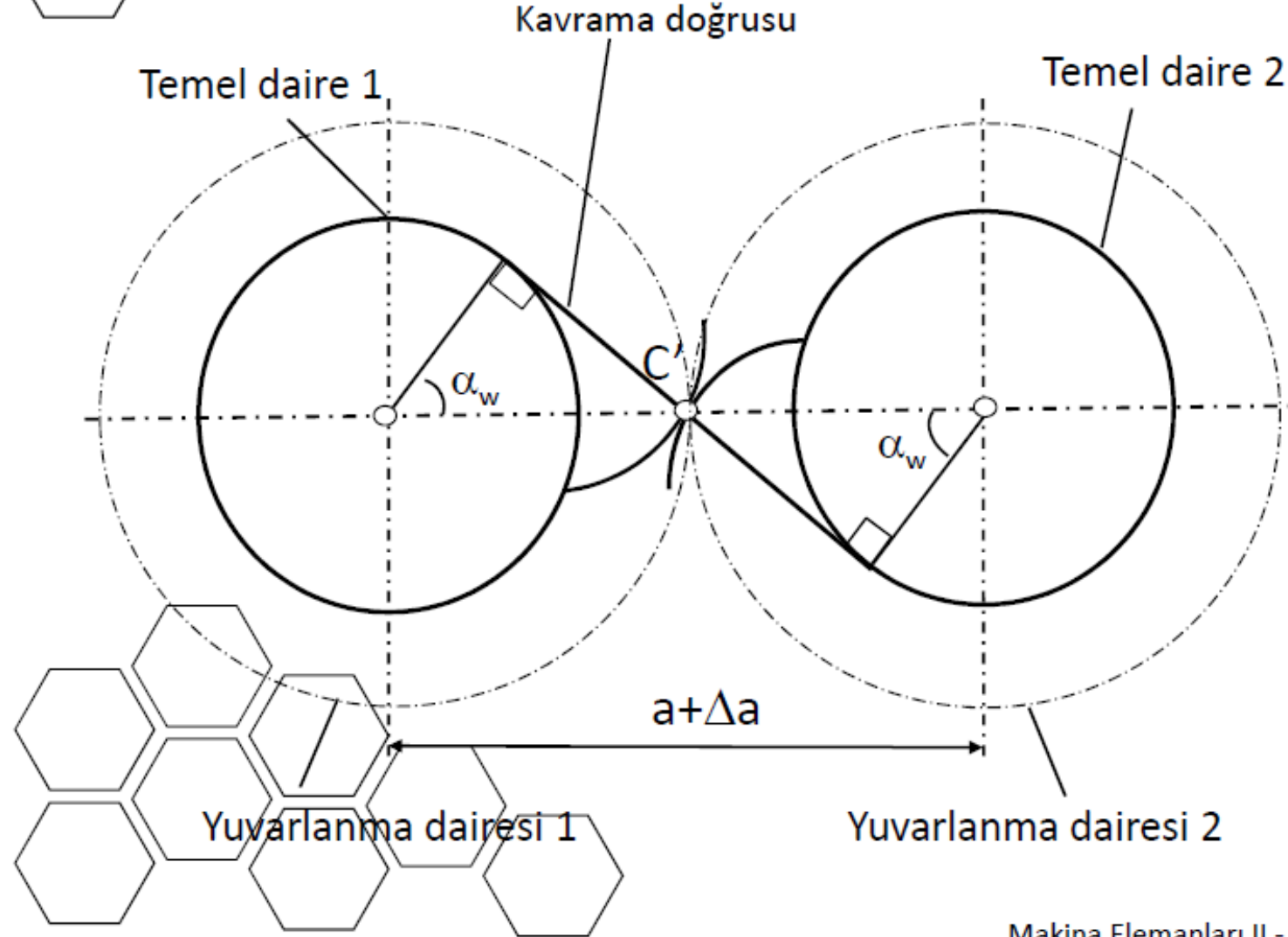
Norm montaj





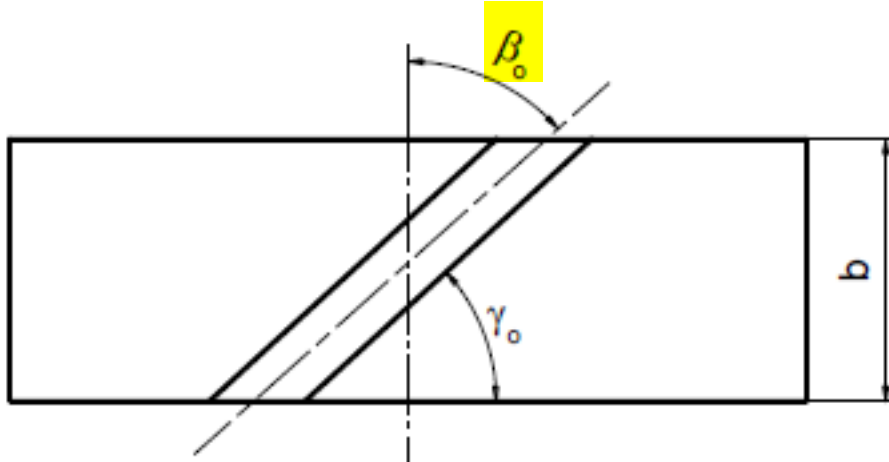
Evolverent dişli teması

Eksenler arası değişirse



28.3. SİLİNDİRİK HELİSEL DİŞLİ ÇARKLAR

Düz dişlilerde, diş ana doğruları eksene paraleldir. Bu nedenle kavramaya giriş bir anda ve bütün diş genişliğince olmaktadır. Bu sebepten her diş çifti kavramaya geçtiğinde bir darbe (vuruş) meydana gelir ve sesli bir çalışma olur. Helisel dişlinin dişleri; silindir üzerinde $\gamma_o = 90^\circ - \beta_o$ açısı kadar yükselerek bir helis çizerler (Şekil 28.22).



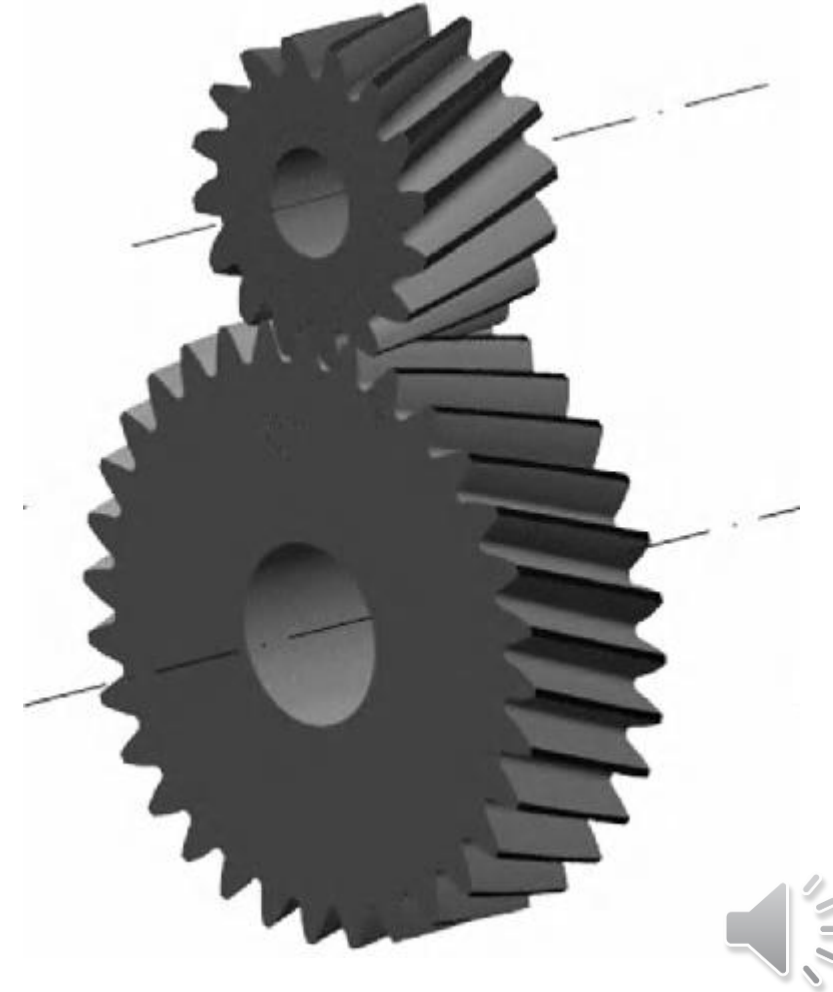
Şekil 28.22

Bu durumda helisel dişlinin diş yüzeyi; yan yana konan sonsuz adet düz dişlinin birbirine göre bir miktar kaydırılmış durumu olarak düşünülebilir. Bu sebepten helisel dişlilerde aynı anda birden fazla diş kavrama durumundadır, dolayısıyla kavrama oranı daha büyük ve dönme hareketi daha düzgündür. Ayrıca düz dişlilerde olduğu gibi, helisel dişlilerde bir dişin kavramaya başlaması ve kavramadan çıkması bütün diş genişliği boyunca aynı anda olmayıp yavaş yavaş olmaktadır (Şekil 28.23). Bu nedenle de büyük çevre hızlarında daha az gürültülü çalışma söz konusudur.

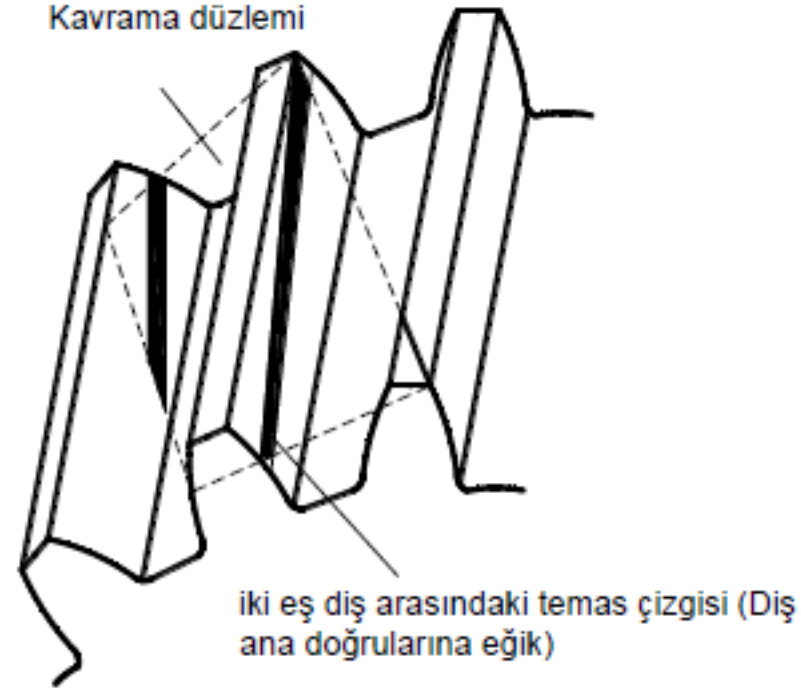
Aynı anda birden fazla diş temas ettiği için kavrama oranı yüksektir.

SİLİNDİRİK HELİSEL DİŞLİLER

Temas şekli düz dişli çarklardan farklı!



Kavrama oranı daha yüksek,
Aynı anda daha fazla diş temasta,
Sessiz alışıyorlar,
İmalatı düz dişlilere göre daha zor.



şekil 28.23

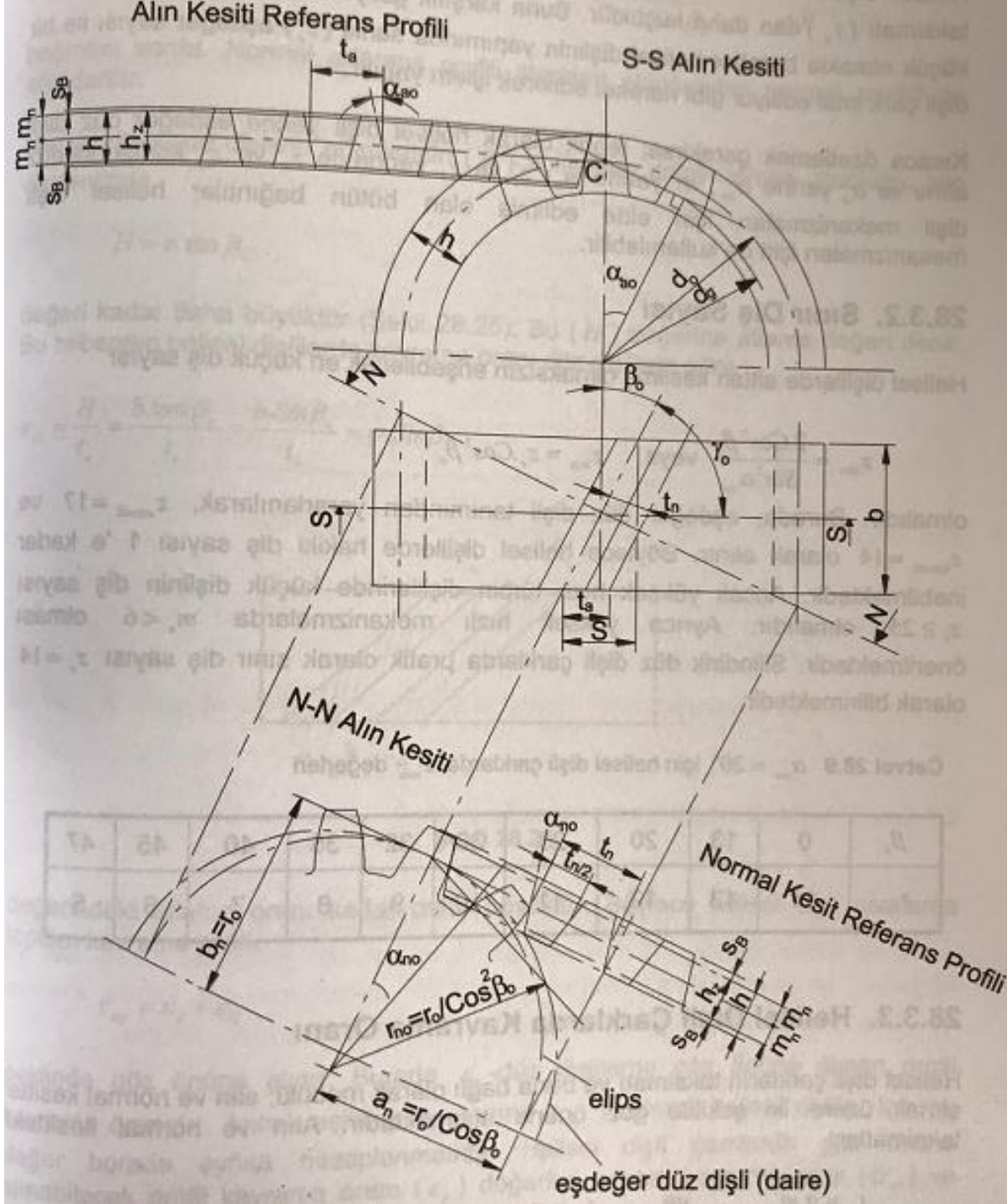


Bu üstünlükleri yanında helisel dişlilerin üretimi düz dişlilere nazaran daha zordur. Çünkü eş çalışan dişlilerde helis açılarındaki hatalar temas durumunu kötüleştirir.

Helisel dişlilerdeki β_o açısına helis eğim açısı adı verilir. Mekanizmayı oluşturan her iki dişlinin dişlerinin eğim açıları eşit olmalıdır. Ancak dıştan temaslı dişli mekanizmalarda diş eğimleri birbirine ters, içten temaslı mekanizmalarda ise her ikisi de aynı yönlü olmalıdır.

Helisel dişli çarkların boyutlarını ve diğer özelliklerini tanımlarken, dişli eksenine dik alın kesiti ve diş doğrultusuna dik normal kesit olmak üzere iki kesit göz önüne alınmalıdır. Helisel dişli çarkların normal kesitine karşılık gelen normal referans profili ve bu profile bağlı olan faktörler standarttır.





Helisel dişli çarklardaki boyutlandırma diş modülü ile orantılıdır.



28.3.1. Eşdeğer Diş Sayısı

Helisel dişlinin bir eşdeğer düz dişli çarkından söz etmek mümkündür. Şöyle ki, helisel dişli, diş doğrultusuna dik bir düzlemlle kesilirse (normal kesit) eksenleri

$$a_n = \frac{d_o}{2 \cdot \cos \beta_o} \quad \text{ve} \quad b_n = \frac{d_o}{2}$$

olan bir elips ortaya çıkar (Şekil 28.24). Bu elipsin C noktasındaki eğrilik yarıçapı olan r_{no} ile bir daire çizilir ve bunun üzerine helisel dişlinin t_n taksimatı ile dişler dizilirse bir düz dişli çark elde edilir. Teorik olan bu düz dişli çarka, helisel dişlinin eşdeğer düz dişlisi adı verilir. Bu eşdeğer düz dişli çarkın taksimat dairesi yarıçapı

$$r_{no} = \frac{a_n^2}{b_n} = \frac{r_o}{\cos^2 \beta_o}$$

olarak tanımlanmıştır. Burada

$$r_{no} = \frac{z \cdot m_n}{2} \quad \text{ve} \quad r_o = \frac{z \cdot m_n}{2 \cdot \cos \beta_o}$$

değerleri ile eşdeğer düz dişlinin diş sayısı

$$z_e = \frac{z}{\cos^3 \beta_o}$$

olarak bulunur.



Helisel dişlilerin normal kesitindeki normal taksimatı (t_n) alın kesitindeki alın taksimatı (t_a)'dan daha küçüktür. Buna karşılık gerçek alın diş sayısı (z) daha küçük olmakla beraber helisel dişlinin yapımında sanki (z_e) eşdeğer sayısı ile bir dişli çark imal ediliyor gibi hareket edilerek işlem yapılır.

Kısaca özetlemek gerekirse; teorik olarak helisel dişli yerine eşdeğer düz dişli alınır ve α_0 yerine α_{no} , m yerine m_n , z_1 ve z_2 yerine de z_{e1} ve z_{e2} konulursa düz dişli mekanizmaları için elde edilmiş olan bütün bağıntılar helisel dişli mekanizmaları için de kullanılabilir.



28.3.2. Sınır Diş Sayısı

Helisel dişlilerde alttan kesilme olmaksızın erişebilecek en küçük diş sayısı

$$z_{\min} = \frac{2 \cdot \cos^3 \beta_o}{\sin^2 \alpha_{no}} \text{ veya } z_{\min} = z_e \cdot \cos^3 \beta_o$$

olmalıdır. Burada, eşdeğer düz dişli tanımından yararlanılarak, $z_{\text{teorik}} = 17$ ve $z_{\text{pratik}} = 14$ olarak alınır. Böylece helisel dişlilerde hakiki diş sayısı 1'e kadar inebilmektedir. Ancak yüksek hızlı türbin dişlilerinde küçük dişlinin diş sayısı $z_1 \geq 25$ olmalıdır. Ayrıca yüksek hızlı mekanizmalarda $m_n < 6$ olması önerilmektedir. Silindirik düz dişli çarklarda pratik olarak sınır diş sayısı $z_e = 14$ olarak bilinmektedir.

Cetvel 28.9 $\alpha_{no} = 20^\circ$ için helisel dişli çarklarda z_{\min} değerleri

β_o	0	13	20	23	30	32	35	40	45	47
z_{\min}	14	13	12	11	10	9	8	7	6	5



28.3.3. Helisel Dişli Çarklarda Kavrama Oranı

Helisel dişli çarkların taksimatı ve buna bağlı olarak modülü; alın ve normal kesitte olmak üzere iki şekilde göz önüne alınmaktadır. Alın ve normal kesitteki taksimatlar:

$$t_a = \pi m_a \quad \text{ve} \quad t_n = \pi m_n$$

şeklindedir. Buna göre alın modülü m_a ile normal modül m_n arasında



$$\cos\beta = \frac{t_n}{t_a} = \frac{m_n}{m_a} \quad \text{veya} \quad m_a = \frac{m_n}{\cos\beta_o}$$

bağıntısı vardır. Normal referans profili standart olduğundan normal modül de standarttır.

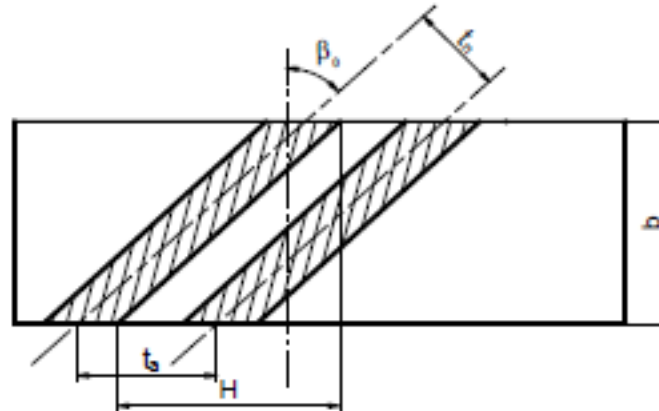
Helisel dişlilerde dişlerin eğimlerinin (β_o) açısından dolayı temas uzunluğu; alın düzleminde,

$$H = b \cdot \tan \beta_o$$

değeri kadar daha büyüktür (Şekil 28.25). Bu (H) değerine atlama değeri denir. Bu sebepten helisel dişlilerde kavrama oranı düz dişlilere göre,

$$\varepsilon_H = \frac{H}{t_a} = \frac{b \cdot \tan \beta_o}{t_a} = \frac{b \cdot \sin \beta_o}{t_n} = \psi \cdot \sin \beta_o$$

Kavrama oranı düz dişlilere kıyasla daha büyüktür.



Şekil 28.25



değerindeki atlama oranı kadar daha büyüktür. Böylece helisel dişli çarklarda toplam kavrama oranı

$$\varepsilon_{\text{top}} = \varepsilon_p + \varepsilon_H$$

şeklinde göz önüne alınır. Burada ε_p -düz dişlilerde göz önüne alınan profil kavrama oranıdır. Ancak eşitlikte α_o yerine α_{ao} yazılarak helisel dişliler için bu değer burada ayrıca hesaplanmalıdır. Helisel dişli çarklarda göz önüne alınabilecek profil kavrama oranı (ε_p) değerleri normal kavrama açısı (α_{ao}) ve helis eğim açısına bağlı (β_o) bağlı olarak Cetvel 28.10'da verilmiştir.

Helisel dişli çarkın taksimat dairesi çapı



$$d_o = m_a \cdot z = \left(\frac{m_n}{\cos \beta_o} \right) \cdot z$$

eşitliği ile bulunur. Alın ve normal kesitlerdeki kavrama açıları farklıdır.

Cetvel 28.10 helisel dişlilerde profil kavrama oranı ε_p değerleri

α_{no}	β_o			
	0°	15°	30°	45°
$14,5^\circ$	2,10	2,01	1,71	1,26
$17,5^\circ$	1,88	1,79	1,53	1,13
20°	1,73	1,65	1,41	1,05
25°	1,52	1,45	1,25	0,949

Alın kavrama açısı α_{ao} ile normal kavrama açısı α_{no} arasında

$$\tan \alpha_{ao} = \frac{\tan \alpha_{no}}{\cos \beta_o}$$

bağıntısı vardır. Burada standart kavrama açısı normal kavrama açısı α_{no} dir ve 20° 'dir.



28.3.4. Helisel Dişli Çarkların Boyutları

Eğim açısı: β_o

Genel olarak normal ve yüksek randımanlı (örneğin türbin) dişli çarklarda $10^\circ..20^\circ$ arasında önerilmektedir. Motorlu taşıtlarda ve dar dişli çarklarda bu açı 30° ve hatta 45° 'ye kadar alınabilmektedir. $\beta_o \geq 30^\circ$ alındığında çok büyük aksenal kuvvetler oluşacağından çavuş (veya ok) dişli şeklinde yapılması önerilir.

Taksimat dairesi çapı:

$$d_o = m_n \cdot z = \frac{m_n \cdot z}{\cos \beta_o}$$

Diş başı dairesi çapı:

$$d_b = d_o + 2 \cdot m_n$$



Diş taban dairesi çapı:

$$d_t = d_o - 2,5.m_n$$

Taksimat dairesindeki diş kalınlığı (normal kesitte):

$$S_{no} = \frac{t_n}{2} = \frac{\pi.m_n}{2}$$

Eksenler arası uzaklık:

$$a_o = \frac{d_{o1} + d_{o2}}{2} = \frac{m_n.(z_1 + z_2)}{2.\cos\beta_o}$$

Dişin toplam ve ortak yüksekliği:

$$h = 2,25.m_n \text{ ve } h_g = 2.m_n$$

Diş başı ve diş taban yüksekliği:



$$h_b = m_n \quad \text{ve} \quad h_t = 1,25.m_n$$

Diş başı boşluğu:

$$S_b = 0,25.m_n$$

Temel dairesi çapı:

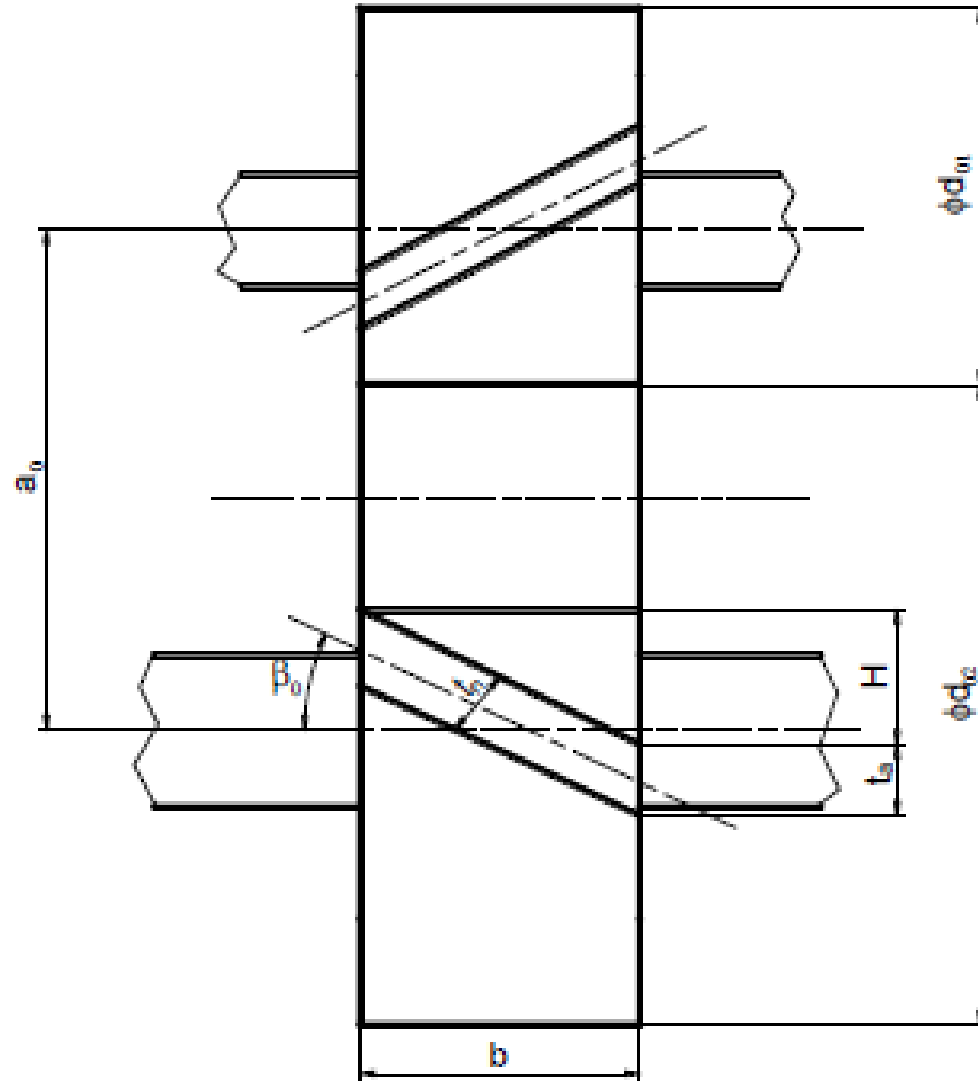
$$d_g = d_o . \text{Cos} \alpha_{ao}$$

Genişlik sayısı:

$$\psi = \frac{b}{t_n}$$

İyi işlenmiş ve iki taraflı yataklanmış mekanizmalarda $\psi = 12 \div 14$ arasında ve sertleştirilmiş ve taşlanmış dişlilerde $\psi = 2 \div 5$ alınabilir.





Şekil 28.26 Helisel dişli çifti ve bazı büyüklükleri



28.3.5.1. Diş Dibi Mukavemetine Göre Kontrol

Helisel dişlilerde, diş dibi mukavemeti bakımından normal düzlemdeki profil esas alınmıştır. Bu profil ise, yuvarlanma dairesi çapı

$$d_{no} = \frac{d_o}{\cos^2 \beta_o}$$

diş sayısı

$$z_e = \frac{z}{\cos^3 \beta_o}$$

ve modülü m_n olan bir eşdeğer düz dişliye ait profildir. İki eş dişin ortak temas çizgisi, düz dişlilerde olduğu gibi eksene paralel değil, alın profillerinin birbirlerine göre yuvarlanma dairesi üzerinde bağıl olarak dönmüş olmaları nedeniyle, diş ana doğrultularına eğiktir. Düz dişlilerdeki gibi en tehlikeli yükleme durumunun tespiti olanaksızdır. Helisel dişlilerdeki normal modül (standart modül)

$$m_n = 6.3 \sqrt{\frac{k \cdot \xi \cdot M_{bl} \cdot \gamma_n \cdot \cos \beta_o}{z_1 \cdot \sigma_{em} \cdot \psi \cdot \epsilon_p}} \quad (mm)$$

eşitliği ile hesaplanır. Burada γ_n -normal kesitteki eşdeğer diş sayısına (z_e) göre seçilecek form faktörü olup Cetvel 28.3'den alınacaktır.



28.3.5.2. Aşınmaya Göre Kontrol

Düz dişlilerde olduğu gibi, aşınmanın belirli bir sınırın altında kalması için, yüzey ezilmesi gerilmesinin üst sınırına göre tespit edilen modül eşitliği

$$m_n = 9.3 \sqrt{\frac{k \cdot \xi \cdot M_{b1} \cdot E \cdot (i \pm 1) \cdot \cos^4 \beta_o}{z_1^2 \cdot p_{em}^2 \cdot i \cdot \psi \cdot \varepsilon_p}} \quad (mm)$$

şeklindedir. Burada $p_{em} = (0,2 - 0,3) \cdot 10^2 \cdot HB$ (daN/cm^2) olması beklenir. Ancak bu değer Cetvel 28.6'dan da alınabilir. Eşdeğer elastiklik modülü

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

olarak çark ve pinyon malzemelerine göre hesaplanacaktır.



28.3.6. Helisel Dişli Çarka ve Yataklarına Etkiyen Kuvvetler

Helisel dişlilerde diş yüzeyine etkiyen kuvvet, normal düzlem üzerindeki kavrama doğrusu üzerindedir (Şekil 28.27 ve 28.28'de F_n). Bu diş kuvvetinin teğet düzlemindeki bileşeninin (F_t) eksen doğrultusundaki bileşenine aksenal kuvvet (F_a), eksene dik doğrultudaki bileşenine ise teğetsel kuvvet (F_r) adı verilir.

