T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ BÖLÜMÜ

MAKİNA ELEMANLARI II

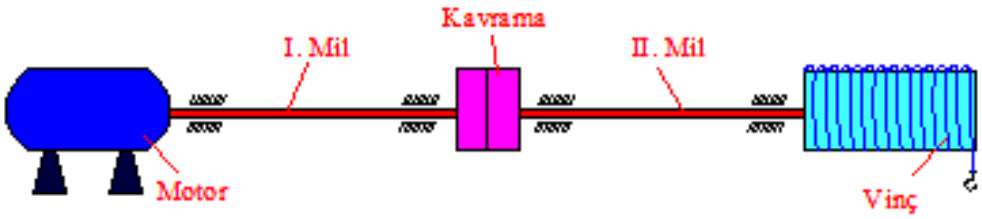
DERS NOTLARI

Prof.Dr.Vahdet UÇAR
Yrd.Doç.Dr.Ahmet Ç. ÇİLİNGİR
Arş.Gör.R.Ahmed YILDIZ

BÖLÜM 1
KAVRAMALAR

1.1. Giriş

Kavramaların temel görevi iki mili birbirine bağlamaktır. Bu temel görevin yanında şartlara göre kavramaya daha başka görevler de verilebilir. Bazen uzun millerin taşınma gibi problemlerden dolayı parça parça yapılarak kavramalarla birleştirilebilir. Yine eksenleri çakışmayan miller de bir başka kavrama türü ile birleştirilir. Ayrıca bir mile gelen darbe ve titreşimlerin diğer mile geçmesini önlemek gibi görevler istenebilir.



Şekil 1.1 Kavrama modeli

1.2. Kavrama Çeşitleri

Kavramalar büyük çeşitlilik gösterirler. En iyi sınıflandırma şöyledir;

1. Rijit kavramalar
2. Dengeleme kavramaları
    - Mekanizma hareketli kavramalar (Oldham)
    - Elastik kavramalar
3. Çözülebilen kavramalar (Debriyaj)
4. Emniyet kavramaları
5. Özel kavramalar (Amaca göre imal edilen)

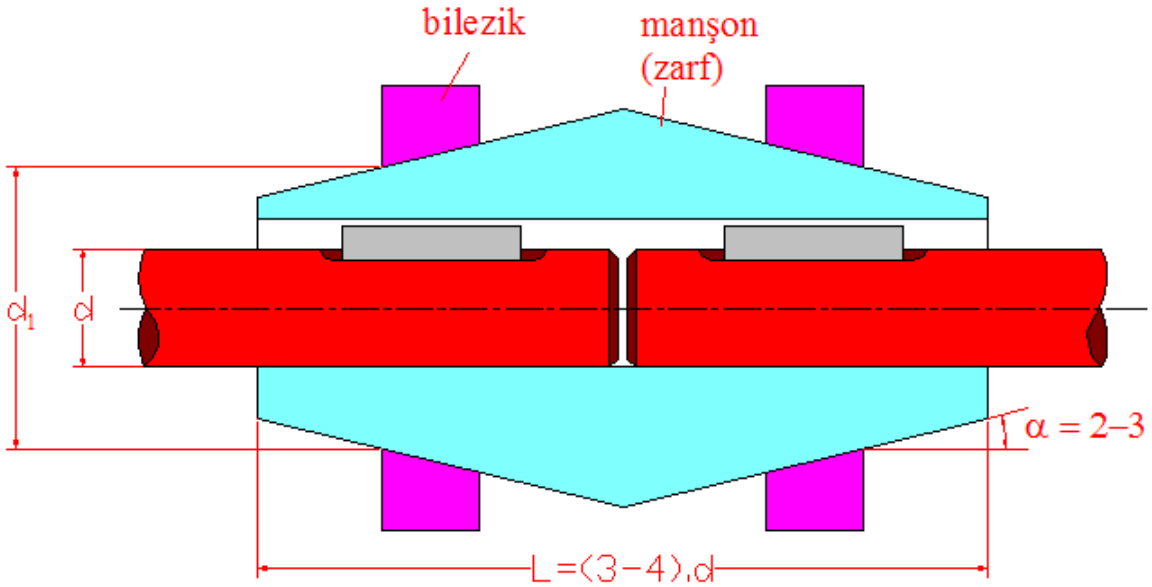
1.2.1. Rijit Kavramalar

Eksenleri aynı doğrultuda olan iki mili bağlamakta kullanılır. Yani yekpare bir mile dönüştürürler. Bu kavramadan herhangi kinematik ve dinamik özellik istenmez.

1.2.1.1. Bilezikli zarflı kavrama

Kirli, pis ortamlarda çevre hızları düşük olan durumlarda kullanılırlar. İki taraftan hafif olarak konik torna edilmiş manşonlar üzerine aynı koniklikte bilezikler çakılarak kavrama için gerekli basınç sağlanır. Çözülüp takılması kolaydır.

Çakılan bileziklerin kaymaması için yani otoblokaj şartı gereği α konikliğinin sürtünme açısından küçük olması istenir.



Şekil 1.2 Bilezikli zarflı kavrama

Burada mil ile kavrama arasındaki toplam sürtünme kuvveti,

$$F_s = \frac{L}{2}.\pi.d.p.\mu$$

ve sürtünme momenti ise,

$$M_s = F_s.\frac{d}{2} = \frac{\pi.d^2}{4}.p.\mu.L$$

Döndürme momentinin iletilebilmesi için,

$$M_s \geq k.M_d$$

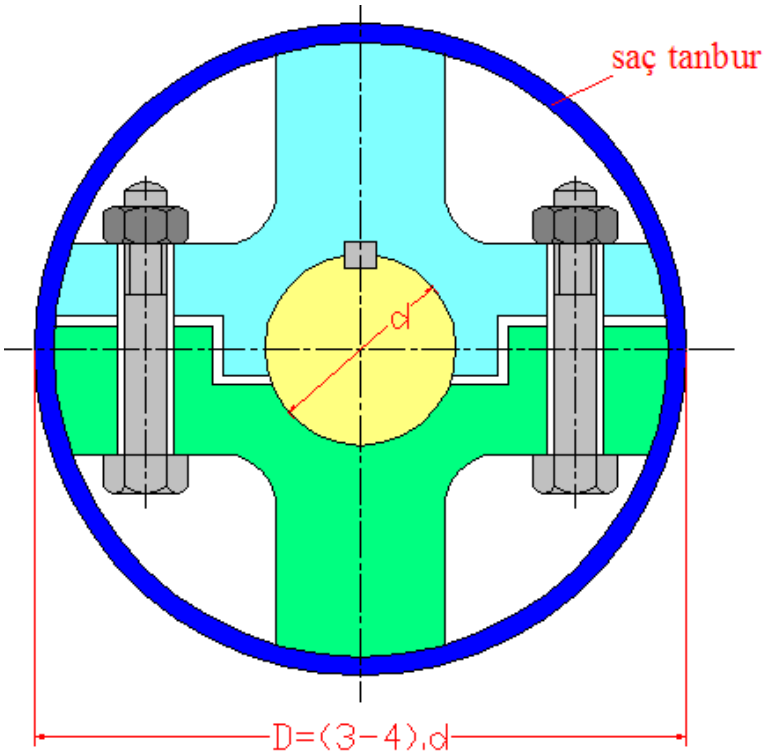
Bileziği çakma kuvveti,

$$F_ç = \pi.d_1.b.p_a.(\tan\alpha + \mu)$$

şeklinde hesaplanır. Burada b manşonun genişliğidir.

1.2.1.2. Cıvatalı zarflı kavrama

Burada bilezikler yerine cıvatalar kullanılmıştır. Gücün, kuvvet bağı ile iletildiği kabul edilerek bilezikli kavramalardaki gibi hesaplar yapılır.



Şekil 1.3 Cıvatalı zarflı kavrama

Mil ve zarf arasında oluşan basınç p ise sürtünme momenti,

$$M_s = \frac{\pi.d^2}{4}.L.p.\mu$$

olur. Burada cıvatalara verilen ön gerilme kuvveti $F_{ön}$ ve n adet cıvata varsa,

$$n.F_{ön} = \pi.d.L.p$$

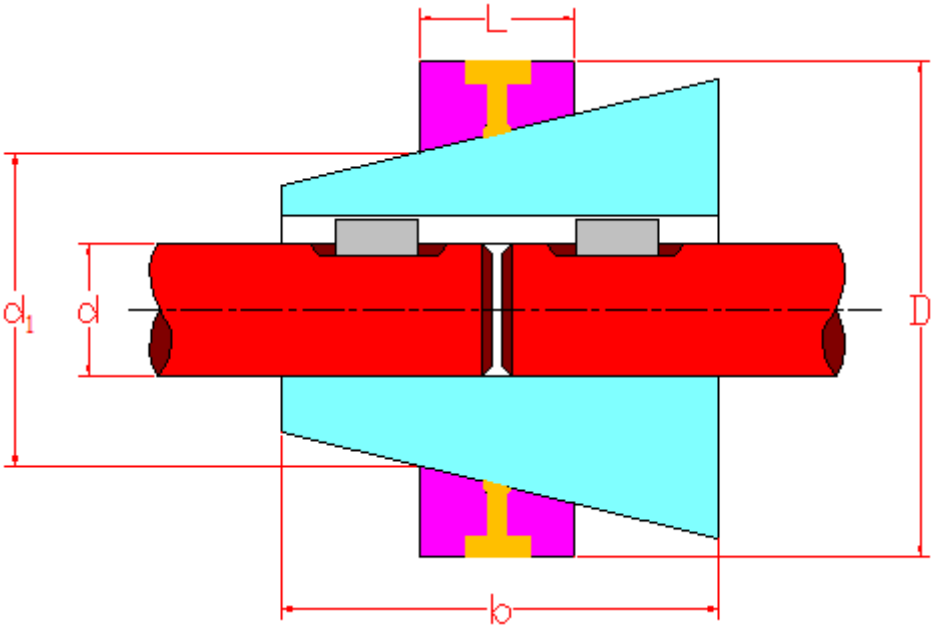
olur ve buradan,

$$F_{ön} = \frac{1}{n}.\pi.d.L.p$$

olarak hesaplanır.

1.2.1.3. Diğer bir bilezikli kavrama

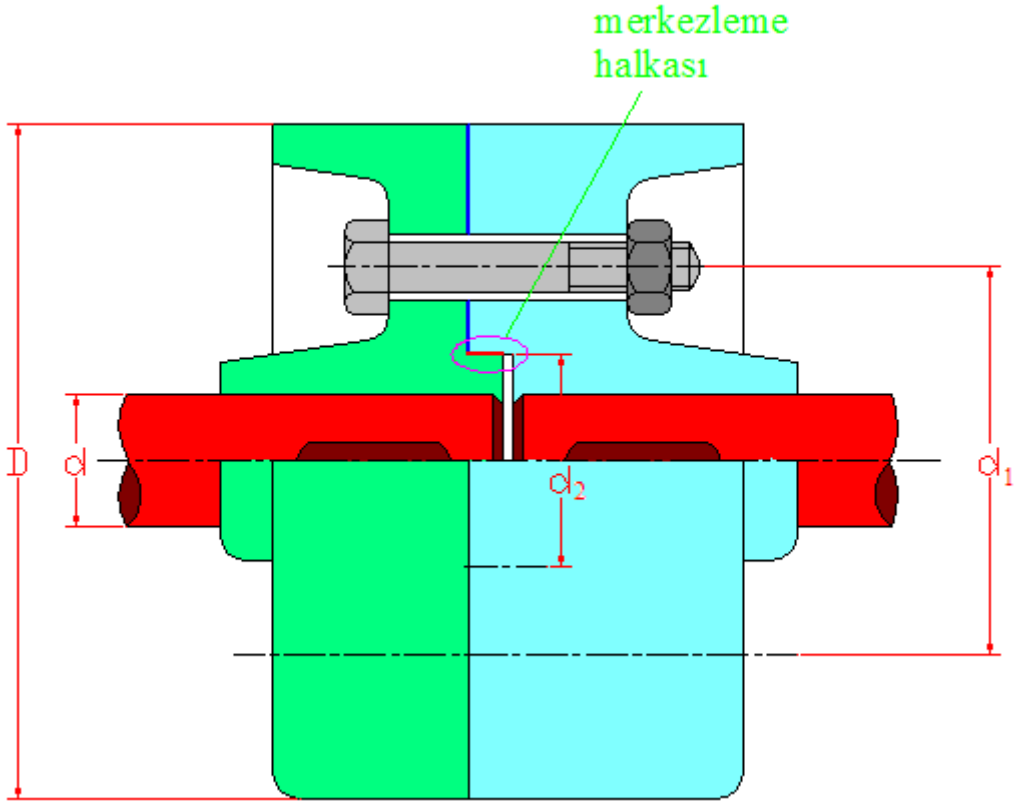
Burada bilezik çakılırken kolaylık olsun diye bileziğe yağ kanalları açılmıştır. Bu yağ kanallarından basınçlı yağ gönderilir. İki yüzey arasında oluşan yağ filmi, sürtünme katsayısını düşürerek bileziğin daha kolay çakılmasını sağlar. Aynı yolla bileziğin çıkarılması da kolaylaşmıştır.



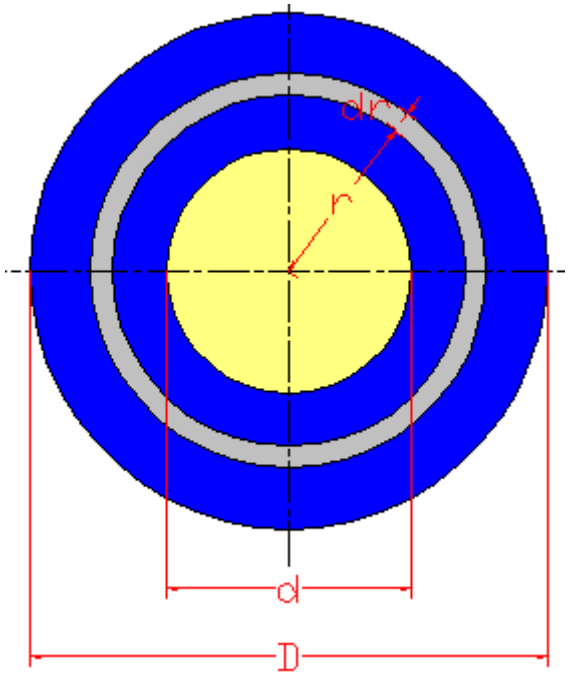
Şekil 1.4 Yağ kanallı bilezikli kavrama

1.2.1.4. Kasnaklı kavrama

Şekil 9.5'de gösterilen kasnaklı kavramada kasnaklardan birinde silindirik bir çıkıntı diğerinde ise uygun bir girinti vardır. Böylece iki milin merkezlenmesi sağlanır. İki kasnak uygun sayıda cıvata ile birbirine bağlanır.



Şekil 1.5 Kasnaklı kavrama



Şekil 1.6 Kasnaklı kavramada oluşan sürtünme yüzeyi

Şekil 1.6'da görüldüğü gibi dr kalınlığında birim eleman alınırsa buradaki normal kuvvet,

$$F_n = 2.\pi.r.dr.p$$

sürtünme kuvveti,

$$F_s = F_n.\mu$$

ve sürtünme momenti ise,

$$M_s = F_s.r$$

olur. Burada tüm sürtünme alanındaki toplam sürtünme momentini hesaplamak için integral alırsak,

$$M_s = \int_{d_2/2}^{D/2} 2.\pi.r.dr.p.\mu.r = 2.\pi.p.\mu \int_{d_2/2}^{D/2} r^2.dr \Rightarrow M_s = \frac{1}{12}.\pi.\mu.p.(D^3 - d_2^3)$$

Buradan sayıda cıvata için oluşacak basınç ifadesini yazarsak,

$$p = \frac{F_N}{A} = \frac{n.F_{ön}}{\frac{\pi}{4}.(D^2 - d_2^2)}$$

elde ederiz ve bu ifadeyi sürtünme momenti denkleminde yerine koyarsak,

$$M_s = \frac{n}{3}.F_{ön}.\mu.\frac{D^3 - d_2^3}{D^2 - d_2^2}$$

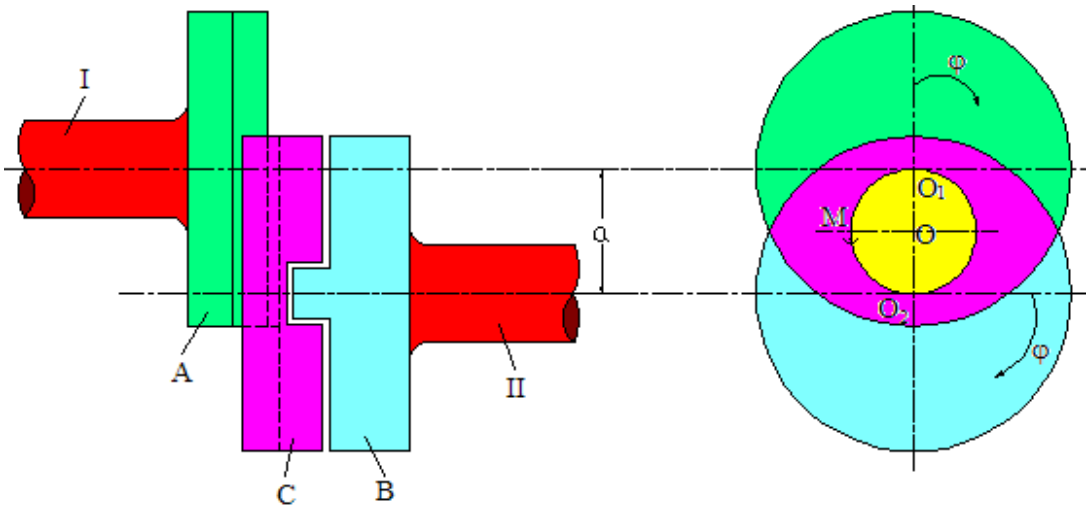
Denklemi yorumlarsak kavramada, moment iletimi sırasında tüm cıvataların değil üçte birinin yük taşıdığı görülmektedir.

1.2.2. Dengeleme Kavramaları

1.2.2.1. Oldham kavraması

Eksenleri arasında mesafe bulunan paralel milleri birbirine bağlar.

Şekil 1.7'de C diskinin üzerinde, radyal doğrultuda, birbirine dik iki kanal vardır. A ve B diskleri ise birbirinin aynısı olup I ve II millerine bağlanmışlardır. A ve B diskleri üzerindeki radyal doğrultudaki çıkıntılar, C deki kanallara oturmaktadır. A ve B diskleri çalışma sırasında dairesel hareket yaparken C diski bu kanallar arasında hareket ederek eksantrik bir dönme yapar.



Şekil 1.7 Oldham kavraması

Şekil 1.7'de görüldüğü gibi C diskinin M merkezi, O_1 ve O_2 merkezlerini çap kabul eden bir daire çizer. Bu yüzden A ve B disklerine göre iki kat hızda döner. Yani A ve B diskleri φ açısı ile döndüğünde C diskinin M merkezi bu daire etrafında ψ = 2.φ açısıyla döner. Yani $\psi_M = 2.\varphi_A = 2.\varphi_B$ olur. M merkezinde oluşan kuvvet,

$$F_M = m.(2\omega)^2.\frac{a}{2}$$

olur. Kuvvetin düşük olması için C diski, kütlesi düşük bir malzemeden yapılmalı ve eksenler arası mesafe az olmalıdır. Bir φ açısı ile dönme olduğunda millere etkiyen kuvvetler,

$$F_1 = m.(2\omega)^2.a.\cos\varphi \qquad \text{ve} \qquad F_2 = m.(2\omega)^2.a.\sin\varphi$$

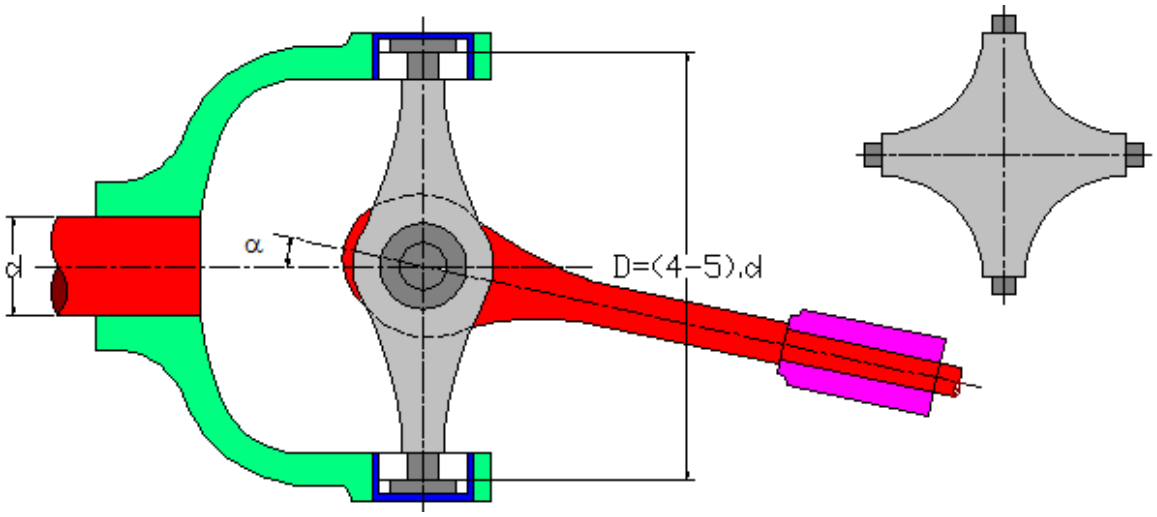
olur.

1.2.2.2. Kardan kavraması

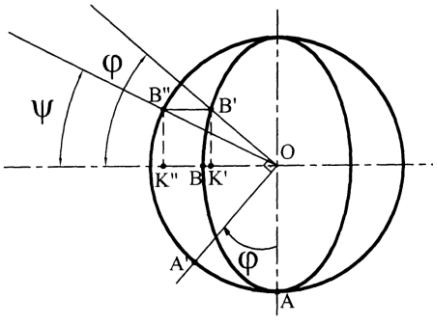
Eksenleri arasında açı olan milleri bağlar. Bu kavramada, eksenleri dik iki mafsal bulunduğundan istavroz kavraması da denir. Sistem üç serbestlik derecelidir.

A, φ açısı ile döndüğünde, B'nin de aynı dönmesi gerekirken ψ açısıyla dönecektir. Çünkü aralarında α açısı vardır. Şekil 1.8'de görüldüğü gibi A dairesel hareket yaparken, B'nin A üzerindeki görüntüsü bir elips olacaktır. Burada,

$$\frac{\tan\psi}{\tan\varphi} = \frac{OK'}{OK''} = \frac{OK''.\cos\alpha}{OK''} \Rightarrow \tan\psi = \tan\varphi.\cos\alpha$$



Şekil 1.8 Kardan kavraması



Şekil 1.9 Kardan kavramasında hız iletimi

Bu ifadeden hızları bulabilmek için ifadenin türevini alırız. Burada α sabit ve φ ile ψ değişkendir. Buna göre,

$$\frac{d\psi}{dt}.\frac{d}{d\psi}(\tan\psi)=\frac{d\varphi}{dt}.\frac{d}{d\varphi}(\tan\varphi).\cos\alpha$$

olur. Burada,

$$\left.\begin{array}{ll}\dfrac{d\psi}{dt}=\omega_2 & \dfrac{d\varphi}{dt}=\omega_1 \\ (\tan\psi)'=\dfrac{1}{\cos^2\psi} & (\tan\varphi)'=\dfrac{1}{\cos^2\varphi}\end{array}\right\}\omega_2=\omega_1.\frac{\cos^2\psi}{\cos^2\varphi}.\cos\alpha$$

olur. Burada,

$$\cos^2\psi=\frac{1}{1+\tan^2\psi} \qquad \text{ve} \qquad \tan^2\psi=\tan^2\varphi.\cos^2\alpha$$

yazılırsa iki milin hızlarının oranı,

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos\alpha}{(1+\tan^2\varphi.\cos^2\alpha).\cos^2\varphi} \Rightarrow \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos\alpha}{1-\sin^2\varphi.\sin^2\alpha}$$

bulunur.

Burada $\varphi = \frac{\pi}{2}$ ve $\varphi = \frac{3\pi}{2}$ için hız oranı maksimum olur,

$$\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)_{max} = \frac{1}{\cos\alpha}$$

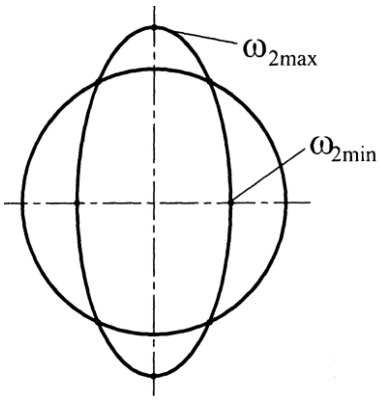
ayrıca $\varphi = 0$ ve $\varphi = \pi$ için minimum hız oranı,

$$\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)_{min} = \cos\alpha$$

elde edilir. Kardan kavramasında $\omega_1 = \omega_2$ şartını sağlayan dört $\varphi = \varphi'$ açısı vardır. Buna göre,

$$1 = \frac{\cos\alpha}{1-\sin^2\varphi'.\sin^2\alpha} \quad \text{veya} \quad \sin\varphi' = \sqrt{\frac{1-\cos\alpha}{\sin^2\alpha}}$$

eşitliğinin çözümleridir.

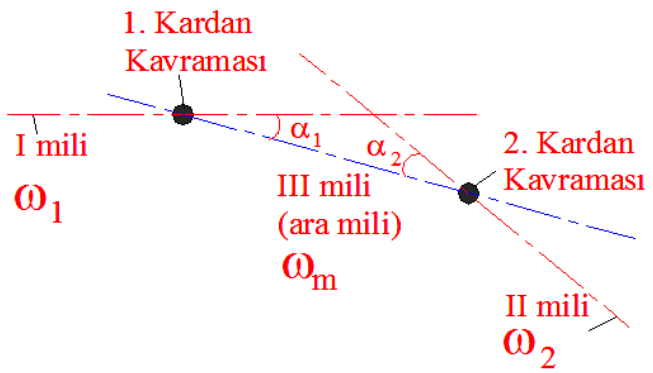


Şekil 1.10 Hızların maksimum ve minimum noktaları

Hız iletimindeki düzgünsüzlük ise,

$$\delta = \frac{\omega_{2\max} - \omega_{2\min}}{\omega_1} = \frac{\dfrac{\omega_1}{\cos\alpha} - \omega_1.\cos\alpha}{\omega_1} \Rightarrow \delta = \frac{1}{\cos\alpha} - \cos\alpha$$

Kardan kavramlarındaki bu hız düzgünsüzlüğünü önlemek için üçüncü olarak bir ara mili konularak iki kardan kavraması kullanılır. Böylece ilk kavramadaki düzgünsüzlük, ikincisi tarafından giderilerek eşit hız iletimi sağlanır (Şekil 1.11)



Şekil 1.11 Hız düzgünsüzlüğünün giderilmesi için tasarım

Burada $\omega_1 = \omega_2$ şartını sağlamak için $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha$ ve $\varphi_1 = \varphi_2$ olmalıdır.

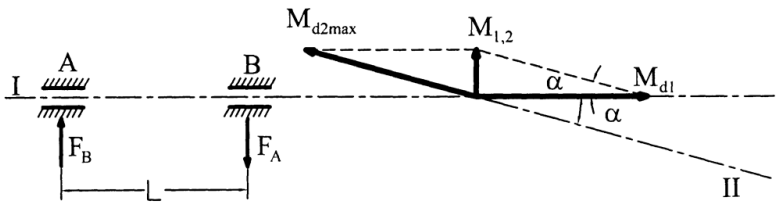
Moment etkisi ve mil yataklarındaki tepkileri,
Sürtünme olmadığı düşünülerek I ve II millerinde enerji eşitliğinden,

$$\omega_1.M_{d1} = \omega_2.M_{d2}$$

veya

$$M_{d2} = \frac{\omega_1}{\omega_2}.M_{d1} = \frac{1-\sin^2\varphi.\sin^2\alpha}{\cos\alpha}.M_{d1}$$

yazılabilir.



