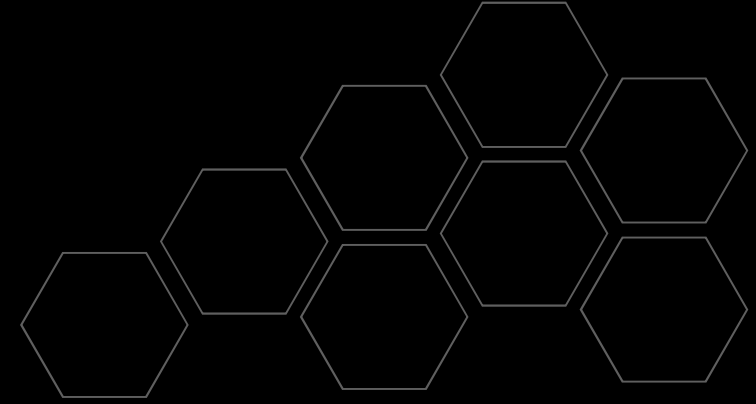
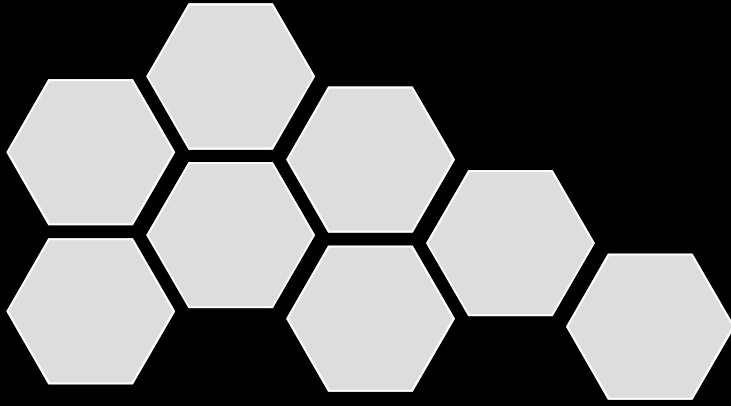
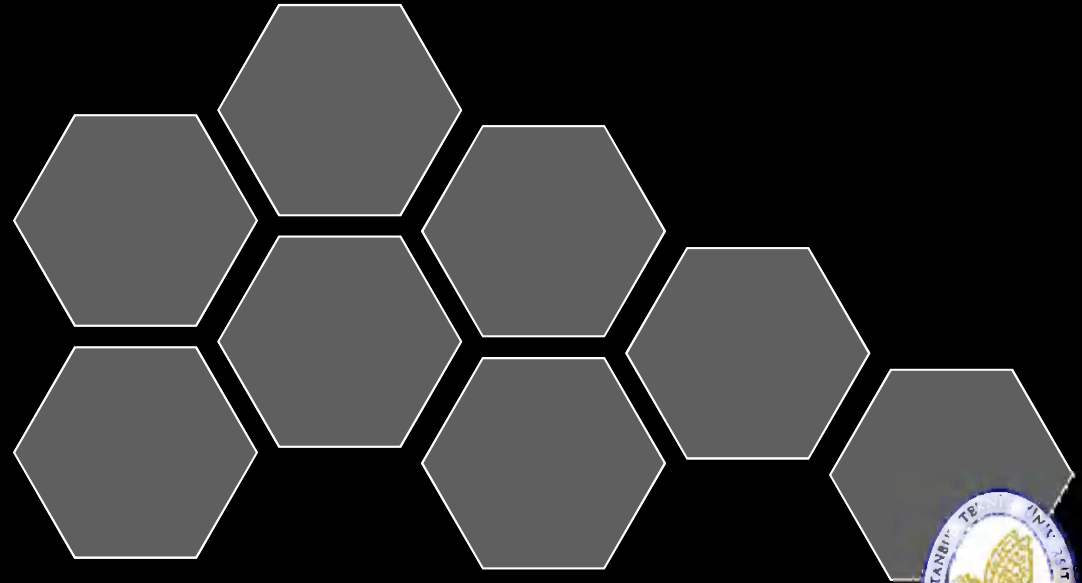
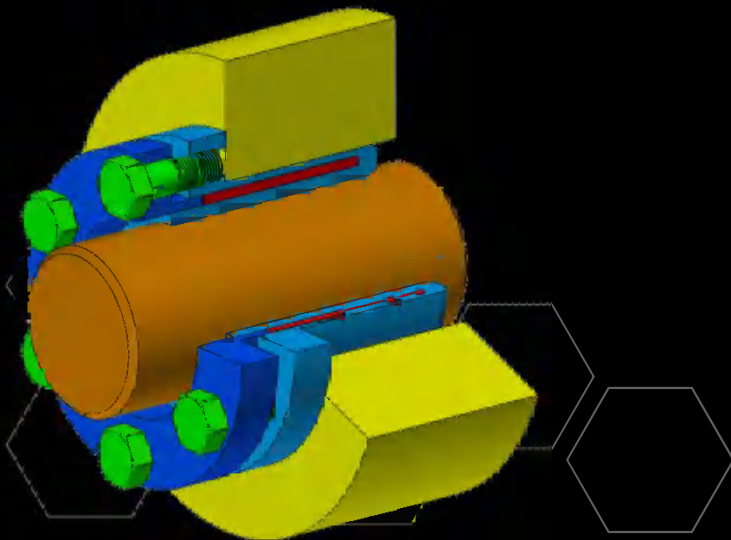




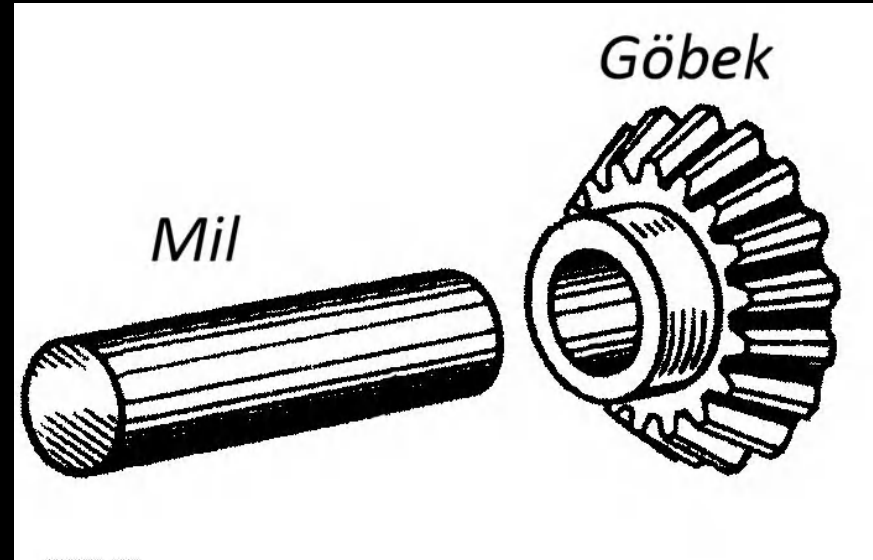
Mil-Göbek Bağlantıları

Vedat Temiz

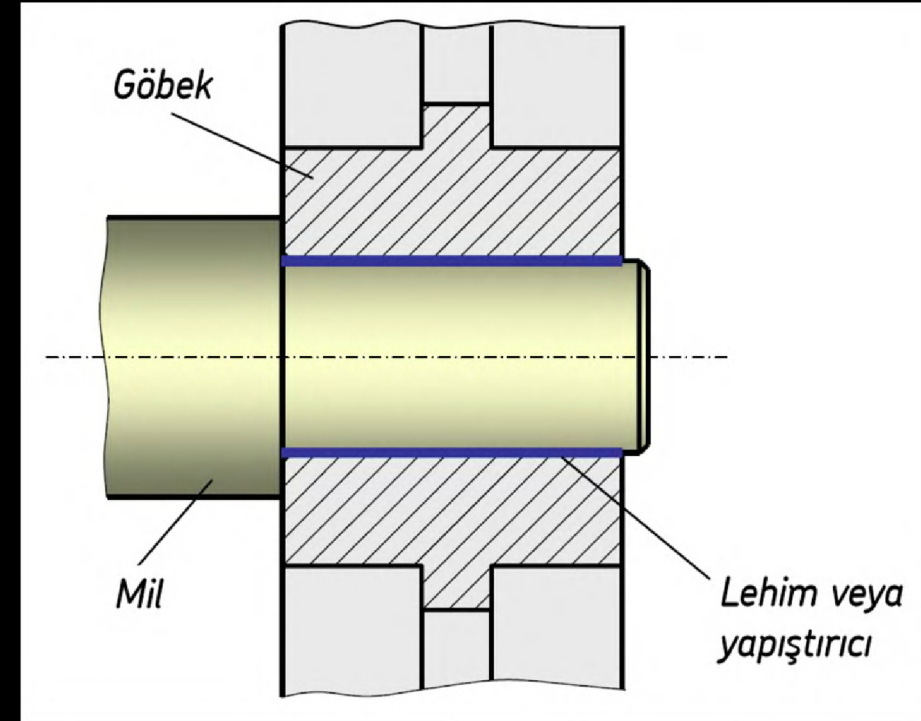
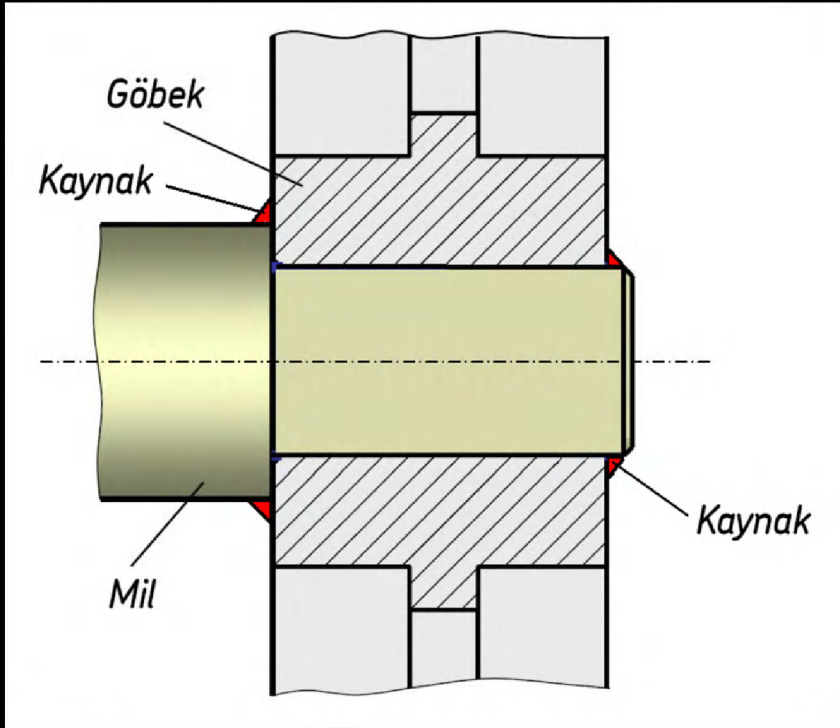


Genel Bilgiler

- Çoğunlukla bir mil ile bir göbeğin (dişli çark, kayış kasmağı, zincir çarkı, kavrama göbeğı, varyatör çarkı, fan gövdesi, türbin çarkı...) moment aktaracak şekilde birbirine bağlanmasıdır.
- Konstrüktif isteklere bağı olarak çok değışik şekillerde olabilirler;
- Çözülemez
- Kuvvet bağı
- Şekil bağı
- Eksenel harekete imkan veren vb.

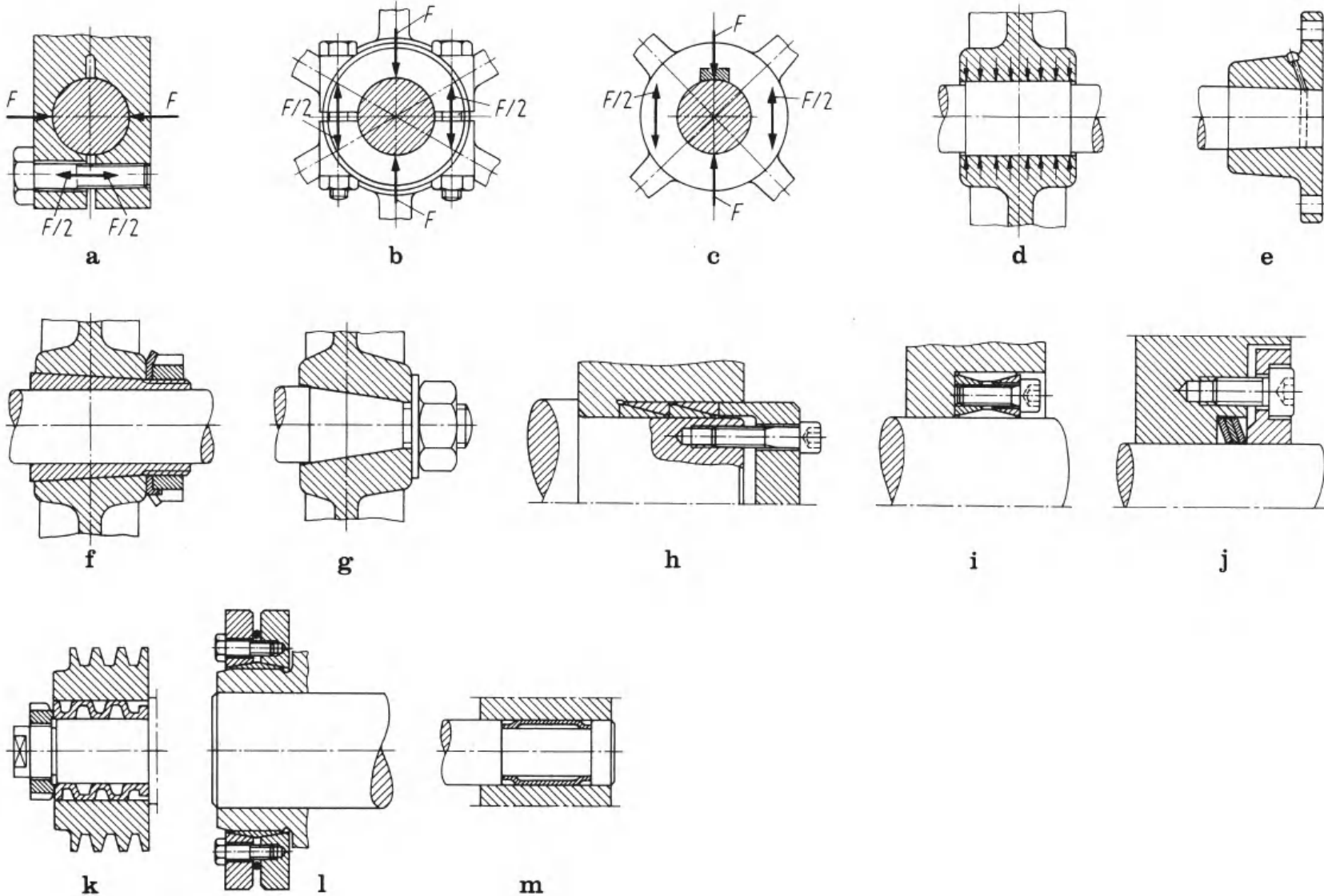


Çözülemez Mil-Göbek Bağlantıları

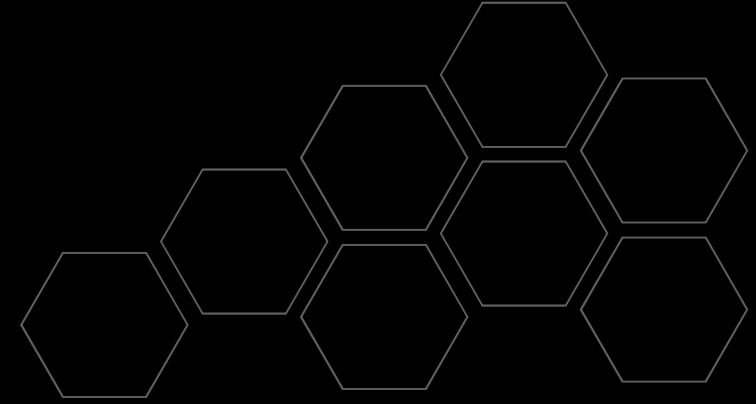
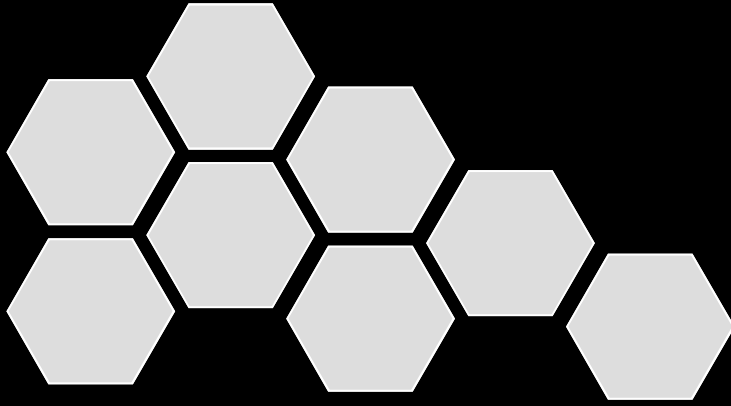


Bu tip bağlantılarda elemanlardan birinin arızası halinde komple sistemi değiştirmek gerekir.

Kuvvet Bağlı Mil-Göbek Bağlantıları

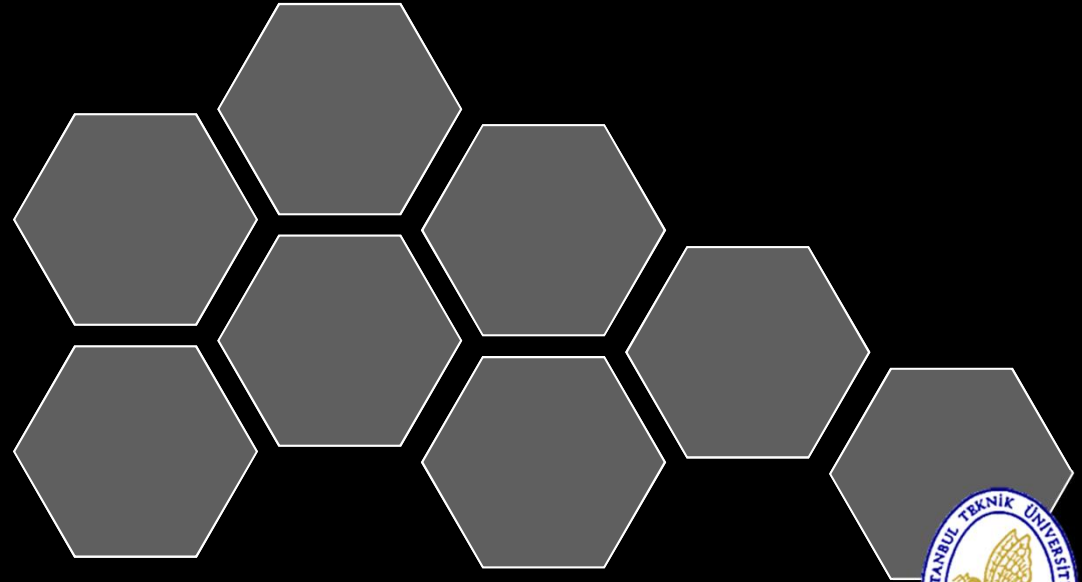
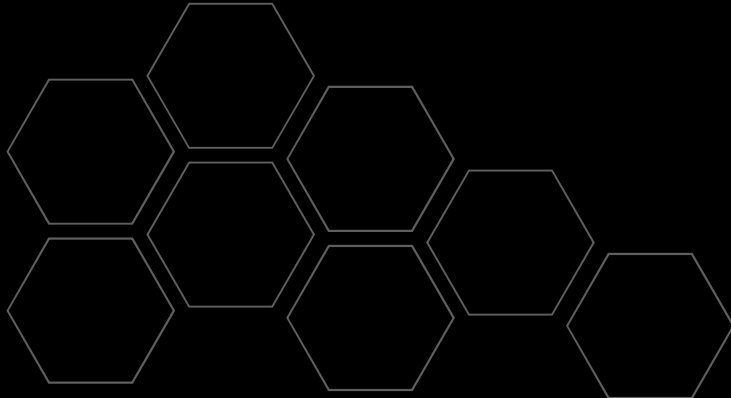


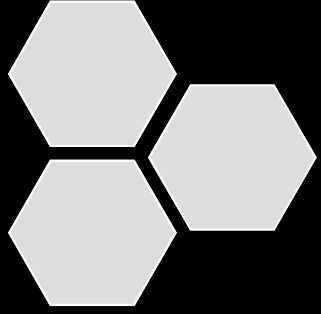




Kuvvet Bağlı Mil-Göbek Bağlantıları

Pres Geçmeler

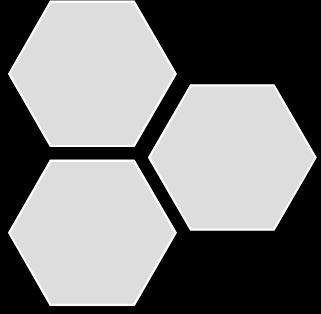




Genel Bilgiler

- Yapımı çok kolay bir mil-göbek bağlantısıdır.
- Bir birine geçen parçalar bir pres geçme toleransına sahipse, yani aralarında bir boyut fazlalığı (sıkılık) varsa montajdan sonra yüzeyler arasında bir basınç elde edilir.
- Örneğin, milin çapı delik çapına göre büyükse, mil yerine takıldığında bir miktar büzülür, delik ise bir miktar genişler.
- Bu şekil değiştirmelerin elastik bölgede kalması halinde temas yüzeyleri arasında bir basınç alanı, dolayısı ile bir sürtünme bağı meydana gelir.

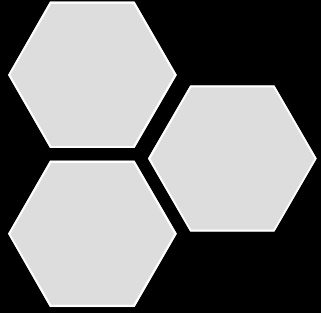




Avantajları

- İmalatı çok kolay
- Kama yuvası açılmadığı için mil zayıflamaz
- Darbeli veya değişken momentlerin iletimi için uygundur
- İyi bir merkezleme sağlar
- Uygun ekipmanlarla çok kolay monte edilebilir
- İmalatta toleransların hassas bir şekilde elde edilmesi gerekir
- Sürekli takıp, sökmeye uygun değildir
- Bazı hallerde konstrüktif olarak uygulanamazlar





Uygulamaları

- Rulmanlı yatak bilezikleri
- Kavrama göbekleri
- Dişli çarklarda gövdeye takılan dişli çemberler
- Demiryollarında tekerlek bandajları
- Millere takılan tekerlek ve volanlar
- Kaymalı yatak burçları
- Parçalı krank milleri
- Silindir gömlekleri.....



Hesap esasları

Güç (P)

Devir sayısı (d/dak)

Döndürme momenti

$$M_d = 9550(P/n)$$

Sürtünme ile iletilmesi

gereken moment

$$M_s = k.M_d$$

Gerekli çap farkı

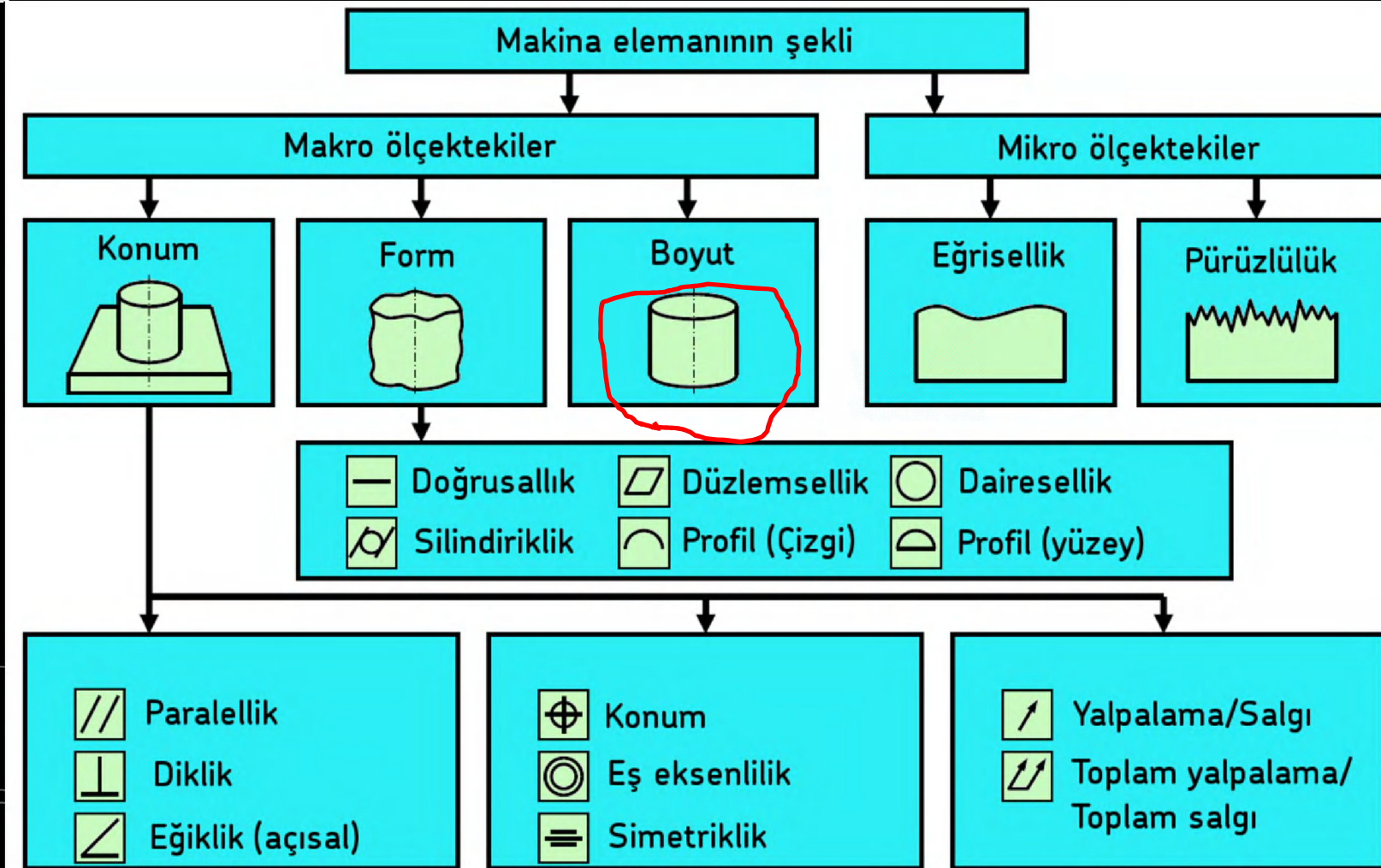
(Δd)

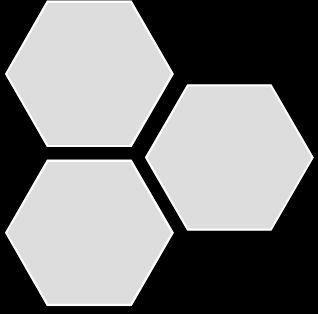
Gerekli yüzey

basıncı (p)

Bu çap farkını
sağlayacak tolerans
???

TOLERANSLAR VE GEÇMELER



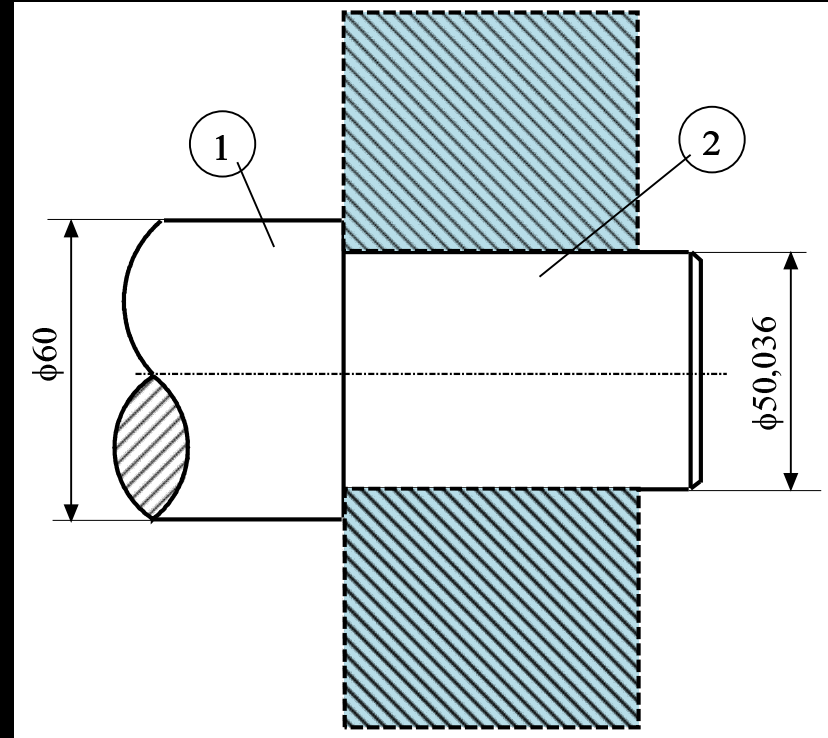


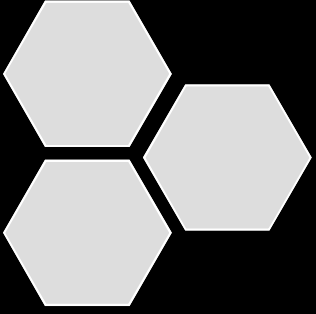
Boyut Toleransları

Boyut: Parçanın yüzeyleri veya bazı hallerde eğrisel bir yüzeyi tarafından belirlenen iki noktası arasındaki uzaklığa **boyut** denir.

1 numaralı yüzey fonksiyonel değildir. Tolerans vermeye gerek yoktur. 2 numaralı yüzey bir geçme yüzeyidir.

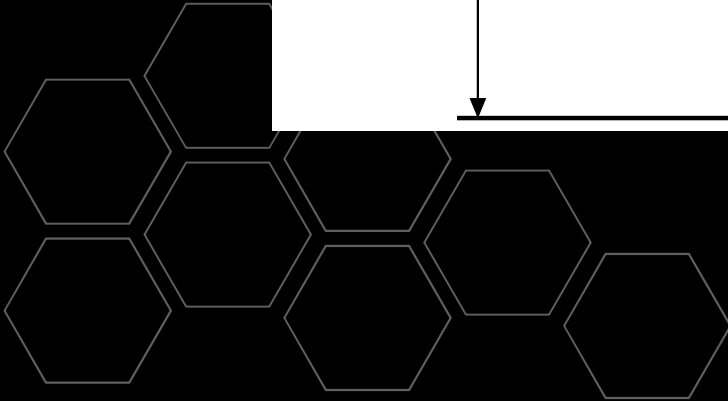
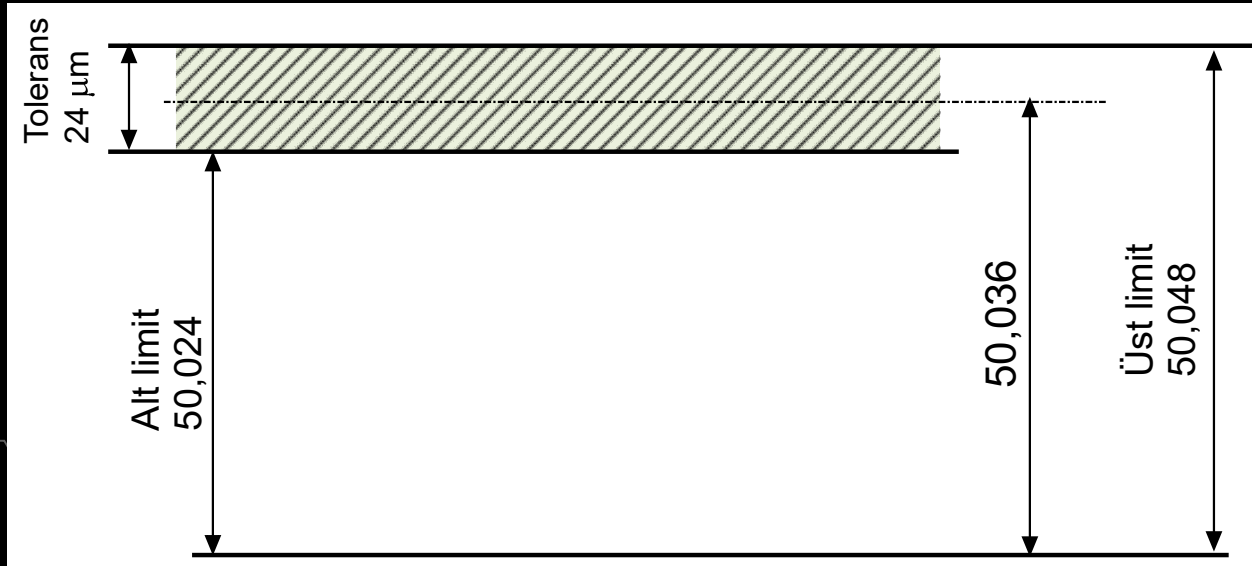
$\phi 50,036$ değerinin elde edilebilmesi gerek imalat, gerekse ölçme açısından imkansızdır.





Boyut Toleransları

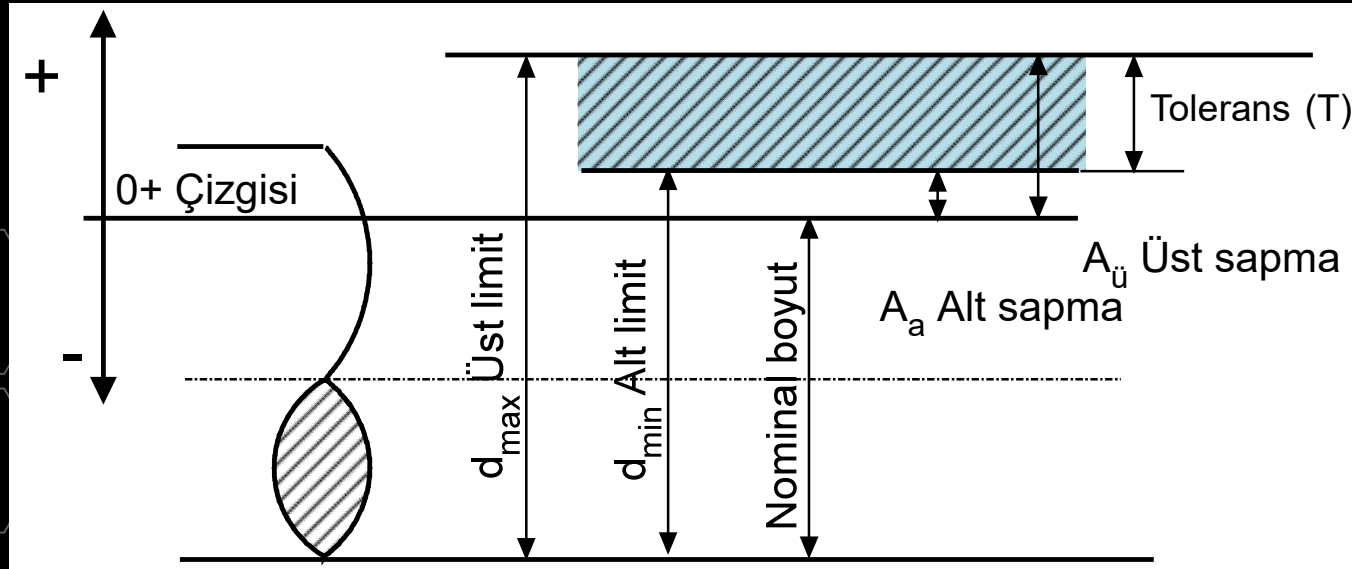
Yapılabilir hale getirmek için belirli bir **tolerans** tanımak gerekir. Parçanın işlevi açısından herhangi bir sakınca doğurmaması kaydı ile bir üst limit ve bir alt limit belirlenebilir.



ISO (International Standards Organisation) Tolerans Sistemi:

Karmaşayı önlemek ve mühendisler için tolerans konusunda ortak bir dil oluşturmak amacı ile bir standart tolerans sistemi düzenlenmiştir. (ISO/R 286). Bu sistemde; öncekilere ek olarak, referans olarak kullanılan bir **Nominal Boyut** tanımlanmıştır. Nominal boyut, parça için gerekli boyuta yakın olan yuvarlak bir değerdir. Bu değer esas alınarak grafik gösterimde 0- çizgisi (sıfır çizgisi) tanımlanmıştır.

