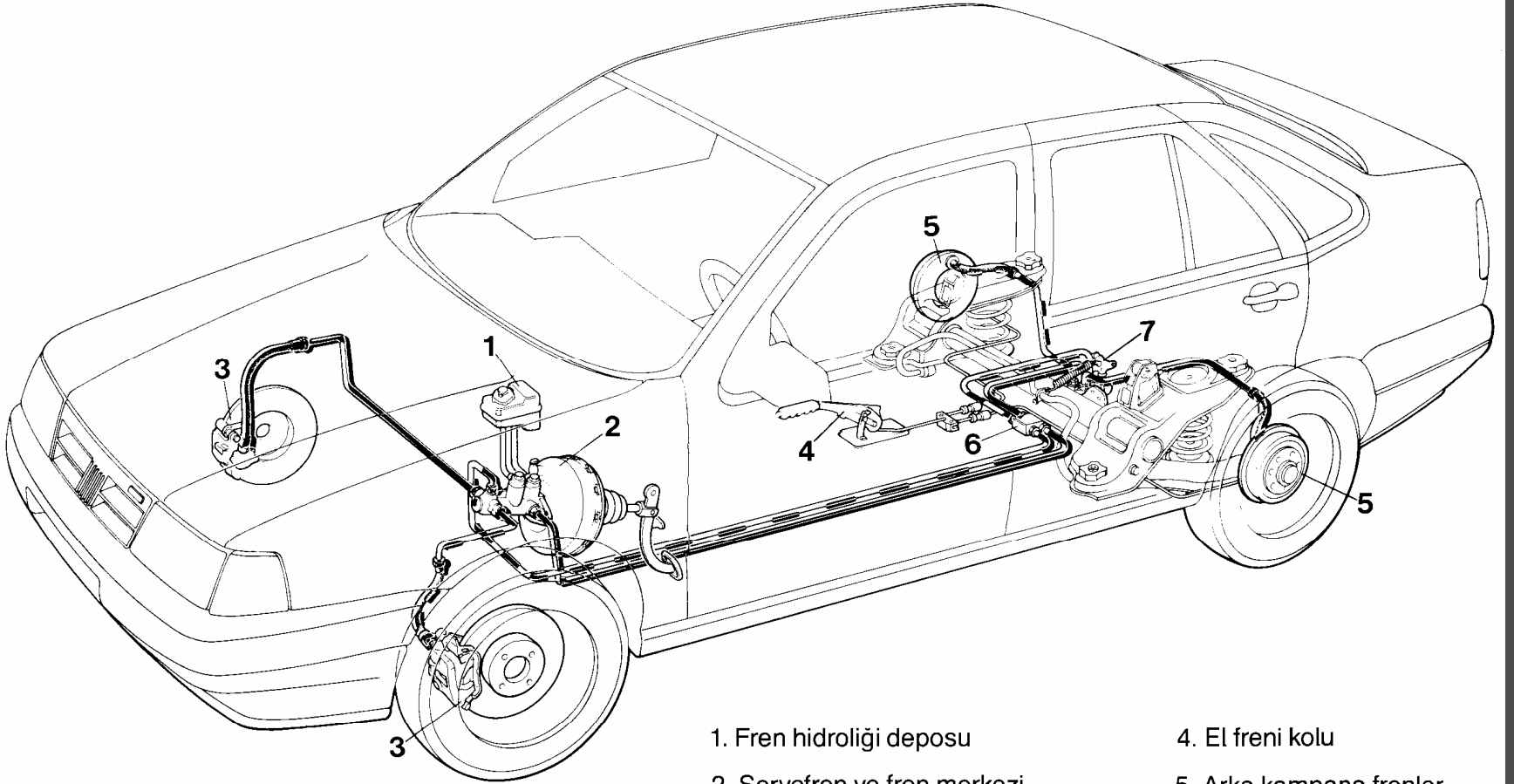


**Disk frenler, kuvvet iletimi, konstrüksiyon,  
kampanalı frenler, kuvvet iletimi, konstrüksiyon,  
ısınma, disk ve kampanalı frenlerin  
karşılaştırılması**

# Hidrolik Fren Sistemi



1. Fren hidroliđi deposu

2. Servofren ve fren merkezi

3. Ön disk frenler

4. El freni kolu

5. Arka kampana frenler

6. Dört yollu dağıtıcı

7. Fren regülatörü

# Sürtünmeli Frenler

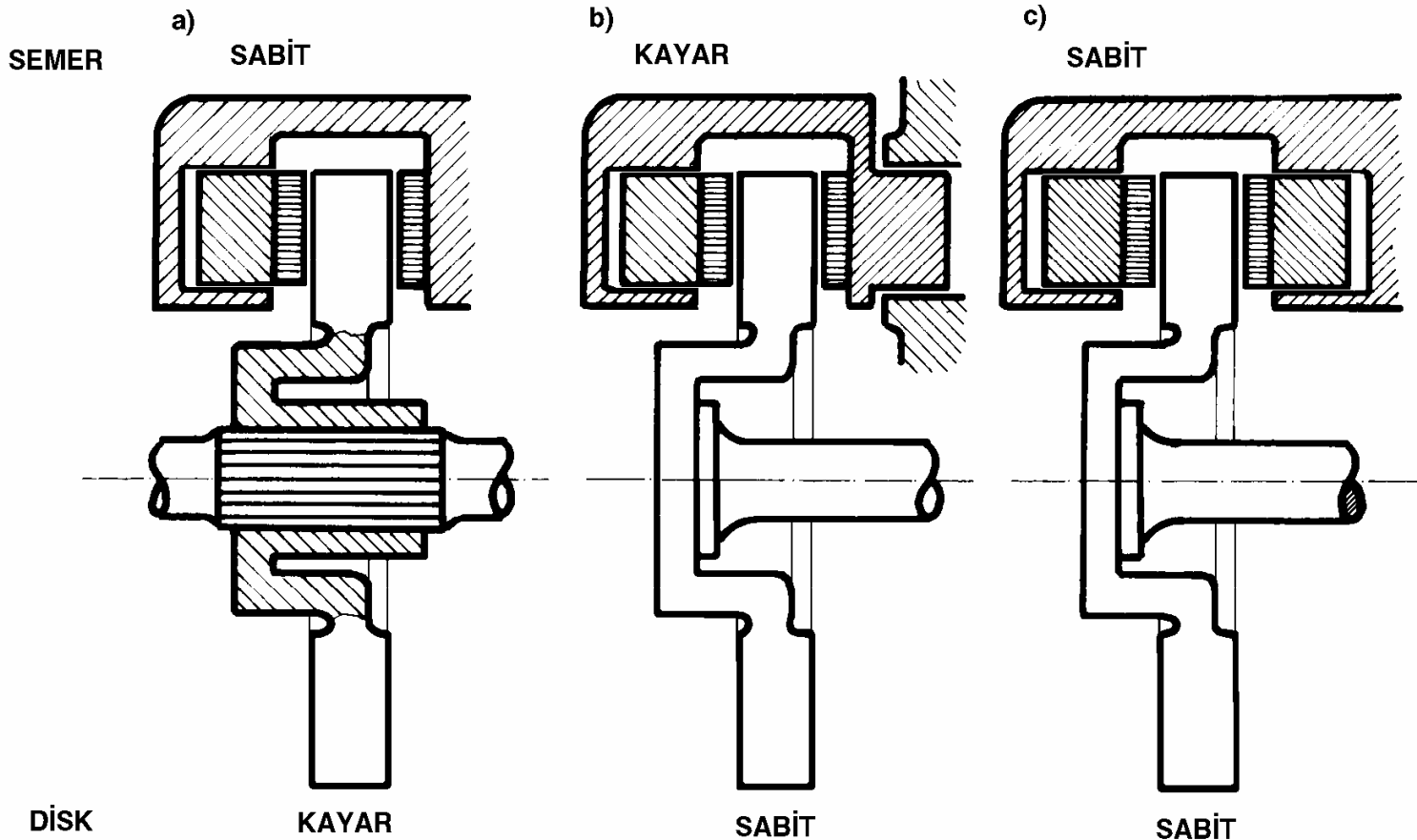
Doğrudan doğruya tekerleğe bağlı olan bu frenler iki ana fonksiyonu yerine getirirler.

1. Fren momentinin oluşturulması,
2. Enerji değişiminin gerçekleşmesi  
(kinetik veya potansiyel enerjinin ısı enerjisine dönüştürülmesi ve bu ısının atılması) .