Şekil 1.12 Kardan kavramasında moment etkisi ve yataklardaki tepkileri

Burada I milinin momenti M_{d1} = sabittir ve M_{d2} maksimum olduğunda bileşke moment $M_{1,2}$ = $M_{d1}.\tan\alpha$ olur. Buradan yatak kuvvetleri,

$$F_{A,B} = \frac{M_{d1}.\tan\alpha}{L}$$

olur. II milindeki maksimum ve minimum momentler ise,

$$M_{d2\max} = \frac{M_{d1}}{\cos\alpha} \qquad \text{ve} \qquad M_{d2\min} = M_{d1}.\cos\alpha$$

olur.

1.2.3. Çözülebilen Kavramalar

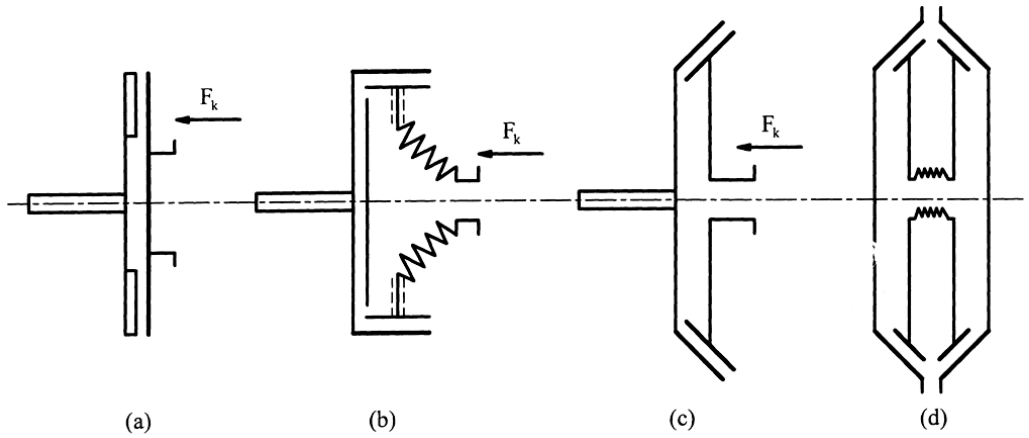
İstenildiğinde devreye girip çıkabilen kavramalardır. Sistemin durması gerekmez.

1.2.3.1. Sürtünme yüzeyli kavramalar

Moment ve hareket, en az iki yüzeyin birbiri üzerine bastırılmasıyla doğan sürtünme momenti ile iletilir.

- Diskli kavramalar

Moment iletimi iki yüzey arasındaki sürtünme momentinden ibarettir.



Şekil 1.13 Diskli kavrama çeşitleri

Yüzeyler F_k eksenel kuvveti ile bastırılsın. Homojen basınç dağılımı ve sabit bir sürtünme katsayısı bulunduğu kabul edilirse yüzey basıncı,

$$p = \frac{F_k}{(r_d^2 - r_i^2).\pi} = \text{sbt olur.}$$

Kavrama momenti,

$$M_k = 2.\pi.p.\mu.\int_{r_i}^{r_d} r^2.dr = \frac{2.\pi}{3}.p.\mu.(r_d^3 - r_i^3)$$

bulunur. Denklemde p değeri yerine konursa,

$$M_k = \frac{2}{3}.F_k.\mu.\frac{r_d^3 - r_i^3}{r_d^2 - r_i^2}$$

veya

$$r_m = \frac{2}{3}.\frac{r_d^3 - r_i^3}{r_d^2 - r_i^2}$$

tanımlarsak kavrama momenti,

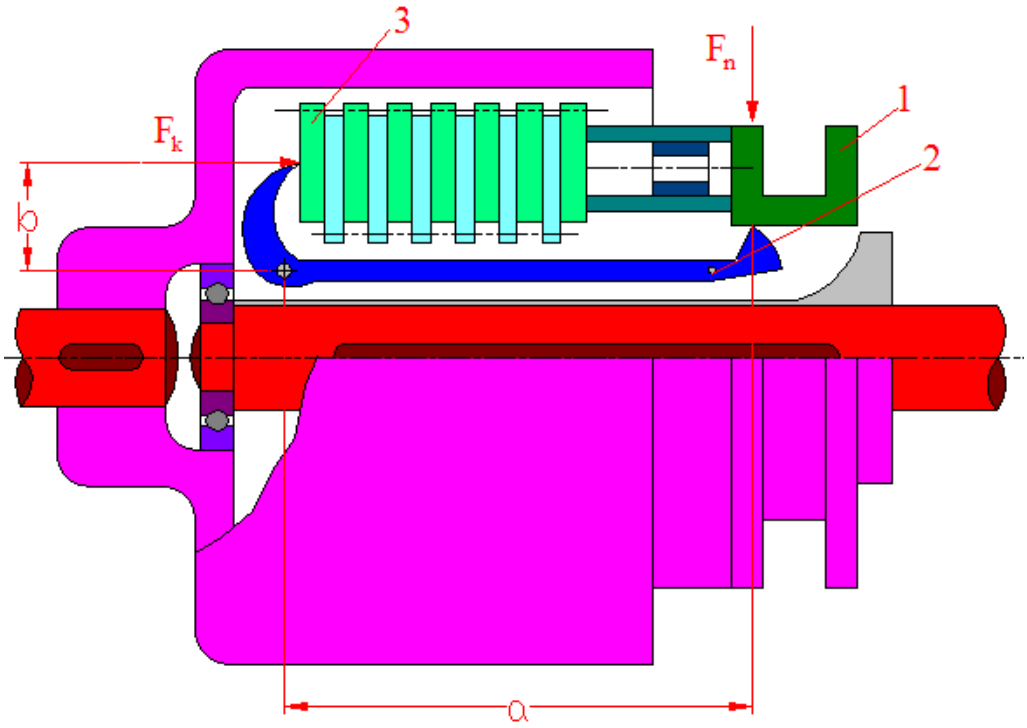
$$M_k = F_k.\mu.r_m$$

bulunur. n adet sürtünme yüzeyi için,

$$M_k = n.F_k.\mu.r_m$$

- Lamelli kavrama

Kullanma sahaları çok geniştir. Çok sayıda sürtünme yüzeyi mevcuttur.



Şekil 1.14 Lamelli kavrama

Şekil 1.14'de görüldüğü gibi düşey kuvvet ve eksenel kuvvet arasında,

$$F_k = F_h \cdot \frac{a}{b}$$

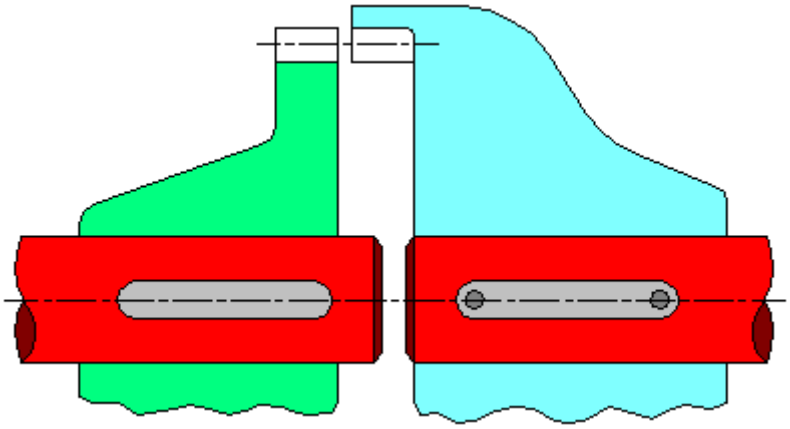
bağıntısı söz konusudur. Kavrama momenti, diskli kavramalardaki gibi hesaplanır. Burada n adet sürtünme yüzeyi dikkate alınmalıdır. Bunun için, iç lamellerin sayısı z_i dersek sürtünme yüzeyi,

$$n = 2.z_i$$

ile hesaplayabiliriz.

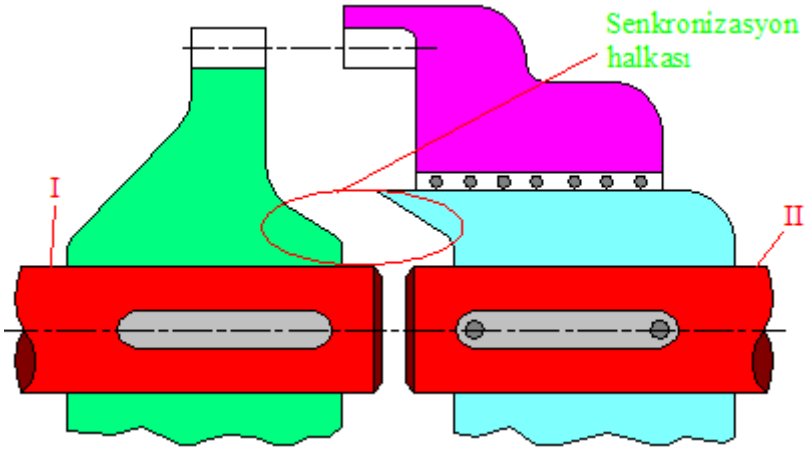
1.2.3.2. Dişli kavramalar

Dişli kavramalarda sistem devreye girerken iki milin eşit hızda olması gerekeceğinden sistem durdurulur, dişliler birbirine geçtikten sonra çalıştırılır (Şekil 1.15). Devreden çıkışta ise sistemin durdurulması gerekmez.



Şekil 1.15 Basit dişli kavrama

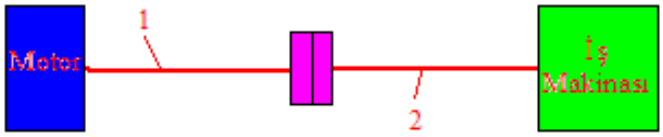
Sistemin durdurulmadan devreye girmesi için senkromeç denilen bir konstrüksiyon kullanılır (Şekil 16). Bu durumda, önce senkronizasyon halkası ileri ittirilir böylece sürtünme bağıyla iki mil birlikte dönmeye başlar. Hızları eşitlendikten sonra dişliler birbirine geçirilerek sistem çalışmaya başlar.



Şekil 1.16 Senkromeçli dişli kavrama

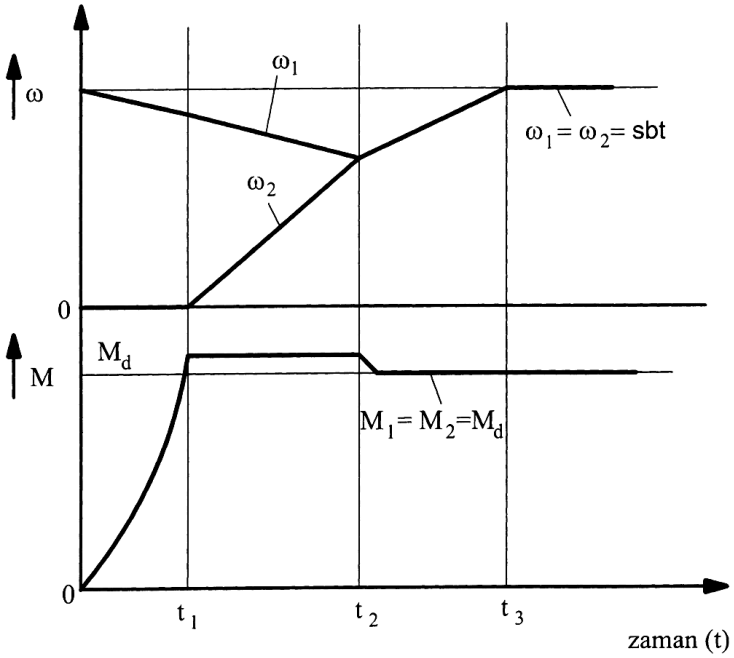
Her iki sistemde de hareketli olan kasnaklarda kullanılan kamalar, bu eksenel harekete olanak sağlayacak özelliktedir.

1.3. Yük Altında Devreye Girme



Şekil 1.17 Tipik kavrama sistemi

I mili ω_1 = sbt hızıyla ve M_{d1} momentiyle dönüyor. II mili ise ω_2 hızında ve M_{d2} dönme momentiyle gösterilmiştir. Başlangıçta durmakta olan II mili, kavramanın devreye girmesiyle dönmeye başlıyor. Şekil 1.18 deki grafikte, kavramanın devreye girmesi gösterilmiştir.



Şekil 1.18 Kavrama devreye girerken zamanla moment ve hız değişimi

0-t_1 arasında döndürme momenti, kavrama momentine eşitlenir ($M_{d1} = M_k$). Bu sırada 2. mil dönmez ($\omega_2 = 0$). Kavrama devreye girer ve t_1-t_2 arasında 2. milin hızı artarken, 1. milin hızında düşüş olur ve t_2 sonunda iki milin hızı eşitlenir ($\omega_1 = \omega_2$). Yine t_2 sonunda iki milin dönme momentleri eşit olur ($M_{d1} = M_{d2}$). Son kısımda yani t_2-t_3 aralığında ise birlikte dönen millerin hızları artarak t_3 sonunda başlangıçtaki ω_1 = sbt hızına erişir. Bu durumda kavramanın devreye girmesi sırasındaki kayıp iş,

$$\text{Kayıp İş} = \int_0^{t_2} M_d.(\omega_1 - \omega_2).dt$$

BÖLÜM 2
DİŞLİ ÇARK MEKANİZMALARI

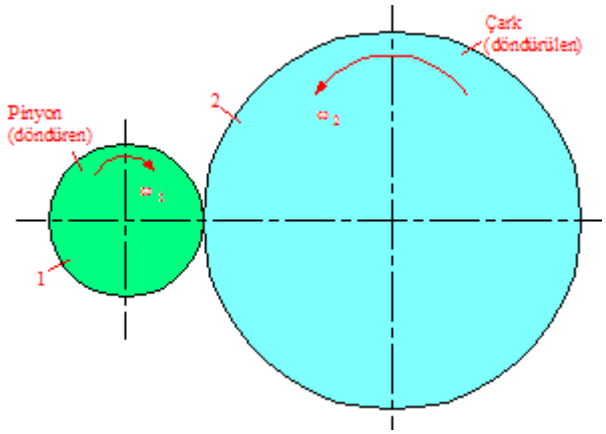
2.1. Giriş

Güç ve hareket ileten elemanlardan en çok kullanılanı dişli çark mekanizması olup en az iki dişliden oluşan bir sistemdir. Güç iletme bakımından mekanizmanın bir döndüren ve bir veya birkaç döndürülen elemanı vardır.

Güç formülünde,

$$P = M_d.\omega$$

güç sabit olduğu için moment ve hız değiştirilebilir. Örneğin bir araba motorunun gücü sabit olduğundan hızını arttırmak için momenti azaltırız. Bu da çeşitli ebatlardaki dişlilerle olur. Şekil 1'deki dişli çark mekanizmasında, döndüren (pinyon) dişli ω_1 açısal hızıyla dönerken dişli çarkı w_2 açısal hızıyla döndürür (Şekil 2.1).



Şekil 2.1 Pinyon ve çark çifti

Burada dişli çiftinin hızlarının oranına hız oranı veya çevrim oranı denilir ve şöyle ifade edilir:

$$i_{1,2} = \pm\frac{\omega_1}{\omega_2} = \pm\frac{n_1}{n_2}$$

Burada $i_{1,2} > 1$ olduğunda sistem hız düşürücü yani redüktör olur, $i_{1,2} < 1$ olduğunda ise hız arttırıcıdır.

Verim ifadesi,

$$\eta = \frac{\text{Alınan Güç}}{\text{Verilen Güç}}$$

Burada çarktaki güç P_2 ve pinyondaki güç P_1 olduğuna göre dişli sistemi için verim ifadesi,

$$\eta = \frac{P_2}{P_1}$$

yazılır. Dişli çarklarda genel olarak verim η = 0,98 olarak alınır.

Pinyon ve çark için dönme momentlerini yazarsak,

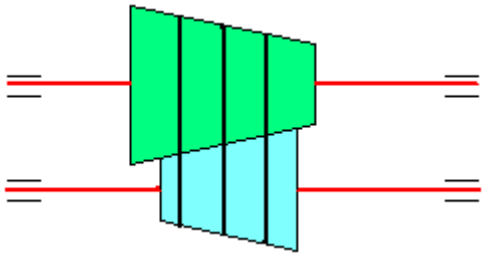
$$M_{d1} = 9550.\frac{P_1}{n_1} \qquad \text{ve} \qquad M_{d2} = 9550.\frac{P_2}{n_2}$$

Burada gücün birimi kW ve n, d/d olarak alındığında sonuç N.m olarak çıkar. İki denklemi oranlarsak,

$$M_{d2} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right).\left(\frac{n_1}{n_2}\right).M_{d1} \qquad \text{veya} \qquad M_{d2} = \eta_{1,2} \,.\, i_{1,2} \,.\, M_{d1}$$

İfadesi elde edilir.

Varyatörler, Şekil 2.2'de görüldüğü gibi bir girişe karşılık birden fazla çıkış hızları elde edilebilen hız değiştiricilerdir.



Şekil 2.2 Varyatörlere örnek

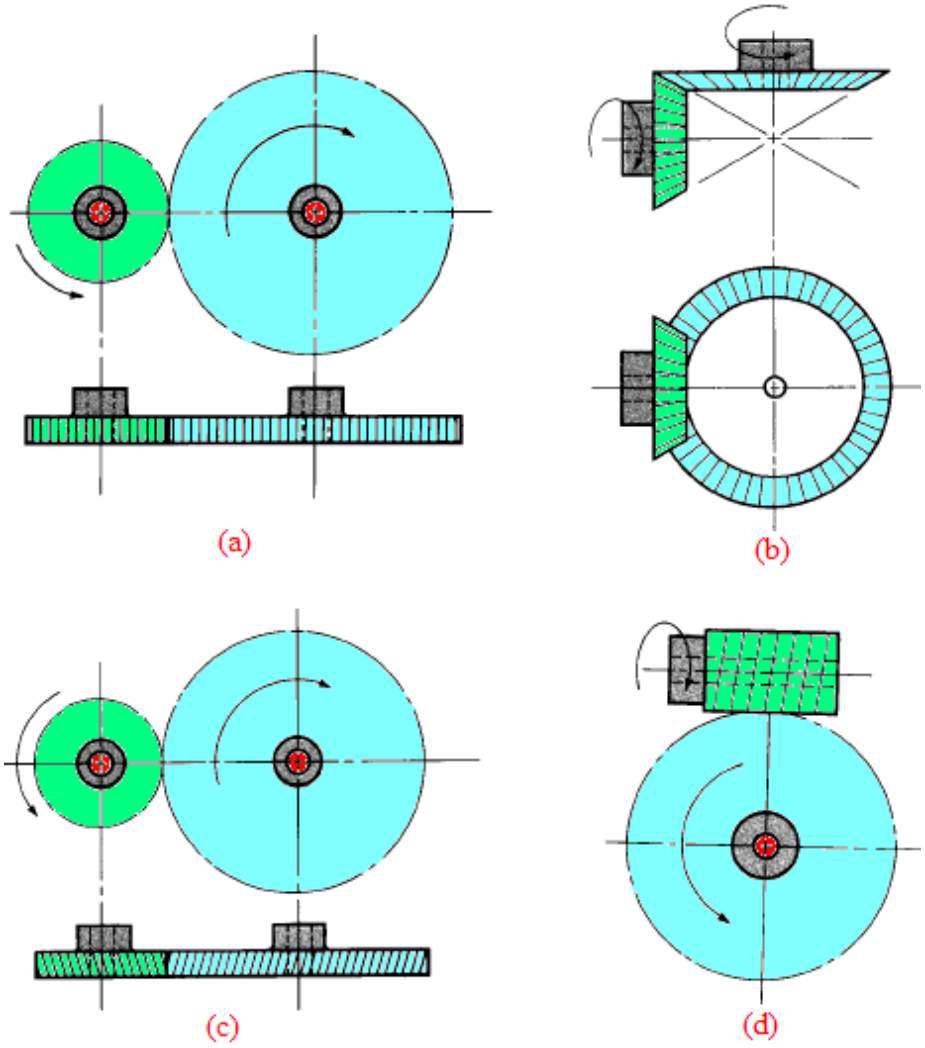
2.2. Dişli Çarkların Sınıflandırılması

a) Eksenleri aynı düzlemde ve paralel olan iki mil arasında güç ve devir ileten çarklara silindirik veya alın dişli çarklar denir. Dişlerin yönü çark eksenine paralel ise *düz silindirik* (Şekil 2.3a), eğik ise *helisel silindirik* (Şekil 2.3b) veya *çift helisel silindirik* olarak sınıflandırılır.

Ayrıca çarklar birbirlerinin içinde veya dışında yuvarlanmasına göre *iç* veya *dış silindirik* dişli çarklar adını alılar. Dişli çarkın yarıçapı sonsuz olursa *kremayer* denilir ve *düz* ve *helisel* kremayer mekanizmaları olabilir.

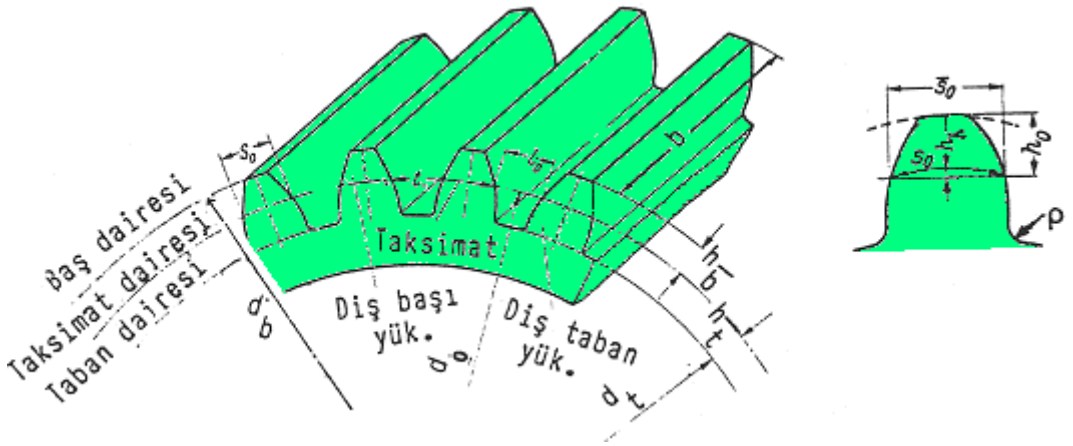
b) Eksenleri aynı düzlemde fakat kesişen iki mil arasında iletim olması durumunda *konik dişli çarklar* (Şekil 2.3c) söz konusudur. Bunlar da kendi aralarında *düz* , *helisel*, *çift helisel* veya *eğrisel* konik dişli çarklar adını alırlar.

c) Eksenleri aynı düzlemde olmayan dişlilere ise *spiral dişli çarklar* denilir. Bunların en çok kullanılanı *sonsuz vida mekanizmasıdır* (Şekil 2.3d). Bunların *globoid* ve *silindirik* tipleri vardır. Eksenleri aynı düzlemde olmayan ve kesişmeyen konik dişli çarklar da vardır. Bunlara *hiboid konik dişliler* denir.



Şekil 2.3 a)Silindirik düz dişli; b) Silindirik helisel dişli; c) Konik dişli; d) Sonsuz vida mekanizması

2.3. Dişlilerde Temel Kavramlar



Şekil 2.4 Temel kavramlar

d_0 = taksimat dairesi çapı

d_b = diş başı dairesi çapı

d_t = taban dairesi çapı

h = diş yüksekliği

h_b = diş başı yüksekliği

h_t = taban yüksekliği

l_0 = diş boşluğu

b = diş genişliği

S_q = diş kalınlığı

t = taksimat

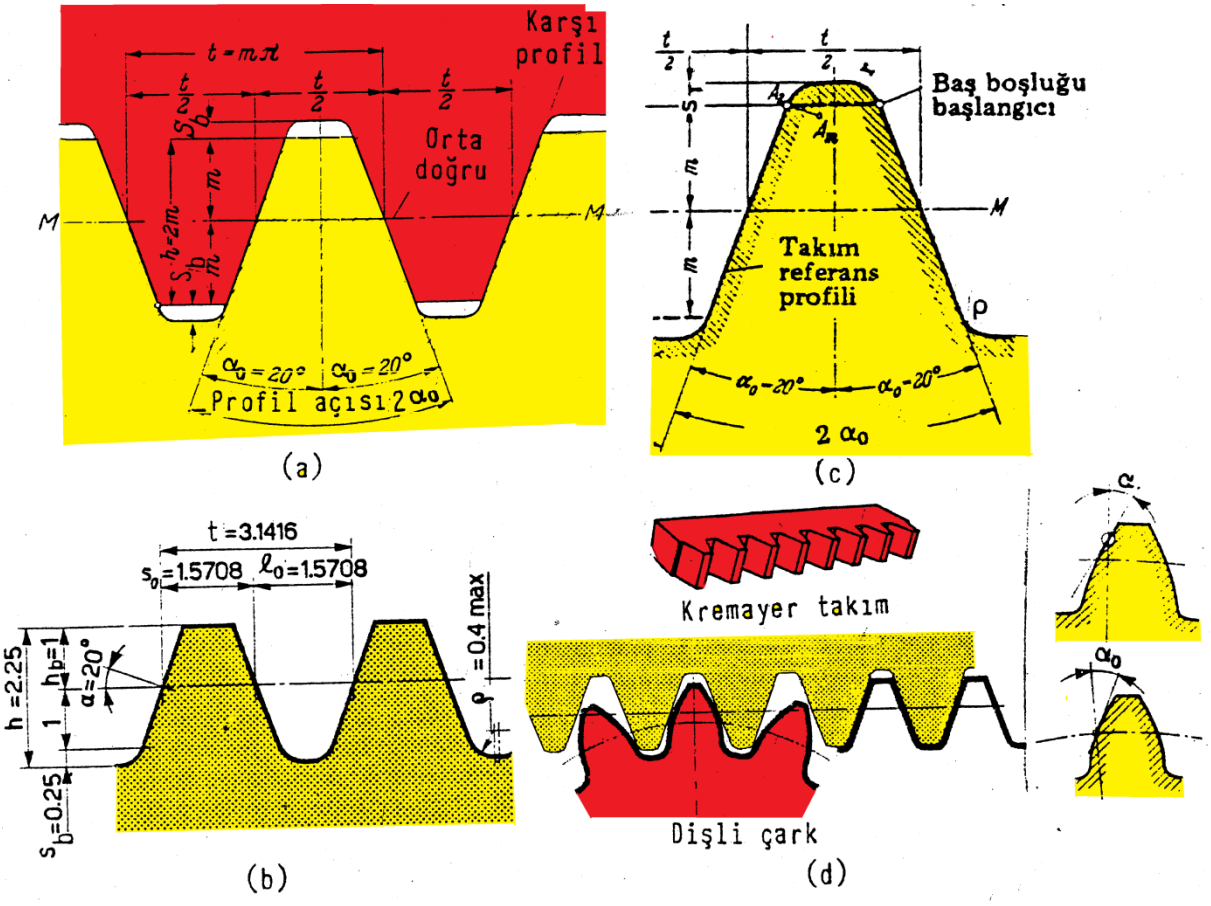
$$\pi.d_0 = z.t \qquad d_0 = z.\frac{t}{\pi} \qquad m = \frac{t}{\pi} \text{ (modül)} \qquad d_0 = z.m \qquad d_b = d_0 + 2.h_b$$

$$d_t = d_0 - 2.h_t \qquad t = S_q + l_0 \qquad \text{eğer} \quad S_q = l_0 = \frac{t}{2}$$

2.4. Referans Profil ve Takım Referans Profili

Taksimat dairesini r = ∞ alınırsa *kremayer* dişlisi elde edilir. Kremayer dişlisi, evolvent dişlinin diş boyutlarını elde etmekte *referans profil* olarak kullanılır.

Takım referans profilinin baş yüksekliği 0,25 kat daha büyük yapılır. Dişi, baş kısım açacağından açılan dişte taban 0,25.m kadar fazla olur. Yani taban 1,25.m olur, baş ise m olur. Sonuçta h = 2,25.m olur.



Şekil 2.5 Kremayer dişlisi, Referans profili ve takım referans profili

Dişlilerin temas noktalarının geometrik yeri, taksimat dairesi ise üzerinde ise buna *sıfır dişli* denir. Eğer taksimatın dışında ise [+mx veya -mx] *artı (+)* veya *eksi (-)* dişli denir.

2.5. Dişlilerin Profil Eğrileri

Dişlerin yan yüzeylerinin şekline (diş eğrilerine) profil denir. Diş profili olarak evolvent ve sikloid eğrileri kullanılır. En çok kullanılan evolvent diş profilidir.