- $T = \text{Üst Limit} - \text{Alt Limit} = d_{\max} - d_{\min}$
- $T = \text{Üst Sapma} - \text{Alt Sapma} = A_{\text{Ü}} - A_{\text{a}}$
- $d_{\max} = d + \text{Üst Sapma} = d + A_{\text{Ü}}$
- $d_{\min} = d + \text{Alt Sapma} = d + A_{\text{a}}$

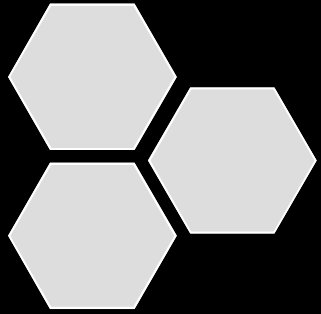




ISO (International Standards Organisation) Tolerans Sistemi:

- ISO tolerans sistemi, tolerans bandının genişliği (**Tolerans**) ve bu bandın sıfır çizgisine göre **konumu** için düzenleme getirir. Bu ikisinin bilinmesi parçanın o boyutunun tolerans durumunun bilinmesi için yeterli olur.
- Tolerans (Tolerans bandının genişliği) parçanın büyüklüğüne (nominal boyutuna) ve imalat kalitesine bağlıdır. ISO sisteminde 20 kalite söz konusudur. Bunlar 01, 0, 1, 2, 3,....., 17, 18 şeklinde sayılarla gösterilir. Aynı bir nominal boyut için 01 kalitesi **en dar**, 18 kalitesi **en geniş** tolerans demektir. Belirli çap (boyut) aralıklarına karşılık gelen ve kaliteye de bağlı olan toleranslara **temel toleranslar** denir ve IT01, IT3, IT 15 gibi gösterilir.
- I I 12
- (ISO Toleransı Kalite Numarası)
- Temel Tolerans $T = k . i$





ISO (International Standards Organisation) Tolerans Sistemi:

i temel tolerans birimi dir ve IT5 IT16 için

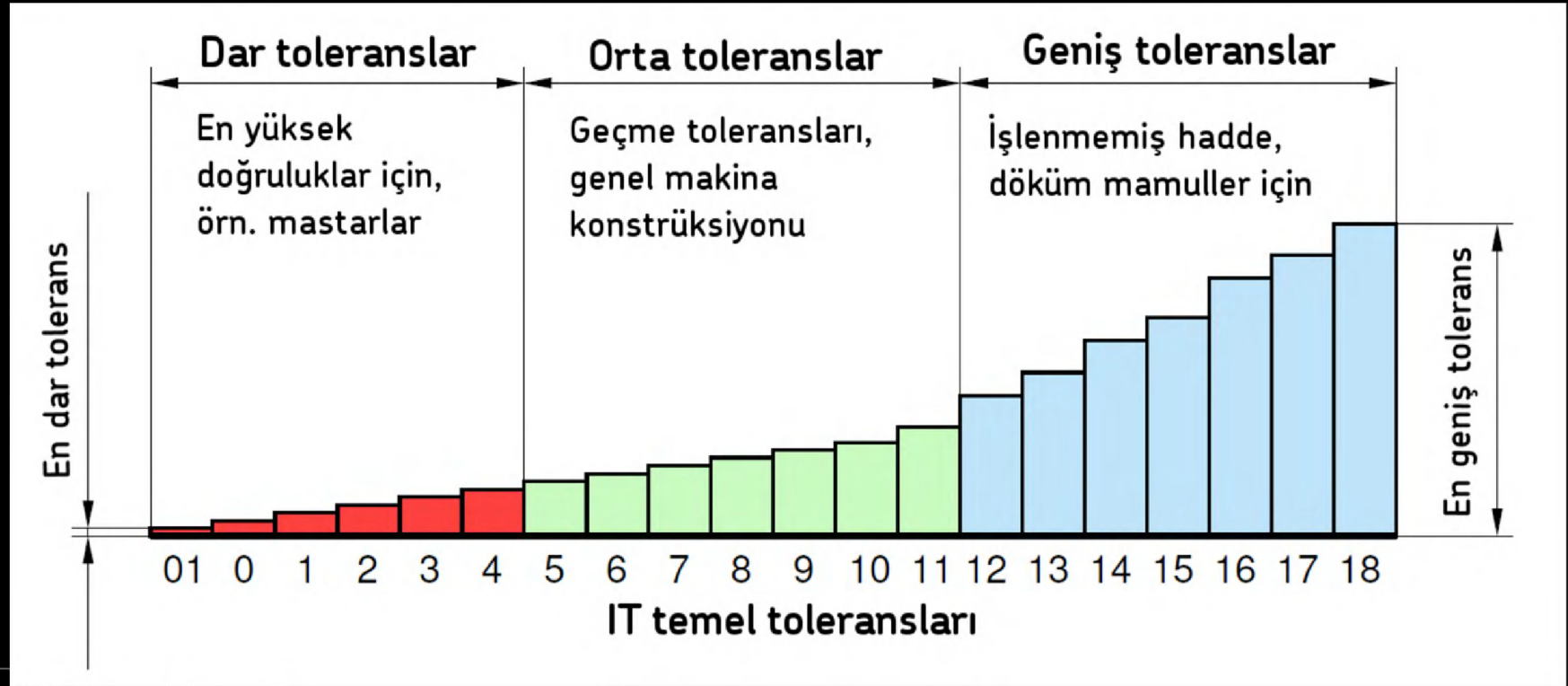
$$i(\mu m) = 0,45 \sqrt[3]{D} + 0,001 D \quad (mm)$$

bağıntısı ile hesaplanır.

- D, nominal boyutun alt ve üstündeki boyut (çap) sınırlarının geometrik ortalamasıdır.
- $D = \sqrt{D_a D_{\ddot{u}}}$
- Örnek olarak $\phi 60$ nominal çap için $D_a=50$, $D_{\ddot{u}}=80$ tür. (Bkz. Tolerans Cetveli)->
- **k kalite kademe katsayısı** dır. Örneğin IT5 için 7, IT8 için 25, IT10 için 100 dür. IT01 den IT4' e kadar özel bir düzenleme yapılmıştır.



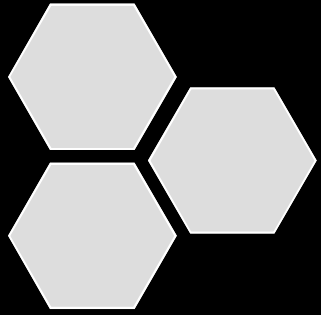
Tolerans kaliteleri



Temel toleranslar ve standart çap kademeleri

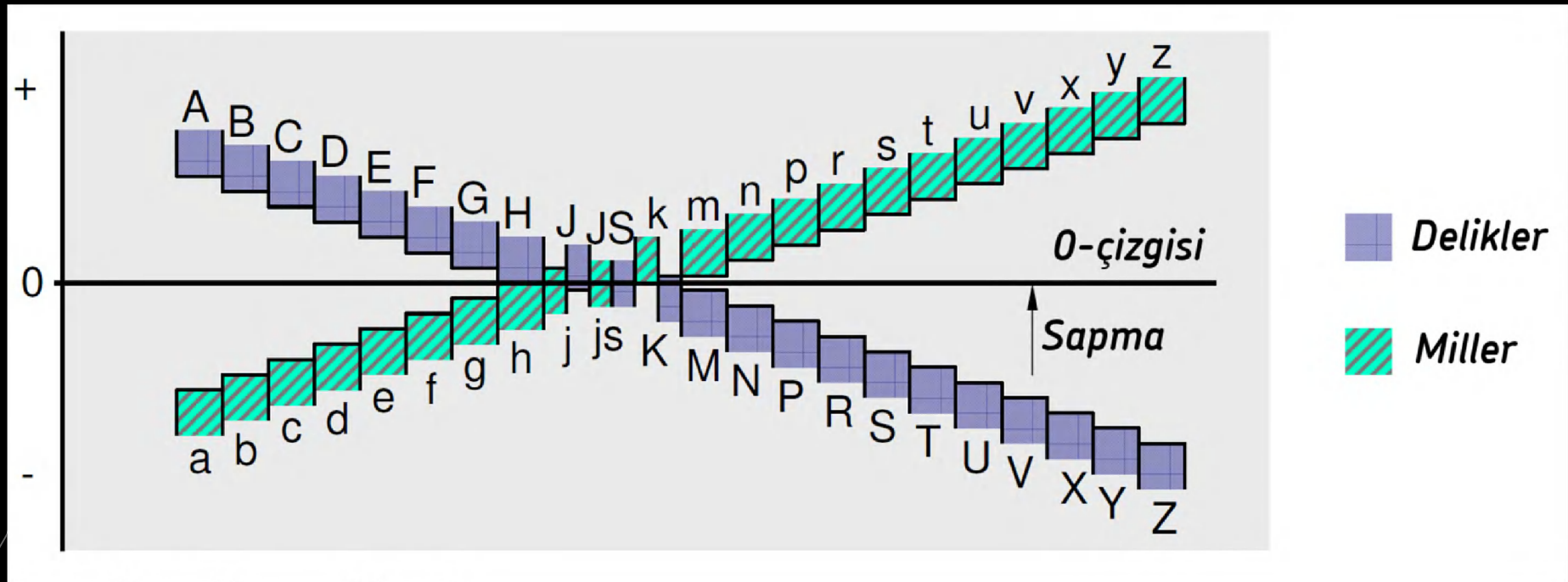
Nominal boyut [mm]		ISO Temel tolerans sınıfları																	
		IT1	IT2	IT3	IT4	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14	IT15	IT16	IT17	IT18
-den büyük	dahil	Temel toleranslar																	
		μm												mm					
–	3	0,8	1,2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	0,1	0,14	0,25	0,4	0,6	1	1,4
3	6	1	1,5	2,5	4	5	8	12	18	30	48	75	0,12	0,18	0,3	0,48	0,75	1,2	1,8
6	10	1	1,5	2,5	4	6	9	15	22	36	56	90	0,15	0,22	0,36	0,58	0,9	1,5	2,2
10	18	1,2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	0,18	0,27	0,43	0,7	1,1	1,8	2,7
18	30	1,5	2,5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	0,21	0,33	0,52	0,84	1,3	2,1	3,3
30	50	1,5	2,5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	0,25	0,39	0,62	1	1,6	2,5	3,9
50	80	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	0,3	0,46	0,74	1,2	1,9	3	4,6
80	120	2,5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	0,35	0,54	0,87	1,4	2,2	3,5	5,4
120	180	3,5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	0,4	0,63	1	1,6	2,5	4	6,3
180	250	4,5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	0,46	0,72	1,15	1,85	2,9	4,6	7,2
250	315	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	0,52	0,81	1,3	2,1	3,2	5,2	8,1
315	400	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	0,57	0,89	1,4	2,3	3,6	5,7	8,9
400	500	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	0,63	0,97	1,55	2,5	4	6,3	9,7

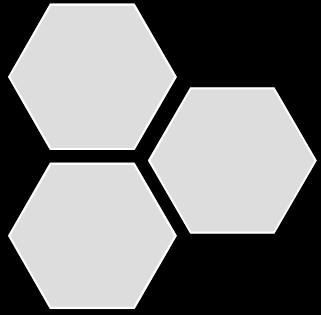




Tolerans bandının 0-çizgisine göre konumu (Miller ve Delikler)

BÜYÜK HARFLER DELİKLERİ, **küçük harfler** ise milleri temsil eder.





- $\phi 55r6$

r: dış boyut

6. kalite

55 mm anma çapı

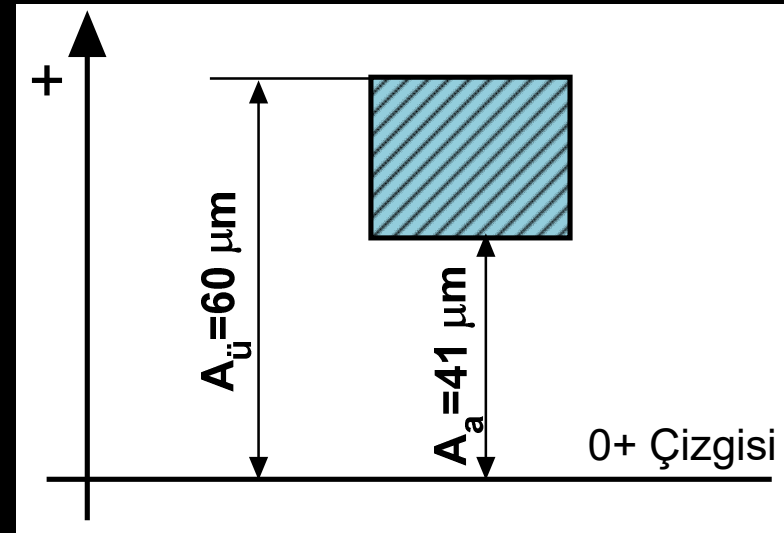
(Nominal boyut)

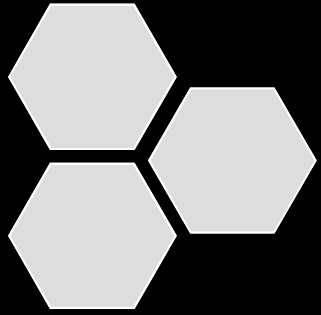
Temel tolerans: $19 \mu m$

(Kalite ve çapa bağlı)



Örnekler:





- $\phi 60G7$

G: iç boyut

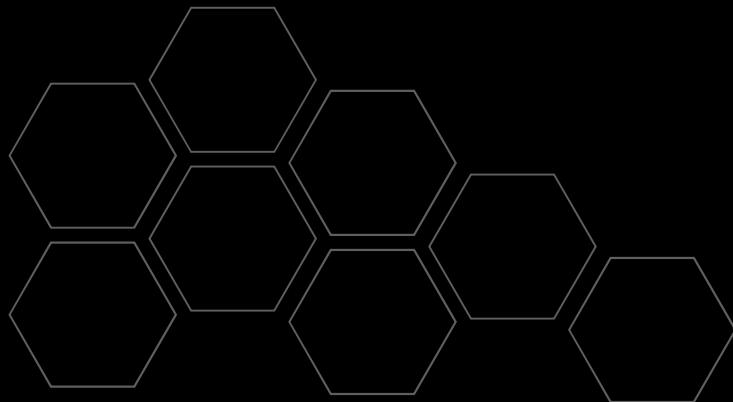
7. kalite

60 mm anma çapı

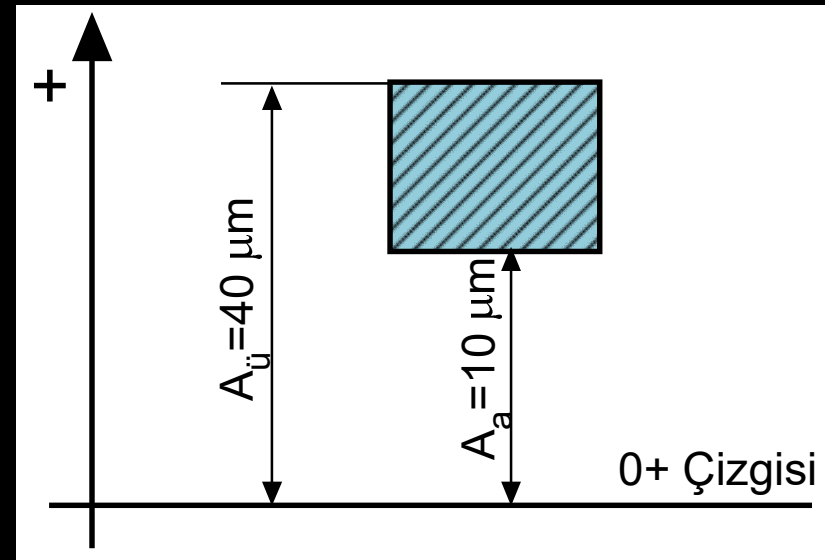
(Nominal boyut)

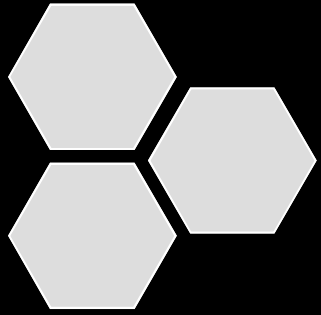
Temel tolerans: $30 \mu\text{m}$

(Kalite ve çapa bağlı)



Örnekler:





• $\phi 90P7$

P: iç boyut

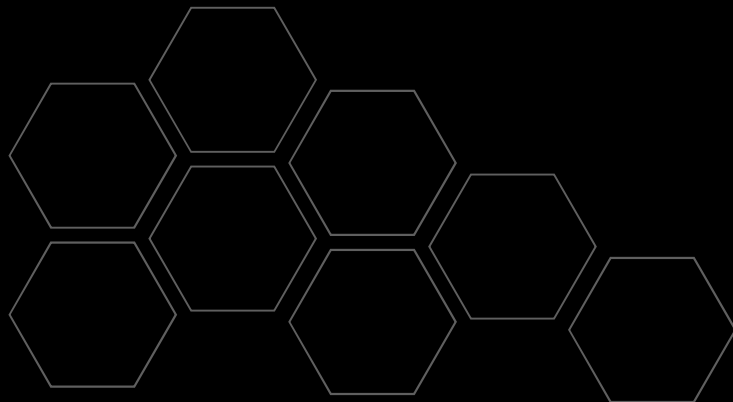
7. kalite

90 mm anma çapı

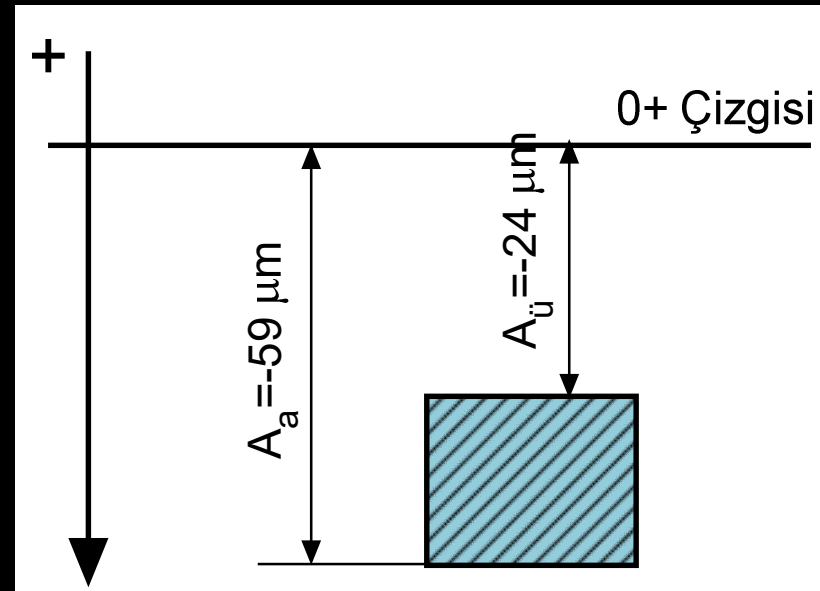
(Nominal boyut)

Temel tolerans: $35 \mu\text{m}$

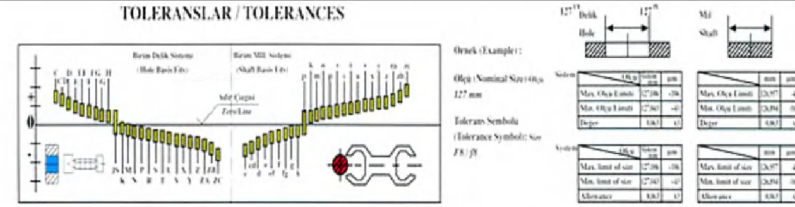
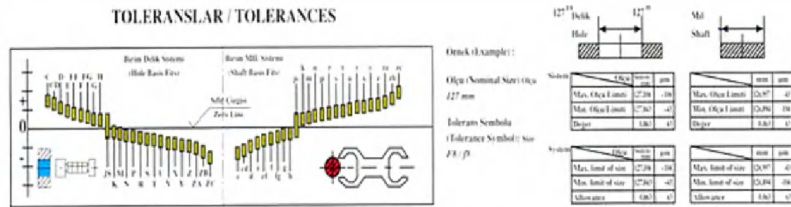
(Kalite ve çapa bağlı)



Örnekler



Tolerans tablosu örneği



Delik Ölçü Toleransı (Tolerances for inside dimensions (Holes)) **DIN 7161**

Sapmalar	E6	E7	E8	F6	F7	F8	G5	G6	G7	H4	H5	H6	H7	H8	H9	H10	H11	JS6
3	+20	+24	+28	+12	+16	+20	+6	+8	+12	+3	+4	+6	+10	+14	+25	+40	+60	+3
3-6	+14	+14	+14	+6	+6	+6	+2	+2	+2	0	0	0	0	0	0	0	0	-3
6-10	+28	+32	+38	+18	+22	+28	+9	+12	+16	+4	+5	+8	+12	+18	+30	+48	+75	+4
10-18	+20	+20	+20	+10	+10	+10	+4	+4	+4	0	0	0	0	0	0	0	0	-4
18-30	+34	+40	+47	+22	+28	+35	+11	+14	+20	+4	+6	+9	+15	+22	+36	+58	+90	+4.5
30-50	+25	+25	+25	+13	+13	+13	+5	+5	+5	0	0	0	0	0	0	0	0	-5.5
50-80	+43	+50	+59	+27	+34	+43	+14	+17	+24	+5	+8	+11	+18	+27	+43	+70	+110	+5.5
80-120	+32	+32	+32	+16	+16	+16	+6	+6	+6	0	0	0	0	0	0	0	0	-5.5
120-180	+53	+61	+73	+33	+41	+53	+16	+20	+28	+6	+9	+13	+21	+33	+52	+84	+130	+6.5
180-250	+40	+40	+40	+20	+20	+20	+7	+7	+7	0	0	0	0	0	0	0	0	-6.5
250-315	+66	+75	+89	+41	+50	+64	+20	+25	+34	+7	+11	+16	+25	+39	+62	+100	+160	+8
315-400	+50	+50	+50	+25	+25	+25	+9	+9	+9	0	0	0	0	0	0	0	0	-8
400-500	+79	+90	+106	+49	+60	+76	+23	+29	+40	+8	+13	+19	+30	+46	+74	+120	+190	+9.5
	+60	+60	+60	+30	+30	+30	+10	+10	+10	0	0	0	0	0	0	0	0	-9.5
	+94	+107	+126	+58	+71	+90	+27	+34	+47	+10	+15	+22	+35	+54	+87	+140	+220	+11
	+72	+72	+72	+36	+36	+36	+12	+12	+12	0	0	0	0	0	0	0	0	-11
	+110	+125	+148	+68	+83	+106	+32	+39	+54	+12	+18	+25	+40	+63	+100	+160	+250	+12.5
	+85	+85	+85	+43	+43	+43	+14	+14	+14	0	0	0	0	0	0	0	0	-12.5
	+129	+146	+172	+79	+96	+122	+35	+44	+61	+14	+20	+29	+46	+72	+115	+185	+290	+14.5
	+100	+100	+100	+50	+50	+50	+15	+15	+15	0	0	0	0	0	0	0	0	-14.5
	+142	+162	+191	+88	+108	+137	+40	+49	+69	+16	+23	+32	+52	+81	+130	+210	+320	+16
	+110	+110	+110	+56	+56	+56	+17	+17	+17	0	0	0	0	0	0	0	0	-16
	+161	+182	+214	+98	+119	+151	+43	+54	+75	+18	+25	+36	+57	+89	+140	+230	+360	+18
	+125	+125	+125	+62	+62	+62	+18	+18	+18	0	0	0	0	0	0	0	0	-18
	+175	+198	+232	+108	+131	+165	+47	+60	+83	+20	+27	+40	+63	+97	+155	+250	+400	+20
	+135	+135	+135	+68	+68	+68	+20	+20	+20	0	0	0	0	0	0	0	0	-20

Delik Ölçü Toleransı (Tolerances for inside dimensions (Holes)) **DIN 7161**

Sapmalar	JS7	JS8	JS9	JS10	JS11	JS12	JS13	JS14	JS15	JS16	JS17	JS18	K6	K7	K8	M5	M6	M7
3	+5	+7	+12.5	+20	+30	+50	+70	+125	+200	+300	0	0	0	0	0	-2	-2	-2
3-6	+5	+7	+12.5	+20	+30	+50	+70	+125	+200	+300	0	0	-6	-10	-14	-6	-8	-12
6-10	+6	+9	+15	+24	+37.5	+60	+90	+150	+240	+375	0	0	+2	+3	+5	-3	-4	0
10-18	+7.5	+11	+18	+29	+45	+75	+110	+180	+290	+450	+750	0	+2	+5	+6	-4	-4	0
18-30	+9	+13.5	+21.5	+35	+55	+90	+135	+215	+350	+550	+900	+1350	+2	+6	+8	-4	-4	-8
30-50	+10.5	+16.5	+26	+42	+65	+105	+165	+260	+420	+650	+1050	+1650	+2	+6	+10	-5	-4	0
50-80	+12.5	+19.5	+31	+50	+80	+125	+195	+310	+500	+800	+1250	+1950	+3	+7	+12	-5	-4	0
80-120	+15	+23	+37	+60	+95	+150	+230	+370	+600	+950	+1500	+2300	+4	+9	+14	-6	-5	0
120-180	+17.5	+27	+43.5	+70	+110	+175	+270	+435	+700	+1100	+1750	+2700	+4	+10	+16	-8	-6	0
180-250	+20	+31.5	+50	+80	+125	+200	+315	+500	+800	+1250	+2000	+3150	+4	+12	+20	-9	-8	0
250-315	+23	+36	+57.5	+92.5	+145	+230	+360	+575	+925	+1450	+2300	+3600	+5	+13	+22	-11	-8	0
315-400	+26	+40.5	+65	+105	+160	+260	+405	+650	+1050	+1600	+2600	+4050	+5	+16	+25	-13	-9	0
400-500	+28.5	+44.5	+70	+115	+180	+285	+445	+700	+1150	+1800	+2850	+4450	+7	+17	+28	-14	-10	0
	+31.5	+48.5	+77.5	+125	+200	+315	+485	+775	+1250	+2000	+3150	+4850	+8	+18	+29	-16	-10	0
	+34.5	+52.5	+82.5	+135	+225	+345	+525	+825	+1350	+2250	+3450	+5250	+9	+19	+32	-17	-11	0

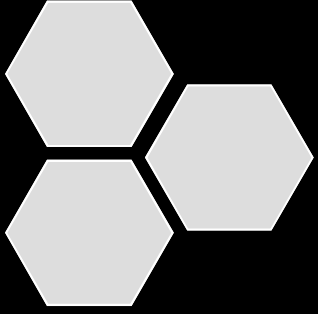
Sapmaların değerleri mikron olarak (Tolerance values are in thousandths of a mm) ($1\mu = 0,001\text{ mm}$)

Mil Ölçü Toleransı (Tolerances for outside dimensions (Holes)) **DIN 7161**

Sapmalar	e6	e7	e8	f6	f7	f8	g5	g6	g7	h4	h5	h6	h7	h8	h9	h10	h11	js6
3	-14	-14	-14	-6	-6	-6	-2	-2	-2	0	0	0	0	0	0	0	0	+3
3-6	-20	-24	-28	-12	-16	-20	-6	-8	-12	-3	-4	-6	-10	-14	-25	-40	-60	-3
6-10	-20	-20	-20	-10	-10	-10	-4	-4	-4	0	0	0	0	0	0	0	0	+4
10-18	-28	-32	-38	-18	-22	-28	-9	-12	-16	-4	-5	-8	-12	-18	-30	-48	-75	-4
18-30	-25	-25	-25	-13	-13	-13	-5	-5	-5	0	0	0	0	0	0	0	0	+4.5
30-50	-34	-40	-47	-22	-28	-35	-11	-14	-20	-4	-6	-9	-15	-22	-36	-58	-90	-4.5
50-80	-32	-32	-32	-16	-16	-16	-6	-6	-6	0	0	0	0	0	0	0	0	-5.5
80-120	-43	-50	-59	-27	-34	-43	-14	-17	-24	-5	-8	-11	-18	-27	-43	-70	-110	-5.5
120-180	-40	-40	-40	-20	-20	-20	-7	-7	-7	0	0	0	0	0	0	0	0	+6.5
180-250	-53	-61	-73	-33	-41	-53	-16	-20	-28	-6	-9	-13	-21	-33	-52	-84	-130	-6.5
250-315	-50	-50	-50	-25	-25	-25	-9	-9	-9	0	0	0	0	0	0	0	0	+8
315-400	-66	-75	-89	-41	-50	-64	-20	-25	-34	-7	-11	-16	-25	-39	-62	-100	-160	-8
400-500	-60	-60	-60	-30	-30	-30	-10	-10	-10	0	0	0	0	0	0	0	0	-9.5
	-79	-90	-106	-49	-60	-76	-23	-29	-40	-8	-13	-19	-30	-46	-74	-120	-190	-9.5
	-94	-107	-126	-58	-71	-90	-27	-34	-47	-10	-15	-22	-35	-54	-87	-140	-220	-11
	-72	-72	-72	-36	-36	-36	-12	-12	-12	0	0	0	0	0	0	0	0	+11
	-110	-125	-148	-68	-83	-106	-32	-39	-54	-12	-18	-25	-40	-63	-100	-160	-250	-12.5
	-85	-85	-85	-43	-43	-43	-14	-14	-14	0	0	0	0	0	0	0	0	+12.5
	-129	-146	-172	-79	-96	-122	-35	-44	-61	-14	-20	-29	-46	-72	-115	-185	-290	-14.5
	-100	-100	-100	-50	-50	-50	-15	-15	-15	0	0	0	0	0	0	0	0	+14.5
	-142	-162	-191	-88	-108	-137	-40	-49	-69	-16	-23	-32	-52	-81	-130	-210	-320	-16
	-110	-110	-110	-56	-56	-56	-17	-17	-17	0	0	0	0	0	0	0	0	-16
	-161	-182	-214	-98	-119	-151	-43	-54	-75	-18	-25	-36	-57	-89	-140	-230	-360	+18
	-125	-125	-125	-62	-62	-62	-18	-18	-18	0	0	0	0	0	0	0	0	+18
	-175	-198	-232	-108	-131	-165	-47	-60	-83	-20	-27	-40	-63	-97	-155	-250	-400	-20
	-135	-135	-135	-68	-68	-68	-20	-20	-20	0	0	0	0	0	0	0	0	-20

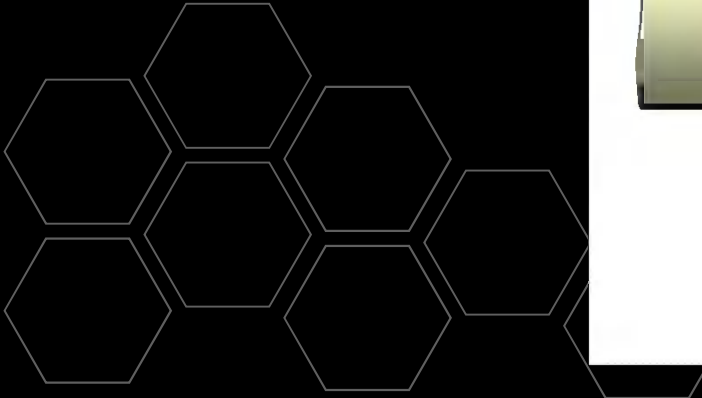
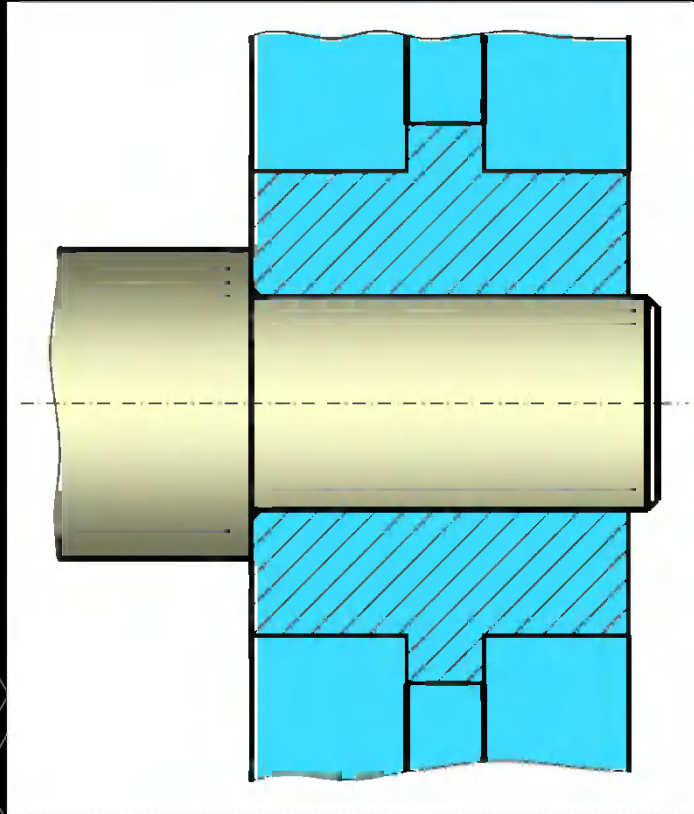
Mil Ölçü Toleransı (Tolerances for outside dimensions (Holes)) **DIN 7161**

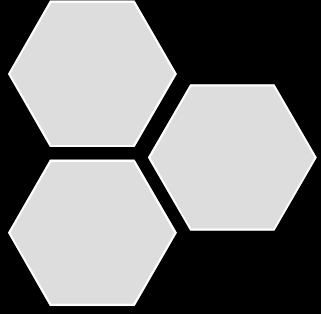
	Sapmalar	js7	js8	js9	js10	js11	js12	js13	js14	js15	js16	js17	js18	k6	k7	k8	m5	m6	m7
3		+5	+7	+12.5	+20	+30	+50	+70	+125	+200	+300	0	0	+6	+10	+14	+6	+8	0
		+5	+7	+12.5	+20	+30	+50	+70	+125	+200	+300	0	0	0	0	0	-2	-2	0
3-6		+6	+9	+15	+24	+37.5	+60	+90	+150	+240	+375	0	0	+9	+13	+18	+9	+12	+16
		+6	+9	+15	+24	+37.5	+60	+90	+150	+240	+375	0	0	+1	+1	0	+4	+4	0
6-10		+7.5	+11	+18	+29	+45	+75	+110	+180	+290	+450	+750	0	+10	+16	+22	+12	+15	+21
		+7.5	+11	+18	+29	+45	+75	+110	+180	+290	+450	+750	0	+1	+1	0	+6	+6	+6
10-18		+9	+13.5	+21.5	+35	+55	+90	+135	+215	+350	+550	+900	+1350	+12	+19	+27	+15	+18	+25
		+9	+13.5	+21.5	+35	+55	+90	+135	+215	+350	+550	+900	+1350	+1	+1	0	+7	+7	+7
18-30		+10.5	+16.5	+26	+42	+65	+105	+165	+260	+420	+650	+1050	+1650	+15	+23	+33	+17	+21	+29
		+10.5	+16.5	+26	+42	+65	+105	+165	+260	+420	+650	+1050	+1650	+2	+2	0	+8	+8	+8
30-50		+12.5	+19.5	+31	+50	+80	+125	+195	+310	+500	+800	+1250	+1950	+18	+27	+39	+20	+25	+34
		+12.5	+19.5	+31	+50	+80	+125	+195	+310	+500	+800	+1250	+1950	+2	+2	0	+9	+9	+9
50-80		+15	+23	+37	+60	+95	+150	+230	+370	+600	+950	+1500	+2300	+21	+32	+46	+24	+30	+41
		+15	+23	+37	+60	+95	+150	+230	+370	+600	+950	+1500	+2300	+2	+2	0	+10	+10	+10
80-120		+17.5	+27	+43.5	+70	+110	+175	+270	+435	+700	+1100	+1750	+2700	+25	+38	+54	+28	+35	+48
		+17.5	+27	+43.5	+70	+110	+175	+270	+435	+700	+1100	+1750	+2700	+3	+3	0	+13	+13	+13
120-180		+20	+31.5	+50	+80	+125	+200	+315	+500	+800	+1250	+2000	+3150	+28	+43	+63	+33	+40	+55
		+20	+31.5	+50	+80	+125	+200	+315	+500	+800	+1250	+2000	+3150	+3	+3	0	+15	+15	+15
180-250		+23	+36	+57.5	+92.5	+145	+230	+360	+575	+925	+1450	+2300	+3600	+33	+50	+72	+37	+46	+63
		+23	+36	+57.5	+92.5	+145	+230	+360	+575	+925	+1450	+2300	+3600	+4	+4	0	+17	+17	+17
250-315		+26	+40.5	+65	+105	+160	+260	+405	+650	+1050	+1600	+2600	+4050	+36	+56	+81	+43	+52	+72
		+26	+40.5	+65	+105	+160	+260	+405	+650	+1050	+1600	+2600	+4050	+4	+4	0	+20	+20	+20
315-400		+28.5	+44.5	+70	+115	+180	+285	+445	+700	+1150	+1800	+2850	+4450	+40	+61	+89	+46	+57	+78
		+28.5	+44.5	+70	+115	+180	+285	+445	+700	+1150	+1800	+2850	+4450	+4	+4	0	+21	+21	+21
400-500		+31.5	+48.5	+77.5	+125	+200	+315	+485	+775	+1250	+2000	+3150	+4850	+45	+68	+97	+50	+63	+86
		+31.5	+48.5	+77.5	+125	+200	+315	+485	+775	+1250	+2000	+3150	+4850	+5	+5	0	+23	+23	+23



Geçmeler:

Silindirik bir parçanın silindirik bir deliğe takılması ile oluşan geçmede, eğer parçaların mutlak ölçüleri biliniyor ise teorik olarak iki farklı durumdan biri söz konusu olabilir. Ya **boşluk** ya da **sıkılık**.