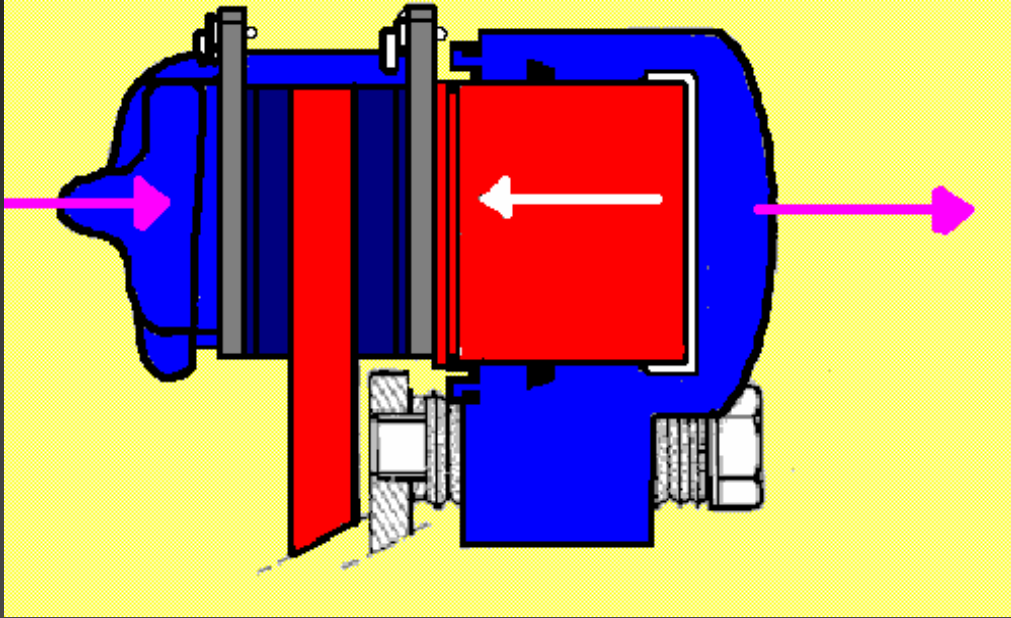
# Disk Frenler



# Disk Fren Tipleri

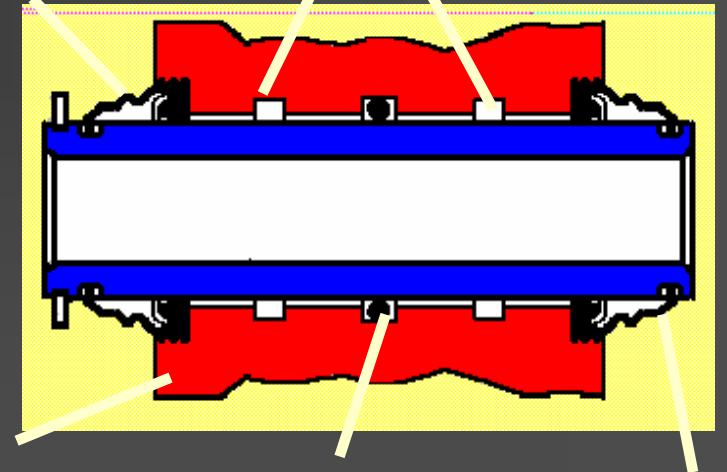


# Kayar Semer



TOZ  
LASTIĞI

GRES KANALLARI

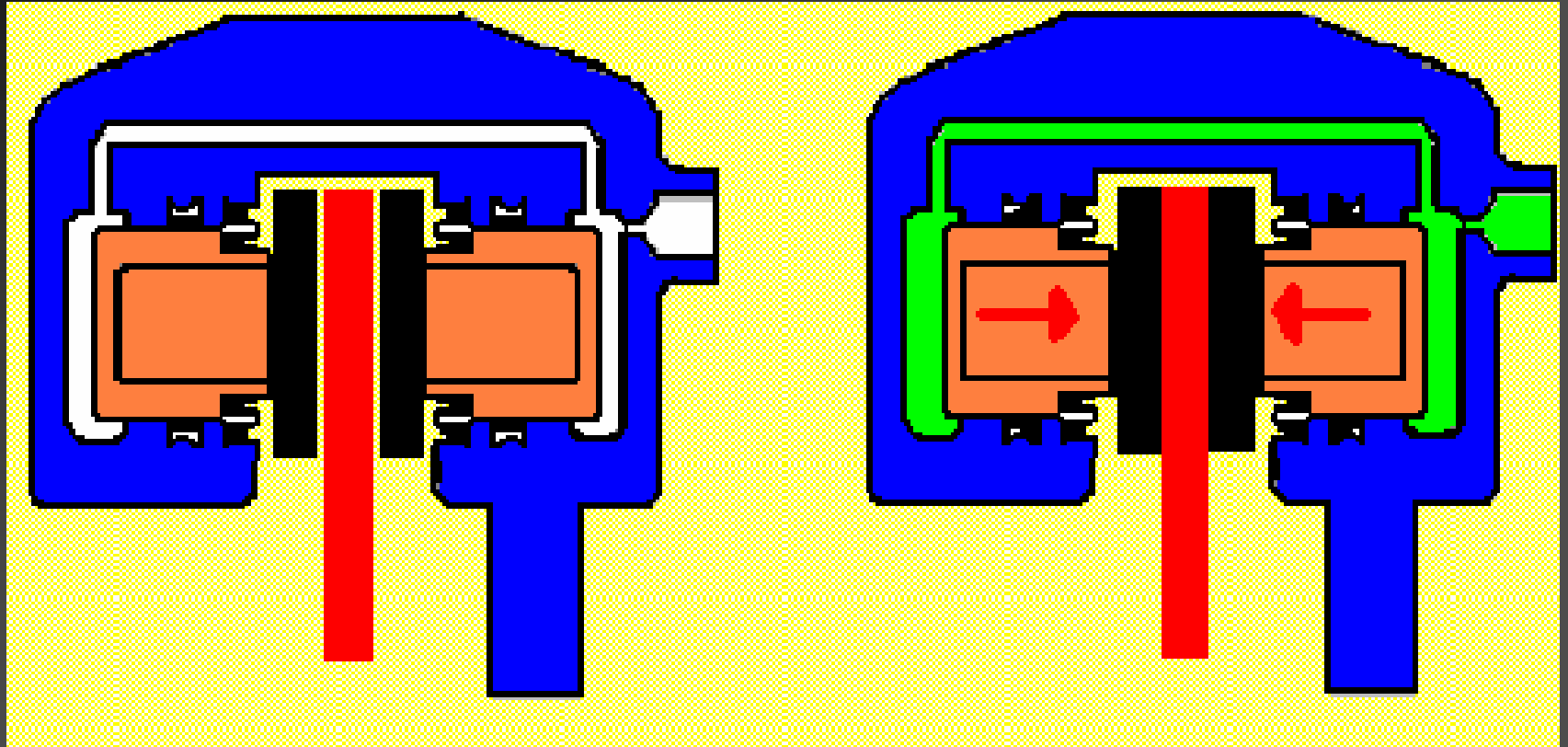


SİLİNDİR

SES ÖNLEYİCİ  
LASTİK HALKA

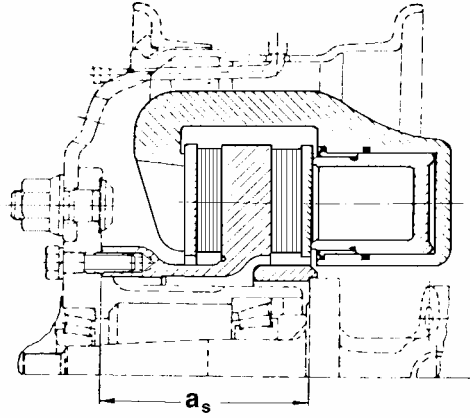
TOZ  
LASTIĞI

# Sabit Semer



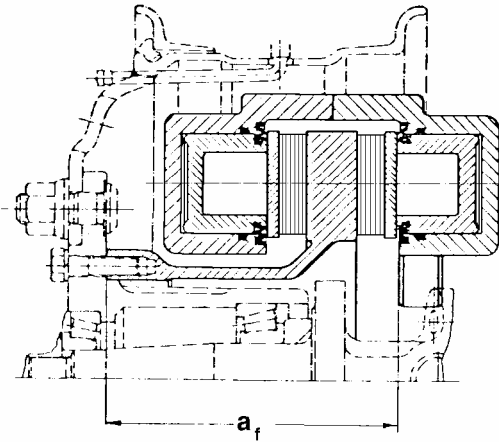
# Gerekli Yer

a)



KAYAR SEMERLİ

b)

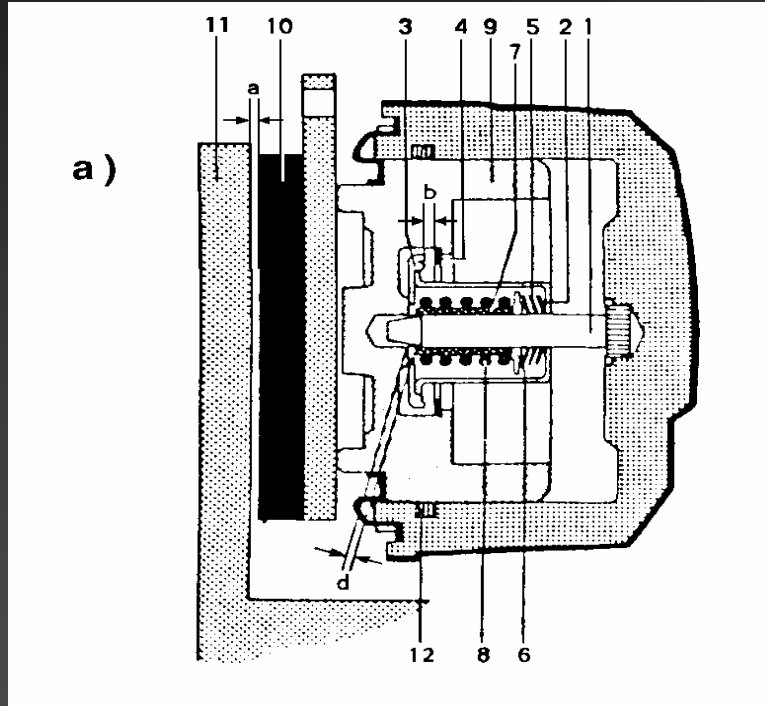


SABİT SEMERLİ

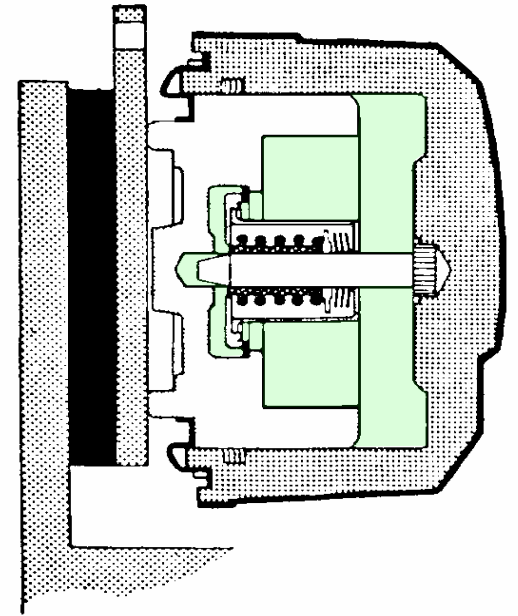
$a_s$  ,  $a_f$  : montaj için  
gereken aksenal aralık



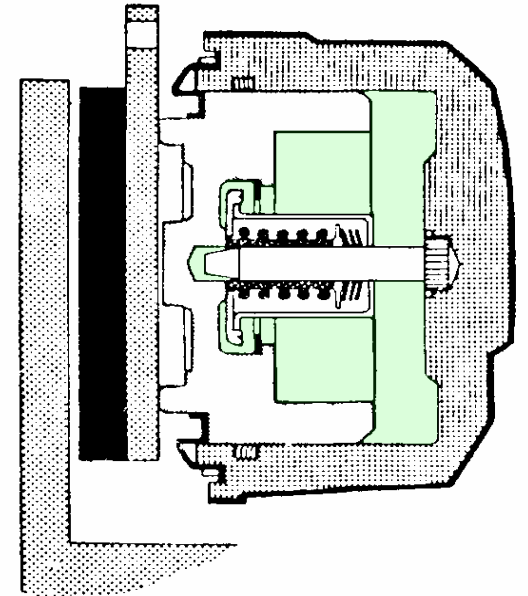
# Boşluk Ayar Mekanizması



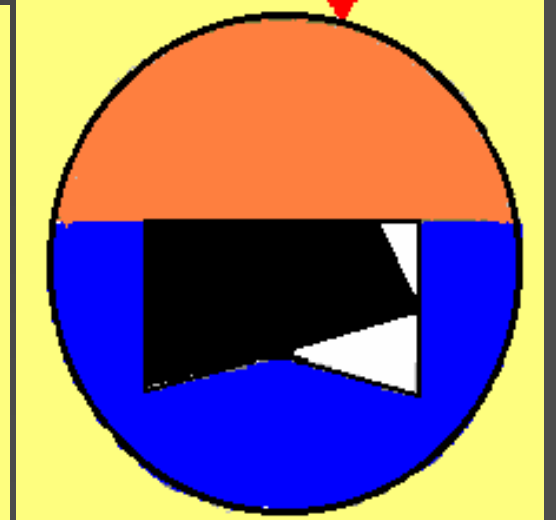
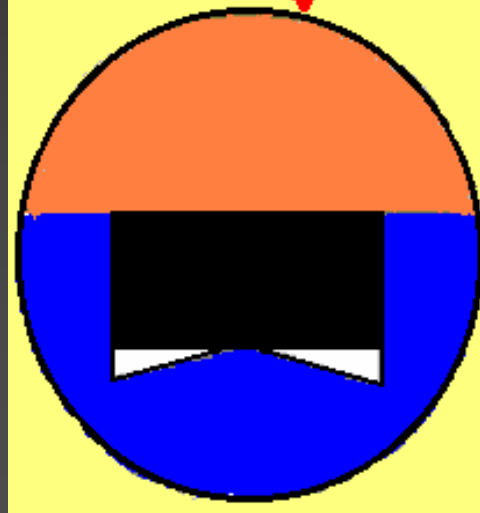
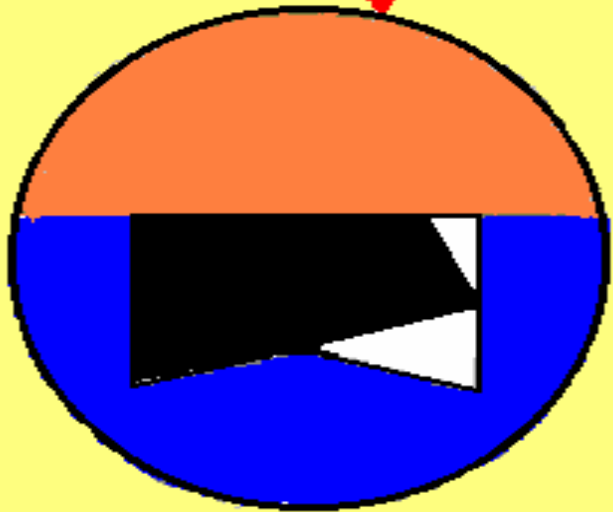
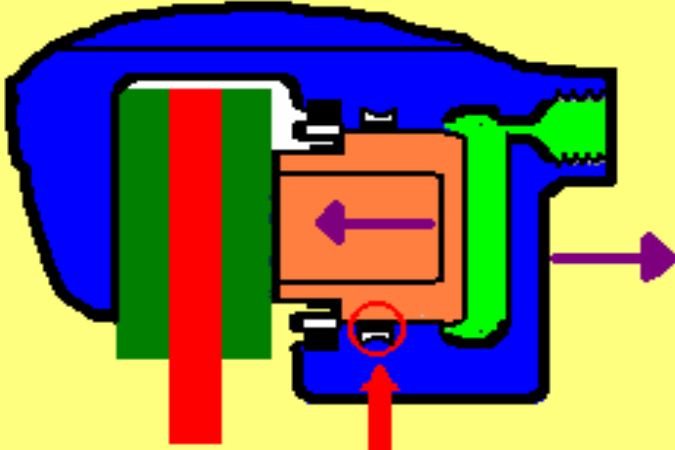
b)



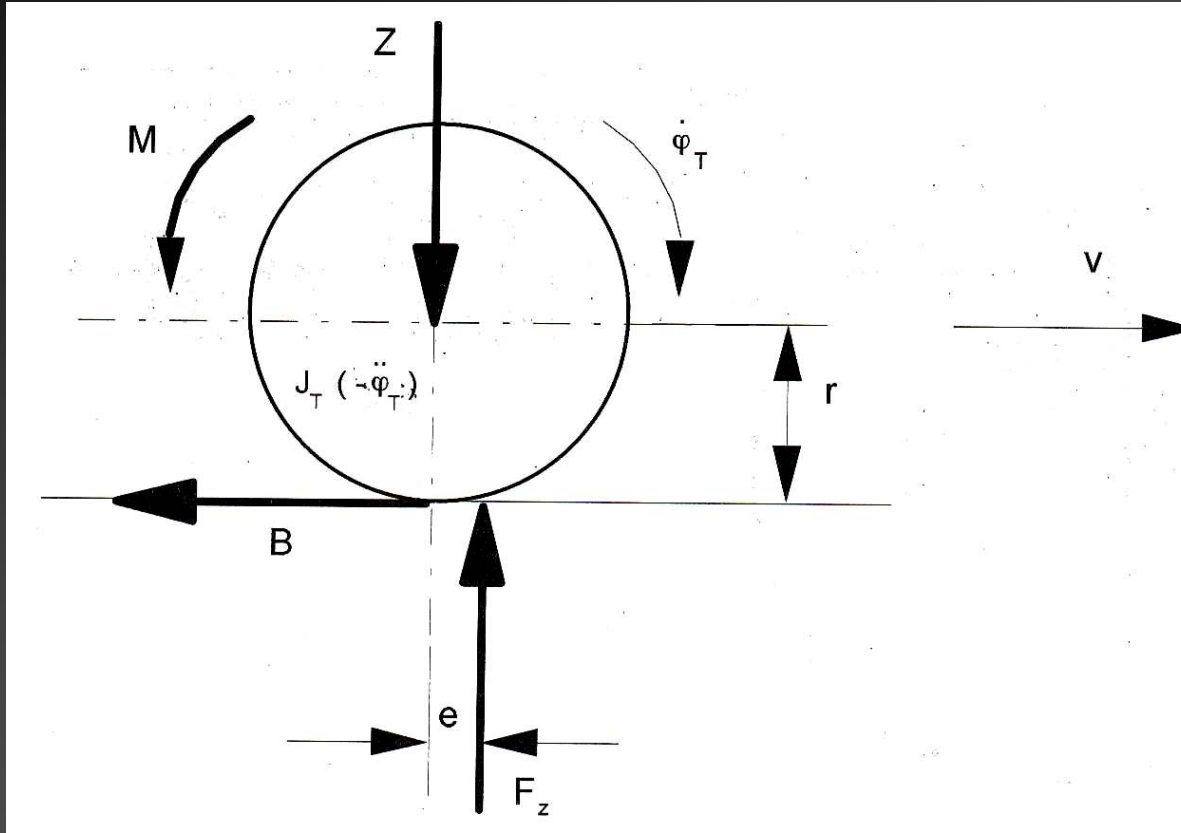
c)