Normal düzlem üzerinde eksene dik bileşene radyal kuvvet (F_r) denir. α_{no} normal kesitteki kavrama açısı olduğuna göre bu kuvvetlerin, bilinen teğetsel kuvvet,

$$F_t = \frac{2.M_b}{d_o}$$

büyüklüğüne göre eşitlikleri

$$F_r = F_t \cdot \cos \alpha_{no}$$

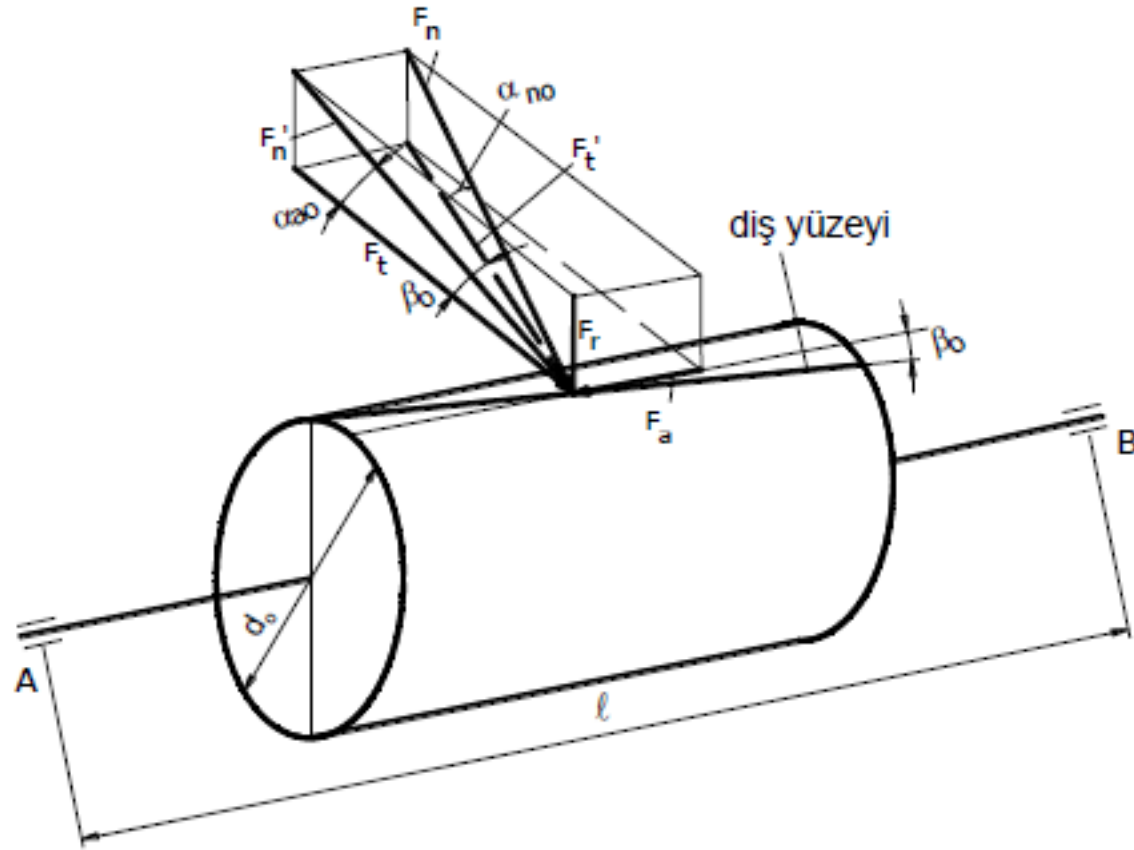


$$F_r = F_n \cdot \sin \alpha_{no} = F'_t \cdot \tan \alpha_{no}$$

$$F_t = F'_t \cdot \cos \beta_o = F_n \cdot \cos \alpha_{no} \cdot \cos \beta_o$$

$$F_a = F'_t \cdot \sin \beta_o = F_n \cdot \cos \alpha_{no} \cdot \sin \beta_o$$

şeklindedir.



Şekil 28.27



Diğer taraftan

$$F_r = F_t \frac{\tan \alpha_{no}}{\cos \beta_o}$$

$$F_a = F_t \cdot \tan \beta_o$$

olarak yazılabilir.

Helisel dişlilerde; F_a aksenal kuvveti nedeniyle yataklarda $F_a \cdot \frac{d_o}{2}$ değeri kadar bir moment meydana gelir. Yataklar arası uzaklık ℓ ise, bu moment her bir yataкта



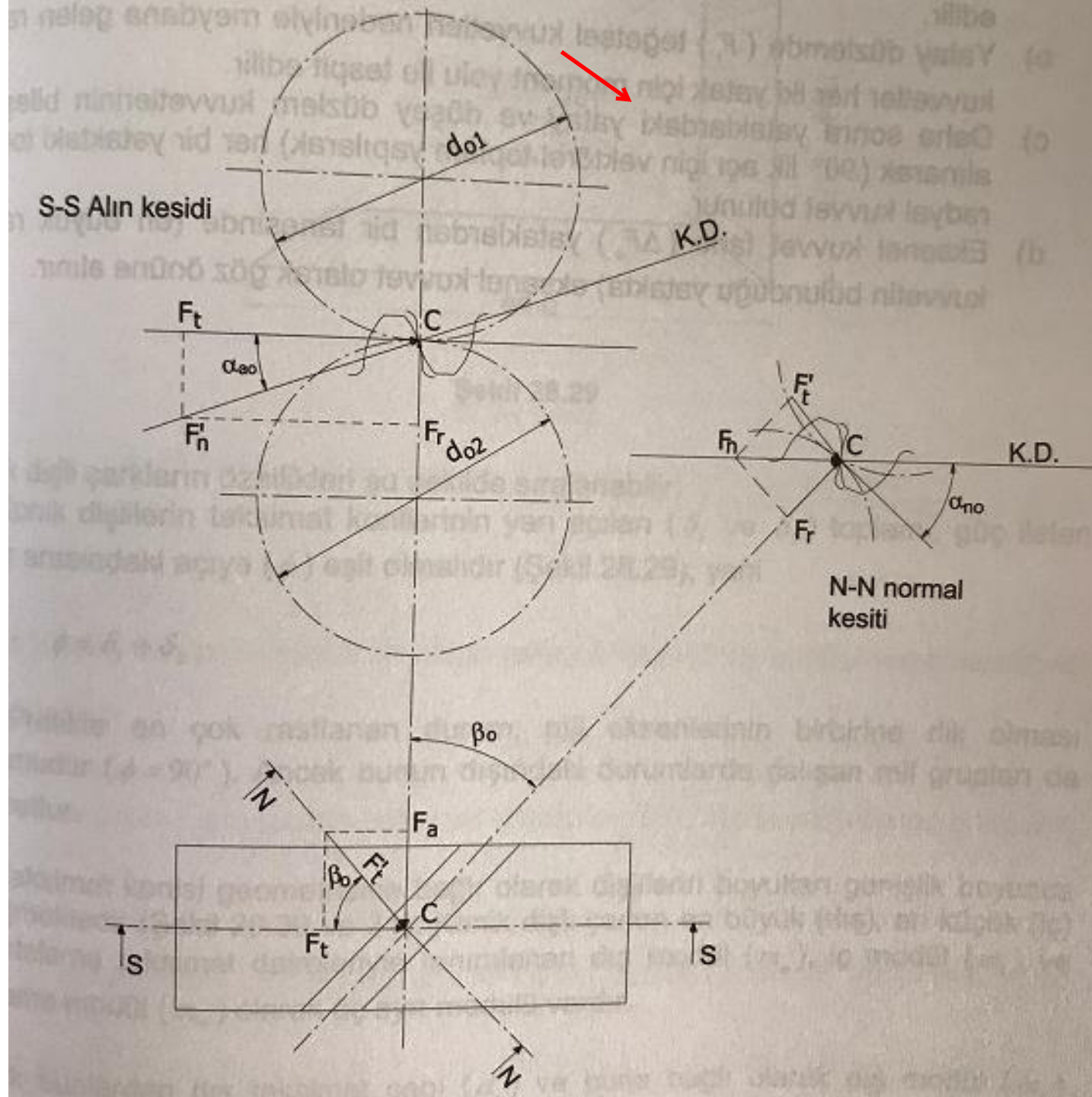
$$\pm F_r' = F_a \cdot \frac{d_o}{2 \cdot \ell}$$

kadar ek bir radyal kuvvet doğurur. Bu kuvvetin doğrultusu F_r ile aynıdır. Eğer yataklar dişli çarka göre simetrik ise, Şekil 28.27'ye göre, A yatağındaki radyal kuvvet

$$F_A = \sqrt{\left(\frac{F_r}{2} + F_r'\right)^2 + \left(\frac{F_r}{2}\right)^2}$$

ve B yatağındaki radyal kuvvet





$$F_B = \sqrt{\left(\frac{F_r}{2} - F_r'\right)^2 + \left(\frac{F_t}{2}\right)^2}$$

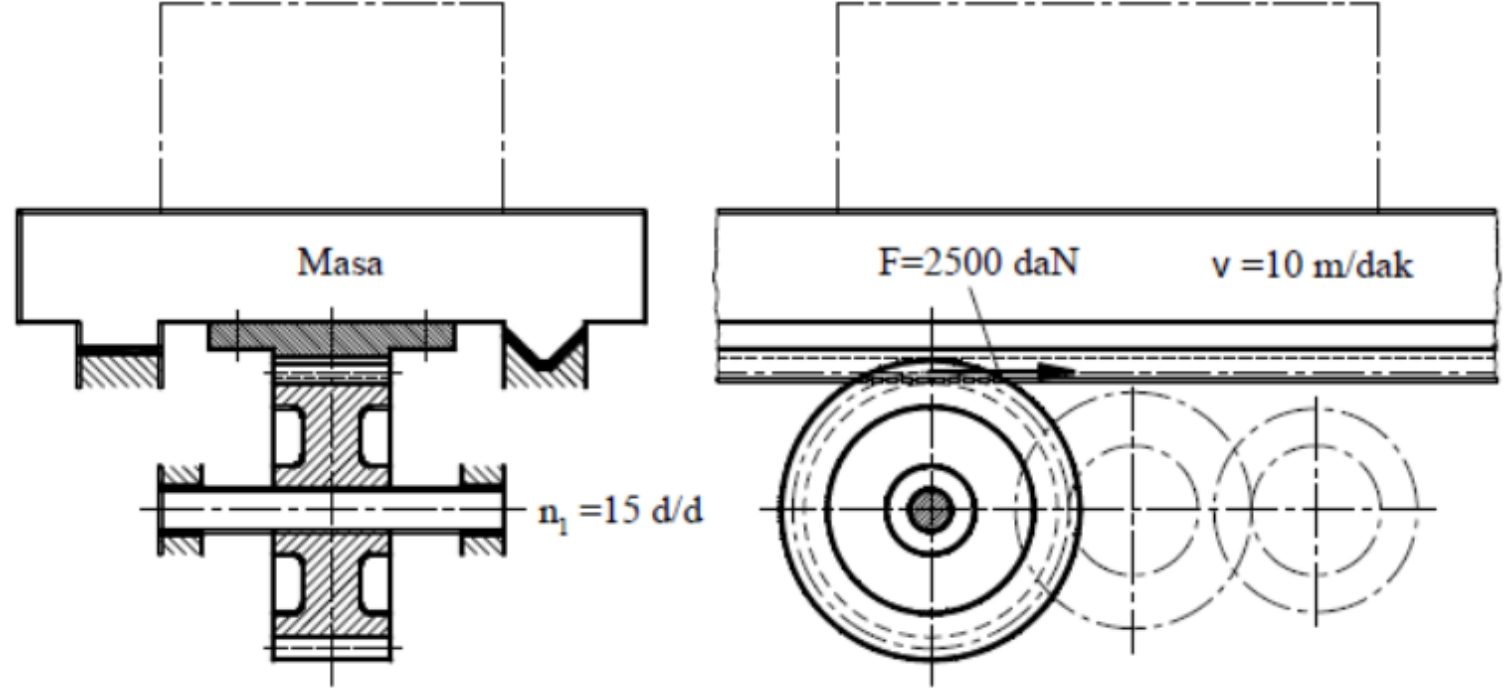
şeklinde tesbit edilir. Diğer taraftan A ve B yataklarından birisi F_a kadar bir aksenal kuvvet daha taşıyacaktır.

Helisel dişli çarkın yataklandığı mil üzerinde iki adet dişli varsa izlenecek yol:

- Düşey düzlemde aksenal (F_a) ve radyal (F_r) kuvvetler nedeniyle meydana gelen radyal kuvvetler her iki yatak için moment yolu ile tespit edilir.
- Yatay düzlemde (F_t) teğetsel kuvvetleri nedeniyle meydana gelen radyal kuvvetler her iki yatak için moment yolu ile tespit edilir.
- Daha sonra yataklardaki yatay ve düşey düzlem kuvvetlerinin bileşkesi alınarak (90° lik açı için vektörel toplam yapılarak) her bir yataktaki toplam radyal kuvvet bulunur.
- Eksenal kuvvet farkı (ΔF_a) yataklardan bir tanesinde (en büyük radyal kuvvetin bulunduğu yatakta) aksenal kuvvet olarak göz önüne alınır.



DİŞLİ ÇARK
PROBLEM
ÇÖZÜMLERİ:
1.Bölüm



29. DİŞLİ ÇARK PROBLEMLERİ

Problem 29.1

Giriş devir sayısı $n_1 = 1440 \text{ d/d}$ ve çıkış devir sayısı $n_2 = 335 \text{ d/d}$ olan bir dişli mekanizmasının ilettiği güç 18 kW ' tır. 20MnCr5 malzemesinden yapılan dişlilerin yüzeyi sertleştirilmiştir. %25 emniyetle çalışması istenen dişli çiftinin:

- Modülünü hesaplayınız.
- Boyutlandırmasını yapınız.
- Kırılma tehlikesi olup olmadığını araştırınız.

Verilenler:

Dinamik yük faktörü $\xi = 1,25$, genişlik sayısı $\psi = 8$, elastiklik modülü $E = 2,1 \cdot 10^4 \text{ daN/mm}^2$, emniyetli yüzey basıncı değeri $p_{em} = 150 \text{ daN/mm}^2$, eğilme emniyeti $\sigma_{em} = 23 \text{ daN/mm}^2$, döndüren dişlinin diş sayısı $z_1 = 16$, kavrama oranı $\varepsilon_p = 1,3$, form faktörü $\gamma = 8,8$, $k = 1$.



Çözüm 29.1

a) Dişliler sertleştirilmiş olduğuna göre modül, aşınmaya yani yüzey basıncına göre hesaplanmalıdır. %25 emniyetli çalışma durumunda iletilen moment:

$$k.M_{b1} = k.97400. \frac{P}{n_1} = 1,25.97400. \frac{18}{1440} \cong 1522 \text{ daNcm}$$

çevrim oranı

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1440}{335} \cong 4,3$$

ve dişlilerin her ikisi de çelik malzemeden yapılmış olduğuna göre eşdeğer elastiklik modülü $E = 2,1.10^4 \text{ daN/mm}^2$ (Cetvel 28.5) alındığında dişlilerin aşınmaya göre modülü

$$m = 9_3 \sqrt{\frac{\xi.k.M_{b1}.E.(1+i)}{z_1^2.p_{em}^2.\psi.i.\varepsilon_p}} \quad (mm)$$
$$= 9_3 \sqrt{\frac{1,25.1.1522.2,1.10^6.(1+4,3)}{(16)^2.(15000)^2.8.4,3.1,3}} = 1,816 \text{ mm}$$

Standart modül olarak $m = 2 \text{ mm}$ seçilir (Cetvel 28.8).



b) Dişlilerin boyutlandırılması

Diş sayıları	: $z_1 = 16$ ve $z_2 = z_1 \cdot i = 16 \cdot 4,3 = 68,8 \cong 69$
Yuvarlanma dairesi çapları	: $d_{o1} = m \cdot z_1 = 2 \cdot 16 = 32 \text{ mm}$ $d_{o2} = m \cdot z_2 = 2 \cdot 69 = 138 \text{ mm}$
Diş başı daireleri çapları	: $d_{b1} = d_{o1} + 2 \cdot m = 32 + 2 \cdot 2 = 36 \text{ mm}$ $d_{b2} = d_{o2} + 2 \cdot m = 138 + 2 \cdot 2 = 142 \text{ mm}$
Diş taban dairesi çapları	: $d_{t1} = d_{o1} - 2,5 \cdot m = 32 - 2,5 \cdot 2 = 27 \text{ mm}$ $d_{t2} = d_{o2} - 2,5 \cdot m = 138 - 2,5 \cdot 2 = 133 \text{ mm}$
Diş adımı (hatve)	: $t_o = \pi \cdot m = \pi \cdot 2 = 6,283 \text{ mm}$
Genişlik	: $b_1 = b_2 = \psi \cdot t_o = \psi \cdot \pi \cdot m = 8 \cdot \pi \cdot 2 = 50,26 \cong 50 \text{ mm}$
Toplam diş yüksekliği	: $h = 2,25 \cdot m = 2,25 \cdot 2 = 4,5 \text{ mm}$
Diş kalınlığı	: $s_o = \frac{t_o}{2} = 3,141 \text{ mm}$
Eksenler arası uzaklık	: $a_o = \frac{d_{o1} + d_{o2}}{2} = \frac{32 + 138}{2} = 85 \text{ mm}$



c) Dişlerdeki kırılma, diş dibi mukavemetine bağlıdır. Diş dibi mukavemetine göre modül eşitliğinden

$$m = 63 \sqrt{\frac{k \cdot \xi \cdot M_{b1} \cdot \gamma}{z_1 \cdot \sigma_{em} \cdot \psi \cdot \epsilon_p}} \quad (mm)$$

ve

$$\left(\frac{m}{6}\right)^3 = \frac{k \cdot \xi \cdot M_{b1} \cdot \gamma}{z_1 \cdot \sigma_{em} \cdot \psi \cdot \epsilon_p}$$

Sayısal değerler yerine yazılırsa

$$\sigma_{em} = \left(\frac{6}{2}\right)^3 \cdot \frac{1522,1,25,8,8}{16,8,1,3} = 2716,55 \text{ daN/cm}^2$$

Görüldüğü gibi $\sigma_e = 2716,55 \text{ daN/cm}^2 > \sigma_{em} = 2300 \text{ daN/cm}^2$ olduğundan seçilen modül, dişlerin kırılması bakımından, yeterli değildir.

Kırılmaya (diş dibi mukavemetine) göre modül hesabı yapılırsa

$$m = 63 \sqrt{\frac{\xi \cdot k \cdot M_{b1} \cdot \gamma}{z_1 \cdot \sigma_{em} \cdot \psi \cdot \epsilon_p}} = 6,3 \sqrt{\frac{1,25 \cdot 1522 \cdot 8,8}{16 \cdot 2300 \cdot 8 \cdot 1,3}} = 2,114 \text{ mm}$$



Böylece standart modül $m = 2,5 \text{ mm}$ alınmalıdır (Cetvel 28.8). Bu durumda dişli çiftinin boyutları

$$d_{o1} = 2,5 \cdot 16 = 40 \text{ mm} \quad , \quad d_{o2} = 2,5 \cdot 69 = 172,5 \text{ mm}$$

$$d_{b1} = 40 + 2 \cdot 2,5 = 45 \text{ mm} \quad , \quad d_{b2} = 172,5 + 2 \cdot 2,5 = 177,5 \text{ mm}$$

$$d_{t1} = 40 - 2,5 \cdot 2,5 = 33,75 \text{ mm} \quad , \quad d_{t2} = 172,5 - 2,5 \cdot 2,5 = 166,25 \text{ mm}$$

$$h = 2,25 \cdot 2,5 = 5,625 \text{ mm}$$

$$t_o = \pi \cdot 2,5 = 7,85 \text{ mm}$$

$$s_o = \frac{7,85}{2} = 3,93 \text{ mm}$$

$$a_o = \frac{40 + 172,5}{2} = 106,25 \text{ mm}$$

olur.



Problem 29.2

$P = 8,5 BG$ güç ileten $i = 3,5$ çevrim oranlı elektrovincin 1.kademesi evolvent profili standart düz dişli mekanizmasıdır. Giriş devir sayısı $1350 d/d$ olduğuna göre dişli çarkları boyutlandırarak etki eden kuvvetleri hesaplayınız.

Verilenler:

Darbe faktörü $k = 1,25$, dinamik yük faktörü $\xi = 1,1$, genişlik sayısı $\psi = 8$, kavrama oranı $\varepsilon_p = 1,2$, çark ve pinyon malzemeleri Fe60 ($\sigma_{em} = 1400 daN/cm^2$ ve $p_{em} = 4000 daN/cm^2$) ve pinyonun diş sayısı $z_1 = 18$ 'dir.



Çözüm 29.2

a) Dişli çarkların boyutları

Standart dişlilerde $\alpha_o = 20^\circ$ olup $z_1 = 18$ için Cetvel 28.3'den $\gamma = 8,4$ alınır. İletilen moment

$$M_{b1} = 71620 \cdot \frac{P}{n_1} = 71620 \cdot \frac{8,5}{1350} = 451 \text{ daNcm}$$

a.1) Diş dibi mukavemetine göre modül

$$m = 6,3 \sqrt{\frac{k \cdot \xi \cdot M_{b1} \cdot \gamma}{z_1 \cdot \sigma_{em} \cdot \psi \cdot \varepsilon_p}} = 6,3 \sqrt{\frac{1,25 \cdot 1,1 \cdot 451 \cdot 8,4}{18 \cdot 1400 \cdot 8 \cdot 1,2}} = 1,67 \text{ mm}$$

a.2) Aşınmaya göre modül

Her iki dişlinin malzemesi çelik olduğundan $E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ daN/cm}^2$ alınır (Cetvel 28.5). Bilinen büyüklükler modül eşitliğinde yerine yazılırsa



$$m = 9,3 \sqrt{\frac{k \cdot \xi \cdot M_{b1} \cdot E \cdot (i+1)}{z_1^2 \cdot p_{em}^2 \cdot i \cdot \psi \cdot \varepsilon_p}} = 9,3 \sqrt{\frac{1,25 \cdot 1,1451 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot (3,5+1)}{(18)^2 \cdot (4000)^2 \cdot 3,5 \cdot 8 \cdot 1,2}} = 2,905 \text{ mm}$$

bulunur. Buradan standart modül olarak $m = 3 \text{ mm}$ seçilir ve böylece dişli çiftinin boyutlar şu şekilde oluşur.

	<u>Pinyon</u>	<u>Çark</u>
Diş sayısı, z	18	63
Modül, m (mm)	3	3
Diş adımı (taksimat), t_o (mm)	9,424	9,424
Genişlik, b (mm)	75,4	75,4
Yuvarlanma dairesi çapı, d_o (mm)	54	189
Diş başı dairesi çapı, d_b (mm)	60	195
Diş taban dairesi çapı, d_t (mm)	46,5	181,5
Toplam diş yüksekliği, h (mm)	6,75	6,75
Eksenler arası uzaklık, a_o (mm)		121,5

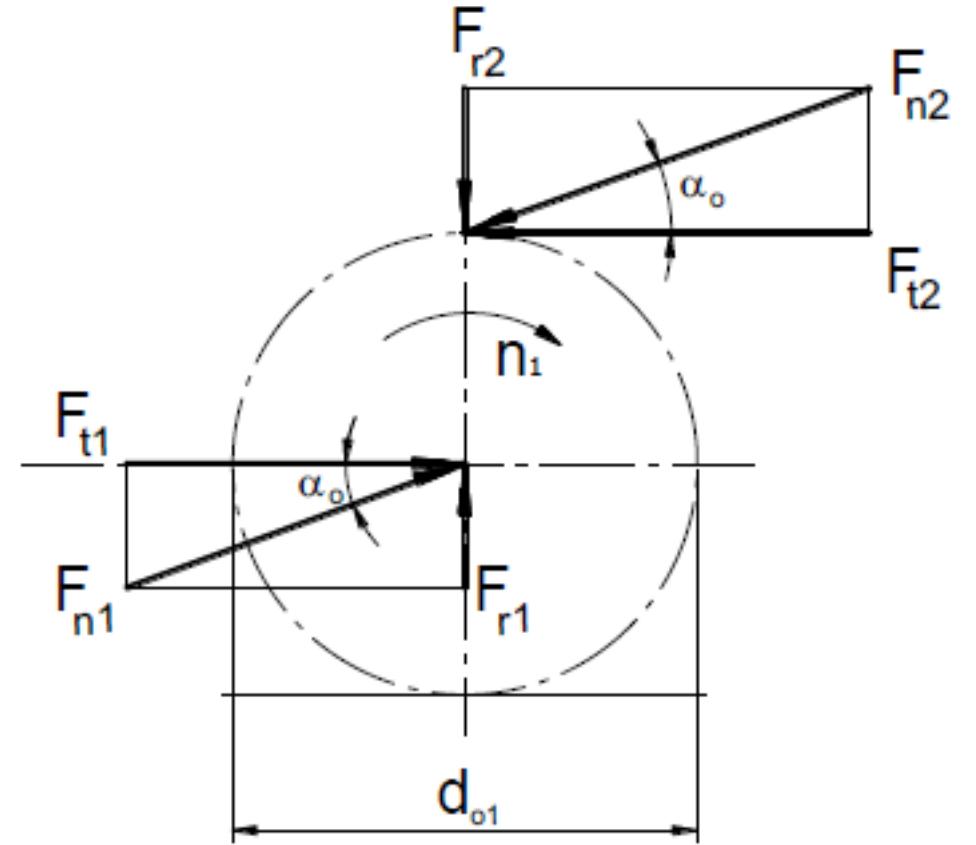


b) Dişli çiftine etkiyen kuvvetler
Teğetsel kuvvet

$$F_t = \frac{M_{b1}}{d_{o1}/2} = \frac{2.451}{5,4} = 167 \text{ daN}$$

Radyal kuvvet

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha_o = 167 \cdot \tan 20^\circ = 61 \text{ daN}$$



Şekil 28.21



Problem 29.3

Modülü 4 mm , genişliği 40 mm ve diş sayısı 18 olan bir dişli çarkın dişlileri işletme esnasında kırılmıştır. Dişli çark dökme demirden ($DDL-25$) yapılmış olduğuna göre ne kadarlık bir momentle yüklenmiştir?

Verilenler: Darbe faktörü $k=1,5$; dinamik yük faktörü $\xi=1,25$ ve kavrama oranı $\varepsilon_p=1,3$.

Çözüm 29.3

Dişli çarkın dişleri kırıldığına göre diş dibi mukavemeti esas alınmalıdır. Modül eşitliği

$$m = 6,3 \sqrt{\frac{k \cdot \xi \cdot M_b \cdot \gamma}{z \cdot \sigma_{em} \cdot \psi \cdot \varepsilon_p}} \quad (\text{mm})$$

Burada $z=18$ için $\gamma=8,4$ (Cetvel 28.3), $DDL-25$ için $\sigma_{em}=550 \text{ daN/cm}^2$

(Cetvel 28.6) $\psi = \frac{b}{\pi \cdot m} = \frac{40}{\pi \cdot 4} = 3,2$ olduğuna göre dişli çarka etkiyen moment

$$M_b = \left(\frac{m}{6}\right)^3 \cdot \frac{z \cdot \sigma_{em} \cdot \psi \cdot \varepsilon_p}{k \cdot \xi \cdot \gamma} = \left(\frac{4}{6}\right)^3 \cdot \frac{18 \cdot 550 \cdot 3,2 \cdot 1,3}{1,5 \cdot 1,25 \cdot 8,4} = 775 \text{ daNcm}$$

olur.



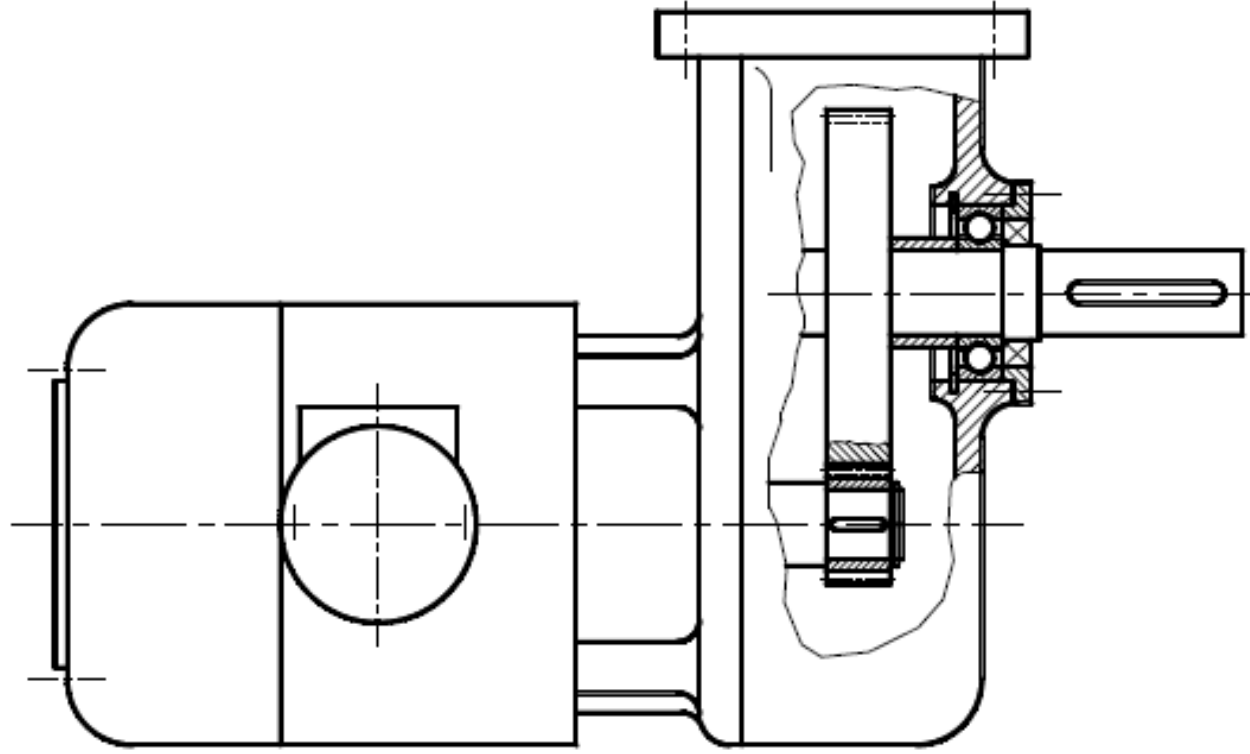
Problem 29.4

Şekil 29.4 'de görülen motorlu redüktörün dişlilerinin yanakları sertleştirilerek C22 yerine C10 malzemesi kullanılacaktır.

- Dişlilerin genişliğini, eğilme zorlanmasına göre, hesaplayınız.
- Bu dişlilerin yüzey ezilmesine olan emniyetini bulunuz.

Verilenler:

Diş sayıları $z_1 = 19$ ve $z_2 = 80$; modül $m = 2,5 \text{ mm}$; teğetsel kuvvet $F_t = 325 \text{ daN}$; kavrama oranı $\varepsilon_p = 1,25$; malzeme emniyeti değerleri $p_{em} = 13500 \text{ daN/cm}^2$ ve $\sigma_{em} = 1150 \text{ daN/cm}^2$; işletmede darbe ve vuruntu yoktur.