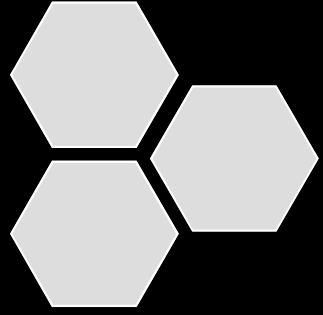




Geçmeler

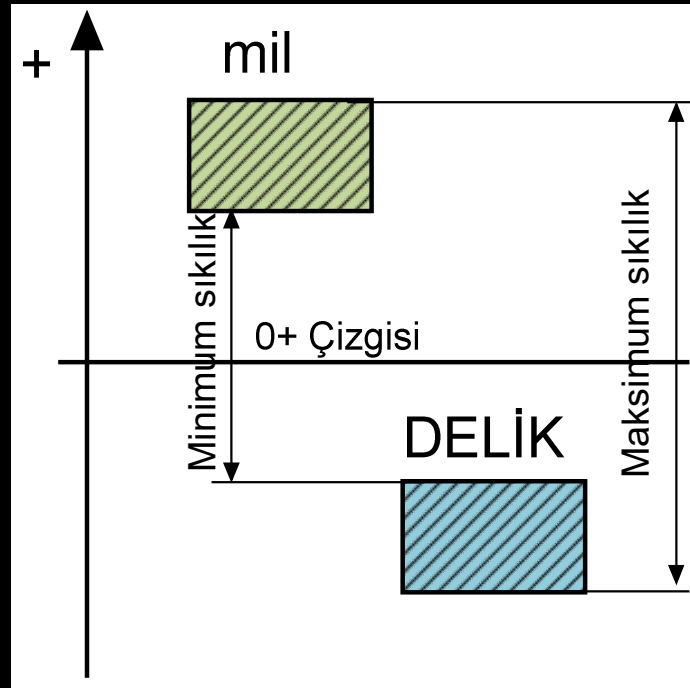
- Gerçekte ise belirli toleranslar verilerek yapılmış parçalardan herhangi ikisinin alınarak eşleştirilmesi söz konusu olduğunda önceden sıkılık ya da boşluk oluşup oluşmayacağı konusunda kesin bir şey söylenemeyebilir.
- Parçalardaki form sapmaları ve yüzey pürüzleri de dikkate alınırsa olay daha karmaşık hale gelir.
- Yalnız boyut toleransları dikkate alınsa bile dört farklı durum ortaya çıkabilir.

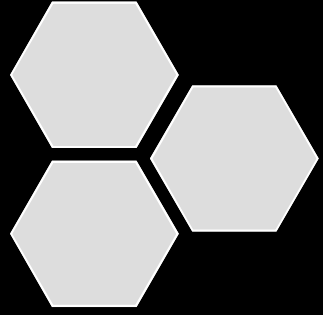




Durum 1

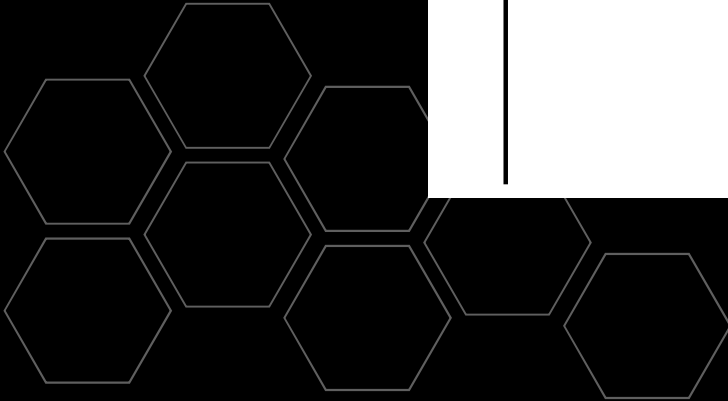
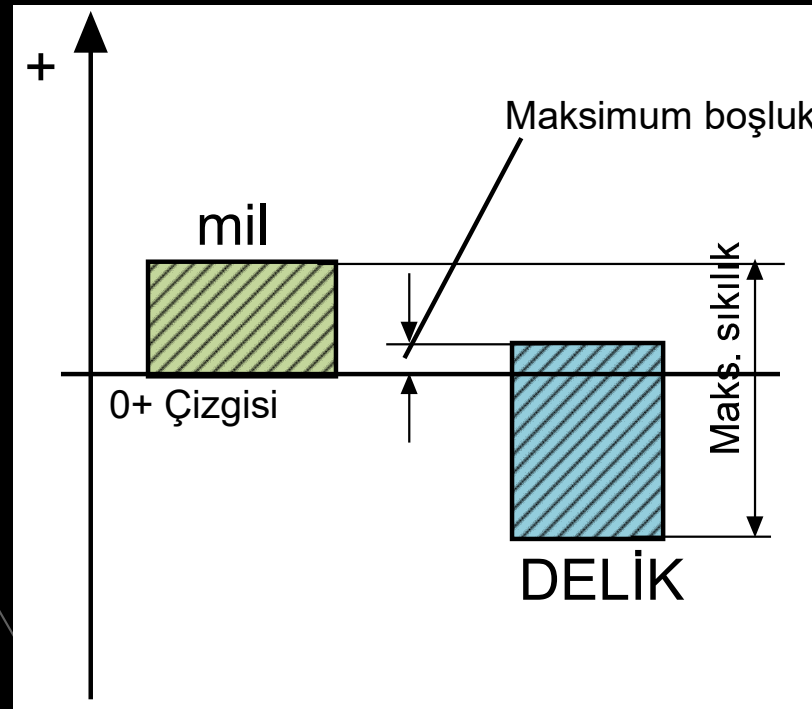
- %100 SIKI GEÇME

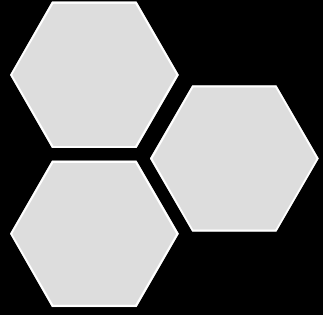




Durum 2

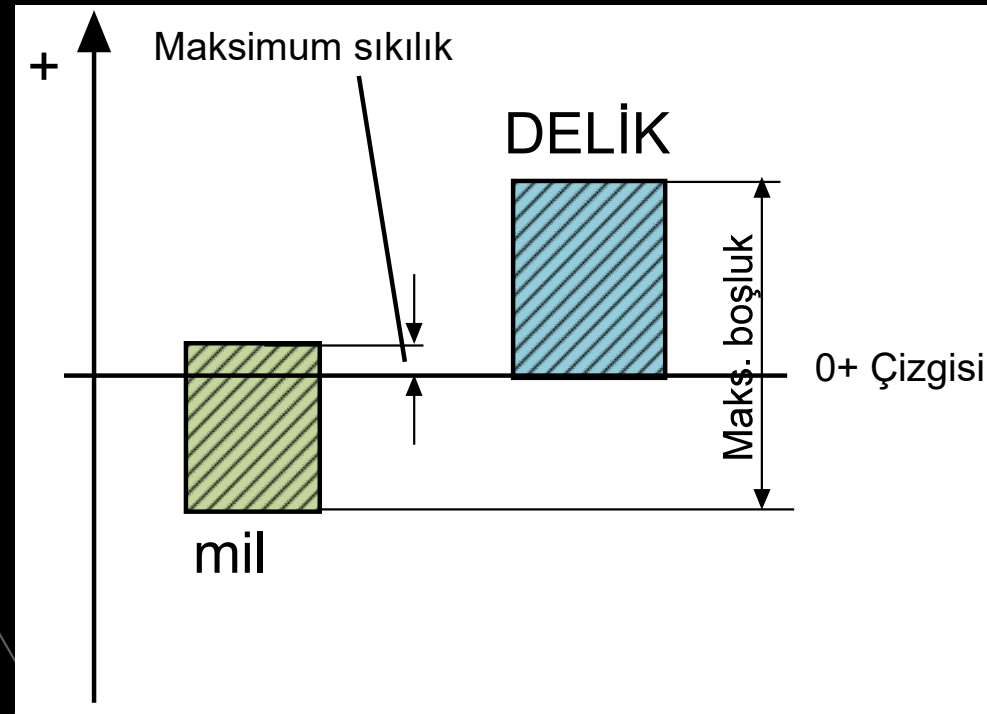
- oęunlukla sıkı geme

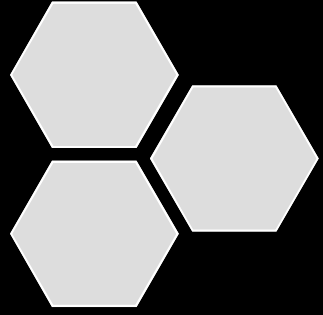




Durum 3

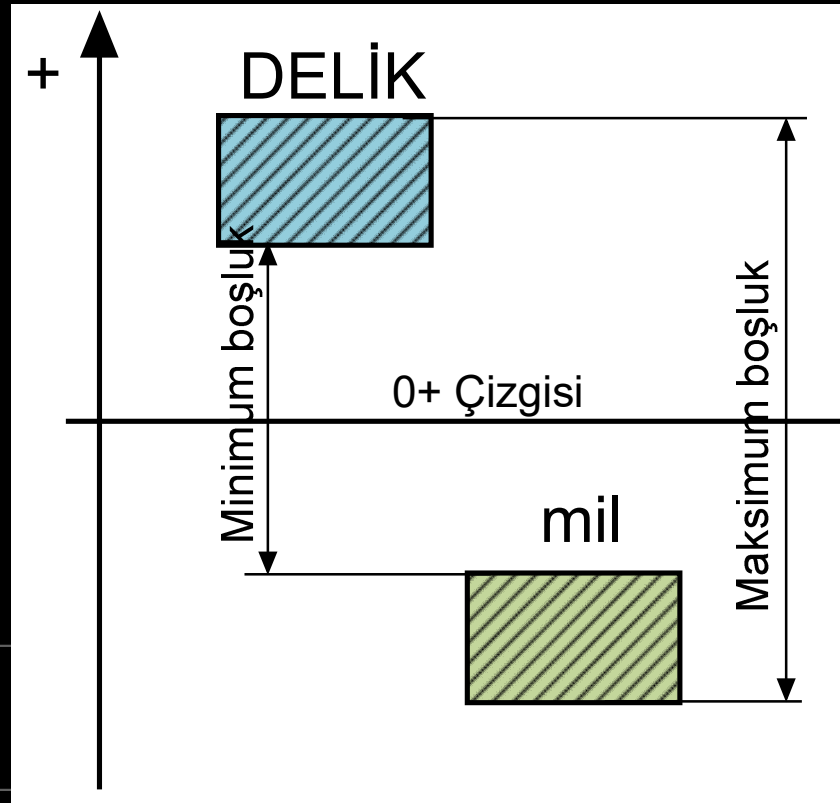
- oęunlukla boşluklu geme





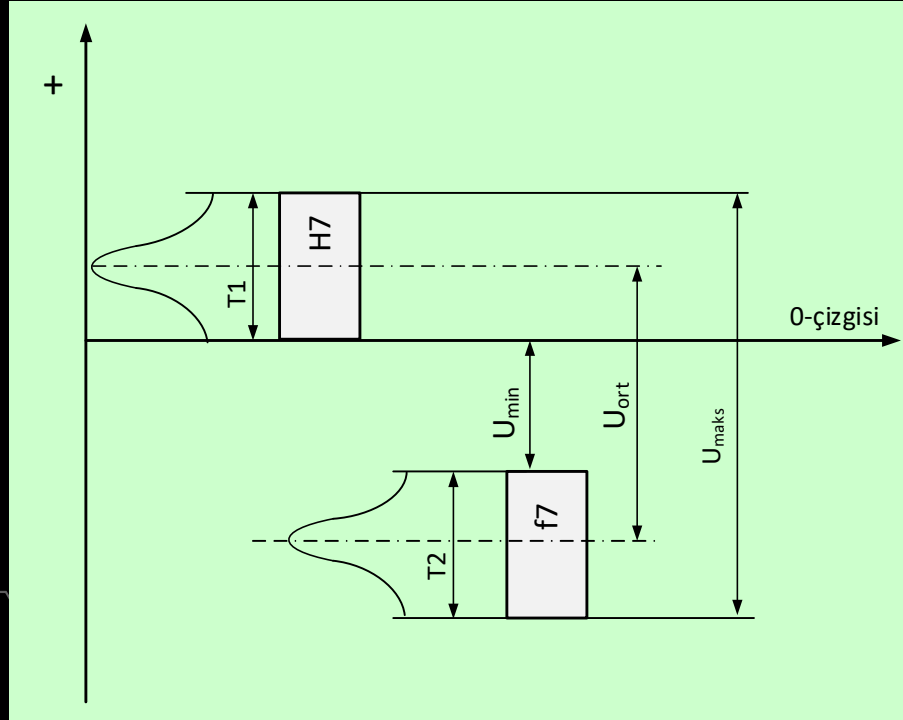
Durum 4

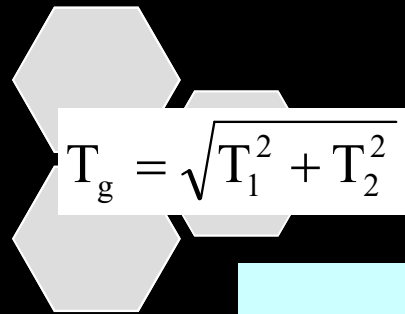
- %100 Boşluklu geçme



Geçmeler

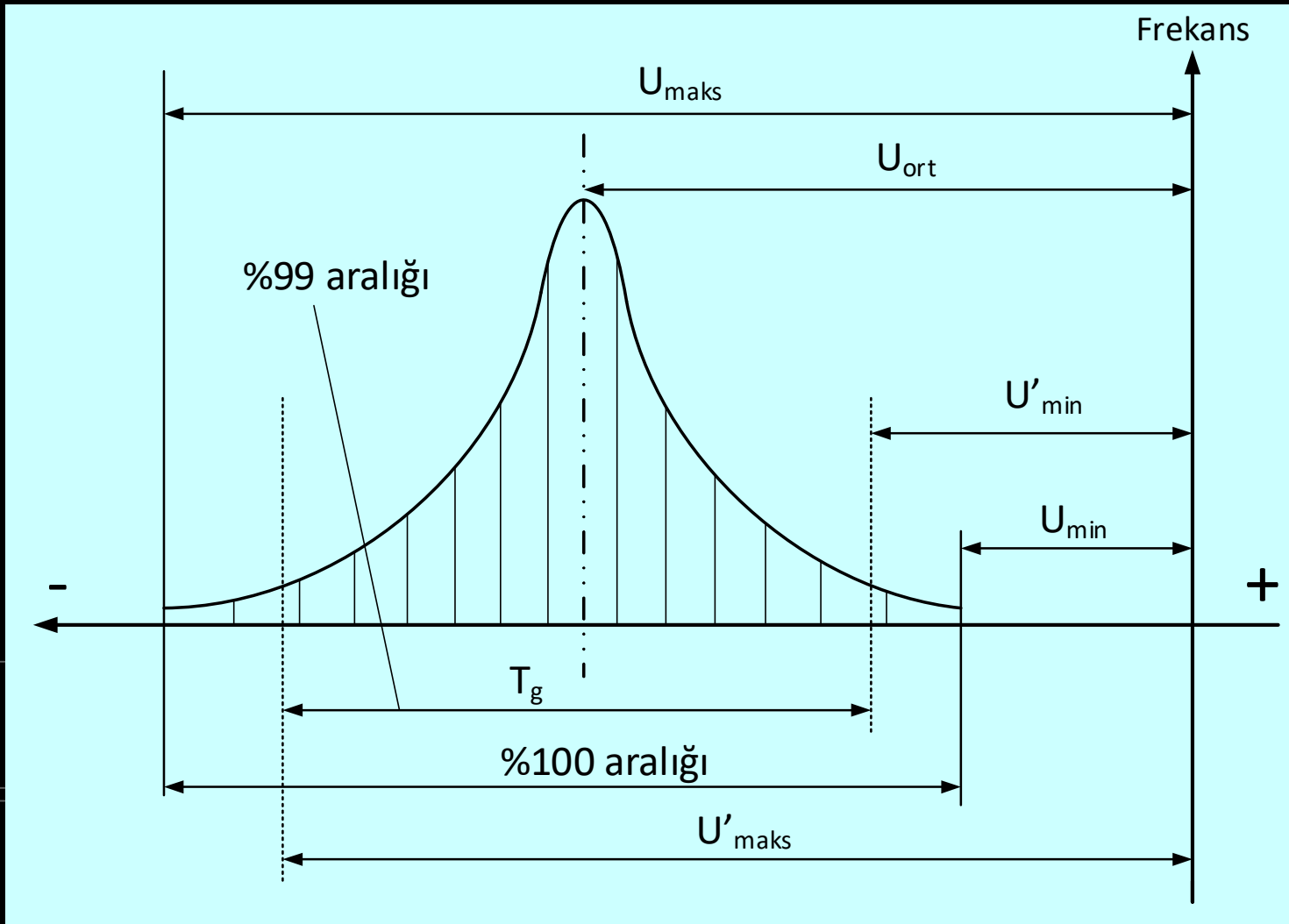
- Parçaların boyutlarının tolerans bandı içinde normal dağılıma benzer bir dağılım gösterdiği varsayılırsa aşağıdaki gibi tolerans çifti için bir ortalama sıklık değeri tanımlanabilir.
- Normal dağılım varsayımı ile yapılacak eşleştirmeler sonucunda U_{ort} civarında yığılma olur.

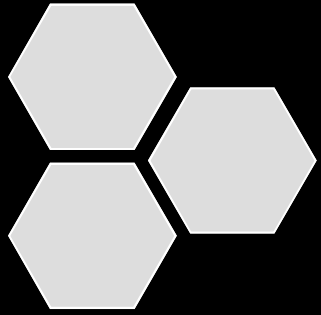




$$T_g = \sqrt{T_1^2 + T_2^2}$$

Geçme Durumları (Normal Dağılım)





Bağıntılar (%99 aralığı)

- Minimum sıkılık

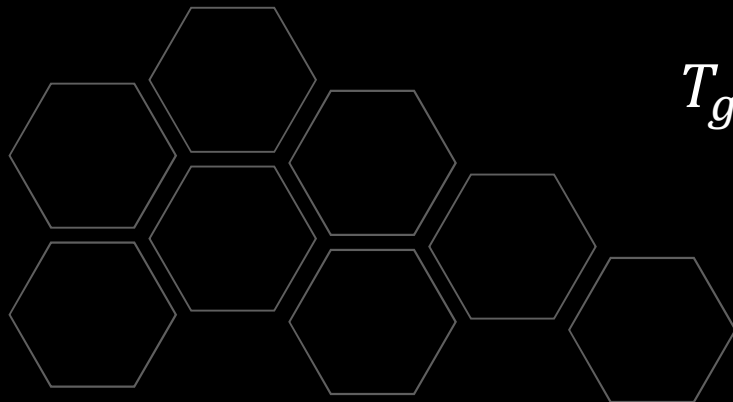
$$U'_{min} = U_{ort} - \frac{T_g}{2}$$

- Maksimum sıkılık

$$U'_{maks} = U_{ort} + \frac{T_g}{2}$$

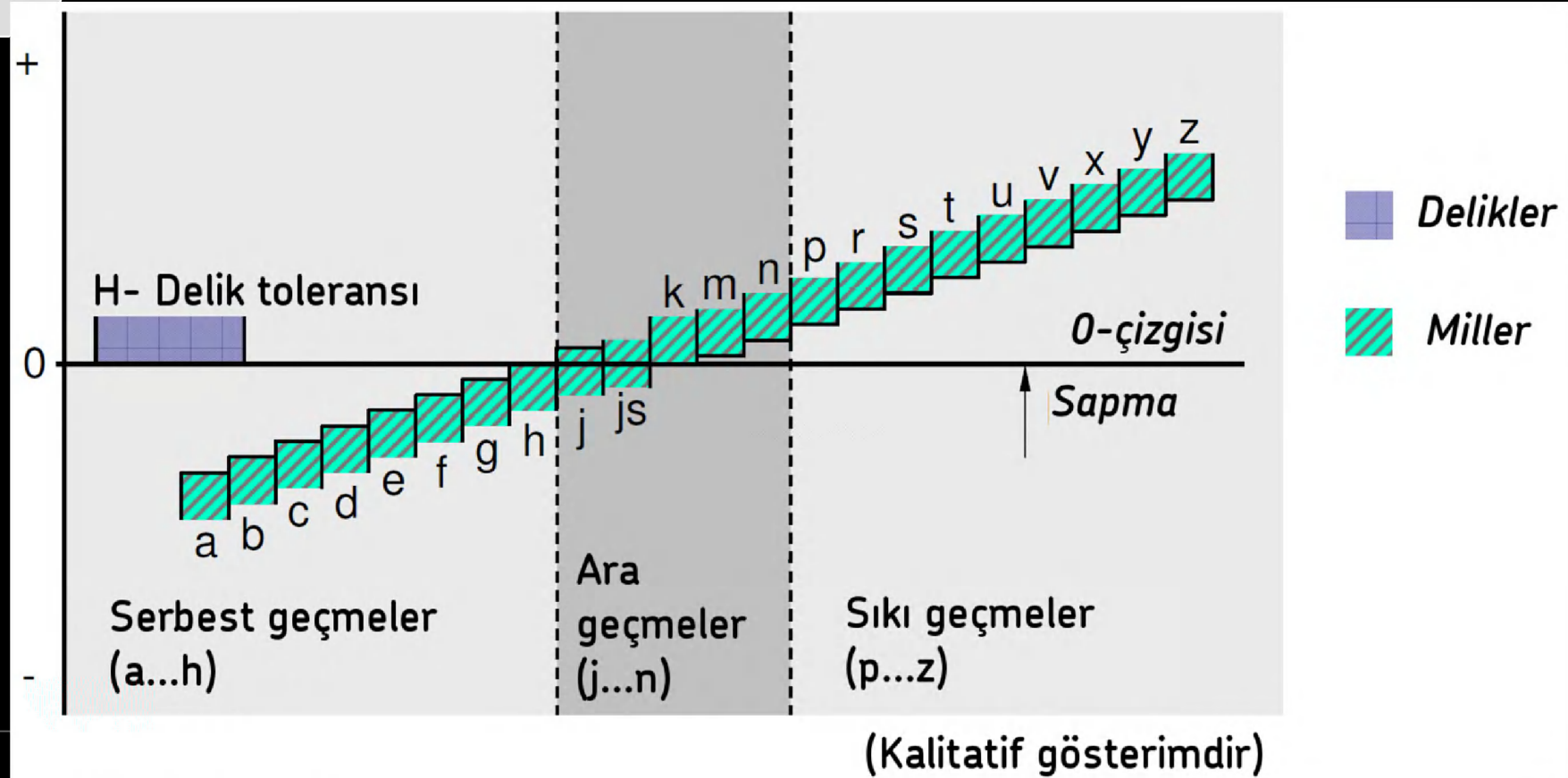
- Ortalama sıkılık

$$U_{ort} = \frac{U_{maks} + U_{min}}{2}$$



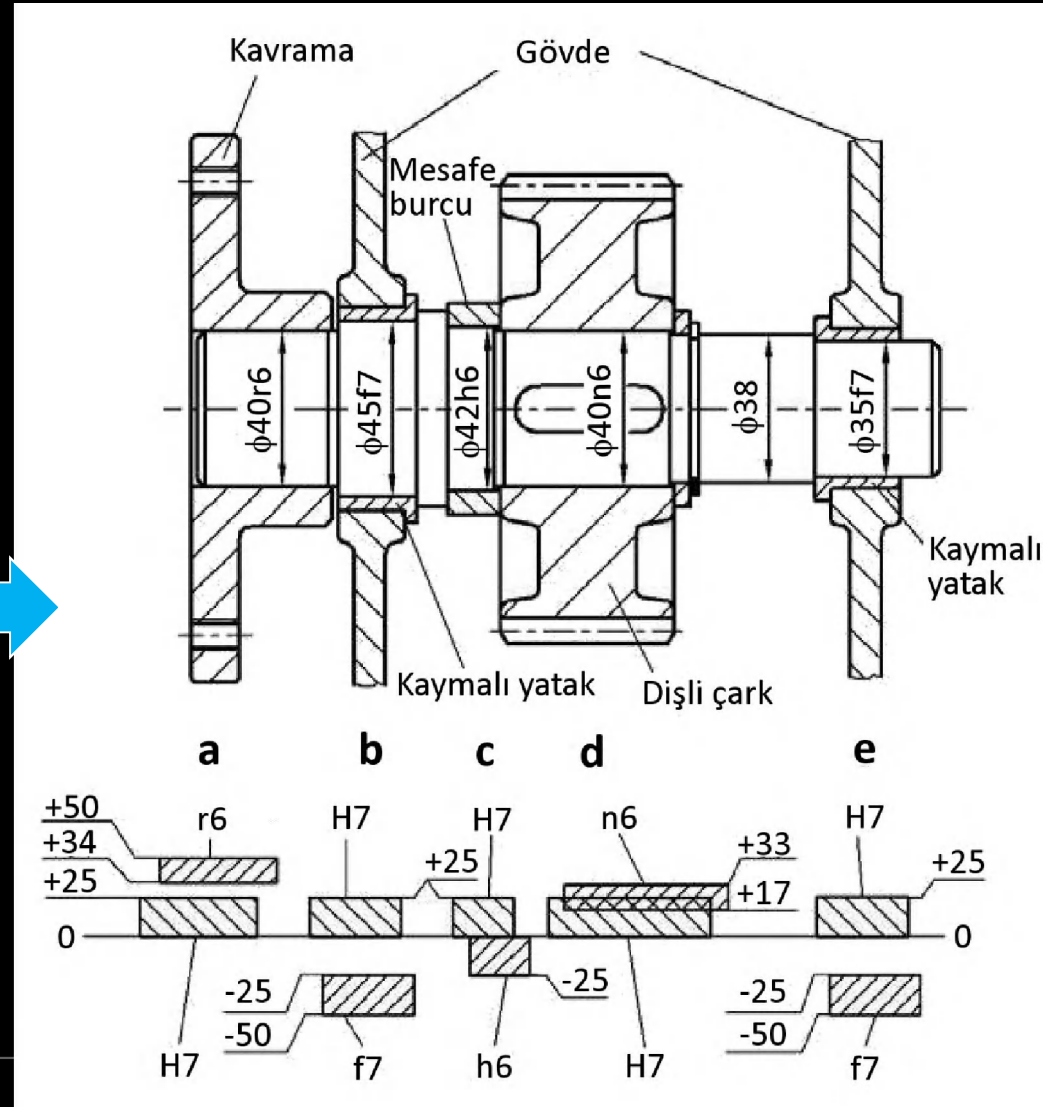
$$T_g = \sqrt{T_1^2 + T_2^2}$$

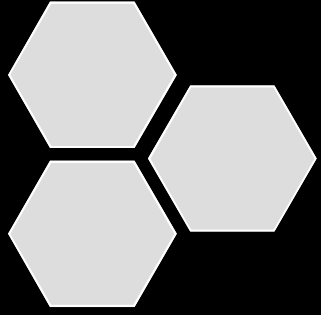
Geçmeler (Birim DELİK sistemi)





Bir dişli kutusu tahrik milindeki toleranslar





Çeşitli geçmeler

- Pres geçme (H7z8, H7x7,Z8h6)
- Sıkı geçme (N7h6,H7n6)
- Çakma geçme (M7h6, H7m6)
- Tutuk geçme (K7h6, H7k6, H6k5)
- Sürme geçme (JS7h6,H7js6,J7h6)
- Kaygan geçme (H7h6, H8h7)
- Zor hareketli geçme (G7h6, H7h6)
- Hareketli (döner) geçme (F7h6, H7f6)
- Kolay hareketli geçme (E8h7, H8e7)
- Geniş hareketli geçme (D9h6,H9d7,H9d8)



Hesap esasları

Sürtünme ile iletilebilecek moment

Güç (P)
Devir sayısı (d/dak)

Döndürme momenti
 $M_d = 9550(P/n)$

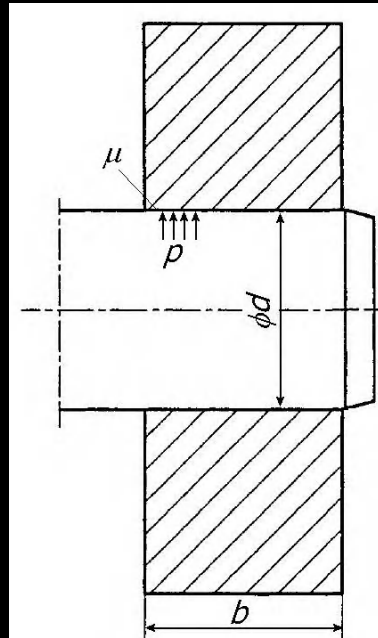
Sürtünme ile iletilmesi
gereken moment
 $M_s = k \cdot M_d$

Gerekli çap farkı
(Δd)

Gerekli yüzey
basıncı (p)

Bu çap farkını
sağlayacak tolerans
???

k: Moment iletimindeki emniyet
 $k=1,2...2...2,5$



$$M_s = \pi \cdot d \cdot b \cdot p \cdot \mu \cdot \frac{d}{2}$$

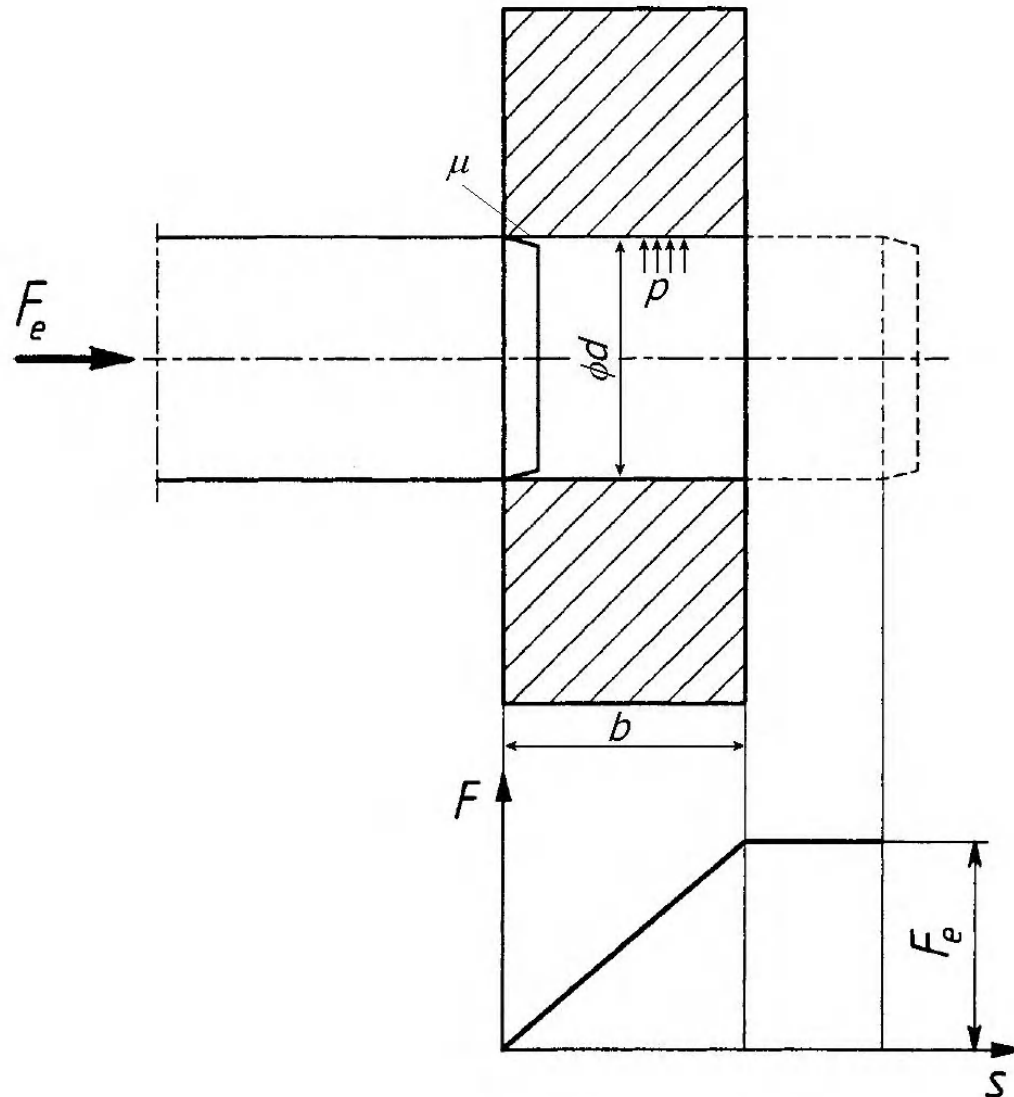
A

F_N

F_S

Montaj için gerekli kuvvet

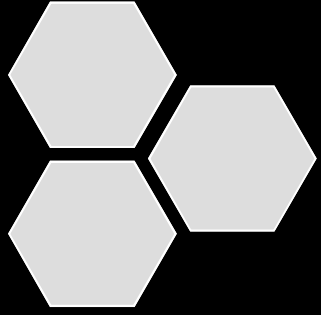
Boyuna pres geçme



$$F_e = \pi \cdot d \cdot b \cdot p \cdot \mu$$

A

F_N



Montaj için gerekli sıcaklık

Enine pres geçme

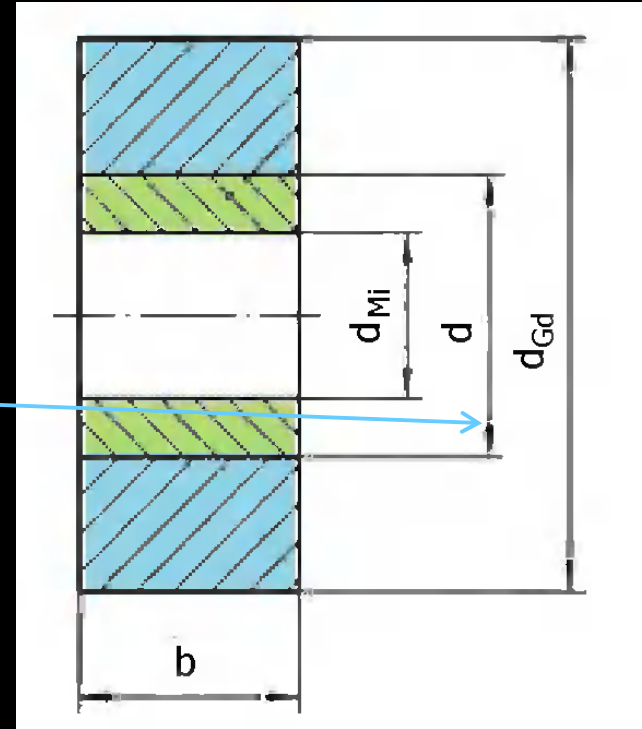
Çap büyüdükçe ve sıkılık arttıkça boyuna pres geçme ile montaj sakıncalar doğurur. Bu gibi hallerde göbeği ısıtmak veya mili soğutmak gibi tedbirlere başvurulur.