# Boşluk Ayarı ve Sızdırmazlık



# Fren Yapan Bir Tekere Etkiyen Kuvvet ve Momentler



$$J_T \ddot{\varphi}_T = -M + B r - F_z e = -M + B r - F_R r$$

İvme düşükse

$$M \cong B r$$

# Diske Etkiyen Kuvvet ve Momentler

$$S_B = p_h A_P$$

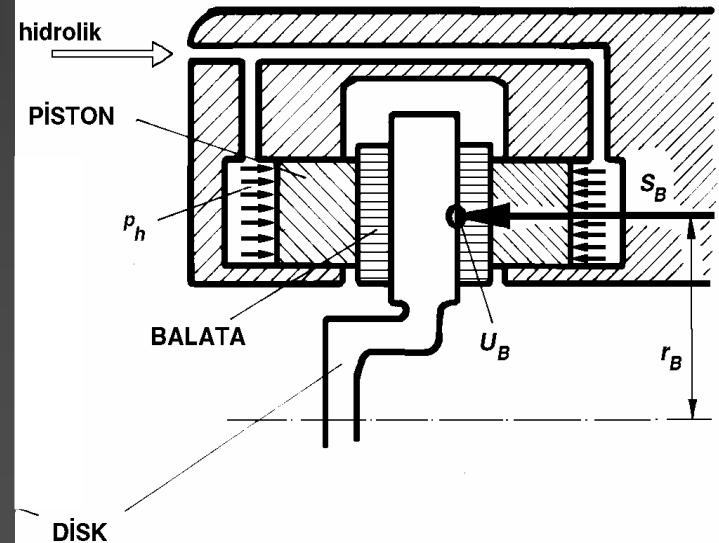
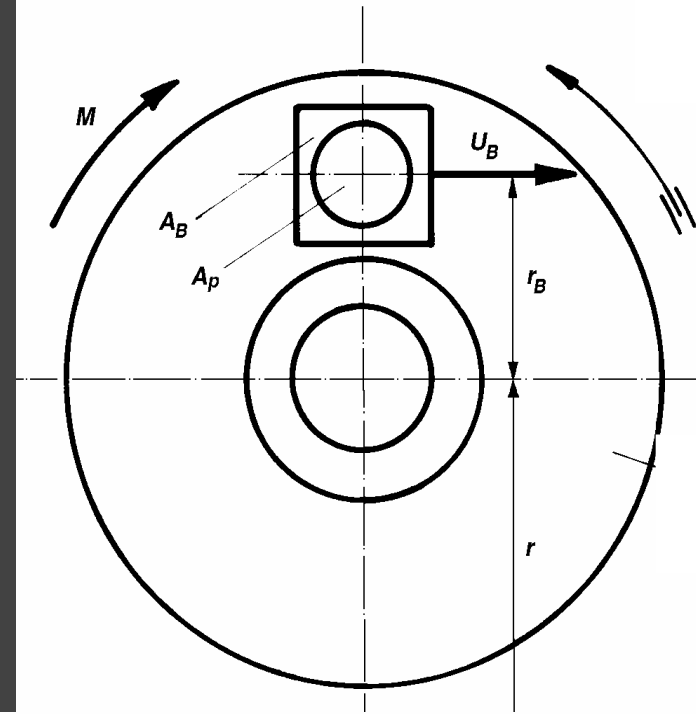
$$p = S_B / A_B$$

$$U_B = \mu z S_B$$

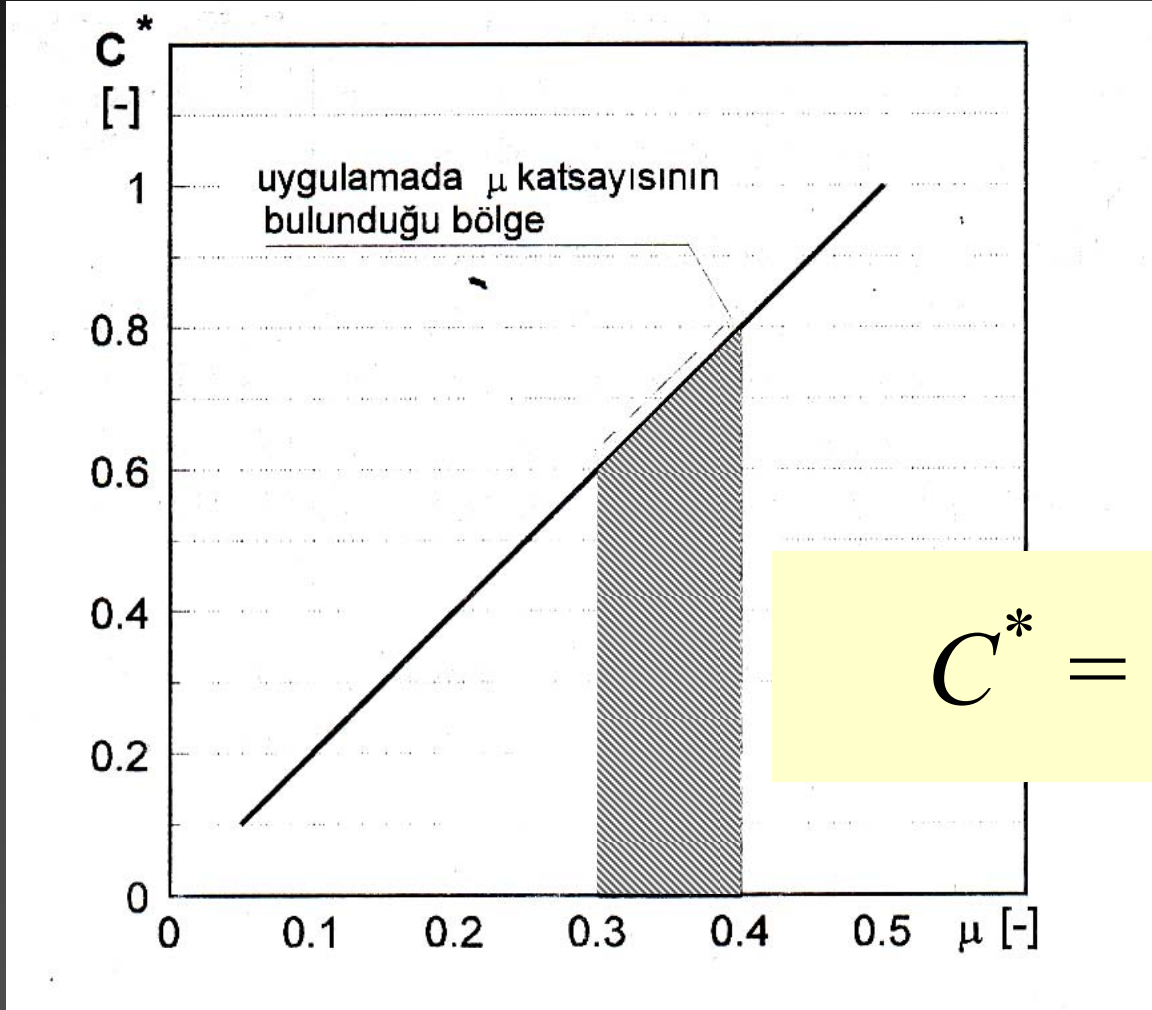
$$M = U_B r_B$$

$$B = U_B r_B / r = \mu z A_P p_h r_B / r$$

$$C^* = U_B / S_B = \mu z$$



# Fren iç çevrim oranının değişimi



$$C^* = U_B/S_B = \mu \cdot z$$

Günümüzde kullanılan frenlerde  $\mu = 0,3...0,4$  arasında değerler almakta, balata yüzey basınçları ise  $p = 600...800 \text{ N/cm}^2$  (maksimum  $1200 \text{ N/cm}^2$ ) olmaktadır.

## ÖRNEK

Tekerlek yükü  $F_z = 3000 \text{ N}$

Tekerlek ile yol arasındaki tutunma katsayısı  $\mu_h = 1$

çaplar oranı  $r_B/r = 0,4$

Fren yüzeyi sayısı  $z = 2$

Balata ile disk arasındaki sürtünme katsayısı  $\mu = 0,35$

İzin verilen balata yüzey basıncı  $p = 800 \text{ N/cm}^2$

ise  $B = F_z \mu_h$  bağıntısından maksimum taşınabilir fren kuvveti

$B = 3000 \text{ N}$ ;  $M = B r$  ve  $M = U_B r_B$  bağıntılarından çevresel kuvvet  $U_B = 7500 \text{ N}$ , bunun için gerekli baskı kuvveti

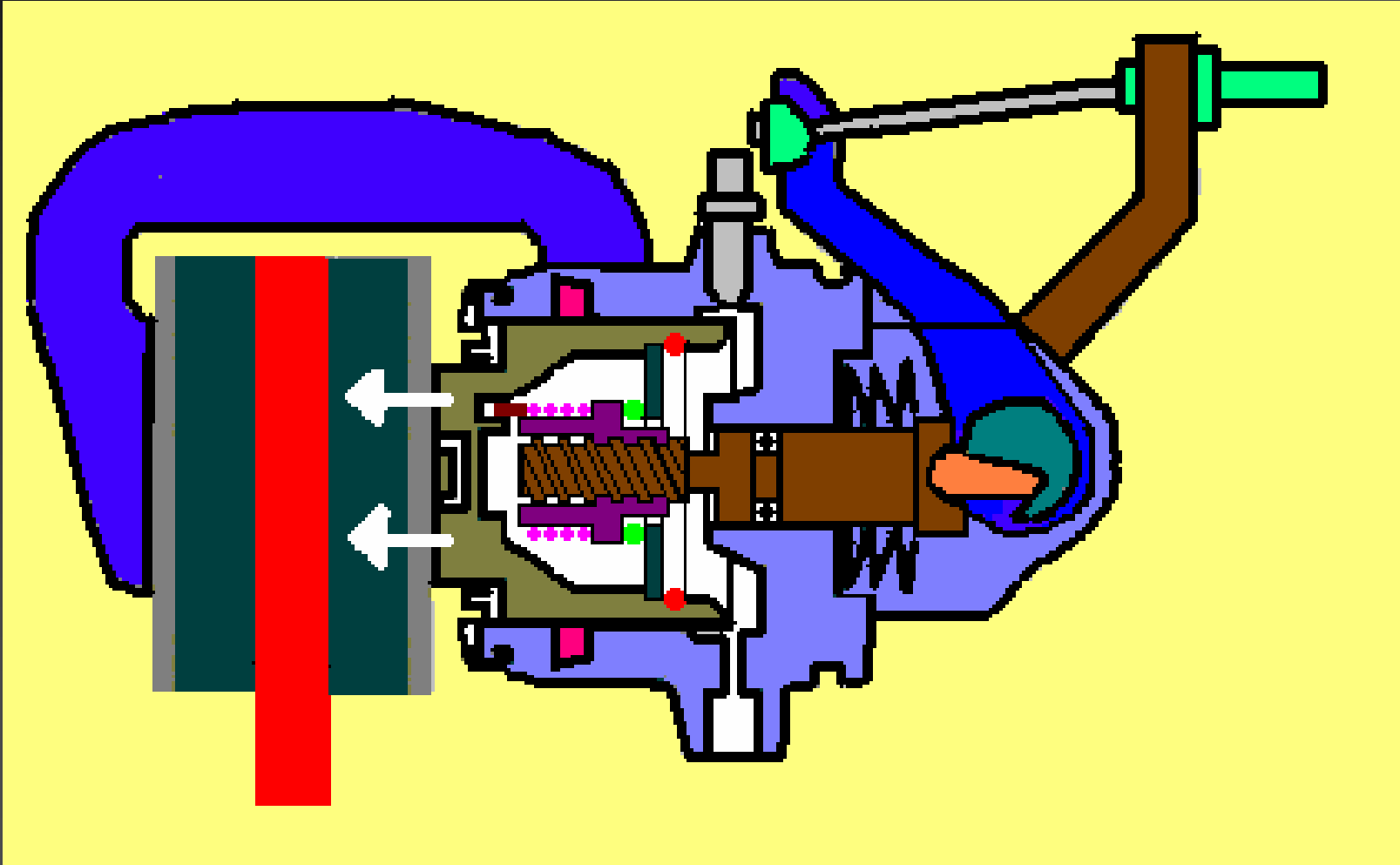
$U_B = \mu z S_B$  bağıntısı ile  $S_B = 10\,700 \text{ N}$  bulunur.

$p = S_B/A_B$  bağıntısından balata yüzey alanı  $A_B = 13,4 \text{ cm}^2$  olup  $37 \times 37 \text{ mm}^2$  boyutlarında bir balata kullanılabilir.