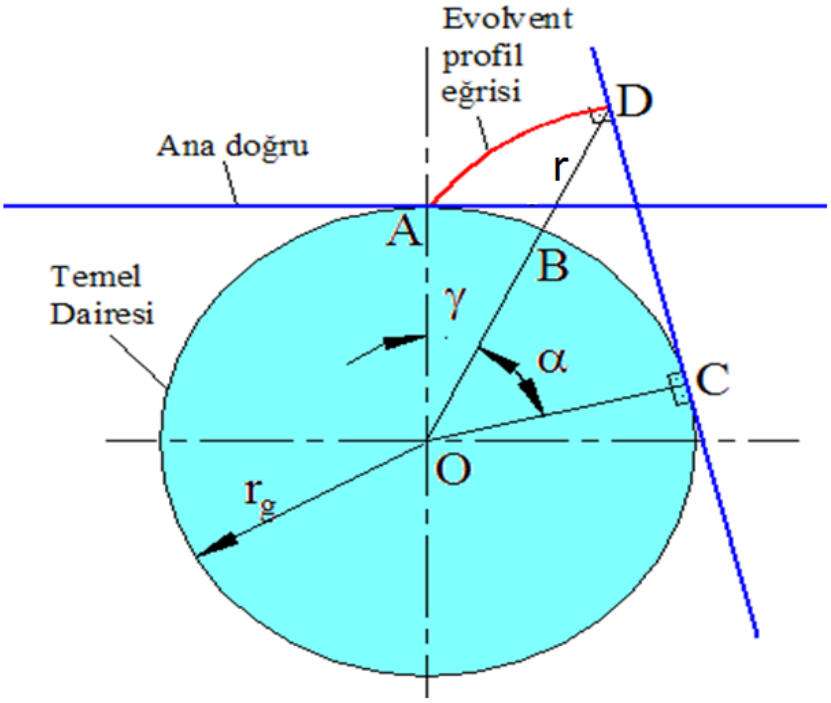
Evolvent, temel dairesi üzerinde kaymadan yuvarlanan ana doğrunun üzerindeki herhangi bir noktanın meydana getirdiği eğridir (Şekil 2.6). Yuvarlanma sırasında ana doğru, herhangi bir anda temel dairesine teğet ve evolvente diktir. Ayrıca Şekil 2.6'da kaymadan yuvarlanma şartından $\overset{\frown}{AC} = \overline{DC}$ olacağından;

$r_g .(\alpha + \gamma) = r_g .\tan\alpha$

$\gamma = \tan\alpha - \alpha$

$\underline{ev\alpha = \tan\alpha - \alpha}$

evolvent denklemi elde edilir. Burada r_g, temel dairesi yarıçapı; α, yan yüzey basınç açısı ve γ, yardımcı açıdır.



Şekil 2.6 Evolvent eğrisinin oluşumu

Dişlilerin eş çalışması evolvent kısımda mevcuttur ve evolvent eğrisi oluşturulurken temel dairesinden başlandığı için evolvent profil eğrisi, temel dairesi üzerinde mevcuttur. Dolayısıyla temel dairesinin altında evolvent yoktur ve eğer temas temel dairesinin altında ise eş çalışma olmaz yani sistem kilitlenir. Şekil 2.7a'ya bakarsak DE arasında temas olursa eş çalışma olmaz. Şekil 2.7b' de ise temel dairesi aşağıda olduğundan eş çalışma mevcuttur.

- Temas taksimat dairesi üzerinde ise $r = r_0 = d_0 / 2$ olur. Bu durumda $\alpha = \alpha_0$ olur. Yani sıfır dişli söz konusudur.

•

$$\cos\alpha_0 = \frac{r_g}{r_0} \quad \Rightarrow \quad r_0 = \frac{r_g}{\cos\alpha_0} \quad \text{ve} \quad d_0 = \frac{d_g}{\cos\alpha_0}$$

$$\Rightarrow \quad d_g = d_0 . \cos\alpha_0$$

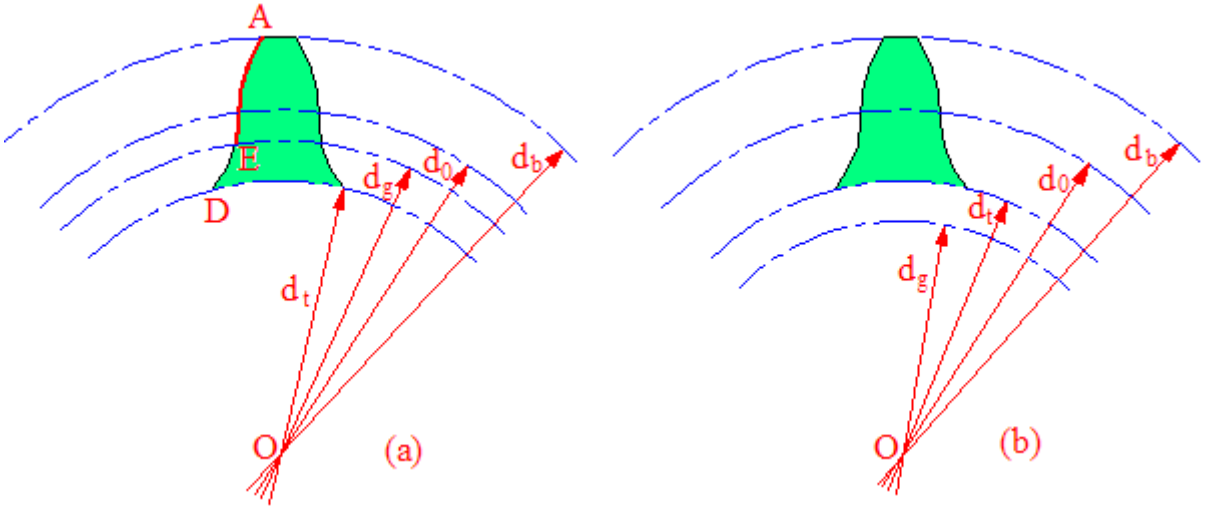
- Temas taksimat dairesinin dışında ise d = d_g / cosα olur yani;

  d_g = d . cosα

İki durumu eşitlersek;

d_0 . cosα_0 = d . cosα

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



Şekil 2.7 Temel dairesi ile taban dairesinin konumu

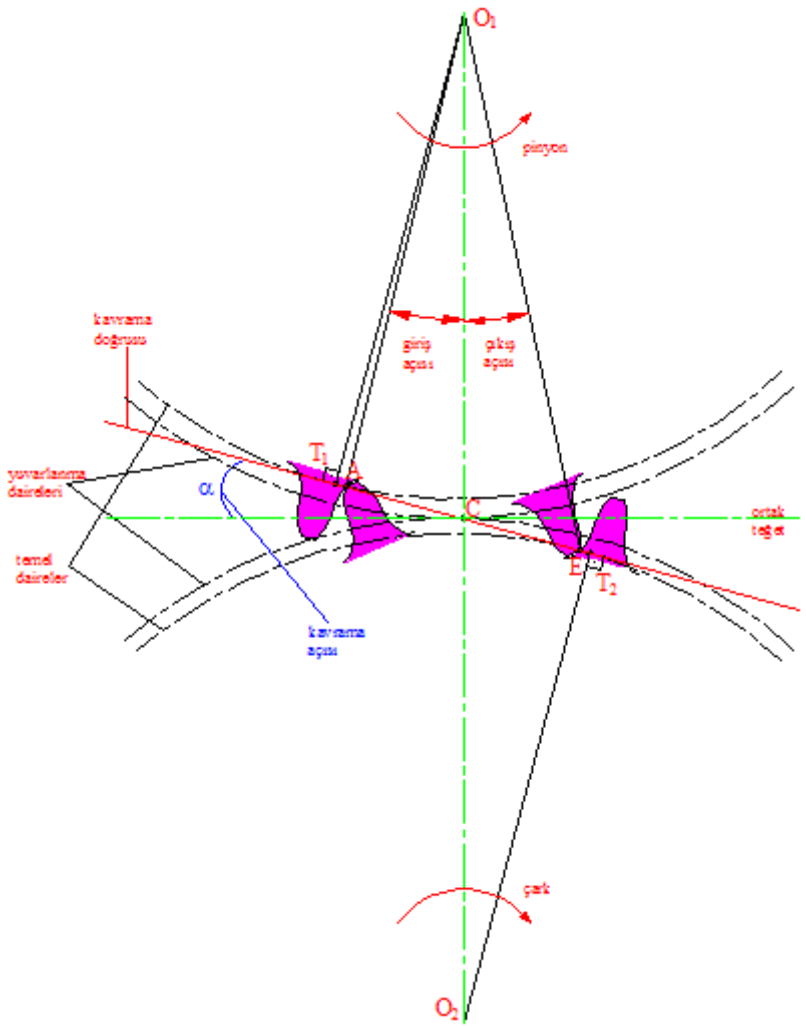
2.6. Kavrama Faktörleri

2.6.1. Kavrama doğrusu

Döndüren dişlinin (pinyon) diş tabanı ile döndürülen dişlinin (çark) diş başının (A noktası) temas etmesiyle kavrama olayı başlar ve döndüren dişlinin diş başının, döndürülen dişlinin diş dibini terk etmesiyle (E noktası) kavrama sona erer (Şekil 2.8).

Kavramanın başlangıcı olan A noktası ile bitişini gösteren E noktası arasındaki tüm kavrama noktaları bir AE eğrisini çizer. Evolvent profillerinin bir avantajı olarak AE bir doğrudur. Bu doğruya kavrama doğrusu denir. Kavrama doğrusu T_1'de pinyonun temel dairesine (d_{g1}) ve

T_2'de çarkın temel doğrusuna (d_{g2}) teğettir. Dolayısıyla kavrama doğrusu, evolventi oluşturan ana doğrunun ta kendisidir.



Şekil 2.8 Kavrama olayı

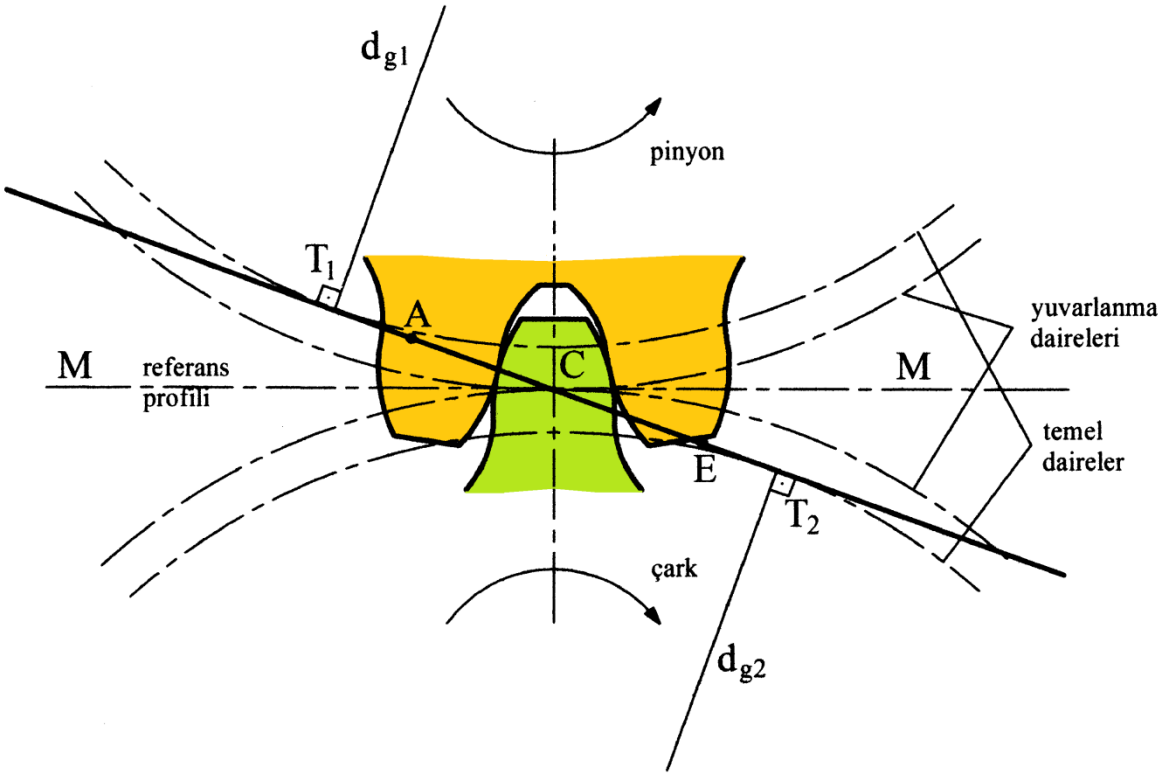
2.6.2. Kavrama açısı

Kaymadan yuvarlanan dişli mekanizmasının temas noktalarının oluşturduğu dairelere *yuvarlanma daireleri* denilir. Dolayısıyla yuvarlanma dairesi, dişliye değil dişli çiftine ait bir kavramdır. Temas, taksimat dairesi üzerinde ise yuvarlanma dairesi ve taksimat dairesi aynıdır yani sıfır dişli olmaktadır.

Yuvarlanma dairelerinin ortak teğeti ile, kavrama doğrusu arasındaki açıya *kavrama açısı* denir (Şekil 2.8). Temas noktası, taksimat dairesi üzerinde ise kavrama açısı, yan yüzey basınç açısına eşit olur. ($\alpha = \alpha_0$).

2.6.3. Kavrama oranı (ε)

Şekil 2.9'da C noktası; yuvarlanma dairelerinin teğetiyle, merkezler doğrusunun kesim noktasıdır. Kavrama uzunluğunun, taksimata oranına *kavrama oranı* denir.



Şekil 2.9 Kavrama oranına ait şema

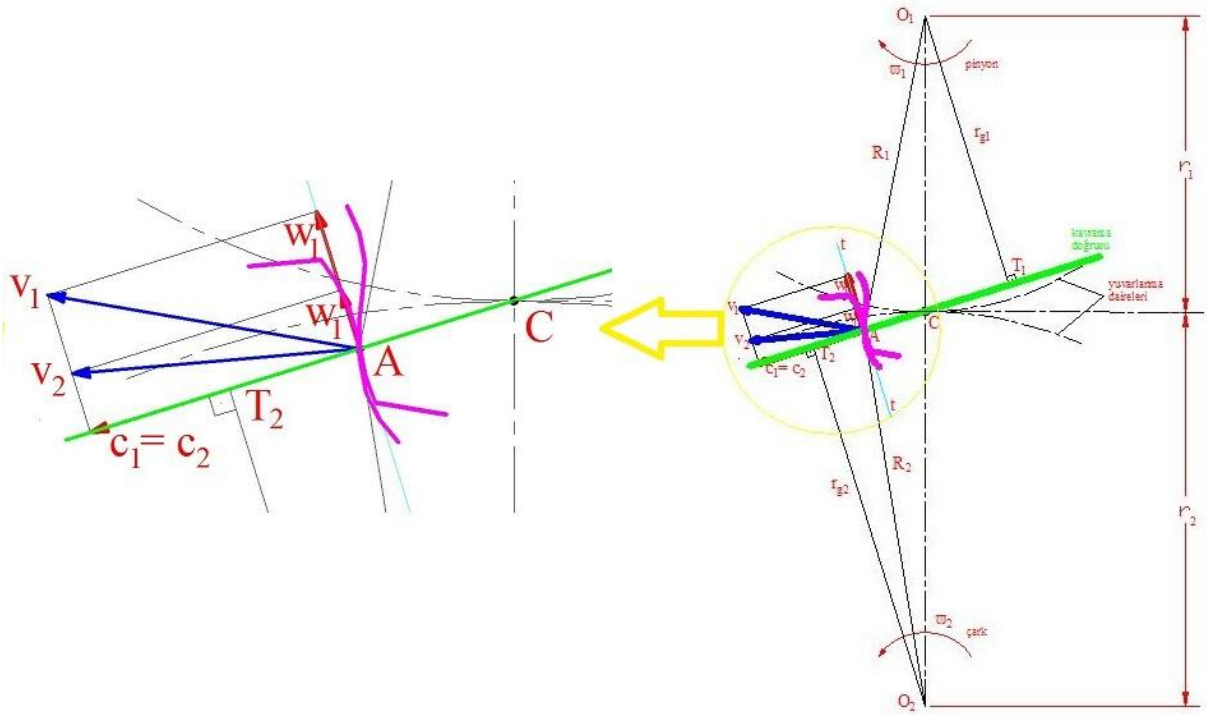
Pinyon üzerinde kavramanın başladığı A_1 noktası ve kavramanın sona erdiği E_1 noktasının çizdiği A_1CE_1 eğrisi, çark üzerinde ise A_2 ve E_2 noktaları arasında A_2CE_2 eğrisinin uzunlukları eşittir. $A_1E_1 = A_2E_2 = A_0E_0$ ve bunlar da A_0E_0 uzunluğuna eşittir yani A ve E noktalarının, referans profilinin MM ekseni üzerinde oluşturduğu uzunluktur. Bu uzunluğa *kavrama uzunluğu* denir.

$$\varepsilon = \frac{\text{Kavrama UzunlugU}}{\text{Taksimat}} = \frac{\overline{A_0E_0}}{t}$$

Kavrama oranının 1'den büyük olması istenir. Genellikle ε = 1,4 alınır. Yani kavrama uzunluğunun, taksimattan büyük olması istenir. Bunun nedeni ε > 1 olunca eş çalışan dişlilerde dişlerden biri devreden çıkmadan diğeri devreye girer. Böylece hem sessiz ve boşluksuz bir çalışma hem de harekette bir süreklilik sağlanır.

2.7. Dişli Ana Kanunu

Eş çalışan iki dişlinin sabit oranda hız iletebilmesi için (yani $i_{1,2}$ = sabit), kaymadan yuvarlanan dişlilerin herhangi bir temas noktasındaki (A noktası) ortak normali (yani kavrama doğrusu) daima C yuvarlanma noktasından geçmelidir (Şekil 2.10). Buna *dişli ana kanunu* denir.



Şekil 2.10 Dişli ana kanunu

Şekil 2.10'da A, herhangi bir andaki temas noktasıdır. Bu temas noktasının merkezlere uzaklıkları R_1 ve R_2 olur. A noktasındaki çevre hızlarını bulmak için açısal hız ile bu yarıçaplar çarpılır yani $v_1 = \omega_1.R_1$ ve $v_2 = \omega_2.R_2$ olur. Bu çevre hızlarının profillerin ortak normali yani kavrama doğrusuna ve profillerin ortak teğeti olan t doğrusuna göre hız bileşenlerini alırsak; v_1 için kavrama doğrusu üzerinde c_1 ve t doğrusu üzerinde w_1, v_2 için ise

aynı şekilde c_2 ve w_2 bileşenlerini elde ederiz. Burada 1. dişli döndüren olduğundan $c_1 < c_2$ olamaz, ayrıca profiller temas halinde olduğundan $c_1 > c_2$ de olamaz başka bir deyişle kaymadan yuvarlanma şartından dolayı $c_1 = c_2$ olmalıdır. Burada c_1 ve c_2 hız bileşenleri kavrama doğrusu üzerinde olduğundan, kavrama doğrusuna dik merkez uzaklıkları, temel dairesinin yarıçaplarıdır. Yani;

$$c_1 = \omega_1 . r_{g1} \qquad \text{ve} \qquad c_2 = \omega_2 . r_{g2}$$

Burada $c_1 = c_2$ eşitliğinden;

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{g2}}{r_{g1}} = i_{1,2}$$

elde edilir. Burada $\alpha \neq \alpha_0$ ve $r \neq r_0$ ise;

$$R_g = r.\cos\alpha \ , \quad r_g = r_0 . \frac{\cos\alpha_0}{\cos\alpha} \quad \text{ve} \quad r_0 = \frac{m.z}{2}$$

eşitliklerini göz önüne alırsak;

$$i_{1,2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{g2}}{r_{g1}} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{r_{02}}{r_{01}} = \frac{z_2}{z_1}$$

sonucuna varılır. Bu eşitliklerin çıkış noktası temel daire çapları olduğundan çevrim oranını değiştirmek için, temel dairelerin çap ya da yarıçap oranlarının değiştirilmesi gerekir. Yani çevrim oranı, temel daire çapları veya yarıçapları ile ters orantılıdır. Bunun sonucu, evolventin şu üstünlüğünü gösterir: montajdaki hatalar nedeniyle eksenler arası mesafe değişse bile, temel daire çapları değişmediği sürece sabit oranda hız iletimi devam eder.

Profillerin teğeti üzerindeki hız bileşenleri w_1 ve w_2 birbirinden farklı olduğundan dişlerin yan yüzeylerinde kayma vardır yani sürtünme ve dolayısıyla aşınma söz konusudur. Bu yüzden dişlerin yüzeyleri, modüle bağlı olarak belirli bir derinlikte sertleştirilir. Dişlerin iç kısmının ise sert olması istenmez. Çünkü darbelere karşı sönümleme özelliğine sahip olmaları istenir.

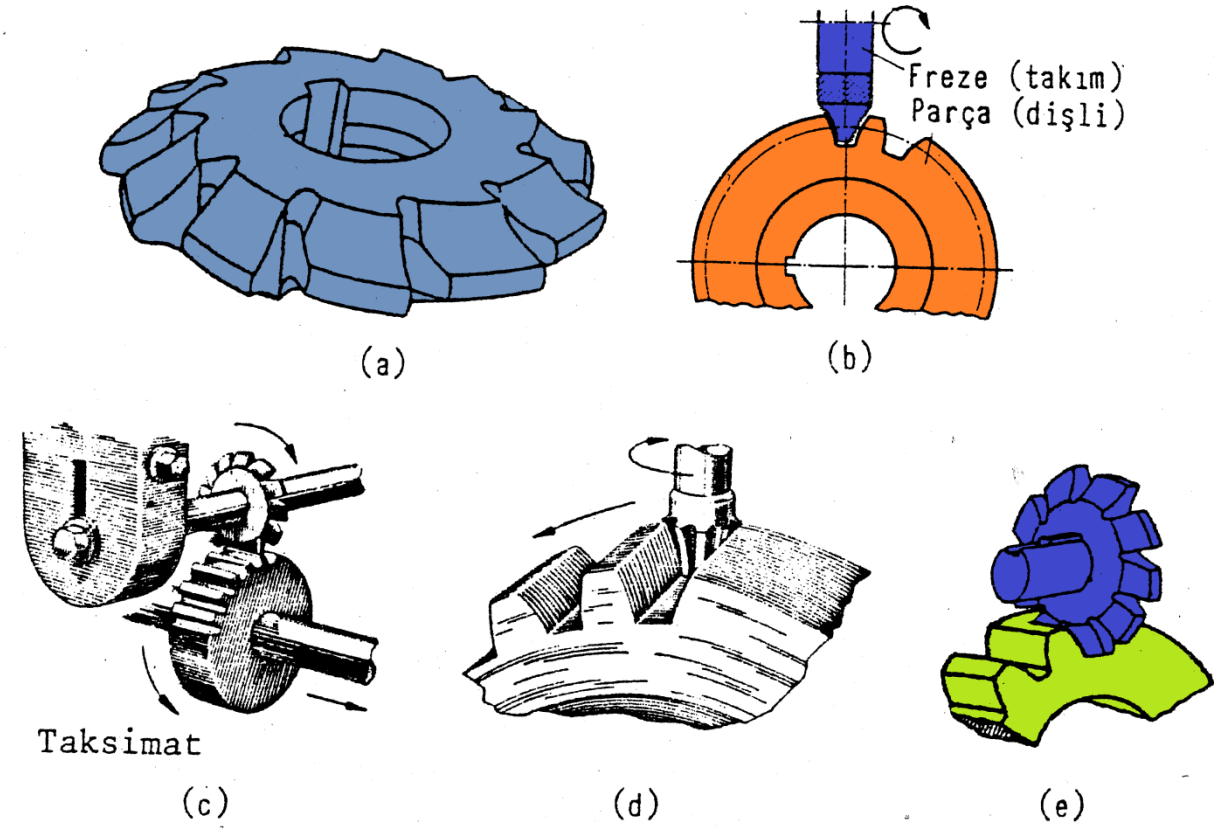
Şimdiye kadar incelenen konular göz önüne alınarak evolvent dişli çarkların üstünlükleri şunlardır;

1. Kremayere ait evolvent dişlerin basit bir şekil göstermesi diş açma takımlarını basitleştirmiştir.
2. Aynı takımla çeşitli özelliklere sahip dişli çarklar elde edilebilir.
3. Nispeten basit olan imalat yöntemleri, hassas dişli çarkların imaline imkan verir.
4. Montaj sırasında hatalardan dolayı eksenler arası mesafe, teorik eksenler arası mesafeye göre değişmesi halinde dahi, çevrim oranı ve dişlerin maksada uygun olarak kavraması değişmez. Çünkü pinyon ve çarkın temel dairesi yarıçapı değişmemiştir.
5. Bu dişlileri birbiriyle eş olarak çalışmaya hazır dişliler yani uyar dişliler olarak imal etmek mümkündür.

2.8. Diş Açma Yöntemleri

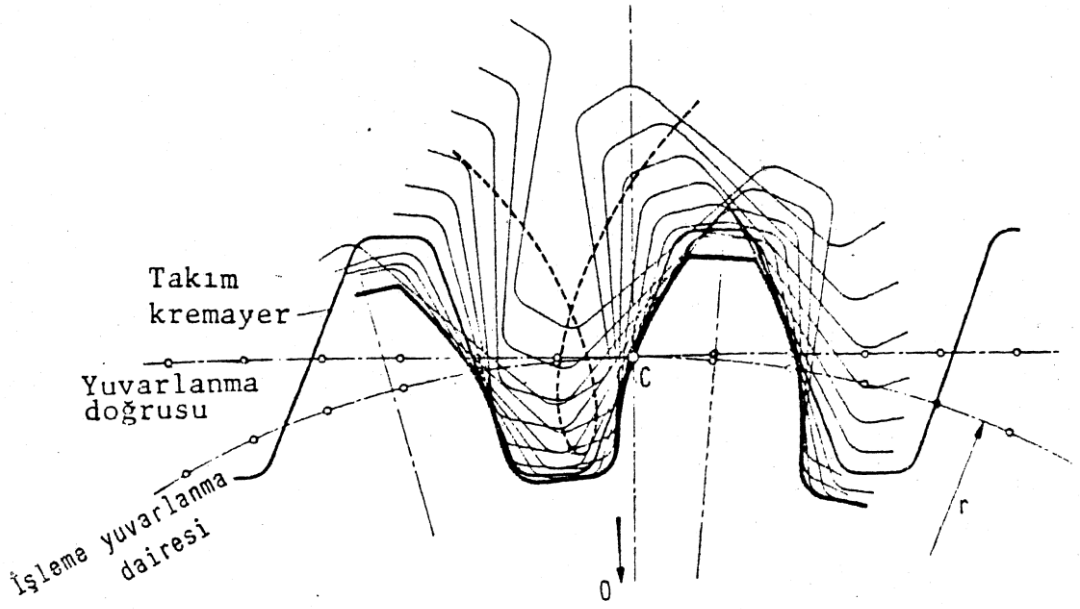
Taksimat dairesi ∞ olan yani bir doğru olan kremayer dişlisi, dişli çarkla temastayken kavrama doğrusu, kemayer takımın bir doğru olan diş profiline diktir.

İki çeşit diş açma yöntemi vardır; form freze ile ve yuvarlanma yöntemi. Form freze ile diş açmada diş profiline uygun takım seçilir (Şekil 2.11). Kesici takımlar disk şeklinde veya parmak freze olabilir. Takım seçimi modüle ve yan yüzey basınç açısına bağlı olarak yapılır. Burada tezgahın taksimatlı olması gerekir. Difizör ile parça taksimat kadar döndürülerek talaş kaldırılır. Bu yöntemle dişli kalitesi çok iyi değildir. Bu yüzden tamir veya yedek takım için bu yöntem uygulanabilir.