Çözüm 29.4

a) Eğilme sonucu dişlilerin kırılması söz konusu olacağından, diş dibi mukavemeti kontrol edilmelidir. Buna göre modül eşitliği

$$m = 6.3 \sqrt{\frac{k \cdot \xi \cdot M_{b1} \cdot \gamma}{z_1 \cdot \sigma_{em} \cdot \psi \cdot \epsilon_p}} \quad (mm)$$

Burada $k=1$, ve $\xi=1$, $m=2,5 \text{ mm}$, $z_1=19$ için $\gamma=8,25$ (Cetvel 28.3'ten doğrusal dönüşümle) ve $d_{o1} = m \cdot z_1 = 2,5 \cdot 19 = 47,5 \text{ mm}$ için

$$M_{b1} = F_t \cdot \frac{d_{o1}}{2} = 325 \cdot \frac{47,5}{2} = 772 \text{ daNcm}$$

olduğuna göre genişlik sayısı

$$\psi = \left(\frac{6}{m}\right)^3 \cdot \frac{k \cdot \xi \cdot M_{b1} \cdot \gamma}{z_1 \cdot \sigma_{em} \cdot \epsilon_p} = \left(\frac{6}{2,5}\right)^3 \cdot \frac{1 \cdot 1 \cdot 772 \cdot 8,25}{19 \cdot 1150 \cdot 1,25} = 3,22$$

Böylece dişli çarkın genişliği

$$b = \psi \cdot \pi \cdot m = 3,22 \cdot \pi \cdot 2,5 = 25,3 \text{ mm}$$

olmalıdır.



b) Dişli çark malzemesi çelik olduğundan eşdeğer elastiklik modülü $E = 2,1.10^6 \text{ daN/cm}^2$, Çevrim oranı

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{80}{19} = 4,21$$

olduğundan yüzey ezilmesine göre modül yazılarak

$$m = 9,3 \sqrt{\frac{k.\xi.M_{b1}.E.(i+1)}{z_1^2.p^2.i.\psi.\varepsilon_p}}$$

gerekli yüzey basıncı değeri

$$p = \sqrt{\left(\frac{9}{m}\right)^3 \cdot \frac{k.\xi.M_{b1}.E.(i+1)}{z_1^2.i.\psi.\varepsilon_p}} = \sqrt{\left(\frac{9}{2,5}\right)^3 \cdot \frac{1.1.772.2,1.10^6.(4,21+1)}{(19)^2.4,21.3,22.1,25}} = 8026,26 \text{ daN/cm}^2$$

Böylece bu dişli çiftindeki ezilme emniyeti katsayısı

$$S = \frac{p_{em}}{p} = \frac{13500}{8026,26} = 1,68$$

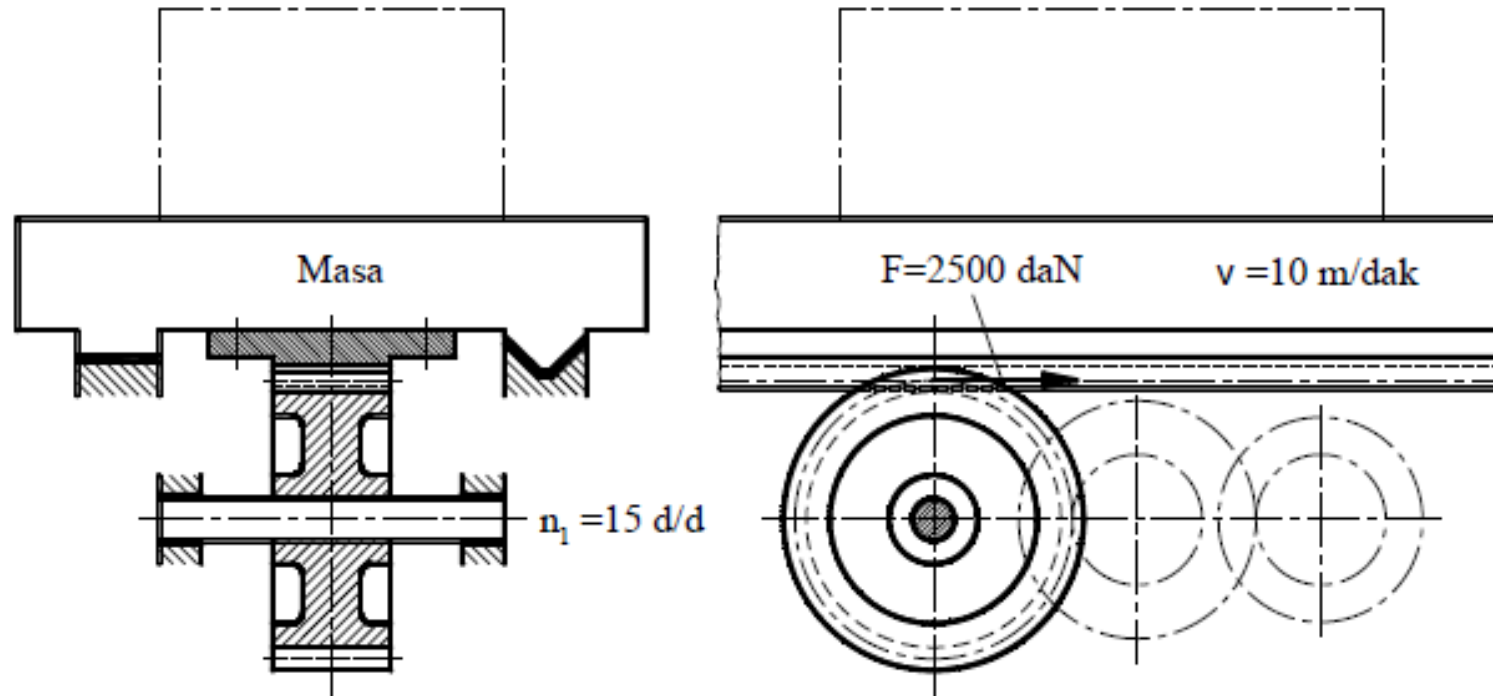
olur.



Problem 29.5

Bir planya masası bir kremayer dişlisi ile ileri – geri hareket ettirilmektedir (Şekil 29.5). Kremayeri döndüren düz dişlinin modülü $m = 4 \text{ mm}$ ve kavrama açısı $\alpha_o = 20^\circ$ dir. Masanın $v = 10 \text{ m/dak}$ lık bir hızla ileri – geri hareket edebilmesi için dişlinin $n = 15 \text{ d/d}$ lık bir hızla dönmesi gerekmektedir. Buna göre:

- Kremayeri döndüren dişlinin temel boyutlarını hesaplayınız.
- Planya masasının hareketi için 2500 daN luk bir itme kuvveti gerektiğine göre sistemi çalıştıran motorun gücü ne olmalıdır? Mekanizmanın toplam verimi $\eta_{top} = 0,85$ dir.



Şekil 29.5



Çözüm 29.5

a) Planya masasının hızı

$$v = \frac{\pi \cdot d_o \cdot n}{60} \quad (m/s)$$

Burada

$$v = 10 \text{ m/dak} = 0,167 \text{ m/s}$$

olduğuna göre dişlinin yuvarlanma dairesi çapı

$$d_o = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot n} = \frac{60 \cdot 0,167}{\pi \cdot 15} = 0,212m = 212 \text{ mm}$$

Diş sayısı

$$z = d_o / m = 212 / 4 = 53$$

Diş başı dairesi çapı

$$d_b = d_o + 2 \cdot m = 212 + 2 \cdot 4 = 220 \text{ mm}$$

Diş taban dairesi çapı

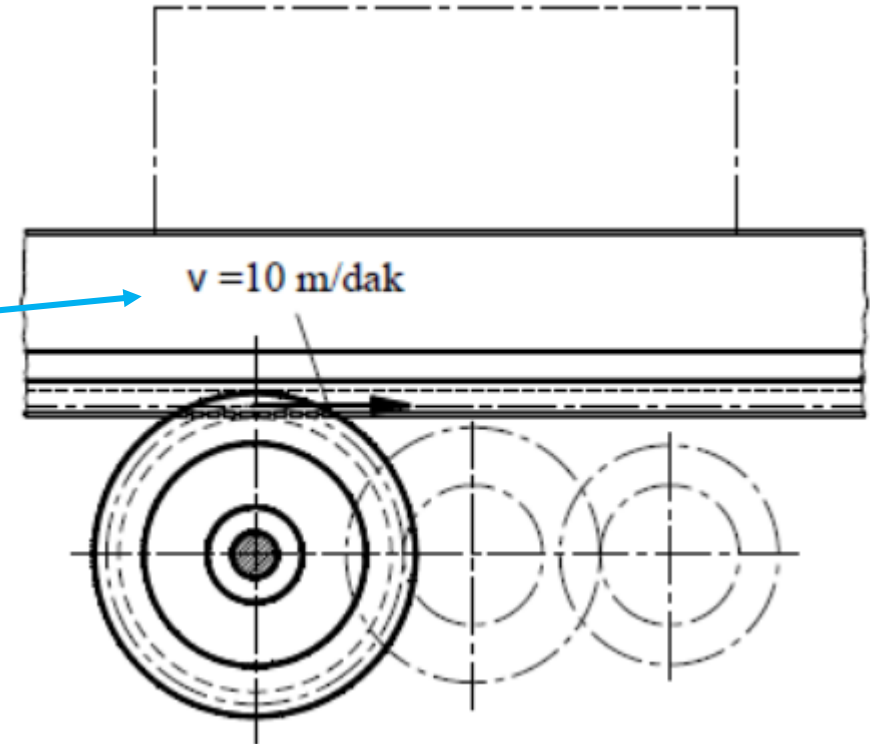
$$d_t = d_o - 2,5 \cdot m = 212 - 2,5 \cdot 4 = 202 \text{ mm}$$

Diş adımı (taksimata)

$$t_o = \pi \cdot m = \pi \cdot 4 = 12,566 \text{ mm}$$

Diş genişliği ($\psi = 6$ kabul edilirse)

$$b = \psi \cdot t_o = 6 \cdot 12,566 = 75,4 \text{ mm}$$



b) Dişli eksenindeki döndürme momenti

$$M_b = F_t \cdot \frac{d_o}{2} = 2500 \cdot \frac{21,2}{2} = 26500 \text{ daNcm}$$

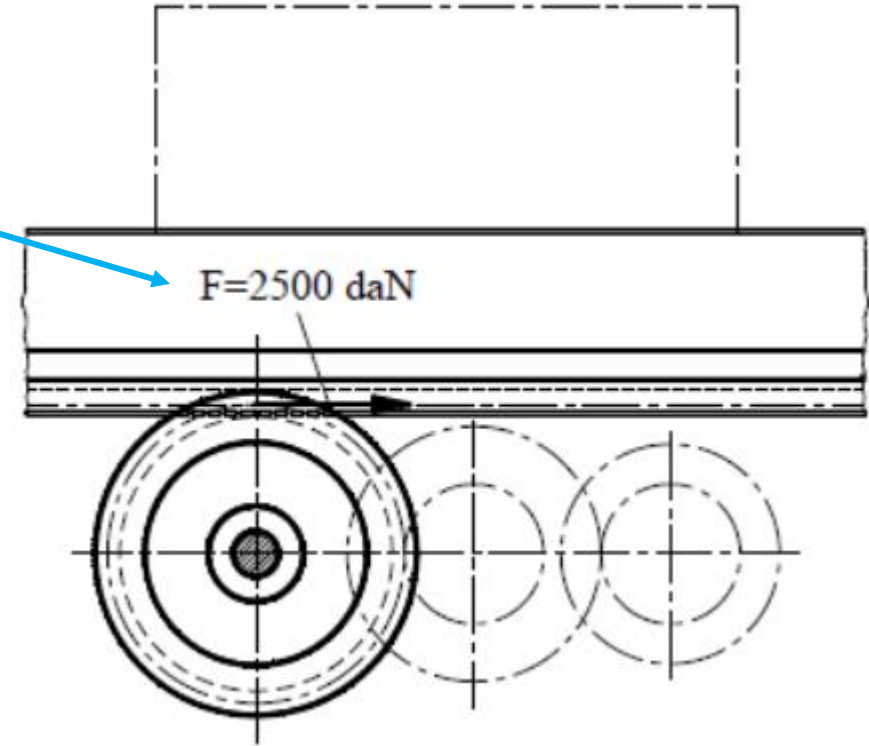
Dişli eksenindeki güç

$$P' = \frac{n \cdot M_b}{71620} = \frac{15 \cdot 26500}{71620} = 5,55 \text{ BG}$$

ve motorun gücü

$$P = \frac{P'}{\eta_{top}} = \frac{5,55}{0,85} = 6,53 \text{ BG}$$

olmalıdır.



Problem 29.6

Bir dişli çarka etkiyen diş kuvveti $F_n = 400 \text{ daN}$ dur. Sıfır dişlisi olan bu çarkın diş sayısı $z = 20$, modülü $m = 10 \text{ mm}$ ve genişliği $b = 40 \text{ mm}$, emniyet gerilmesi $\sigma_{em} = 1,25 \text{ daN/mm}^2$, darbe faktörü $k = 1,25$, dinamik yük faktörü $\xi = 1,1$, kavrama oranı $\varepsilon_p = 1,3$ ve form faktörü $\gamma = 8,1$ şeklindedir. Buna göre:

- Dişli çarka etki eden döndürme momenti ne kadardır?
- Bu dişli çark $n = 900 \text{ d/d}$ ile dönerken ne kadarlık bir güç taşıyabilir?

Çözüm 29.6

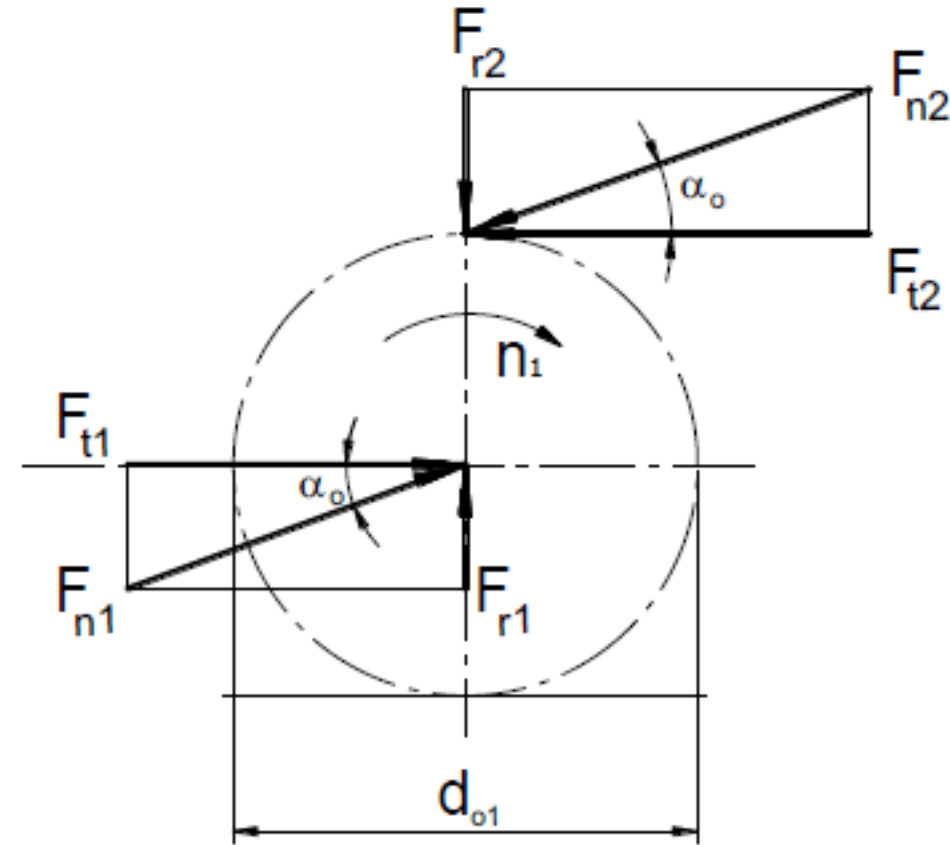
a) Dişli çarka etkiyen döndürme momenti

$$M_b = F_t \cdot r_o = F_n \cdot \cos \alpha_o \cdot r_o$$

Burada

$$r_o = \frac{m \cdot z}{2} = \frac{10 \cdot 20}{2} = 100 \text{ mm}$$

olduğundan dişli çark eksenindeki döndürme momenti



Şekil 28.21



$$M_b = 400 \cdot \cos 20 \cdot 10 = 3759 \text{ daNcm}$$

olur.

b) Modül eşitliği

$$m = 6,3 \sqrt{\frac{k \cdot \xi \cdot M_b \cdot \gamma}{z \cdot \sigma_{em} \cdot \psi \cdot \epsilon_p}} \quad (\text{mm})$$

Burada $\psi = \frac{b}{t} = \frac{40}{\pi \cdot 10} = 1,27$ değeri için dişli çarkın taşıyabileceği en büyük moment

$$M_b = \left(\frac{m}{6}\right)^3 \cdot \frac{z \cdot \sigma_{em} \cdot \psi \cdot \epsilon_p}{k \cdot \xi \cdot \gamma} = \left(\frac{10}{6}\right)^3 \cdot \frac{20 \cdot 1250 \cdot 1,27 \cdot 1,3}{1,25 \cdot 1,1 \cdot 8,1} = 17157 \text{ daNcm}$$

ve en büyük güç

$$P = \frac{n \cdot M_b}{71620} = \frac{900 \cdot 17157}{71620} = 215,6 \text{ BG}$$

olmaktadır.



Problem 29.7

Şekil 29.7'de görülen pinyon dişli mili ile yekpare (tek parça halinde) olarak imal edilmiştir. Bu milin emniyetle çalışabilmesi için:

- En büyük diş kuvveti ne kadar olmalıdır?
- $m = 2,5 \text{ mm}$, $z = 20$, $n = 715 \text{ d/d}$ ve $\alpha_o = 20^\circ$ olduğuna göre, bu dişli çark kaç (kW) güç iletebilir? (Malzeme C45 - $\sigma_{em} = 4,5 \text{ daN/mm}^2$).

Çözüm 29.7

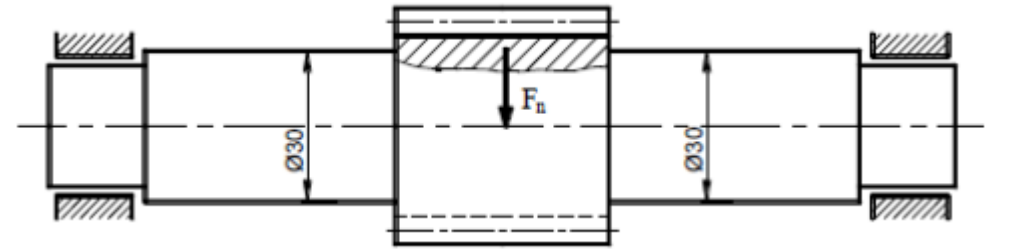
a) Dişli çarka etkiyen normal diş kuvveti (F_n) mili eğmeye zorlayacaktır.

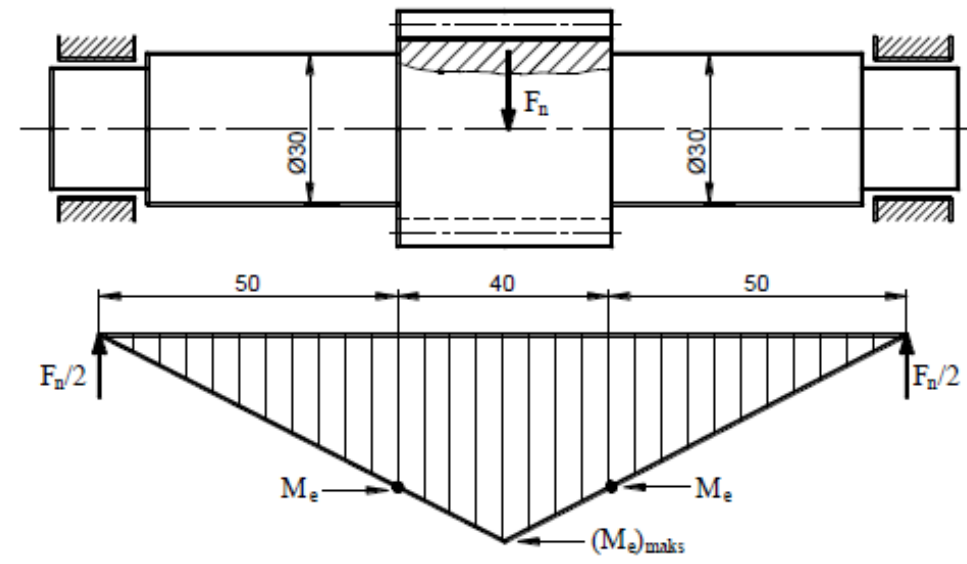
Mildeki eğilme gerilmesi

$$\sigma_e = \frac{M_e}{W_e} \leq \sigma_{em}$$

Burada

$$W_e = \frac{\pi \cdot (3)^3}{32} = 2,65 \text{ cm}^3$$





Şekil 29.7

olduğuna göre eğilme momenti

$$M_e = W_e \cdot \sigma_{em} = 2,65.450 = 1193 \text{ daNcm}$$

olur. Diğer taraftan şekle göre dişli çark, yatakların tam ortasındadır. Ancak eğilme momentinin diş genişliğince en büyük değerde etkidiği varsayılırsa

$$M_e = \frac{F_n}{2} \cdot 5$$

yazılır ve buradan en büyük diş kuvveti (normal kuvvet)

$$F_n = \frac{2.M_e}{5} = \frac{2.1193}{5} = 477,2 \text{ daN}$$



b) Teğetsel kuvvet

$$F_t = F_n \cdot \cos \alpha_o = 477,2 \cdot \cos 20 = 448,4 \text{ daN}$$

Diğer taraftan teğetsel kuvvet

$$F_t = \frac{2 \cdot M_b}{d_o}$$

eşitliğinde $d_o = m \cdot z = 2,5 \cdot 20 = 50 \text{ mm}$ olduğuna göre döndürme momenti

$$M_b = F_t \cdot \frac{d_o}{2} = 448,4 \cdot \frac{5}{2} = 1121 \text{ daNcm}$$

ve iletilen güç

$$P = \frac{n \cdot M_b}{97400} = \frac{715 \cdot 1121}{97400} = 8,23 \text{ kW}$$

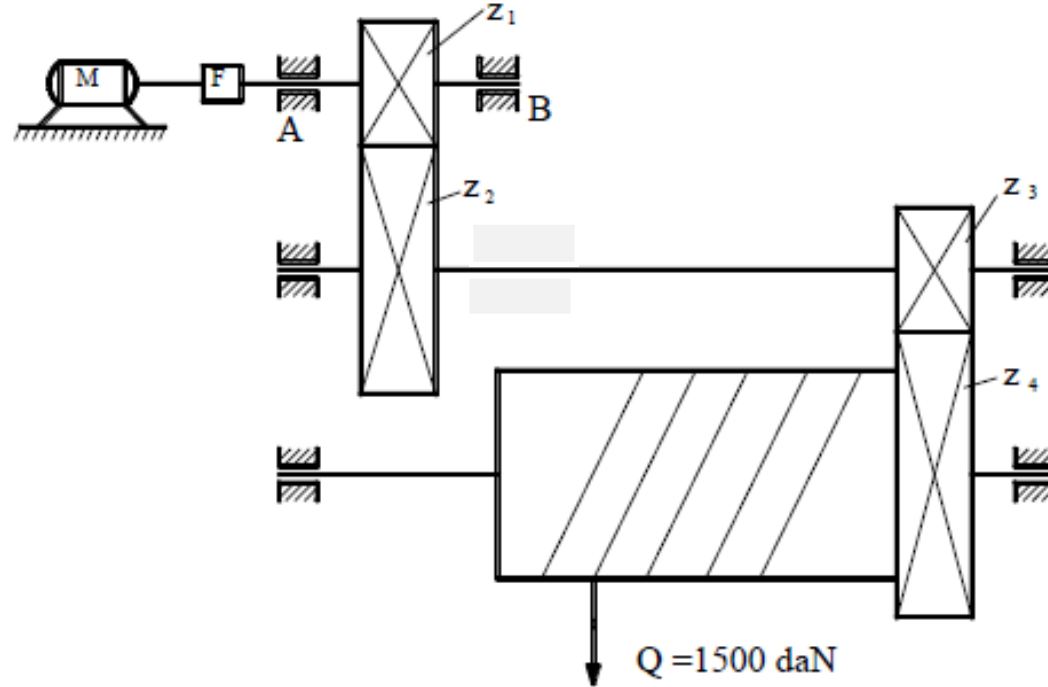
olmaktadır.



Problem 29.9

Şekil 29.9'daki vinç yardımıyla yük 1 m/s hızla yukarı kaldırılmaktadır. Kullanılan düz dişlilerin diş sayıları $z_1 = 18$, $z_2 = 81$, $z_3 = 20$ ve $z_4 = 80$ olup sistemin toplam verimi (tambur dahil) $\eta_t = 0,88$ dir. Kullanılan tamburun çapı 180 mm olduğuna göre:

- Sistemi çalıştıran motorun gücü ne olmalıdır? (Tambur çapı 180 mm dir.)
- Dişlilerin modülü 4 mm ve kavrama açısı $\alpha_o = 20^\circ$ olduğuna göre giriş mili yataklarına etkiyen kuvvetleri hesaplayınız. z_1 dişlisi tam ortada yataklanmıştır.



Şekil 29.9



Çözüm 29.9

a) Yüğü yukarı kaldırmak için gerekli güç (tamburda)

$$P_T = \frac{Q \cdot v}{75} = \frac{1500 \cdot 1}{75} = 20 \text{ BG}$$

Bir başka şekilde; tambur devir sayısı

$$n_T = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D_T} = \frac{60 \cdot 1}{\pi \cdot 0,18} = 106,1 \text{ d/d}$$

ve tamburdaki moment

$$M_{bT} = Q \cdot \frac{D_T}{2} = 1500 \cdot \frac{18}{2} = 13500 \text{ daNcm}$$

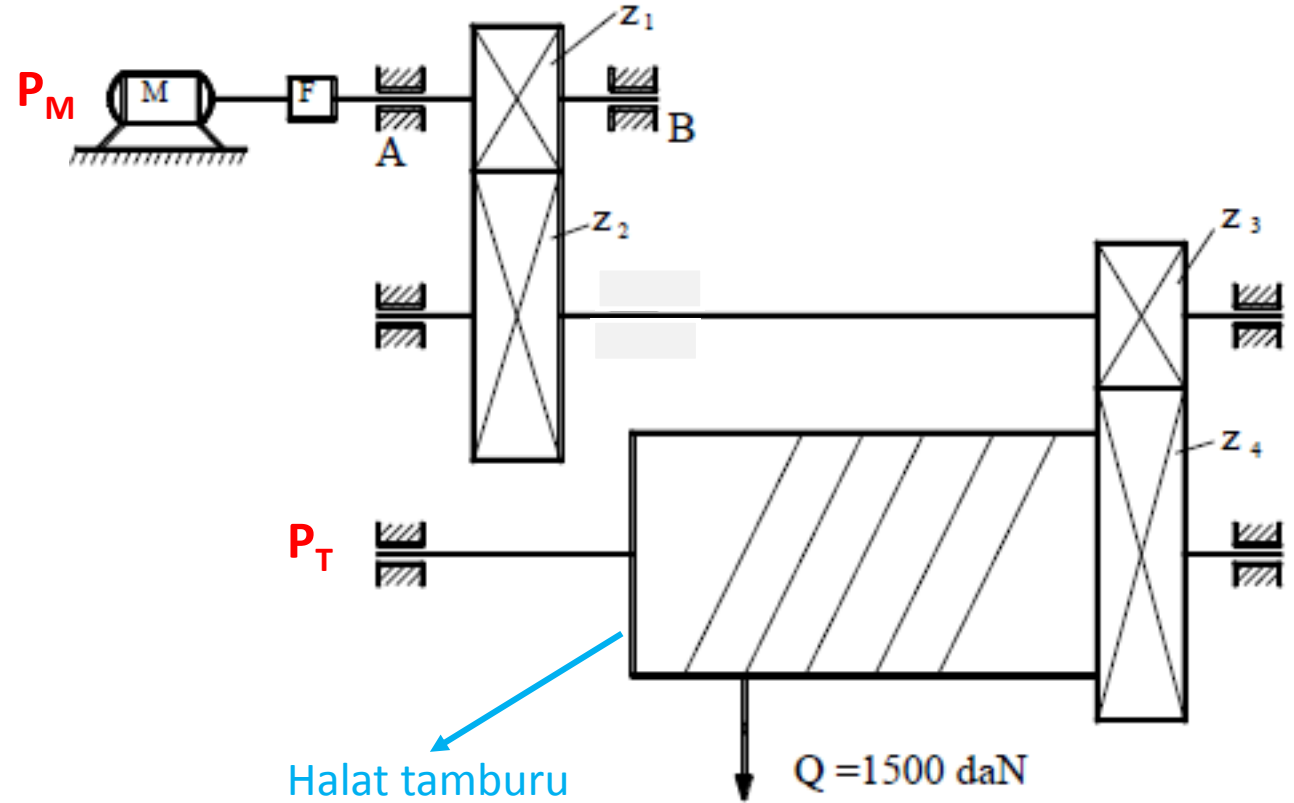
olduğuna göre tamburdaki güç

$$P_T = \frac{M_{bT} \cdot n_T}{71620} = \frac{13500 \cdot 106,1}{71620} = 20 \text{ BG}$$

Motorun gücü

$$P_M = \frac{P_T}{\eta_t} = \frac{20}{0,88} = 22,73 \text{ BG} = 16,7 \text{ kW}$$

olmaktadır.



b) 1 nolu dişlideki teğetsel kuvvet

$$F_{t1} = \frac{2.M_{b1}}{d_{o1}}$$

Burada $n_M = n_T \cdot i_{top} = 106,1 \cdot \frac{81}{18} \cdot \frac{80}{20} = 1910$ d/d için

$$M_{b1} = 97400 \cdot \frac{P_M}{n_M} = 97400 \cdot \frac{16,7}{1910} = 852 \text{ daNcm}$$

Yuvarlanma dairesi çapı $d_{o1} = m \cdot z_1 = 4.18 = 72 \text{ mm}$ ve böylece teğetsel kuvvet

$$F_{t1} \frac{2.852}{7,2} = 236,7 \text{ daN}$$

Normal diş kuvveti

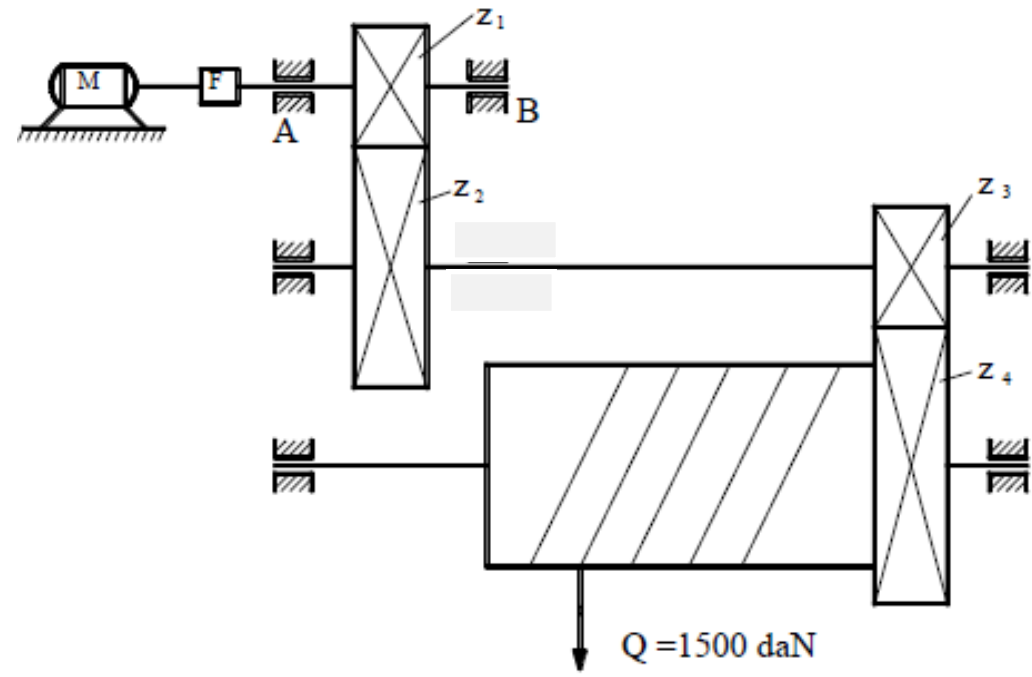
$$F_{n1} = \frac{F_{t1}}{\cos \alpha_o} = \frac{236,7}{\cos 20} = 252 \text{ daN}$$



olur.