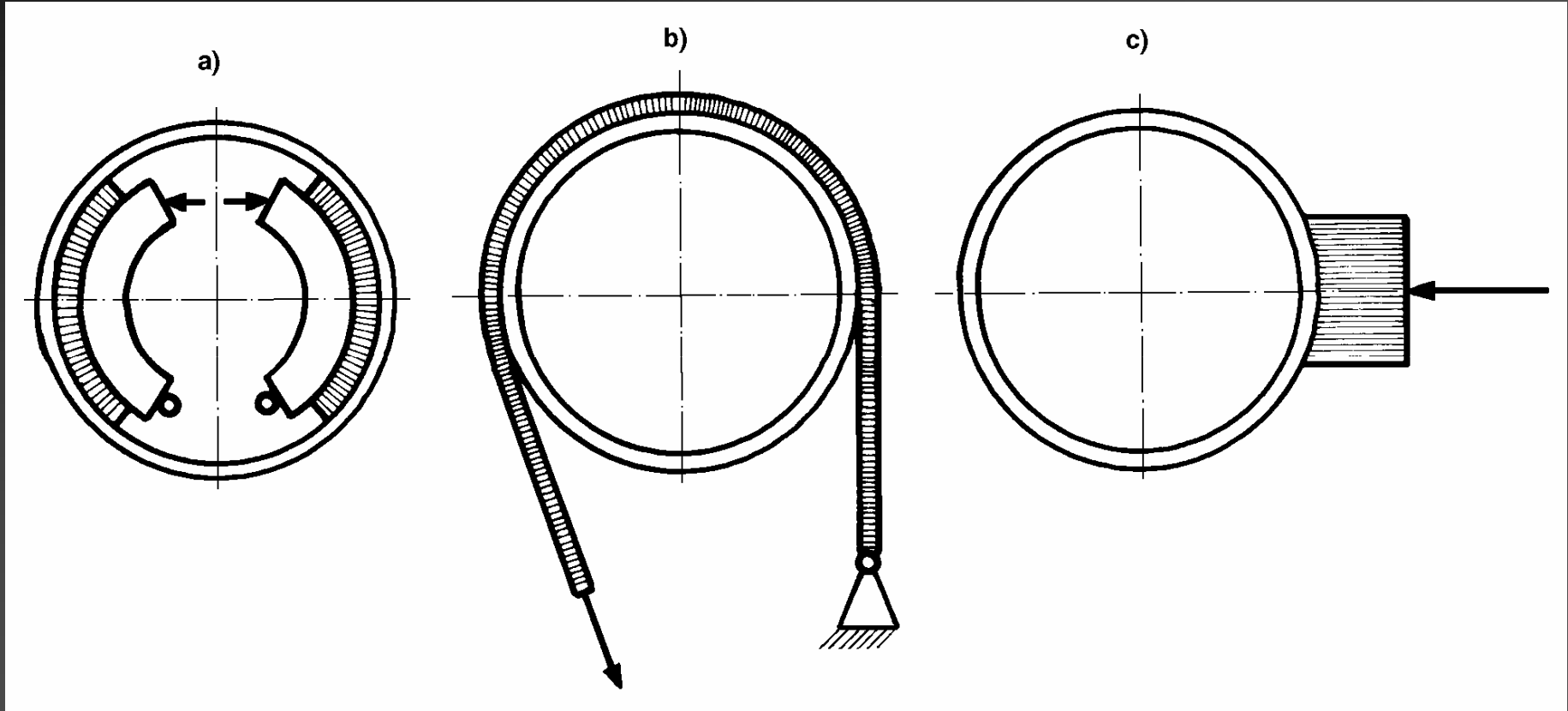
Bu durumda piston alanı  $A_P = 8,23 \text{ cm}^2$  ( $\rightarrow d_p = 32,4 \text{ mm}$ ) ise

$S_B = p_h A_P$  bağıntısı kullanılarak maksimum hidrolik basıncı için  $p_h = 1300 \text{ N/cm}^2$  bulunur.

# El Frenli Disk

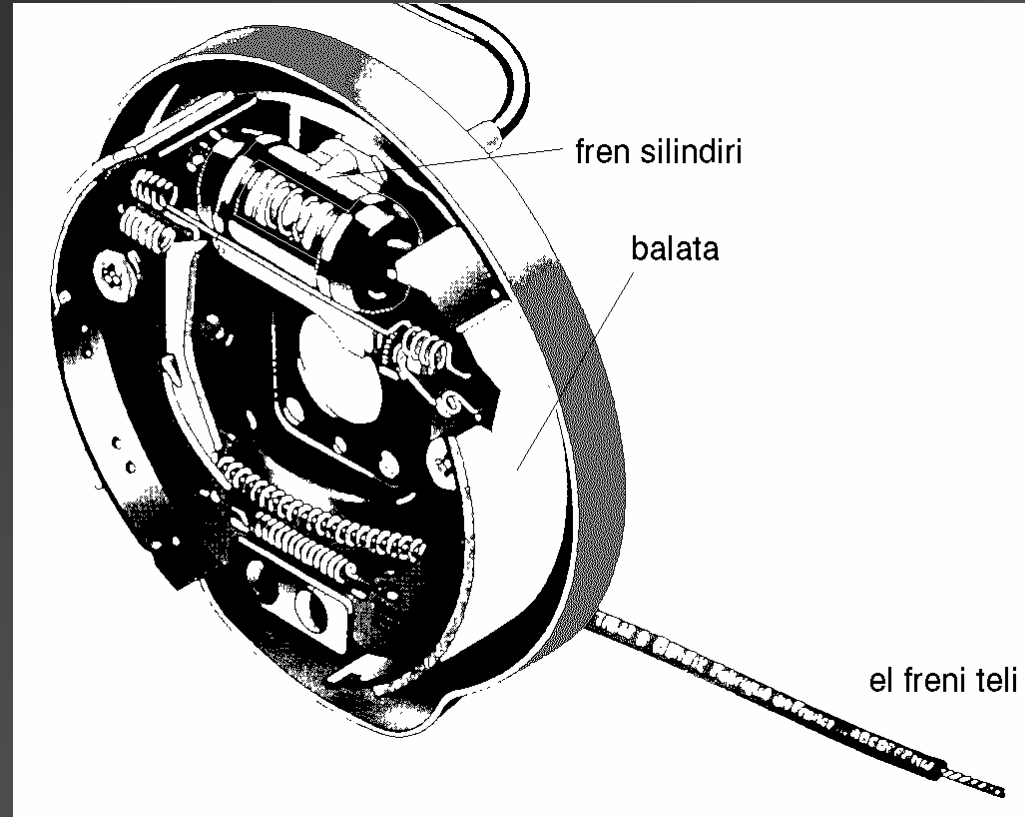
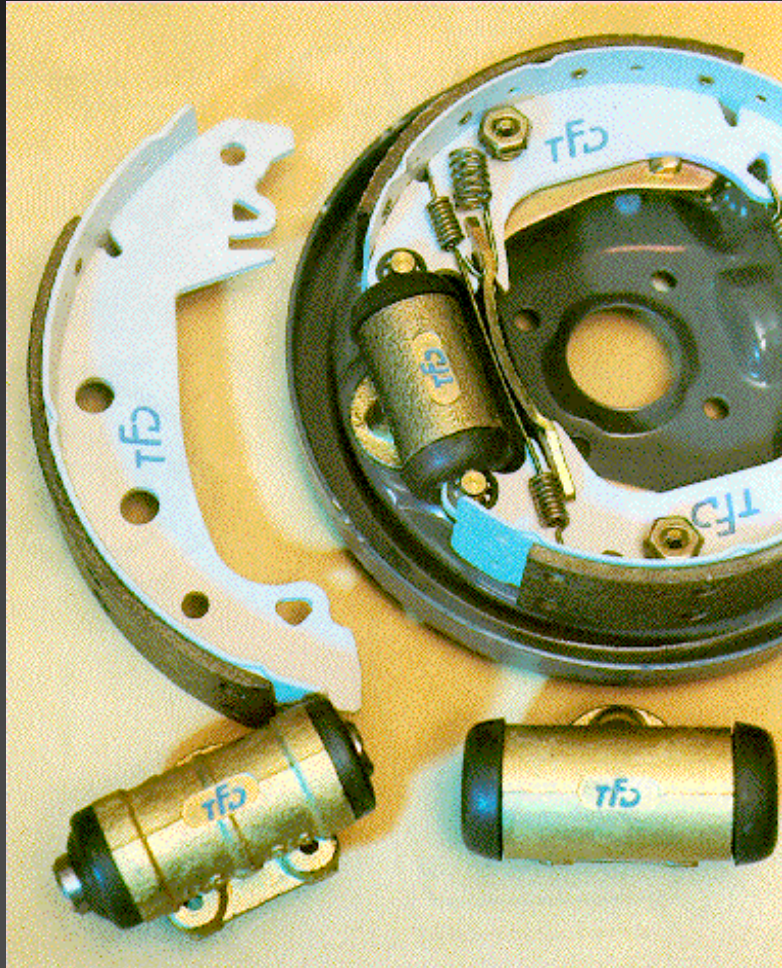


# Kampanalı Frenler

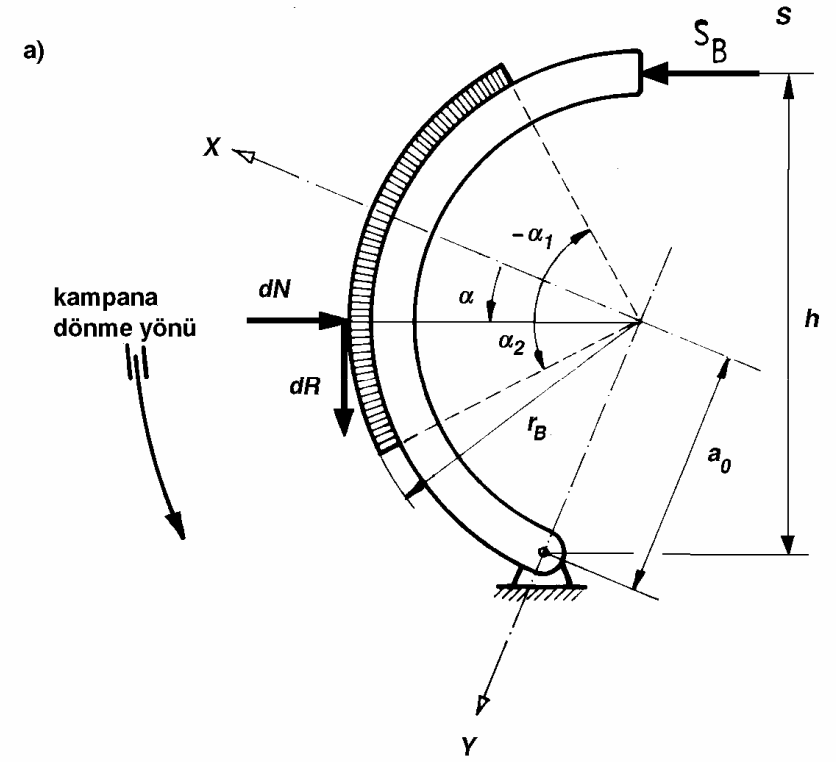




# Kampanalı Frenler



# İç Çevrim Oranı



Çevresel kuvvet

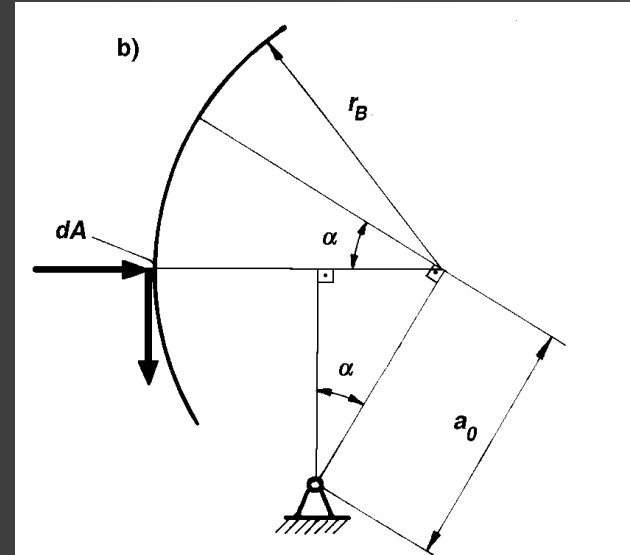
$$U_B = \int dR = \mu \int dN$$

$S_B$  baskı kuvveti için pabuç mafsalına göre alınan momentlerin denge denklemini yazılacak olursa:

$$S_B \cdot h - \int_1^{\alpha_2} \text{moment kolu } dN \pm \int_1^{\alpha_2} \text{moment kolu } dR = 0$$

(Kampananın balata → mafsal yönlü hareketi için "+",  
mafsal → balata yönlü hareketi için ise "-" işareti kullanılır)

# İç Çevrim Oranı



$$\text{moment kolu } dN = a_0 \cos \alpha \, dN$$

$$\text{moment kolu } dR = (r_B - a_0 \sin \alpha) \, dR$$

eşitlikleri kullanılarak pabuç çevrim oranı yazılabilir.

$$\frac{U_B}{S_B} = \frac{h \mu \int_{-\alpha_1}^{\alpha_2} dN}{-\int_{-\alpha_1}^{\alpha_2} (a_0 \cos \alpha \pm \mu (r_B - a_0 \sin \alpha)) \, dN}$$

Normal kuvvet  $N$  veya diferansiyeli  $dN$ , balata yüzeyinin  $dA$  kadar bir parçasının  $p$  yüzey basıncı kullanılarak

$$dN = p \, dA$$

şeklinde hesaplanır.

$$dA = b \, r_B \, d\alpha \quad (b = \text{balata genişliği})$$

Balata yüzey basıncı  $p$ ,  $\Delta s$  balata ezilmesi ve  $E$  elastisite modülü kullanılarak ve

1. Balatanın Hook kanunlarına uygun şekilde deforme olduğu,
  2. Fren pabucunun ve kampananın katı olduğu
- kabulleri ile

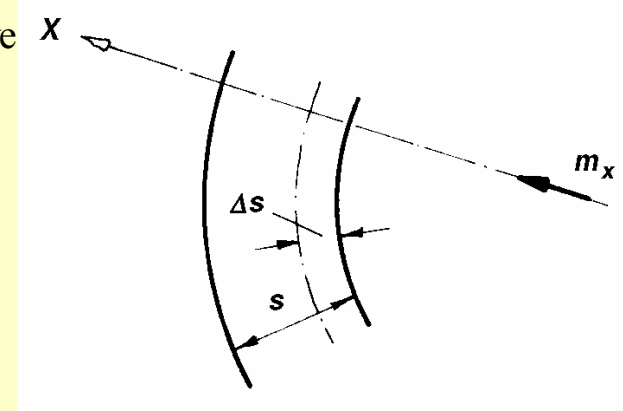
$$p = E \, \Delta s / s$$

ifadesi yazılabilir. Balata ezilmesi pabuç merkezi ötelemesi  $m_x$  cinsinden ifade edilir.