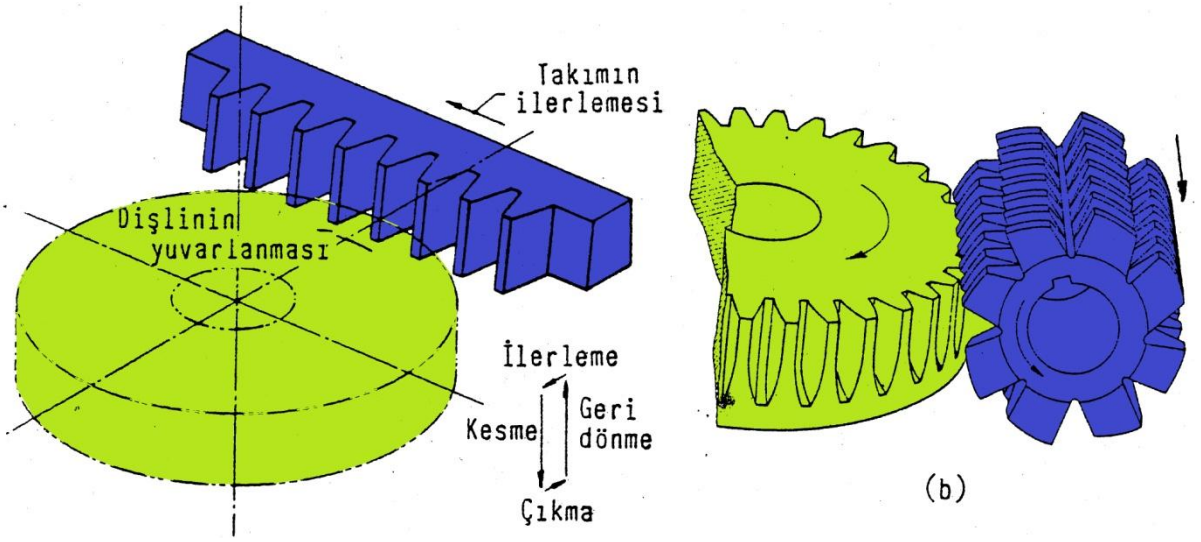
Şekil 2.11 Form freze ile diş açma

Yuvarlanma yöntemi, ile diş kalitesi yüksek olur. Evolventi oluşturan ana doğru, kremayerin yan yüzeyine dik olan kavrama doğrusu ile birlikte çalışır. Kremayer, diş genişliği boyunca ileri geri hareket ederek talaş kaldırır ve aynı zamanda kaymadan yuvarlanarak taslak üzerinde bütün dişleri açar (Şekil 2.12).



Şekil 2.12 Dişlerin yuvarlanma yöntemiyle açılması

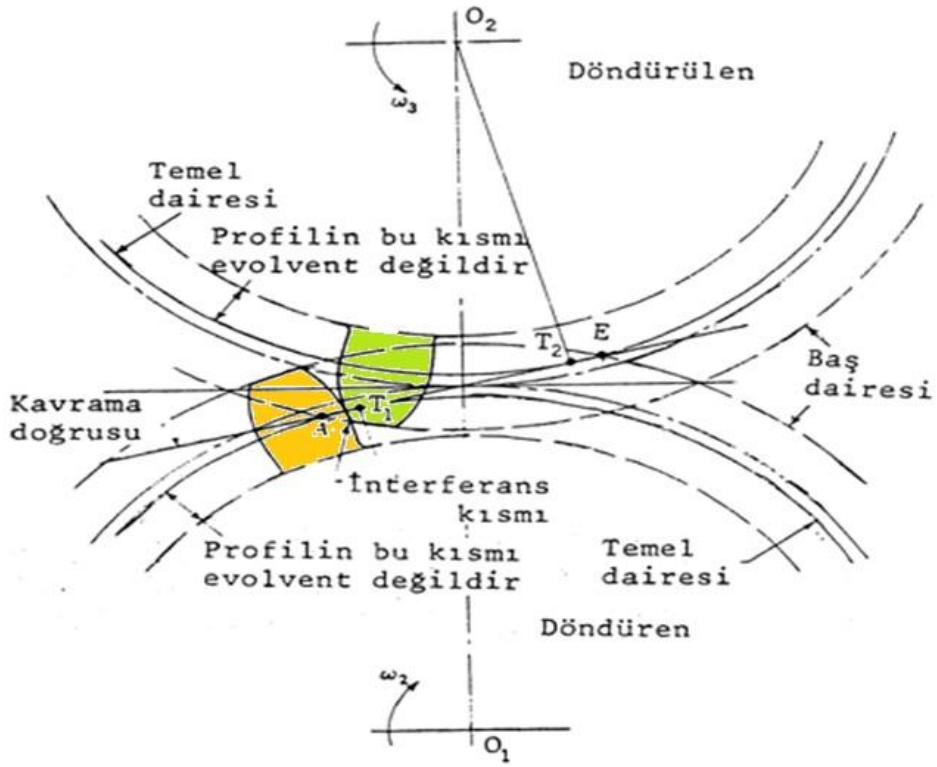
Yuvarlanma yöntemiyle seri üretim yapılabilir. Bu yöntemde, kremayer takımla, dişli takımla veya azdırmayla diş açılabilir (Şekil 2.13).



Şekil 2.13 Kremayer ve azdırma yöntemleri

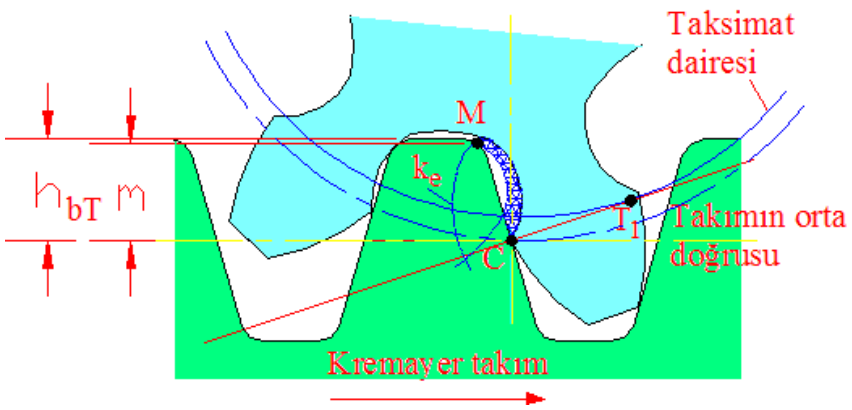
2.9. Alt Kesme Olayı

Temel dairesi, taban dairesinin üzerinde ise, temel dairenin altında kalan kısım evolvent olmayacağından bu bölgede eş çalışma özelliği yoktur. Eğer bu bölgede temas olursa, kavramanın başladığı A noktası T_1'in üzerinde veya dışında ayı şekilde kavramanın sona erdiği E noktası da T_2'nin üzerinde veya dışında olur. Temas dişlilerin ani dönme merkezleri olan T_1 ve T_2 dışında olursa diş dibi oyulmaya başlar (evolvent dışında kalan kısım). Burada E noktasının T_1 üzerinde veya dışında olma ihtimali çok düşüktür çünkü çark çok büyüktür. Dolayısıyla A'nın T_1'in üzerinde veya dışında olmasına göre yani pinyona göre hesap yapılır Şekil 2.14).



Şekil 2.14 Çalışma sırasında alt kesme olayı

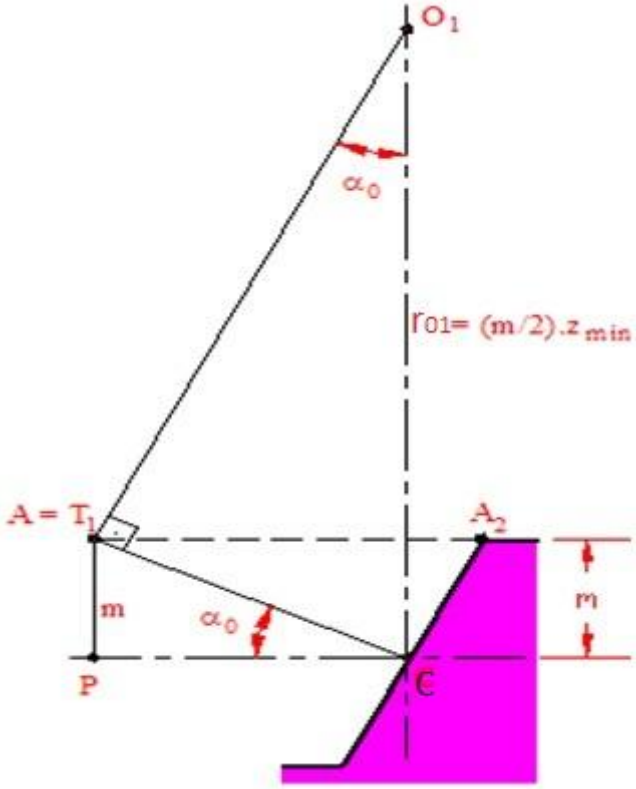
Bu durum diş açma sırasında da görülür. Takım Şekil 2.15'deki gibi k_e eğrisini çizerek diş dibini oyar. Böylece dişin formu değişir ve diş dibinde mukavemeti azalır. Eksenler arası mesafe arttırılarak veya profil kaydırılarak temas noktası değiştirilebilir ve böylece alt kesme olayı önlenebilir.



Şekil 2.15 İmalat sırasında alt kesme olayı

2.9.1. Alt kesme olmaması için minimum diş sayısı

Şekil 2.16 görüldüğü gibi kavramanın başladığı A noktasının T_1 üzerinde bulunma sınır değerine göre hesap yaparız.



Şekil 2.16 Alt kesme olmaması için minimum diş sayısı

Şekil 2.16'den,

$$\left.\begin{array}{l} \overline{T_1C} = r_{01}.\sin\alpha_0 \\ \overline{T_1C} = \dfrac{m}{\sin\alpha_0} \\ r_{01} = \dfrac{m}{2}.z_{\min} \end{array}\right\} r_{01}.\sin\alpha_0 = \frac{m}{\sin\alpha_0} \Rightarrow \frac{m}{2}.z_{\min} = \frac{m}{\sin\alpha_0} \Rightarrow z_{\min} = \frac{2}{\sin^2\alpha_0}$$

Burada $\alpha_0 = 20^\circ$ standart olduğundan $z_{\min} \cong 17$ diş bulunur. Uygulamada,

$$z'_{\min} = \frac{5}{6}.z_{\min} \cong 14 \text{ diş.}$$

olarak alınmaktadır.

2.10. Dişli Çark Malzemeleri

Genellikle güç ileten dişliler çelikten; hassas cihaz tekniğinde olduğu gibi yalnız hareket ileten dişliler ise bronz, polimer, teflon gibi malzemelerden yapılabilir.

Çelikler birim hacme göre büyük yük taşıma kabiliyetine sahip olduklarından, dişli çarkların imalinde en çok kullanılan malzemelerdir.

Malzeme seçilirken yorulma mukavemetine ve uygulanacak ısıl işleme göre seçim yapılır. Dişli çarkta yüzey için 600 BR sertlik istenirken iç kısım için 200 BR sertlik istenir. Burada,

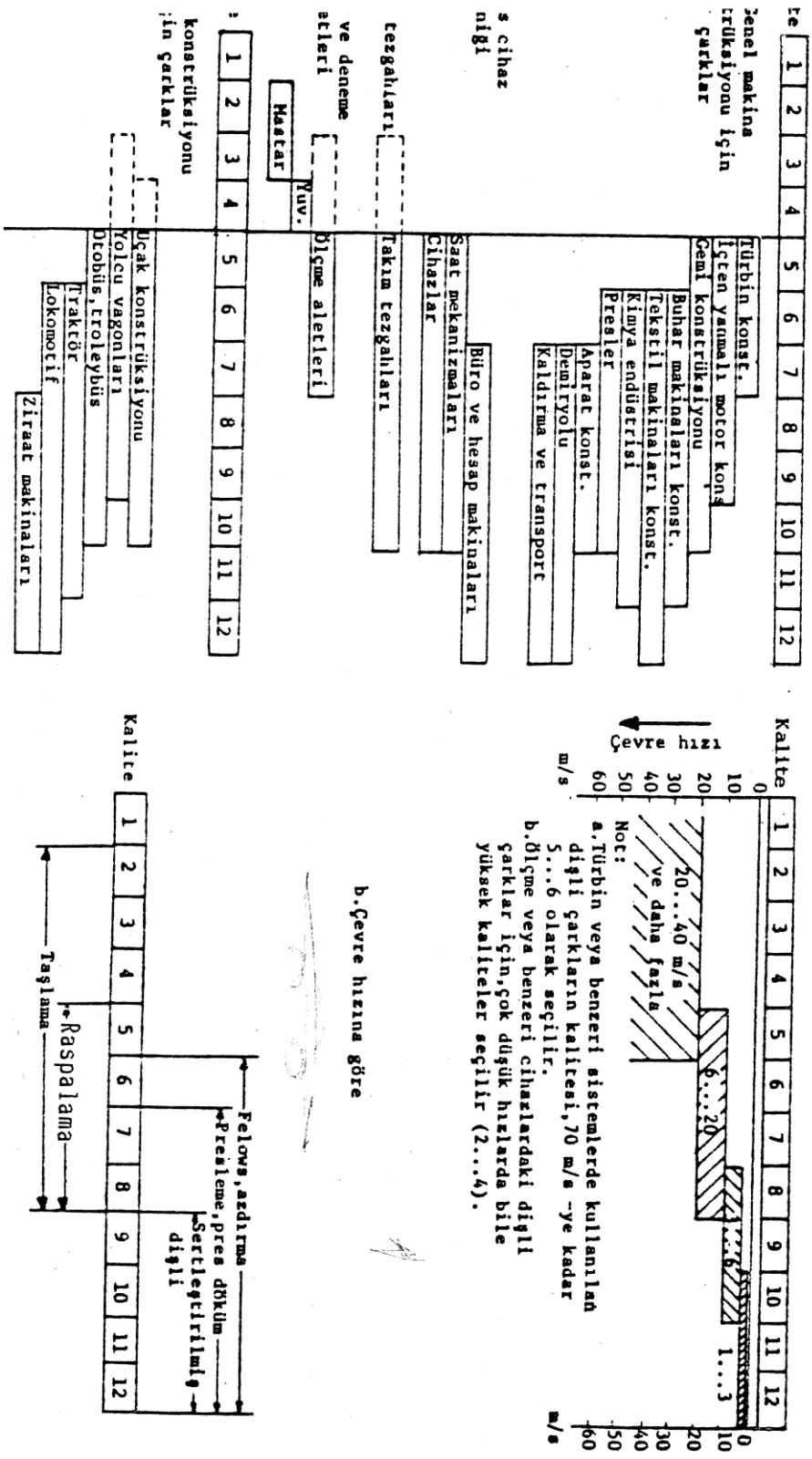
$$\left(\frac{600}{200}\right)^2 = 9$$

yük taşıma kabiliyeti yüksektir.

Isıl işlem, dişlerin aşınma nedeniyle temas yüzeylerinin sert, darbelere karşı da iç kısmının daha yumuşak olması istenir. Bu nedenle dişlere *sementasyon, nitrürleme, alevle ve endüksiyonla yüzey sertleştirme* gibi yüzey sertleştirme işlemleri yapılır.

2.11. Dişli Kaliteleri

Gerek imalat ve gerekse montaj sırasında dişli çarklarda bir takım hatalar meydana gelmektedir. Bu hatalar dişlerin kalitelerini belirler. Bunlar Şekil 2.17'de görüldüğü gibi 12 kaliteye ayrılmıştır ve 1'den 12'ye ilerledikçe kalite düşer. 4-5 kalite ve altı hassas olan yerlerde kullanılır. Makine elemanlarında 6-8 kalite kullanılır. Dökümde ise kalite düşüktür. Kullanılacak alana, çevre hızına ve imalat yöntemine göre dişli çarkın kalitesi seçilir.

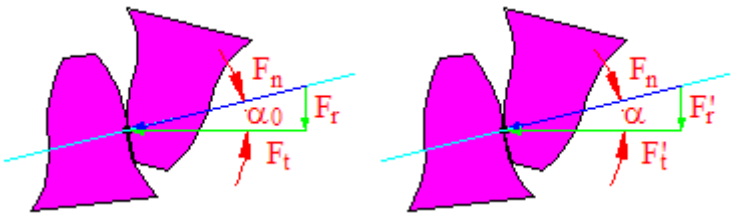


Şekil 2.17 Dişli çarkların kaliteleri

2.12. Dişli Çarkların Mukavemet Hesabı

2.12.1. Diş kuvveti

Dişlere, temas noktasında kavrama doğrusu boyunca F_n normal kuvveti etki eder (Şekil 2.18).



Şekil 2.18 Dişe etki eden kuvvetler

F_n normal kuvvetinin teğetsel doğrultuda bileşeni F_t, dişi eğilmeye ve radyal doğrultudaki bileşeni F_r ise basmaya zorlar. Sıfır dişli için,

$$F_t = F_n.\cos\alpha_0; \qquad F_r = F_n.\sin\alpha_0; \quad \text{veya} \quad F_r = F_t.\tan\alpha_0;$$

Eğer sıfır dişli değilse yani $\alpha \neq \alpha_0$ ise F_n değişmeyeceğinden,

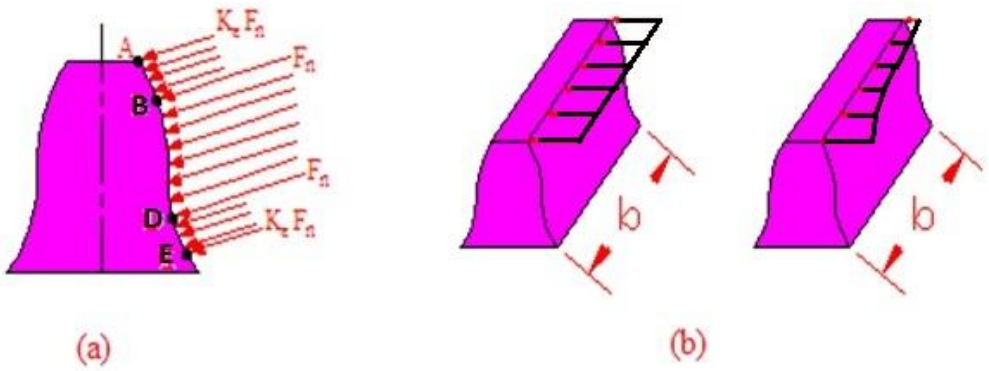
$$F_t' = F_n.\cos\alpha; \qquad F_r' = F_n.\sin\alpha; \quad \text{veya} \quad F_r' = F_t'.\tan\alpha;$$

Pinyon daha fazla devir yaptığından pinyondaki deformasyon daha fazla olur. Dolayısıyla hesaplar, pinyona göre yapılır.

$\varepsilon > 1$ olduğunda dişli çark mekanizmasında süreklilik sağlanıyordu yani, bir dişli devreden çıkmadan diğeri devreye girer. Bu durumda Şekil 10.19a'da kavramadan çıkışta E-D arasında ve kavrama başlangıcında A-B arasında F_n kuvvetleri paylaştırılır. Yani E-D ve A-B arasında F_n / 2 kuvveti etki eder. B-D arasında ise tam kavrama söz konusu olacağından burada F_n kuvveti etki eder.

Bu durumda kuvvetin etki etmesinde K_ε kavrama oranı faktörünü de göz önüne alırız. Moment iletilirken kuvvet kolu yani mesafe A noktasında daha fazla olduğu için max. zorlanma A noktasından alınır.

Şekil 2.19b'de görüldüğü gibi gerçekte diş genişliği boyunca kuvvet dağılımı (a)'daki gibi düzgün değil, (b)'deki gibi değişken olur. Bu yüzden hesaplamalarda K_m kuvvet dağılışı faktörünü göz önüne alırız.



Şekil 2.19 a) Diş profili boyunca yükleme durumu, b)Diş genişliği boyunca yükleme durumu

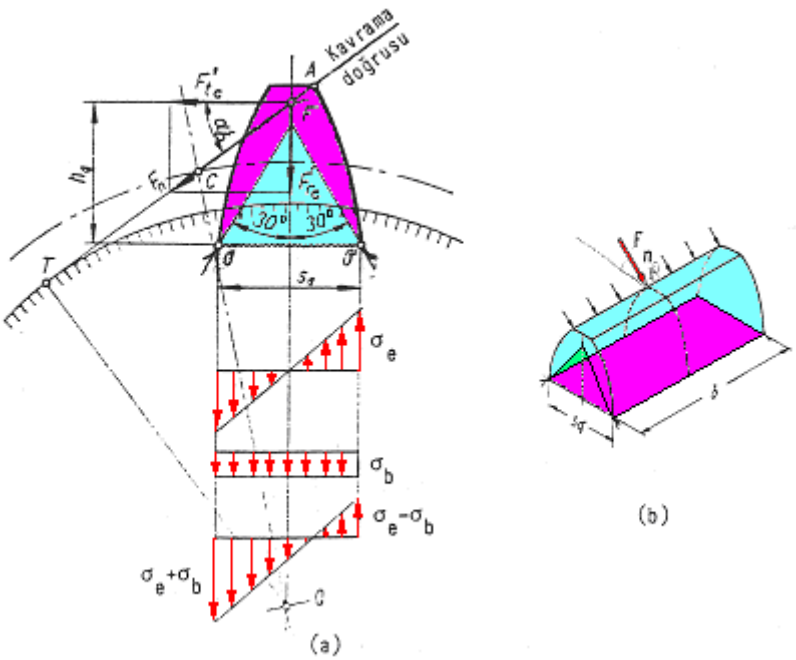
Yüksek hızlarda dönme nedeniyle dinamik ve hız faktörü denen K_v dikkate alınır. Ayrıca motorların veya iş makinalarının düzgün veya darbeli çalışması da çalışma faktörünü K_0 hesaba katmamıza neden olur. Sonuç olarak,

$$F_{nc} = K_\varepsilon.K_v.K_m.K_0.F_n \qquad \text{ve} \qquad F_{tc} = K_\varepsilon.K_v.K_m.K_0.F_t$$

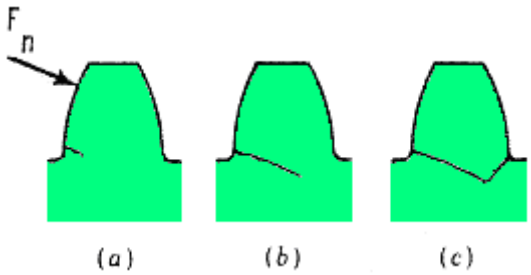
Burada K_ε = 0,98 – 1 olduğunda uygulamada K_ε = 1 alınır.

2.12.2. Diş dibi gerilmeleri

Şekil 2.20'de büyüklük olarak $\sigma_e + \sigma_b$ kısmı daha fazla olmasına karşılık bu kısım basmaya zorlanır. Bizim için kritik olan çatlağı başlatacak olan çekme gerilmeleridir (Şekil 2.21) yani hesaplarımızı $\sigma_e - \sigma_b$ toplam gerilmesini göz önüne alırız.



Şekil 2.20 Dişlilerin gerilme durumu



Şekil 2.21 Diş dibi kırılması

Burada s_q x b alanına göre eğilme hesabını yaparsak,

$$\sigma_e = \frac{M_e}{W_e} = \frac{F'_{tc}.h_q}{b.s_q^2/6} = \frac{6.F_{nc}.\cos\alpha_b.h_q}{b.s_q^2} \qquad \text{ve} \qquad \sigma_b = \frac{F'_{rc}}{b.s_q} = \frac{F_{nc}.\sin\alpha_b}{b.s_q}$$

Burada kritik kesitte toplam gerilme,

$$\sigma_{top} = \sigma_e - \sigma_b = \frac{6.F_{nc}.\cos\alpha_b.h_q}{b.s_q^2} - \frac{F_{nc}.\sin\alpha_b}{b.s_q}$$

Denklemi teğetsel kuvvete göre düzenlersek,

$$\sigma_{top} = \frac{F'_{tc}}{b} \cdot \frac{\cos\alpha_b}{s_q . \cos\alpha_0} \cdot \left[\frac{6.h_q}{s_q} - \tan\alpha_b \right]$$

Burada form faktörünü tanımlarsak,

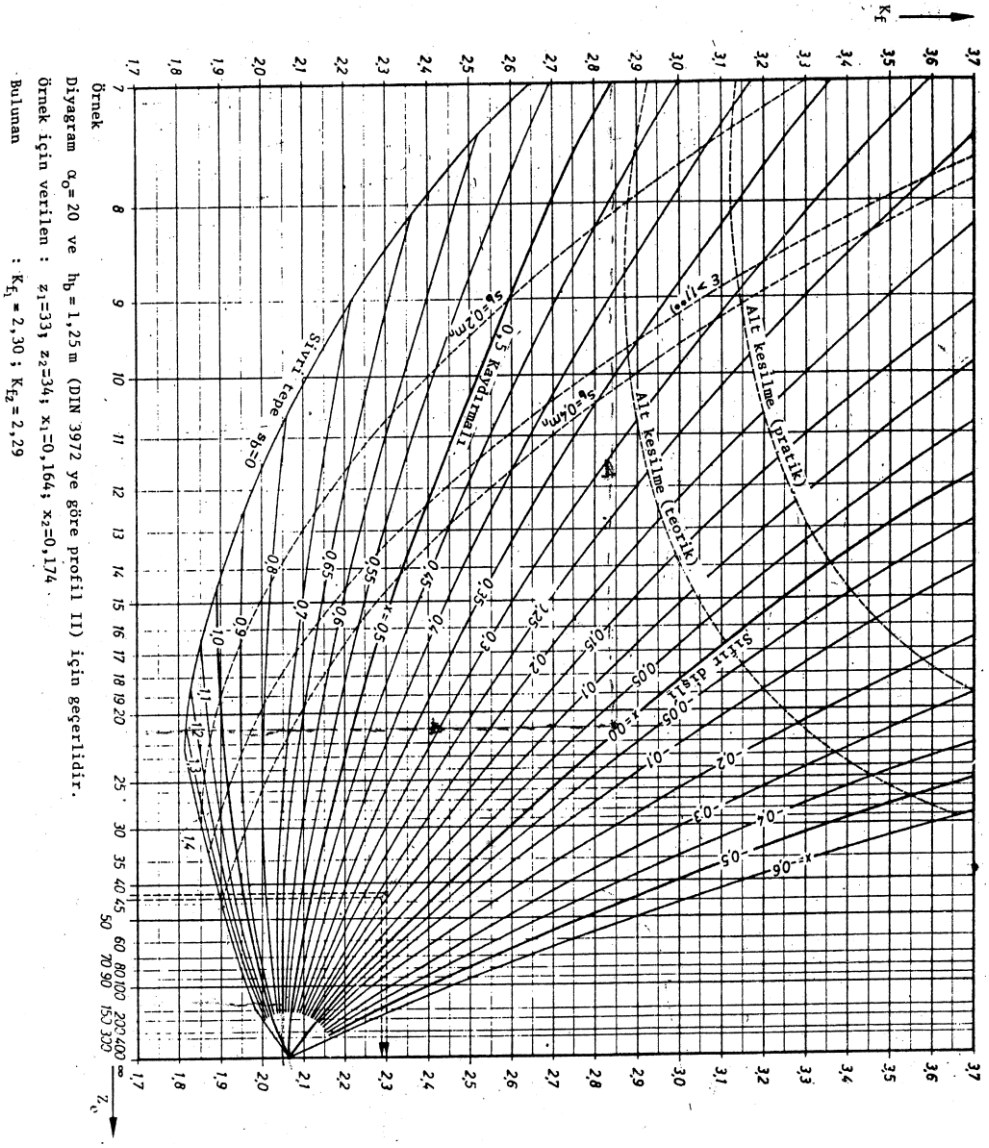
$$K_f = \frac{m.\cos\alpha_b}{s_q . \cos\alpha_0} \cdot \left[\frac{6.h_q}{s_q} - \tan\alpha_b \right]$$

Toplam gerilme,

$$\sigma_{top} = \frac{F'_{tc}}{b.m} . K_f \leq \sigma_{em}$$

bulunur. Burada $\sigma_{em} = \sigma_D$ / S (Değişken zorlanmadan dolayı).

Şekil 2.22' deki grafikten, diş sayısına göre form faktörü okunur.



Şekil 2.22 K_f form faktörünün değeri

2.12.3. Modül hesabı

Modüle göre diş genişlik faktörü,

$$\psi_m = \frac{b}{m}$$

burada ψ_m genişlik faktörü 14-18 arasında alınır.

Taksimat dairesine göre genişlik faktörü ise,

$$\psi_d = \frac{b}{d_0}$$

burada ψ_d genişlik faktörü ise 0,8-1,2 arasında alınır.