$$F_A = F_B = \frac{F_{n1}}{2} = \frac{252}{2} = 126 \text{ daN}$$

Dişli çark çiftinde $F_{n1} = F_{n2}$ olacağından ve bu normal diş kuvveti doğrudan mil yataklarına etkiyeceğinden, yatak kuvvetleri (dişli çark tam ortada yataklanmış)

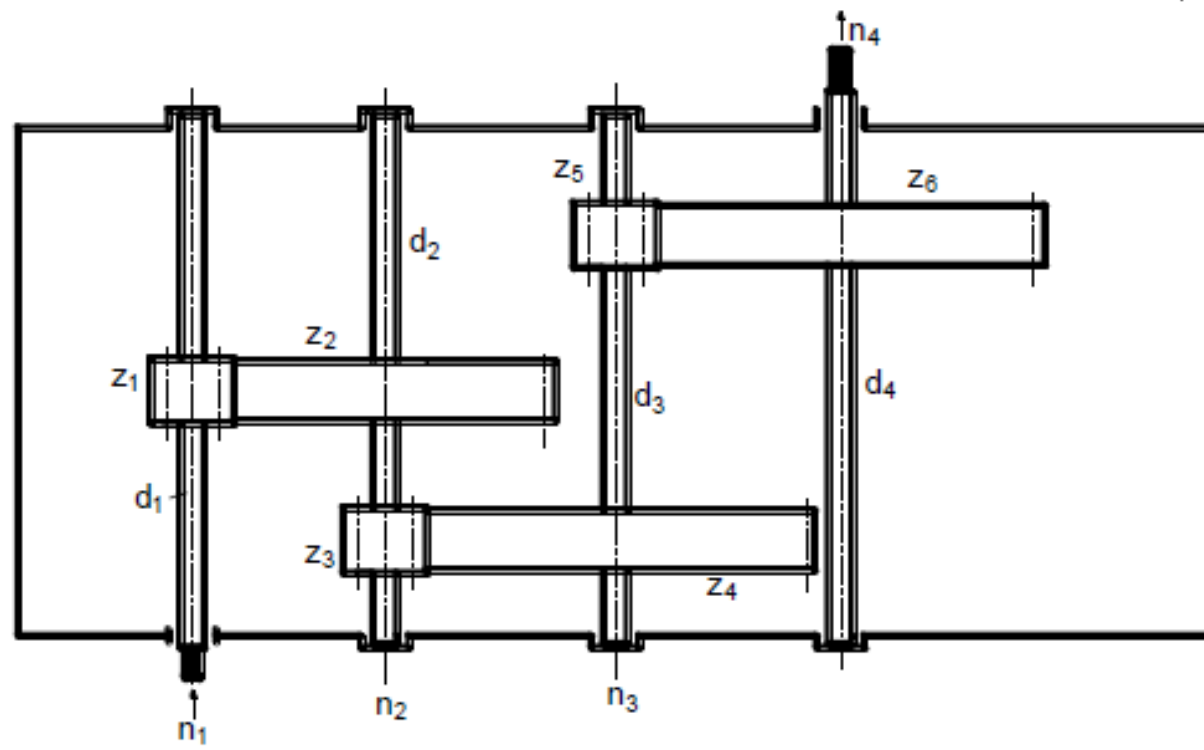
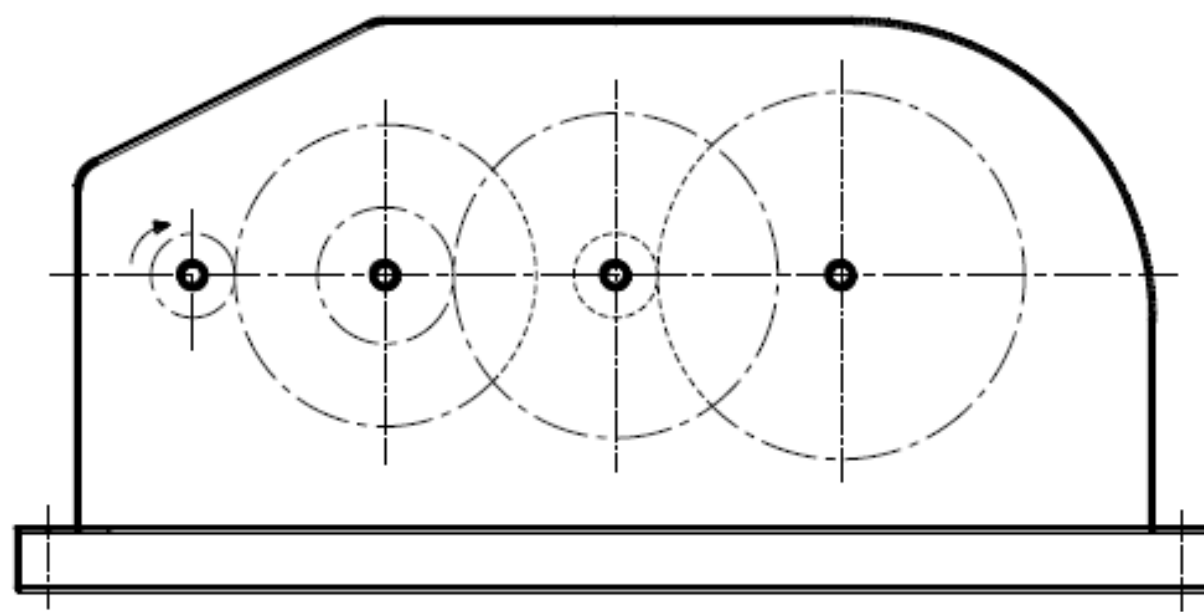


Problem 29.10

Bir taş kırma makinasını çalıştıran motorun devir sayısını düşürmek için kullanılan 3 kademeli redüktörün şematik görünümü Şekil 29.10'daki gibidir. Gerekli olan güç $33,5 \text{ BG}$ olup giriş devir sayısı $n_1 = 950 \text{ d/d}$ ve çıkış devir sayısı $n_4 = 22,6 \text{ d/d}$ 'dır. Redüktörde birinci kademenin çevrim oranı $4,6$ ve $z_1 = 18$,ikinci kademenin çevrim oranı $3,5$, modülü $3,5 \text{ mm}$ ve $z_3 = 22$ 'dir.

- Birinci kademedeki dişlilerin modülünü, kırılma tehlikesine karşı hesaplayınız. Dişli çiftinin malzemesi $Fe42/DDL25$ ($Fe42$ için $\sigma_{em} = 1000 \text{ daN/cm}^2$, $p_{em} = 3300 \text{ daN/cm}^2$), darbesiz çalışma söz konusu olup dinamik yük faktörü $\xi = 1,1$, genişlik sayısı $\psi = 10$, form faktörü $\gamma = 8,4$ ve kavrama oranı $\varepsilon_p = 1,35$ 'dir.
- 2 ve 3 nolu millerin dönme sayılarını bulunuz.
- Üçüncü kademenin çevrim oranını bulunuz.
- Üçüncü kademe dişlilerinin modülü $m_3 = 4,5 \text{ mm}$ ve 4 nolu dişli ile 6 nolu dişlinin yuvarlanma (taksimat) dairesi çaplarının eşit olması durumunda z_5 ve z_6 dişlilerinin diş sayıları ne olur?
- 3 ve 4 nolu dişliler ile 3 nolu mil yataklarına etkiyen kuvvetleri hesaplayınız. Şekildeki dönme yönünü esas alarak bu dişlilerin kavrama durumunda ve yataklardaki kuvvetlerin yönünü şekil çizerek gösteriniz.





Şekil 29.10



Çözüm 29.10

a) Dişlilerin kırılmaması için yeterli diş dibi mukavemetine sahip olması gerekir.
Bu durumda modül eşitliği

$$m = 63 \sqrt{\frac{k \cdot \xi \cdot M_{b1} \cdot \gamma}{z_1 \cdot \sigma_{em} \cdot \psi \cdot \epsilon_p}} \quad (mm)$$

burada $M_{b1} = 71620 \cdot \frac{P}{n} = 71620 \cdot \frac{33,5}{950} = 2525,55 \text{ daNcm}$ olduğuna göre

$$m = 63 \sqrt{\frac{1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 2525,55 \cdot 8,4}{18 \cdot 1000 \cdot 10 \cdot 1,35}} = 2,747 \quad (mm)$$

Standart modül $m = 3 \text{ mm}$ alınır (Cetvel 28.8).

b) 2 nolu milin dönme sayısı

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{12}} = \frac{950}{4,6} = 206,52 \text{ d/d}$$

3 nolu milin dönme sayısı

$$n_3 = \frac{n_2}{i_{34}} = \frac{206,52}{3,5} = 59 \text{ d/d}$$

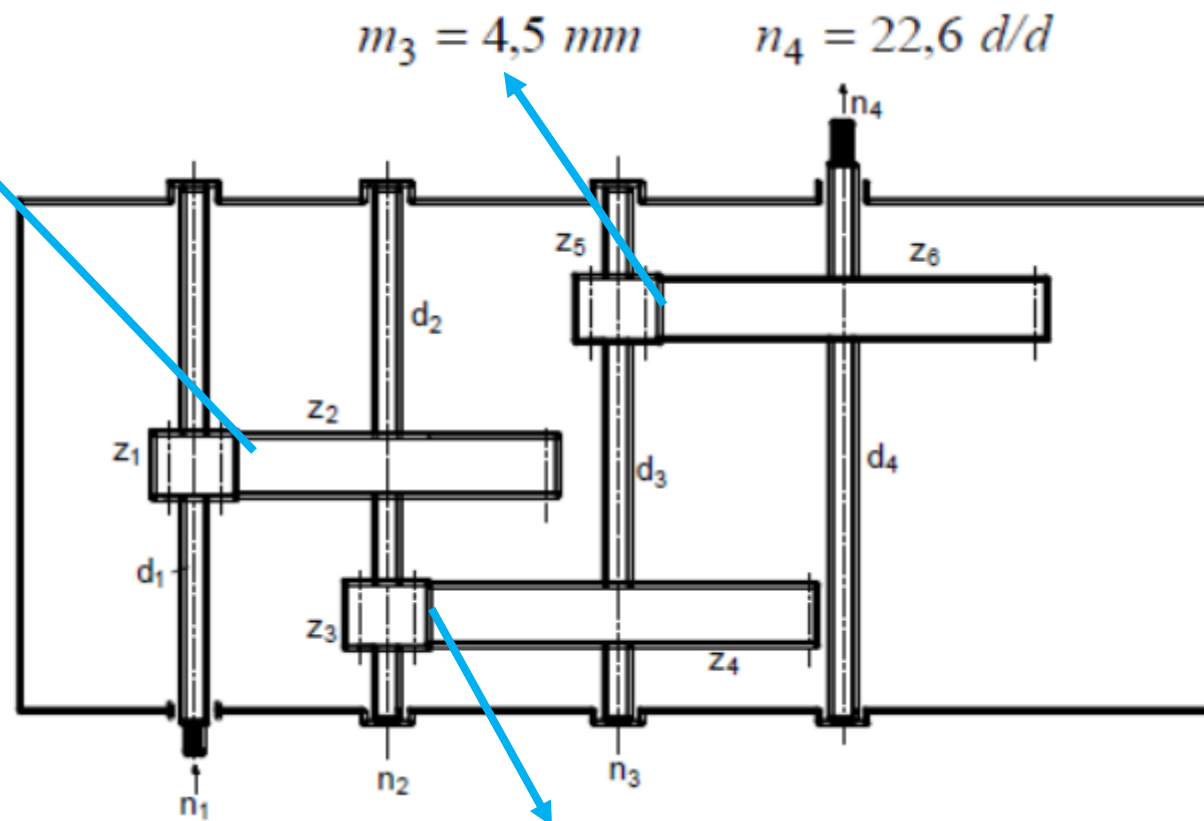
c) Redüktörün toplam çevrim oranı

$$i_{top} = \frac{n_1}{n_4} = \frac{950}{22,6} = 42$$

Ayrıca $i_{top} = i_{12} \cdot i_{34} \cdot i_{56}$ olduğuna göre buradan



birinci kademenin çevrim oranı 4,6



$$m_3 = 4,5 \text{ mm}$$

$$n_4 = 22,6 \text{ d/d}$$

$$n_1 = 950 \text{ d/d}$$

$$m_2 = 3,5 \text{ mm}$$

ikinci kademenin çevrim oranı 3,5



$$i_{56} = \frac{i_{top}}{i_{12} \cdot i_{34}} = \frac{42}{4,6 \cdot 3,5} = 2,6$$

veya

$$i_{56} = \frac{n_3}{n_4} = \frac{59}{22,6} = 2,6$$

bulunur.

d) 4 nolu dişlinin diş sayısı $z_4 = z_3 \cdot i_{34} = 22 \cdot 3,5 = 77$

Yuvarlanma (taksimat) dairesi çapı: $d_{o4} = m_2 \cdot z_4 = 3,5 \cdot 77 = 269,5 \text{ mm}$

6 nolu dişlinin yuvarlanma (taksimat) dairesi çapı da aynı olacağından

$$z_6 = \frac{d_{o4} = d_{o6}}{m_3} = \frac{269,5}{4,5} \cong 60$$

ve

$$z_5 = \frac{z_6}{i_{56}} = \frac{60}{2,6} = 23$$

olur.



e) 2 nolu mildeki döndürme momenti

$$M_{b2} = 71620 \cdot \frac{P}{n_2} = 71620 \cdot \frac{33,5}{206,52} = 11617,6 \text{ daNcm}$$

Ayrıca $d_{o3} = m_2 \cdot z_3 = 3,5 \cdot 22 = 77 \text{ mm}$ olup böylece teğetsel ve radyal kuvvetler

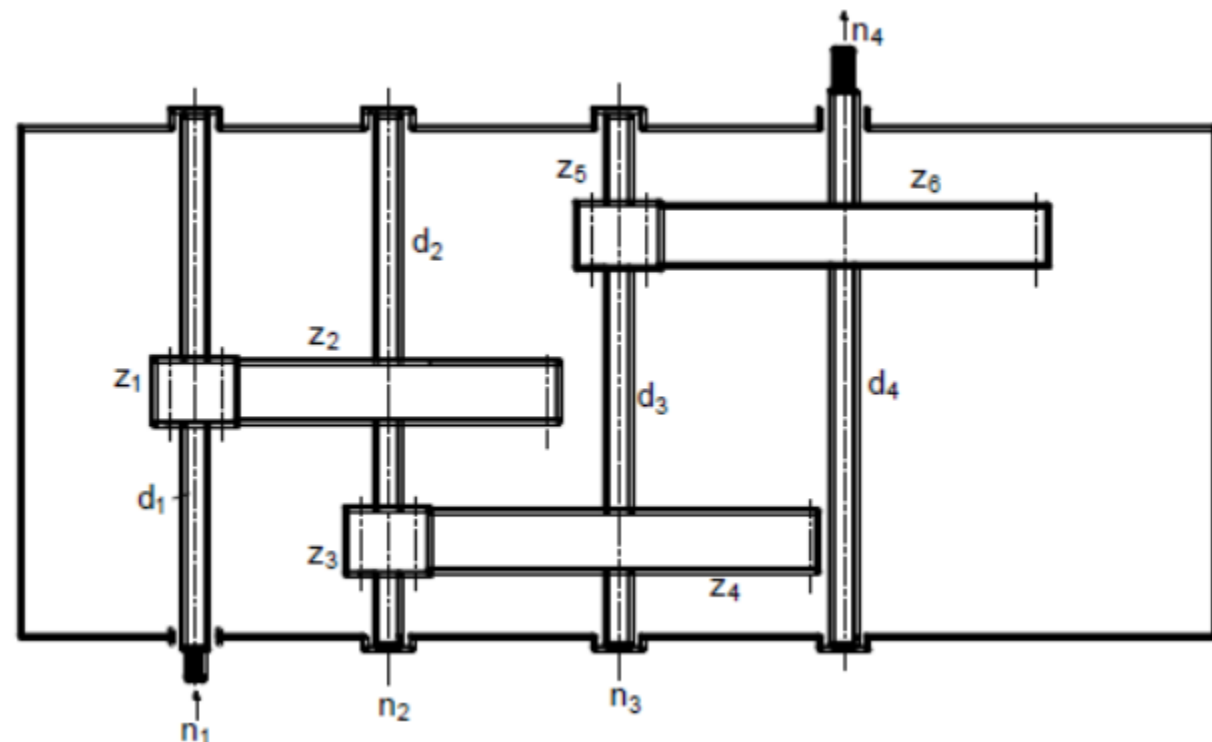
$$F_{t3} = \frac{2 \cdot M_{b2}}{d_{o3}} = \frac{2 \cdot 11617,6}{7,7} = 3017,55 \text{ daN}$$

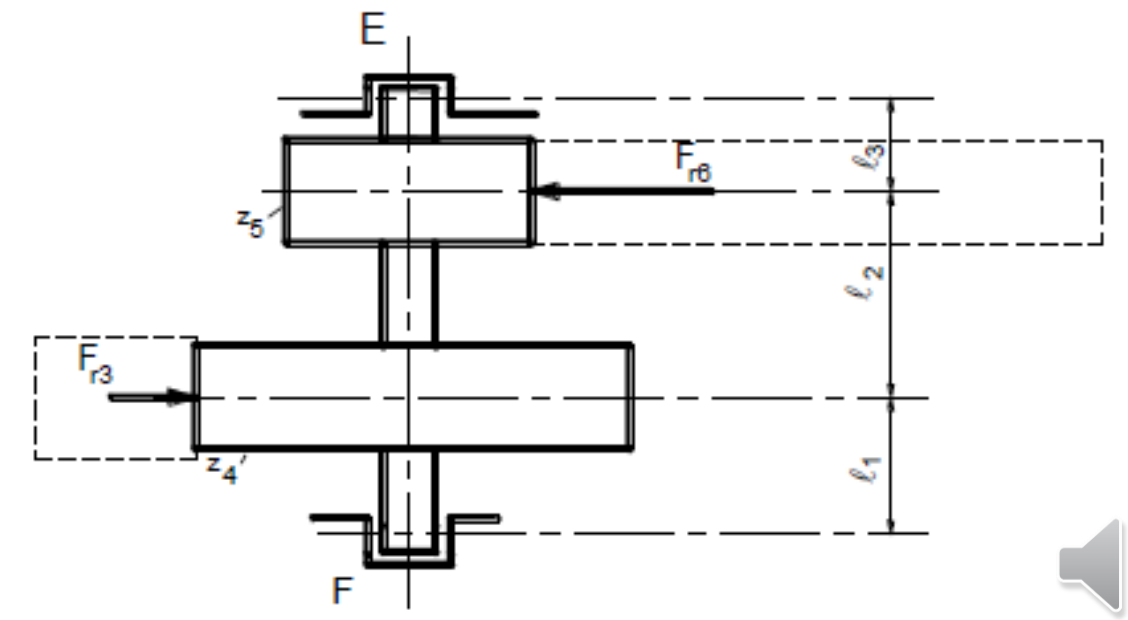
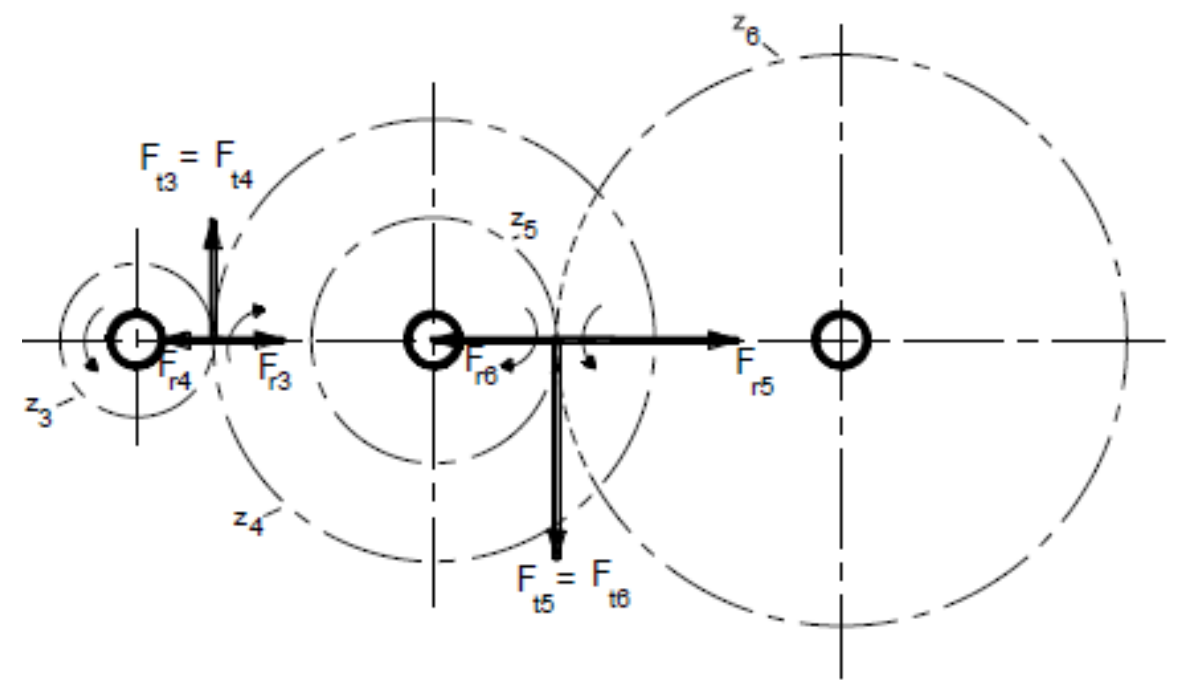
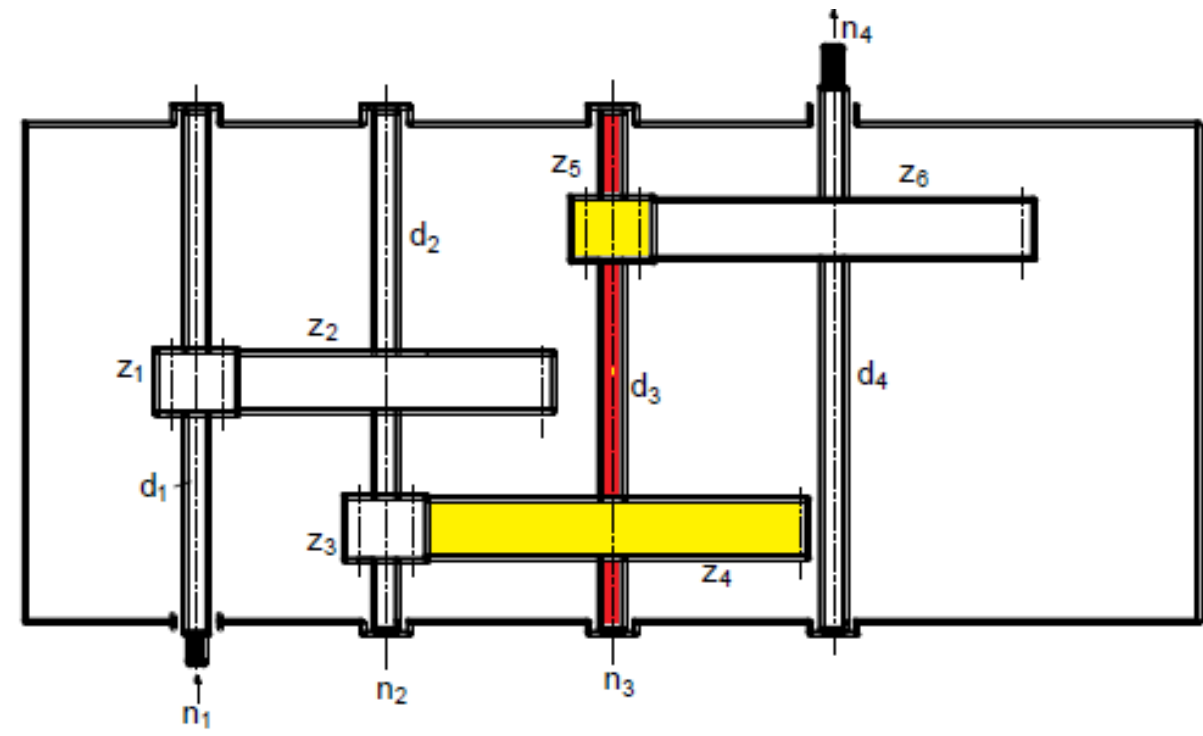
$$F_{r3} = F_{t3} \cdot \tan \alpha_o \quad \alpha_o = 20^\circ \text{ standart sıfır dişli}$$

$$F_{r3} = 3017,55 \cdot \tan 20^\circ = 1098,3 \text{ daN}$$

3 nolu mildeki döndürme momenti

$$M_{b3} = 71620 \cdot \frac{33,5}{59} = 40665,6 \text{ daNcm}$$





Şekil 29.10a



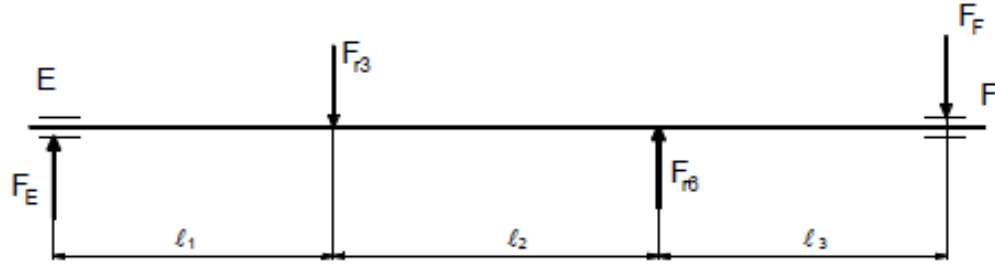
$$d_{o5} = m_3 \cdot z_5 = 4,5 \cdot 23 = 103,5 \text{ mm}$$

5 nolu dişlideki teğetsel ve radyal kuvvetler

$$F_{t5} = \frac{2 \cdot M_{b3}}{d_{o5}} = \frac{2 \cdot 40665,6}{103,5} = 7858 \text{ daN}$$

$$F_{r5} = F_{t5} \cdot \tan \alpha_o = 7858 \cdot \tan 20 = 2860 \text{ daN}$$

Burada $F_{r5} = F_{r6}$ olduğu unutulmamalıdır. Böylece E ve F yataklarına etkiyen kuvvetler



F yatağındaki toplam kuvvet, $\Sigma M_E = 0$ için,



$F_{r3} \cdot l_1 - ((l_1 + l_2)F_{r6}) + F_F \cdot (l_1 + l_2 + l_3) = 0$ eşitliğinden

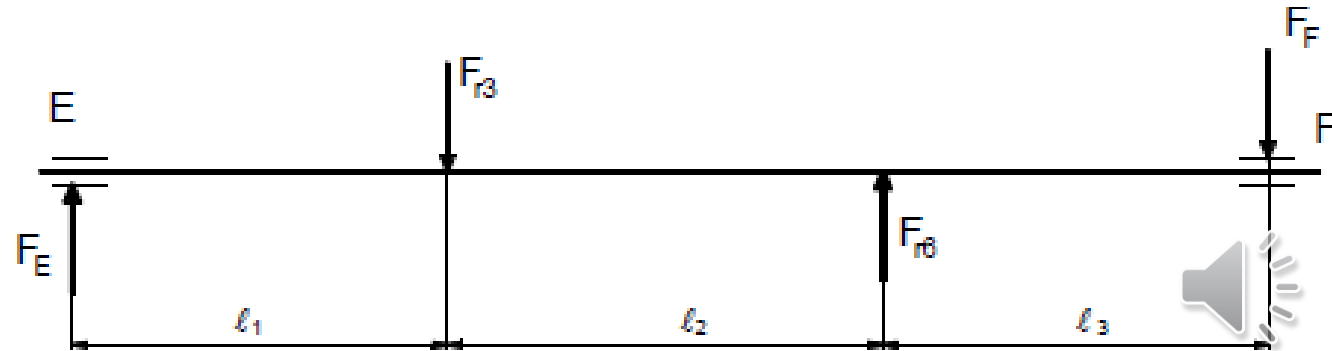
$$F_F = \frac{F_{r6} \cdot (l_1 + l_2) - F_{r3} \cdot l_1}{l_1 + l_2 + l_3}$$

E yatağındaki toplam kuvvet ($\Sigma Y = 0$)

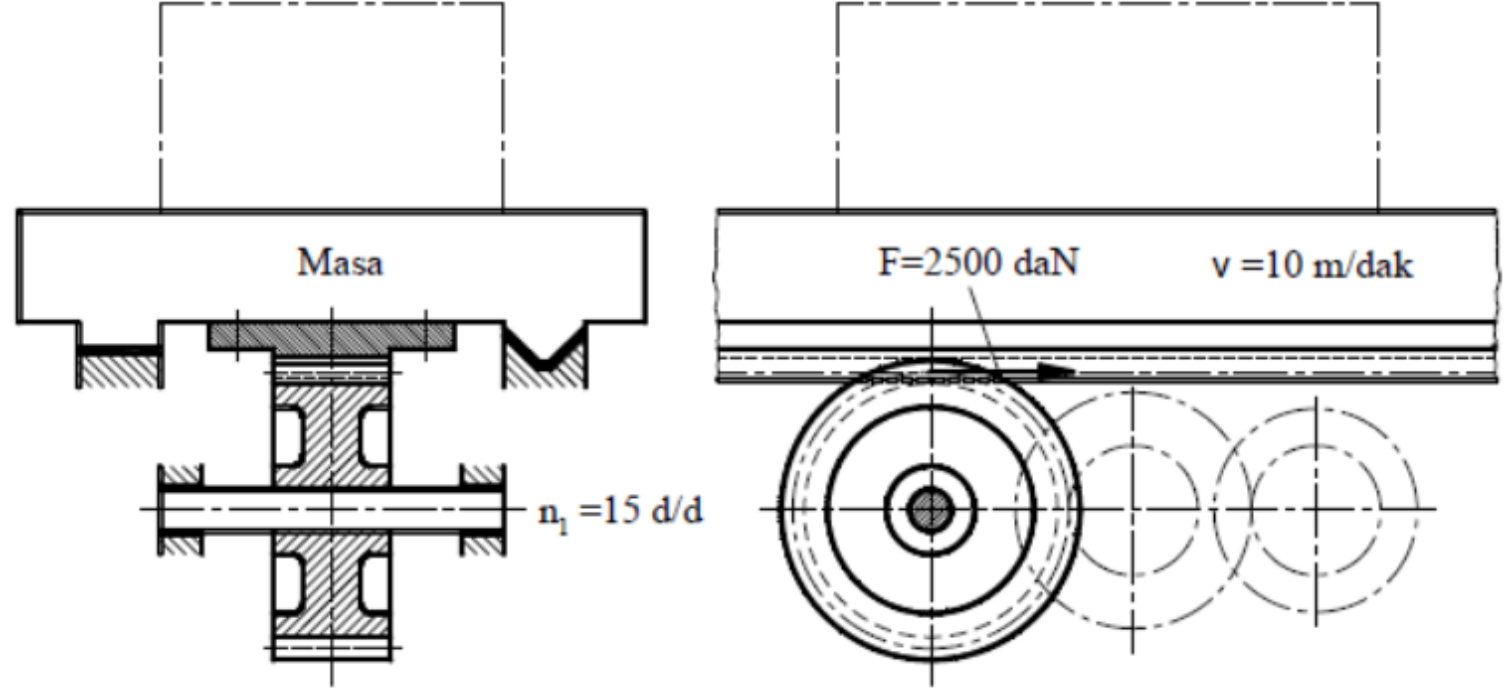
$F_E - F_{r3} + F_{r6} - F_F = 0$ eşitliğinden

$$F_E = F_{r3} - F_{r6} + F_F$$

olarak hesaplanır. Ancak burada F_E ve F_F kuvvetlerinin yönü F_{r3} ve F_{r6} kuvvetlerinin büyüklüğüne bağlı olarak değişebilir.