$$\Delta s = m_x \cos \alpha$$

$$p = (m_x / s) \cos \alpha \, E$$

$$dN = (m_x / s) \, E \, b \, r_B \cos \alpha \, d\alpha$$



$$\frac{U_B}{S_B} = \frac{h \mu \int_{-\alpha_1}^{\alpha_2} \cos \alpha \, d\alpha}{\int_{-\alpha_1}^{\alpha_2} (a_0 \cos \alpha \pm \mu (r_B - a_0 \sin \alpha)) \cos \alpha \, d\alpha}$$

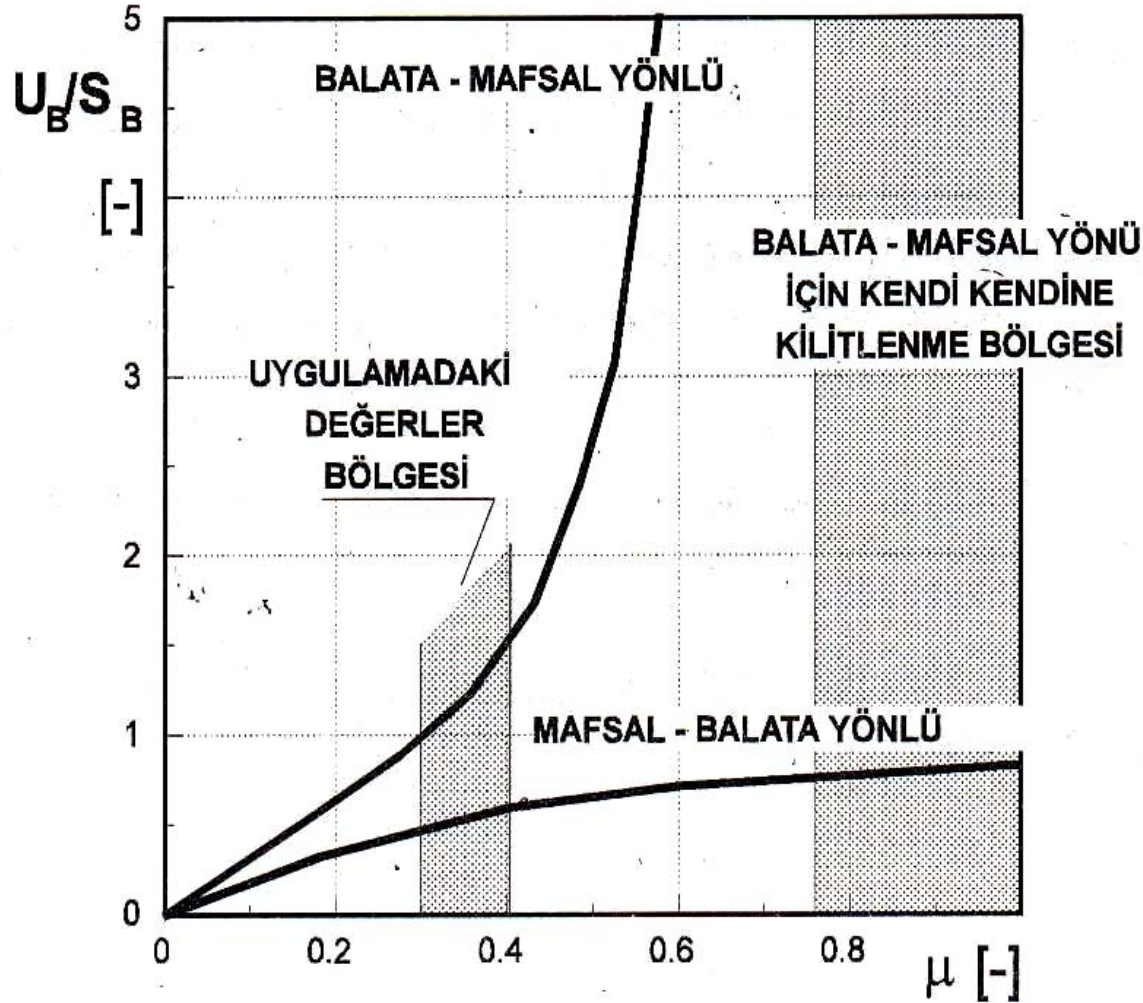
şeklini alır. İntegrasyon işlemi yapıldığında pabuç çevrim oranı

$$\frac{U_B}{S_B} = \frac{\mu h (\sin \alpha_2 + \sin \alpha_1)}{(1/2) a_0 ((1/2) (\sin 2\alpha_2 + \sin 2\alpha_1) + (\alpha_1 + \alpha_2)) \pm \mu (r_B (\sin \alpha_2 + \sin \alpha_1) - (1/2) a_0 (\sin^2 \alpha_2 - \sin^2 \alpha_1))}$$

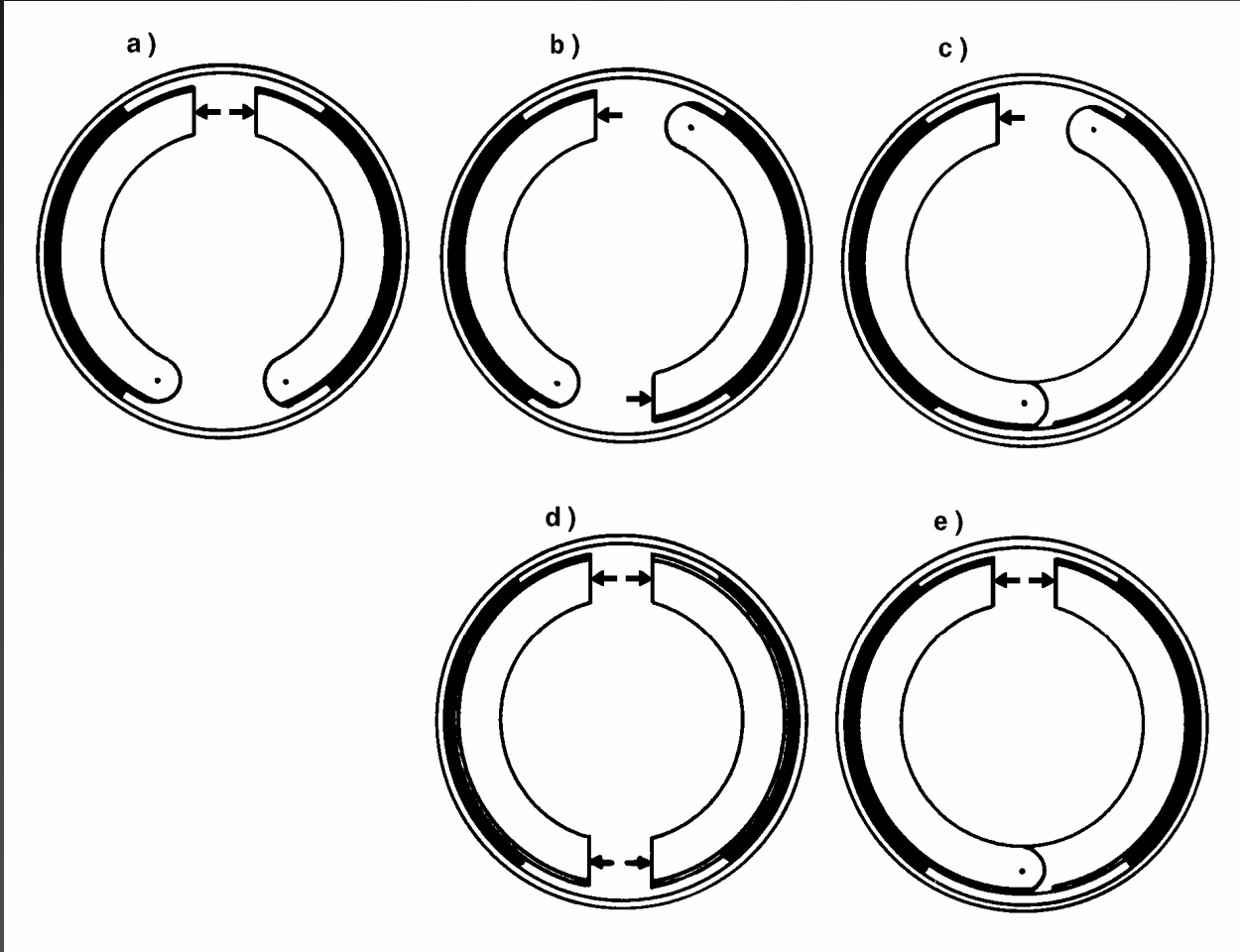
Frenin etki şeklini irdeleyebilmek için, basit bir hal olan simetrik balata yerleşimi ( $|\alpha_1| = |\alpha_2| = \alpha$ ) olduğu kabul edilirse

$$\frac{U_B}{S_B} = \frac{\mu h}{(a_0 (\sin 2\alpha + 2\alpha)/4 \sin \alpha) \pm \mu r_B}$$