<u>Diş dibi kırılmasına göre modül hesabı:</u>

$F_{tc} = K_0.K_v.K_m.F_t$ ve F_t yerine ise,

$$F_t = \frac{2.M_b}{d_0}$$

yazılabilir. Burada da d_0 = m.z idi. Pinyona göre hesap yatığımızda mukavemete göre modül hesabı,

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2.M_{b1}}{z_1.\sigma_{em}.\psi_m}.K_{f1}.K_v.K_m.K_0}$$

veya

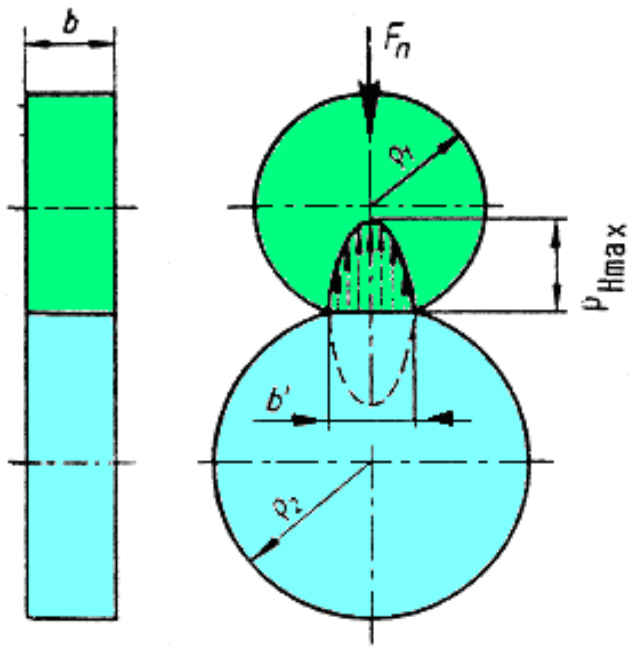
$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2.M_{b1}}{z_1^2.\sigma_{em}.\psi_d}.K_{f1}.K_v.K_m.K_0}$$

olarak hesaplanır.

<u>Yüzey basıncına göre modül hesabı:</u>

Şekil 2.23' de görüldüğü gibi temas noktalarında Hertz gerilmeleri oluşur. Burada ezilmeden dolayı şekil değişimi olur fakat yük kalktığında tekrar eski haline dönmesi istenir. Bu yüzden temas noktalarında oluşan max. yüzey basıncının, yüzey emniyet basıncından düşük olması gerekir. Dişli sistemlerde max. yüzey basıncı için deneysel olarak şu formül saptanmıştır,

$$p_{H\max} = 0{,}418.\sqrt{\frac{F_n.E_{eş}}{b.\rho_{eş}}}$$



Şekil 2.23 Dişliler arasında oluşan yüzey basıncı

Dişli sistemlerde pinyon ve çarkın elastiklik modülleri farklı olabilir. Bu yüzden eşdeğer elastiklik modülünü kullanırız,

$$E_{eş} = \frac{2.E_1.E_2}{E_1 + E_2}$$

Dişli sisteminde ani dönme merkezleri T_1 ve T_2 noktaları idi buradan pinyon için A temas noktasının eğrilik yarıçapı $\rho_1 = \overline{AT_1}$ ve çark için ise $\rho_2 = \overline{AT_2}$ olmaktadır. Buradan eşdeğer eğrilik yarıçapı ise,

$$\frac{1}{\rho_{eş}} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2}$$

ile hesaplanır. Buna göre max. yüzey basıncı,

$$p_{H\max} = 0{,}59.\sqrt{\frac{F_{tc}}{b.d_{01}}.E.\frac{i_{1,2}+1}{i_{1,2}}.\frac{1}{\cos^2\alpha_0.\tan\alpha}}$$

Bu bağıntıda,

$$K_E = 0{,}59.\sqrt{E} \quad ; \quad K_i = \sqrt{\frac{i_{1,2}+1}{i_{1,2}}} \quad ; \quad K_\alpha = \sqrt{\frac{1}{\cos^2\alpha_0.\tan\alpha}}$$

olmak üzere K_E malzeme faktörü, K_i çevrim oranı faktörü ve K_α yuvarlanma noktası faktörü tanımlanır ve $F_{tc} = K_0.K_v.K_m.F_t$ yazılırsa,

$$p_{H\max} = K_E.K_i.K_\alpha.\sqrt{\frac{F_t}{b.d_{01}}.K_v.K_m.K_0} \le p_{em}$$

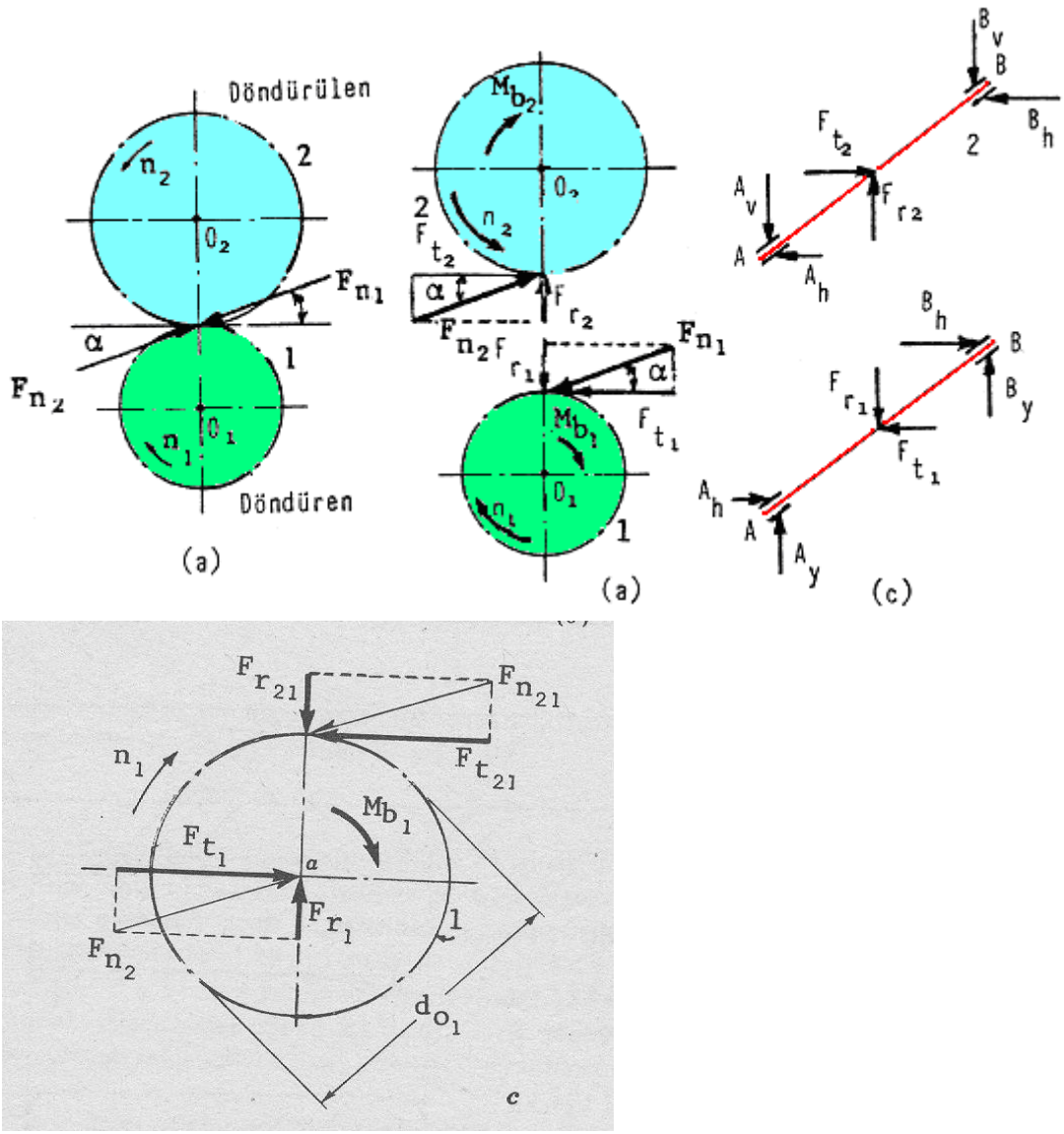
$$p_{H\max} = K_E.K_i.K_\alpha.\sqrt{\frac{2.M_{b1}}{b.d_{01}^2}.K_v.K_m.K_0} \le p_{em}$$

Buradan yüzey basıncına göre modül,

$$m \ge \frac{1}{z_1}.\sqrt[3]{\frac{2.M_{b1}}{\psi_d.p_{em}^2}.K_v.K_m.K_0.K_E^2.K_\alpha^2.K_i^2}$$

2.12.4. Diş kuvvetlerinin yataklara dağıtımı

Pinyonun ilettiği F_{n12} kuvvetine karşı zıt yönde çarkın F_{n21} tepki kuvveti vardır. Bunları yataklara taşırsak çarkta F_{n21} kuvvetine karşılık zıt yönde F_{n2} yatak kuvveti ve pinyonda da F_{n12} kuvvetine karşılık F_{n1} zıt yönde yatak kuvveti yazılır. Burada yatak kuvvetleri F_{t1} ve F_{r1} bileşenlerine ayrılarak hesap yapılır.

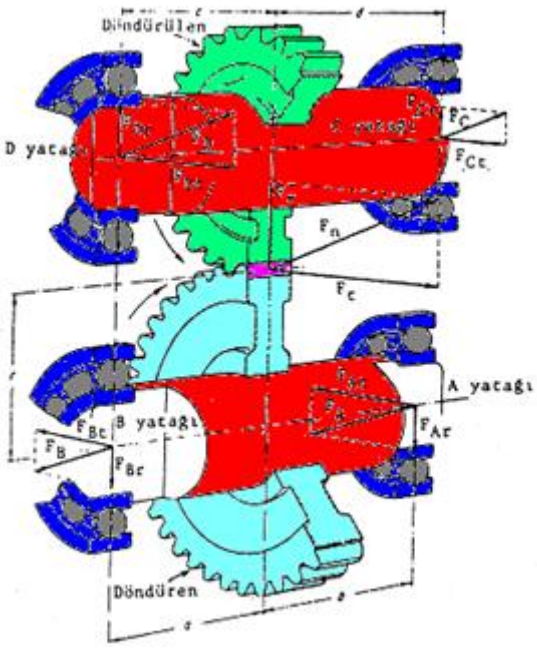


Şekil 2.24 Mil ve yataklardaki tepki kuvvetleri

Şekil 2.25'e göre yatak kuvvetleri,

$$F_B.(a+b) = F_t.b \Rightarrow F_{tB} = \frac{F_t.b}{a+b}$$

$$F_A.(a+b) = F_t.a \Rightarrow F_{tA} = \frac{F_t.a}{a+b}$$



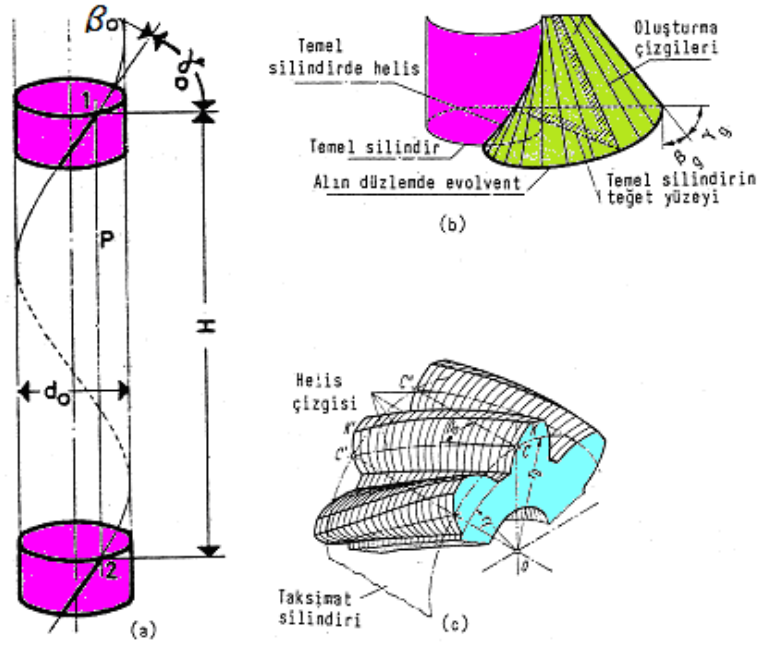
Şekil 2.25 Teğetsel kuvvetin farklı mesafelerdeki yataklara dağılması

Şekil 2.25'de sistem 90˚ döndürülerek radyal kuvvetler de aynı şekilde hesaplanır. Buna göre yatak kuvvetleri,

Kuvvetler	A Yatağı	B Yatağı	C Yatağı	D Yatağı
Teğetsel Kuvvet F_t	$F_{At} = \frac{F_t.a}{a+b}$	$F_{Bt} = \frac{F_t.b}{a+b}$	$F_{Ct} = \frac{F_t.c}{c+d}$	$F_{Dt} = \frac{F_t.d}{c+d}$
Radyal Kuvvet F_r	$F_{Ar} = \frac{F_r.a}{a+b}$	$F_{Br} = \frac{F_r.b}{a+b}$	$F_{Cr} = \frac{F_r.c}{c+d}$	$F_{Dr} = \frac{F_r.d}{c+d}$
Toplam Kuvvet (radyal cinsinden)	$F_A = \sqrt{F_{Ar}^2 + F_{At}^2}$	$F_B = \sqrt{F_{Br}^2 + F_{Bt}^2}$	$F_C = \sqrt{F_{Cr}^2 + F_{Ct}^2}$	$F_D = \sqrt{F_{Dr}^2 + F_{Dt}^2}$

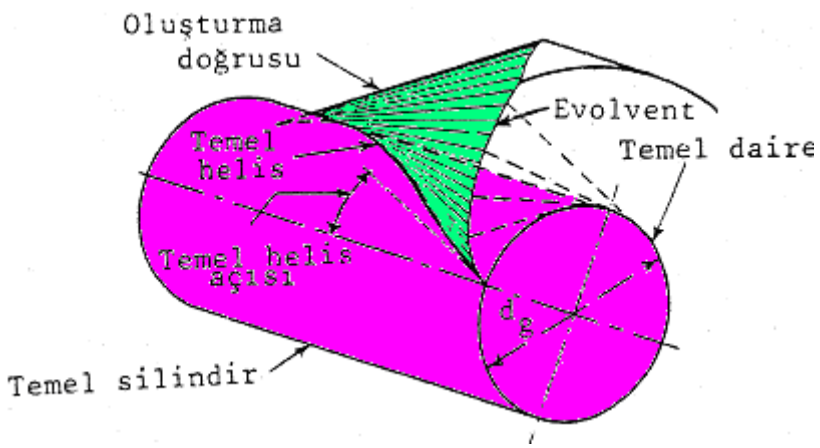
2.13. Helisel Dişli Çarklar

Düz dişliler için yapılan hesapların hepsi, helisel dişliler için de geçerlidir. Şekil 2.26'da $\alpha_0 + \beta_0 = 90^\circ$ ve burada $\tan\beta_0 = \frac{\pi.d_0}{h}$ helisin eğimidir. İki helisel dişli eğer dıştan temasta ise biri sağ ve diğeri sol helis olur. İçten temasta ise ikisi de aynı yönde helise sahiptir. Helisin eğimi soldan sağa doğru ise sağ helis, sağdan sola doğru ise sol helistir.



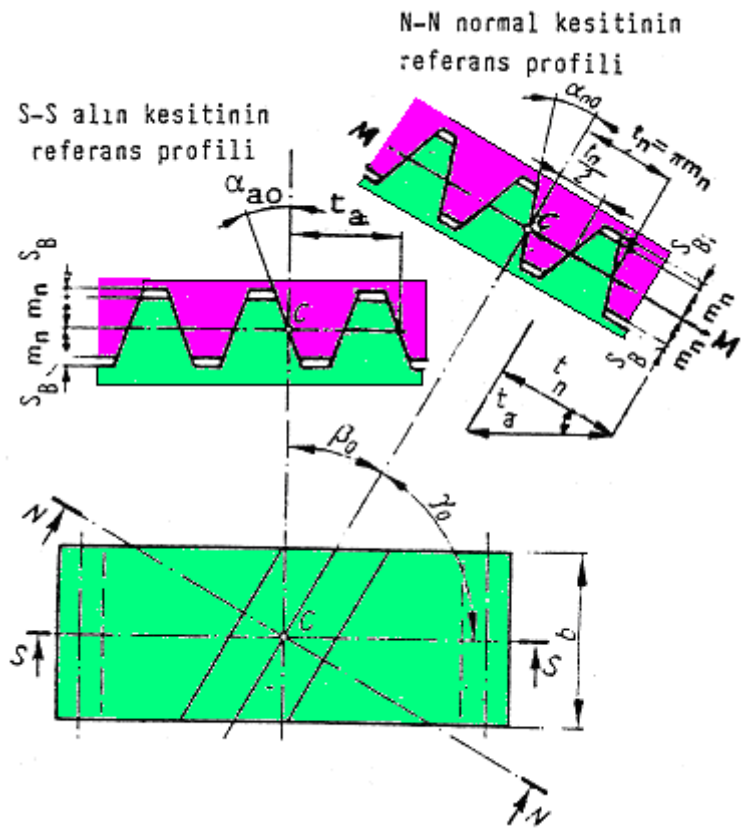
Şekil 2.26 Silindirik helisel dişli

Helisel dişlilerde de dişin yan yüzeyi evolvent profilidir (Şekil 2.27). Burada temel daireyi temsil eden bir silindir üzerinde ana doğruyu, helis eğimi boyunca kaymadan yuvarlayarak evolvent profili oluşturulur.



Şekil 2.27 Helisel dişlide evolvent profilinin oluşumu

Helisel dişli çarklar tarif edilirken dişli eksenine dik alın kesiti ve diş doğrultusuna dik normal kesit olmak üzere iki kesit dikkate alınır. Bu kesitlere bağlı olarak *alın referans profili* ve *normal referans profili* mevcuttur. (Şekil 2.28)



Şekil 2.28 Helisel dişlilerin normal ve alın kesitleri

12.13.1. Taksimatlar

Alın taksimatı $t_a = \pi.m_a$ ve normal kesitte $t_n = \pi.m_n$ olur. Burada m_n normal modül ve m_a alın modülüdür. Buna göre,

$$\cos\beta_0 = \frac{t_n}{t_a} = \frac{\pi.m_n}{\pi.m_a} = \frac{m_n}{m_a}$$

yani,

$$m_a = \frac{m_n}{\cos\beta_0}$$

olarak hesaplanır.

Taksimat dairesi çapı,

$$d_0 = m_a.z = \frac{m_n.z}{\cos\beta_0}$$

olur. Diğer boyutlar ise,

$$d_b = d_0 + 2.m_n \quad ; \quad d_t = d_0 - 2{,}5.m_n \quad ; \quad a_0 = \frac{d_{01} + d_{02}}{2} = \frac{m_n}{2.\cos\beta_0}.(z_1 + z_2)$$

12.13.2. Kavrama açısı

Kavrama açıları da kesitlerde farklıdır. Alın kavrama açısı α_{a0} ve normal kavrama açısı α_{n0} ise,

$$\tan\alpha_{a0} = \frac{\tan\alpha_{n0}}{\cos\beta_0}$$

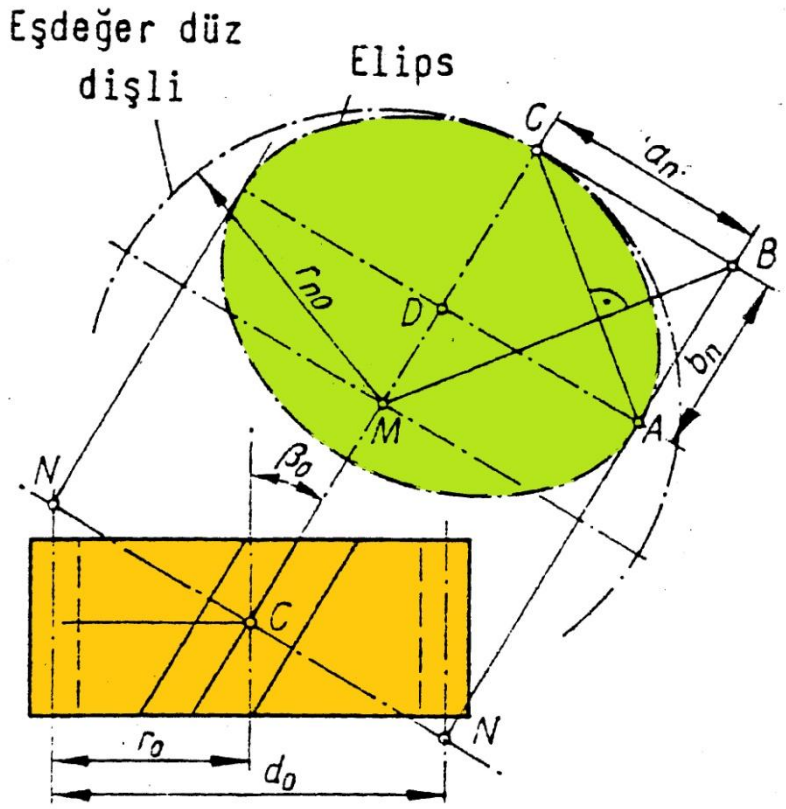
Burada $\alpha_{n0} = 20^\circ$ standarttır.

12.13.3. Eşdeğer düz dişli

Helisel dişli için bir eşdeğer düz dişli çarkı tarif edilir (Şekil 2.29). Helisel dişli, diş doğrultusuna dik bir düzlemle kesilirse eksenleri,

$$a_n = d_0 / 2.\cos\beta_0 \quad \text{ve} \quad b_n = d_0 / 2$$

olan elips elde edilir.



Şekil 2.29 Eşdeğer düz dişli

Şekil 2.29'da C noktasından geçen eğrilik yarıçapı r_{n0} olan bir daire çizilirse ve bu daire üzerinde t_n (helisel dişlilerin normal taksimatı) ile dişleri dağıtarak bir düz dişli çark elde ederiz. Teorik olarak bu çark, helisel dişlinin *eşdeğer düz dişli çarkıdır.*

$$r_{n0} = \frac{a_n^2}{b_n} = \frac{d_0}{2.\cos^3 \beta_0}$$

Böylece torik olarak helisel dişli yerine eşdeğer düz dişli alınır ve α yerine α_n ; m yerine m_n ; z_1 ve z_2 yerine z_{e1} ve z_{e2} konulursa, düz dişli mekanizmaları için elde edilmiş olan bütün denklemler ve bağıntılar, helisel dişli mekanizmaları için de geçerli olur.

Alt kesme olmaması için min. Diş sayısı da helisel dişlilerde;

$$z_{hmin} = z_{min} \,.\, \cos^3\beta_0$$

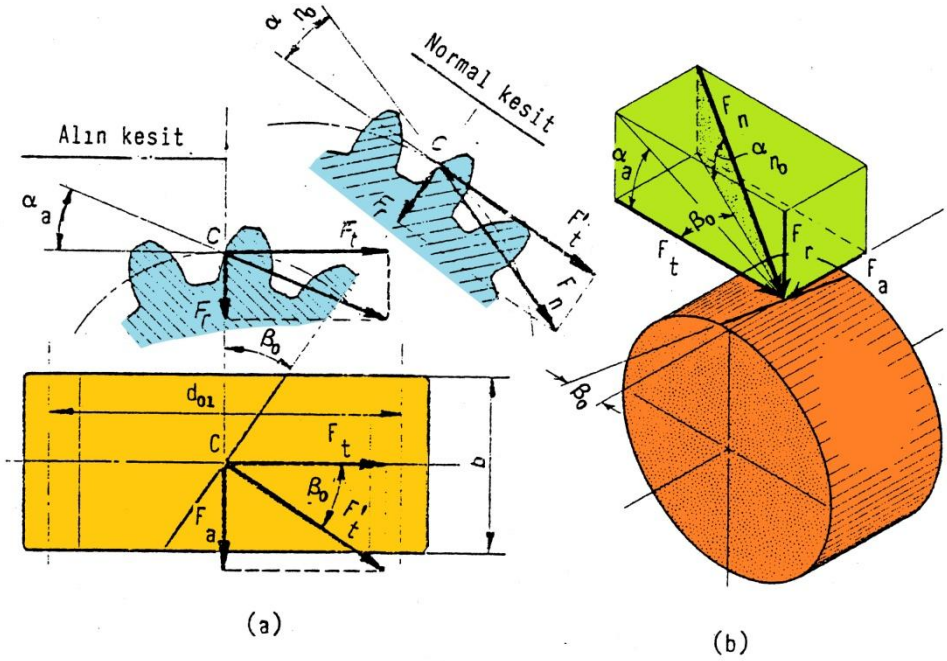
olur.

Tablo 2.1 Helis açısına göre min. diş sayısı

β_0 =	0	13	20	23	30	32	35	40
$ź_{hmin}$	14	13	12	11	10	9	8	7

12.13.4. Helisel dişlileri yük taşıma kabiliyeti

Düz dişliye göre aynı anda daha fazla diş devrede olduğu için yük taşıma kabiliyeti daha fazladır. Normal kesiti β_0 açısı ile döndürerek alın kesite denk getirdiğimizde bir kuvvet bileşeni daha ortaya çıkar. Bu da eksenel kuvvettir (F_a). Dolayısıyla dişliye yani mile ve yataklara; teğetsel kuvvet (F_t), radyal kuvvet (F_r) ve eksenel kuvvet (F_a) etki eder (Şekil 2.30).



Şekil 2.30 Helisel dişlilerde kuvvetlerin durumu

12.13.4.1. Mukavemet hesabı

$$b = \psi_m \cdot m_n \qquad d_{01} = \frac{m_n . z_1}{\cos \beta_0}$$

$$F_t = 2.M_{bc1} / d_{01} \qquad \sigma_{em} = \sigma_D / S$$

Ayrıca form faktörünü bulurken grafikten eşdeğer diş sayısına göre okuruz. Bu durumda diş dibi gerilmesi için modül hesabı;

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2.M_{b1}}{z_1.\sigma_{em}.\psi_m}.\cos\beta_0.K_{f1}.K_v.K_m.K_0}$$

veya

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2.M_{b1}}{z_1^2.\sigma_{em}.\psi_d}.\cos^2\beta_0.K_{f1}.K_v.K_m.K_0}$$

olarak hesaplanır.

Yüzey basıncına göre; K_β ile eğim açısı faktörü devreye girer. Eksenel kuvvet yataklarda istenmeyen bir şeydir. O yüzden eksenel kuvvet yalnız bir yatağa radyal ve teğetsel kuvvet ise diğer yatağa taşıttırılır. Sağ heliste eksenel kuvvet sağ taraftaki yatağa ve sol heliste ise soldaki yatağa taşıttırılır. Eksenel kuvvete göre rulman seçimi yapılır. Pratike ise imalatta kolaylık olması bakımından yataklar aynı yapılarak ona göre rulman seçimi yapılır. Yüzey basıncına göre max. yüzey basıncı,

$$p_{H\max} = K_E.K_i.K_\alpha.K_\beta.\sqrt{\frac{2.M_{b1}}{b.d_{01}^2}.K_v.K_m.K_0} \leq p_{em}$$

ve modül ise,

$$m \geq \frac{\cos\beta_0}{z_1}.\sqrt[3]{\frac{2.M_{b1}}{\psi_d.p_{em}^2}.K_v.K_m.K_0.K_E^2.K_\alpha^2.K_\beta^2.K_i^2}$$

Tablo 2.2 Helisel dişlide eğim açısı faktörü

β_0	0	10	12	14	16	18	20	22	24	26	30	32	35
K_β	1	0,99	0,985	0,98	0,97	0,964	0,954	0,94	0,933	0,922	0,905	0,894	0,855

BÖLÜM 3
TRİBOLOJİ

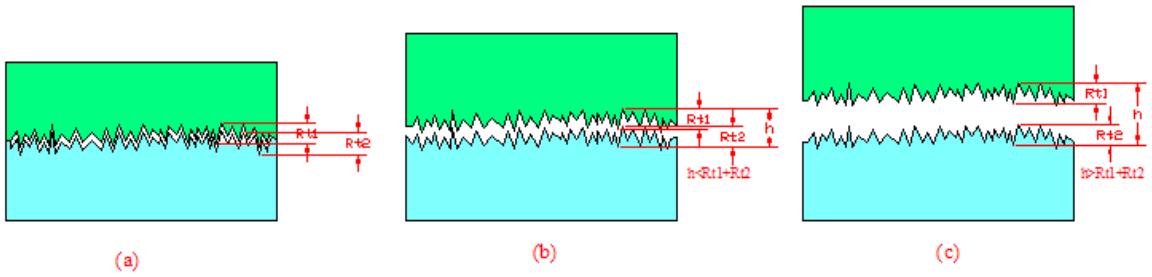
3.1. Giriş

Temasta olan ve birbirine göre izafi harekette bulunan iki elemanın yüzeyleri arasında sürtünme ve buna bağlı olarak aşınma, sıcaklık yükselişi ile enerji kaybı meydana gelir. Bu olayların etkisini azaltmak için alınması gereken önlemlerin başında yağlama gelir. Sürtünme, aşınma, yağlama konularını ve bunlara bağlı olan olayları inceleyen bilim dalına *triboloji* denir.