DİŞLİ ÇARK
PROBLEM
ÇÖZÜMLERİ:
2.bölüm



Problem 29.11

Bir helisel dişli çiftinde $n_1 = 1500 \text{ d/d}$, $P = 40 \text{ BG}$, $z_1 = 16$, $i = 6$, $m_n = 4,5 \text{ mm}$

(standart modül) ve $\beta_o = 20^\circ$ olduğuna göre:

- Dişli çiftini boyutlandırınız.
- Sınır diş sayısını bulunuz.
- Dişli çiftine etki eden kuvvetleri hesaplayınız.

Çözüm 29.11

a) Dişli çiftinin boyutları

Alın modülü

$$m_a = \frac{m_n}{\cos \beta_o} = \frac{4,5}{\cos 20} = 4,789 \text{ mm}$$

Diş sayıları

$$z_1 = 16 \text{ ve } z_2 = i \cdot z_1 = 6 \cdot 16 = 96$$

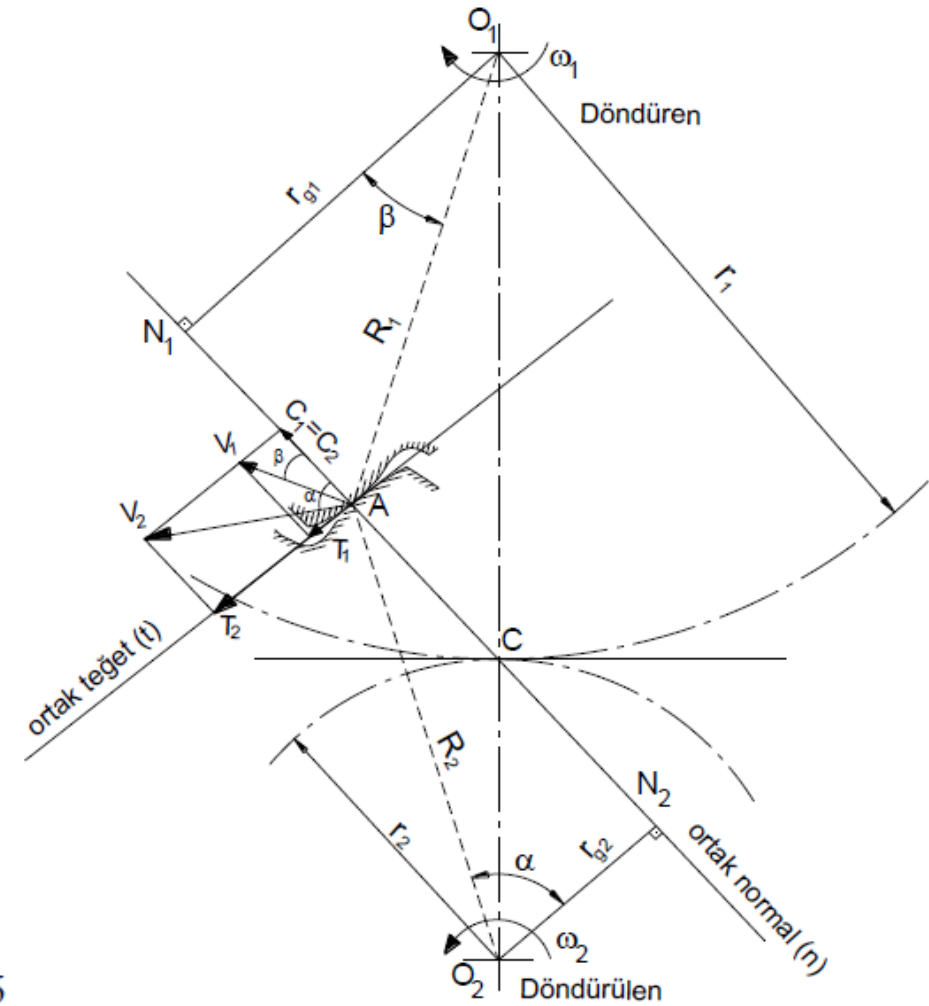
Burada $z_2 = 95$ alındı. Taksimat dairesi çapları

$$d_{o1} = m_a \cdot z_1 = 4,789 \cdot 16 = 76,62 \text{ mm ve } d_{o2} = m_a \cdot z_2 = 4,789 \cdot 95 = 454,96$$

Diş başı dairesi çapları

$$d_{b1} = d_{o1} + 2 \cdot m_n = 76,62 + 2 \cdot 4,5 = 85,62 \text{ mm}$$

$$d_{b2} = d_{o2} + 2 \cdot m_n = 454,96 + 2 \cdot 4,5 = 463,96 \text{ mm}$$



Dış taban daireleri çapları

$$d_{t1} = d_{o1} - 2.1,25.m_n = 76,62 - 2.1,25.4,5 = 65,37 \text{ mm}$$

$$d_{t2} = d_{o2} - 2.1,25.m_n = 454,96 - 2.1,25.4,5 = 443,71 \text{ mm}$$

Alın kavrama açısı

$$\tan \alpha_{a0} = \frac{\tan \alpha_{n0}}{\cos \beta_0} = \frac{\tan 20}{\cos 20} = 0,3873$$

Buradan $\alpha_{a0} = 22,19^\circ (= 22^\circ 11' 24'')$ olur. Temel daireleri çapları

$$d_{g1} = d_{o1} \cdot \cos \alpha_{a0} = 76,62 \cdot \cos 22,19 = 70,95 \text{ mm}$$

$$d_{g2} = d_{o2} \cdot \cos \alpha_{a0} = 454,96 \cdot \cos 22,19 = 421,26 \text{ mm}$$

Genişlik

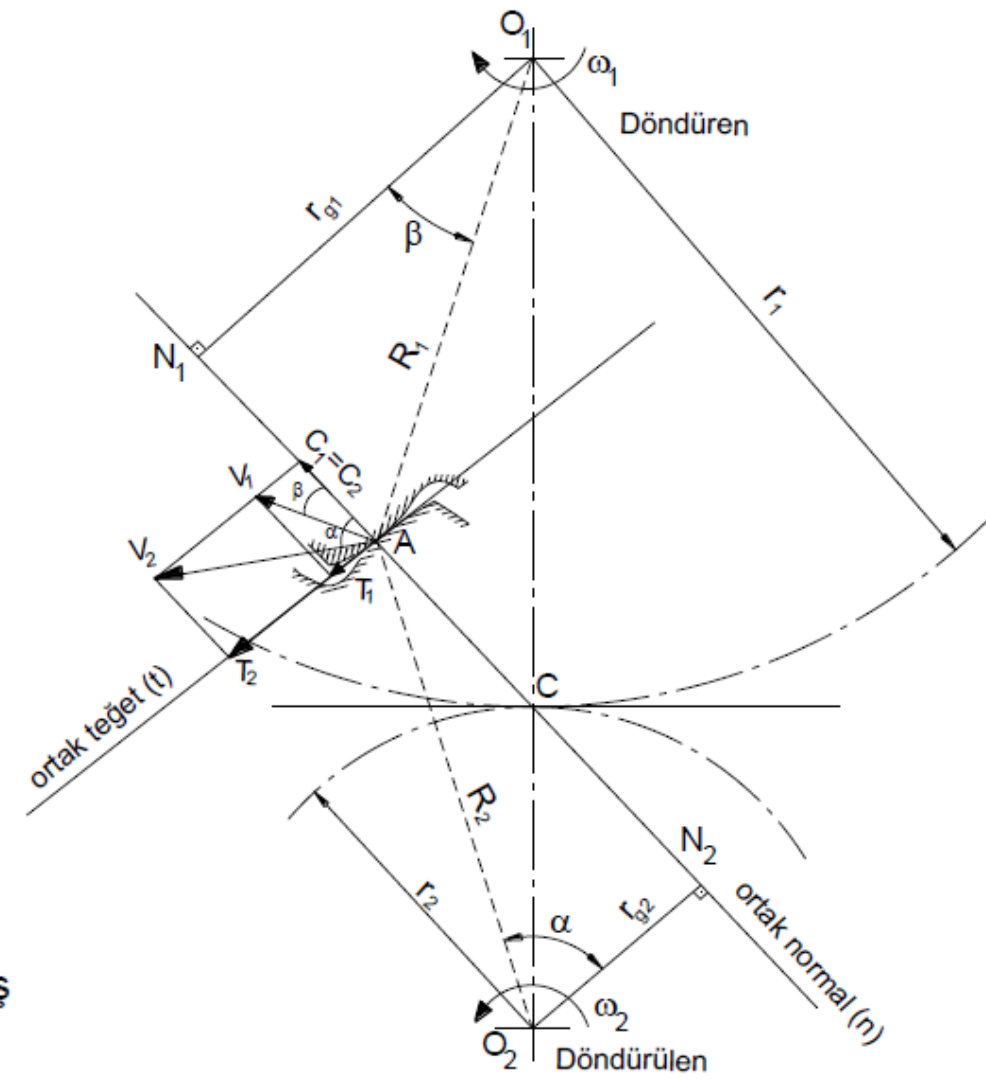
$b = \psi \cdot \pi \cdot m_n$ eşitliğinde $\psi = 12$ alınırsa (iyi işlenmiş ve iki taraflı yataklanmış

dişli)

$$b = 12 \cdot \pi \cdot 4,5 = 169,65 \text{ mm}$$

Eksenler arası uzaklık

$$a_o = \frac{d_{o1} + d_{o2}}{2} = \frac{76,62 + 454,96}{2} = 265,79 \text{ mm}$$



b) Sınır diş sayısı

Düz dişlilerde (helisel dişlinin eşdeğeri olan düz dişlide)

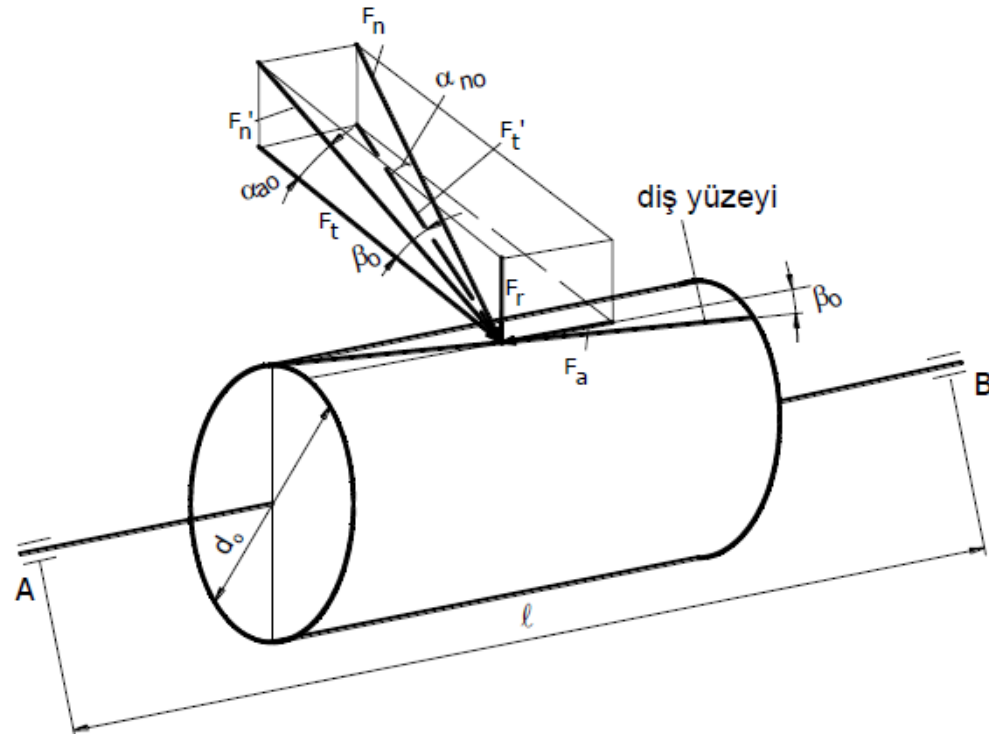
teorik sınır diş sayısı $z_e = 17$

pratik sınır diş sayısı $z_e = 14$

olduğuna göre, pratik sınır diş sayısı göz önüne alınarak,

$$z_{\min} = z_e \cdot \cos^3 \beta_o = 14 \cdot (\cos 20)^3 = 11,616$$

olur.



c) Dişli çiftine etkiyen kuvvetler

$$M_{b1} = 71620 \cdot \frac{P}{n_1} = 71620 \cdot \frac{40}{1500} = 1910 \text{ daNcm}$$

Teğetsel kuvvet

$$F_t = \frac{2 \cdot M_{b1}}{d_{o1}} = \frac{2 \cdot 1910}{7,662} = 498,6 \text{ daN}$$

Eksenel kuvvet

$$F_a = F_t \cdot \tan \beta_o = 498,6 \cdot \tan 20 = 181,5 \text{ daN}$$

Radyal kuvvet

$$F_r = F_t \cdot \frac{\tan \alpha_{no}}{\cos \beta_o} = 498,6 \cdot \frac{\tan 20}{\cos 20} = 193 \text{ daN}$$



Problem 29.12

Bir helisel dişli mekanizmasında 960 d/d 'da iletilen güç 4 kW 'tır. Mekanizmada dişli çarkların eksenleri arasındaki mesafenin 108 mm 'den büyük olmaması istenmektedir. Buna göre:

- Dişlilerin diş sayısı ne olmalıdır?
- İmal edilecek dişlilerin taslak boyutları ne olmalıdır?
- Dişli çark çiftinin kavrama oranı nedir?
- Dişlilere etkiyen kuvvet ne kadardır?

Verilenler: Modül $m_n = 2,5 \text{ mm}$, eğim açısı $\beta_o = 15^\circ$, çevrim oranı $i = 4,05$ ve genişlik sayısı $\psi = 10$.

Çözüm 29.12

a) Alın modülü

$$m_a = \frac{m_n}{\cos \beta_o} = \frac{2,5}{\cos 15^\circ} = 2,588 \text{ mm}$$

Eksenler arası uzaklık: $a_o = m_a \left(\frac{z_1 + z_2}{2} \right)$ ve çevrim oranı $i = \frac{z_1}{z_2}$ eşitlikleri

yardımla



$$z_1 = \frac{2.a_o}{m_a.(i+1)} = \frac{2.108}{2,588.(4,05+1)} = 16,52$$

$z_1 = 16$ alınırsa $z_2 = 16.4,05 = 64,8 \cong 65$ olur.

b) Dişli çarkların taslak (ham dişli) boyutları; talaş alma ve tolerans durumları da göz önünde bulundurularak diş üstü çapı ve genişlikleri esas alınarak hazırlanmalıdır. Diş üstü çapları

$$d_{b1} = d_{o1} + 2.m_n = m_a.z_1 + 2.m_n = 2,588.16 + 2.2,5 = 46,4 \text{ mm}$$

$$d_{b2} = d_{o2} + 2.m_n = 2,588.65 + 2.2,5 = 173,22 \text{ mm}$$

Genişlik: $b_1 = b_2 = \psi.t_n = 10.\pi.2,5 = 78,54 \text{ mm}$

O halde taslak dişli çarklar $d'_{b1} = 50 \text{ mm}$, $d'_{b2} = 175 \text{ mm}$ çaplarındaki silindirik malzemedan $b'_1 = b'_2 = 80 \text{ mm}$ genişlikte kesilerek hazırlanmalıdır.



c) Helisel dişli çarklarda profil ve atlama kavrama oranları birlikte göz önüne alınmalıdır. Bu durumda kavrama oranı eşitliği

$$\varepsilon_{vp} = \varepsilon_p + \varepsilon_H = \frac{\sqrt{(d_{b1})^2 - (d_{g1})^2} + \sqrt{(d_{b2})^2 - (d_{g2})^2} - 2.a_o.\text{Sin}\alpha_{no}}{2.\pi.m_n.\text{Cos}\alpha_{no}} + \frac{6.\text{Sin}\beta_o}{\pi.m_n}$$

şeklindedir. Burada standart normal kavrama açısı $\alpha_{no} = 20^\circ$ olduğundan alın kavrama açısı

$$\tan \alpha_{ao} = \frac{\tan \alpha_{no}}{\text{Cos}\beta_o} = \frac{\tan 20^\circ}{\text{Cos}15^\circ} = 0,3768 \text{ ve } \alpha_{ao} = 20,64^\circ$$

Böylece temel dairesi çapları

$$\begin{aligned} d_{g1} &= d_{o1}.\text{Cos}\alpha_{ao} = m_a.z_1.\text{Cos}\alpha_{ao} \\ &= 2,588.16.\text{Cos}20,64 = 38,748 \text{ mm} \\ d_{g2} &= 2,588.65.\text{Cos}20,64 = 157,42 \text{ mm} \end{aligned}$$

olduğuna göre profil kavrama oranı

$$\varepsilon_p = \frac{\sqrt{(46,4)^2 - (38,748)^2} + \sqrt{(173,22)^2 - (157,42)^2} - 2.108.\text{sin} 20^\circ}{2.\pi.2,5.\text{Cos}20^\circ}$$



$$\varepsilon_p = \frac{25,52 + 72,27 - 73,87}{14,76} = 1,62$$

Atlama kavrama oranı:

$$\varepsilon_H = \frac{6 \cdot \sin \beta_o}{\pi \cdot m_n} = \psi \cdot \sin \beta_o = 10 \cdot \sin 15^\circ = 2,588$$

Toplam kavrama oranı:

$$\begin{aligned}\varepsilon_{top} &= \varepsilon_p + \varepsilon_H \\ &= 1,62 + 2,588 = 4,208 \text{ mm}\end{aligned}$$

d) Dişli çarktaki döndürme momenti

$$\begin{aligned}M_{b1} &= 97400 \cdot \frac{P}{n} \\ &= 97400 \cdot \frac{4}{960} = 405,8 \text{ daNcm}\end{aligned}$$

olduğuna göre dişli çarka etkiyen teğetsel kuvvet

$$F_t = \frac{2 \cdot M_{b1}}{d_{o1}} = \frac{2 \cdot 405,8}{0,2588 \cdot 16} = 196 \text{ daN}$$

ve dişli çarka etkiyen diş kuvveti (normal kuvvet)

$$F_n = \frac{F_t}{(\cos \alpha_{no} \cdot \cos \beta_o)} = \frac{196}{\cos 20^\circ \cdot \cos 15^\circ} \cong 216 \text{ daN}$$

olmaktadır.



Problem 29.13

$P = 22,4$ BG kapasitesindeki tek kademeli bir helisel dişli mekanizmasında giriş devir sayısı $n_1 = 1400$ d/d ve çıkış devir sayısı $n_2 = 560$ d/d dir. Takım tezgahları ana tahrik mekanizması türünden olan ve sıfır dişlilerinden oluşan mekanizmayı projelendiriniz ($a_o = 125$ mm).

Çözüm 29.13

a) Dişlilerin temel boyutları

Seçilen değerler ve yapılan kabuller:

Pinyon diş sayısı: $z_1 = 22$

Helis eğim açısı: $\beta_o = 22,5^\circ$

Darbe faktörü: $k = 1,25$

Dinamik yük faktörü: $\xi = 1,1$

Malzeme: (Cetvel 28.6) Pinyon Fe50 ve çark DDL-25

Fe50 için (Cetvel 28.6): $\sigma_{em} = 1200$ daN/cm²

$p_{em} = 3400$ daN/cm²

Kavrama oranı $\varepsilon_p = 1,53$ ($\beta_o = 22,5^\circ$ için-Cetvel 28.10)

Form faktörü $\gamma_n = 7,9$ ($z_e = z_1 / \cos^3 \beta_o$ için-Cetvel 28.3)

Genişlik sayısı $\psi = 12$ (iki taraflı yataklanmış ve iyi işlenmiş helisel dişli)

Elastiklik modülü $E = 1,59 \cdot 10^6$ daN/cm² (Fe / DDL için-Cetvel 28.5)

Pinyon milindeki döndürme momenti

$$M_{b1} = 71620 \cdot \frac{P}{n_1} = 71620 \cdot \frac{22,4}{1400} = 1146 \text{ daNcm}$$



a.1) Diş dibi mukavemetine göre modül hesabı

$$m_{n1} = 6.3 \sqrt{\frac{k.\xi.M_{b1}.\gamma.Cos\beta_o}{z_1.\sigma_{em}.\psi.\epsilon_p}} = 6.3 \sqrt{\frac{1,25.1,1.1146.7,9.Cos22,5}{22.1200.12.1,53}} = 1,72 \text{ mm}$$

a.2) Aşınmaya göre modül hesabı

$$m_{n2} = 9.3 \sqrt{\frac{k.\xi.M_{b1}.E.(i+1).Cos^4\beta_o}{z_1^2.P_{em}^2.i.\psi.\epsilon_p}}$$
$$m_{n2} = 9.3 \sqrt{\frac{1,25.1,1.1146.1,59.10^6.(2,5+1).(Cos22,5)^4}{(22)^2.(3400)^2.2,5.12.1,53}} = 2,63 \text{ mm}$$

Eşitlikte çevrim oranı $i = n_1/n_2 = 1400/560 = 2,5$ dir.

Böylece standart modül olarak (normal modül) $m_n = 3 \text{ mm}$ seçilir. Alın modülü

$$m_a = \frac{m_n}{Cos\beta_o} = \frac{3}{Cos22,5} = 3,247 \text{ mm}$$

Alın kavrama açısı



$$\tan \alpha_{ao} = \frac{\tan \alpha_{no}}{\cos \beta_o} = \frac{\tan 20}{\cos 22,5} = 0,3939 \text{ ve } \alpha_{ao} = 21,5^\circ$$

a.3) Temel boyutlar

	Pinyon	Çark
Diş sayıları, z	22	55
Standart (normal) modül, m_n (mm)	3	
Genişlik, b (mm)	113	
Taksimat dairesi çapı, d_o (mm)	71,44	178,6
Diş başı dairesi çapı, d_b (mm)	77,44	184,6
Diş taban dairesi çapı, d_t (mm)	63,94	171,1
Taksimat, t_n (mm)	9,42	
Temel dairesi çapı, d_g (mm)	66,47	166,17
Diş başı boşluğu, S_B (mm)	0,75	
Eksenler arası uzaklık, a_o (mm)	125	



b) Mil çapı

Pinyon dişli ile giriş mili tek parça olarak imal edilecektir. Ön boyutlandırmada, Fe50 mil malzemesi için, giriş mili çapı

$$d_1 = 134,4,3\sqrt{\frac{P}{n_1}} = 134,4,3\sqrt{\frac{22,4}{1400}} = 33,87 \text{ mm}, \quad d_1 = 35 \text{ mm}$$

olur. Çıkış mili çapı (Fe50 malzemesi)

$$d_2 = 134,4,3\sqrt{\frac{P}{n_2}} = 134,4,3\sqrt{\frac{22,4}{560}} = 46 \text{ mm}, \quad d_2 = 50 \text{ mm}$$

alınır.

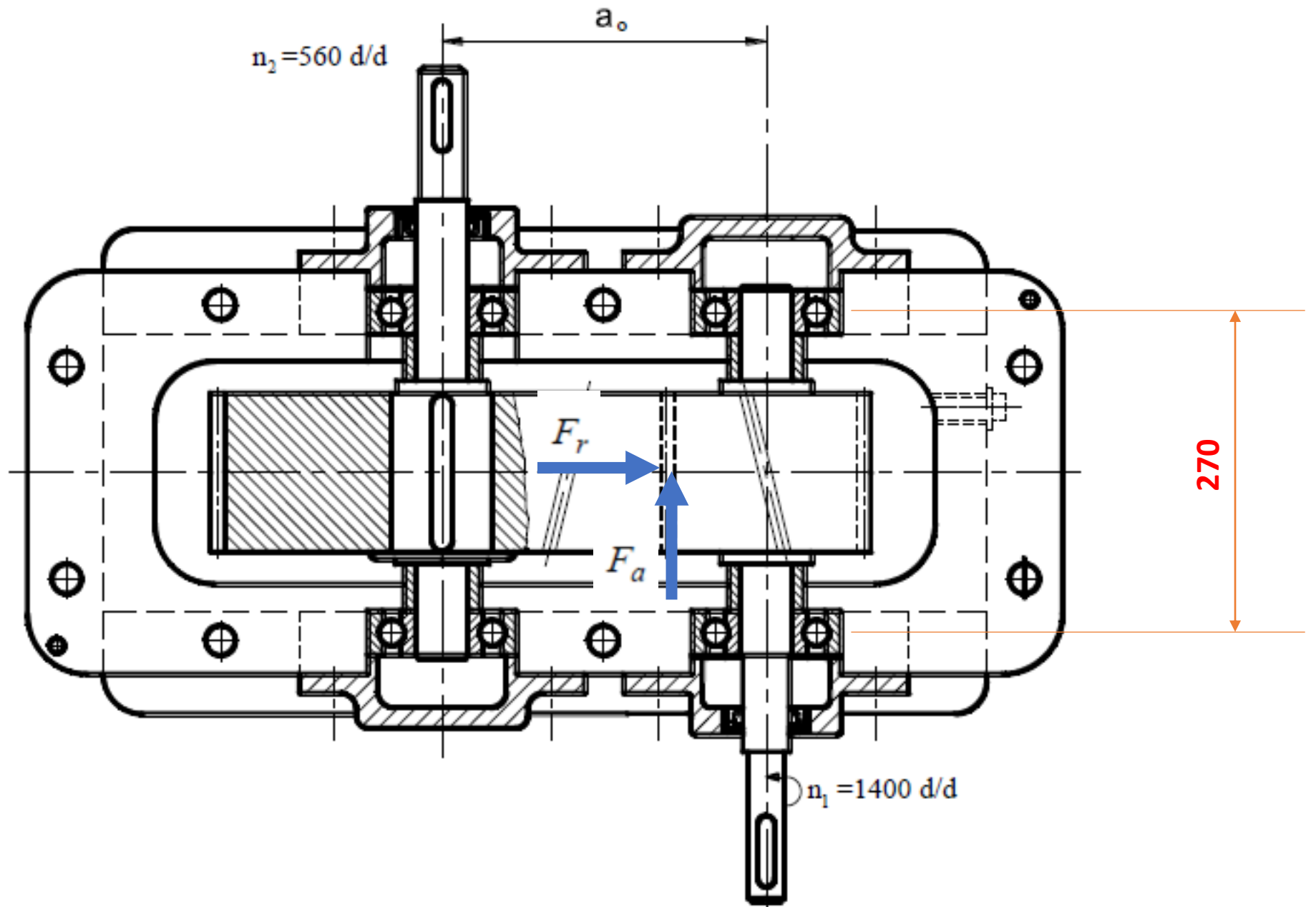
c) Yatak kuvvetleri

Bulunan boyutlara göre, Şekil 29.13 'deki gibi bir toplu resim çizildiğinde, yataklar arası uzaklık $\ell = 270 \text{ mm}$ alınabilir.

Dişli çarkların yataklara göre simetrik olarak yerleştirildiğini varsayalım. Teğetsel kuvvet

$$F_t = \frac{2.M_{b1}}{d_{o1}} = \frac{2.1146}{7,144} = 321 \text{ daN}$$





Şekil 29.13



Radyal kuvvet

$$F_r = F_t \cdot \frac{\tan \alpha_{no}}{\cos \beta_o} = 321 \cdot \frac{\tan 20}{\cos 22,5} = 126,5 \text{ daN}$$

Eksenel kuvvet

$$F_a = F_t \cdot \tan \beta_o = 321 \cdot \tan 22,5 = 133 \text{ daN}$$

F_a eksenel kuvveti nedeniyle oluşan radyal kuvvet

$$F'_r = F_a \cdot \frac{d_{o1} / 2}{\ell} = 133 \cdot \frac{7,144}{2 \cdot 27} = 17,6 \text{ daN}$$

En büyük eğilmenin teğetsel kuvvet etkisinde oluşacağı açıktır.

$$(M_e)_{maks} = \frac{F_t}{2} \cdot \frac{\ell}{2} = \frac{321}{2} \cdot \frac{27}{2} = 2167 \text{ daNcm}$$

Burulma momentleri



$$M_{b1} = 71620 \cdot \frac{P}{n_1} = 71620 \cdot \frac{22,4}{1400} = 1146 \text{ daNcm}$$

$$M_{b2} = 71620 \cdot \frac{P}{n_2} = 71620 \cdot \frac{22,4}{560} = 2865 \text{ daNcm}$$

A yatağındaki radyal kuvvet

$$F_A = \sqrt{\left(\frac{F_r}{2} + F_r'\right)^2 + \left(\frac{F_t}{2}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{126,5}{2} + 17,6\right)^2 + \left(\frac{321}{2}\right)^2} = 180 \text{ daN}$$

B yatağındaki radyal kuvvet

$$F_B = \sqrt{\left(\frac{F_r}{2} - F_r'\right)^2 + \left(\frac{F_t}{2}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{126,5}{2} - 17,6\right)^2 + \left(\frac{321}{2}\right)^2} = 167 \text{ daN}$$

Benzer olarak *C* yatağındaki radyal kuvvet $F_C = F_A = 180 \text{ daN}$ ve *D* yatağındaki radyal kuvvet de $F_D = F_B = 167 \text{ daN}$ olur.



d) Bileşik zorlanmaya göre mil çapı hesabı

Giriş mili: en büyük eğilme momenti $M_e = 2167 \text{ daNcm}$ ve burulma momenti $M_{b1} = 1146 \text{ daNcm}$ olduğuna göre eşdeğer moment

$$M_{eş} = \sqrt{M_e^2 + \frac{1}{2} \cdot M_{b1}^2} = \sqrt{(2167)^2 + \frac{1}{2} \cdot (1146)^2} = 2313,6 \text{ daNcm}$$

Fe50 mil malzemesi için $\sigma_{esem} = 630 \text{ daN/cm}^2$ (Cetvel 19.1– Cilt I) alınabileceğine göre, mil çapı

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{eş}}{\pi \cdot \sigma_{esem}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2313,6}{\pi \cdot 630}} = 3,344 \text{ cm}$$

Böylece standart çap $d_1 = 35 \text{ mm}$ alınır.

Çıkış mili: en büyük eğilme momenti $M_e = 2167 \text{ daNcm}$ ve burulma momenti $M_{b2} = 2865 \text{ daNcm}$ için eşdeğer moment



$$M_{eş} = \sqrt{(2167)^2 + \frac{1}{2} \cdot (2865)^2} = 2966,5 \text{ daNcm}$$

Mil çapı (*Fe50* malzemesi için)

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2966,5}{\pi \cdot 630}} = 3,633 \text{ cm}$$

Buradan standart mil çapının $d_2 = 40 \text{ mm}$ alınmasının yeterli olduğu görülür. Bu durumda ön boyutlandırma yaparken sadece burulmaya göre bulduğumuz mil çaplarının esas alınmasının uygun olacağı ortadadır.



e) Yatak seçimi

Mekanizmada sabit bilyalı yataklar kullanılacaktır. Yatak seçimi yapılırken en büyük radyal kuvveti taşıyan A ve C yatakları aynı zamanda $F_a = 133 \text{ daN}$ luk aksenal kuvveti de taşıyor kabul edilerek hesap yapılacaktır. Sonuçta B yatağı, A yatağının ve D yatağı da C yatağının aynısı olarak alınmalıdır.