# Fren İç Çevrim Oranının Değişimi



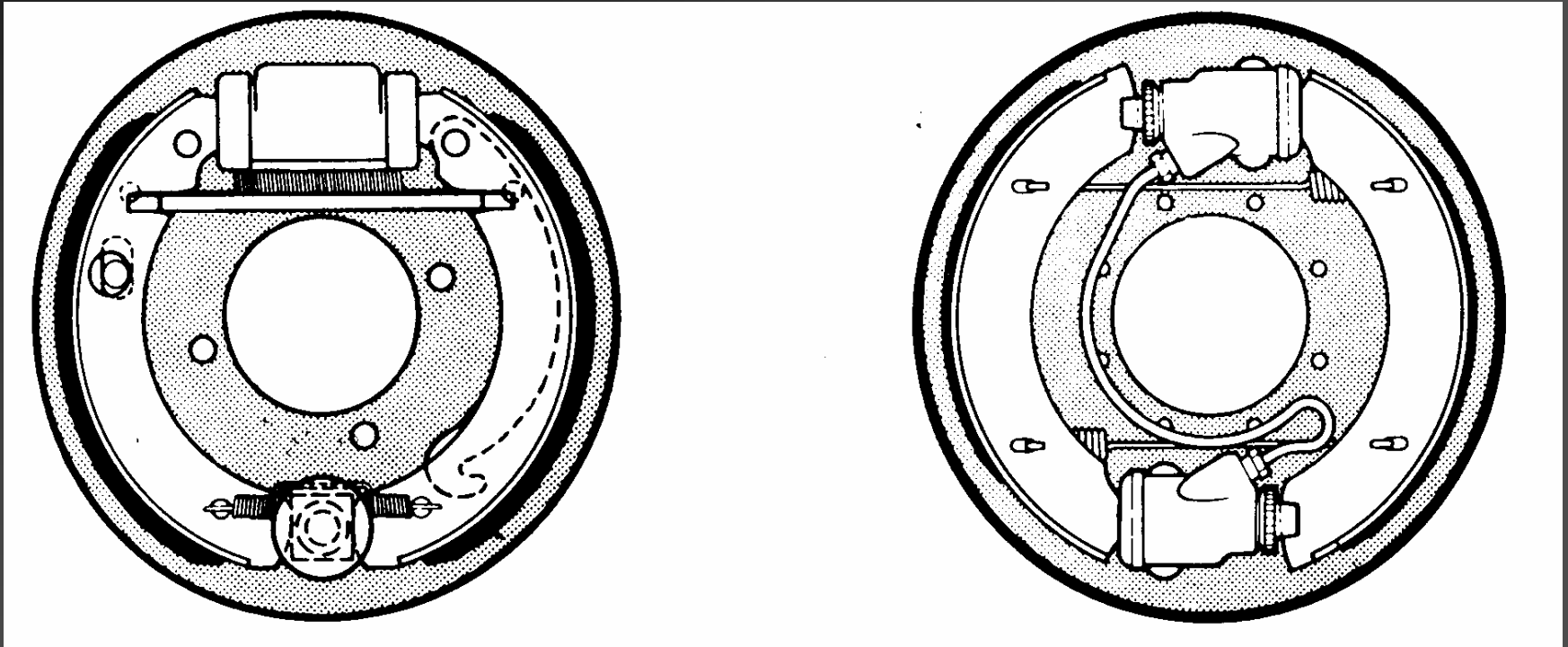
# Kampanalı Fren Konstrüksiyonları



*a) simpleks, b) dupleks, c) servo, d) duo dupleks, e) duo servo*

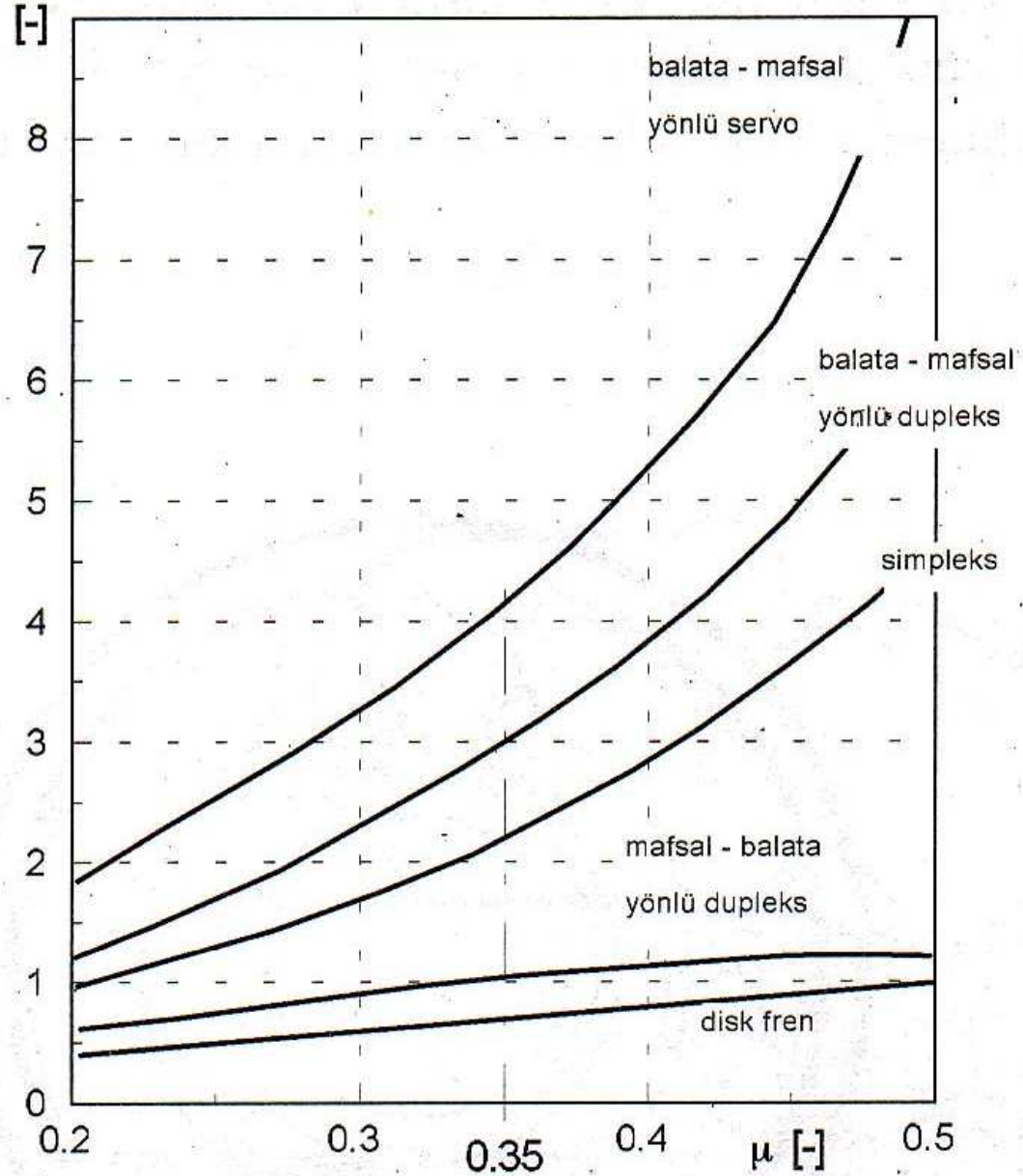


# Simpleks ve Dupleks Kampanalı Fren Konstrüksiyonları



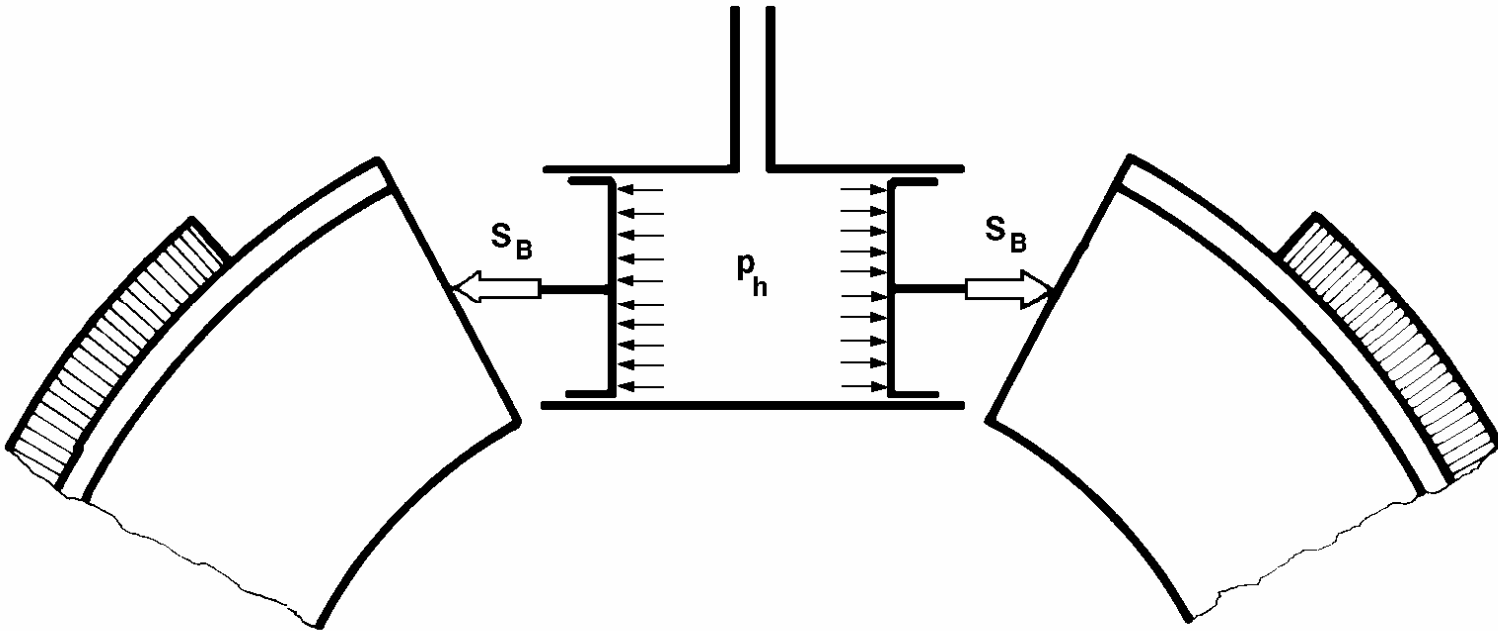


$$C^* = \frac{\sum U_B}{S_B}$$

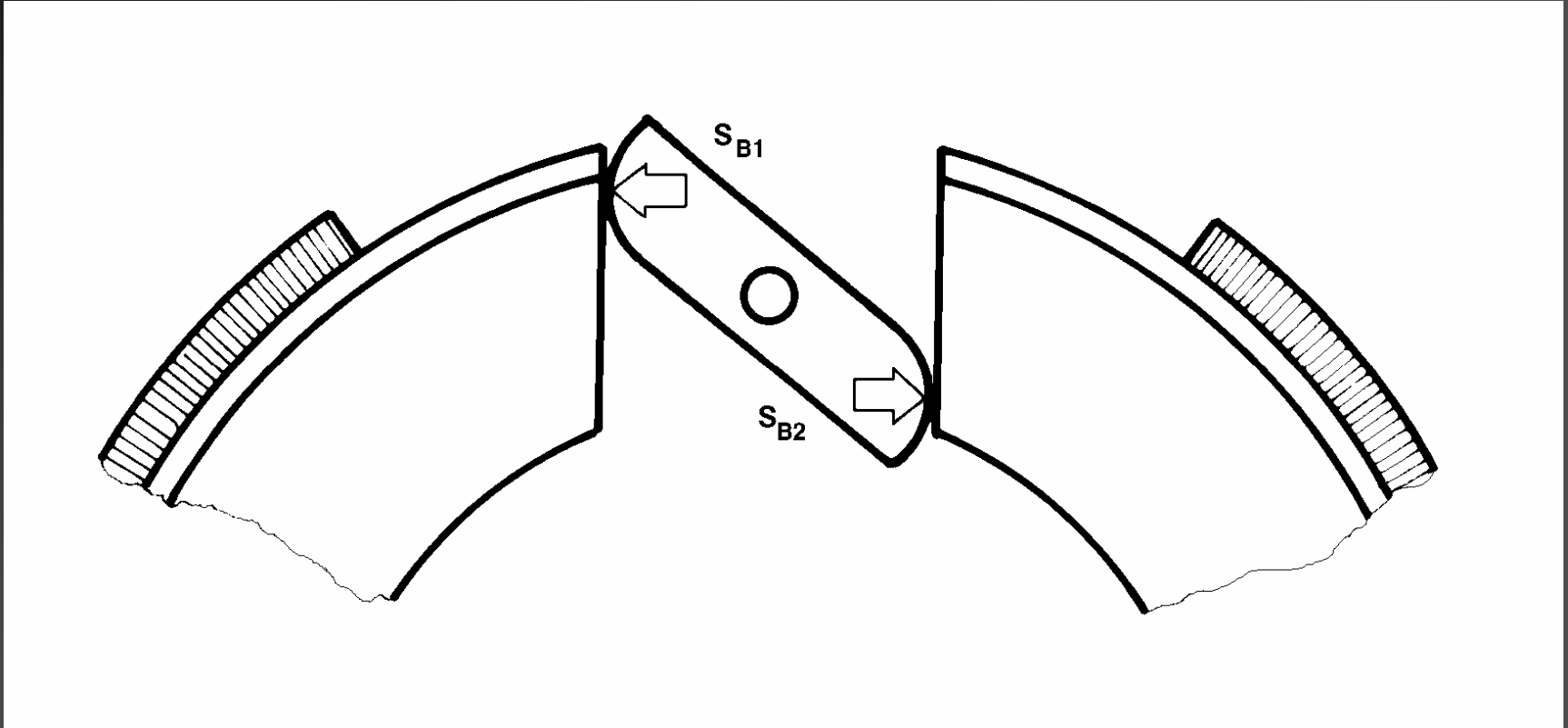


*Çeşitli fren tiplerine ait iç çevrim oranlarının sürtünme katsayısına bağlı değişimleri*