Lineer ısıl genleşme denklemi

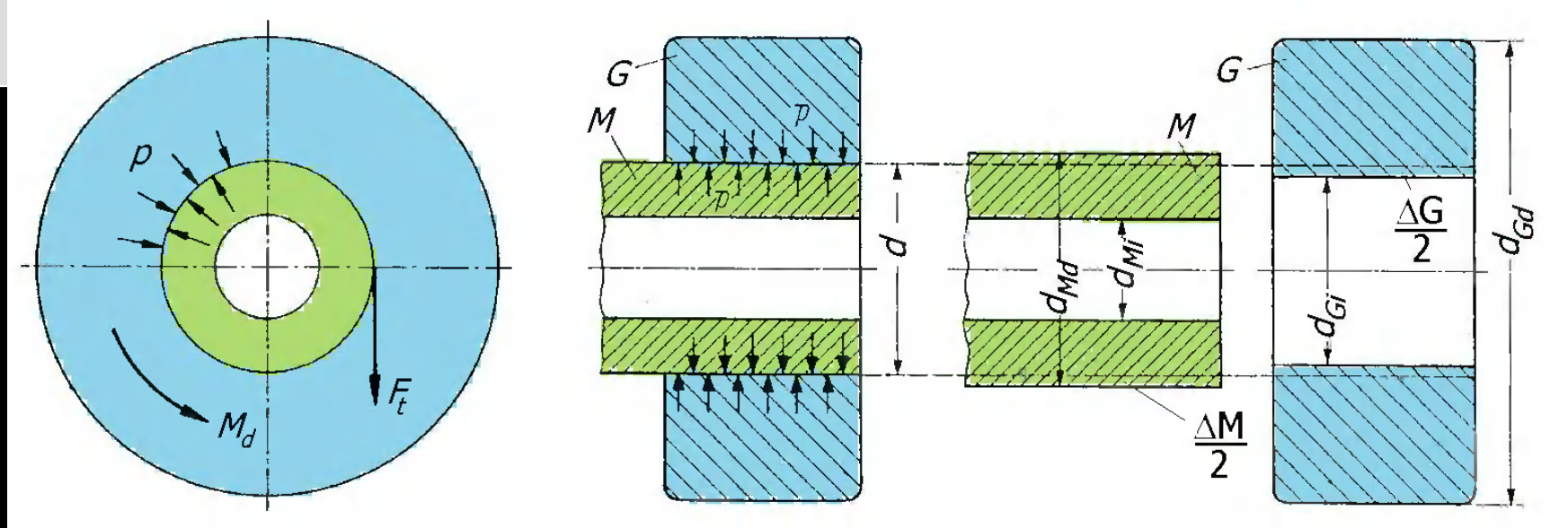
$$t_{\text{gerekli}} = t_{\text{çevre}} + \frac{U_{\text{maks}} + U_{M0}}{\alpha \cdot d}$$

$d/1000$

Lineer ısıl
genleşme
katsayısı



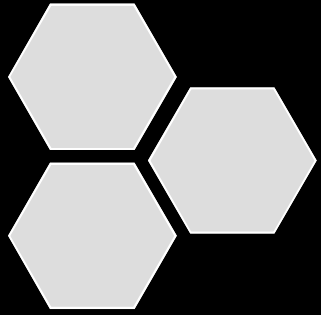
Kalın cidarlı borular



Kabuller:

1. Deformasyonlar elastik ve gerilmeler akma sınırı içinde
2. Malzemeler Hooke kanununa uygun
3. Eksenden geçen düzlemlerle alınan kesitler, deformasyondan sonra da düzlemsel kalırlar, daireler de bu durumunu muhafaza ederler.
4. Mil eksenini istikametinde uzamalar aynı, gerilme sabit.

$$\Delta d = \Delta M + \Delta G$$



Kalın cidarlı borular

Gerilme durumu

Gerilme bağlantılarından şekil değiştirmelere geçmek gerekir. Kabuller uyarınca, radyal ve teğetsel gerilmeler **asal gerilmeler**dir; bu doğrultular da **asal doğrultular**dır.

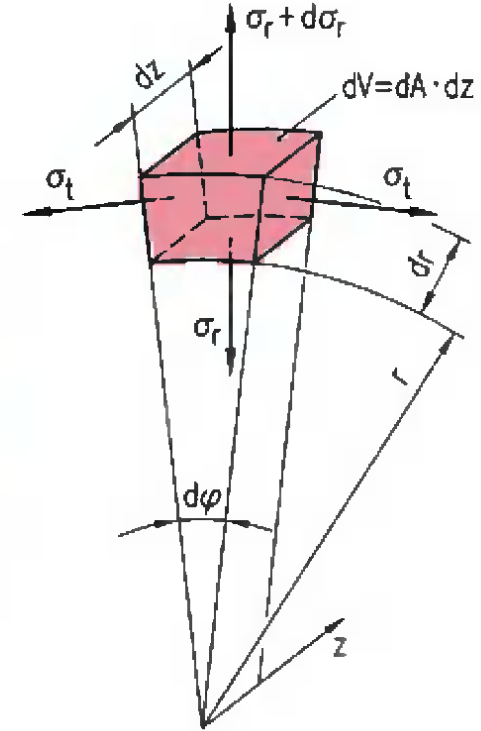
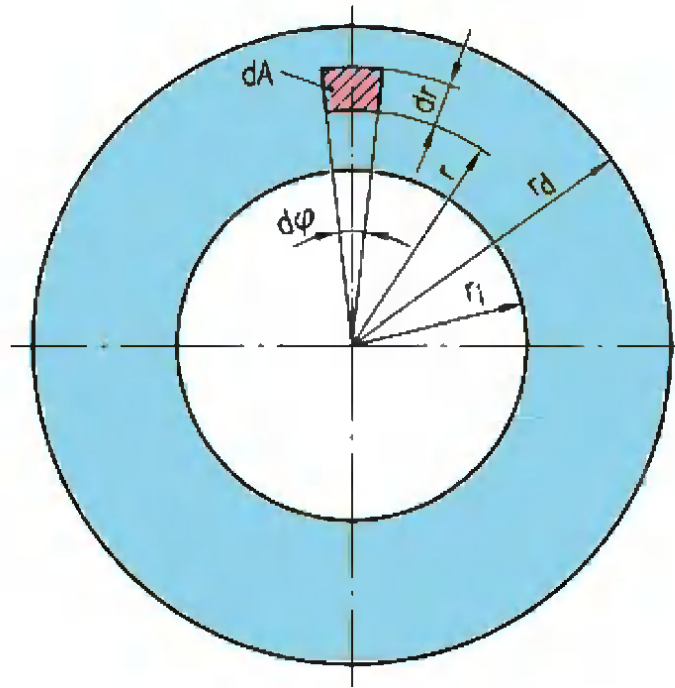
Radyal yönde kuvvet dengesi

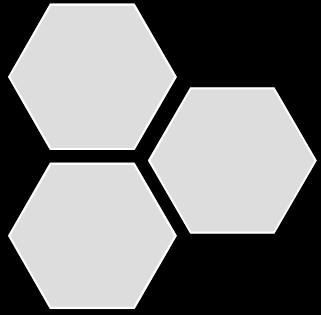


$$(\sigma_r + d\sigma_r) \cdot dz \cdot (r + dr) \cdot d\phi - \sigma_r \cdot dz \cdot r \cdot d\phi - 2\sigma_t \cdot dz \cdot dr \cdot \sin \frac{d\phi}{2} = 0$$

$\sin \frac{d\phi}{2} \approx \frac{d\phi}{2}$ ve ikinci derece sonsuz küçükler ihmal edilirse

$$\sigma_r \cdot dr + r \cdot d\sigma_r - \sigma_t \cdot dr = 0$$





Kalın cidarlı borular

Gerilme durumu

İkinci denklem eksenel doğrultuda uzamaların sabit olduğu kabulüne (Kabul 4) dayanır:

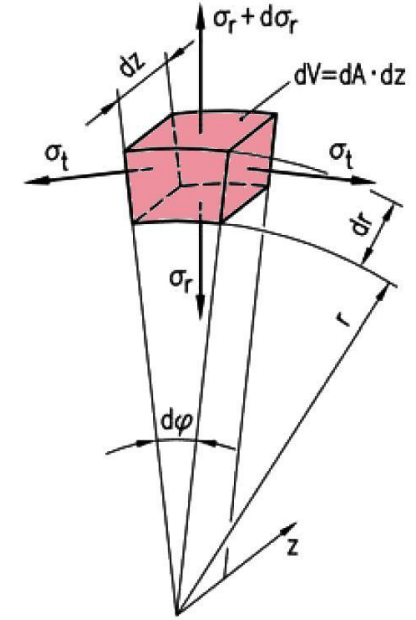
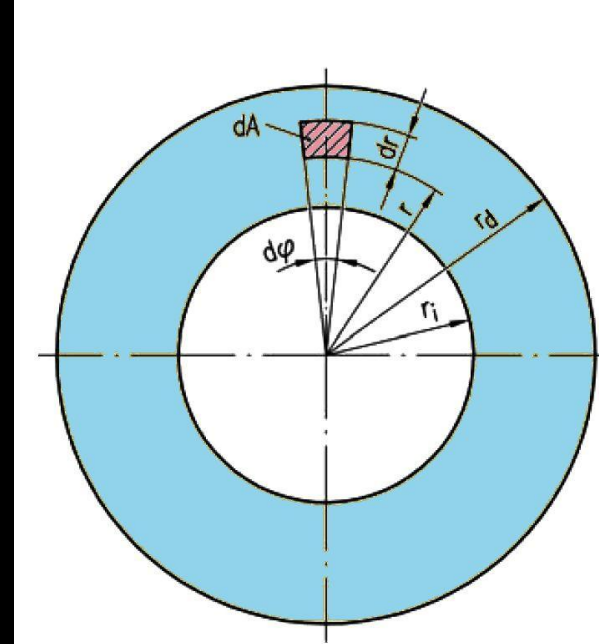
$$\varepsilon_z = \frac{\sigma_z}{E} - \nu \cdot \frac{(\sigma_t + \sigma_r)}{E}$$

σ_z de sabit olduğu için

$$\sigma_t + \sigma_r = 2 \cdot A = \text{sabit}$$



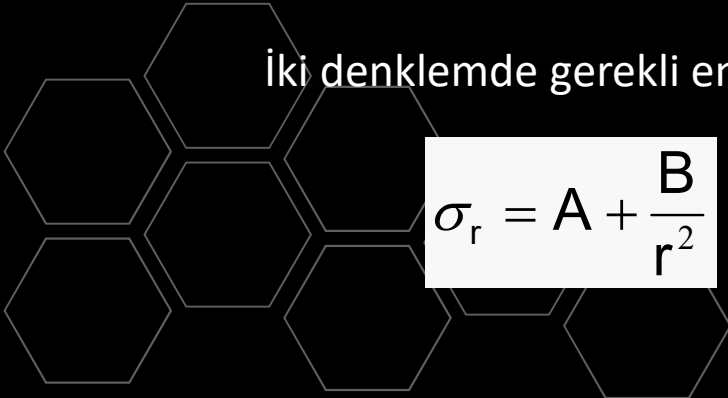
$$\sigma_r \cdot dr + r \cdot d\sigma_r - \sigma_t \cdot dr = 0$$



İki denklemde gerekli integrasyonlar yapılır ve birlikte çözülürse

$$\sigma_r = A + \frac{B}{r^2}$$

$$\sigma_t = A - \frac{B}{r^2}$$





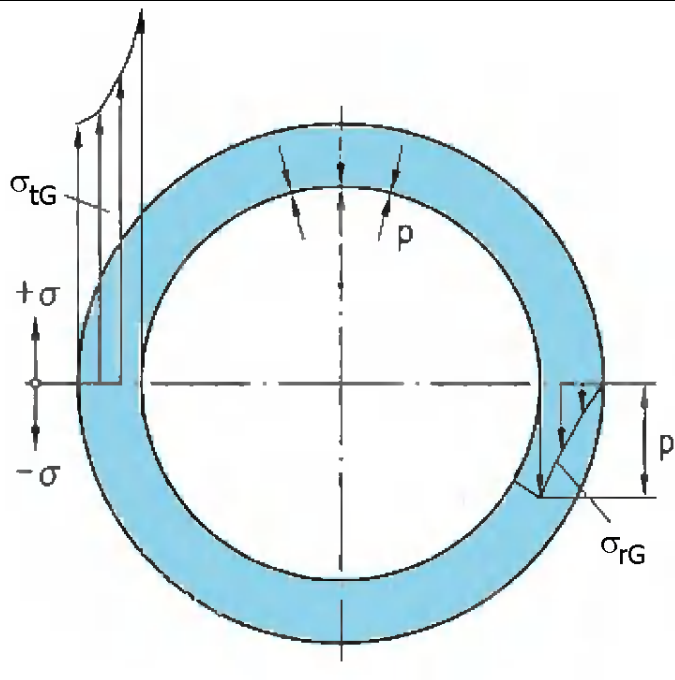
Kalın cidarlı borular

Gerilme durumu

$$\sigma_r = A + \frac{B}{r^2}$$

$$\sigma_t = A - \frac{B}{r^2}$$

Denklemler gerilme dağılımlarını göstermektedir.



Göbekte sınır şartları:

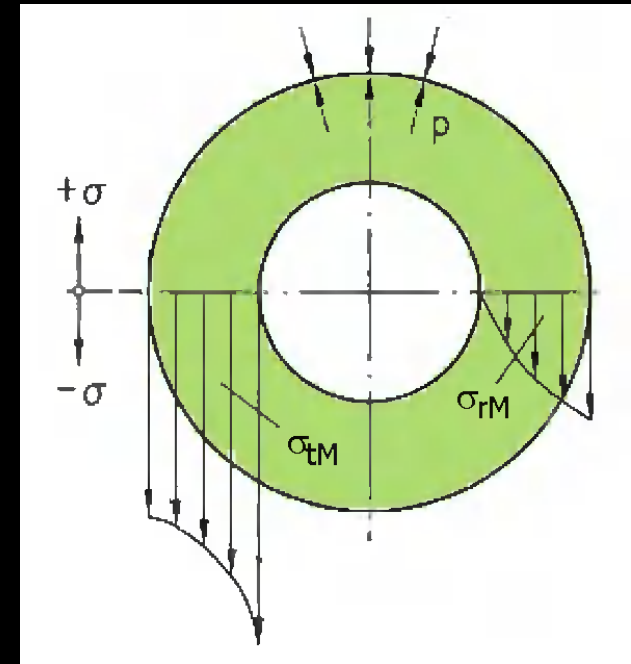
$r=r_{Gi}$ için $\sigma_r=-p$

$r=r_{Gd}$ için $\sigma_r=0$

Milde sınır şartları:

$r=r_{Mi}$ için $\sigma_r=0$

$r=r_{Md}$ için $\sigma_r=-p$



Mildeki gerilme yayılışı

Göbekteki gerilme yayılışı





Kalın cidarlı borular

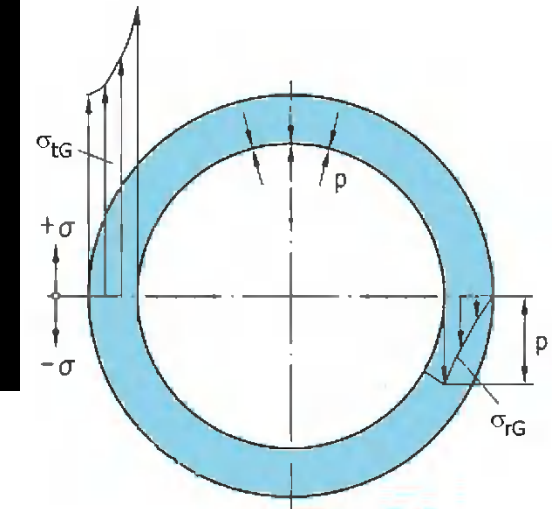
Gerilme durumu

- **GÖBEK İÇİN:** Sınır şartları yerine konursa radyal ve teğetsel gerilmeler

$$\sigma_{tG} = p \cdot \frac{r_{Gi}^2}{r_{Gd}^2 - r_{Gi}^2} \left(1 + \frac{r_{Gd}^2}{r_{Gx}^2} \right)$$

$$\sigma_{rG} = p \cdot \frac{r_{Gi}^2}{r_{Gd}^2 - r_{Gi}^2} \left(1 - \frac{r_{Gd}^2}{r_{Gx}^2} \right)$$

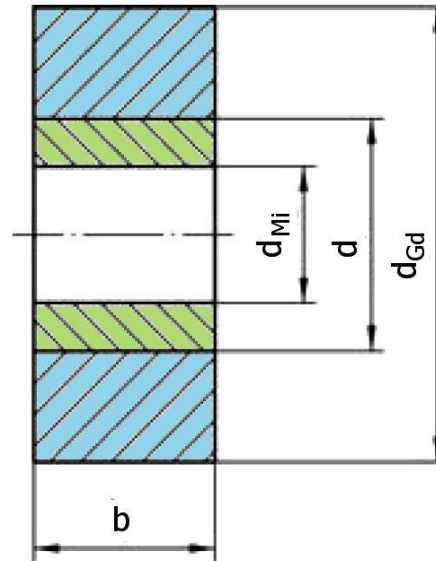
Göbeğin herhangi bir yerindeki yarıçap



Tarif: 

$$Q_G = \frac{d}{d_{Gd}}, Q_{Gx} = \frac{d_{Gx}}{d_{Gd}}$$

$$Q_M = \frac{d_{Mi}}{d}, Q_{Mx} = \frac{d_{Mx}}{d}$$





Kalın cidarlı borular

Gerilme durumu

- Yapılan tariflerle denklemler yeniden düzenlenirse

$$\sigma_{tG} = p \cdot \frac{Q_G^2}{1 - Q_G^2} \cdot \frac{1 + Q_{Gx}^2}{Q_{Gx}^2}$$



Çekme
gerilmesi

$$\sigma_{rG} = -p \cdot \frac{Q_G^2}{1 - Q_G^2} \cdot \frac{1 - Q_{Gx}^2}{Q_{Gx}^2}$$



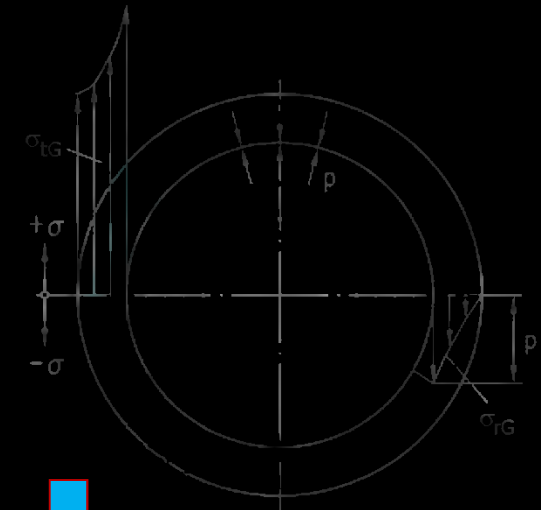
Basma
gerilmesi

Göbek iç yüzeyinde $Q_{Gx} = Q_G$ konursa

$$\sigma_{tGi} = p \cdot \frac{1 + Q_G^2}{1 - Q_G^2}, \quad \sigma_{rGi} = -p$$

Göbek dış yüzeyinde $Q_{Gx} = 1$ konursa

$$\sigma_{tGd} = p \cdot \frac{2 \cdot Q_G^2}{1 - Q_G^2}, \quad \sigma_{rGd} = 0$$



En tehlikeli yer göbek iç yüzeyidir.





Kalın cidarlı borular

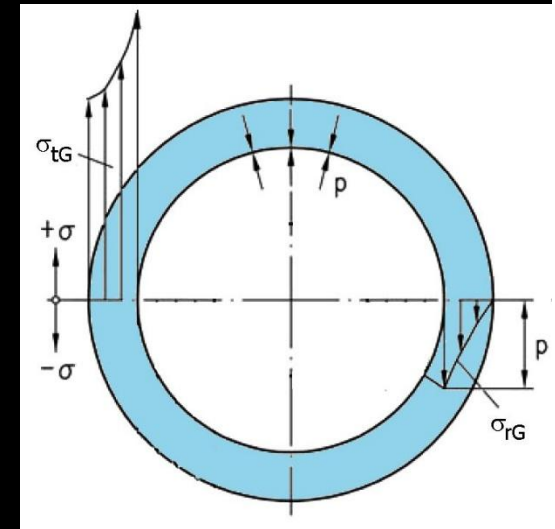
Gerilme durumu

- Maksimum eşdeğer gerilme (Mohr hipotezi)

$$\tau_{\text{maksG}} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} = \frac{\sigma_{tGi} - \sigma_{rGi}}{2}$$

$$\tau_{\text{maksG}} = \frac{1}{2} \left[p \cdot \frac{1 + Q_G^2}{1 - Q_G^2} - (-p) \right]$$

$$\tau_{\text{maksG}} = \frac{p}{1 - Q_G^2} \leq \tau_{\text{emG}}$$



Mohr hipotezi için $\sigma_{\text{maksG}} = 2 \cdot \tau_{\text{maksG}}$ ifadesi yazılırsa.

$$\sigma_{\text{maksG}} = \frac{2 \cdot p}{1 - Q_G^2} \leq \sigma_{\text{emG}}$$

Çelik malzemelerde
 $\sigma_{\text{emG}} \cong (0,8 \dots 0,9) \cdot \sigma_{Ak}$ alınabilir

Von Misses teorisi ile

$$\sigma_{\text{maksG}} = p \cdot \frac{\sqrt{3 + Q_G^4}}{1 - Q_G^2} \leq \sigma_{\text{emG}}$$



Kalın cidarlı borular

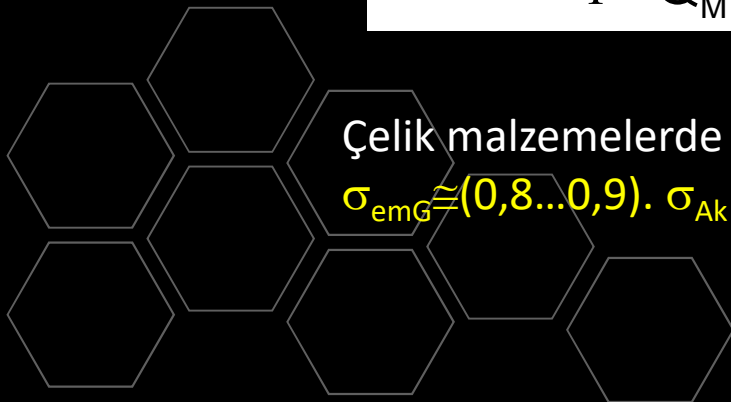
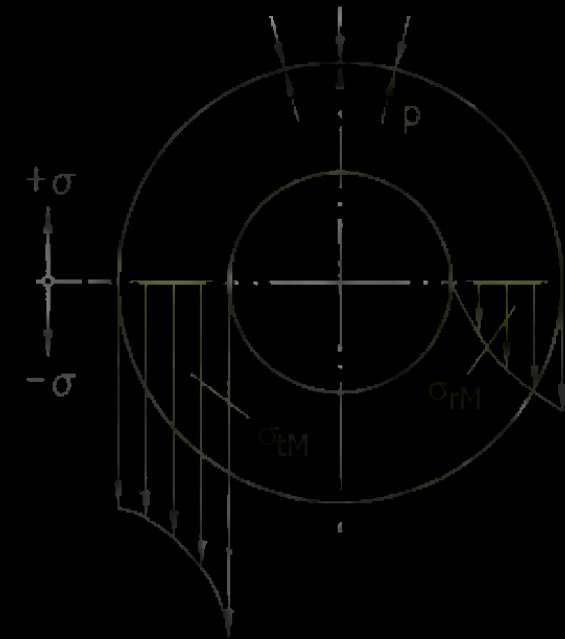
Gerilme durumu

- Göbek için yapılan hesapların aynısı mil için de yapılırsa

$$\tau_{\text{maksM}} = \frac{p}{1 - Q_M^2} \leq \tau_{\text{emM}}$$

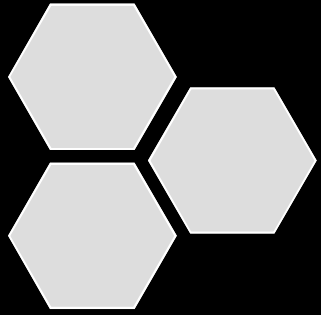
Mohr hipotezi için $\sigma_{\text{maksG}} = 2 \cdot \tau_{\text{maksG}}$ ifadesi yazılırsa.

$$\sigma_{\text{maksM}} = \frac{2 \cdot p}{1 - Q_M^2} \leq \sigma_{\text{emM}}$$



Çelik malzemelerde
 $\sigma_{\text{emG}} \approx (0,8 \dots 0,9) \cdot \sigma_{Ak}$ alınabilir



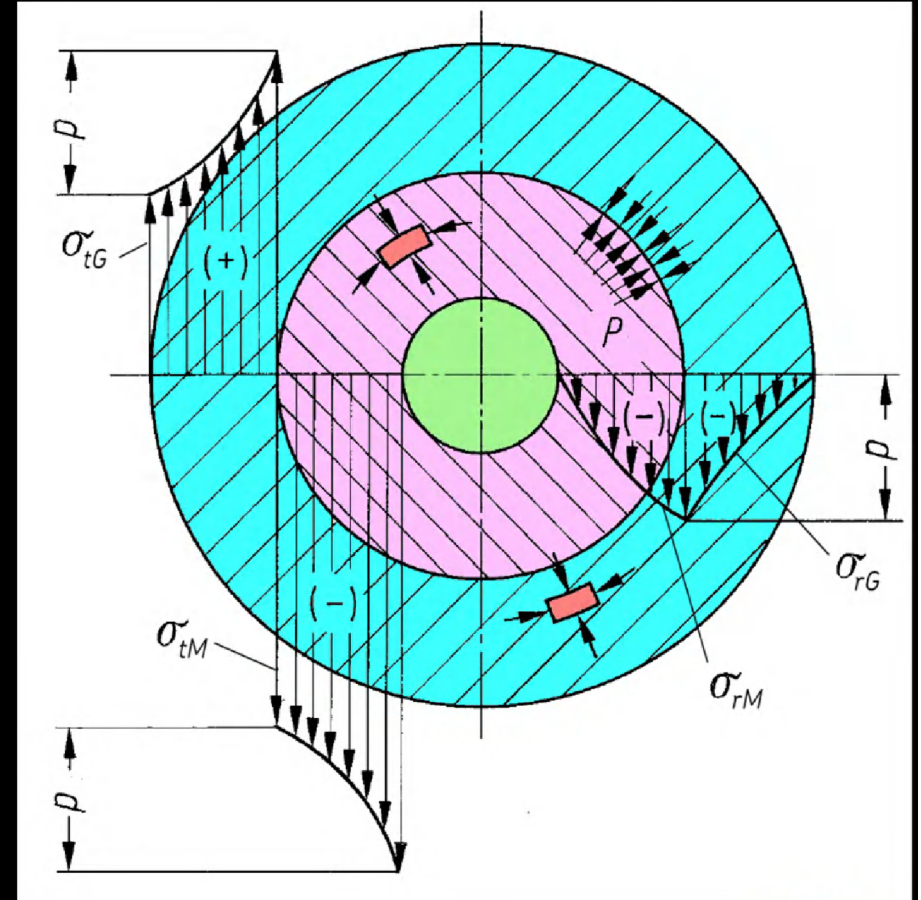
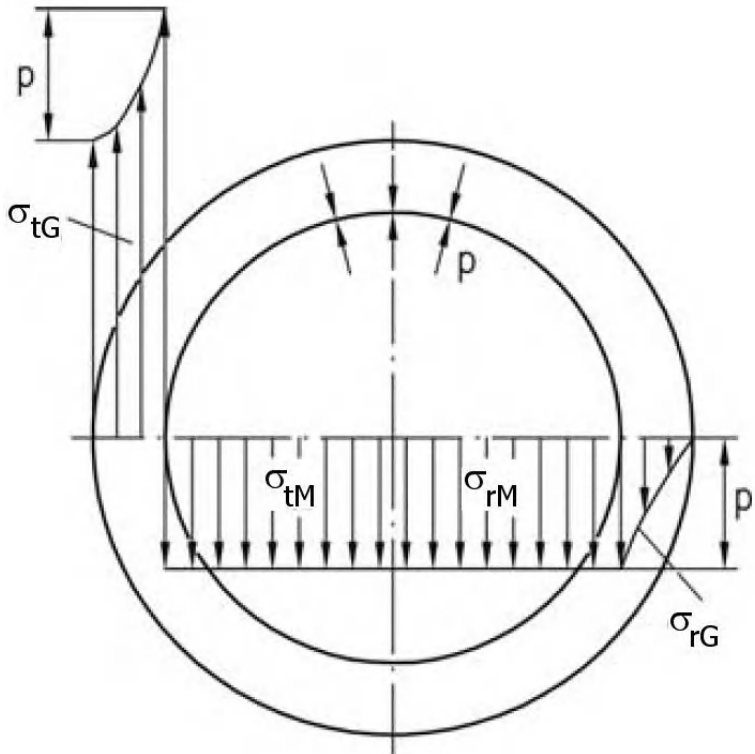


Kalın cidarlı borular

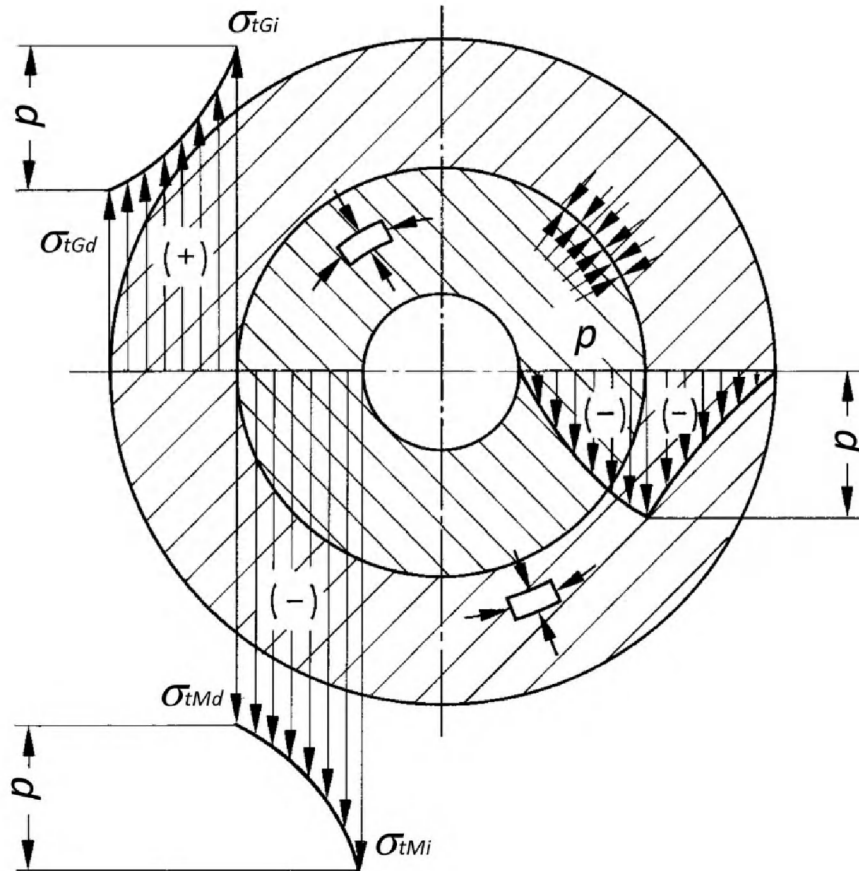
Mil ve göbekte gerilme yayılımı

İçi boş mil hali →

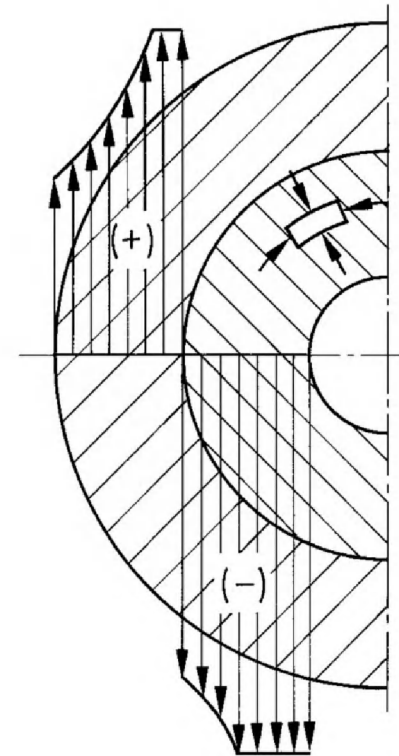
İçi dolu mil hali ↓



Radyal ve teğetsel gerilmelerin et kalınlığı boyunca değışimi

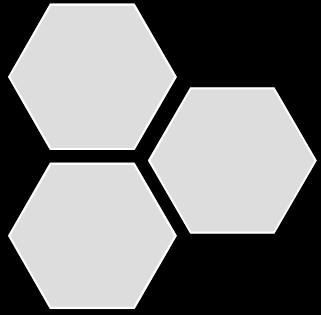


a) $R_{eG} > \sigma_{vGi}$
 $R_{eM} > \sigma_{vMi}$



b) $R_{eG} < \sigma_{vGi}$
 $R_{eM} < \sigma_{vMi}$





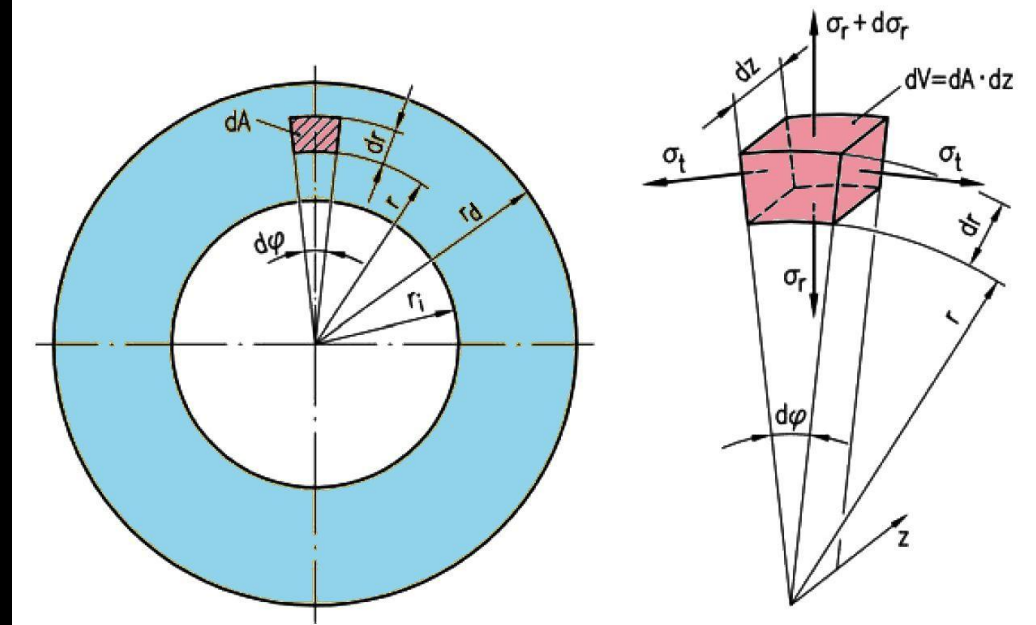
Kalın cidarlı borular

Gerilmelerden şekil değiştirmelere geçiş

Radyal ve teğetsel gerilmeler etkisinde yer değiştirme belirli bir r yarıçapında çevre boyunca sabit, fakat yarıçapı boyunca değişkendir.

r yarıçaplı bir silindirik yüzeyin yer değiştirmesi u ise, $r+dr$ yarıçaplı bir yüzeyin yer değiştirmesi

$$u + \frac{du}{dr} \cdot dr = u + du$$

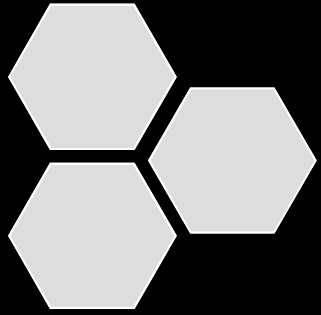


Bu durumda yüzey elemanı radyal doğrultuda du kadar bir uzamaya uğrar. Buna göre radyal doğrultuda birim uzama

$$\varepsilon_r = \frac{(dr + du) - dr}{dr} = \frac{du}{dr}$$

Teğetsel doğrultudaki birim uzama

$$\varepsilon_t = \frac{(r + u) \cdot d\varphi - r \cdot d\varphi}{r \cdot d\varphi} = \frac{u}{r}$$



Kalın cidarlı borular

Gerilmelerden şekil değiştirmelere geçiş

İki eksenli gerilme durumu ve radyal ve teğetsel gerilmelerin asal gerilmeler olduğu dikkate alınır.