Giriş mili yatağı (A ve B yatakları);

$d_1 = 35 \text{ mm}$ mil çapı için *SKF* yatak kataloğundan,

$D = 80 \text{ mm}$

$B = 21 \text{ mm}$

$C = 2550 \text{ daN}$

$C_o = 1800 \text{ daN}$

olan 6307 nolu yatağı seçelim. Bu yatakta

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{133}{1800} = 0,073$$

$$\frac{F_a}{C_o} = 0,07 \text{ değeri için } e = 0,27$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{F_a}{F_A} = \frac{133}{180} = 0,74 > e = 0,27$$

O halde dinamik eşdeğer yük için katalogdan $X = 0,56$ ve $Y = 1,6$ alınır. Böylece

$$F = X.F_r + Y.F_a = 0,56.180 + 1,6.133 = 313,6 \text{ daN}$$



Yatağın ömrü

$$L = \left(\frac{C}{F} \right)^\varepsilon \quad (\text{milyon devir})$$

Burada $\varepsilon = 3$ (bilyalı yatak) olduğuna göre

$$L = \left(\frac{2550}{313,6} \right)^3 = 537,6 \text{ milyon devir}$$

veya

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n} = \frac{537,6 \cdot 10^6}{60 \cdot 1400} = 6400 \text{ saat}$$

Çıkış mili yatağı (C ve D yatakları);

$d_2 = 50 \text{ mm}$ için yine *SKF* yatak kataloğundan,

$D = 80 \text{ mm}$

$B = 16 \text{ mm}$

$C = 1660 \text{ daN}$

$C_o = 1330 \text{ daN}$

olan 6010 nolu yatağı seçelim. Bu yatakta



$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{133}{1330} = 0,1$$

Böylece $\frac{F_a}{C_o} = 0,13$ için $e = 0,31$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{133}{180} = 0,74 > e = 0,31$$

O halde $X = 0,56$ ve $Y = 1,4$ olur. Dinamik eşdeğer yük

$$F = 0,56 \cdot 180 + 1,4 \cdot 133 = 287 \text{ daN}$$

Yatağın ömrü

$$L = \left(\frac{1660}{287} \right)^3 = 193,5 \text{ milyon devir}$$

ve

$$L_h = \frac{193,5 \cdot 10^6}{60 \cdot 560} = 5760 \text{ saat}$$

olur.



f) Feder hesabı

Sadece çıkış mili üzerinde feder bulunmaktadır. Feder malzemesi olarak $Fe60$ seçilirse $\tau_{em} = 300 \text{ daN/cm}^2$ ve göbek (dişli çark) malzemesi $DDL-25$ için $p_{em} = 500 \text{ daN/cm}^2$ alınır (Cilt I-Cetvel 15.4 ve 15.5). $d_2 = 50 \text{ mm}$ mil çapı için (Cilt I-Cetvel 15.3) $b.h = 14.9 \text{ mm.mm}$, $t_1 = 5,5 \text{ mm}$ ve $t_2 = 2,9 \text{ mm}$

Mildeki teğetsel kuvvet

$$F_t = \frac{2.M_{b2}}{d_2} = \frac{2.2865}{5} = 1146 \text{ daN}$$

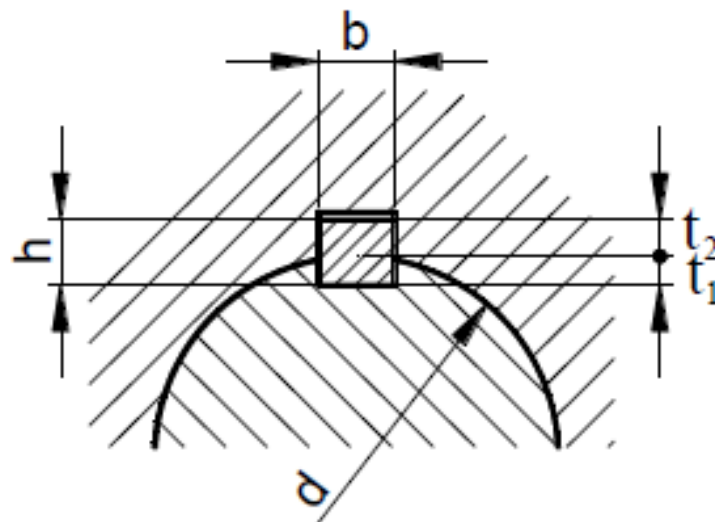
f.1) Federin kesilmesine göre

$$\tau_k = \frac{F_t}{b.l} \leq \tau_{em}$$

Buradan feder uzunluğu olarak

$$l \geq \frac{1146}{1,4.300} = 2,73 \text{ cm}$$

bulunur.



f.2) Göbeğin ezilmesine göre

$$p_{ez} = \frac{F_t}{\ell.t_2} \leq p_{em}$$

Böylece federin uzunluğu

$$\ell \geq \frac{1146}{0,29.500} = 7,9 \text{ cm}$$

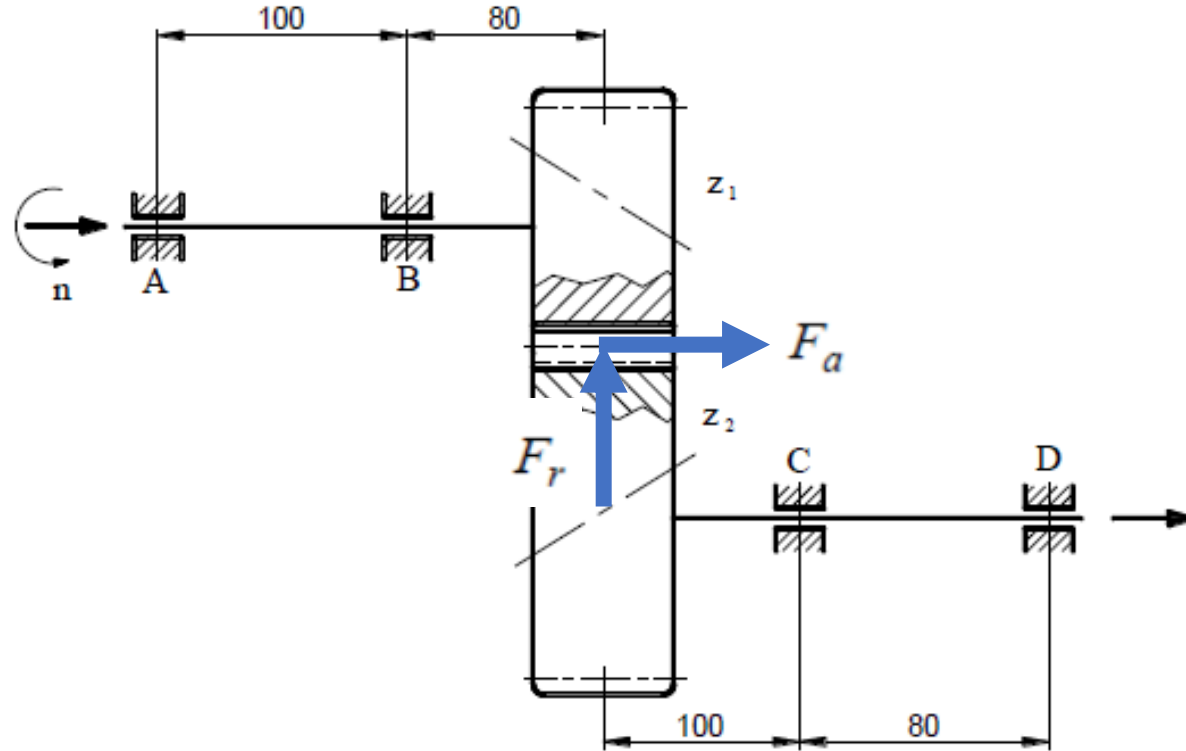
Sonuç olarak feder uzunluğunu $\ell = 100 \text{ mm}$ seçebiliriz. Bu değer dişli çarkın genişliğinden ($b = 113 \text{ mm}$) daha küçük olduğu için uygundur.



Problem 29.15

Şekil 12.12 'de şematik olarak görülen helisel dişli çark mekanizmasında $z_1 = 20$, $\alpha_{no} = 20^\circ$, $\beta_o = 26^\circ$, $m_n = 4 \text{ mm}$, $b = 60 \text{ mm}$, $i = 2,15$; $n_1 = 1600 \text{ d/d}$, $P = 12 \text{ kW}$, $E = 2,1 \cdot 10^4 \text{ daN/mm}^2$, $\sigma_{em} = 9 \text{ daN/mm}^2$, $P_{em} = 28 \text{ daN/mm}^2$, $k = 1,25$; $\xi = 1,1$; $\varepsilon_p = 1,63$ ve $\gamma_n = 7,8$ değerleri bilinmektedir.

- Bir dişe gelen normal kuvveti bulunuz ve pinyon dişlinin diş dibi ile diş yüzeyi mukavemetini kontrol ediniz.
- A ve B yataklarına etkiyen kuvvetleri bulunuz. Giriş milindeki eğilme ve burulma momenti diyagramlarını çiziniz.



Şekil 29.15



Çözüm 29.15

a) Döndürme momenti

$$M_{b1} = 97400 \cdot \frac{P}{n_1} = 97400 \cdot \frac{12}{1600} = 730,5 \text{ daNcm}$$

Yuvarlanma dairesi çapı

$$d_{o1} = \frac{m_n}{\cos \beta_o} \cdot z_1 = \frac{4}{\cos 26} \cdot 20 = 89 \text{ mm}$$

Dişe etkiyen teğetsel kuvvet

$$F_t = \frac{2M_{b1}}{d_{o1}} = \frac{2 \cdot 730,5}{8,9} = 164,15 \text{ daN}$$

ve normal kuvvet (diş kuvveti)

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_{no} \cdot \cos \beta_o} = \frac{164,15}{\cos 20 \cdot \cos 26} = 194,35 \text{ daN}$$

Diş dibi mukavemeti kontrolü:

$$\sigma = \left(\frac{6}{m_n} \right)^3 \cdot \frac{k \cdot \xi \cdot M_{b1} \cdot \gamma_n \cdot \cos \beta_o}{z_1 \cdot \psi \cdot \varepsilon_p}$$

Burada $\psi = \frac{b}{\pi m_n} = \frac{60}{\pi \cdot 4} = 4,8$ olup

$$\sigma = \left(\frac{6}{4} \right)^3 \cdot \frac{1,25 \cdot 1,1 \cdot 730,5 \cdot 7,8 \cdot \cos 26}{20 \cdot 4,8 \cdot 1,63} = 152 \text{ daN/cm}^2$$

Burada $\sigma = 152 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{em} = 900 \text{ daN/cm}^2$ olduğundan uygundur.



Diş yüzeyinin ezilme kontrolü:

$$p = \sqrt{\left(\frac{9}{m_n}\right)^3 \cdot \frac{k \cdot \xi \cdot M_{b1} \cdot E \cdot (i+1) \cdot \cos^4 \beta_o}{z_1^2 \cdot i \cdot \psi \cdot \varepsilon_p}}$$
$$= \sqrt{\left(\frac{9}{4}\right)^3 \cdot \frac{1,25 \cdot 1,1 \cdot 730,5 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot (2,15+1) \cdot (\cos 26)^4}{(20)^2 \cdot 2,15 \cdot 4,8 \cdot 1,63}} = 2709,3 \text{ daN/cm}^2$$

ve böylece $p_{\text{uz}} = 2709,3 \text{ daN/cm}^2 < p_{em} = 2800 \text{ daN/cm}^2$ olduğu için uygundur.

b) Dişli çiftine etkiyen kuvvetler:

Teğetsel kuvvet $F_t = 164,15 \text{ daN}$

Radyal kuvvet $F_r = F_t \cdot \tan \alpha_{no} / \cos \beta_o = 164,15 \cdot \tan 20 / \cos 26 = 66,5 \text{ daN}$

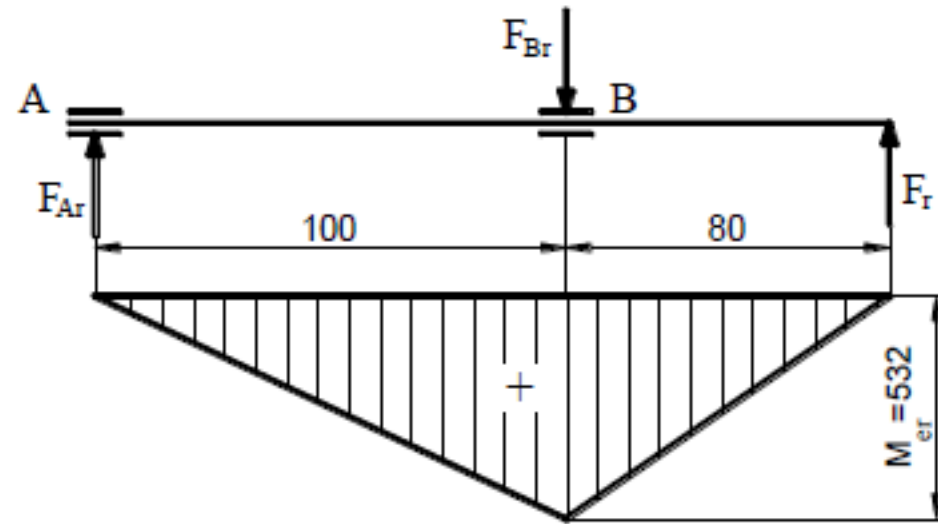
Eksenel kuvvet $F_a = F_t \cdot \tan \beta_o = 164,15 \cdot \tan 26 = 80 \text{ daN}$

b.1) Düşey düzlemde – F_r kuvveti etkisi

$$\sum M_A = 0 \text{ yazılımından}$$



$$F_{Br} = F_r \cdot \frac{180}{100} = 66,5 \cdot \frac{180}{100} = 119,7 \text{ daN}$$



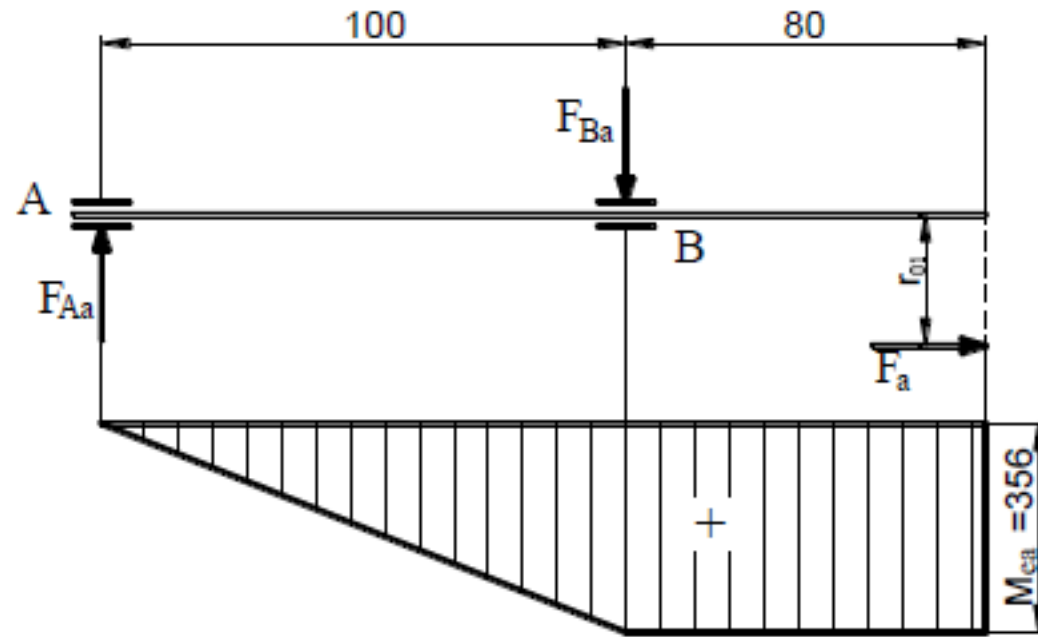
$$F_{Ar} = F_{Br} - F_r = 53,2 \text{ daN}$$

Eğilme momenti

$$M_{er} = F_r \cdot 8 = 66,5 \cdot 8 = 532 \text{ daNcm}$$



b.2) Düşey düzlemde – F_a kuvveti etkisi



$$r_{o1} = m_n \cdot z_1 / (2 \cdot \cos \beta_o) = 4.20 / (2 \cdot \cos 26) = 44,5 \text{ mm için}$$

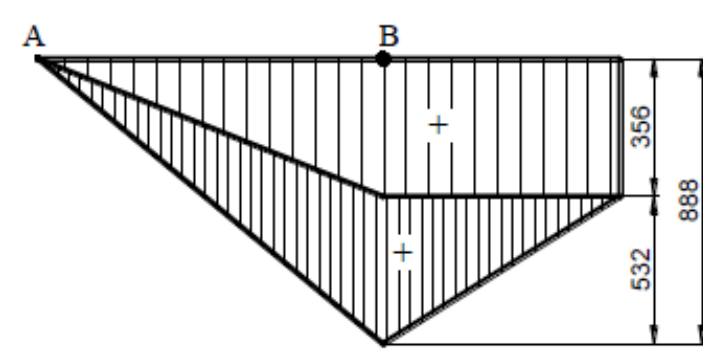
$$-F_{Aa} = F_{Ba} = \frac{F_a \cdot r_{o1}}{100} = \frac{80 \cdot 44,5}{100} = 35,6 \text{ daN}$$

Eğilme momenti

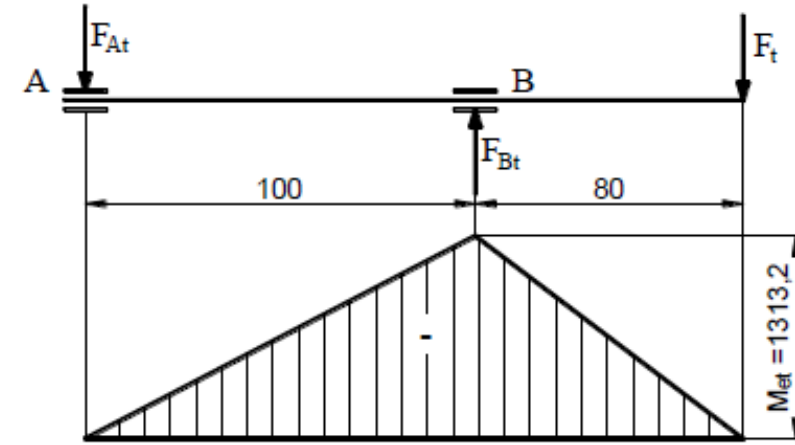
$$M_{ea} = F_a \cdot r_{o1} = 80 \cdot 4,45 = 356 \text{ daNcm}$$



Düşey düzlemde eğilme momentleri toplamı



b.3) Yatay düzlemde – F_t kuvveti etkisi



$\sum M_a = 0$ yazılımından

$$F_{Bt} = F_t \cdot \frac{180}{100} = 164,15 \cdot \frac{180}{100} = 295,5 \text{ daN}$$

$$F_{At} = F_{Bt} - F_t = 131,35 \text{ daN}$$

Eğilme momenti



Eğilme momenti

$$M_{et} = F_t \cdot 8 = 164,15 \cdot 8 = 1313,2 \text{ daNcm}$$

b.4) Toplam eğilme momenti

$$M_e = \sqrt{(M_{er} + M_{ea})^2 + (M_{et})^2} = \sqrt{(532 + 356)^2 + (1313,2)^2} = 1585,26 \text{ daNcm}$$

Yataklara etkiyen radyal kuvvetler

$$F_A = \sqrt{(F_{Ar} + F_{Aa})^2 + (F_{At})^2} = \sqrt{(53,2 + 35,6)^2 + (131,35)^2} = 158,5 \text{ daN}$$

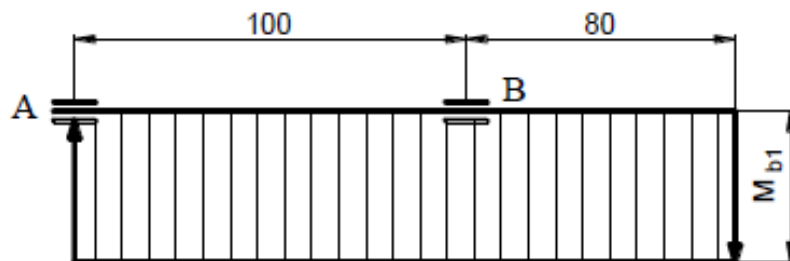
ve

$$F_B = \sqrt{(F_{Br} + F_{Ba})^2 + (F_{Bt})^2} = \sqrt{(119,7 + 35,6)^2 + (295,5)^2} = 334 \text{ daN}$$

Giriş milindeki burulma momenti

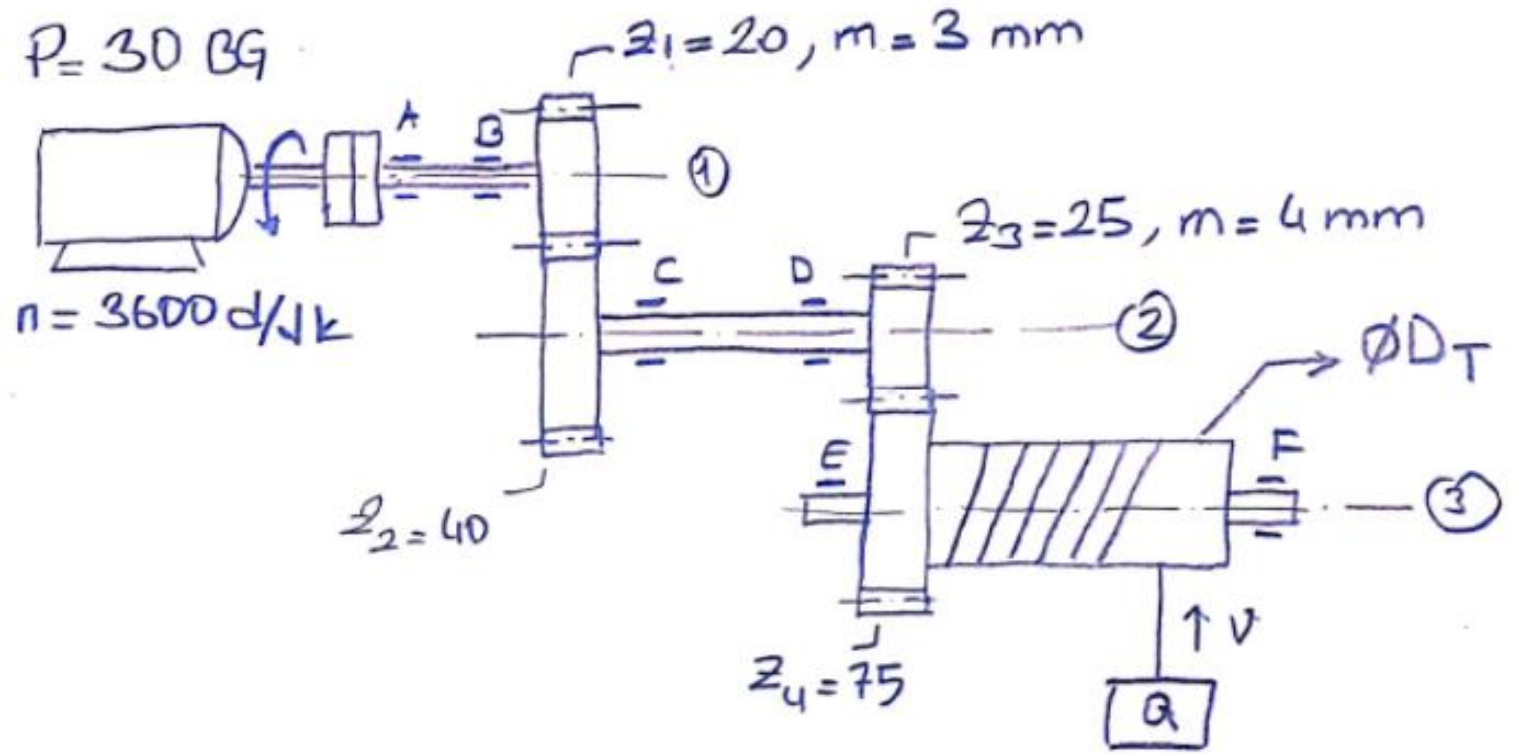
$$M_{b1} = 730,5 \text{ daNcm}$$

olup bu moment güç giriş-çıkış mesafesince düzgün olarak etki etmektedir. Bu durumda burulma momenti diyagramı aşağıdaki gibi olur.



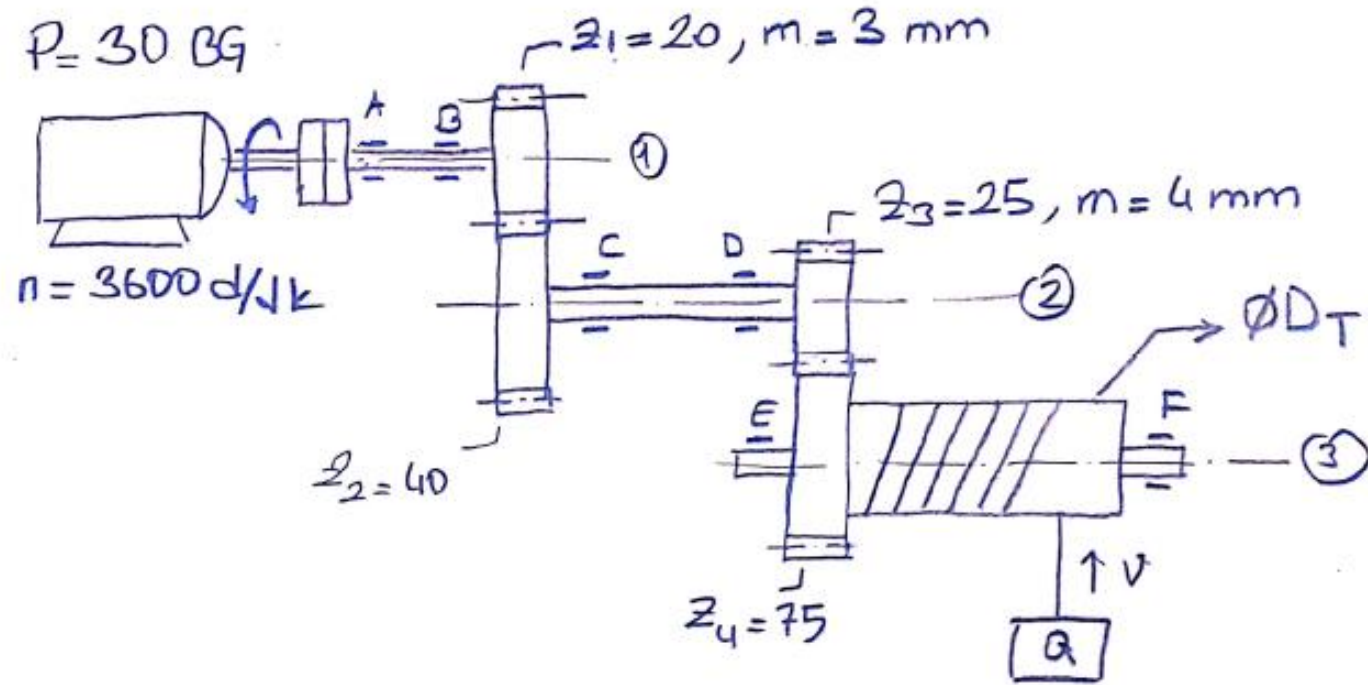
Dişli Çark Problem Çözümleri.

3. Bölüm



PROBLEM: 1

P = 30 BG



1 nolu mil : $n_1 = 3600$ d/dk

2 nolu mil için : $i_1 = \frac{z_2}{z_1} = \frac{40}{20} = 2$ redüksiyon oranı

Pinyon - çarkı döndürüyor, dolayısı ile $n_2 = \frac{n_1}{i_1} = \frac{3600}{2} = 1800$ d/dk

3 nolu mil için : $i_2 = \frac{z_4}{z_3} = \frac{75}{25} = 3$

pinyon - çarkı döndürüyor : $n_3 = \frac{1800}{3} = 600$ d/dk



Sistemdeki toplam Redüksiyon = $i_t = i_1 \times i_2$
 $= 2 \times 3 = 6$

Bu durumda: $n_3 = \frac{n_1}{i_t} = \frac{3600}{6} = 600 \text{ d/dk}$ bulunur.