# Hidrolik Baskı Düzeni

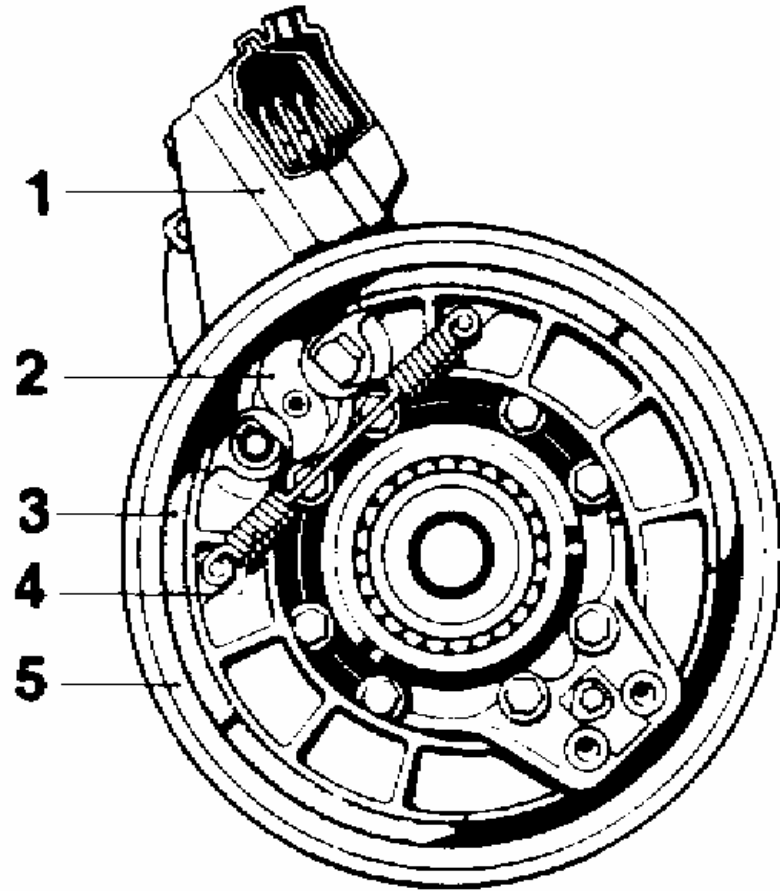


# Mekanik Baskı Düzeni (kam)

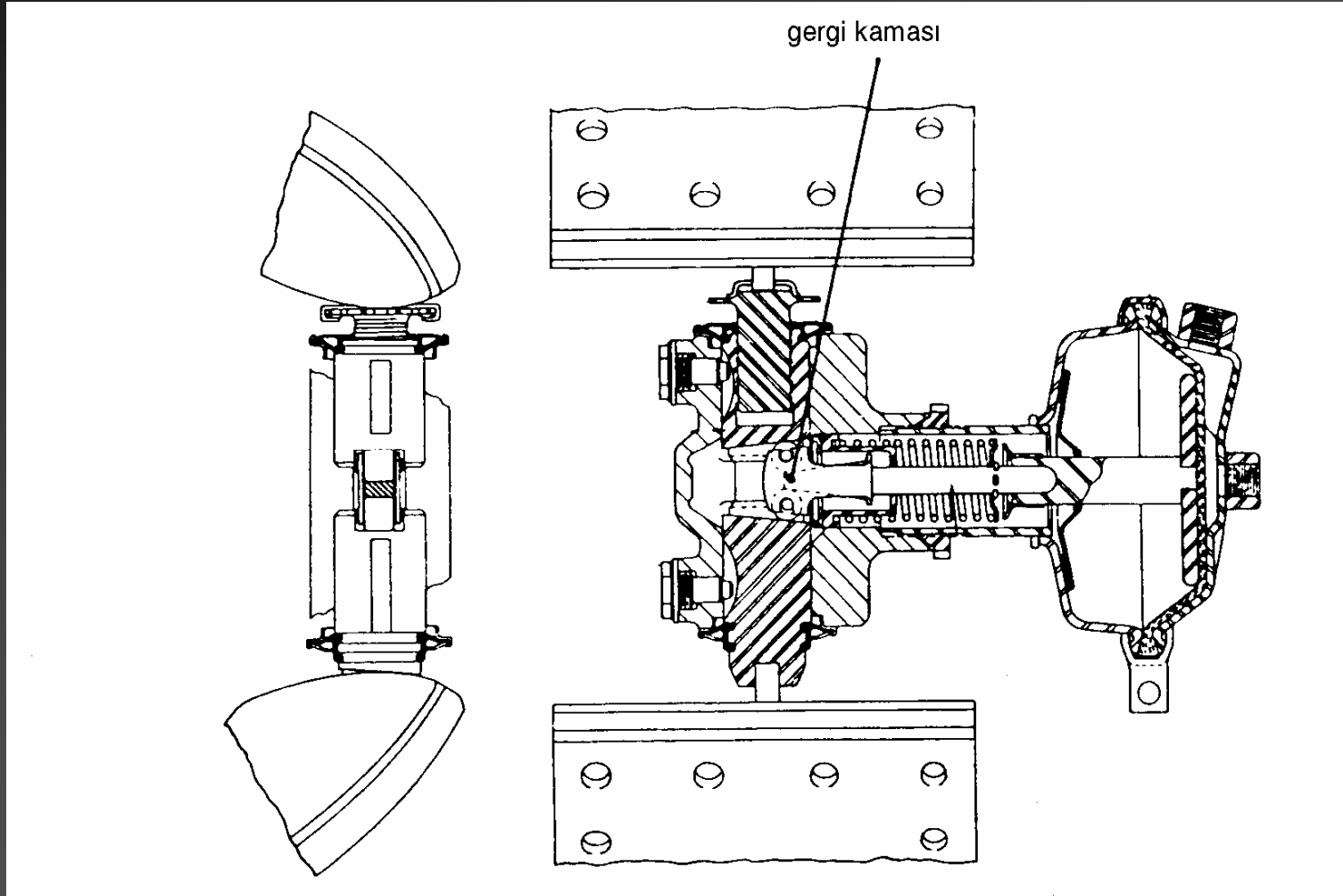


# Kam Düzeni

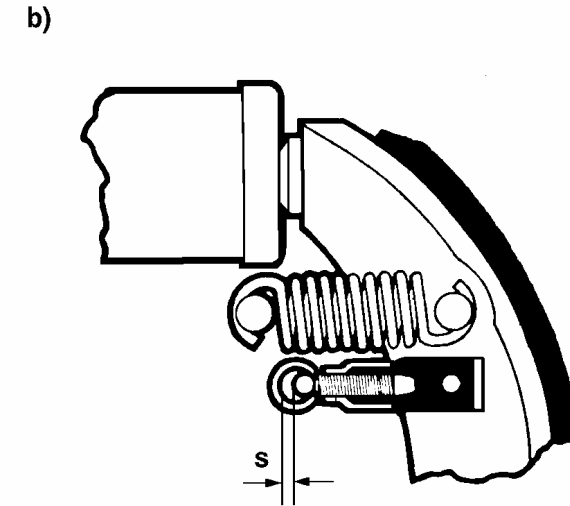
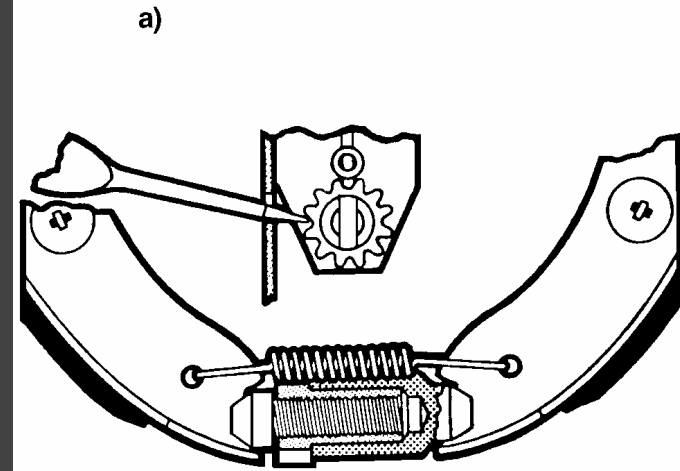
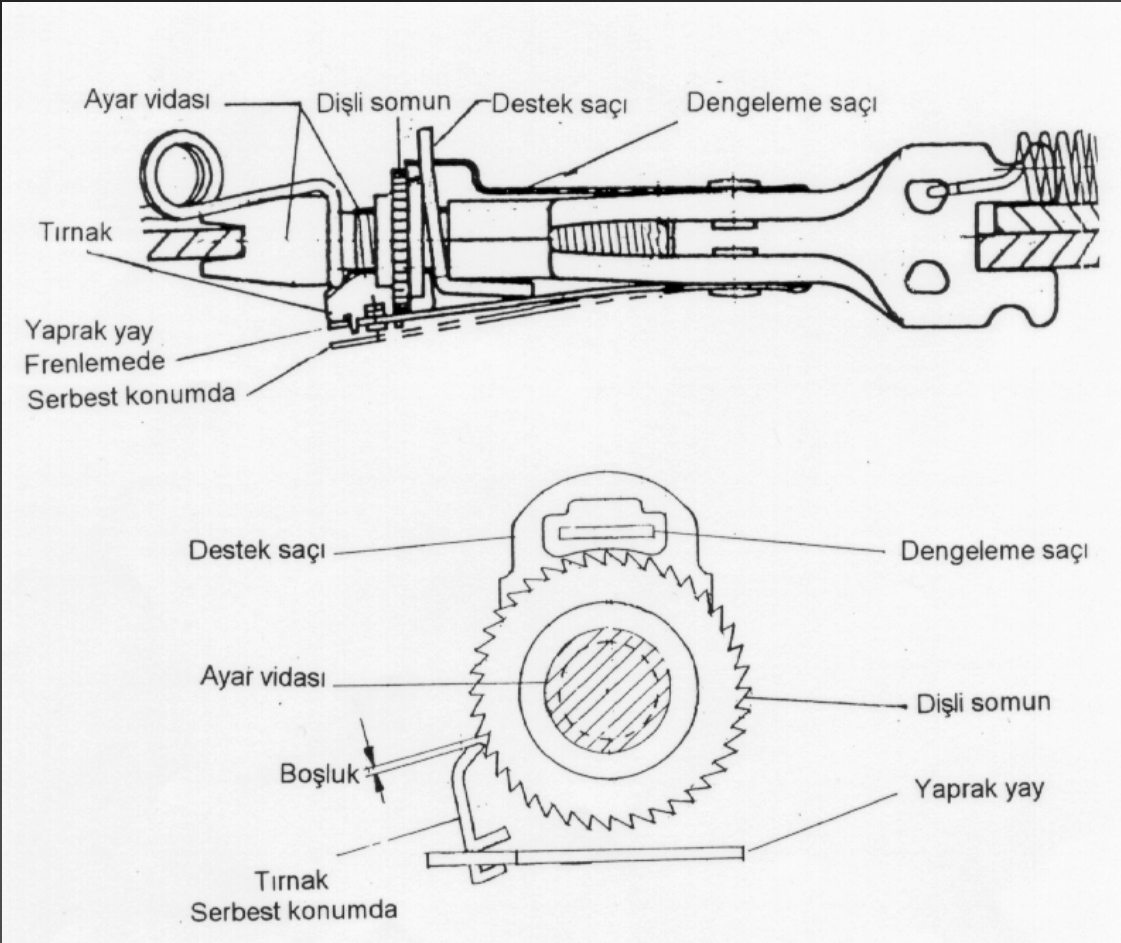
- 1 Membranlı fren silindiri
- 2 Fren kamı
- 3 Balata
- 4 Geri toplama yayı
- 5 Kampana

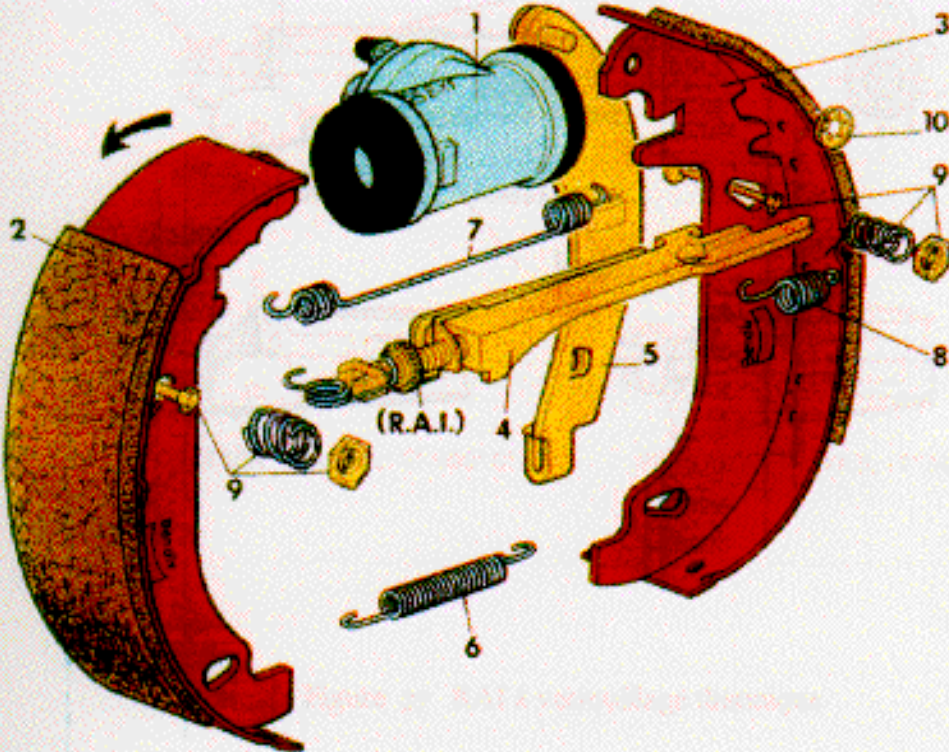
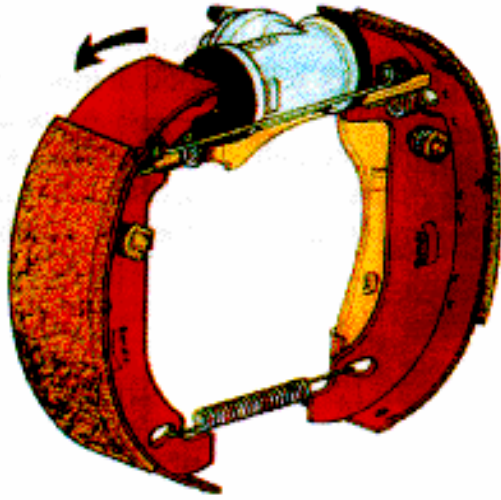


# Gergi Kaması



# Boşluk Ayar Mekanizmaları

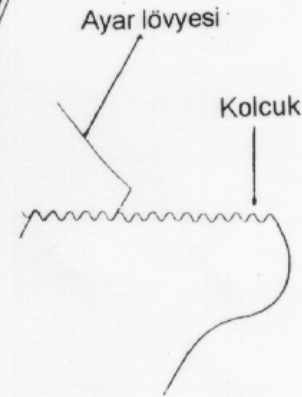
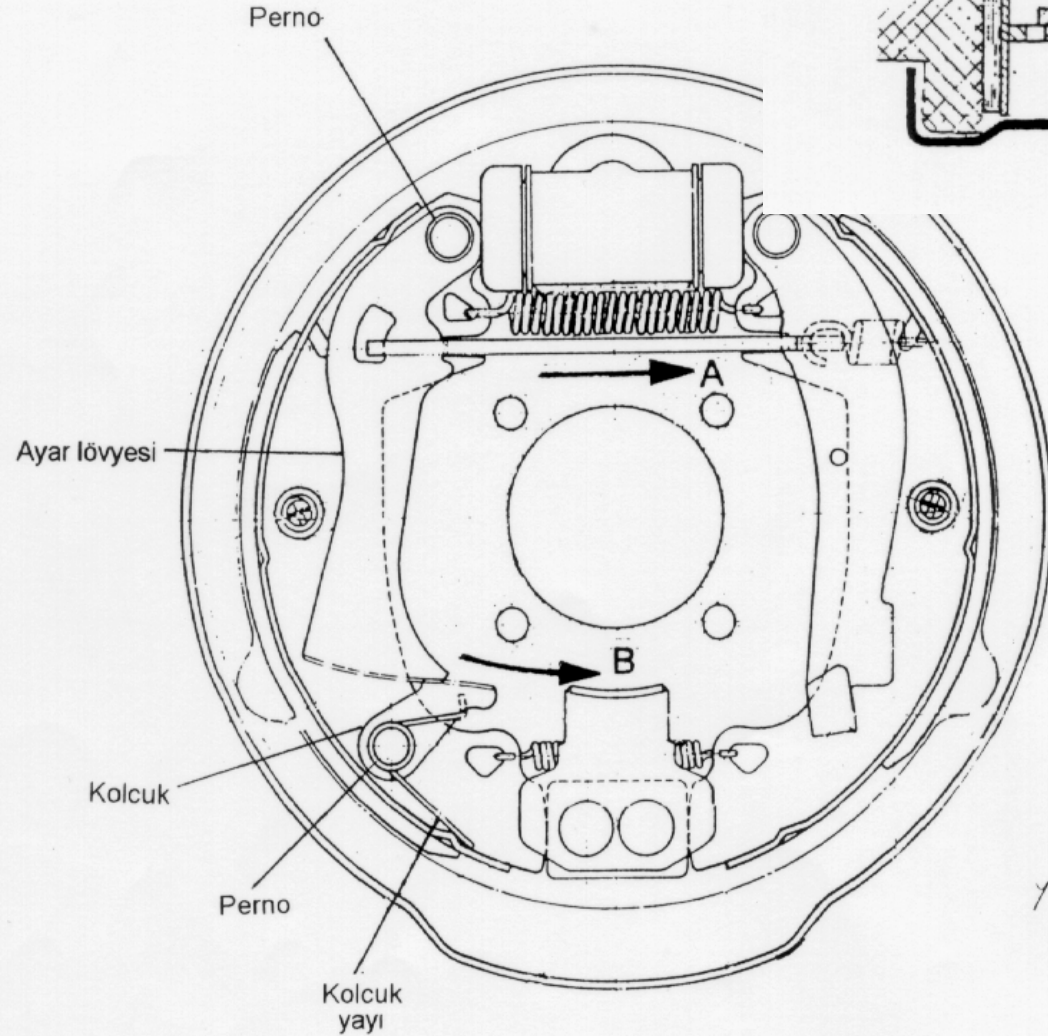
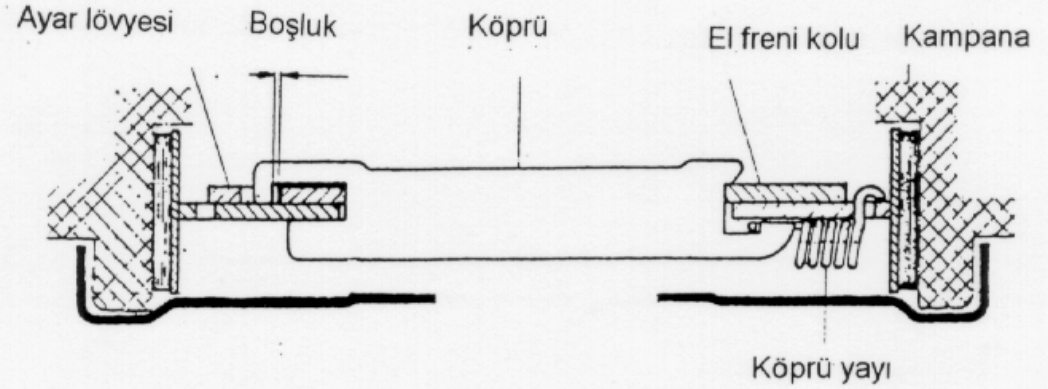