3.2. Sürtünme

Genel anlamda sürtünme, temasta olan ve izafi hareket yapan iki cismin temas yüzeylerinin harekete veya hareket ihtimaline karşı gösterdikleri dirençtir. Kinematik bakımdan yüzeyler arasında; *kayma*, *yuvarlanma* veya *kayma-yuvarlanma* sürtünmesi olabilir.

Yüzeyler arasında yağlayıcı madde olup olmaması bakımından sürtünme olayı *kuru, sınır* ve *sıvı* olmak üzere üç halde incelenir (Şekil 3.1). Genel olarak kuru sürtünme, birbirlerine göre izafi harekette bulunan ve doğrudan temasta bulunan iki yüzey arasında oluşan sürtünmedir. Eğer her iki yüzey yağlayıcı ile tamamen ayrılmamışsa sınır sürtünmesi mevcuttur. Yüzeyler, yağlayıcı madde ile tamamen ayrılmış ve aslında sürtünme, yağlayıcı maddenin tabakaları arasında oluyorsa sıvı sürtünmesi vardır.



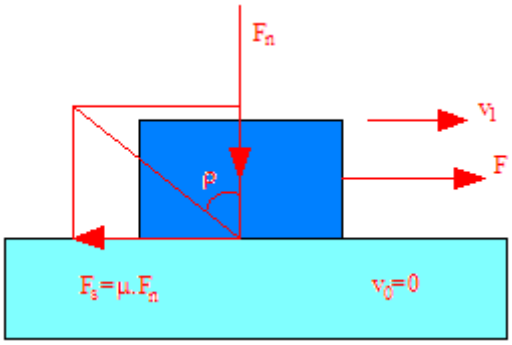
Şekil 3.1 Sürtünme çeşitleri. a) Kuru; b) Sınır; c) Sıvı

3.2.1. Kuru sürtünme

Normal kuvvetin (F_n) etkisi altında bulunan iki cismin temas yüzeyleri arasında harekete karşı,

$$F_s = F_n \cdot \mu$$

şeklinde bir sürtünme kuvveti oluşur. Burada μ, sürtünme katsayısıdır. Şekil 3.2'de görüldüğü gibi bir F kuvveti tatbik edildiğinde eğer $F_s > F$ ise yani sürtünme kuvveti daha büyükse, F kuvvetine rağmen hareket olmaz. Ancak hareket olmamasına rağmen yüzeyler arasında bir sürtünme kuvveti mevcuttur. Buna *statik sürtünme* denir. Kavrama, fren gibi sürtünme esasına göre çalışan elemanlarda bu tip sürtünme vardır. $F_s < F$ olması durumunda ise F kuvveti daha büyük olduğundan yüzeyler birbirleri üzerinde kayarlar bu tip sürtünmeye ise *kinematik sürtünme* denilir.



Şekil 3.2 Kuru sürtünme modeli

Fren, kavrama, sürtünmeli çarklar gibi makine elemanlarında sürtünme istenilen bir olaydır. Bunun dışında bütün izafi hareketlerde istenmeyen bir olay olduğundan azaltılması istenir. Coulomb-Amontons kanununa göre sürtünme katsayısı,

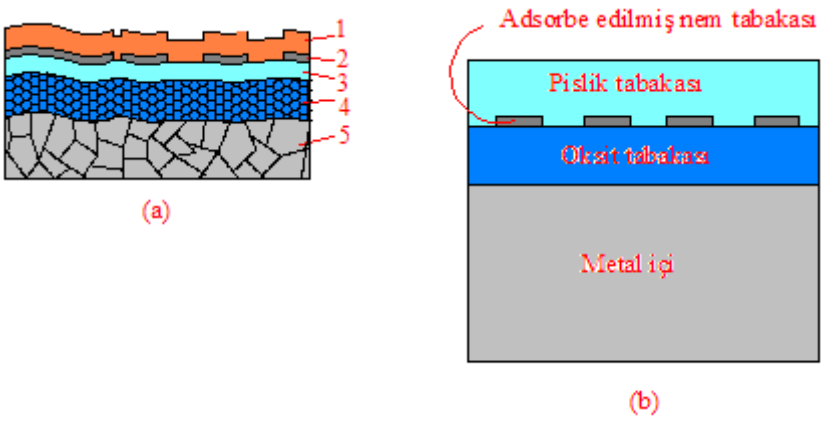
$$\mu = \frac{F_s}{F_n}$$

Genellikle statik sürtünme katsayısı (μ_0), kinematik sürtünme katsayısından (μ) büyüktür. Sürtünme ile ilgili bir başka kavram da tanρ = μ şeklinde ifade edilen *sürtünme açısıdır.* Kilitlenmeli sistemlerde önem taşıyan bu açı, normal kuvvet ile normal ve sürtünme kuvvetinin bileşkesi olan F_r kuvveti arasındaki açıdır.

3.2.1.1. Kaynak bağları teorisi

Sürtünme olayını incelerken temas yüzeylerinin *pürüzlü* olduğu ve *tam madensel temiz* olmadıkları gibi hususları hesaba katmak gerekir. Gerçekte iki yüzey arasındaki temas bu pürüzlülük noktalarında olmaktadır dolayısıyla gerçek temas alanı (A_g), normal yüzeyin geometrik alanından çok daha küçüktür.

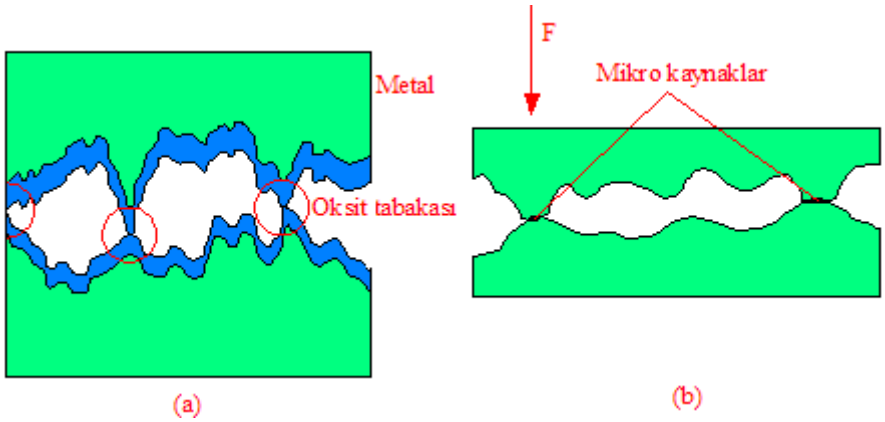
Bununla birlikte yapılan deneyler gerçekte yüzeylerin üzerinde atmosferi teşkil eden gazların etkisiyle oksit, yağ, su buharı, pislik v.s. gibi takalar olduğunu göstermiştir (Şekil 3.3). Adsorbsiyon yoluyla oluşan bu tabakalar madensel yüzeylere kuvvetlice bağlanır ve yüzeyde bir tabaka oluşturur.



Şekil 3.3 Kuru sürtünmede yüzeylerin durumu

Yüksüz durumda yüzeyler temastayken bu tabii tabakalar arasında bağlar oluşur. Yük tatbik edildiğinde ise çok küçük olan bu temas noktalarında çok büyük basınçlar oluşur ve temas noktalarındaki bu tabii tabakalar kopar ve madensel temas meydana gelir. Madensel temas halindeyken de bu temas noktalarında daha kuvvetli kaynak bağları oluşur. Temas eden yüzeylerin izafi hareketi ile ancak bu kaynak bağları kopmaktadır (Şekil 3.4).

Sonuç olarak sürtünme, gerek madensel gerekse tabii tabaka bağlarının oluşturduğu dirençtir. Sürtünme kuvveti ise bu bağların kopması için gereken kuvvettir.



Şekil 3.4 Mikro kaynakların oluşması

Kaynak bağları teorisinden çıkarılacak sonuçlar:

- Birbirleriyle kolayca alaşım yapabilen demir, krom, nikel gibi sert malzemeler arasında kuvvetli kaynak bağları oluşacağından eş çalışacak parçaların benzemeyen ve birbirleriyle ilgili olmayan malzemelerden imal edilmesiyle daha hafif ve düzenli bir sürtünme ve yüzeyler arasında çok daha ince çizgiler oluşması sağlanabilir.

- Birbiri üzerinde kayan malzemelerin biri sert, diğeri ise yumuşak (örneğin kalay, kurşun vs. gibi) olduğu takdirde yumuşak malzeme, diğerinin üzerini kendi parçacıklarından oluşan ince bir tabakayla kaplar. Böylece kayma, iki yumuşak malzeme arasındaymış gibi gerçekleşir yani yumuşak malzeme yağlayıcı görevi yapar.

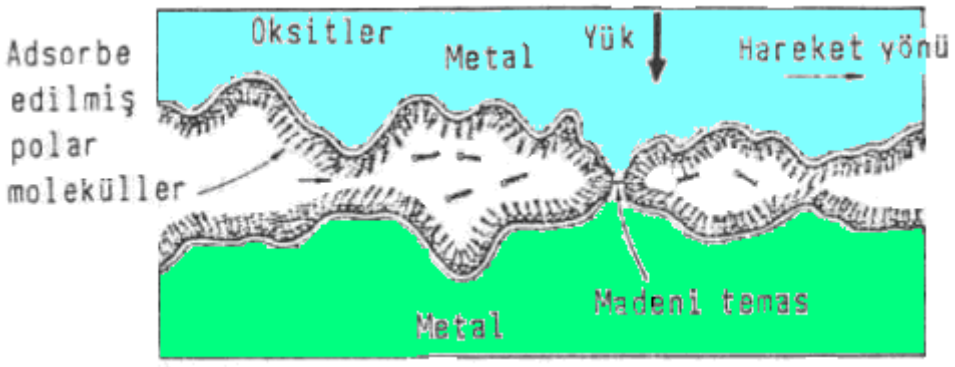
Bu sonuçlar ışığında küçük bir sürtünme katsayısı elde etmek ve aşırı aşınmayı önlemek için malzemeler aynı veya birbiriyle kolay alaşım oluşturabilen cinsten olmamalıdır. Ayrıca malzemelerden birinin sert ve diğerinin de yumuşak olması istenir.

3.2.2. Sınır sürtünmesi

Yüzeyler arasında herhangi bir yağlayıcı madde olmasına rağmen sıvı sürtünmesi oluşturulamadığı durumlarda sınır sürtünmesi hali ortaya çıkar. Pratikte çok rastlanan bu olayda sürtünme katsayısı genellikle 0,02-0,1 arasında değişir.

Sınır sürtünmesinde yüzeyler arasında bulunan yağ, madensel tabakaya yapışarak bir adsorpsiyon tabakası oluşturur (Şekil 3.5). Yağın bu özelliğine *yapışma kabiliyeti (oiliness)*

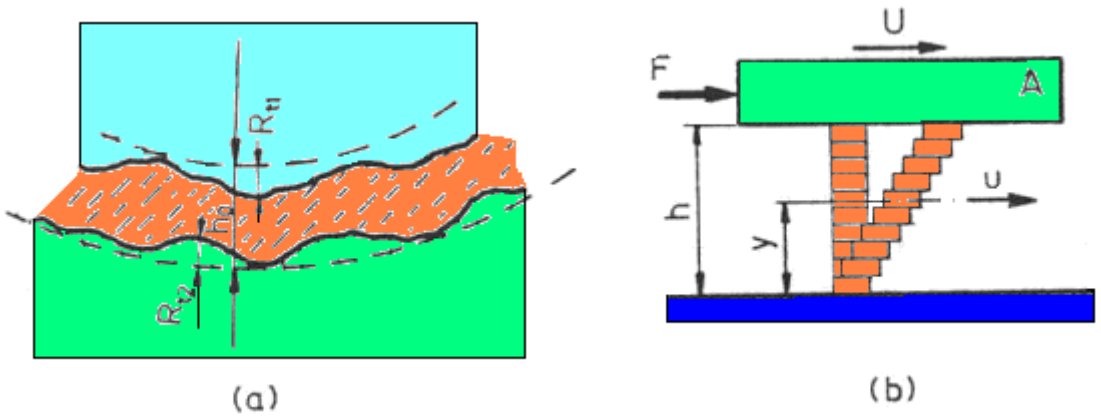
denilir. Oluşan bu tabaka, tabii tabaka gibi madensel yüzeylerin direk temasını önler. Tabii tabakadan en önemli farkı, yağ tabakasının kopma mukavemetinin çok daha fazla olmasıdır. Dolayısıyla bu durumda madensel temasta bulunan yüzeyler daha az olacağından sürtünme katsayısı düşer.



Şekil 3.5 Sınır sürtünmesi

3.2.3. Sıvı sürtünmesi

Sıvı sürtünmesi, madeni yüzeylerin bir yağ tabakasıyla tamamen ayrılmış olduğu sürtünme halidir. Yağ tabakaları, madensel yüzeylere tam olarak yapışır. Dolayısıyla burada sürtünme, birbiri üzerinde kayan yağ tabakaları arasında oluşmaktadır (Şekil 3.6).



Şekil 3.6 Sıvı sürtünme

Viskoz akışlarda meydana gelen kayma gerilmeleri Newton kanununa göre,

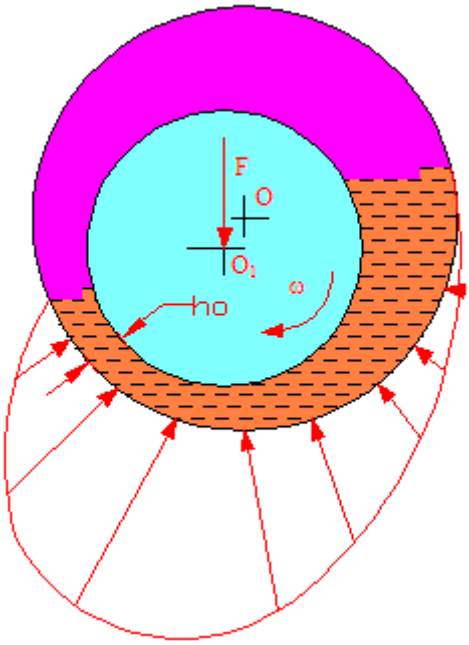
$$\tau = \eta . \frac{du}{dy}$$

şeklinde belirtilir. Burada η- yağın viskozitesi, du/dy ise y mesafesine göre hız değişimi (gradyanı) veya kayma oranıdır. Eğer akış bu formüle göre oluyorsa buna Newtonien akış, buna uygun değilse non-Newtonien veya Newtonien olmayan akışlar denilir.

Sıvı sürtünmesinin oluşmasında rol oynayan esas etken, yağ tabakasında meydana gelen basınçtır. Basınç oluşumu *Hidrodinamik* ve *Hidrostatik* olmak üzere iki olaya bağlıdır.

3.2.3.1. Hidrodinamik sıvı sürtünmesi

Yüzeylerin kinematik ve geometrik şartlarına bağlı olarak yağ takası kendi kendine bir basınç alanı oluşturur. Burada kinematik şart, yüzeylerin birbirlerine göre belirli bir izafi hıza sahip olması, geometrik şart ise, yağ tabakasının dönme yönünde daralmasıdır. Pratikte bu şartlar, eksenel yataklarda ve Şekil 3.7'de görüldüğü gibi birbirlerine göre eksantrik yerleştirilen silindirik yataklarda gerçekleştirilir.



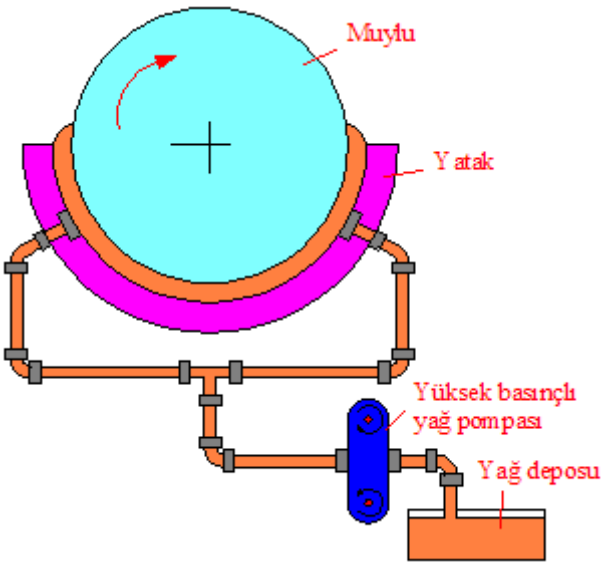
Şekil 3.7 Hidrodinamik sıvı sürtünmesi

Hidrodinamik sıvı sürtünmesi kinematik ve geometrik şartlara bağlı olduğundan uygulama alanı sınırlıdır. Genellikle izafi hareketin sürekli olduğu ve yağ tabakasının hareket yönünde daraldığı sistemlerde kullanılır. Bir başka mahzuru ise hareketin başlangıcında ve durma sırasında kuru ve sınır sürtünmesi halleri ve buna bağlı olarak aşınma meydana gelir. Dolayısıyla aşınma tam anlamıyla önlenemez.

Hidrodinamik sıvı sürtünmesinde yağlayıcı olarak sıvı, gaz veya gres kullanılabilir. Kullanılan yağlayıcıya göre *Hidrodinamik, Gazodinamik* ve *Reodinamik* olarak isimlendirilir.

3.2.3.2. Hidrostatik sıvı sürtünmesi

Dış kuvvetin dengelenmesi ve yüzeylerin ayrılması için gerekli basınç, yüksek basınçlı bir pompa vasıtasıyla dışardan sağlanır ve Şekil 3.8'deki gibi yağ, basınç ile yüzeyler arasına gönderilir. Bu nedenle yüzeylerin kinematik ve geometrik şartlarına bağlı olmaksızın sıvı sürtünmesi sağlanır. Dolayısıyla hareketin başlangıcında ve durma sırasında hatta sistem dururken de sıvı sürtünmesi sağlanmaktadır. Yani hidrostatik sıvı sürtünmesinde aşınma olmaz.



Şekil 3.8 Hidrostatik sıvı sürtünmesi

Bu üstünlüklerine rağmen hidrostatik sıvı sürtünmesinin mahzurları; tesisat (motor, pompa, süzgeç, dirençler v.s.) bakımından oldukça karmaşık ve pahalı bir sistemdir. Ayrıca herhangi bir arıza nedeniyle yataklara yağ gönderilememesi durumunda yüzeyler direk temasa geçeceği için şiddetli bozulmalar oluşur. Bunu önlemek için ekstra sistemler kurmak gerekir böylece maliyet daha da yükselir.

Yağlayıcı maddenin sıvı, gaz ve gres olmasına göre, *Hidrostatik, Gazostatik* ve *Reostatik* sıvı sürtünmesi adını alır.

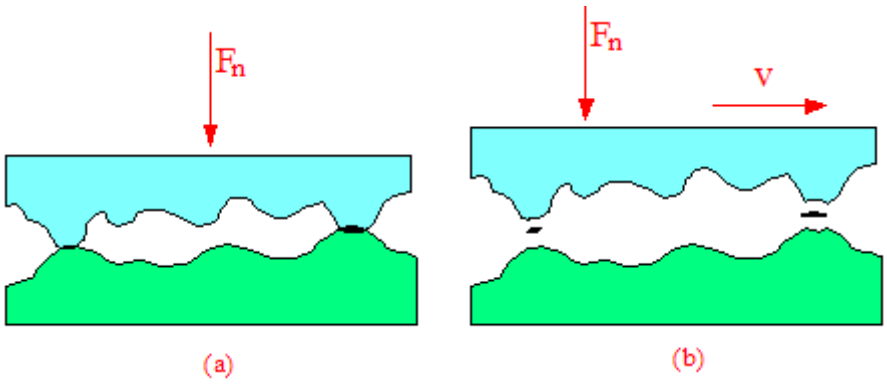
3.3. Aşınma

Sürtünme halinde bulunan yüzeylerde malzemenin istenilmediği halde kopmasıdır. Bu durumda parçalar ilk şekillerini kaybeder ve parçalar arasındaki boşluk büyür. Bu da makinanın hassasiyetini azaltır ve gürültü ve titreşimler artar.

Başlıca aşınma çeşitlerini; *adezyon, abrazyon, yorulma aşınması (pitting)* ve *mekanik korozyon aşınması* olmak üzere sınıflandırabiliriz.

3.3.1. Adezyon aşınması

Adezyon aşınması en yaygın aşınma çeşididir ve genel olarak aşınma kavramı, bu tip aşınma için kullanılmaktadır. Bu aşınma türü, kaynak bağı teorisiyle açıklanabilir. Kaynak bağı teorisinde bahsedildiği gibi gerek tabii tabakalar gerekse metalsel temas meydana gelen pürüzlülük noktalarında temas alanı çok küçük olduğundan çok büyük basınçlar oluşuyordu. Bu basınç nedeniyle önce tabii tabakalar parçalanır sonra da mikro kaynak noktaları kopar ve böylelikle malzeme kaybı meydana gelir (Şekl 3.9). Böylece adezyon aşınması oluşur.

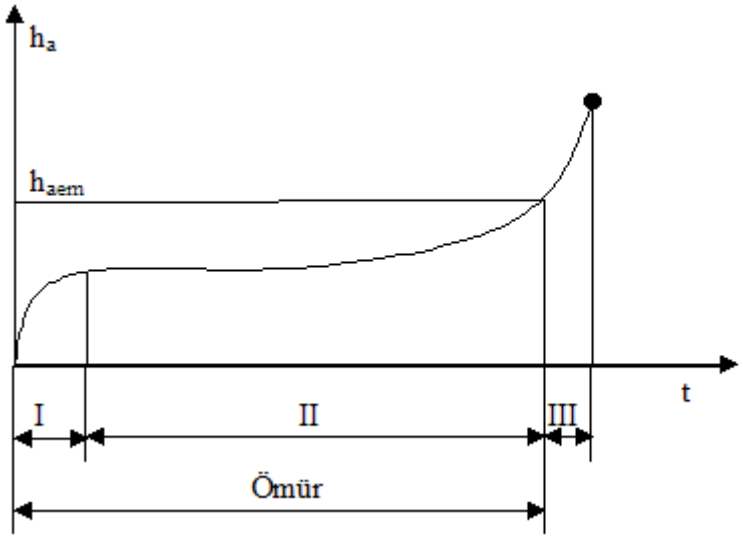


Şekil 3.9 Adezyon aşınmasının oluşması

Adezyon aşınması yüzeylerde çiziklerle ve parlatılmış bir yüzey görüntüsüyle kendini gösterir. Böylece yüzeyden bir tabaka kalkmaktadır.

Zamana bağlı oluşan bu aşınmanın yanında bir de *yenme* denilen ve aniden oluşan bir aşınmada yüzeyler arasında kuvvetli kaynak bağları oluşur, parçalar birbirilerine kilitlenir veya hareket gerçekleşirse yüzey tamamen bozulur.

Şekil 3.10'da I ile gösterilen bölgede yani parçaların ilk çalışması sırasında şiddetli bir aşınma meydana gelir. Rodaj denilen bu safha parçaların birbirine alıştırıldığı safhadır. Bu safhada yüzeylerin pürüzlülükleri eşitlenir. Gelişen teknoloji ile birlikte bu rodaj süresi oldukça küçülmüştür. II. Bölgede ise uzun süreli aşınmanın gerçekleştiği çalışma sırasında oluşan aşınma söz konusudur. Zaman la aşınma artar ve III. Bölgede şiddetli aşınma meydana gelir. Bu aşamada parçaların kırılması veya makinanın kullanılmaz hale gelmesi beklenebilir. Bu yüzden ömür, ilk iki aşamaya göre belirlenir.



Şekil 3.10 Adezyon aşınmasının zamanla gelişmesi

Adezyon aşınması benzer veya kolay alaşım yapabilen arasında meydana gelir. Bu nedenle malzeme çiftini birisi sert (örneğin çelik) diğeri ise yumuşak (örneğin bronz) olarak seçilmelidir. Bir başka önlem ise yağlamadır. Sınır sürtünmesi halinde dahi adezyon aşınması önemli ölçüde önlenmektedir.

3.3.2. Abrazyon aşınması

Abrazyon aşınmasında yüzeylerin bozulması, dışardan yüzeyler arasına giren toz, talaş veya yüzeylerde oksidasyon sonucu oluşan sert parçacıkların etkisiyle meydana gelir. Bu sert parçacıklar zımpara gibi yüzeyi kazıyarak malzeme kaybına neden olular. Abrazyon aşınmasında önemli olan yüzeylerin sertliğidir bu da ısıl işlem veya yüzeylerin kaplanması ile sağlanabilir. Abrazyon aşınmasını önlemek için yüzeyler sertleştirilmelidir. Ayrıca dışarıdan sert parçacıkların girmemesi için de iyi bir sızdırmazlık sağlanmalı ve sistem talaş ve diğer pisliklerden sık sık temizlenmelidir.

3.3.3. Yorulma (Pitting) aşınması

Bu tip aşınma temas yüzeylerinde çok küçük çukurcukların oluşması şeklinde kendini gösterir. Rulmanlar, dişli çarklar ve kam mekanizmaları gibi yuvarlanma hareketi yapan sistemlerde malzeme yorulması sonucu ortaya çıkar. Bu sistemlerde temas alanı çok küçük olduğundan bu temas noktalarında Hertz yüzey basınçları oluşur. Bu basınçların etkisiyle temas noktalarının hemen altında kayma gerilmeleri oluşur ve kayma gerilmelerinin maksimum olduğu yerlerde plastik deformasyon ve dislokasyonlar sonucu küçük boşluklar meydana gelir. Zamanla bu boşluklar yüzeye doğru ilerleyerek büyür ve yüzeyde küçük çukurcuklar oluştururlar.

Deneyler bu aşınma türünün çelikler gibi doğal sertlikteki malzemelerde oluştuğunu ve yumuşak malzemelerde oluşmadığını göstermiştir. Yorulma aşınmasını önlemek için yapılması gerek en önemli şey, temas yüzeylerin sertleştirilmesidir.

3.3.4. Mekanik korozyon aşınması

Yüzeylerin hava ile temasında tabii tabakalar dediğimiz oksit ve diğer tabakalar meydana geliyordu. Bununla beraber özellikle kimyasal maddelerin bulunduğu ortamlarda çalışan makine elemanlarının yüzeyleri bu maddelerle reaksiyona girerek ince fakat sert tabakalar oluştururlar. Değişken yükler altında bu tabakalar kırılarak aşınma parçacıklarını oluştururlar. Temiz kalan yüzeyler tekrar kimyasallarla reaksiyona girerek bu sert tabakaları oluşturur ve aynı işlemler tekrarlandıkça malzeme kaybı artar.

Oksidasyon aşınmasını önlemek için yüzeyler fosfat veya sülfit ile işlem görür veya oksidasyonu önleyen özel yağlayıcılar kullanılır.

3.4. Yağlayıcı Maddeler

Yağlayıcı maddeler; sürtünmeyi azaltmak, aşınmayı kısmen veya tamamen önlemek ve sıcaklık atışını önlemek için kullanılırlar. Çeşitli sürtünme halleri için yağlayıcıların fonksiyonları farklıdır. Sıvı sürtünmesinde yağlayıcı madde, yüzeyleri tamamen ayırdığından burada önemli olan yağın viskozitesidir. Sınır sürtünmesinde ise yağın yapışma kabiliyeti dolayısıyla kimyasal bileşimi önemlidir.

3.4.1. Yağlayıcı maddelerin sınıflandırılması

Yağlayıcı maddeleri fiziksel hallerine göre *katı, sıvı, yarı katı* ve *gaz* yağlayıcılar olarak sınıflandırabiliriz.

3.4.1.1. Katı yağlayıcı maddeler

Katı yağlayıcılar yalız başlarına veya sıvı yağların ya da greslerin içine katkı olarak kullanılabilirler. En çok ulanılan katı yağlayıcılar *grafit* ve *molibden disülfittir.* Katı yağlayıcılar, madensel yüzeylerin üzerinde kayma gerilmesi düşük ve kopma mukavemeti yüksek bir tabaka oluşturarak yağlama özelliği sağlarlar. Yağlayıcı olarak kullanılan grafit ve molibden disülfitin çok temiz olmaları gerekir aksi halde yüzeyleri şiddetli bir şekilde aşındırırlar.