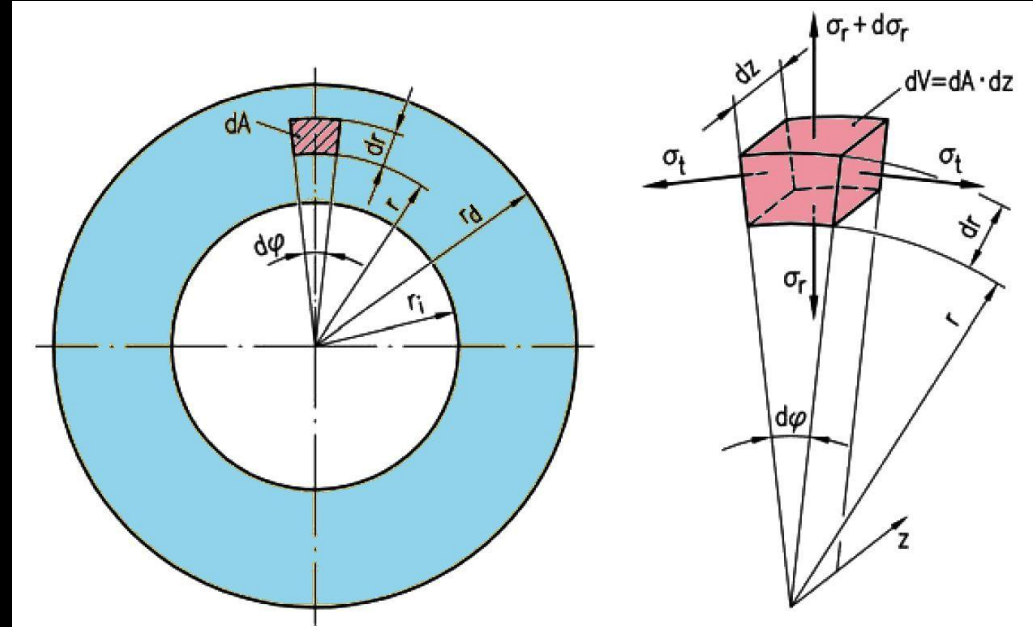
$$\varepsilon_{tM} = \frac{\Delta M}{d} = \frac{1}{E} (\sigma_t - \nu \cdot \sigma_r)$$

σ_t ve σ_r nin değerleri p basıncına göre bilindiğinden

$$\frac{\Delta M}{d} = -\frac{p}{E_M} \left(\frac{1 + Q_M^2}{1 - Q_M^2} - \nu_M \right)$$

Aynı işlemler göbek için de yapılır

$$\frac{\Delta G}{d} = \frac{p}{E_G} \left(\frac{1 + Q_G^2}{1 - Q_G^2} + \nu_G \right)$$





Kalın cidarlı borular

Gerilmelerden şekil değiştirmelere geçiş

Yüzeyler arasında **p** basıncını oluşturmak için gerekli sıkılığın değeri

$$U = \Delta d = |\Delta G| + |\Delta M|$$

En genel hal



$$\Delta d = \frac{p \cdot d}{E_G} \left(\frac{1 + Q_G^2}{1 - Q_G^2} + \nu_G \right) + \frac{p \cdot d}{E_M} \left(\frac{1 + Q_M^2}{1 - Q_M^2} - \nu_M \right)$$

Mil ve göbek aynı malzemedен yapılmışsa $E_M = E_G$ ve $\nu_G = \nu_M$

$$\Delta d = \frac{p \cdot d}{E} \left(\frac{1 + Q_G^2}{1 - Q_G^2} + \frac{1 + Q_M^2}{1 - Q_M^2} \right)$$

Popüler hal: İçi dolu mil ($Q_M = 0$) ve aynı malzeme

$$\Delta d = \frac{2 \cdot p \cdot d}{E \cdot (1 - Q_G^2)}$$





Yüzey pürüzlülüğünün etkisi

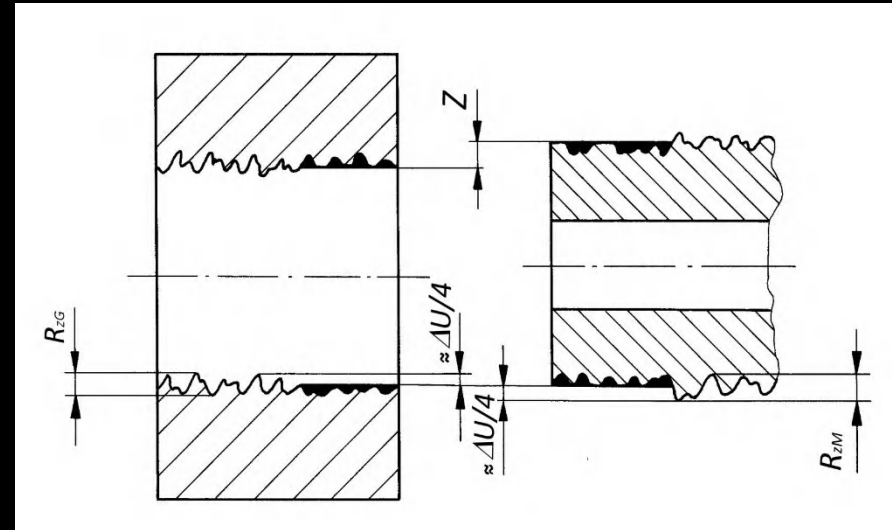
- Geçme sonucunda yüzeyde oluşan basıncın sonucu olarak yüzey pürüzlerinde bir miktar düzleşme (ezilme) olacaktır. Bu durum bir miktar sıkılık kaybına neden olur.
- Sıkılık kaybı ΔU (G) ile gösterilirse

$$\Delta U = G = 2 \cdot (0,4 \cdot R_{zM} + 0,4 \cdot R_{zG})$$

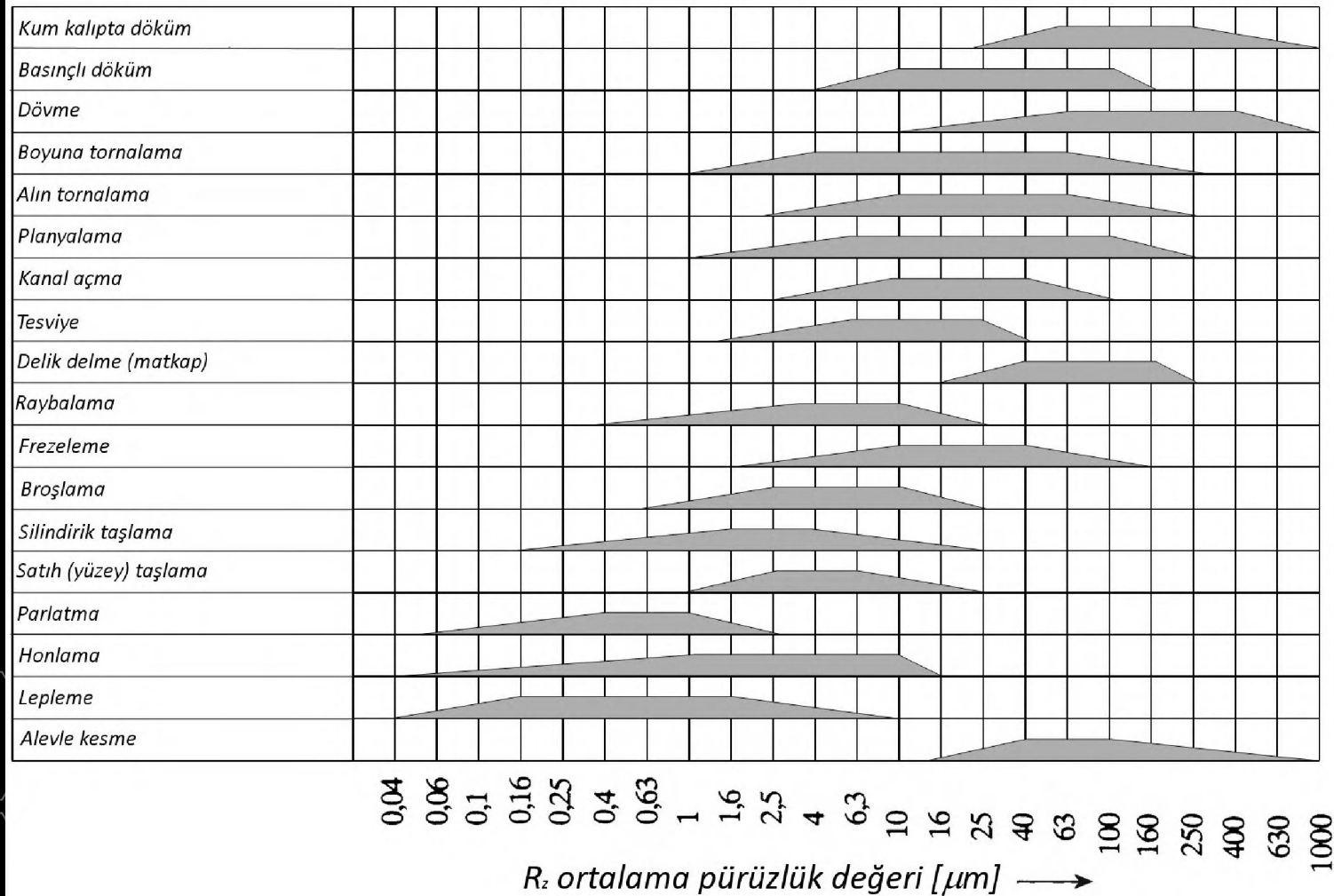
Bu durumda yüzeyler arasındaki gerçek sıkılık

$$Z = \Delta d_{\text{gerçek}} = U - \Delta U = U - G$$

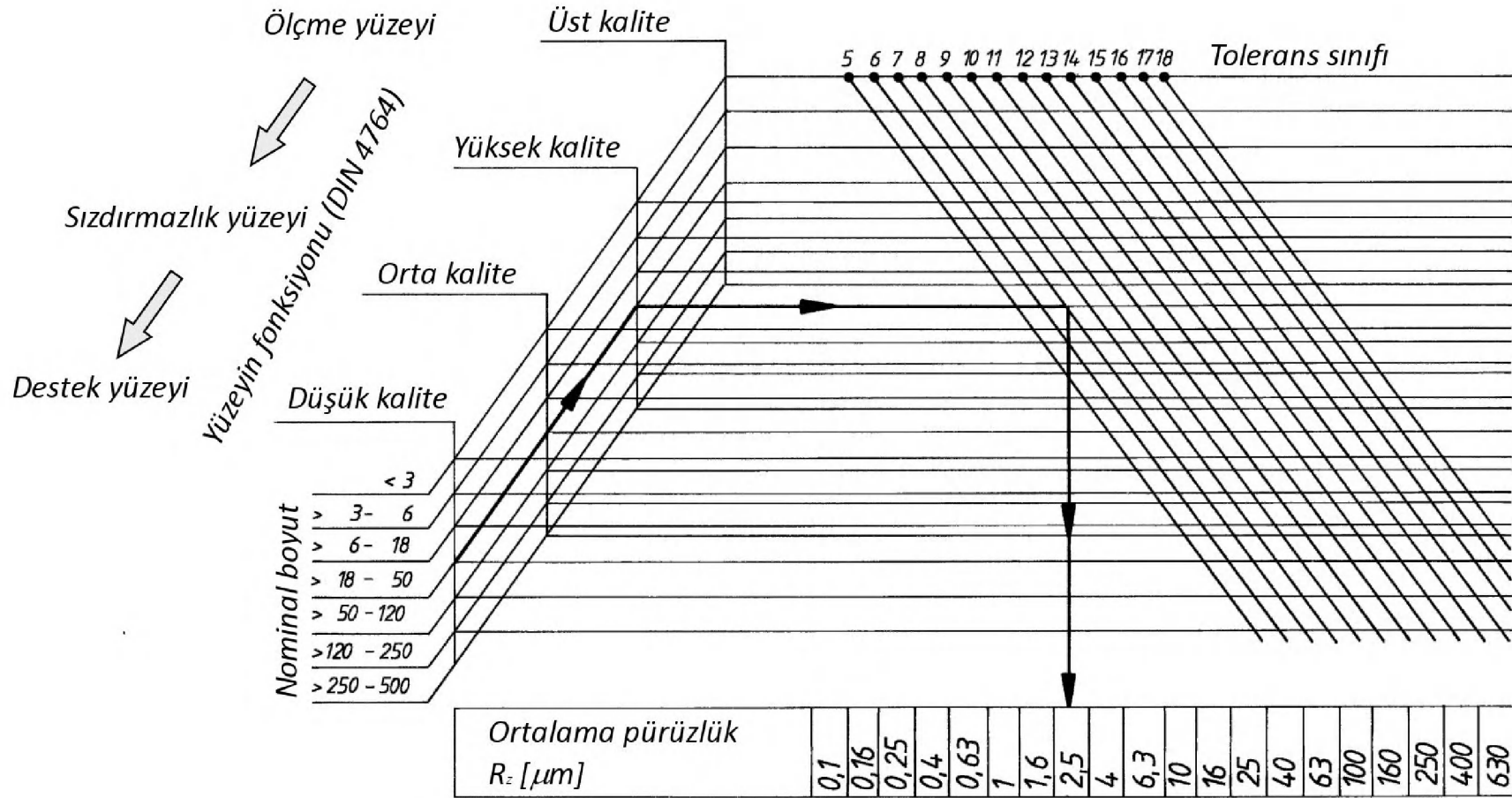
R_z değerleri çeşitli işleme halleri için ilgili literatürde yer almaktadır



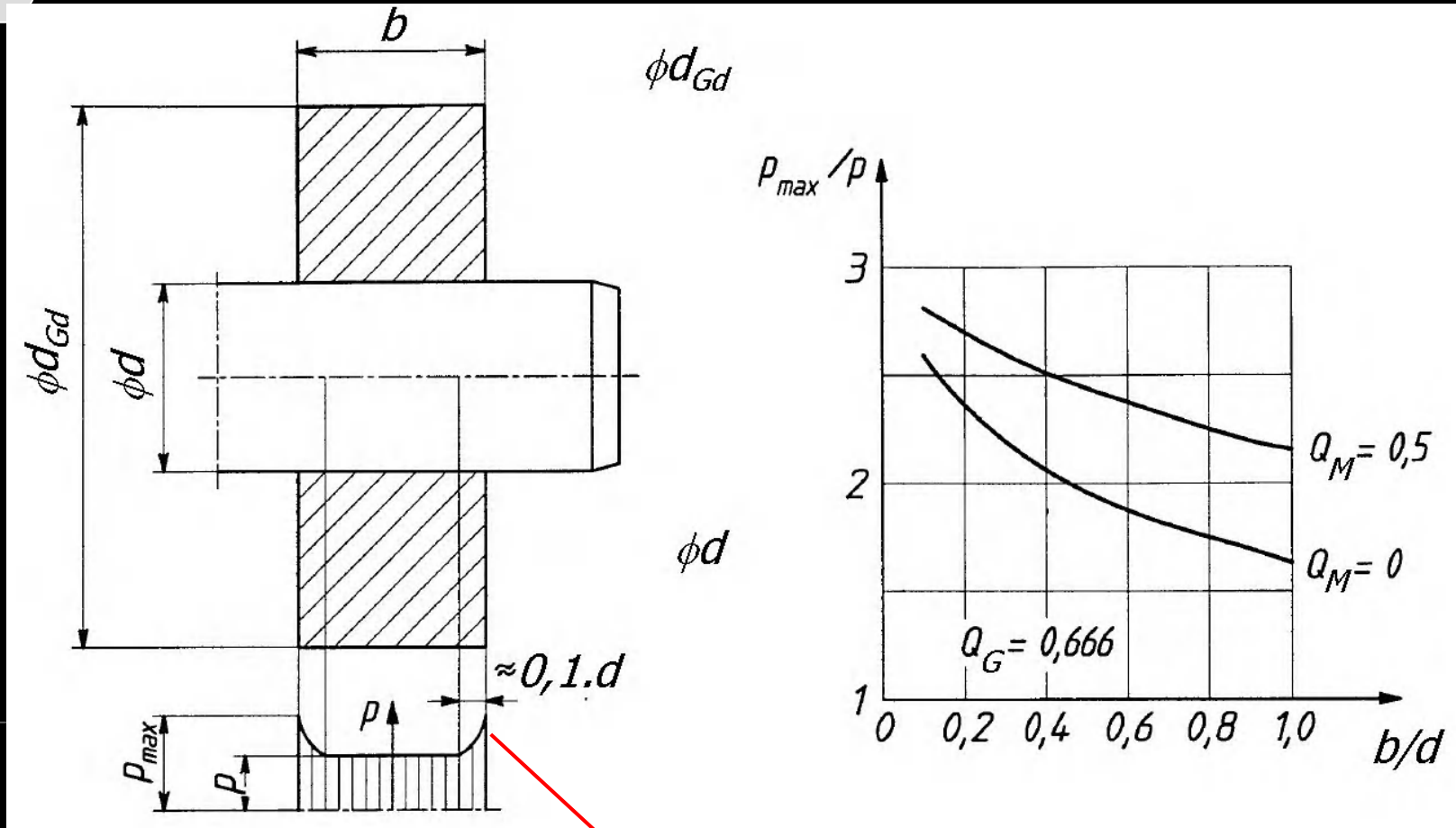
Çeşitli imal usulleri ile elde edilebilecek R_z pürüzlülük sınırları



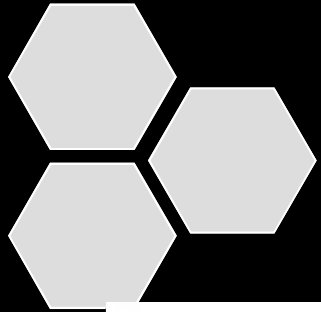
R_z pürüzlülük değerleri (tavsiye)



Konstrüktif tavsiyeler

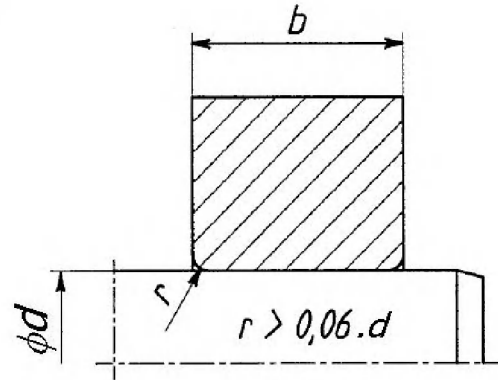


Kenar kısımda
büyük basınç

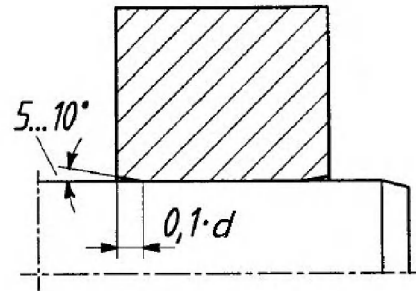


Konstrüktif tavsiyeler

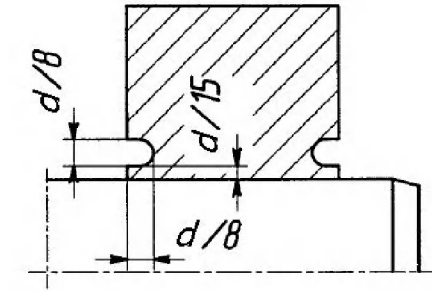
Kenarda basın artışı önlemek için tavsiyeler



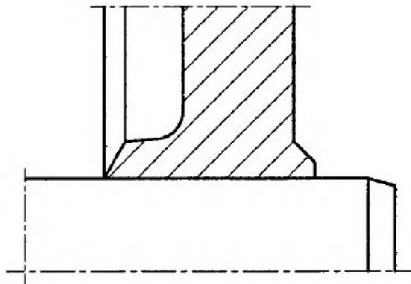
a



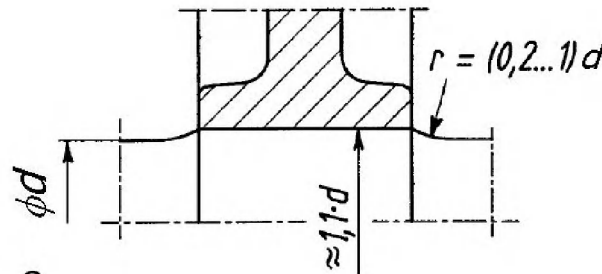
b



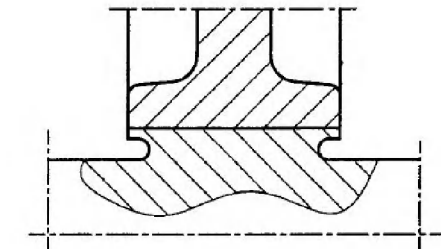
c



d

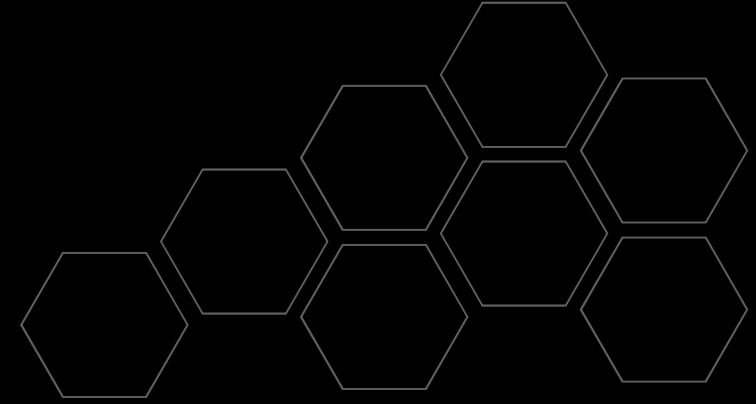
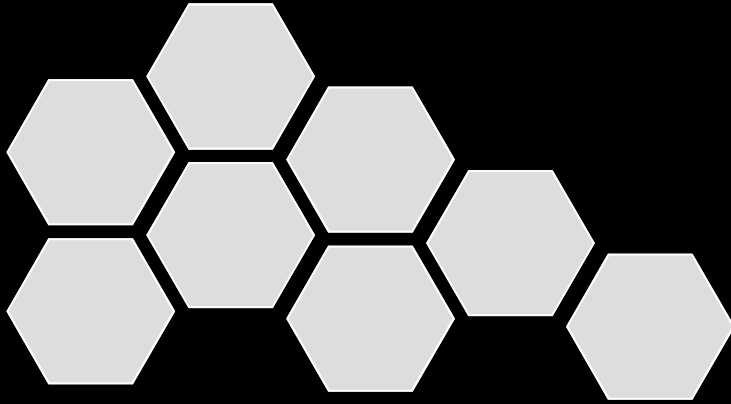


e



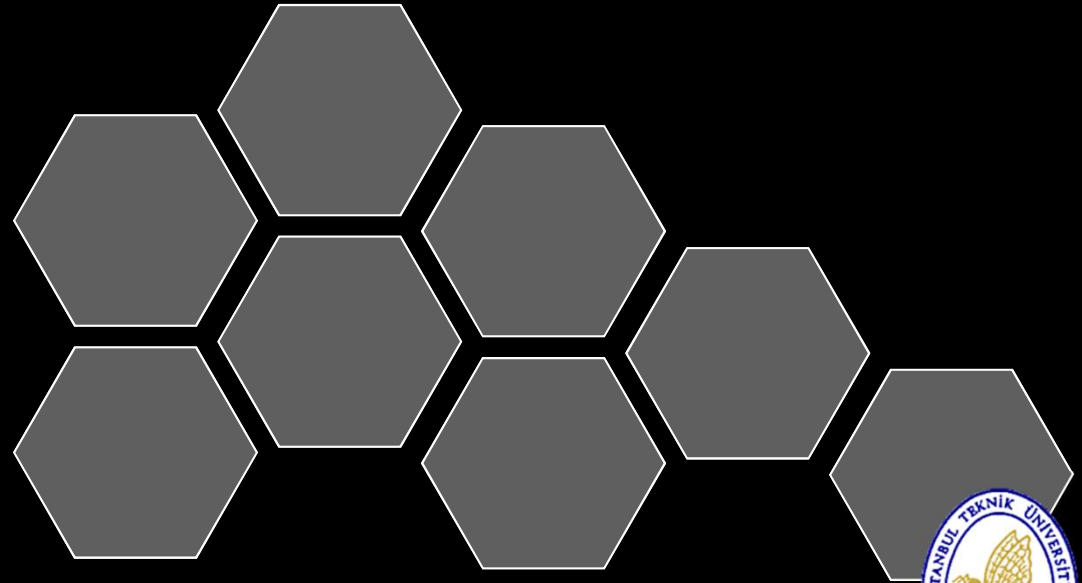
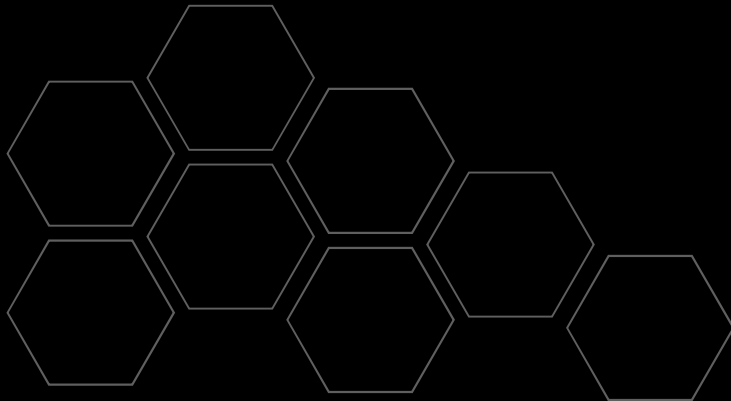
f



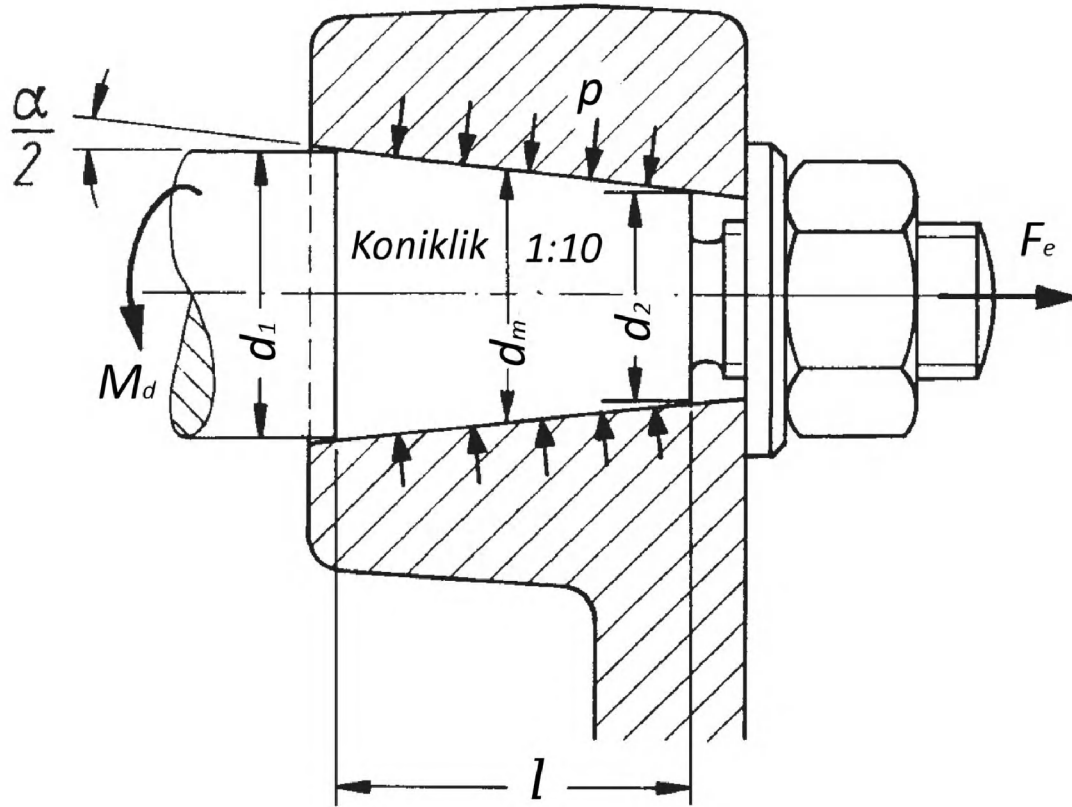


KONİK GEÇMELER

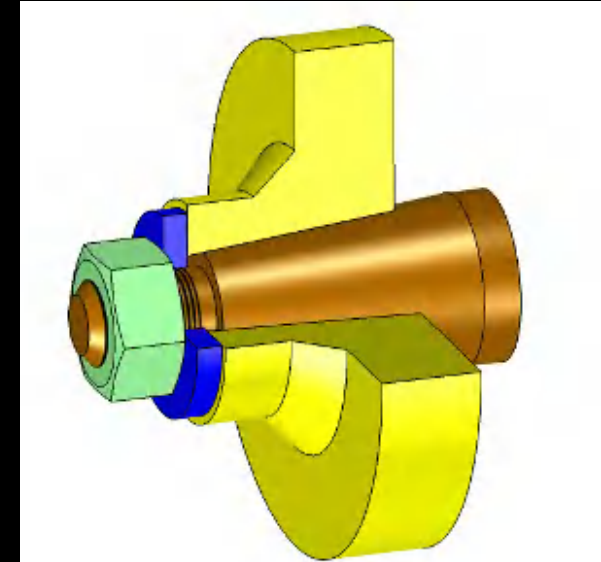
Vedat Temiz



Konik geçmeler



- İyi bir merkezleme sağlar
- Büyük güçlerin aktarımına uygun
- Kendi kendine yardım prensibi söz konusudur
- Belli tedbirler alınırsa sökülmesi çok kolay



Konik geçmeler

Tarifler

Eğim



$$\tan \frac{\alpha}{2} = \frac{d_1 - d_2}{2 \cdot l}$$

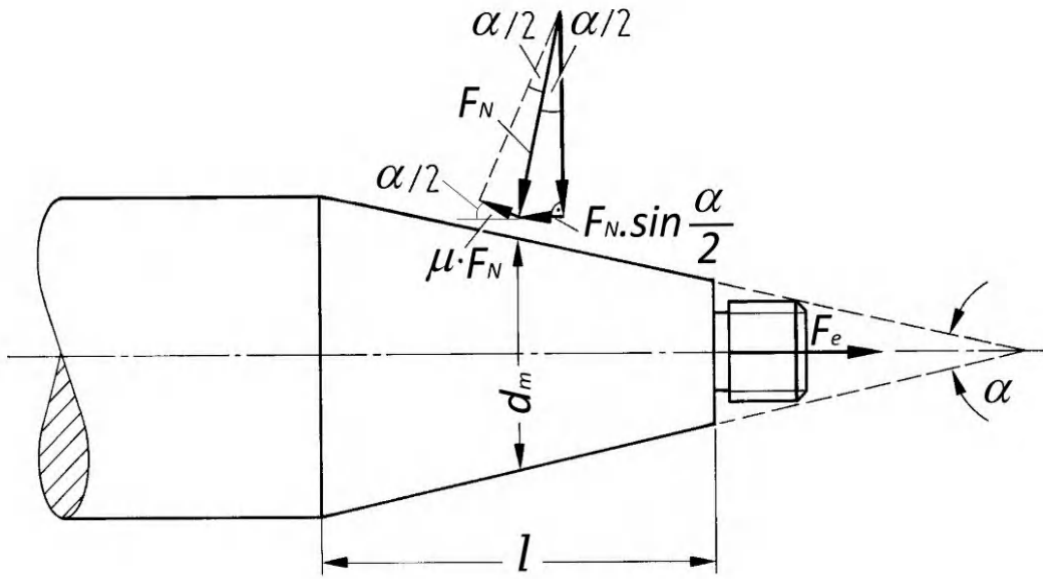
Koniklik



$$C = \frac{d_1 - d_2}{l}$$

Ortalama çap

$$d_m = \frac{d_1 + d_2}{2}$$



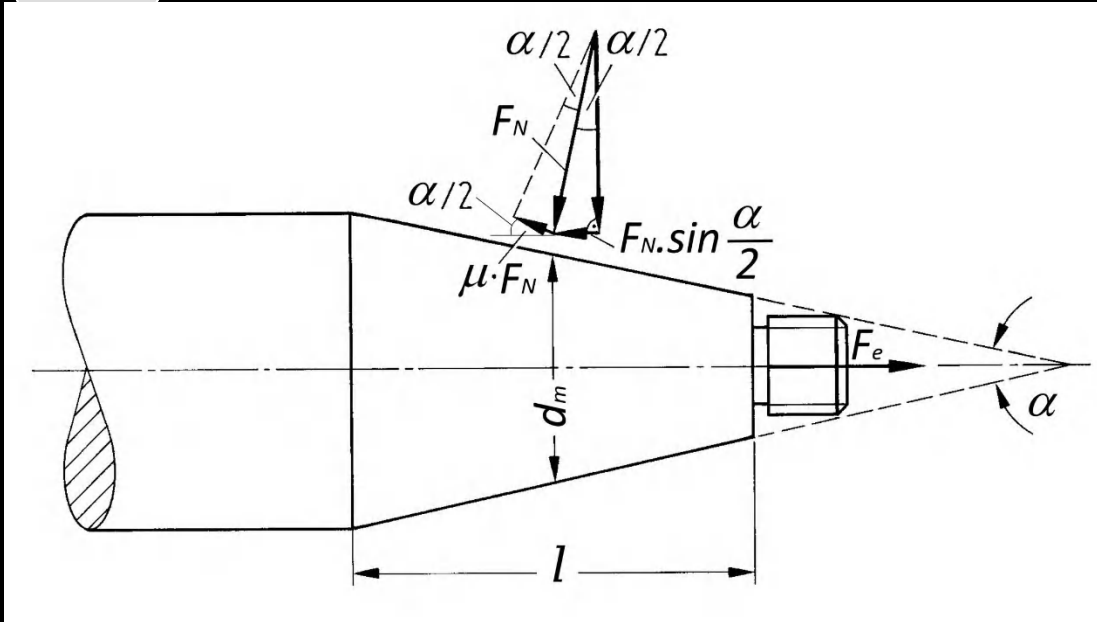
Bu bağlantının sürtünme ile iletebileceği moment

$$M_s = k \cdot M_d = \frac{\pi}{2} \cdot d^2 \cdot l \cdot p \cdot \mu$$

$M_s = k \cdot M_d$ ve $M_d = 9550 (P/n)$ denklemlerinden sürtünme momenti bellidir. Geometri de bilindiği takdirde istenilen gücün iletilebilmesi için yüzeyler arasında basıncın ne kadar olması gerektiği bulunabilir.



Konik geçmeler



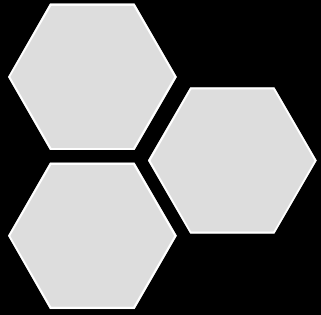
İstenen basıncın elde edilmesi için konik geçmeye uygulanacak montaj kuvvetinin de hesabı gerekir.