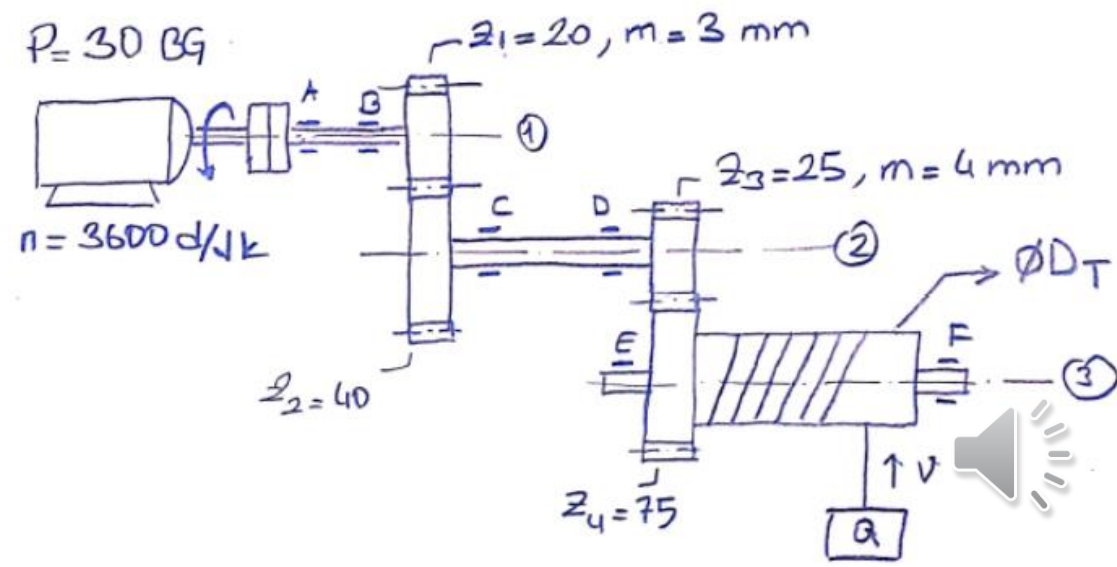
1 nolu mildeki Burulma Momenti:

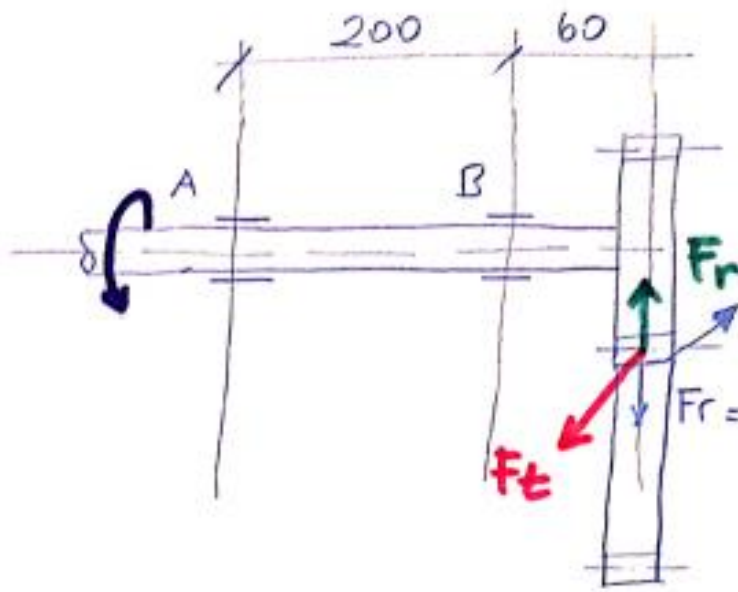
$$M_{b1} = 71620 \frac{P \text{ (BS)}}{n \text{ (d/dk)}} = 71620 \cdot \frac{30}{3600} = 596,8 \text{ daN.cm.}$$

1 nolu dişli çark'ın boyutları: $d_{o1} = m \times z_1 = 3 \times 20 = 60 \text{ mm}$

1 nolu dişli çark'a etkiyen Kuvvet = $F_t = \frac{M_{b1}}{(d_{o1}/2)} = \frac{596,8 \text{ daN.cm}}{30 \text{ cm}}$
 $= \underline{198,9 \text{ daN.}}$

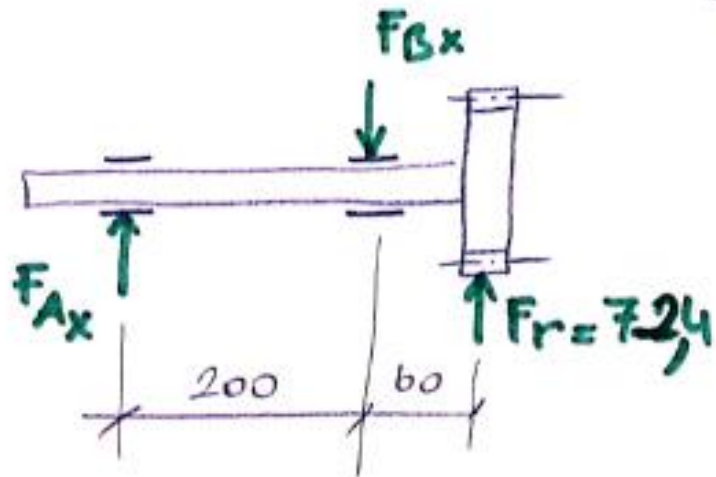
$F_r = F_t \cdot \tan \alpha$
 $= 198,9 \times \tan 20$
 $= \underline{72,4 \text{ daN.}}$





$F_t = 2$ nolu dişliyi bu yönde iter.
 $F_r = 2$ nolu dişliye etkilenen radyal kuvvet

Sayfa Düzlemi :



$$\sum M_A = 0 \downarrow +$$

$$0 = F_{Bx} \times 200 - 72,4 \times 260$$

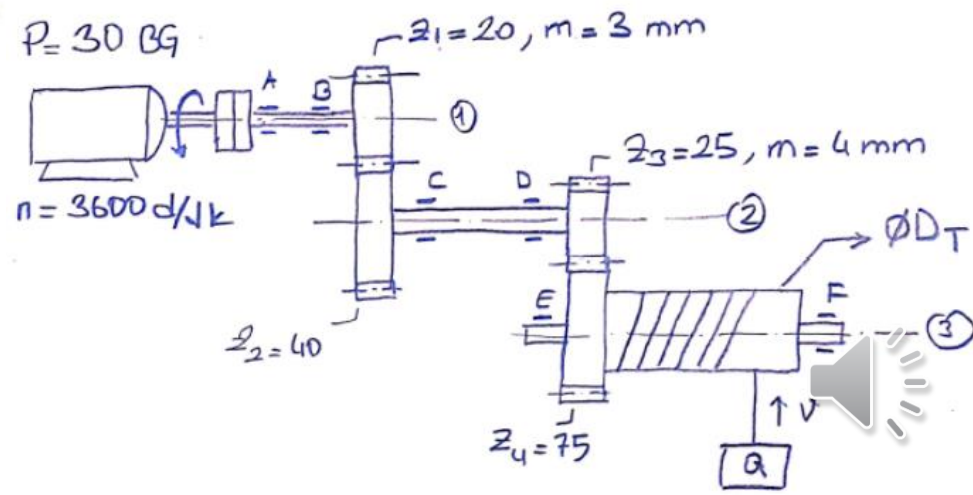
$$0 = F_{Bx} \times 200 - 18824$$

$$F_{Bx} = \underline{94,1 \text{ daN}}$$

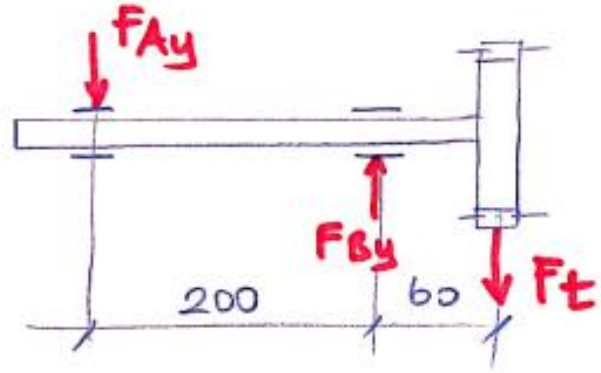
$$F_{Ax} + 72,4 = 94,1$$

$$F_{Ax} = \underline{21,7 \text{ daN}}$$

$P = 30 \text{ BG}$



Sayfaya Dik Düzlem:



$$\sum M_A = 0 \downarrow +$$

$$0 = -F_{By} \times 200 + 198,9 \times 260$$

$$0 = -F_{By} \times 200 + 51714$$

$$F_{By} = \underline{258,5 \text{ daN}}$$

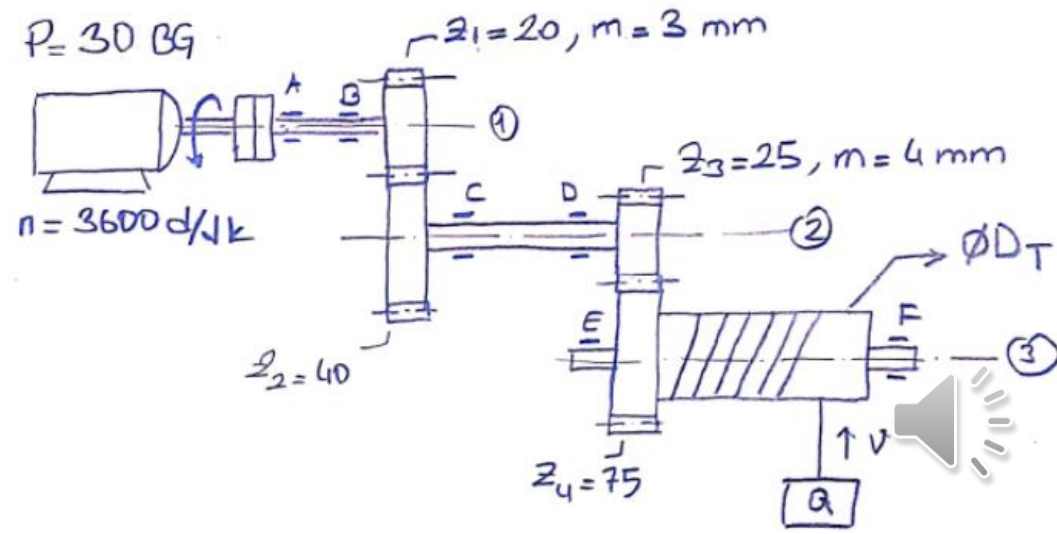
$$F_{Ay} + 198,9 = 258,5 \Rightarrow F_{Ay} = \underline{59,6 \text{ daN}}$$

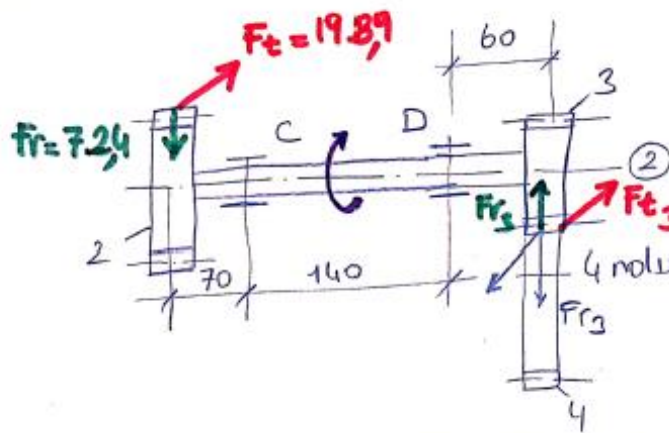
A yatağındaki Bileşke radyal kuvvet:

$$F_A = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} = \sqrt{21,7^2 + 59,6^2} = 63,4 \text{ daN}$$

B yatağındaki Bileşke radyal kuvvet:

$$F_B = \sqrt{F_{Bx}^2 + F_{By}^2} = \sqrt{94,1^2 + 258,5^2} = 275,1 \text{ daN}$$





$$d_{o2} = m \cdot z_2 = 3 \times 40 = \underline{120 \text{ mm}}$$

3 nolu dişliyi ittiren F_t
4 nolu dişliyi ittiren F_t

$$d_{o3} = m \cdot z_3 = 4 \times 25 = 100 \text{ mm}$$

$$M_{b2} = F_t \times \frac{d_{o2}}{2} = 198,9 \times \frac{12}{2} = 1193,4 \text{ daN.cm}$$

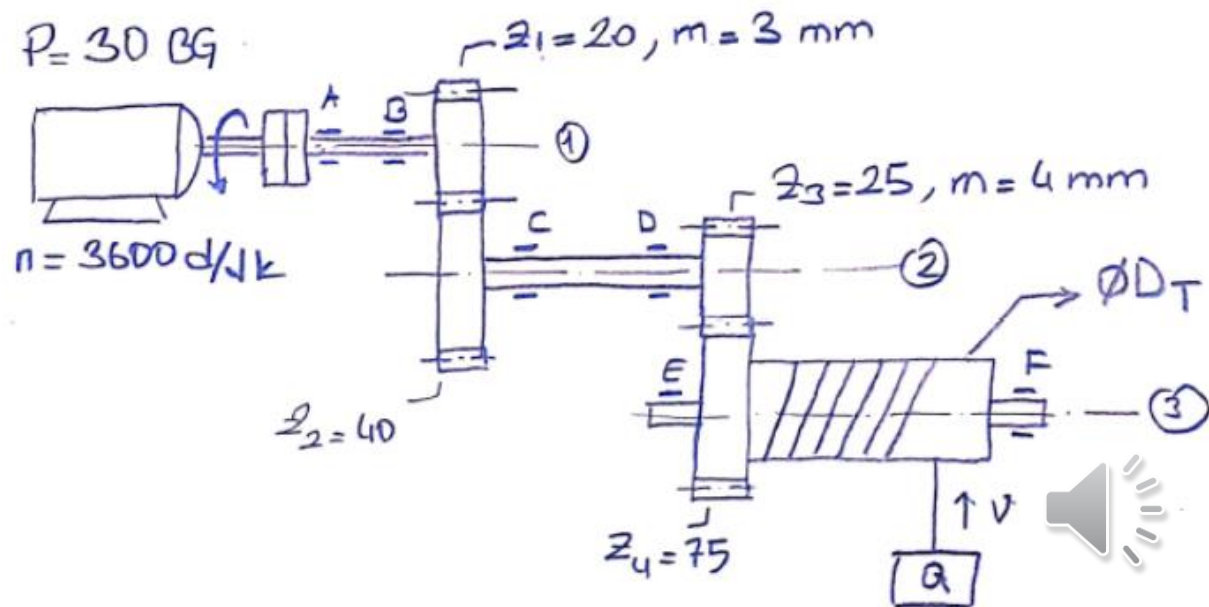
$$M_{b2} = M_{b1} \times i_1 = 596,8 \text{ daN.cm} \times 2 = 1193,4 \text{ daN.cm}$$

$$M_{b2} = F_{t3} \times \frac{d_{o3}}{2} \Rightarrow 1193,4 \text{ daN.cm} = F_{t3} \times \frac{10}{2} \text{ cm}$$

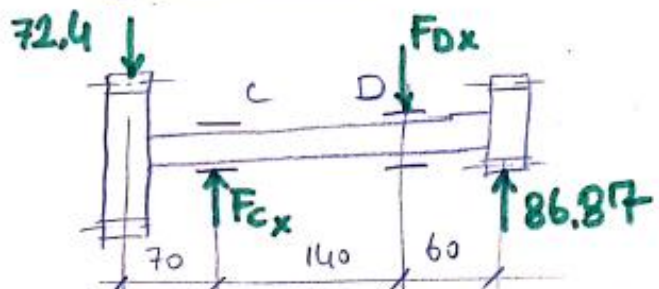
$$F_{t3} = \underline{238,68 \text{ daN.}}$$

$$F_{r3} = F_{t3} \times \tan 20 = 238,68 \times \tan 20 = \underline{86,87 \text{ daN}}$$

$P = 30 \text{ BG}$



2 noluk mil Sayfa Düzeni



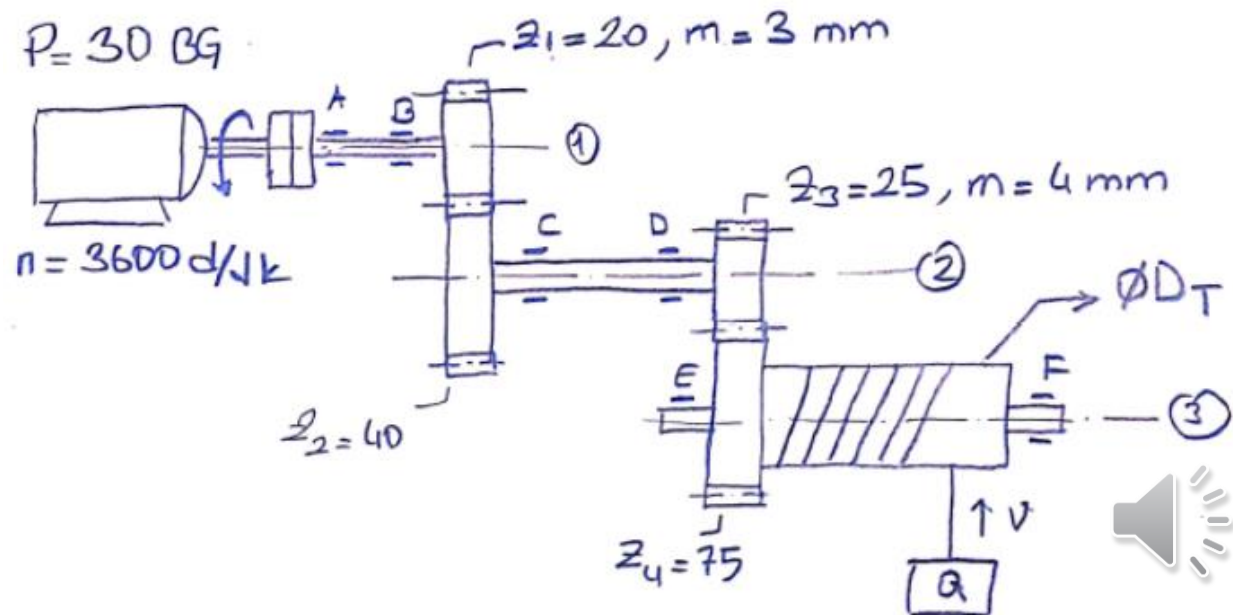
$$\sum M_C = 0 \quad \downarrow + \Rightarrow D = 72,4 \times 70 + F_{Dx} \times 140 - 86,87 \times 200$$

$$0 = -5068 + F_{Dx} \times 140 - 17374$$

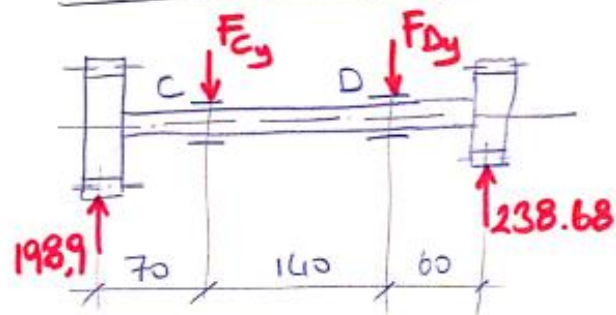
$$F_{Dx} = \underline{160,3 \text{ daN}}$$

$$72,4 + 160,3 = 86,87 + F_{Cx} \Rightarrow F_{Cx} = \underline{145,83 \text{ daN}}$$

$P = 30 \text{ BG}$



2 nolu Mil Sayfaya dik düzlem



$$\sum M_C = 0 \rightarrow 0 = 198.9 \times 70 + F_{Dy} \times 140 - 238.68 \times 200$$

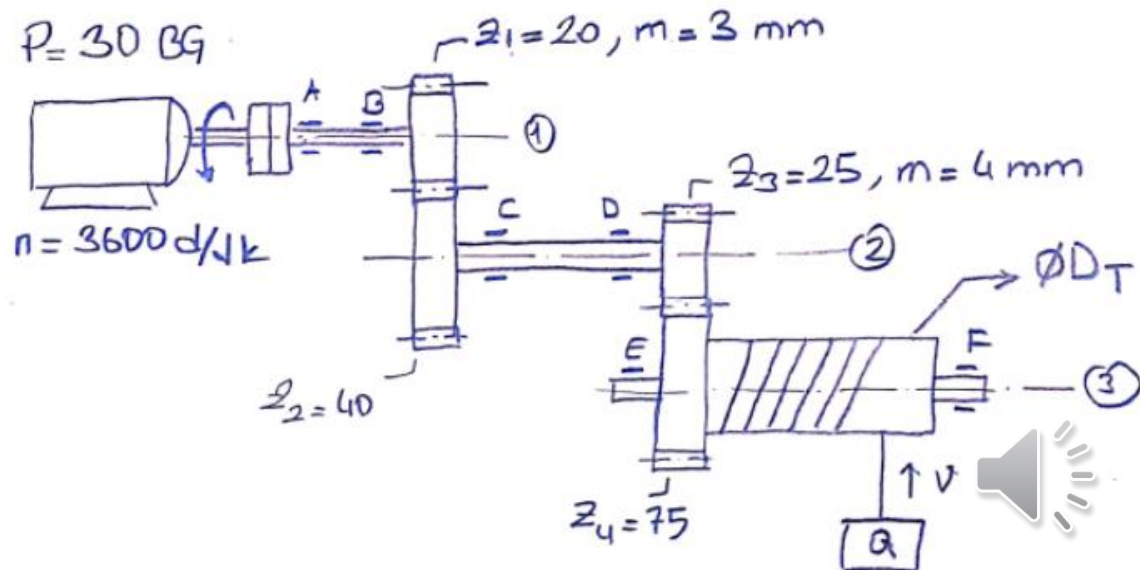
$$0 = 13923 + F_{Dy} \times 140 - 47736$$

$$F_{Dy} = \underline{241.5 \text{ daN}}$$

$$F_{Cy} + 241.5 = 198.9 + 238.68 \Rightarrow F_{Cy} = 196.08 \text{ daN}$$

C yatağındaki Bileşke radyal kuvvet:

$$F_C = \sqrt{F_{Cx}^2 + F_{Cy}^2} = \sqrt{145.83^2 + 196.08^2} = \underline{244.36 \text{ daN}}$$



D yotağındaki Bileşke radyal kuvvet:

$$F_D = \sqrt{F_{D_x}^2 + F_{D_y}^2} = \sqrt{160,3^2 + 241,5^2} = \underline{289,86 \text{ daN}}$$

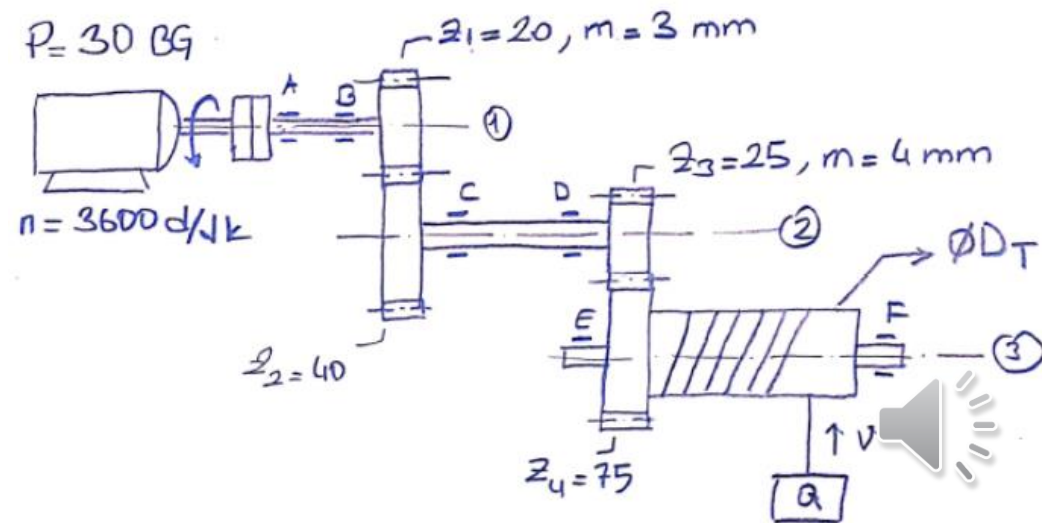
3 nolu mildeki burulma momenti.

$$M_{b_3} = F t_3 \times \frac{d_{o4}}{2} \quad d_{o4} = m \cdot z_4 = 4 \times 75 = 300 \text{ mm}$$

$$M_{b_3} = 238,68 \times \frac{30}{2} = 3580,2 \text{ daN.cm}$$

yada;

$$M_{b_3} = m b_1 \times \frac{p}{4} = 596,8 \text{ daN.cm} \times 6 = 3580,2 \text{ daN.cm}$$



$$\varnothing D_T = 300 \text{ mm}$$

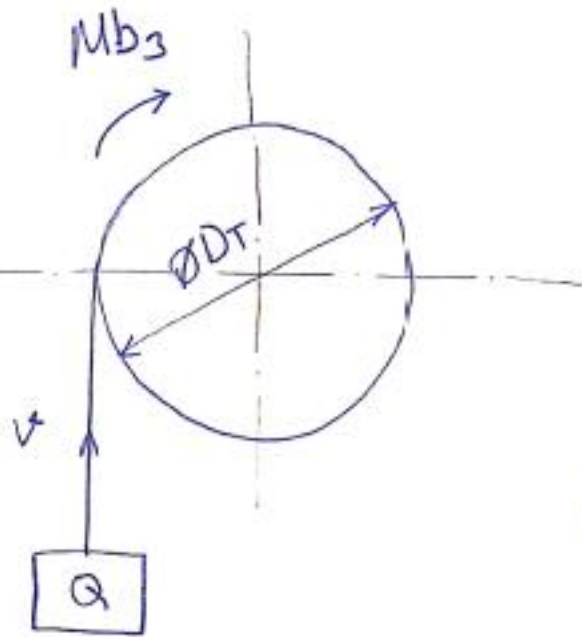
$$M_{b_3} = 3580,2 \text{ daN.cm}$$

Kaldırılacak yük :

$$M_{b_3} = Q \times \frac{D_T}{2}$$

$$3580,2 = Q \times \frac{30}{2}$$

$$Q = 238,68 \text{ daN.}$$

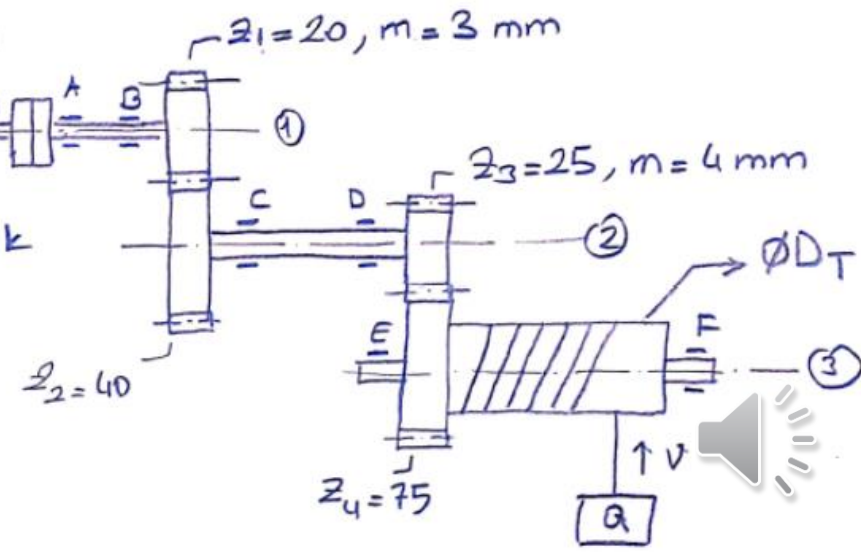


Yükün kaldırılma hızı : v

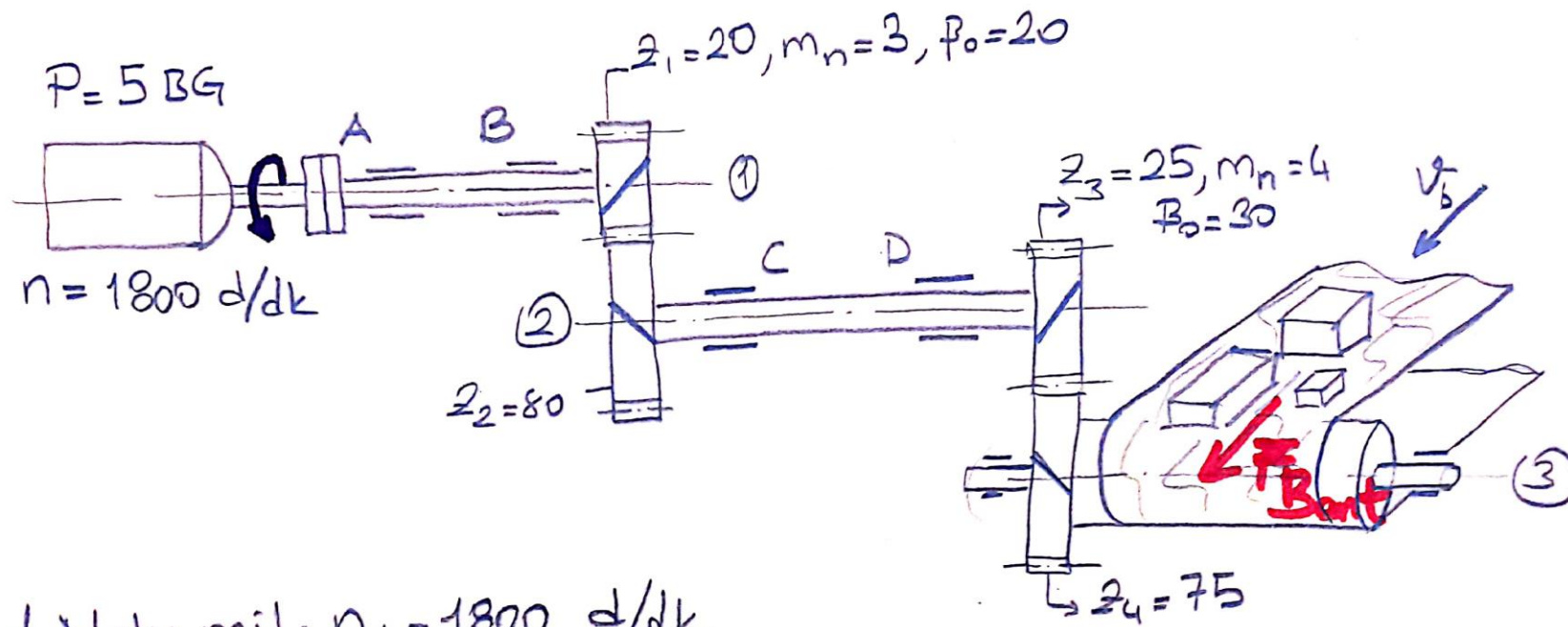
$$v = \frac{\pi \cdot D_T \cdot n_T}{60} = \frac{\pi \cdot (0,3) \cdot 600}{60} = 9,42 \text{ m/s}$$

P = 30 BG

n = 3600 d/dk



PROBLEM 2



1 Nolu mil: $n_1 = 1800 \text{ d/dk}$

2 nolu mil için: $i_1 = \frac{80}{20} = 4 \Rightarrow n_2 = \frac{n_1}{i_1} = \frac{1800}{4} = 450 \text{ d/dk}$

3 nolu mil için: $i_2 = \frac{75}{25} = 3 \Rightarrow n_3 = \frac{n_2}{i_2} = \frac{450}{3} = 150 \text{ d/dk}$

Sistemdeki toplam redüksiyon:

$i_T = i_1 \times i_2 = 4 \times 3 = 12$

Bu durumda: $n_3 = \frac{n_1}{i_T} = \frac{1800}{12} = 150 \text{ d/dk}$



1 No'lu mildeki burulma momenti:

$$Mb_1 = 71620 \frac{P}{n} = 71620 \frac{5}{1800} = 198.94 \text{ daN.cm}$$

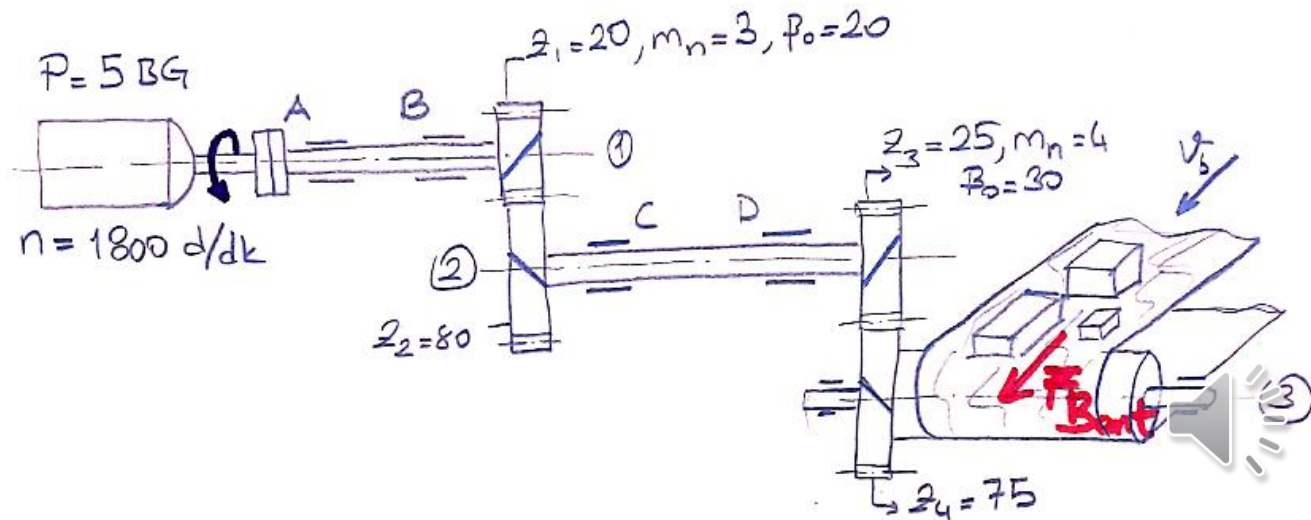
1 nolu dişli çarkın boyutları: $d_{o1} = \left(\frac{m_n}{\cos \beta_0} \right) \cdot z_1$

$$d_{o1} = \left(\frac{3}{\cos 20} \right) \cdot 20 = 63.8 \text{ mm.}$$

1 nolu dişli çarka etkileyen kuvvet = $F_{t1} = \frac{Mb_1}{(d_{o1}/2)}$

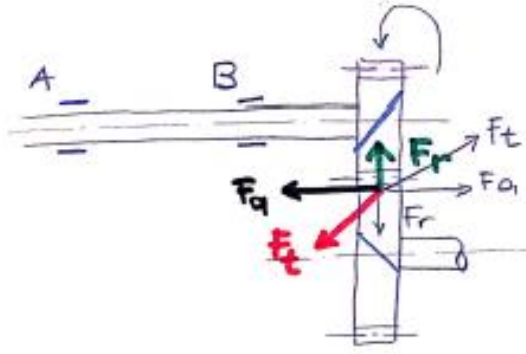
$$F_{t1} = \frac{198,94}{(6,38/2)} = 62,36 \text{ daN}$$

$$F_{r1} = F_t \cdot \frac{\tan \alpha_n \cos \beta_0}{\cos \beta_0} = 62,36 \cdot \frac{\tan 20}{\cos 20} = 24,15 \text{ daN}$$



$$F_{a1} = F_{t1} \cdot \tan \beta_0 = 62.36 \times \tan 20 = 22.69 \text{ daN.}$$

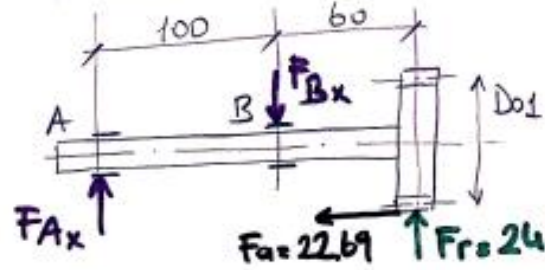
↓ nolcu dişliye etkiyen kuvvetler:



Helisel dişlilerde "Fa"

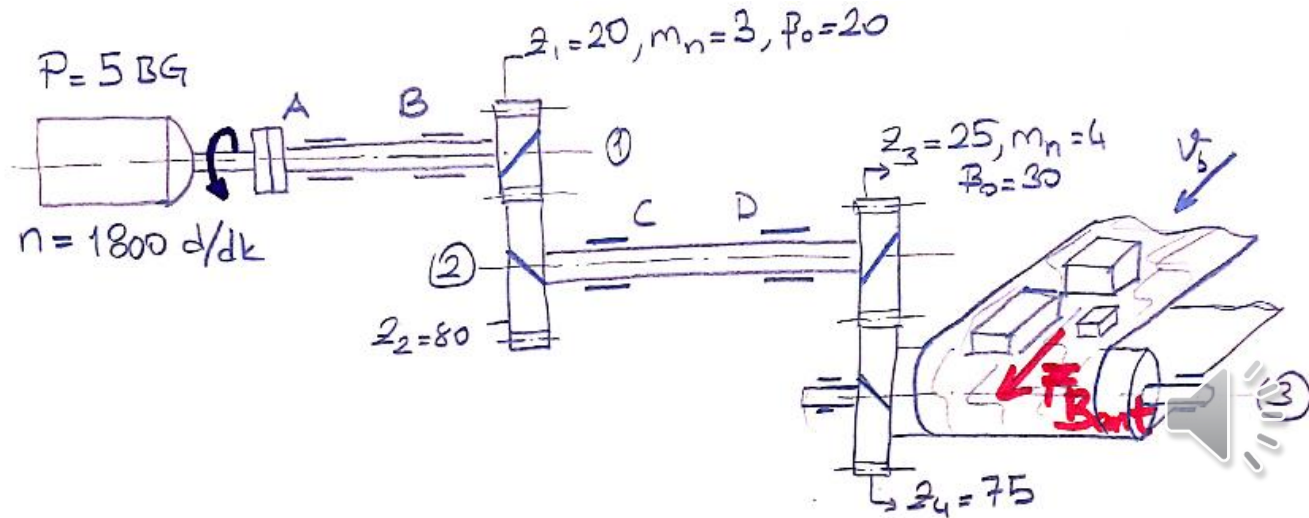
- öbndüren dişliye bakılır
- dişlinin dönme yönünde bir pinyon topu geldiği varsayılır
- helis eğimini gösteren çizgi rakete gibi varsayılır
- top rakete çarptığında hangi yöre gidersse öbndüren dişli çarkdaki "Fa" o yöre doğrudur.