3.4.1.2. Sıvı yağlayıcı maddeler (Yağlar)

Sıvı yağlayıcıları; organik (hayvansal ve bitkisel), madensel (mineral) ve sentetik yağlar olmak üzere üç guruba ayırabiliriz.

Organik (hayvansal ve bitkisel) yağlar; iyi yağlama özelliklerine sahiptirler fakat ömürleri kısadır. Ayrıca gıda maddesi olarak kullanıldıklarından fiyatları yüksektir.

Madensel /mineral) yağlar; sürtünme yüzeylerinin arasına kolayca girip çıkabilirler, ısıyı dışarı taşıyabilirler, kolayca depo edilebilirler bu nedenlerle diğer yağlara göre çok daha sık kullanılmaktadırlar. Madensel yağlar petrolden damıtılarak elde edilirler. Petrolün esasına göre *parafin* esaslı madensel yağlar, *naften* esaslı madensel yağlar ve *karışık* esaslı madensel yağlar olarak kendi aralarında gruplanabilirler.

Yağlara daha yüksek özellikler katmak için damıtmadan sonra rafine edilirler. Böylece daha yüksek yağlama özelliklerine sahip *rafine yağlar* elde edilir.

Sentetik yağlar; genellikle kimyasal maddelerden imal edilen suni yağlardır. İmal edildikleri maddeye göre isim alırlar. Örneğin; dibazik asit esteri, fosfat esteri, silikon, silikat esteri yağları gibi.

3.4.1.3. Yarı katı yağlayıcı maddeler (Gresler)

Gresler, içinde katılaştırıcı madde bulunan sıvı yağlardan oluşan yarı katı yağlayıcı maddelerdir. Katılaştırıcı madde olarak genellikle alüminyum, baryum, kalsiyum, lityum, sodyum gibi madensel sabunların yanında bentonit, mika veya organik esaslı sabun olmayan maddeler de kullanılabilir. Örneğin katılaştırıcı maddeye göre; alüminyum sabunu, kalsiyum sabunu, lityum sabunu gibi gresler vardır. Genellikle açıkta çalışan ve uzun yağlama süreleri olan düşük veya orta hızda ve yükteki sistemlerde kullanılır.

3.4.1.4. Gaz yağlayıcı maddeler

Yüksek hız ve az yüklü sıvı sürtünmeli sistemlerde, gaz niteliği taşıyan yağlayıcı maddeler kullanılmaktadır. Gazların viskoziteleri düşük olduğundan sistemde oluşan sürtünme ve sıcaklık arştı düşük olur. Ancak yük taşıma kabiliyetleri azdır. Hava, hidrojen ve azot gaz yağlayıcılarının yanında son zamanlarda kükürt hekzafloridler, sıvı nitrojen, buhar ve organik buhar kullanılmaktadır. Böylece ultrasanrifüjlerde, jiroskoplarda, elektrik motorlarında kullanılan bu yağlama usulü, gaz türbinlerinde, jet motorlarında, roketlerde, nükleer reaktörlerde de kullanılmaya başlanmıştır.

3.4.2. Sıvı yağların ve greslerin özellikleri

Yağlayıcı maddelerin özelliklerini, yağlama kabiliyetine ve fiziksel özelliklerine göre sınıflandırabiliriz. Yağlama özelliğini tayin eden faktörler viskozite ve yapışma kabiliyetidir. Fiziksel özellikleri ise katılaşma noktası, özgül ısı, oksidasyon, alevlenme noktası, damlama noktasıdır. Yağ ve greslerin seçimi bu özelliklere göre yapılır.

3.4.2.1. Viskozite

Genel olarak viskozite, herhangi bir akışkanın harekete karşı gösterdiği direnç ya da akma sırasında sıvı tabakalar arasında iç sürtünmeyi ifade eden bir özelliktir. Daha önce bahsettiğimiz gibi Newtonien ve Newtonien olmayan akışkanlar vardır. Newtonien olmayan

akışkanlarda genellikle kayma oranı azdır. Gresler, non-Newtonien akışkanlardandır. Bu akışkanlar kayma gerilmeleri belirli bir τ_0 değerini aşınca akmaya başlarlar.

İki tip viskozite vardır; Dinamik ve Kinematik viskozite.

Dinamik viskozite Newton kanununda η ile gösterdiğimiz viskozitedir. Pas (Pascal-saniye), Poise (P) veya bunun yüzde biri olan Centipoise (1cP = 0,01 P) ile ölçülür.

$$1 \text{ Pas} = 1 \text{ Ns/m}^2 = 10 \text{ P} = 10^3 \text{ cP} = 145 \ \mu\text{reyn}$$

şeklinde ifade edilebilir.

Kinematik viskozite ise,

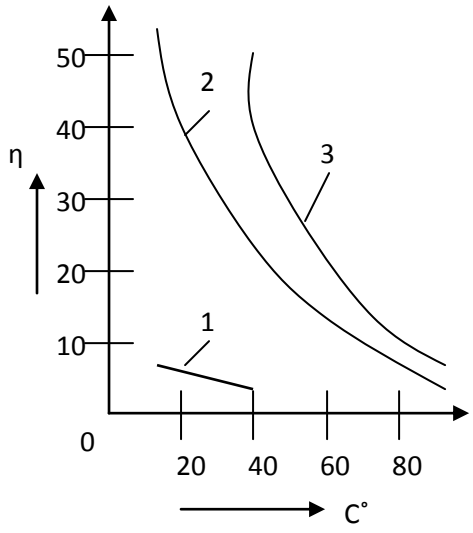
$$\upsilon = \frac{\eta}{\rho} = \mu.\frac{g}{\gamma} \ [\text{cm}^2/\text{s}]$$

şeklinde ifade edilir. Burada η; dinamik viskozite, ρ; yağın yoğunluğu, g; yerçekimi ivmesi ve γ; özgül ağırlıktır. Kinematik viskozite, Stokes (St) veya Centistokes (1cSt = 0,001 St) ile ölçülür.

$$1 \text{ St} = 1 \text{ cm}^2/\text{s} = 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s} = (1/929) \text{ ft}^2/\text{s}$$

şeklinde ifade edilir.

Viskozite sıcaklığın ve az da olsa basıncın etkisiyle değişir. Genellikle sıvılarda viskozite sıcaklığın artmasıyla azalmaktadır. Gazlarda ise hafif bir yükselme göstermektedir. Burada önemli olan husus sıvı yağlarının viskozitelerinin 30° ile 70 C° arasında büyük bir değişim gösterdiğidir (Şekil 3.11).



Şekil 3.11 Viskozite-sıcaklık ilişkisi

3.4.2.2. Yapışma kabiliyeti

Yapışma kabiliyeti, yağların madensel yüzeylere temas etmeleri halinde ortaya çıkar. Yağ moleküllerinin, bu yüzeyler üzerinde düzgün bir şekilde yayılmaları ve yüzeylere yapışmaları madensel yüzey ve yağın karşılıklı etkilerine bağlı bir özelliktir. Bu özellik yağın ve madensel yüzeyin cinsine bağlıdır. Sınır sürtünmesinde önemli rol oynayan yapışma kabiliyeti esas itibariyle adsorpsiyon olayına bağlıdır.

İyi bir adsorpsiyon tabakası oluşturmak için, yağı oluşturan moleküllerin üzüm zincirli yapılara ve polar gruplara sahip olması gereklidir. Bu moleküllerin aktif uçları (polar gruplar) madensel yüzeylere bağlanmakta ve bu yüzeylerin üzerinde dayanıklı adsorpsiyon tabakaları oluşturmaktadır. Bu tabakalar özellikle sınır sürtünmesinde yüzeylerin büyük ölçüde aşınmasını ve yenme tehlikesini önler. Bu polar gruplara oleik, stearik asit gibi organik asitler sahiptirler. Madensel yağların içersine az miktarda (%1 gibi) bu organik asitlerden ilave edilerek yağların yapışma kabiliyeti iyileştirilebilir. Organik asitler, madensel yüzeylerle reaksiyona girerek madeni sabun oluşturduklarından yapışma kabiliyetleri iyidir. *Kritik sıcaklık* denilen bir sıcaklığın üstünde adsorpsiyon tabakası bozularak koruma özelliği ortadan kalkar.

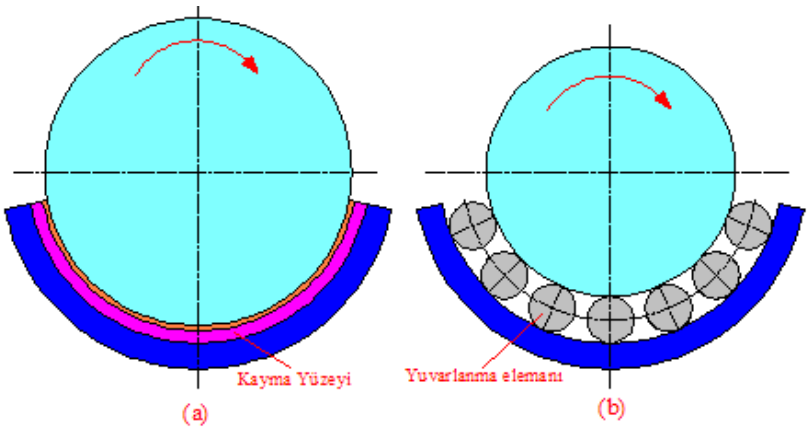
BÖLÜM 4

YATAKLAR

4.1. Giriş

Yataklar iki eleman arasındaki bir veya bir veya birkaç yönde izafi harekete minimum sürtünme ile müsaade eden fakat kuvvet doğrultusundaki harekete engel olan elemanlardır. İzafi hareketin dönme olması halinde destekleyen elemana **yatak,** doğrusal olması halinde **kızak** denir.

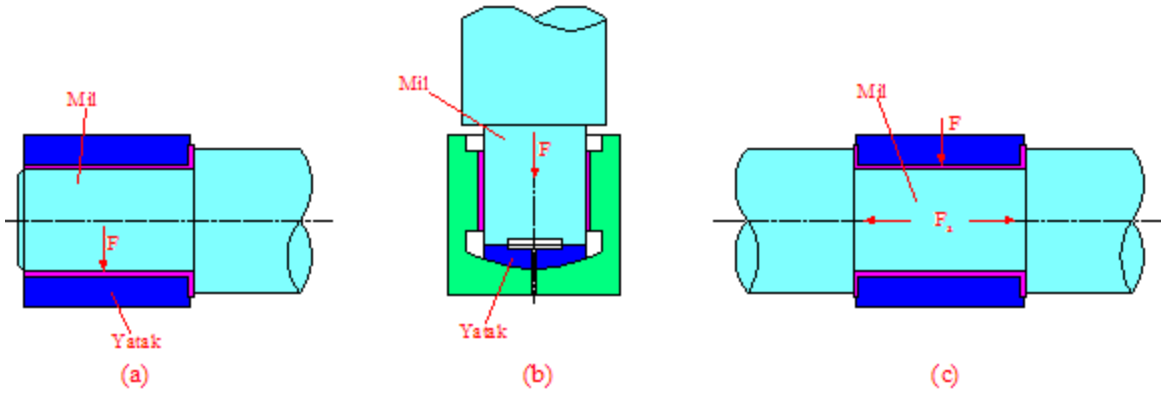
Genellikle milleri ve aksları destekleyen yataklar, kaymalı ve rulmanlı olmak üzere iki gruba ayrılabilir. Kaymalı yataklarda yüzeyler arasında kayma hareketi (Şekil 4.1a) ve rulmanlarda ise yüzeyler arasında yuvarlanma hareketi vardır (Şekil 4.1b).



Şekil 4.1 Kaymalı (a) ve yuvarlanmalı (b) yataklar.

4.2. Kaymalı Yataklar

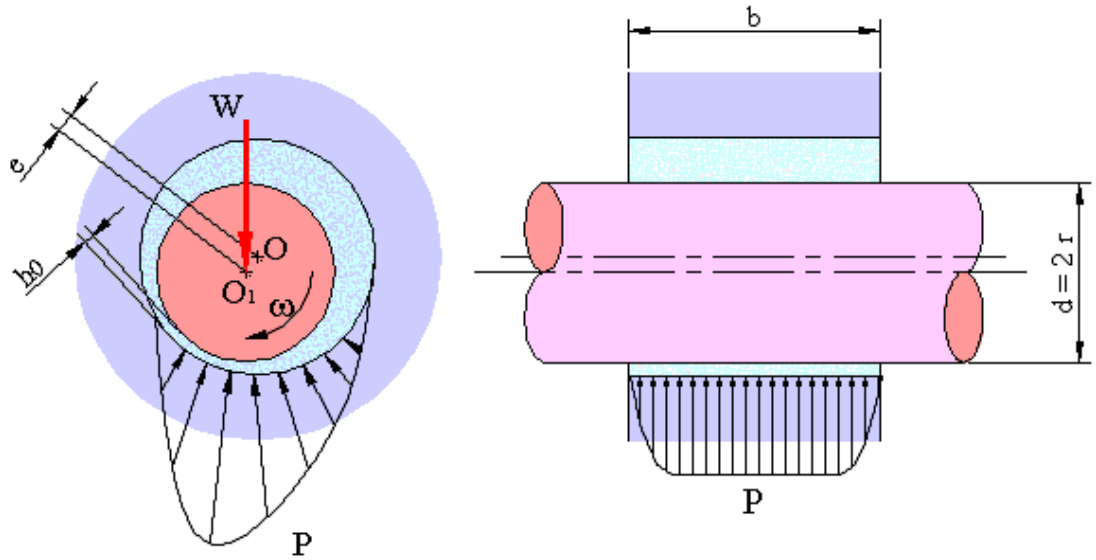
Yatak üzerinde kuvvetin doğrultusu yatağın (veya milin) eksenine dik veya eksen yönde olabilir. Sadece radyal yük taşıyan yatağa **radyal** (Şekil 4.2a), sadece eksenel yük taşıyana **eksenel** (Şekil 4.2b), hem radyal hem eksenel yük taşıyan yatağa **radyal-eksenel** (Şekil 4.2c) denir.



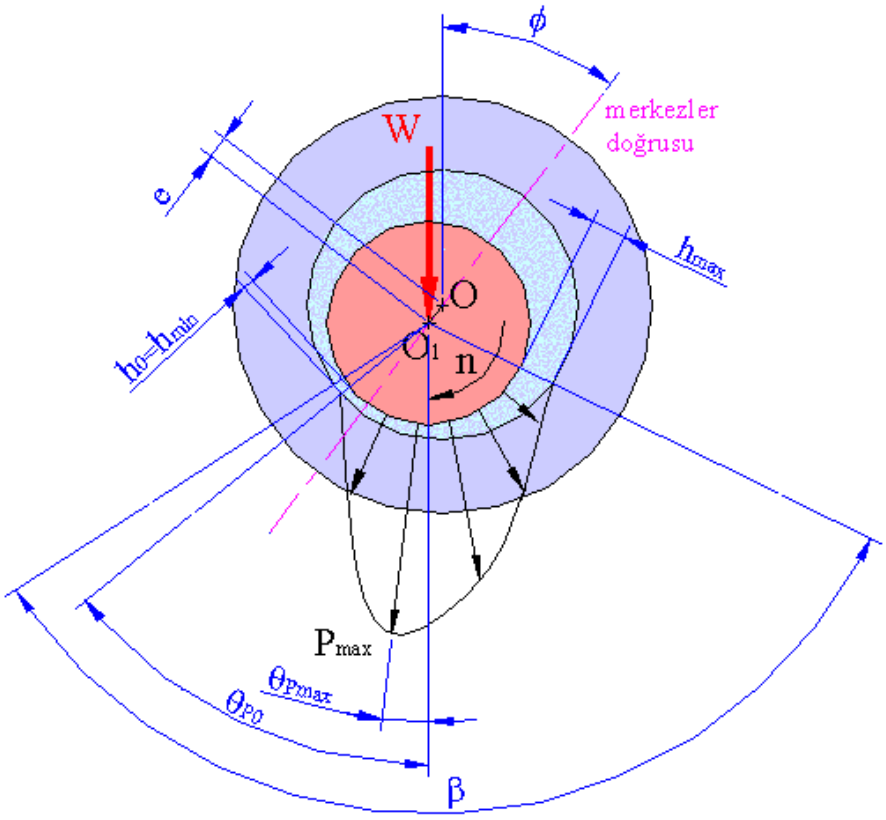
Şekil 4.2 Radyal (a), eksenel (b) ve radyal-eksenel yataklar.

Bir kaymalı yatak sistemi, dönen mil ve sabit yatak olmak üzere esas olarak iki parçadan meydana gelmektedir. Yatak milyu tamamen veya kısmen sarabilir. Yatak çapı D ve mil çapı da d olmak üzere radyal boşluk; c = D - d olur. Radyal boşluk ile mil yarıçapının oranına ise izafi yatak boşluğu $\left(\frac{c}{r}\right)$ denir. Bir kaymalı yatak sisteminde mil merkezi ile yatak merkezi üst üste gelmez. Bu iki merkezin tek merkez haline gelmesi için yatak yükünün çok küçük ve mil hızının sonsuz olması gerekir. Bu pratikte mümkün değildir. Mil ile yatak merkezlerinden geçen doğruya hareket doğrusu denir. Bu doğru üzerindeki yağ filmi kalınlığı minimumdur ve h_0 ile gösterilir (Şekil 4.3). Mil merkezi (O_1) ile yatak merkezi (O) arasındaki uzaklığa yatağın eksantrikliği (e) denir ve e = OO_1 = c - h_0'dır. Eksantrikliğin radyal boşluğa oranı ise eksantriklik oranı (ε)olup

$\boxed{\varepsilon = \frac{OO_1}{c} = \frac{e}{c} = \frac{c - h_0}{c} = 1 - \frac{h_0}{c}}$ şeklinde yazılabilir. Bu ifadeye göre **ε** ve $\frac{h_0}{c}$ değerleri milnun yatak içindeki davranışını belirler.



a-) radyal **b-) eksenel**



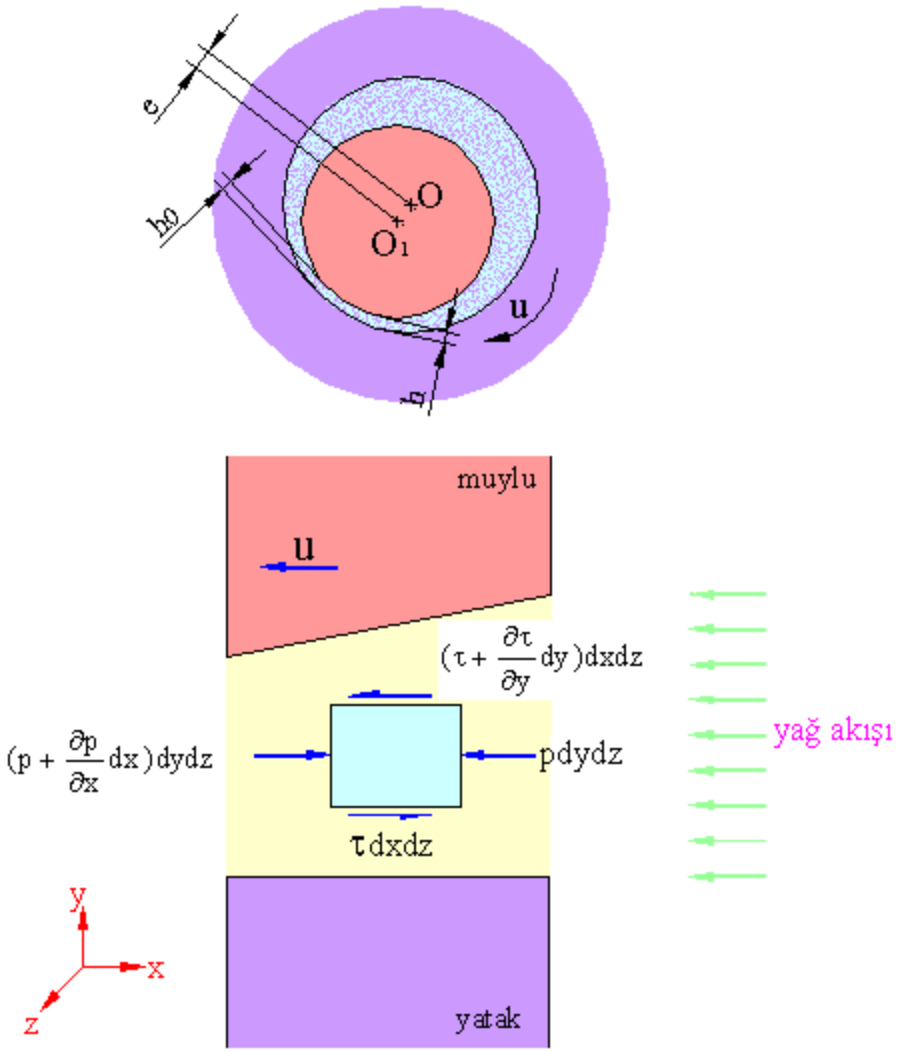
θ_{Pmax} ⇒ maksimum yatak basıncının açısal konumu

θ_{P0} ⇒ yağ filminin sona erdiği noktanın açısal konumu

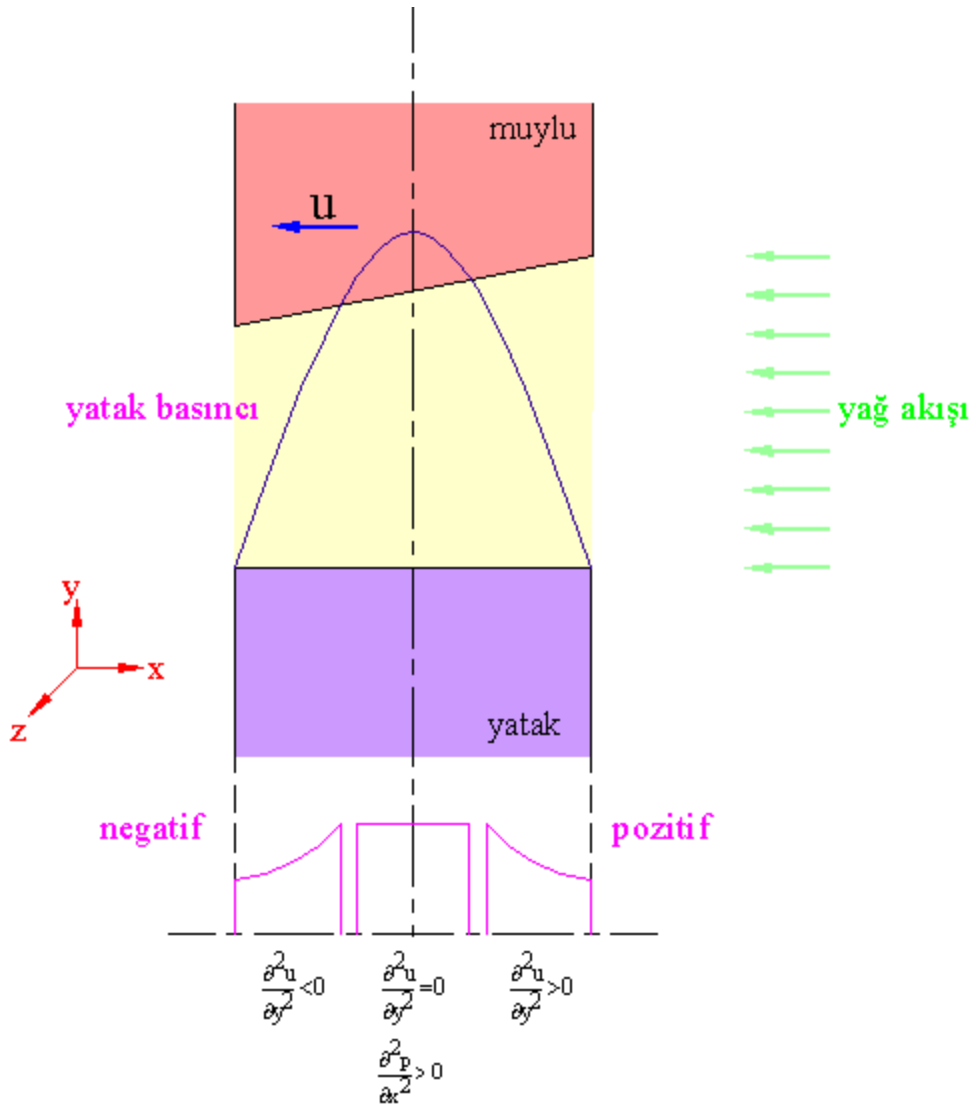
β ⇒ yük bölgesi başı ile sonu arsındaki açı

Şekil 4.3 Mil yatak sisteminde radyal ve eksenel basınç dağılımı

Bir mil yatak sisteminde milinin (muylu) saat yönünde döndüğü ve değişken kalınlığı **h** olan bir yağ filmi ile desteklendiği kabul edilsin. **ω** açısal hızı ile dönen mil sabit bir **u** çevresel hızına sahiptir. Yüzeylerin eğriliği ihmal edilebilir kabulü kullanılarak **xyz** referans eksen takımı Şekil 4.4'deki gibi alınabilir.



Şekil 4.4 Mil yatak sistemi ve bir yağ elemanının serbest cisim diyagramı

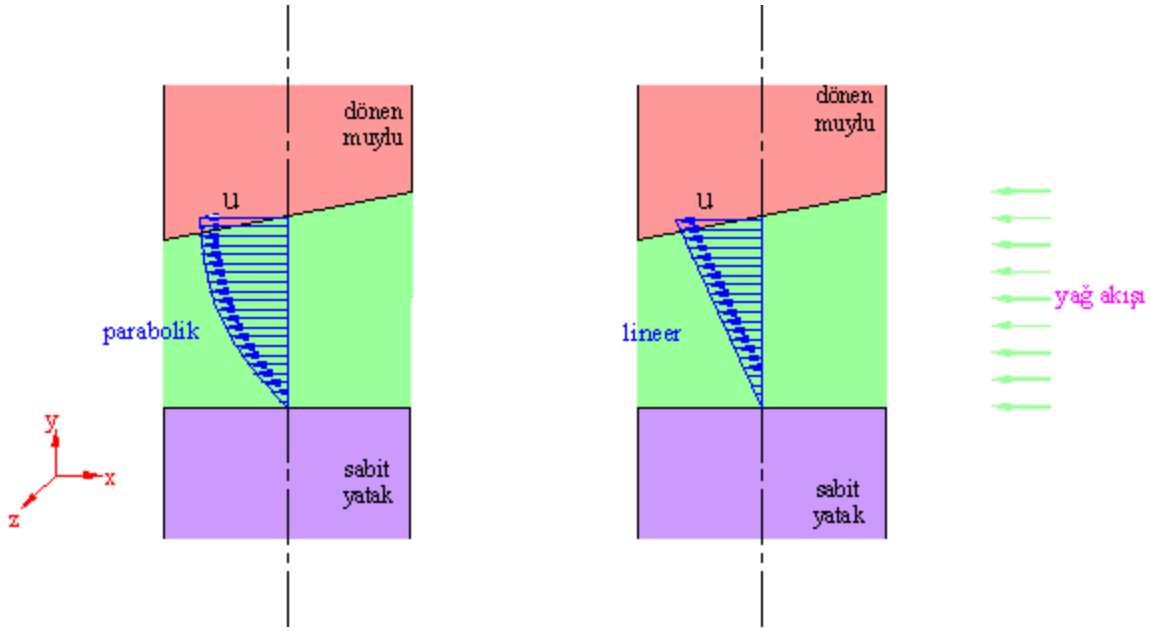


Şekil 4.5 Hız gradyanı ile basınç arasındaki ilişki

- Şekil 4.5'de verilen yüzeylerin girişinde $\boxed{\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} > 0}$ ve bu nedenle $\boxed{\frac{\partial p}{\partial x}}$ pozitiftir. Yani **x**'in değeri azaldıkça film içinde meydana gelen **p** basıncı artmaktadır.
- Yüzeylerin orta bölgesinde $\boxed{\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = 0}$ ve $\boxed{\frac{\partial p}{\partial x} = 0}$ olur. Bu ise **p** basıncının maksimum olması demektir.

- Yüzeylerin çıkışında $\boxed{\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} < 0}$ olduğundan $\boxed{\frac{\partial p}{\partial x} < 0}$ olur. Bu ise **x** değeri azaldıkça film içinde meydana gelen **p** basıncının azalması demektir.

Buna göre hızın yağ filmi kalınlığınca değişimi Şekil 4.6'de gösterildiği gibi lineer ve parabolik hız değişimlerinin birbirine eklenmesiyle elde edilir.