Sürtünme kuvveti ve normal kuvvetin eksen istikametindeki bileşenleri yazılırsa;

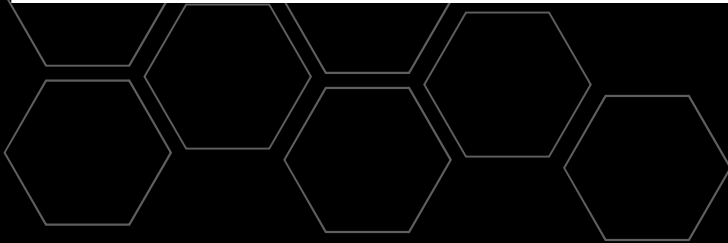
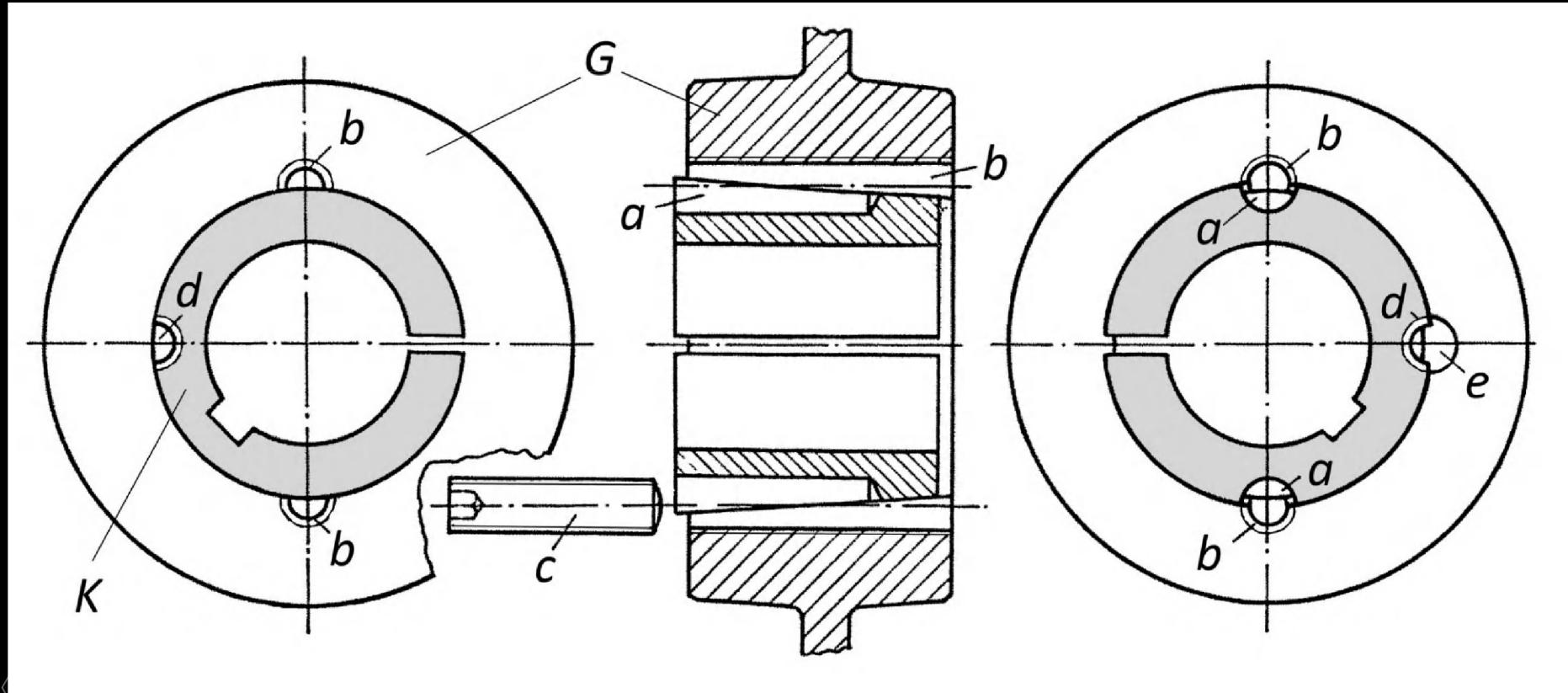
Daha önceki moment denklemi ile birlikte düzenlenirse

$$F_e \geq F_N \cdot \sin \frac{\alpha}{2} + \mu \cdot F_N \cdot \cos \frac{\alpha}{2} = F_N \cdot \left(\sin \frac{\alpha}{2} + \mu \cdot \cos \frac{\alpha}{2} \right)$$





Konik kovanlar



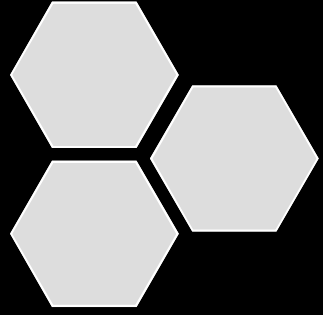
Konik kovan montajı



Montaj ve demontaj

Mekanik – akma takımları

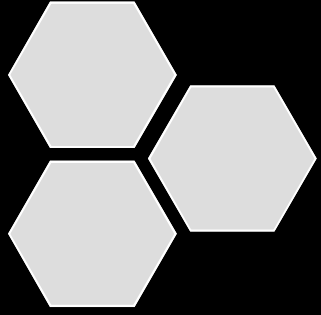




Montaj ve demontaj

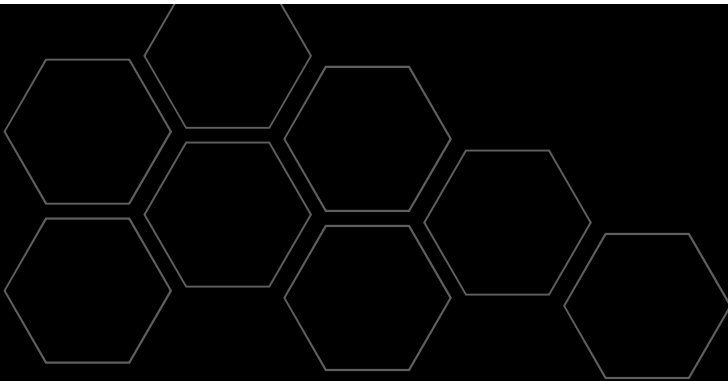
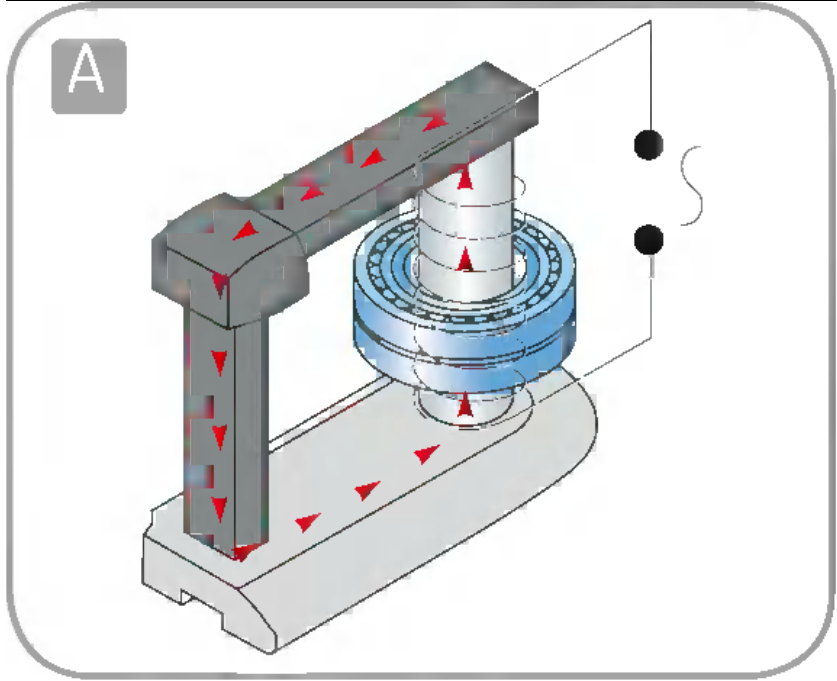
Mekanik - Çektirmeler

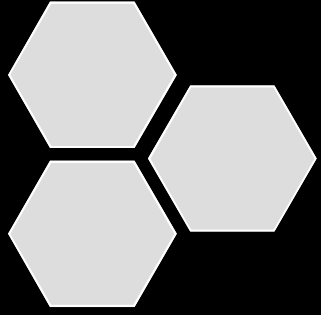




Montaj

Isı yardımı ile montaj

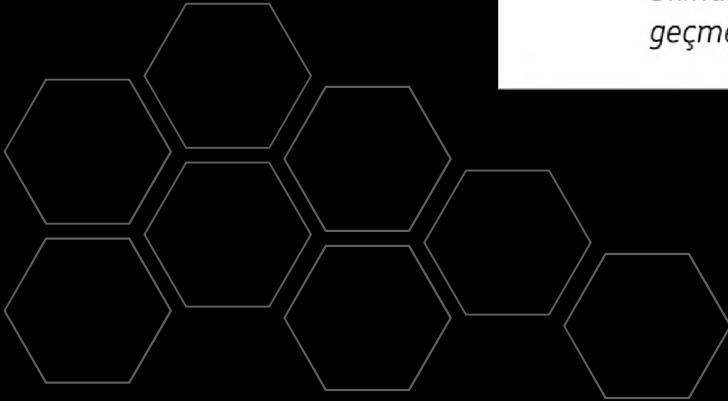
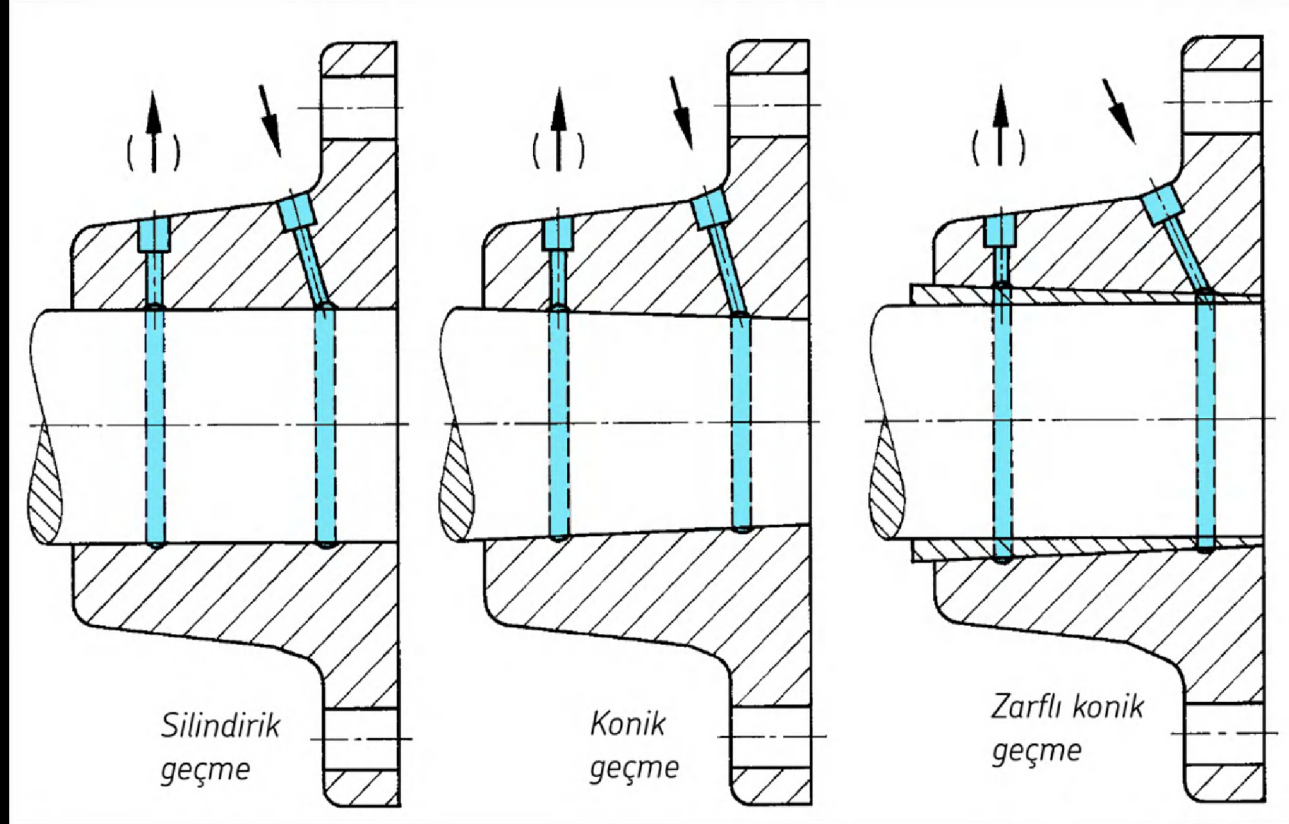




Montaj

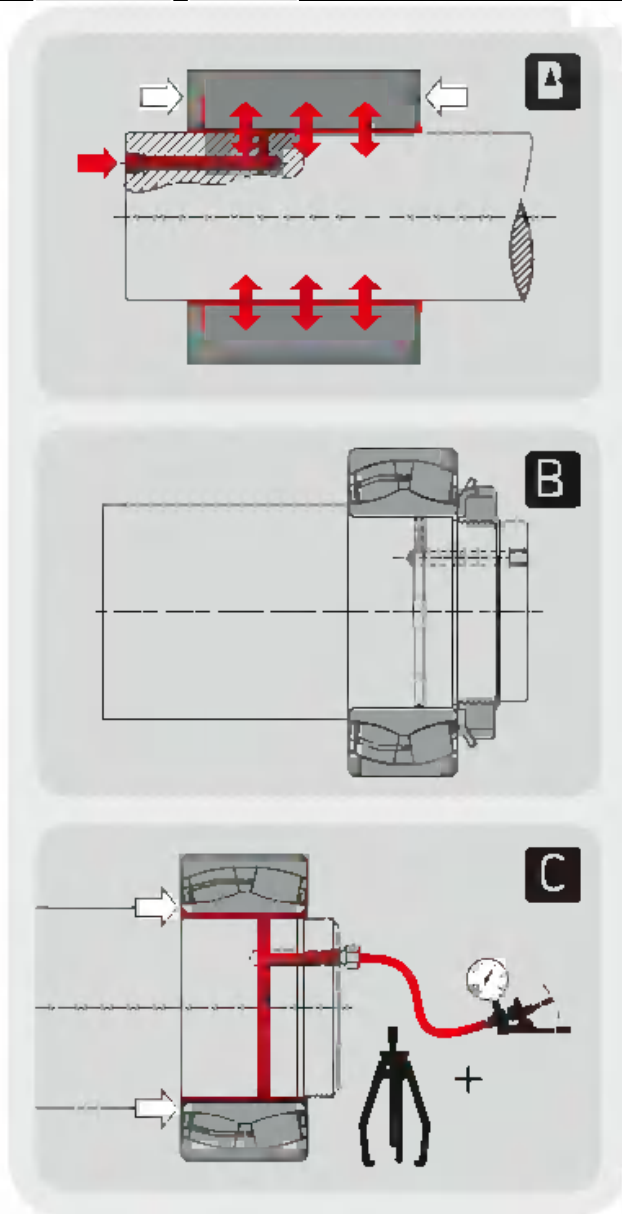
Basıncı yağ metodu

Konik geçmelerde hem montaj hem demontaj, silindirik geçmelerde ise demontajda kullanılır.



Montaj

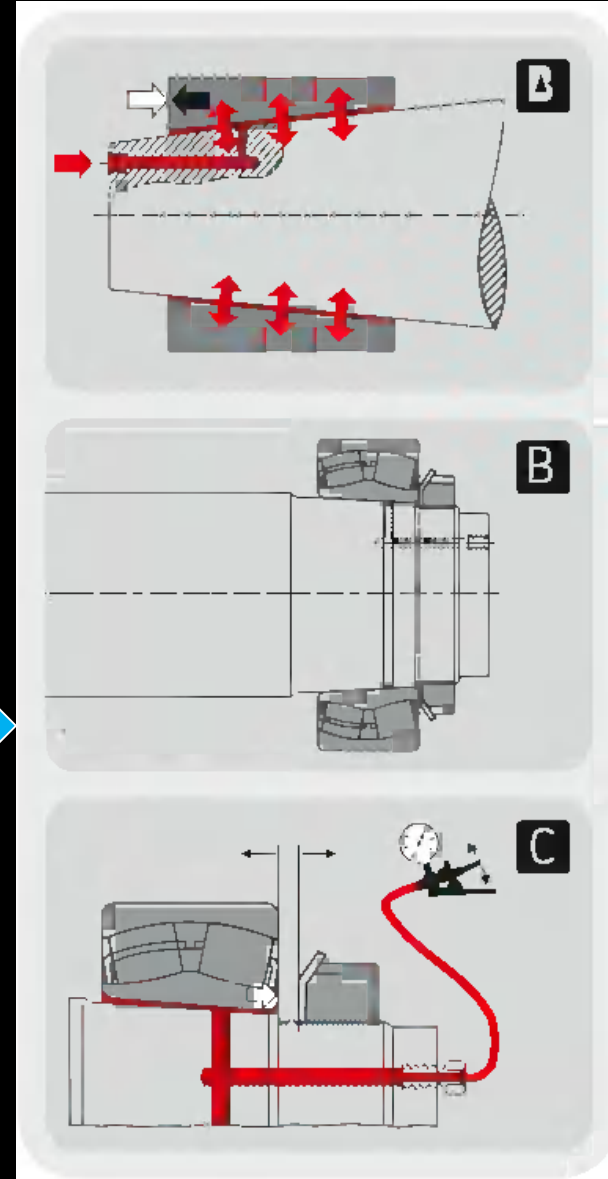
Basınçlı yağ metodu



Silindirik
geçme



Konik
geçme

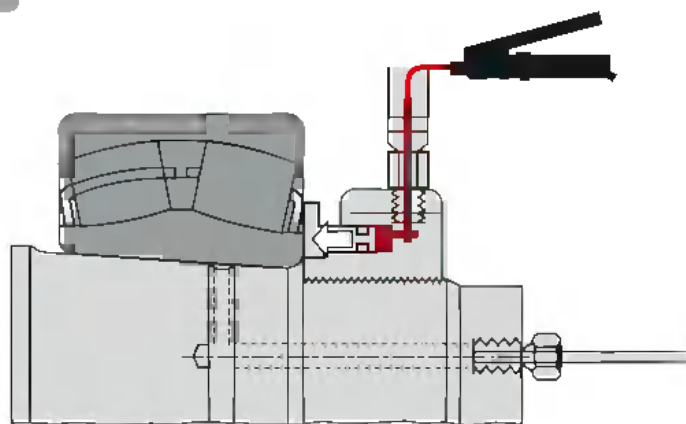




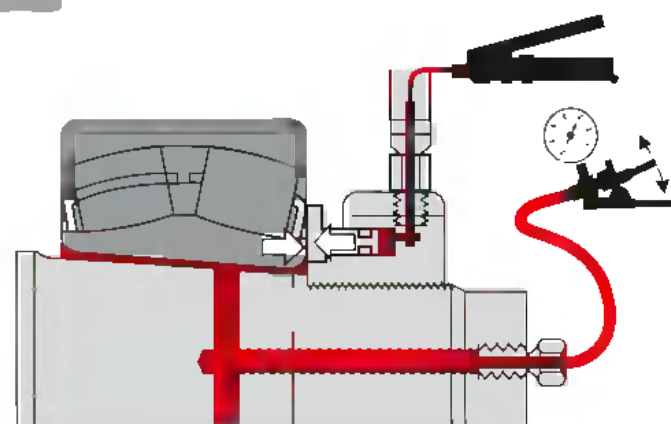
Montaj

Basıncı yağ metodu – Hidrolik somunlar

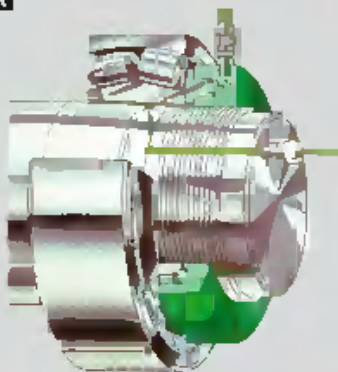
C



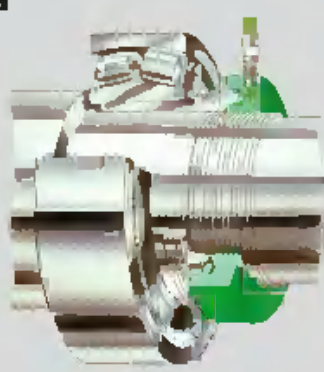
D



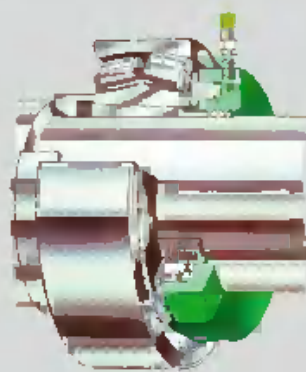
A



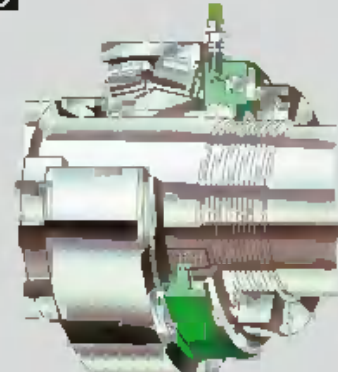
A



C

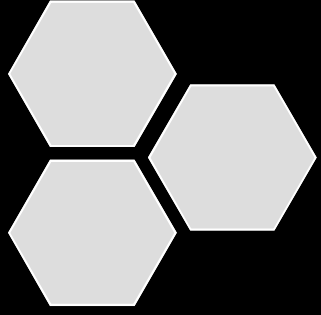


D



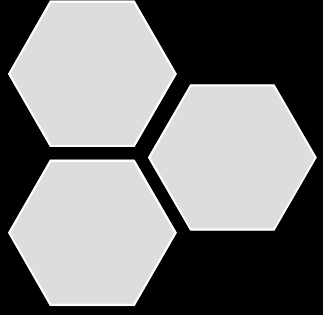
Basınçlı yağ metodu – Yağ enjektörleri



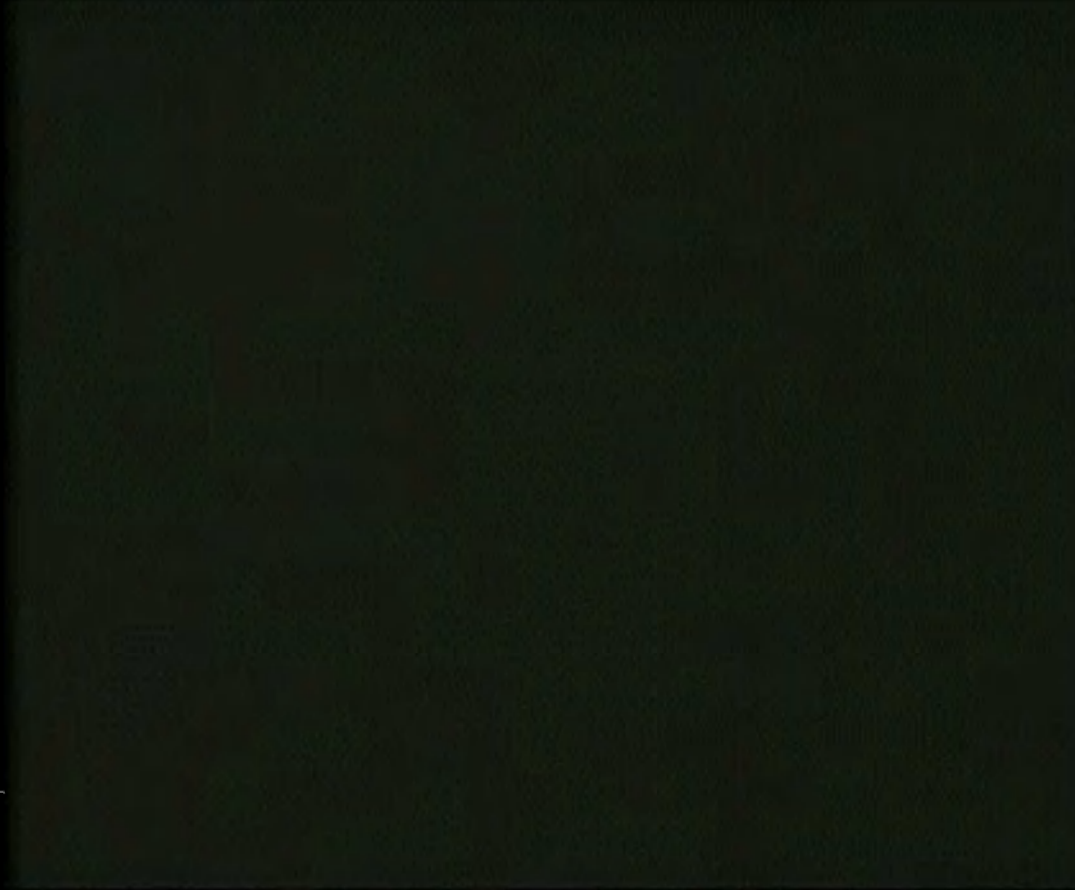


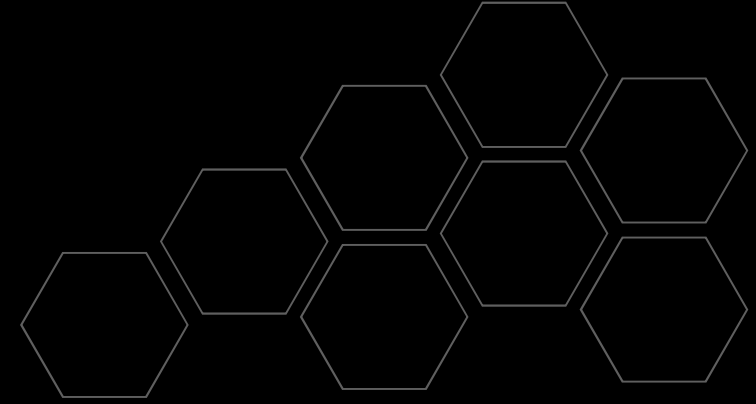
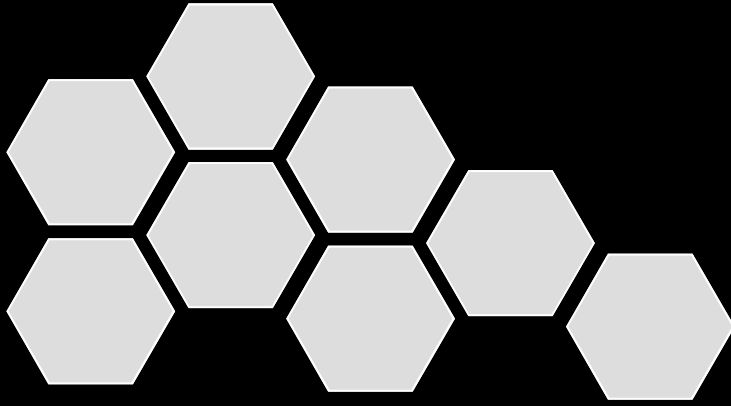
Montaj ve demontaj video





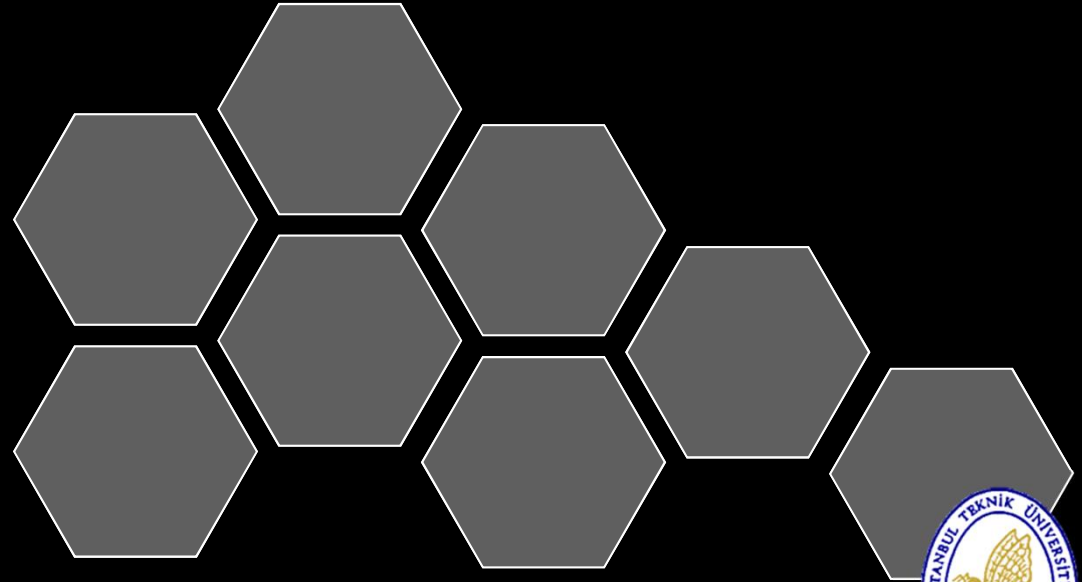
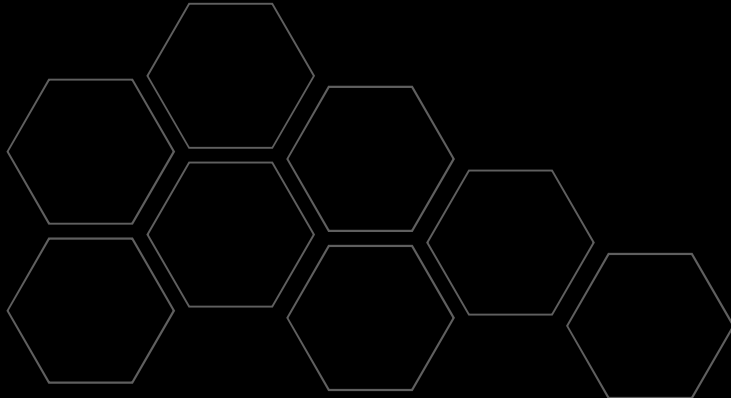
Basınçlı yağ metodu uygulama

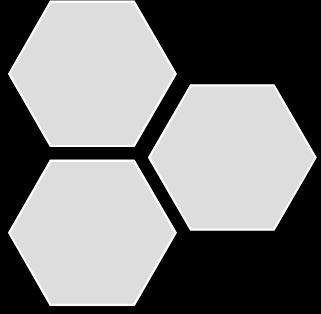




Diğer kuvvet bağı Mil-Göbek bağlantıları

Vedat Temiz



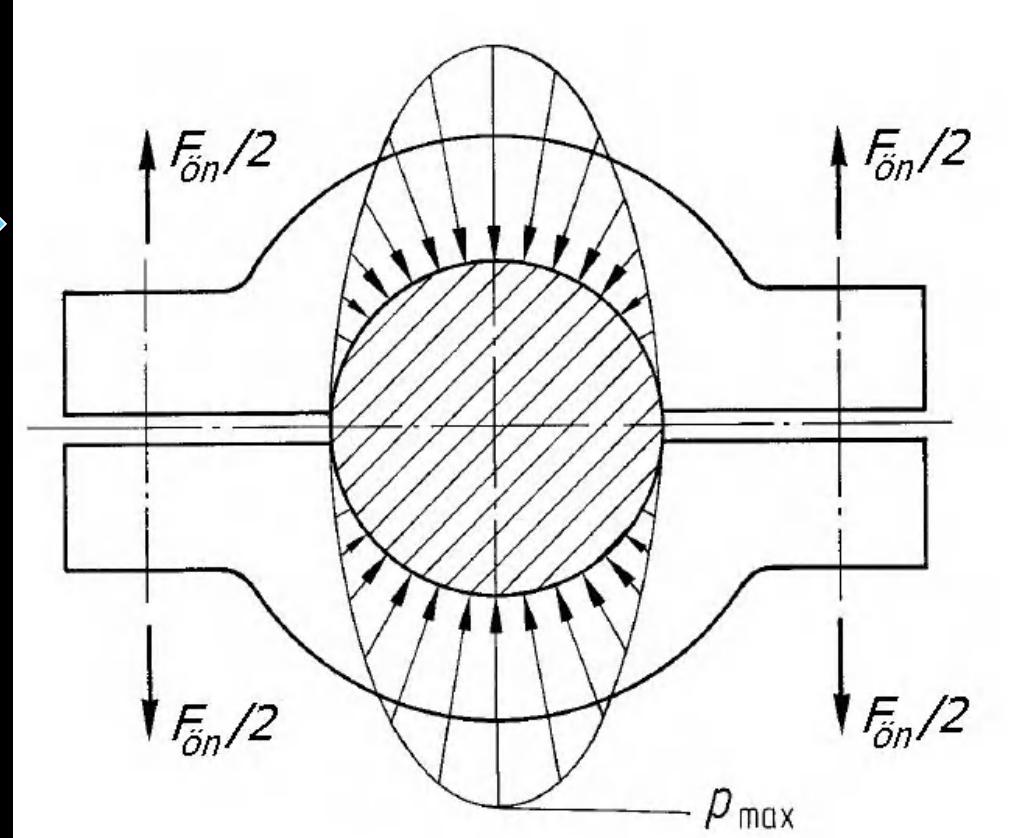


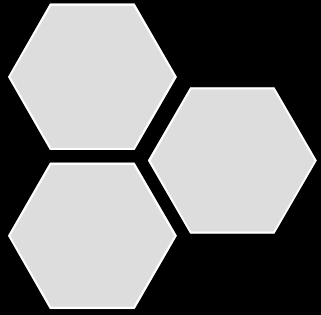
Sıkma geçmeler

Sıkma geçme
uygulamalarının
prensibi



Bu bağlantılar, ya çok parçalı veya
yarıklı olarak tasarlanmak
zorundadır. Aksi halde, göbeği mil
üzerinde sıkmak mümkün olmaz.