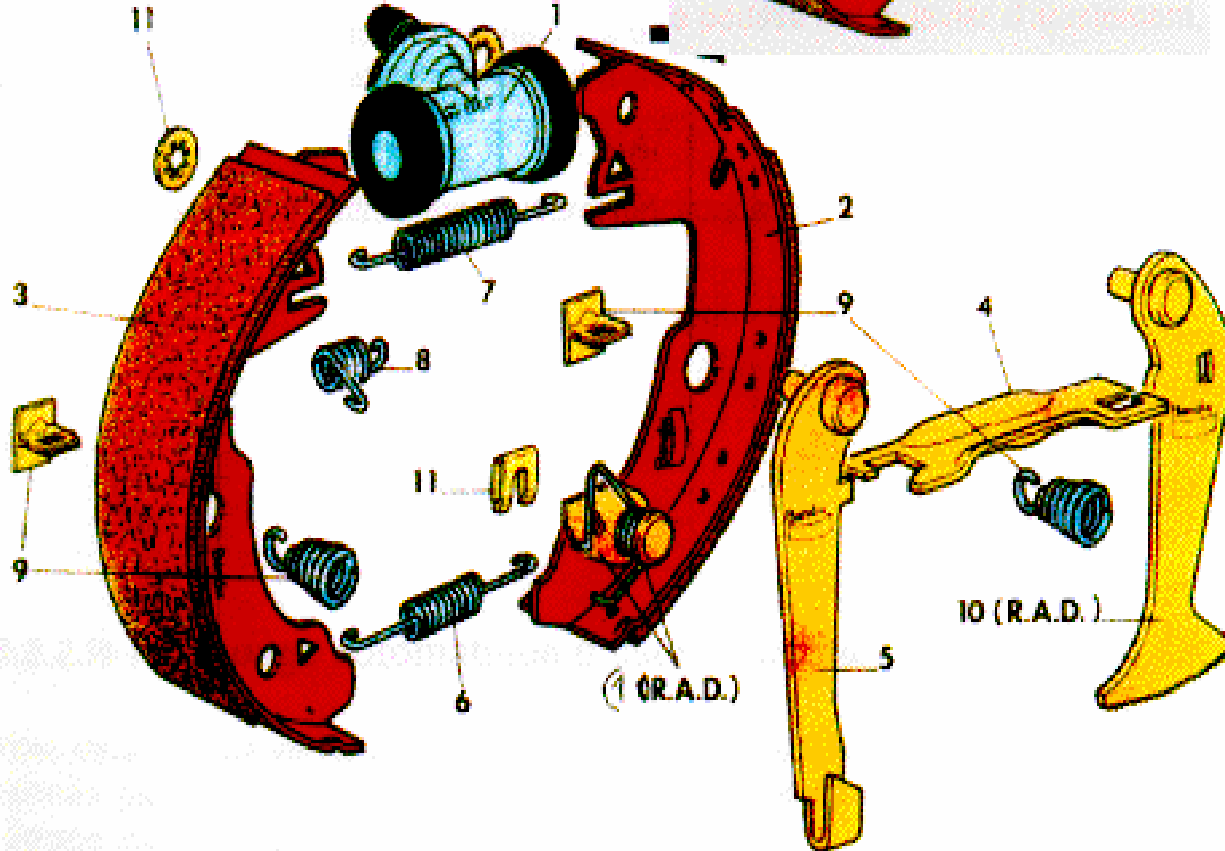
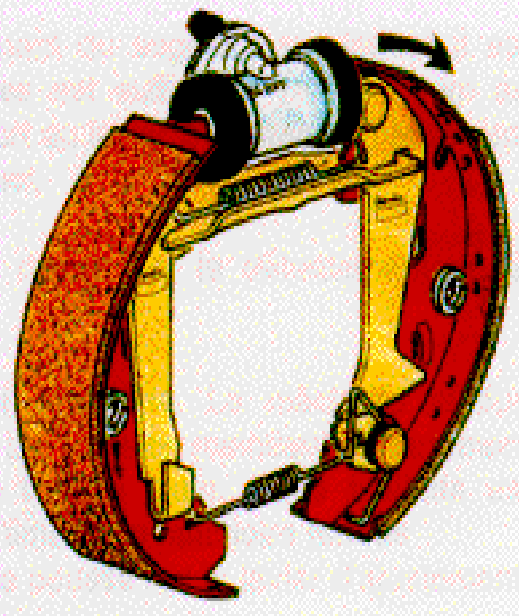
1. TEKERLEK SİLİNDİRİ
2. BASI PABUCU KOMPLESİ
3. ÇEKİ PABUCU KOMPLESİ
4. KÖPRÜ KOMPLESİ
5. EL FREN LÖVYESİ
6. TUTMA YAYI
7. ÇAĞRI YAYI
8. KÖPRÜ YAYI
9. YAN YAY, DAYAMA ÇİVİSİ VE BAĞLAMA SACI
10. DİŞLİ RONDELA



# Boşluk Ayar







1. TEKERLEK SİLİNDİRİ
2. BASI PABUCU KOMPLESİ
3. ÇEKİ PABUCU KOMPLESİ
4. KÖPRÜ
5. EL FREN LÖVYESİ
6. TUTMA YAYI
7. ÇAĞRI YAYI
8. KÖPRÜ YAYI
9. YAN YAY VE SACI
10. AYAR LÖVYESİ
11. SEGMAN

# Karşılaştırma

Kampanalı frenlerin avantajları ele alınacak olursa :

- Kampanalı frenlerde baskı kuvveti disk frenlerdekine oranla daha düşüktür. Bu kampanalı frenin elemanlarına dağılan tüm yüklerin daha küçük olduğunu gösterir. O nedenle kampanalı frenler daha zayıf ve dolayısıyla daha ucuz imal edilebilirler.
- İç çevrim oranının büyük olmasından dolayı kampanalı frenlerde baskı kuvveti ve buna bağlı olarak pedal kuvveti de daha düşük olduğundan otomobillerde ek bir kuvvetlendirici düzeneğine gerek kalmamaktadır. Bu da kampanalı frenlerin kullanıldığı bir sistemin daha ucuz olmasını sağlamaktadır.
- Balata basıncının düşük olması aşınmaları azaltmaktadır. Bu husus özellikle yılda katedilen yol miktarı yüksek olan ağır taşıtlarda disk fren kullanılmamasının ana nedenlerinden biridir. Aşınmanın fazla olması, balataların sık sık değiştirilmesine yol açmakta, dolayısıyla, serviste geçen yani çalışılmayan sürenin artmasına neden olmaktadır.
- Bir fren diski kampanaya oranla daha hafiftir. Özellikle durmak üzere yapılan frenlemede açığa çıkan ısının büyük bir kısmı depolanmaktadır. Hafifliği nedeniyle disk fren ve balataları kampanalı frene oranla daha fazla ısınmaktadır.

# Karşılaştırma

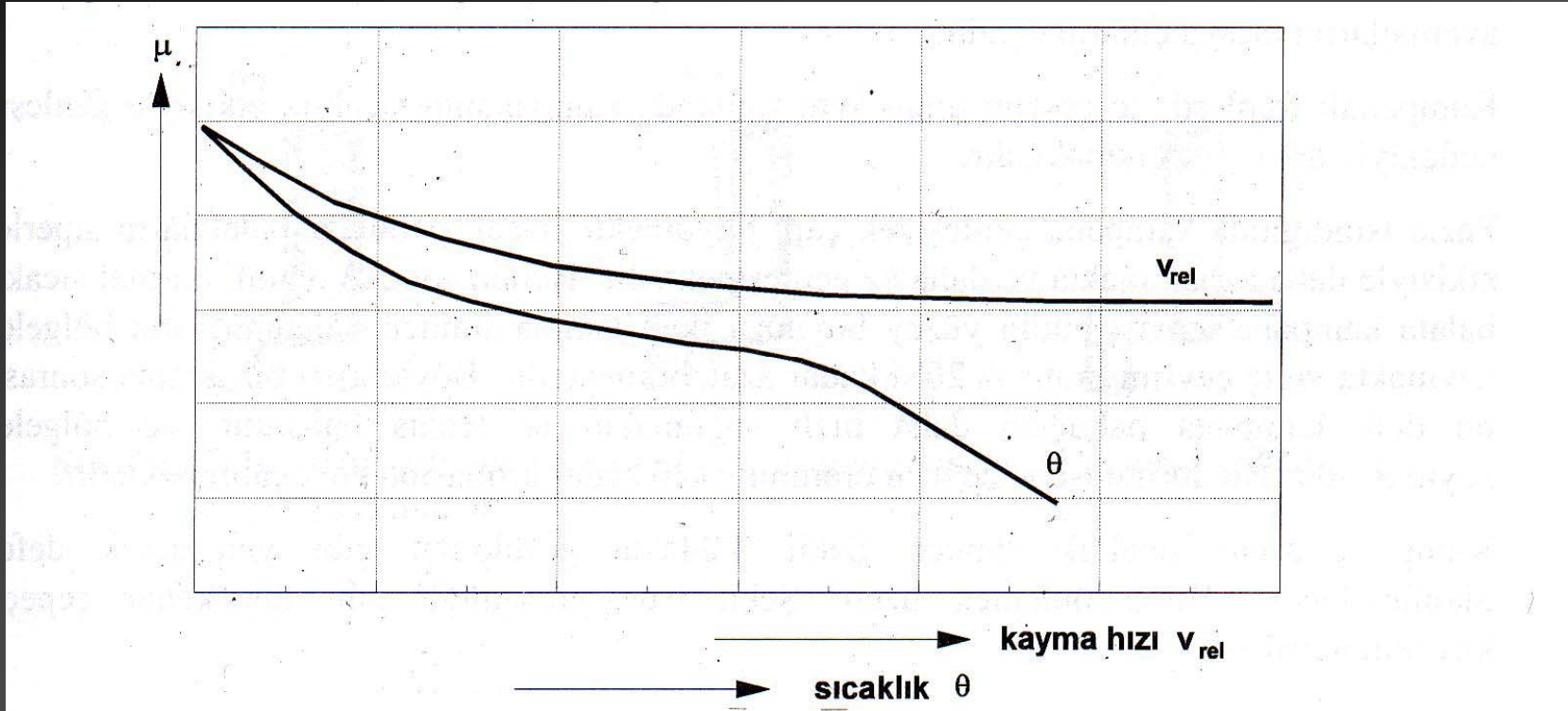
- Disk frenlerin avantajları sürtünme katsayısı değişimlerinden etkilenmeye dayanır

Pedal kuvveti sabit tutulduğu ve dolayısıyla  $S_B$  baskı kuvveti değişmediği halde  $\mu$  değeri değişimleri nedeniyle tekerleklerdeki fren momenti ve buna bağlı olarak taşıtın eriştiği frenleme momenti değişecektir. Bu değişim ancak uygun pedal kuvveti değişimleri ile dengelenebilir.

*Sürtünme katsayısı değişimlerinden ön ve arka aks tekerlekleri farklı etkilendiklerinde fren kuvvet dağılımı da değişecektir. Bu istenmediği halde arka aksın önce bloke olması sonucunu doğurabilir.*

*Sağ ve sol tekerleklerdeki sürtünme katsayısı farklılıkları ise fren momentleri farklılıklarına neden olarak taşıtı döndürmeye çalışan momentler ortaya çıkaracaktır. Özellikle ön tekerleklerdeki farklar taşıtın fazla sapmasına yol açmaktadır. Bu sapma miktarı frenleme oranı arttıkça artmakta ve bu durum özellikle yüksek hızlarda tehlikeli olmaktadır. Karşı tedbir olarak ön tekerlek yuvarlanma dairesi yarıçapı negatif seçilmektedir.*

# Sürtünme Katsayısının Değişimi



# Hız ve Sıcaklık Etkileri