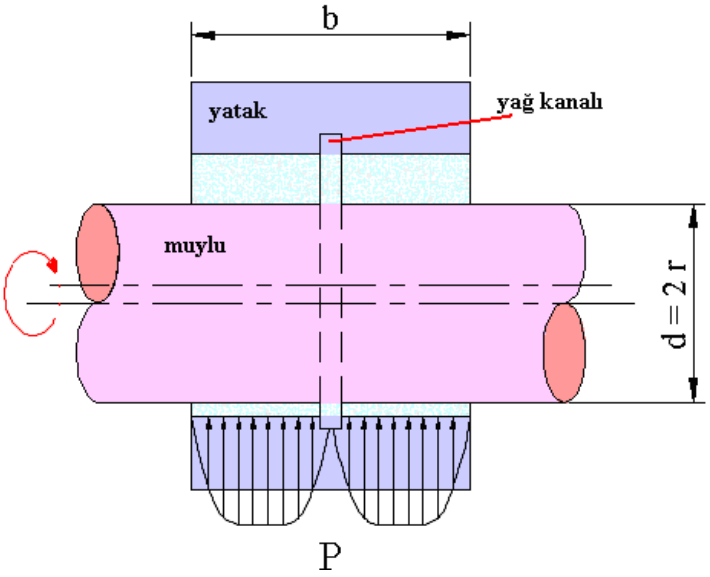
Şekil 4.6 Yağ tabakasında hız dağılımı

4.2.1. Minimum Yağ Film Kalınlığı (h_0)

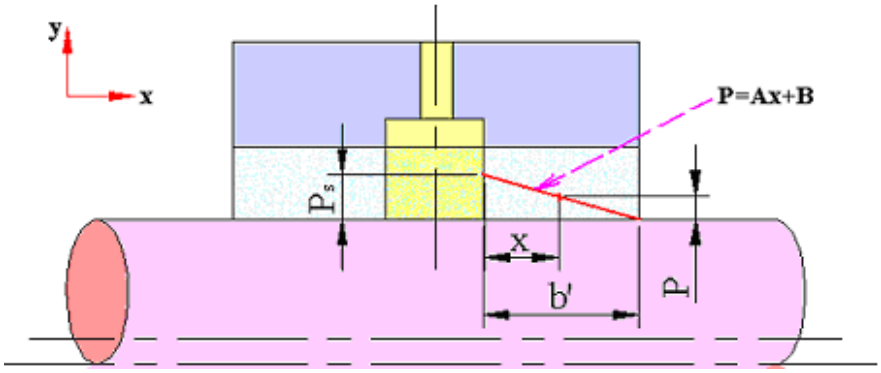
Minimum yağ film kalınlığının kabul edilebilir en küçük değeri mil ile yatağın yüzeylerinin pürüzlülüğüne bağlıdır. Çünkü yatağın sıvı sürtünme şartlarında çalışabilmesi için yağ film kalınlığının yüzey pürüzleri toplamından büyük olması gerekir. Minimum yağ film kalınlığı değişik $\left(\frac{b}{d}\right)$ oranları için Sommerfeld sayısına bağlı olarak bulunabilir.

Hidrodinamik yağlama şartlarında yatakta açığa çıkan ısı; yağlama yağı tarafından yatak dışına taşınamayacak derecede büyük olduğu zaman, soğutma amacıyla yatağa, basınç altında ilave yağ gönderilir. Yatağa daha fazla yağ gönderilerek soğutmanın sağlanmasında en yaygın olarak kullanılan metot; yatağın tam orta bölgesine açılan bir

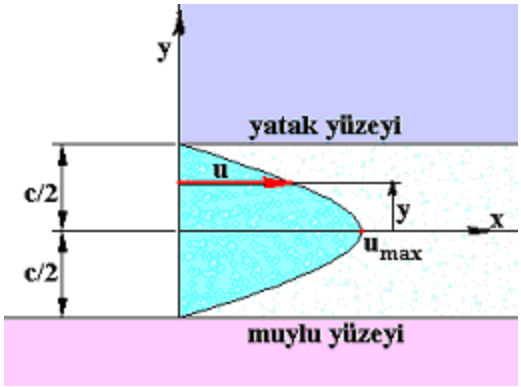
kanala yük bölgesinin karşısındaki bir delikten yağın gönderilmesi şeklindedir. Bu tür bir yatak ve bu yataktaki basınç dağılımı Şekil 4.7'de gösterilmiştir



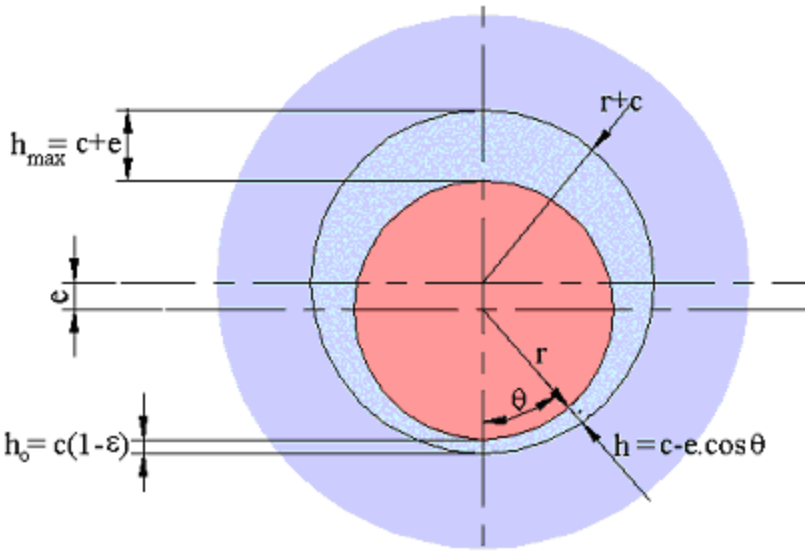
Şekil 4.7 Yağ kanalının ortalama yatak basıncına etkisi



Şekil 4.8 Yağ basıncının lineer değiştiği durum



Şekil 4.9 Yağ hızının parabolik değişimi



Şekil 4.10 Radyal yatak ve h değeri

Sınır ve hidrodinamik yağlama arasındaki fark Şekil 4.10'da verilen grafik yardımıyla izah edilebilir. Bu grafik yağlamanın kararlılığını belirtmesi ve hidrodinamik yağlama ile sınır veya ince film yağlamanın anlaşılmasını sağlaması bakımından çok önemlidir.

Sıvı sürtünmesi şartlarında yani kayma yüzeyleri birbirinden tam olarak ayrılmış durumda çalışan yataklarda bile makine harekete geçerken veya durma sırasında mil ve yatak arasında metalik temas dolayısıyla kuru veya sınır sürtünme meydana gelmektedir. Kaymalı yataklarda önemli olan adezyon aşınması veya bunun şiddetli şekli olan yenme aşınmasıdır. Sürtünme ve aşınma bölümünde belirtildiği gibi bu tip aşınmayı önlemek için alınacak tedbirlerden biri temastaki malzemelerin farklı yapıda ve sertlikte olmasıdır. Bu yüzden yatak sisteminde mil çelikten ve yatak, **yatak malzemesi** denilen ve çelikten daha yumuşak olan malzemeden yapılır.

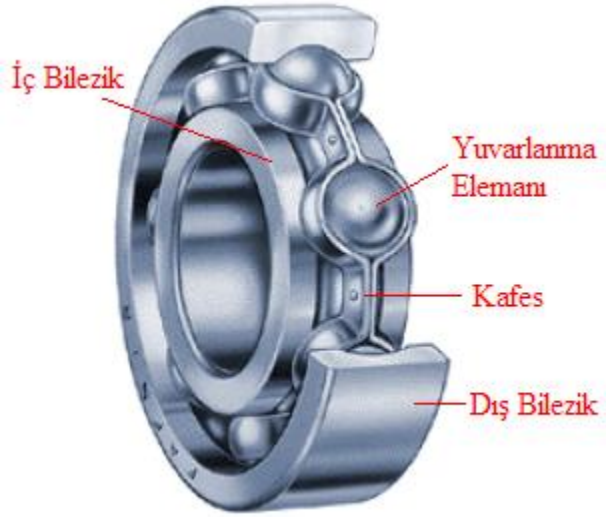
Yatak malzemelerinde istenilen özellikler:

- İyi bir basma ve yorulma mukavemeti,
- Aşınmaya ve korozyona dayanıklılık,
- Gömme kabiliyeti yani yağda bulunan veya dışarıdan gelen sert parçaları, abrazyon aşınmasını önlemek için bünyesine gömebilme,

- Küçük sürtünme katsayısı,
- İyi bir yapışma kabiliyeti,
- Düşük ısıl genleşme katsayısı,
- Kolaylıkla işlenebilme,
- Düşük maliyet

4.3. Yuvarlanmalı (Rulmanlı) Yataklar

Kaymalı yataklardan farklı olarak rulmanlı yataklarda, desteklenen ve destekleyen elemanlar arasında bir yuvarlanma hareketi mevcuttur. Bunu gerçekleştirmek için destekleyen ve desteklenen elemanlar arasına bilya veya makara şeklinde yuvarlanma elemanları ve kafesten oluşan bir sistem konulmaktadır (Şekil 4.3).



Şekil 4.3 Rulmanlı yatak sistemi

Rulmanlı yatakların avantajları:

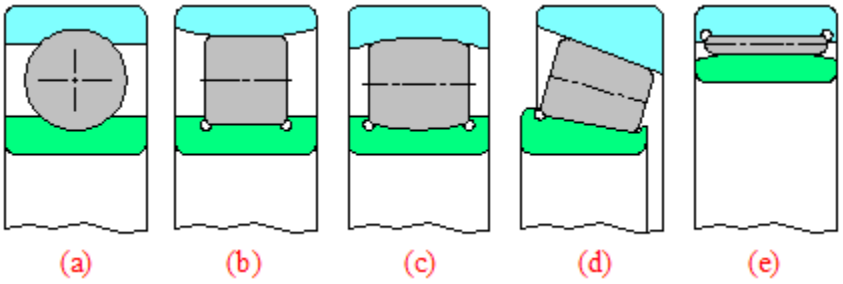
- Hareketin başlangıcında ve çalışma sırasında oluşan sürtünmeler arasında çok az bir fark vardır.
- Sürtünme katsayısı düşük dolayısıyla enerji kaybı azdır.
- Eksenel bakımdan az yer işgal ederler.

- Yağlanması basit, yağ sarfiyatı az, bakım ve değiştirilmesi kolaydır.
- Boyutlarının standart olup piyasada hazır bulunması.

Dezavantajları ise,

- Yüksek devirlerde çok gürültülü çalışması.
- Ömürlerinin daha az olması ve devir sayısıyla ömrün azalması.
- Radyal yönden daha büyük bir yer işgal etmesi.
- Sönümleme kabiliyetinin az olması.

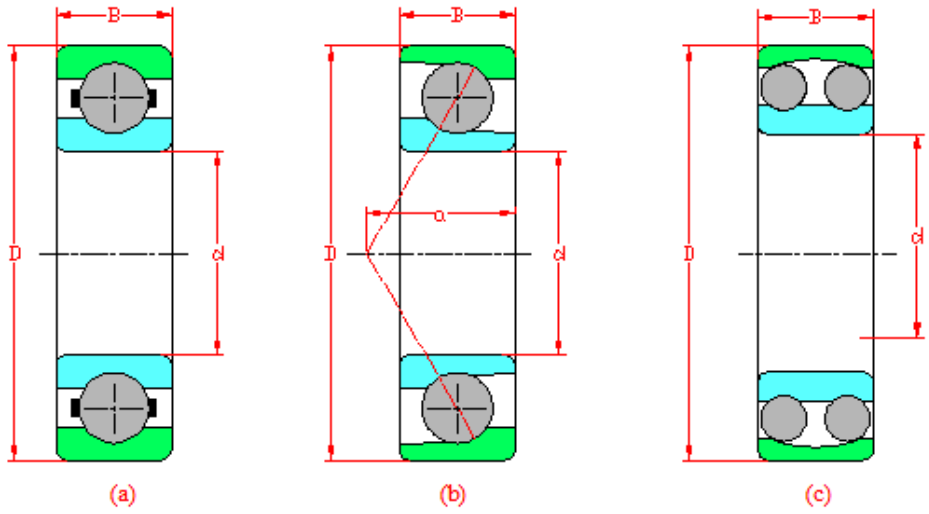
Rulmanlı yatakların sınıflandırılması yuvarlanma elemanına ve taşıdıkları kuvvete göre yapılır. Yuvarlanma elemanına göre Şekil 4.4'de görüldüğü gibi bilyalı (a) ve makaralı olarak makaralı rulmanlar ise silindirik (b), masuralı (c), konik (d) ve iğneli (e) şeklinde olabilirler. Taşıyabilecekleri yüke göre ise radyal yük taşıyan radyal, eksenel yük taşıyan eksenel ve hem radyal hem eksenel yük taşıyan radyal-eksenel rulmanlar mevcuttur.



Şekil 4.4 Yuvarlanma elemanları

4.3.1. Radyal rulmanlar

Sabit bilyalı rulman, rulmanların kullanılabileceği bütün devir sayıları için uygun ve fiyatı diğer rulmanlara göre nispeten ucuz olduğundan en çok kullanılan rulman tipidir (Şekil 4.5a).



Şekil 4.5 (a) Sabit bilyalı rulman; (b) Eğik bilyalı rulman; (c) Oynak bilyalı rulman.

Eğik bilyalı rulmanlar α=40˚ lik bir imalat temas açısına sahiptirler (Şekil 4.5b). Bu nedenle eğik bilyalı rulmanlar radyal yükün yanı sıra oldukça yüksek bir eksenel yük taşıyabilirler.

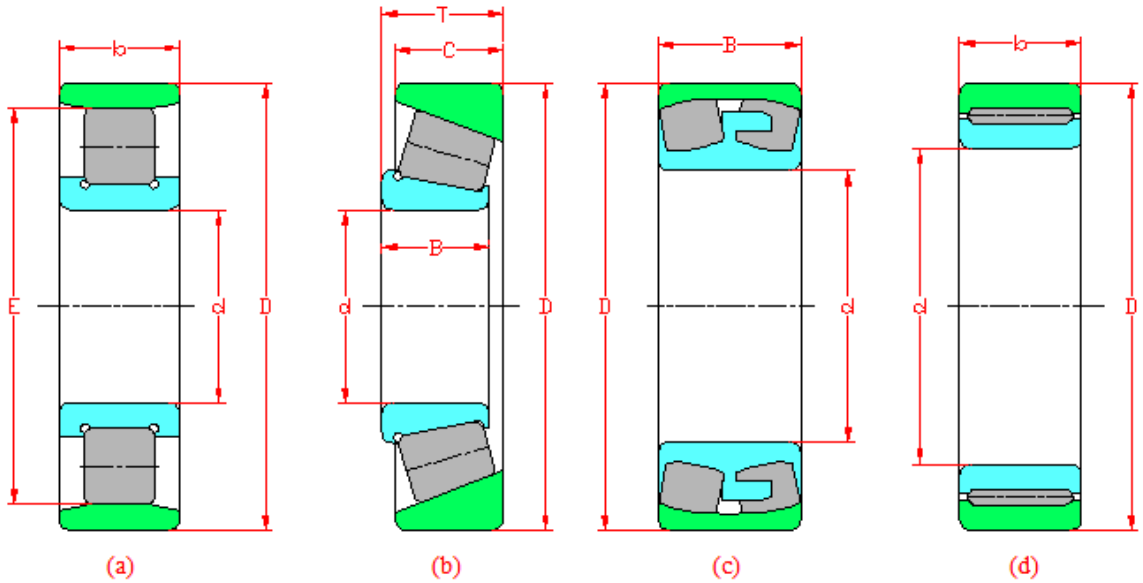
Oynak bilyalı rulmanlar, milin yatak yuvasına göre belirli bir eğim yapmasına izin verir (Şekil 4.5c). Böylece işleme ve montaj hatalarından dolayı milin eğilmesi sonucu yuvarlanma elemanının sıkışması önlenir.

Silindirik makaralı rulmanlar nispeten büyük yükler az ve orta devir sayılarında kullanılar (Şekil 4.6a). Silindirik makaralı rulmanlar parçalara ayrılabildikleri için takma ve sökme işlemleri daha kolaydır.

Konik makaralı rulmanlar, eğik bilyalı rulmanların karşıtıdır (Şekil 4.6b). Temas açısı daha büyük olduğu için, radyal kuvvete oranla daha büyük eksenel kuvvet taşıyabilirler. Yataklar parçalara ayrılabilir dolayısıyla dış ve iç bilezikler yerlerine ayrı ayrı takılabilir.

Oynak makaralı rulmanlar, makara ile hareket yüzeyi arasındaki temas alanının özelliğinden dolayı büyük ve darbeli yükler için uygundur (Şekil 4.6c). Ayrıca eksen kaçıklıklarının dengelenmesi için elverişlidir.

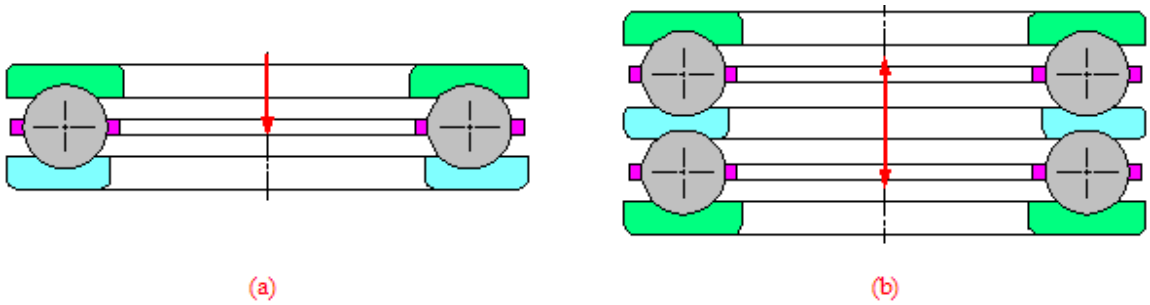
İğneli rulmanlar, radyal yönden sınırlı boyutlara sahip yerlerde kullanılır (Şekil 4.6d).



Şekil 4.6 (a) Silindirik; (b) Konik; (c) Oynak makaralı ve (d) İğneli rulmanlar.

4.3.2. Eksenel rulmanlar

Genellikle orta büyüklükteki eksenel kuvvetleri taşıyan sabit eksenel rulmanlar, radyal kuvvet taşımazlar (Şekil 4.7a). Çalışma sırasında merkezkaç kuvvetinin etkisindeki bilyaların yerinden çıkmaması için yatağa gelen eksenel kuvvet belirli bir değeri aşmamalıdır. Bu yüzden yüksek devirlerde elverişli değillerdir. Çift yönlü eksenel yataklar, her iki yönden gelen eksenel kuvvetleri taşıyabilirler (Şekil 4.7b).



Şekil 4.7 (a) Tek; (b) Çift yönlü eksenel yataklar.

4.3.3. Malzeme ve sembolleştirme tarzı

Bileziklerin ve yuvarlanma elemanlarının imalatında malzeme olarak yüksek yüzey basınç mukavemetine sahip, yorulmaya, korozyona ve aşınmaya dayanıklı olan rulman çeliği kullanılır. Kafesler; hafif, aşınmaya dayanıklı ve yeteri kadar mukavemetli olan saç, bronz, alüminyum, pirinç, plastik gibi malzemelerden yapılmaktadır.

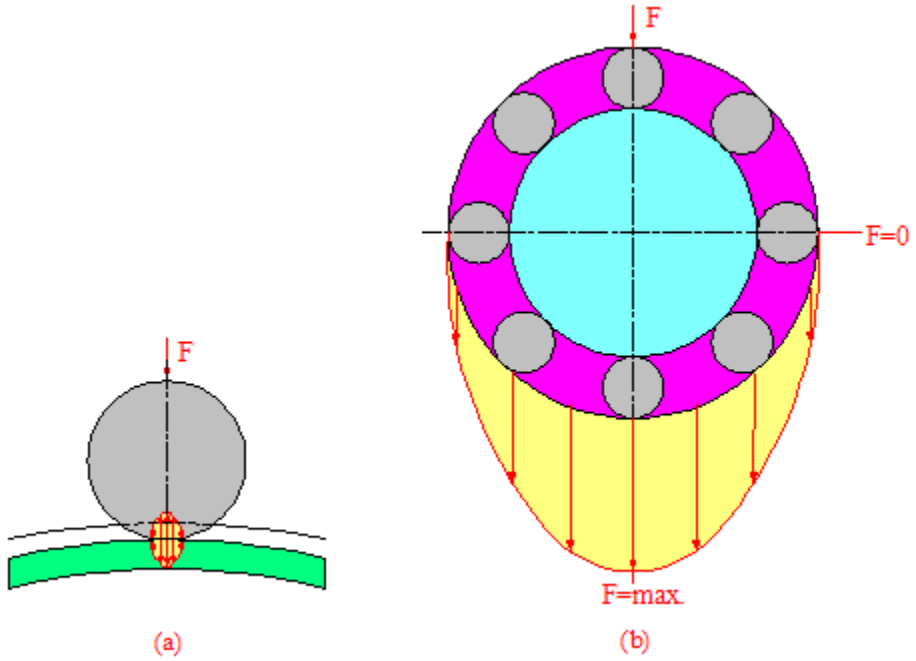
Rulmanlar uluslar arası kabul edilen standart boyutlarda imal edilirler. İmalatçı firmalar rulmanların boyutları ve yük taşıma kabiliyetleri hakkında bilgi veren kataloglar yayınlarlar. Bir anlaşma sağlamak için tüm rulman tipleri için uluslar arası bir sembolleştirme tarzı vardır. Rulmanların sembolleştirilen standart boyutları; delik çapı d, dış çap D ve genişlik B dir. Genel olarak rulmanların sembolleştirilmesi sayılarla yapılır. Sayının birinci rakamı rulman tipini, ikincisi genişlik serisini, üçüncüsü dış çap serisini, son iki rakam ise delik çapını ifade eder. d = 20 ile 480 mm çaplar için sembol d/5 ile ifade edilir. Örneğin d = 80 mm çapın sembolü 80/5 = 16 olur. Rulman tipi: Sabit bilyalı 6; eğik bilyalı 7; silindirik makaralı N; konik makaralı 3; masuralı 2 ile simgelenmektedir. Örneğin 32216 rulmanında sırasıyla: 3 ile konik makaralı rulman olduğu, 2 ile genişlik serisi, 2 ile dış çap serisi ve 16 ile 16x5=80 mm mil çapı olduğu simgelenmiştir.

4.3.4. Rulmanlarda yorulma ve plastik şekil değiştirme

Yuvarlanma elemanları ile hareket yüzeyleri arasındaki temas alanları çok küçük olduğundan bu yüzeylerde Hertz tipi yüzey basınçları oluşur. Bu basınçların etkilerini, rulmanlı yatakların sabit ($n \leq 1$ dev/dak) ve döner ($n > 1$ dev/dak) olmalarına göre iki gruba ayırabiliriz.

Sabit rulmanlı yatakların temas alanlarında bir plastik şekil değiştirme (ezilme) meydana gelir (Şekil 4.8a). Yükün durumuna göre bu plastik şekil değiştirme $0{,}0001.d_b$ (d_b: yuvarlanma elemanı çapı) değerini aşması neticesi yatağın normal çalışmaz hale gelir.

Döner rulmanlı yataklarda Şekil 4.8b'de görüldüğü gibi kuvvetin dağılımı altta maksimum ve yanlarda ise sıfırdır. Dönme hareketinden dolayı her bir eleman sıfırdan maksimum değere değişen bu zorlanma etkisinde kalmaktadır. Sonuç olarak temas yüzeylerine gelen yüklemeler değişken ve hareket yuvarlanma olduğundan yuvarlanma elemanlarının ve bileziklerin yüzeylerinde yorulma aşınması (pitting) meydana gelir.



Şekil 4.8 (a) Sabit rulmanlarda plastik deformasyon; (b) Döner rulmanlarda yorulma olayı.

4.3.5. Rulman seçimi

Döner rulmanlı yatakların seçimi **nominal ömür (L), dinamik yük sayısı (C) ve eşdeğer yük (F)** olmak üzere üç faktöre göre yapılır.

Nominal Ömür: Döner rulmanların ömürleri gerçek ve nominal ömür olarak iki şekilde ifade edilir. Gerçek ömür; bir rulmanın yuvarlanma elemanlarında veya bileziklerinde ilk yorulma belirtileri oluşuncaya kadar gerçekleşen toplam devir sayısı veya çalışma saatidir. Yani gerçek ömür, tek bir rulman için geçerli olan bir ömürdür. Nominal ömür

ise aynı rulman tipinden oluşan bir rulman grubuna aittir ve o gruptaki rulmanların %90'ının eriştiği veya aştığı ömür olarak ifade edilir.

Nominal ömür milyon devir cinsinden (L) veya çalışma saati (L_h) olarak ifade edilir. Bu iki kavram arasında;

$$L = \frac{60.n.L_h}{10^6}$$

bağıntısı mevcuttur. Burada n; dev/dak olarak dönme hızıdır.

Dinamik Yük Sayı (C): Rulmanlı yatağın bir milyon devirlik bir nominal ömre eriştiği yük olarak ifade edilir. Bu değer, rulman kataloglarında verilmektedir.

*Dinamik Eşdeğer Yük (F):*Rulmanlı yataklar aynı anda hem radyal (F_r) hem de eksenel (F_a) kuvvetlere maruz kalabilirler. Dinamik eşdeğer yük (F), yorulma bakımından bileşke yük gibi tesir eden radyal (radyal yataklarda) veya eksenel (eksenel yataklarda) bir yüktür. Dinamik eşdeğer yük,

$$F = X.F_r + Y.F_a$$

Bağıntısı ile hesaplanır. Burada X-radyal faktör; Y-eksenel faktördür. X ve Y faktörleri, F_a/F_r oranına ve temas açıları küçük yataklarda F_a/C_0 oranına bağlı olarak belirlenir. Burada C_0; rulman kataloglarında verilen statik yük sayısıdır. Tablo 4.1'de sabit ve eğik bilyalı rulmanlara ait X ve Y faktörleri verilmiştir.

Rulmanlı yataklarda nominal ömür, dinamik yük sayısı ve dinamik eşdeğer yük arasında,

$$L = \left(\frac{C}{F}\right)^p$$

bağıntısı mevcuttur. Burada p, bilyalı yataklar için **p=3** ve makaralı yataklar için **p=10/3** değerini alan bir sayıdır.

Tablo 4.1 X ve Y faktörlerinin değeri

Rulman Tipi	F_a/C_0	$F_a/F_r \leq e$		$F_a/F_r \geq e$		e
		X	Y	X	Y	
Sabit bilyalı radyal	0,025	1	0	0,56	2,0	0,22
	0,04				1,8	0,24
	0,07				1,6	0,27
	0,13				1,4	0,31
	0,25				1,2	0,37
	0,5				1,0	0,44
Eğik bilyalı	Tek sıra	1	0	0,35	0,57	1,14
	Çift sıra		0,66	0,6	1,07	0,95

Döner rulmanlı yatakların seçimi şu yönteme göre yapılır:

- Yatağa gelen F_r ve F_a kuvvetleri bulunur ve bunlara göre dinamik eşdeğer yük F hesaplanır.
- Makinanın özelliğine göre L veya L_h cinsinden yatağın ömrü tayin edilir.
- Çalışma koşullarına göre yatağın tipi seçilir, F ve L veya L_h yardımıyla dinamik yük sayısı C hesaplanır.
- Hesaplanan C ve mil çapı d'ye göre kataloglardan rulman seçilir. Seçilen rulmanın katalogdaki dinamik yük sayısının, hesaplanan değere eşit veya büyük olması gerekir.

KAYNAKLAR

[1] Mustafa Akkurt, Makina Elemanları Cilt: I - II. Birsen Yayınevi, İstanbul, 2000.

[2] Atilla Bozacı, Makina Elemanlarının Tasarımı 1. İTÜ Ders Kitapları, Sayı:74. 1989.

[3] Mustafa Gediktaş, Bağlama Elemanları. Çağlayan Kitapevi, 1995.

[4] İsmail Cürgül, Makina Elemanları ve Çözümlü Problemleri, 1. Cilt, Birsen Yayınevi, 2005

[5] İsmail Cürgül, Makina Elemanları ve Çözümlü Problemleri, 2. Cilt, Birsen Yayınevi, 2005

[6] Joseph E. Shigley, Charles R. Mischke. Mechanical Engineering Design, Fifth Edition. McGraw-Hill İnternational Editions. 1989.