Sıkma geçmeler

Bir kasmağın
Sıkma geçme
bağlantısı →

P [kW]; n [d/dak]



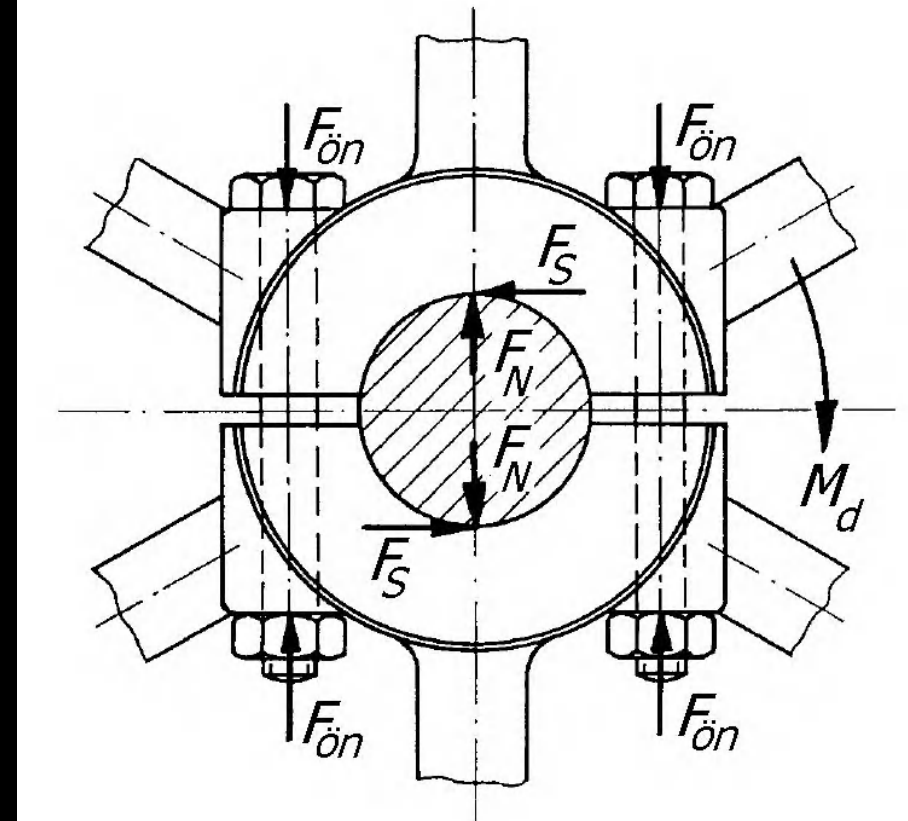
$$M_d [Nm] = 9550 \cdot \frac{p[kW]}{n[d/dak]}$$

$$M_S = k \cdot M_d$$

Sıkma geçme bağlantısının
sürtünme ile iletebileceği moment

$$M_S = \mu \cdot F_N \cdot d \quad F_N = i \cdot F_{ön}$$

Civata sayısı



Uygulama

k değeri

Sakin veya az darbeli

$\leq 1,25$

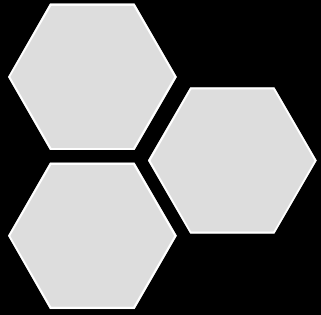
Orta darbeli

$\approx 1,5$

Kuvvetli darbeli

≈ 2





Sıkma geçmeler

Bir şalter bağlantısı

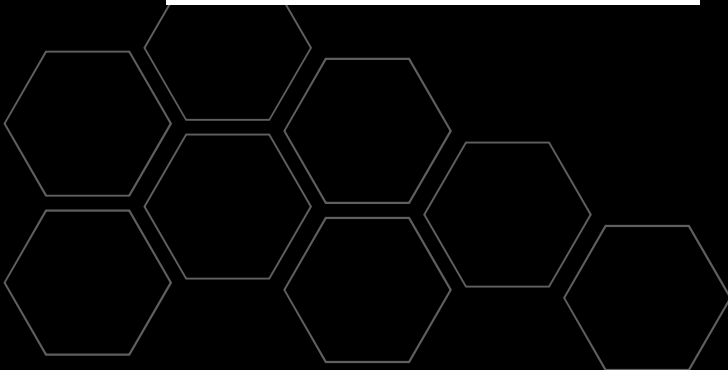
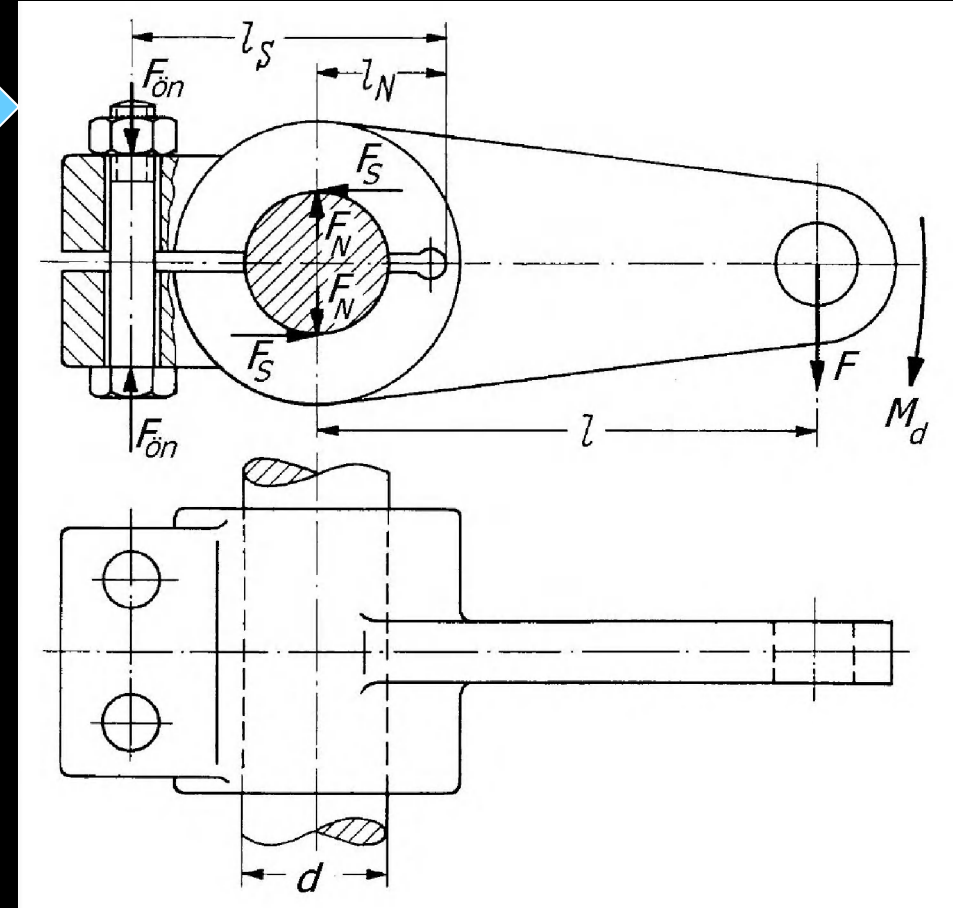


Moment dengesi

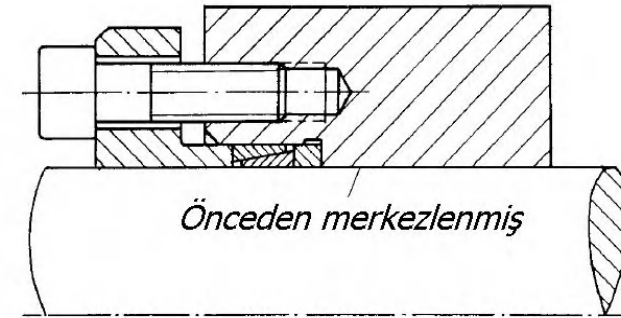
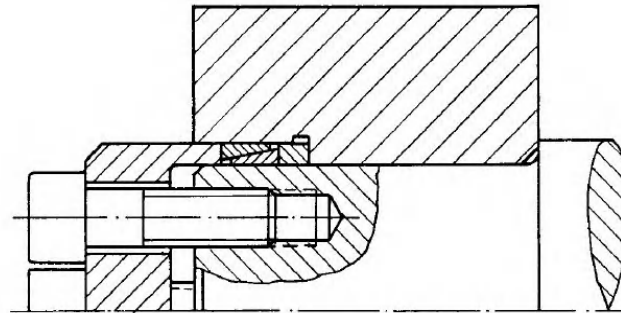
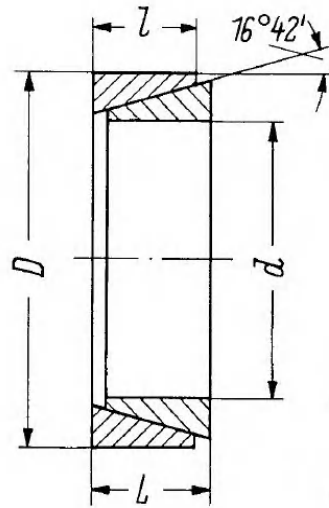
$$M_d = F \cdot l = F_S \cdot d = \mu \cdot F_N \cdot d$$

Statik halde üst veya alt yarının dengesi

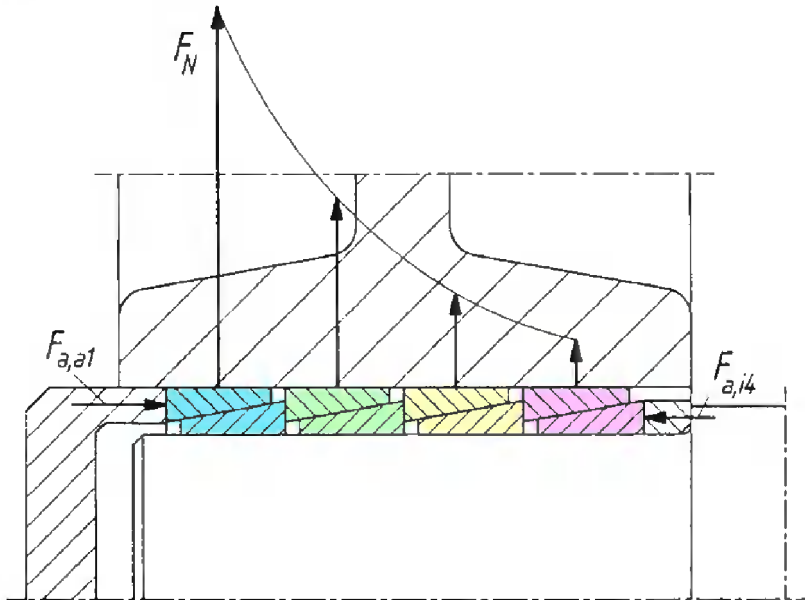
$$i \cdot F_{ön} \cdot l_S = F_N \cdot l_N$$



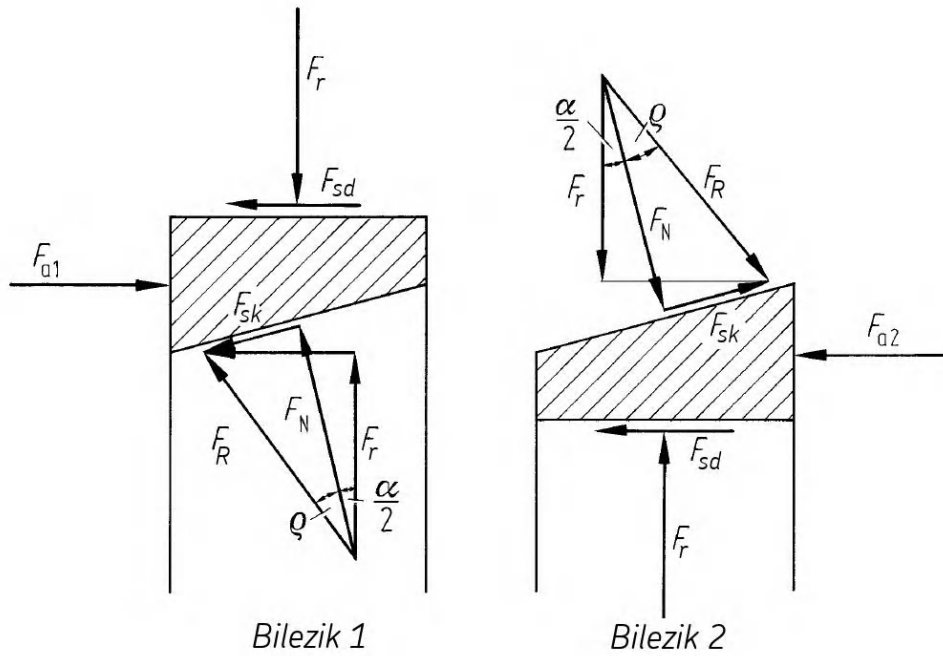
Bilezik yay halkaları (Ürdinger Halkaları)



c



Bilezik yay halkalarının hesabı



Birbirine monte edilmiş bir çift halkaya etkiyen kuvvetler yanda gösterilmiştir:

F_{a1} : 1. bileziğe etkiyen eksenel kuvvet

F_{a2} : 2. bileziğe etkiyen eksenel kuvvet

F_r : Bileziklere etkiyen radyal kuvvet

F_{sd} : Düz yüzeyde oluşan sürtünme kuvveti

F_{sk} : Konik yüzeyde oluşan sürtünme kuvveti

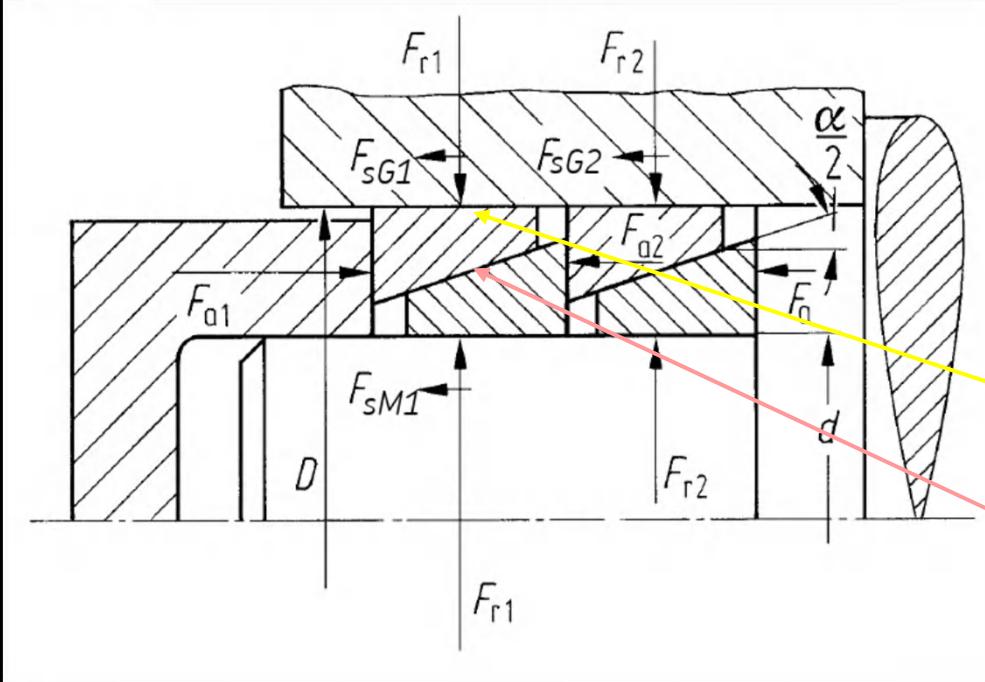
F_N : Normal kuvvet

F_R : Bileşke kuvvet

$\alpha/2$: Bileziği koni tepe yarı açısı

Ürdinger halkalarının hesabında esas olan husus, uygulanan eksenel kuvvetin temas yüzeylerinde ne kadarlık bir radyal kuvvet oluşturduğunun ön görülebilmesidir.

Bilezik yay halkalarının hesabı



Yandaki resim dikkate alınır 1. bileziğe uygulanan F_{a1} aksel kuvveti, göbek yüzeyine dik etkiyen F_{r1} radyal kuvveti oluşturur. Kuvvet bileşenleri yazılırsa bu radyal kuvvetin değeri;

$$F_r = F_{a1} \left(\tan \left(\frac{\alpha}{2} + \rho \right) + \tan \rho \right)$$

Eğim terimi

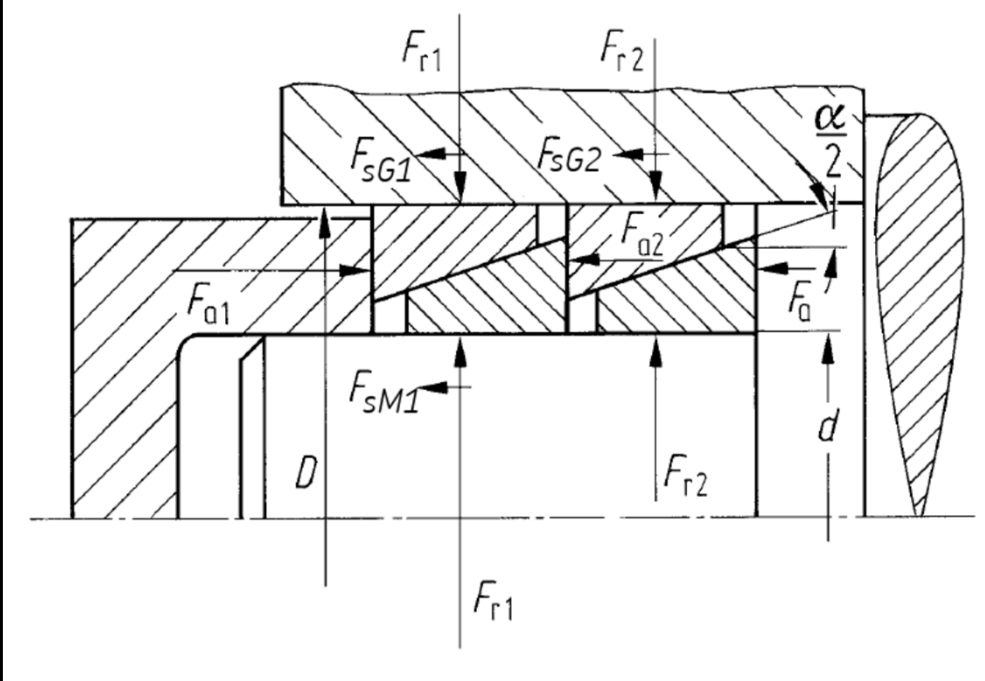
Sürtünme terimleri

İlk bilezik setinin sürtünmeyle aktarabileceği döndürme momenti:

$$M_{d1} = F_r \cdot \mu \cdot \frac{d}{2} = \frac{F_{a1}}{\tan \left(\frac{\alpha}{2} + \rho \right) + \tan \rho} \cdot \mu \cdot \frac{d}{2}$$



Bilezik yay halkalarının hesabı



Denklemden de görüldüğü gibi, Ürdinger halkalarında her bilezik çifti aynı momenti aktarmaz. Bu nedenle çok sayıda bilezik çifti kullanılması belli bir aşamadan sonra anlamlı olmaz.

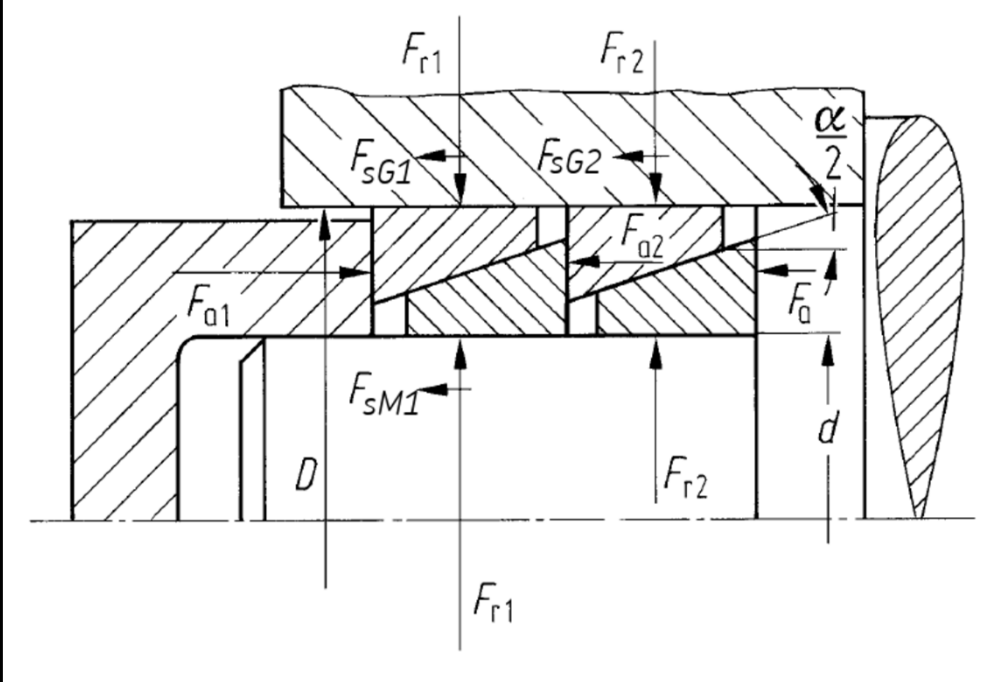
2. Bilezik setine etkiyen eksenel kuvvet, ilk bilezik setine uygulanan eksenel kuvvetten daha düşük olacaktır. Zira, ilk bilezikteki sürtünme ve eğimi yenmek için bu kuvvetin bir bölümü zaten kullanılmıştır. Bu durumda, ikinci bilezik setine etkiyen eksenel kuvvet:

$$F_{a2} = \frac{\tan\left(\frac{\alpha}{2} + \rho\right) - \tan\rho}{\tan\left(\frac{\alpha}{2} + \rho\right) + \tan\rho} \cdot F_{a1}$$

q

$$F_{a2} = q \cdot F_{a1} < F_{a1}$$

Bilezik yay halkalarının hesabı



Her bir bilezik çiftinde eksenel kuvvetin aynı oranda azalacağı açıktır. Zira bütün bileziklerin geometrileri aynıdır. Bu nedenle n adet bilezik çifti için aşağıdaki genel bağıntı yazılabilir:

$$F_{an} = F_{a1} \cdot (1 + q + q^2 + \dots + q^n) = F_{a1} \cdot \frac{q^n - 1}{q - 1}$$

Bilezik çifti sayısı [n]

1

2

3

4

$\frac{q^n - 1}{q - 1}$ faktörü

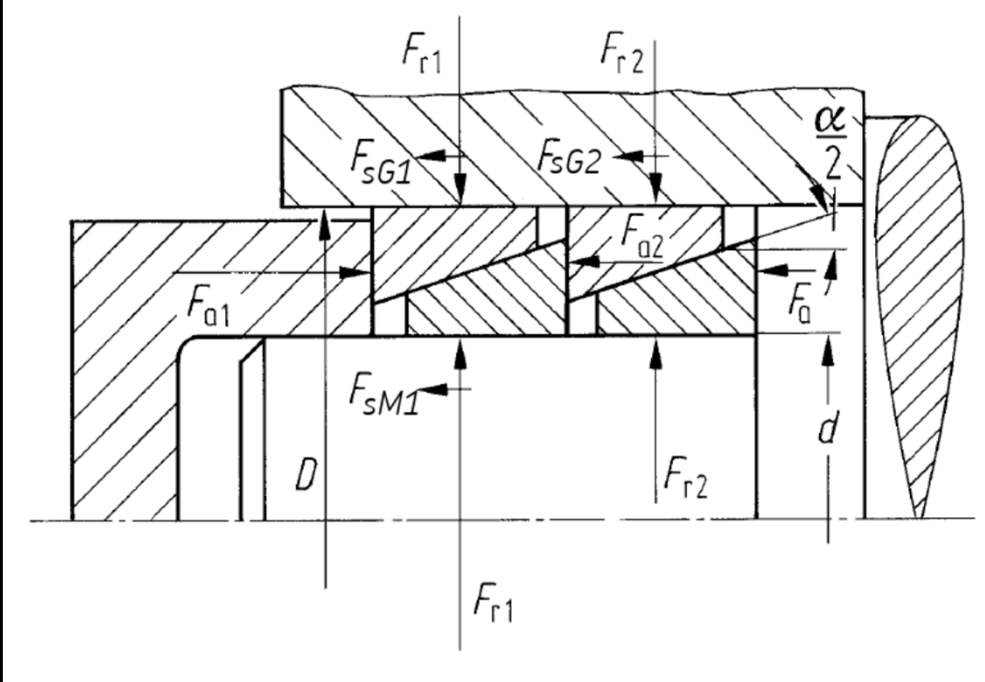
1

0,5

0,25

0,125

Bilezik yay halkalarının hesabı



Eksenel kuvvet bağısından, döndürme momentine geçilirse,

$$M_{dn} = M_{d1} \cdot \frac{q^n - 1}{q - 1}$$

Burada;

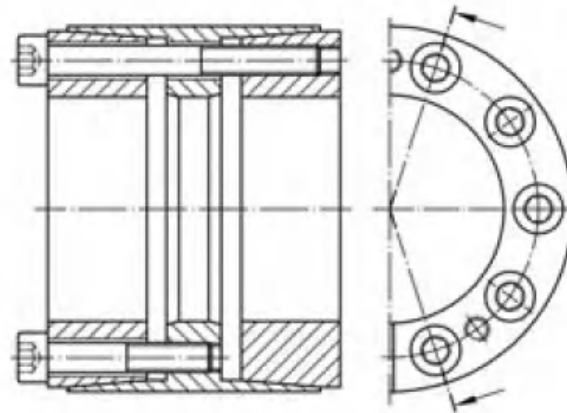
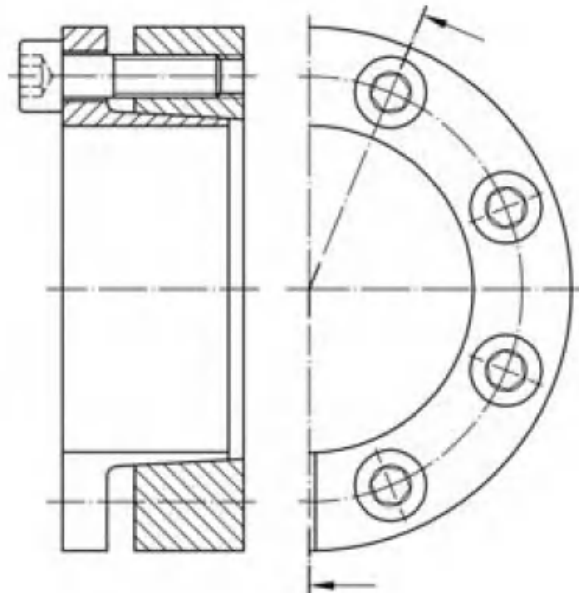
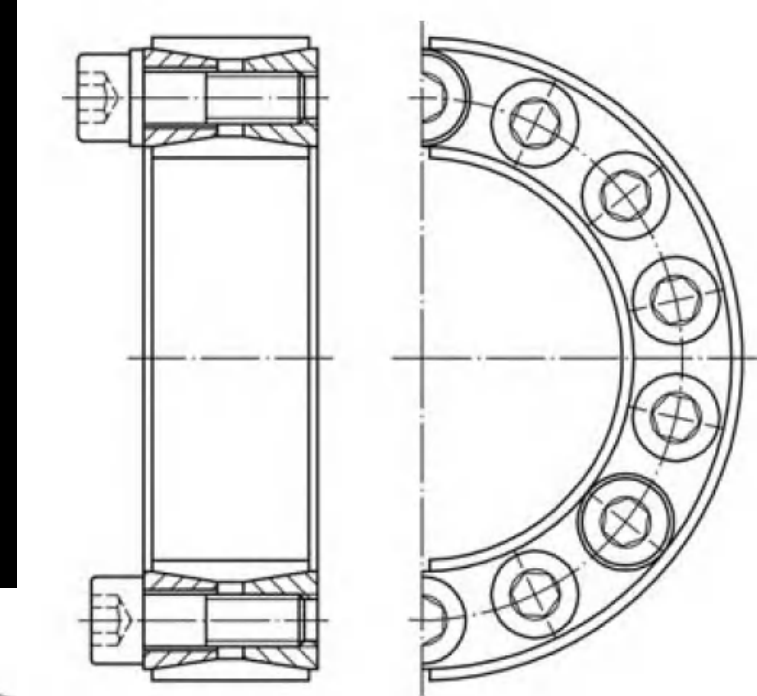
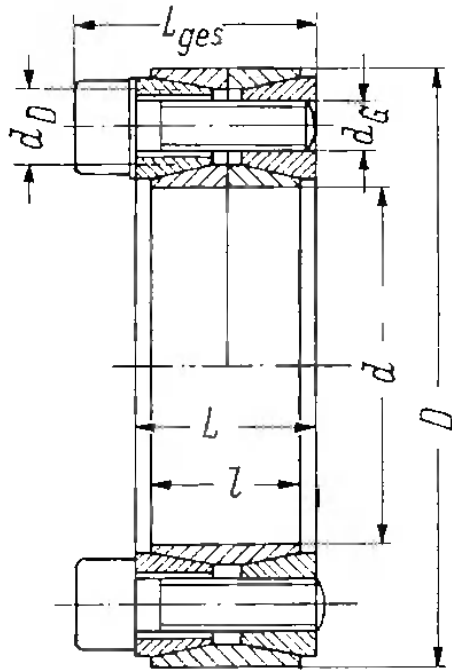
M_{dn} : n sayıda bilezik çiftinin iletebileceği moment

M_{d1} : ilk bilezik çiftinin iletebileceği moment

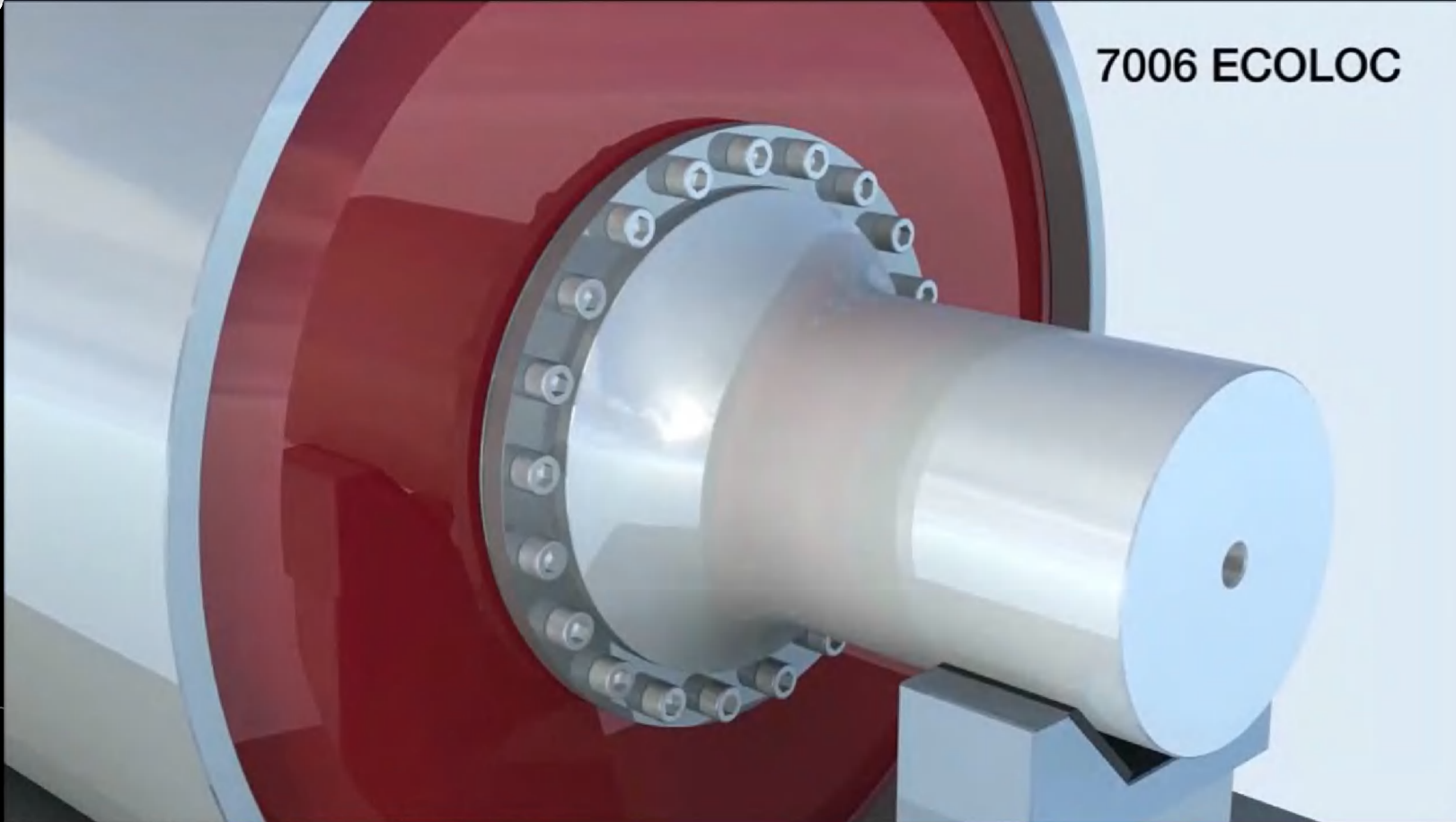
Örnek olarak, endüstriyel olarak kullanılan ve yağlı takılan bileziklerde, $\tan(\alpha/2)=0,3$ ve $\mu=\tan p=0,12$ değerleri konursa, azalma faktörü **$q=0,56$** olarak hesaplanabilir.



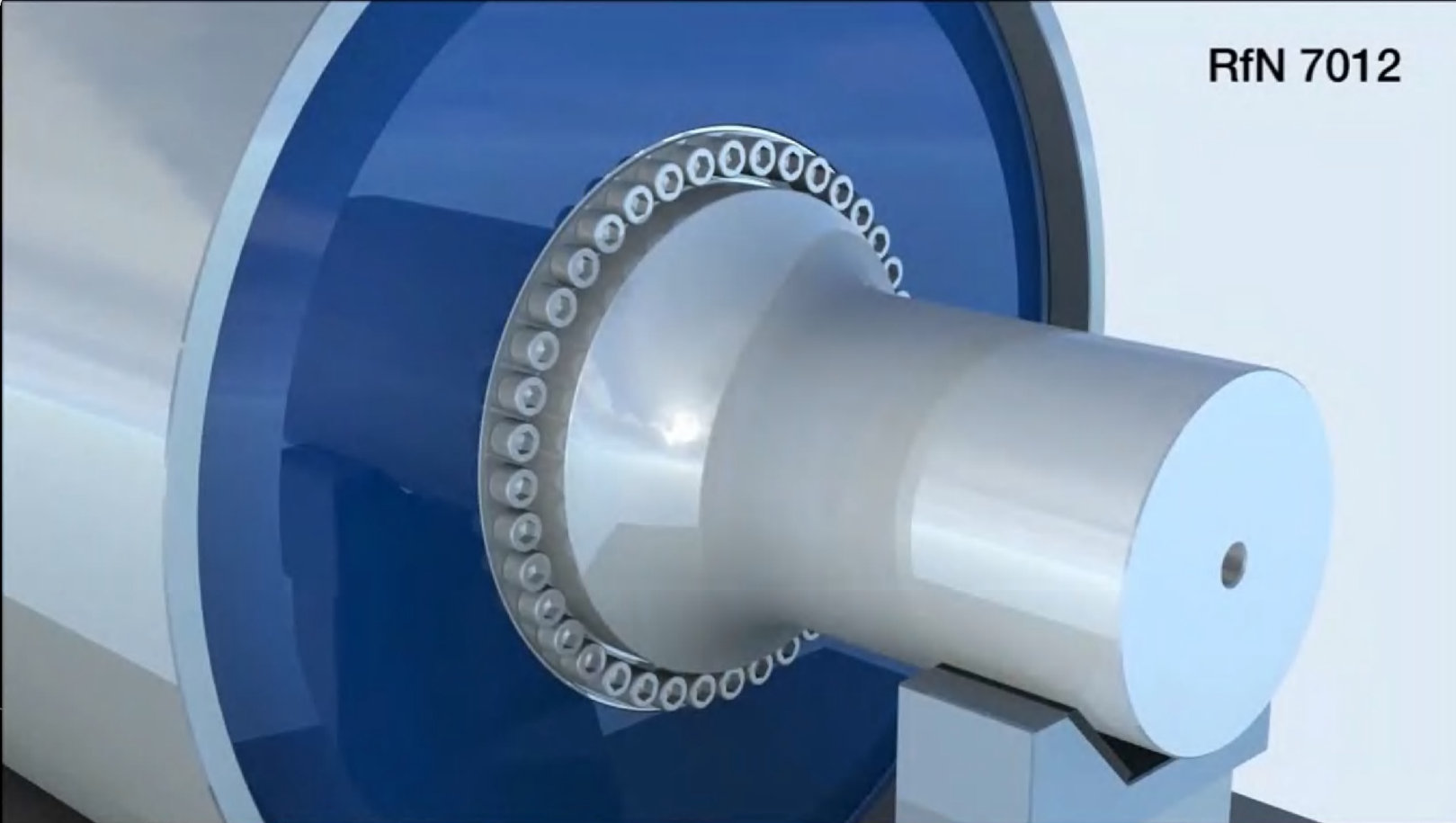
Bilezik yay halkaları (Ürdinger Halkaları)



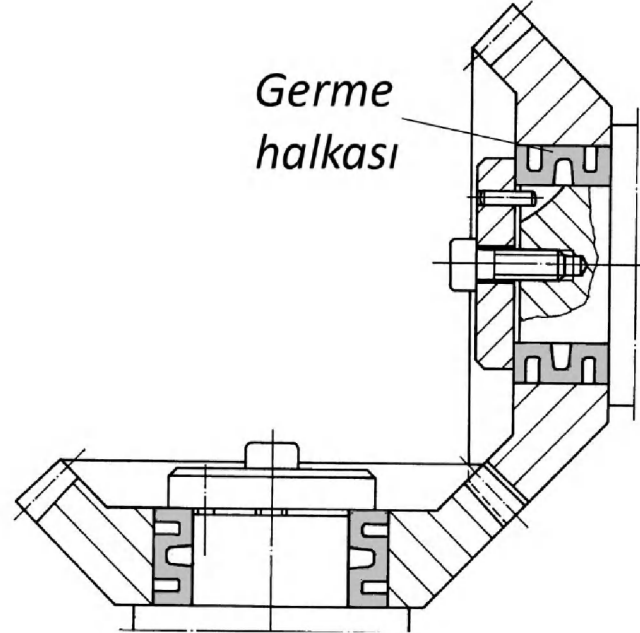
Bilezik yay halkaları montaj



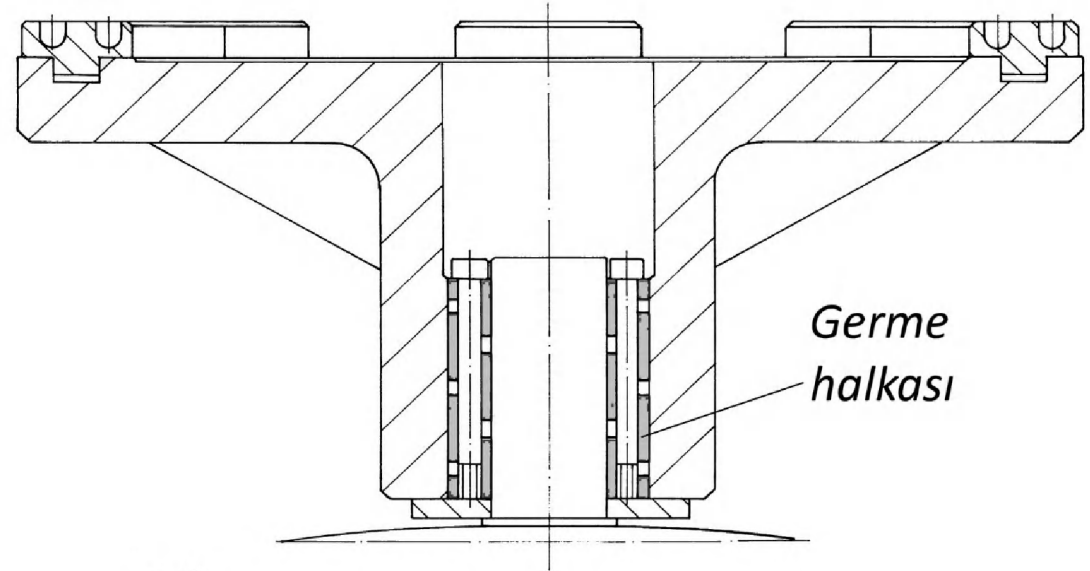
Bilezik yay halkaları montaj



Germe halkası

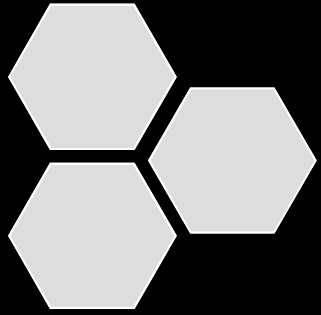


a)



b)

İletilebilecek momenti hesaplamak genelde mümkün olmaz, imalatçıların verdiği değerler kullanılmalıdır.