1 nolcu mil: Sayfa Düzlemi

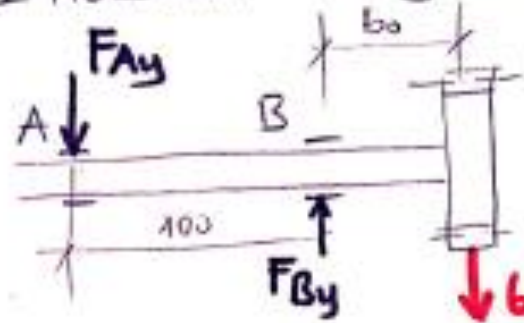


$$\begin{aligned} \sum M_A = 0 \downarrow + \\ 0 &= F_{Bx} \times 100 - 24.15 \times 160 + 22.69 \times \frac{63.8}{2} \\ &= F_{Bx} \times 100 - 3864 + 723.8 \\ F_{Bx} &= 31.4 \end{aligned}$$

$$F_{Ax} + 24.15 = 31.4 \Rightarrow \underline{F_{Ax} = 7.25}$$



1 numaralı mil: sayfa Düzlemine dik düzlem



$$\sum M_A = 0 \quad \checkmark +$$

$$0 = -F_{By} \times 100 + 62.36 \times 160$$

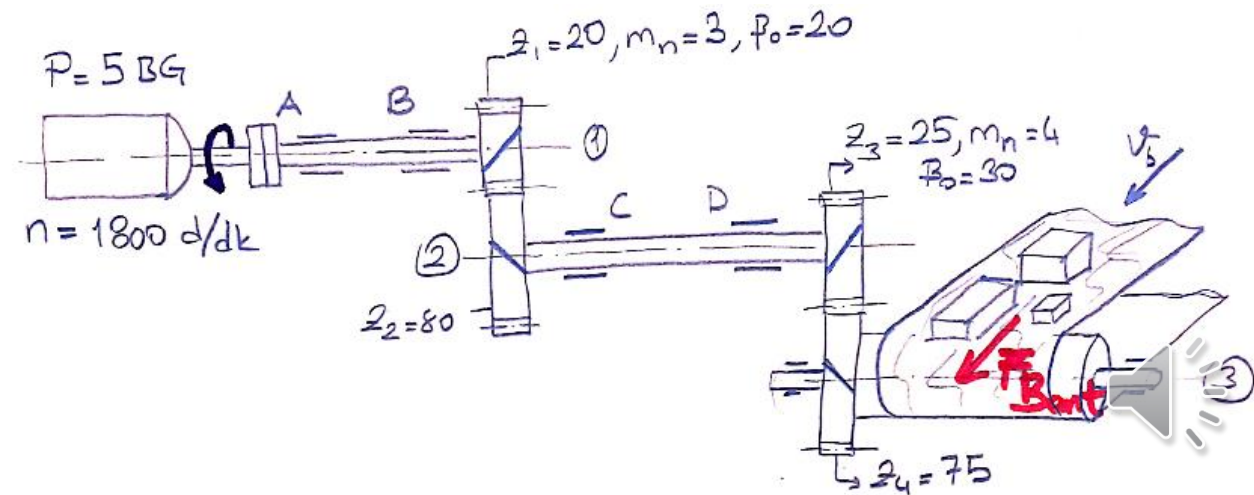
$$F_{By} = \underline{99.77 \text{ daN}}$$

$$F_{Ay} + 62.36 = 99.77 \Rightarrow F_{Ay} = \underline{37.41 \text{ daN}}$$

"B" yatağı sabit, "A" yatağı serbest yatak seçildi

"A" yatağındaki bileşke radyal kuvvet:

$$F_A = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} = \sqrt{7.25^2 + 37.41^2} = 38.1 \text{ daN}$$



"B" yatağındaki bileşke radyal kuvvet:

$$F_B = \sqrt{F_{Bx}^2 + F_{By}^2} = \sqrt{31,4^2 + 99,77^2} = 104,59 \text{ daN}$$

"B" yatağındaki ekserel kuvvet:

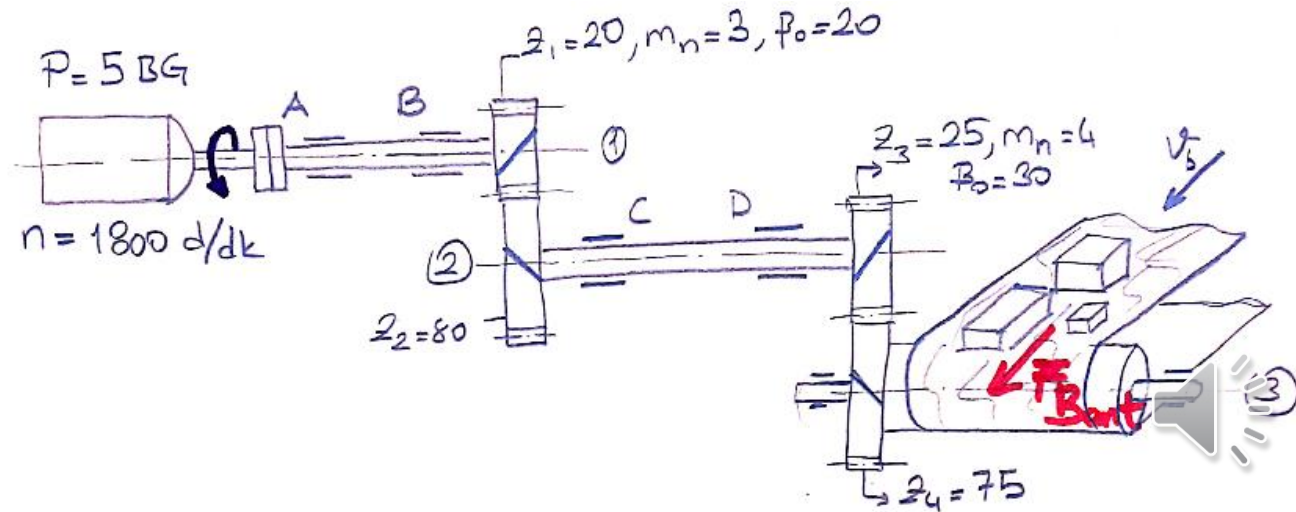
$$F_a = 22,69 \text{ daN}$$

'A' yatağı için rulman seçimi:

$F = F_r \times X + F_a \times Y$ "A" yatağında "F_a" yok dolayısı ile

$$F = F_r \text{ dir } F = F_A \Rightarrow F = 38,1 \text{ daN}$$

Rulman ömür formüllerinde $F = 38,1 \text{ daN}$ yazılarak
ömür hesabına geçilir.



"B" yatağı için rulman seçimi:

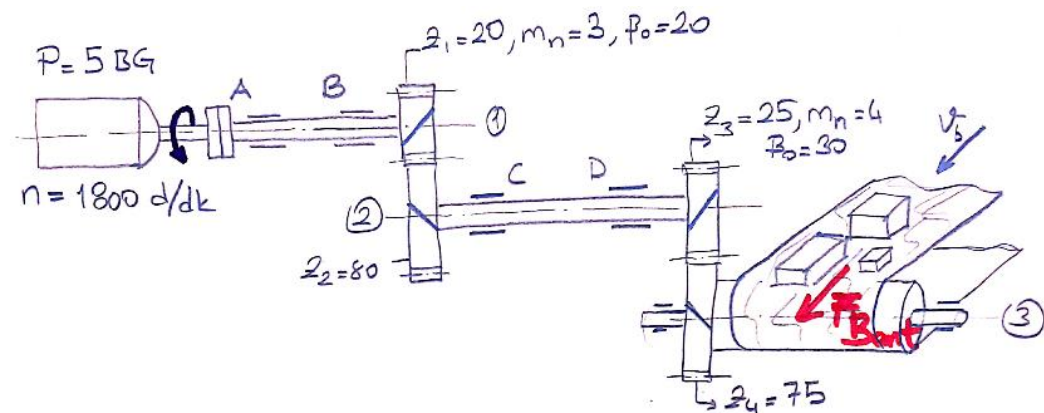
Sabit bilyeli yatak seçilirse ($C = 4200, C_0 = 3600, \epsilon = 3$)

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{22.69}{3600} = 0.0063 \quad \frac{F_a}{F_r} = \frac{22.69}{104.59} = 0.21$$

F_a/C_0	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e
	x	y	x	y	
0,005					0,11
0,006					0,13
0,007	1	0	0,68	2,4	0,15
0,008					0,17

$$F = F_r \times X + F_a \times Y = 104.59 \times 0.68 + 22.69 \times 0.68$$

$$F = 86.55 \text{ daN}$$



2 nolu mildeki Moment:

$$F r_1 \times \left(\frac{d_02}{2}\right) = M_{b2}$$

$$M_{b2} = 62.36 \times \left(\frac{25.54}{2}\right)$$

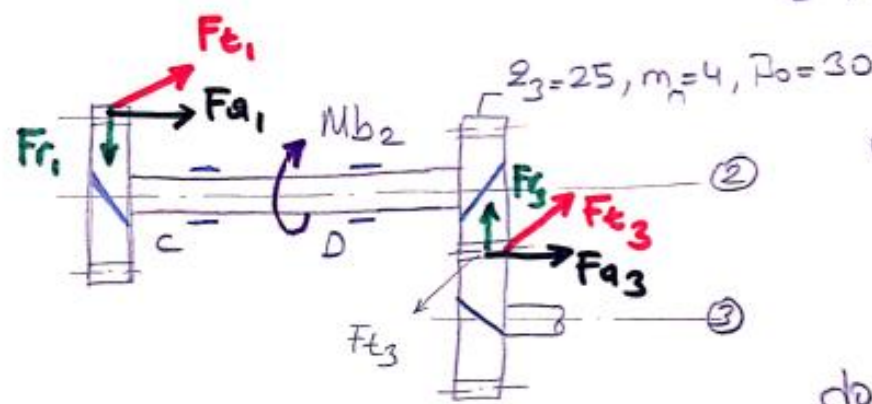
$$M_{b2} = 796.33 \text{ daN.cm}$$

$$d_02 = \left(\frac{m_n}{\cos \beta_0}\right) \cdot z_2$$

$$d_02 = \left(\frac{3}{\cos 20}\right) \cdot 80$$

$$d_02 = 255.4 \text{ mm}$$

Diğer bir ifade ile $Mb_2 = Mb_1 \times i_1 = 198.94 \times 4$
 $\approx 796 \text{ daN.cm.}$



$$d_{o3} = \left(\frac{m_n}{\cos \beta_0} \right) \cdot z_3$$

$$= \left(\frac{4}{\cos 30} \right) \cdot 25$$

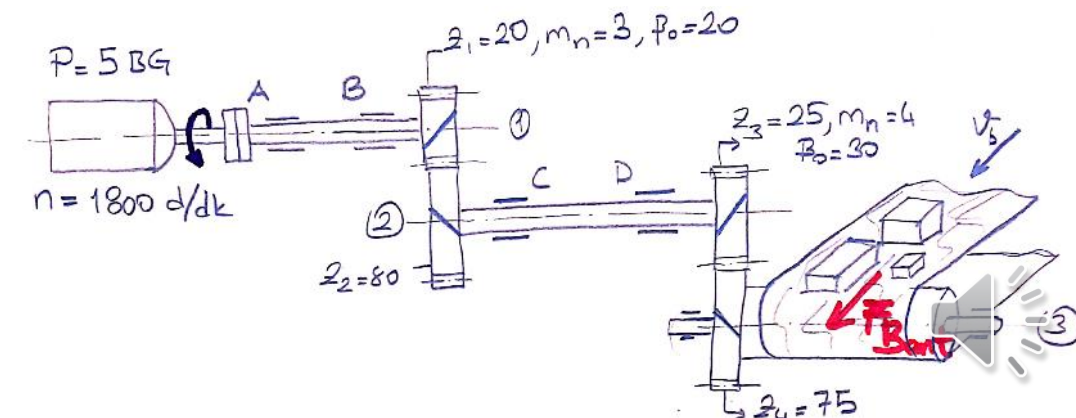
$$d_{o3} = 115.47 \text{ mm}$$

$$Mb_2 = Ft_3 \times \left(\frac{d_{o3}}{2} \right) \Rightarrow 796 \text{ daN.cm} = Ft_3 \times \left(\frac{11.54}{2} \right)$$

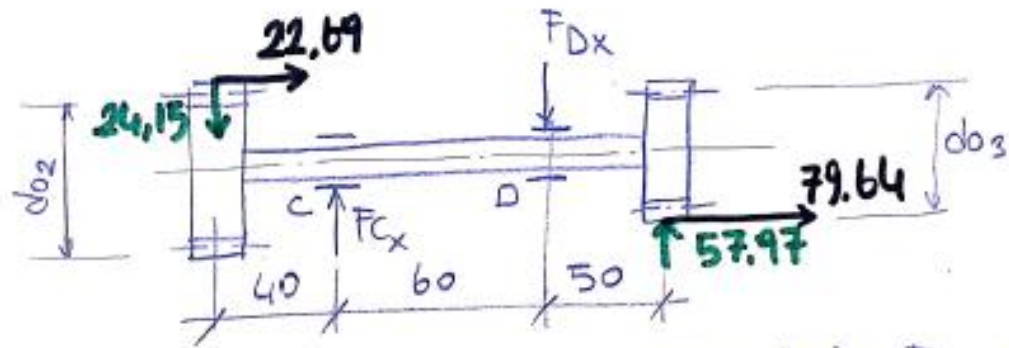
$$Ft_3 = 137.95 \text{ daN}$$

$$Fr_3 = Ft_3 \cdot \frac{\tan \alpha_{no}}{\cos \beta_0} \Rightarrow Fr_3 = 137.95 \cdot \frac{\tan 20}{\cos 30} = 57.97 \text{ daN.}$$

$$Fa_3 = Ft_3 \cdot \tan \beta_0 \Rightarrow Fa_3 = 137.95 \cdot \tan 30 = 79.64 \text{ daN.}$$



2 noluk mil sayfa düzlemi

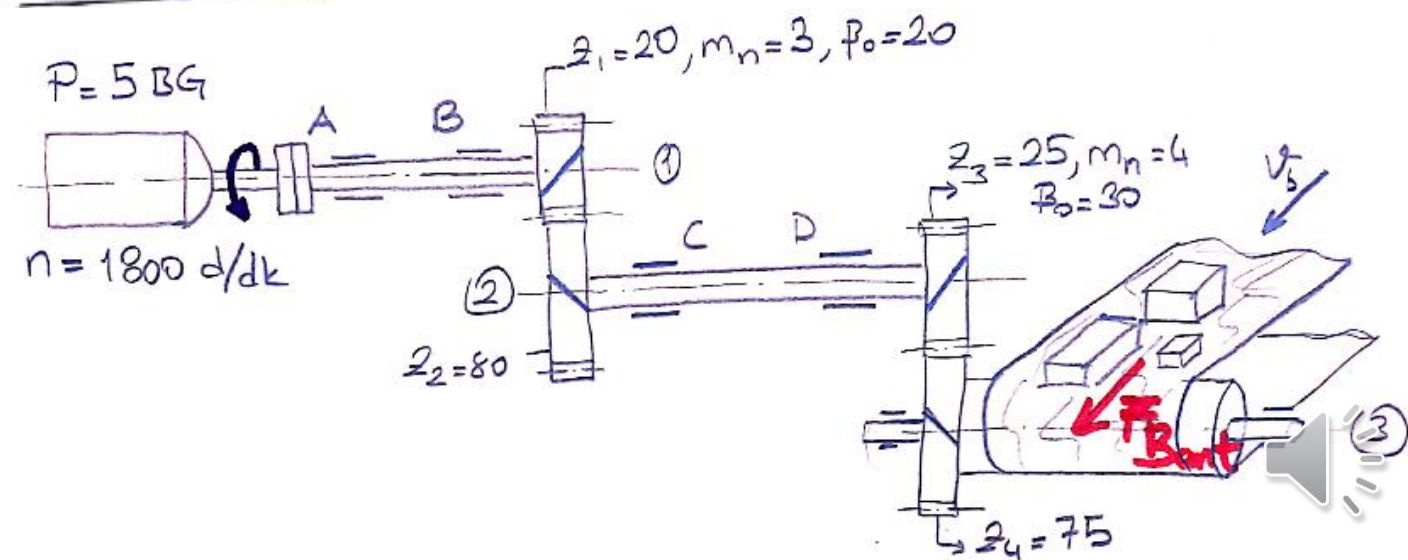


$$\sum M_C = 0 \quad \downarrow + \quad 0 = -24.15 \times 40 + 22.69 \left(\frac{d_{02}}{2} \right) + F_{Dx} \times 60 - 57.97 \times 110 - 79.64 \left(\frac{d_{03}}{2} \right)$$

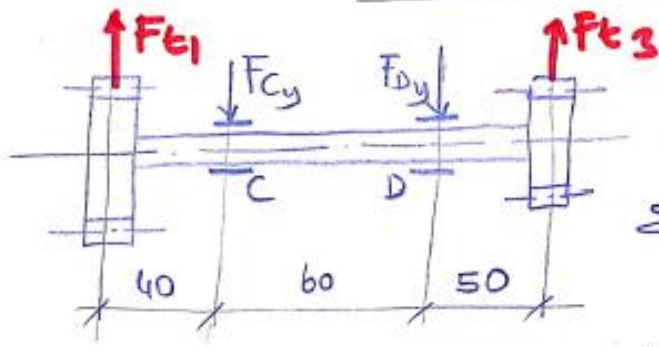
$$0 = 966 + 2897.5 + F_{Dx} \cdot 60 - 6376.7 - 4598$$

$$F_{Dx} = \underline{150.72 \text{ daN}}$$

$$24.15 + 150.72 = F_{Cx} + 57.97 \Rightarrow F_{Cx} = \underline{116.9 \text{ daN}}$$



2 nolü mil sayfaya dik düzlem:



$$\sum M_C = 0 \downarrow +$$

$$0 = 62.36 \times 40 + F_{Dy} \times 60 - 137.95 \times 110$$

$$0 = 2494.4 + F_{Dy} \times 60 - 15174.5$$

$$F_{Dy} = \underline{211.3 \text{ daN}}$$

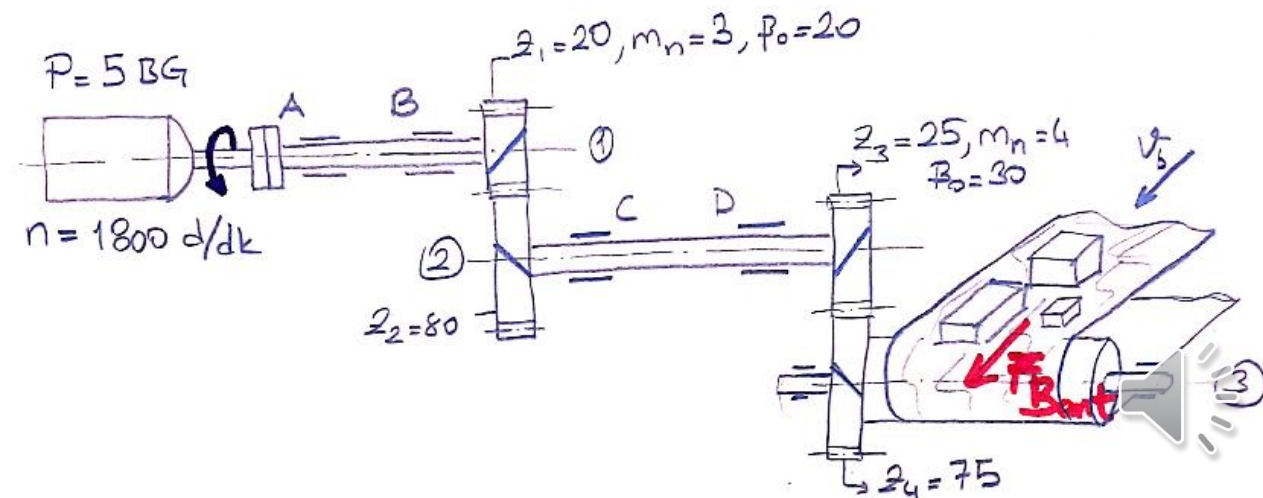
$$F_{cy} + 211.3 = 62.36 + 137.95 \Rightarrow \underline{F_{cy} \approx 11 \text{ daN}}$$

"C" yotagındaki bileşke radyal kuvvet:

$$F_C = \sqrt{F_{Cx}^2 + F_{Cy}^2} = \sqrt{(116.9)^2 + 11^2} = \underline{117.41 \text{ daN}}$$

"D" yotagındaki bileşke radyal kuvvet:

$$F_D = \sqrt{F_{Dx}^2 + F_{Dy}^2} = \sqrt{150.72^2 + 211.3^2} = \underline{259.54 \text{ daN}}$$



"C" yatağı serbest "D" yatağı sabit seçilir ise:

$$F = F_r \cdot X + F_a / Y \quad \text{"C" yatağı için } F = F_c = 117,41 \text{ daN}$$

"D" yatağı için sabit bilyeli yatak seçilir ise:

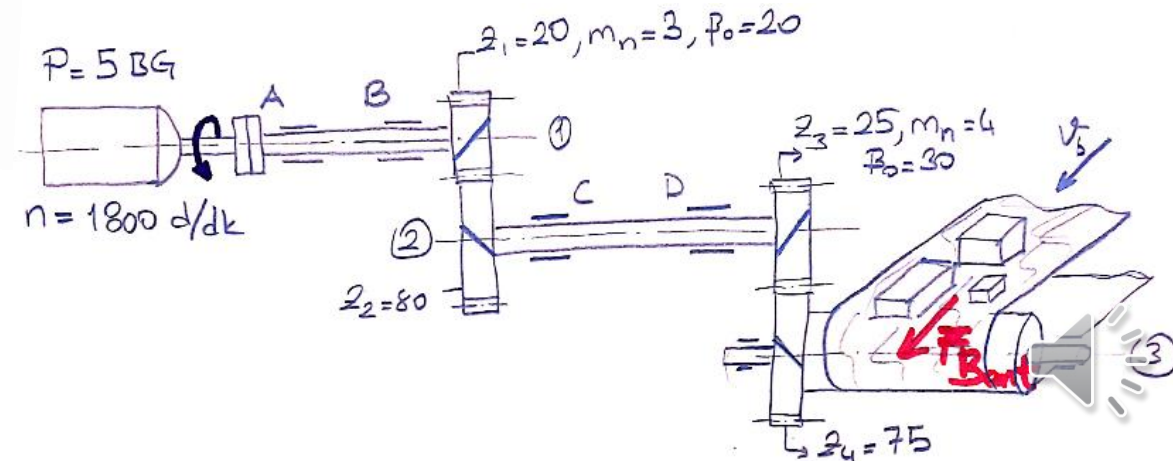
$$f_a / C_0 = \frac{(F_{a1} + F_{a3})}{C_0} = \frac{22,69 + 79,64}{6000} = \frac{102,33}{6000} = 0,017 \quad (C = 5200 \quad C_0 = 6000 \text{ daN})$$

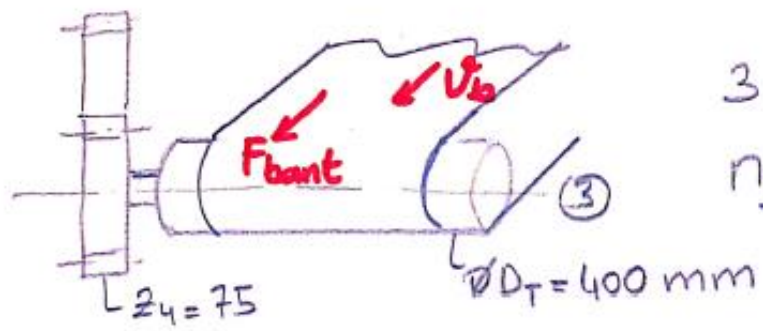
f_a / C_0	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e
	X	Y	X	Y	
0,01					0,18
0,02	1	0	1,12	1,75	0,25
0,03					0,31
0,04					0,37

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{102,33}{259,54} = 0,39$$

$$F = 259,54 \times 1,12 + 102,33 \times 1,75$$

$$F = 469,76 \text{ daN}$$





3 nolu milin devir sayısı

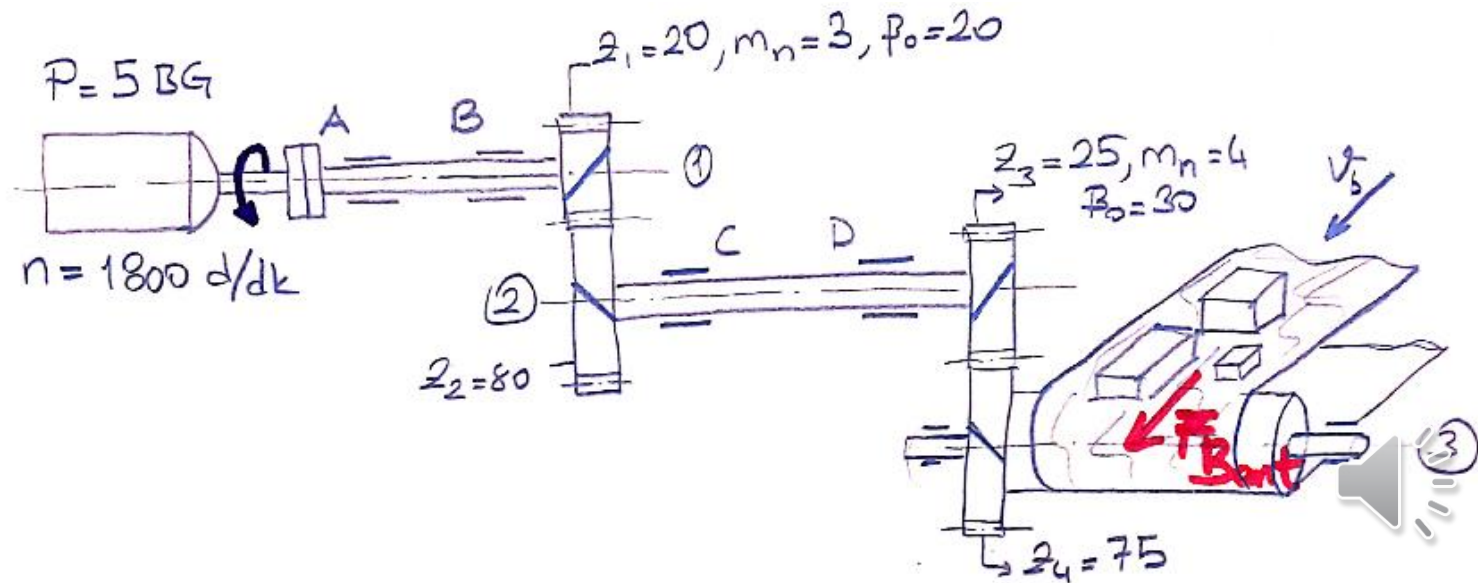
$$n_3 = \frac{n_2}{i_2} = \frac{450}{75/25} = 150 \text{ d/dk}$$

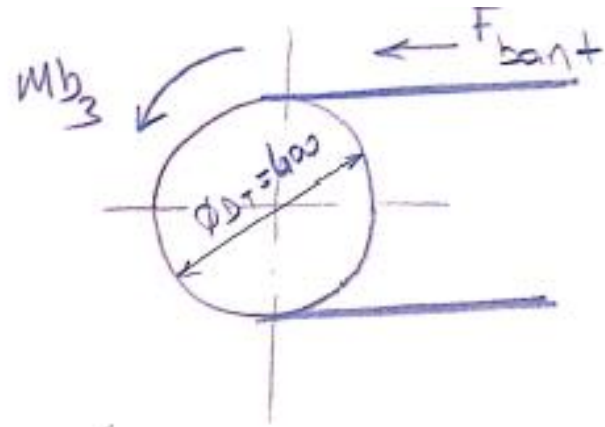
$$d_{o4} = \left(\frac{m_n}{\cos \beta_0} \right) \times z_4 = \left(\frac{4}{\cos 30} \right) \times 75 = 346,41 \text{ mm}$$

$$M_{b3} = F_{t3} \times \left(\frac{d_{o4}}{2} \right) = 137,95 \times \left(\frac{346,41}{2} \right) = 2389,3 \text{ daN.cm}$$

Diğer bir yol ile :

$$M_{b3} = M_{b1} \times i_t = 198,94 \times 12 \approx 2388 \text{ daN.cm}$$





Bontli konveyörün çeken
"F" bont kuvveti:

$$Mb_3 = F_{bont} \times \frac{\phi_{DT}}{2}$$

$$2388 = F_{bont} \times \frac{40}{2}$$

$$F_{bont} = 119.4 \text{ daN}$$

Bont hızı:

$$v_b = \frac{\pi \cdot D_T \cdot n_T}{60} = \frac{\pi \cdot (0.4) \cdot 150}{60} = 3.14 \text{ m/s}$$