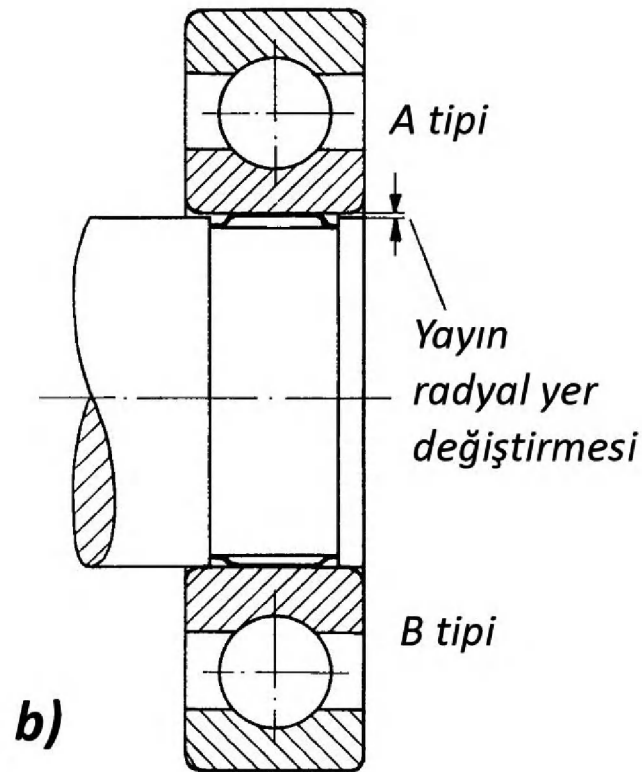
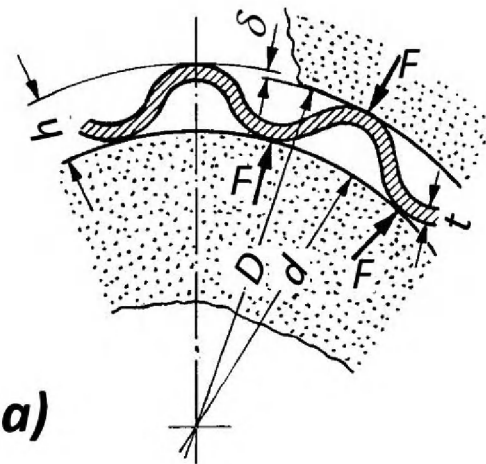


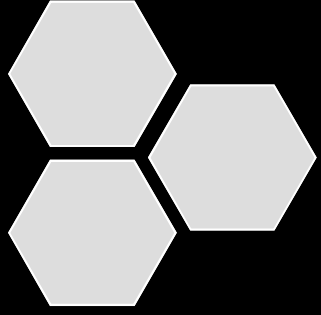
Tolerans halkaları

Kaba işlenmiş yüzeylere monte edilen ince toleranslı halkalardır.

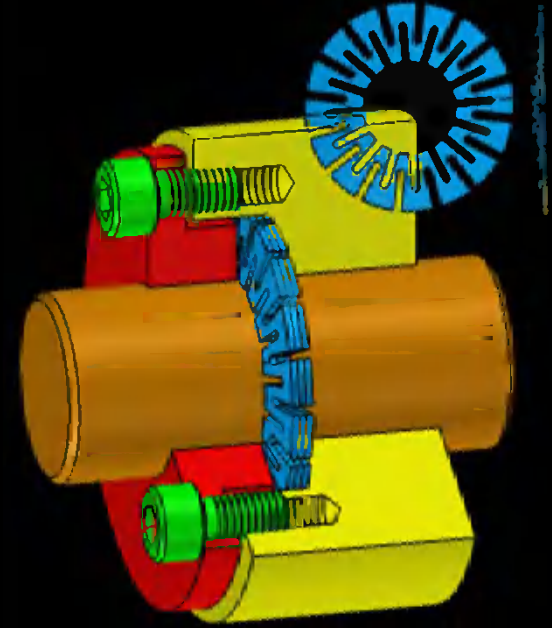
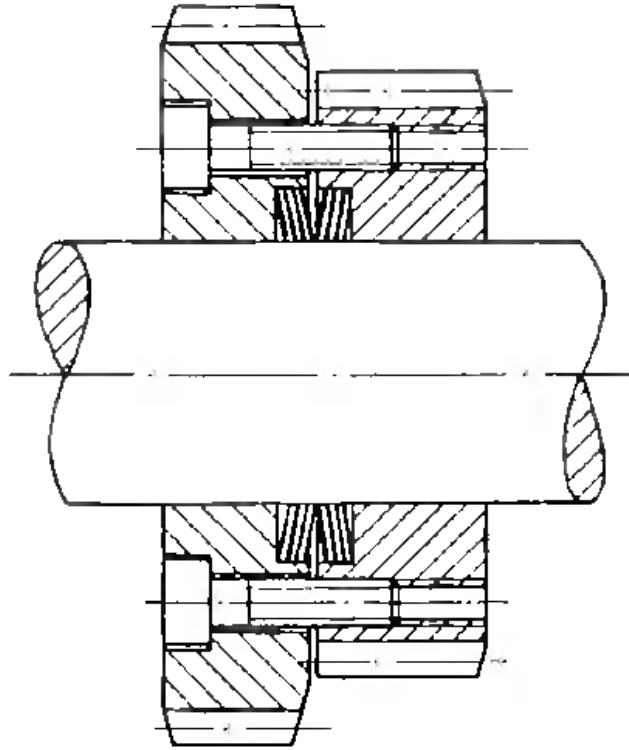
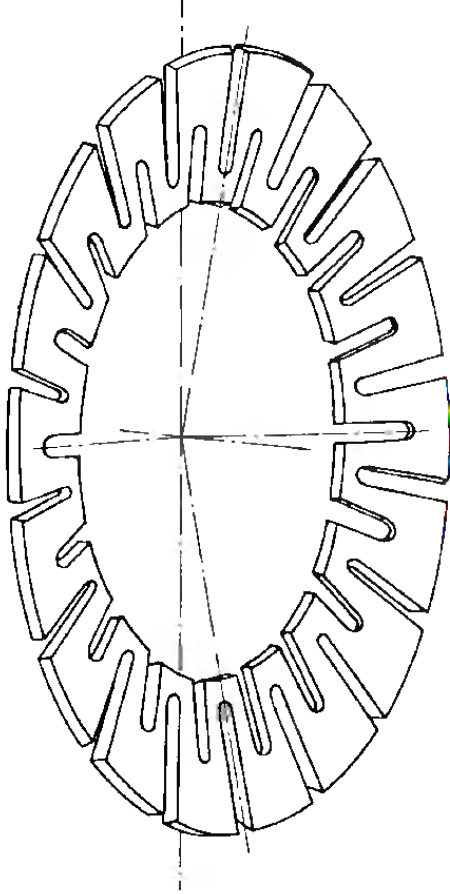


$$M_s = z \cdot \mu \cdot F \cdot \frac{d}{2}$$



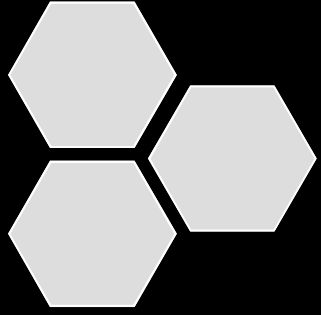


Germe diski



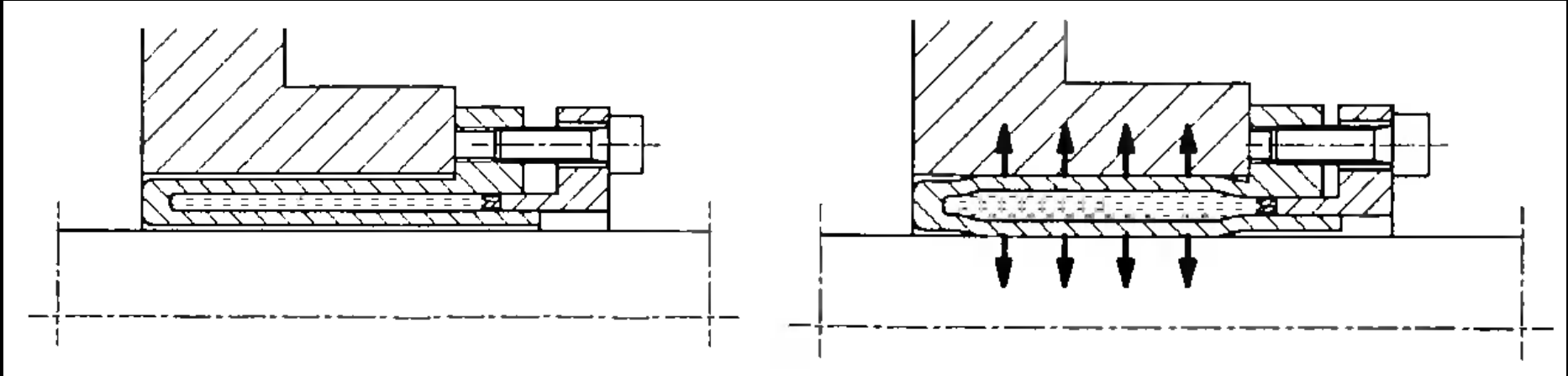
Germe disklerinin bir dişli çarkın
mile bağlanmasında kullanılışı





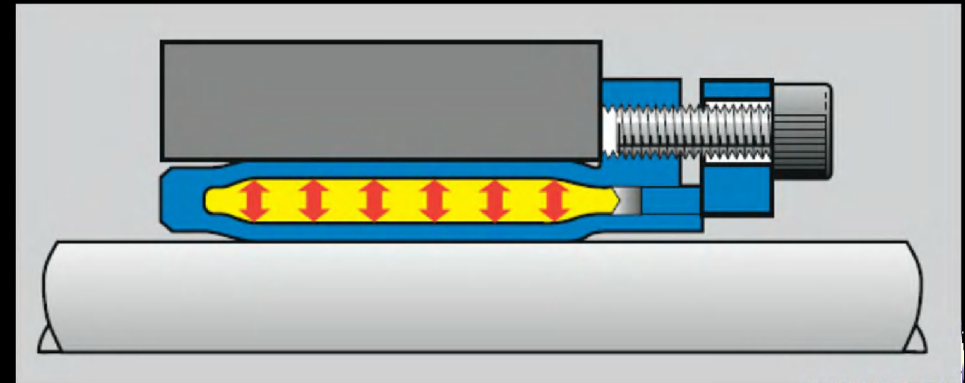
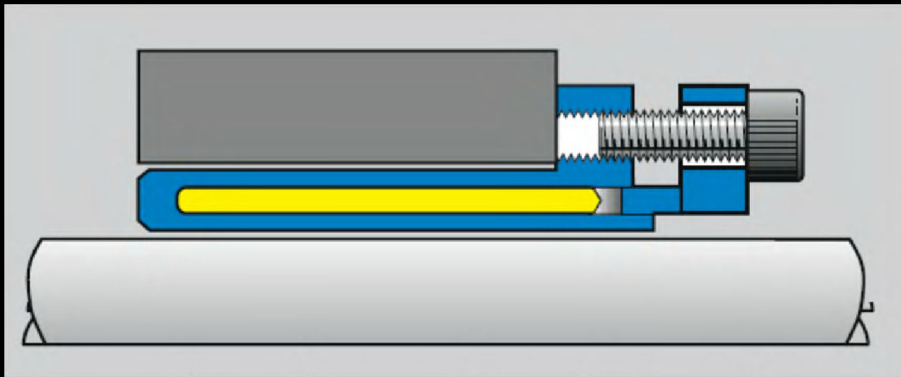
Hidrolik gömlek

Yağ basıncının mil-göbek bağlantısında kullanılması



Montaj öncesi (basınç yok)

Montaj sonrası (basınç var)

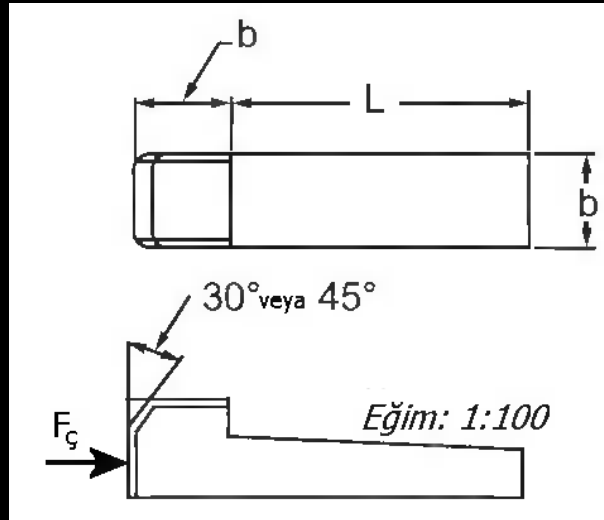




Hidrolik gömlek

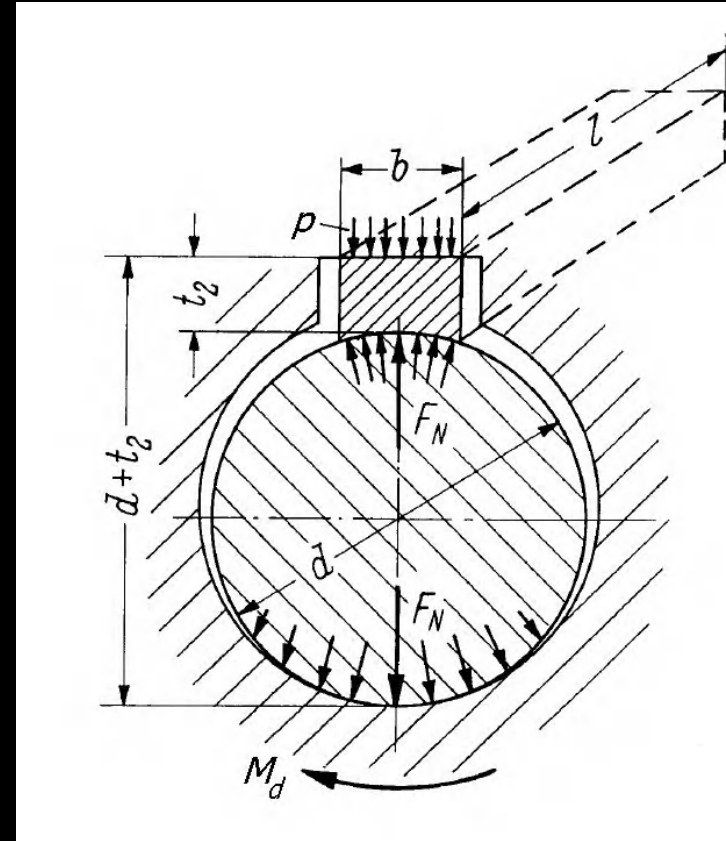


Oyuk kamalar



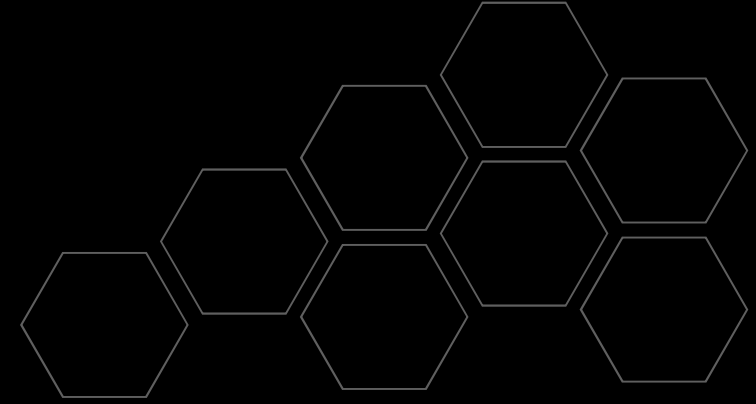
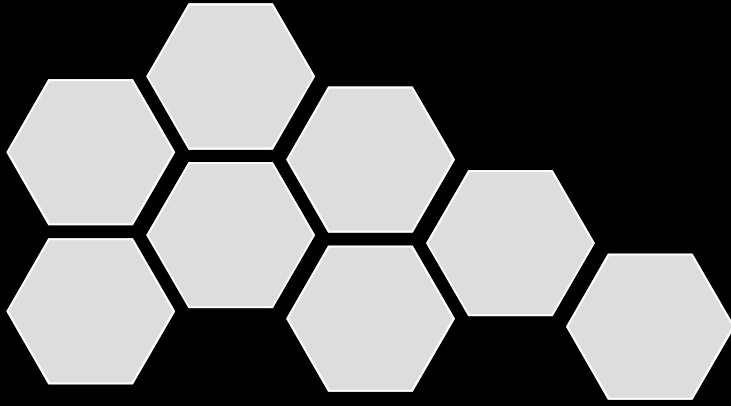
$$M_S = \mu \cdot F_N \cdot d$$

$$F_{\text{ç}} = F_{\text{ön}} \cdot (\tan \alpha + 2 \cdot \tan \rho)$$



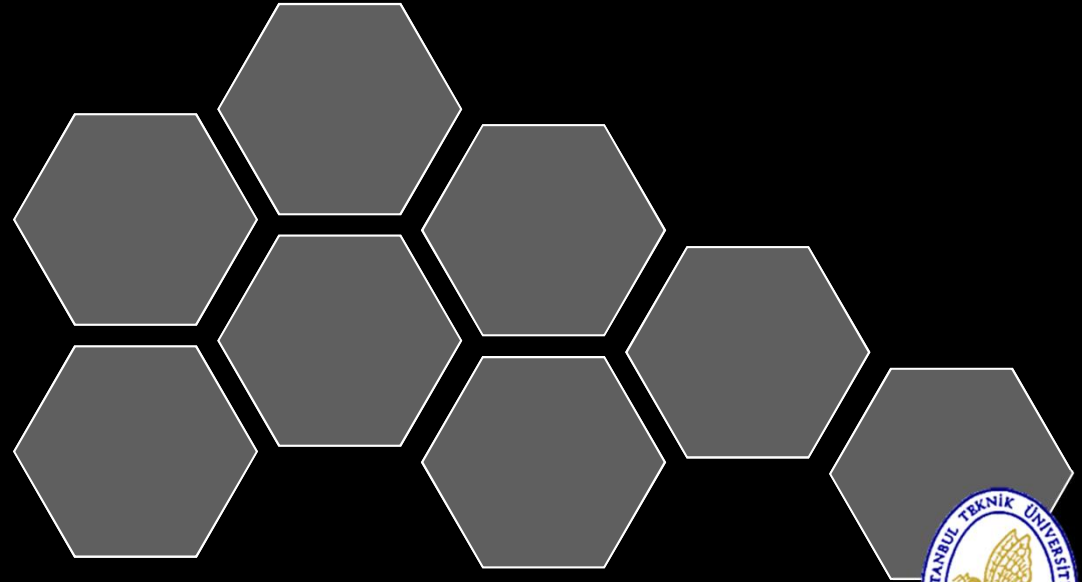
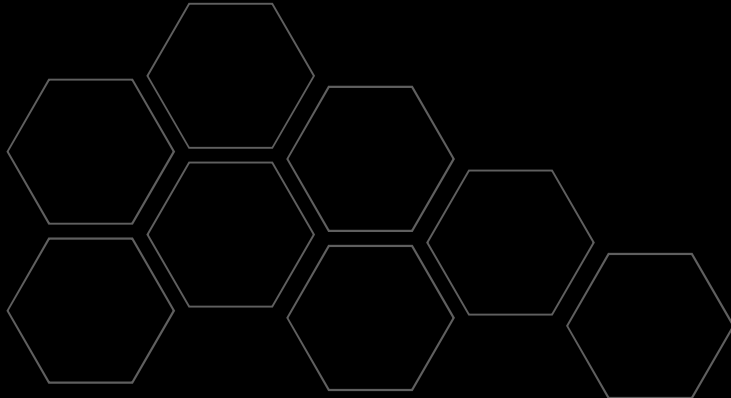
Yüzeylerin zorlanması

$$p_M \approx p_G = \frac{F_N}{b \cdot l} = \frac{M_S}{\mu \cdot d \cdot b \cdot l} \leq p_{G \text{ em}}$$

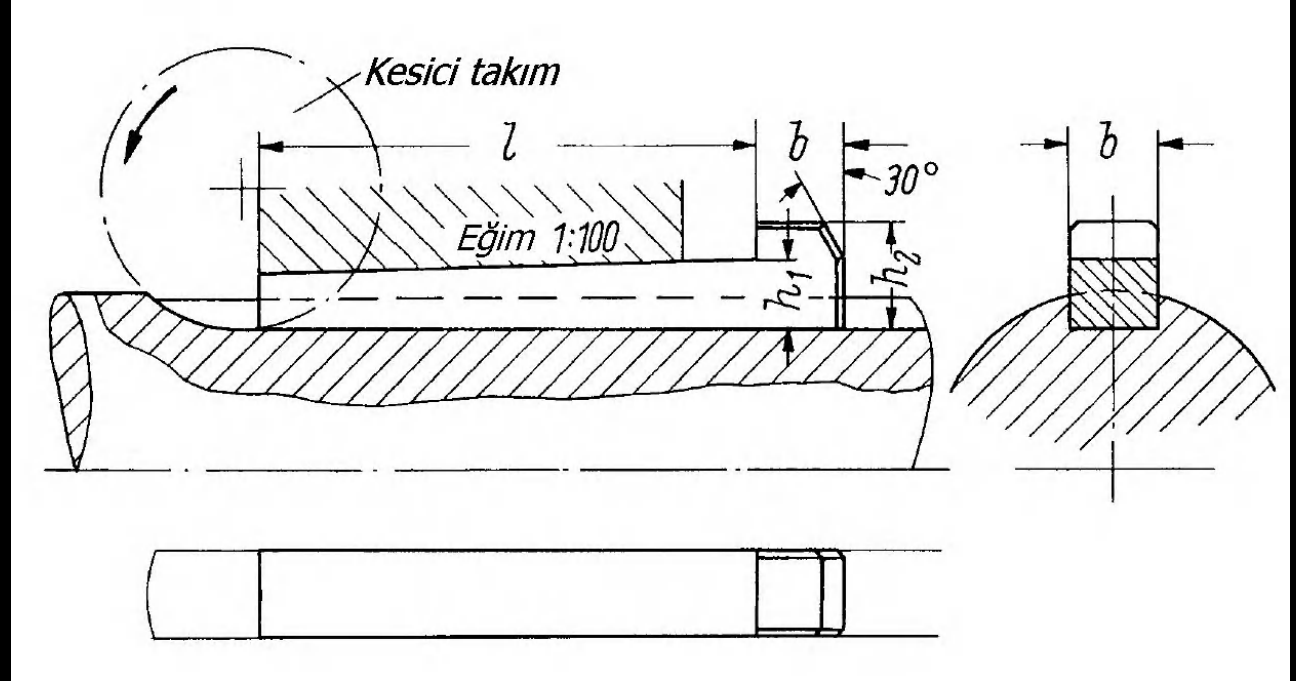
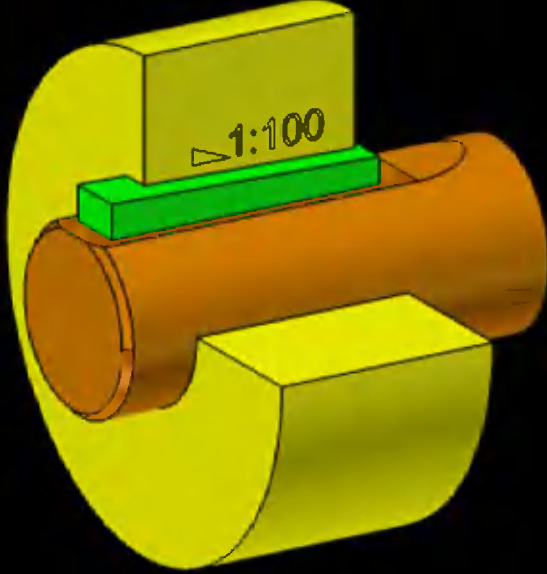


Şekil bağılı Mil-Göbek bağlantıları

Vedat Temiz

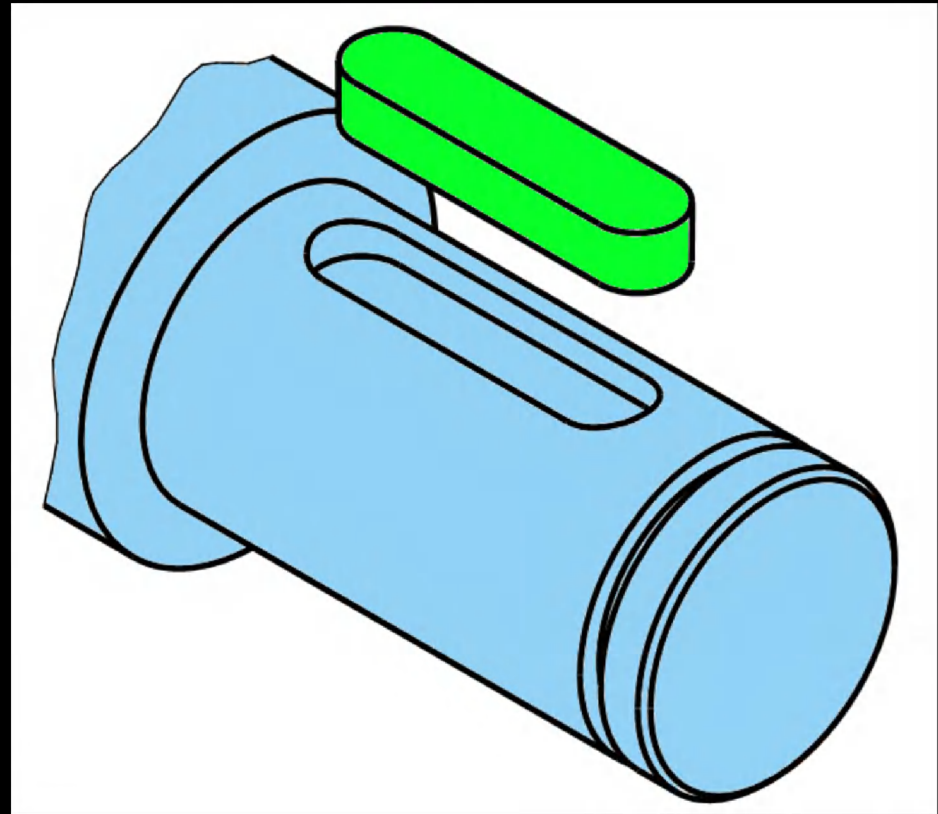
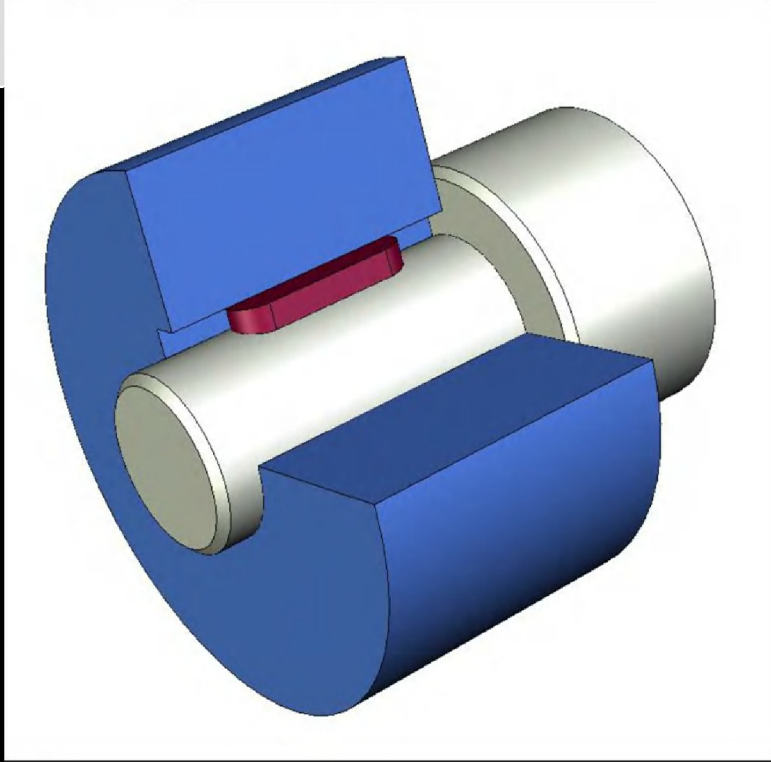


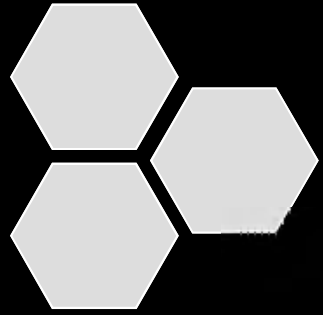
Yuvalı kamalar



Kısmen şekil, kısmen de kuvvet bağı ile moment aktarılır.
Momentin 1/3 ünün sürtünme ile iletildiği kabul edilir.

Federler (Uygu kaması)

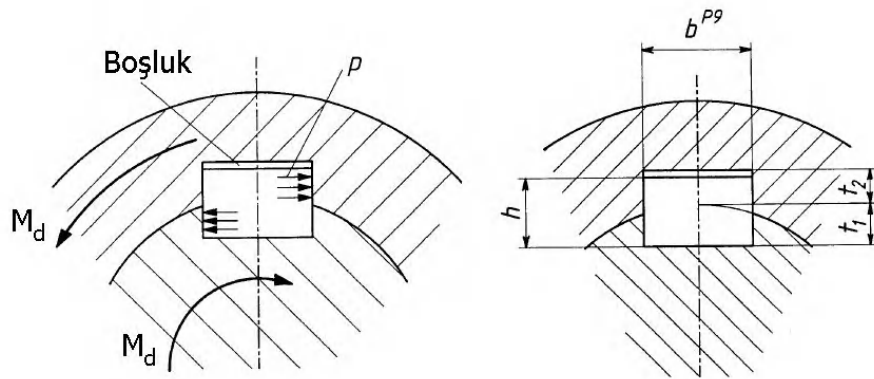
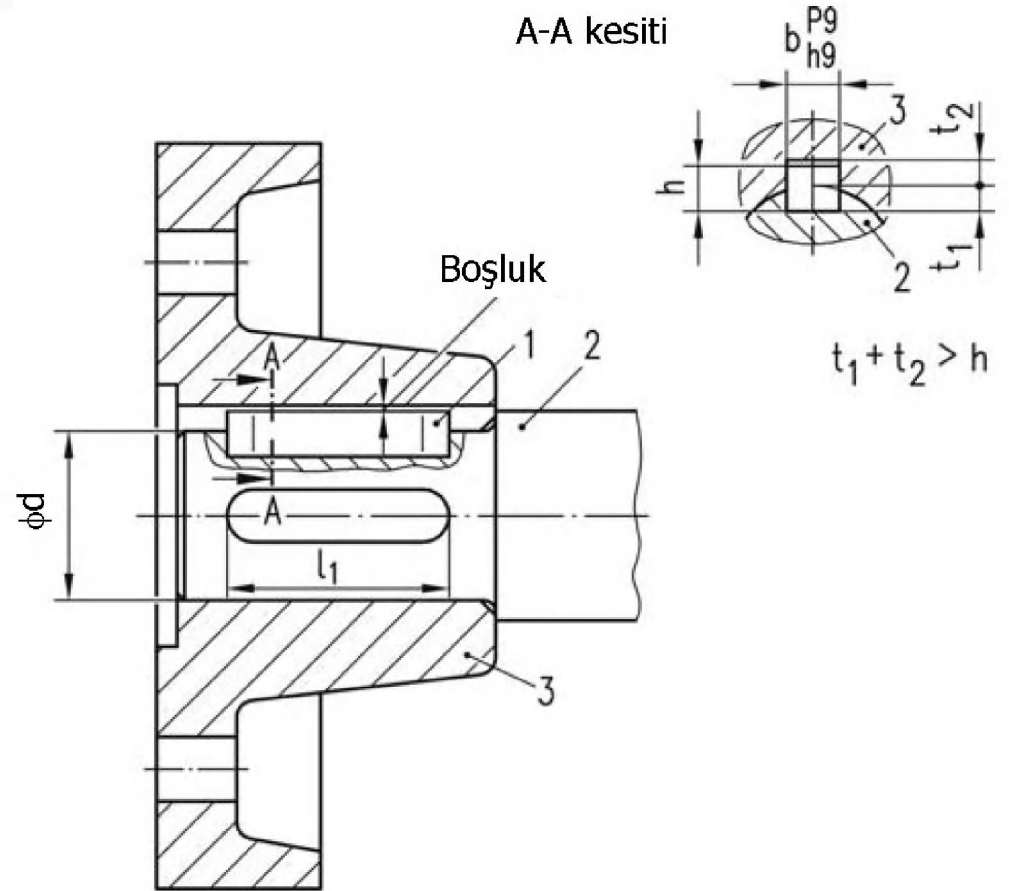




Federler (Uygu kaması)



En yaygın kullanılan mil-göbek bağlantıları arasındadır. Çok değişik formlarda olabilir.

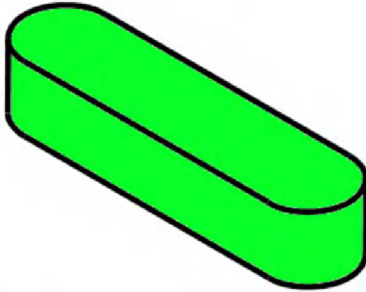




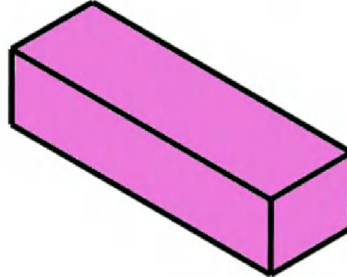
Federler (Uygu kaması)

- Federlerin kesiti mil apına bağlıdır ve tamamen standarttır. Federler uygulamaya gre değişik şekillerde de olabilirler.

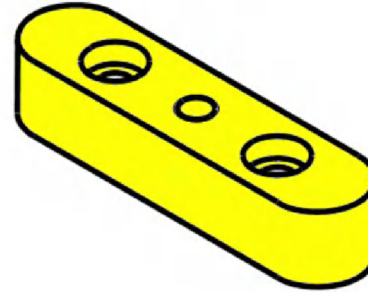
DIN 6885 A



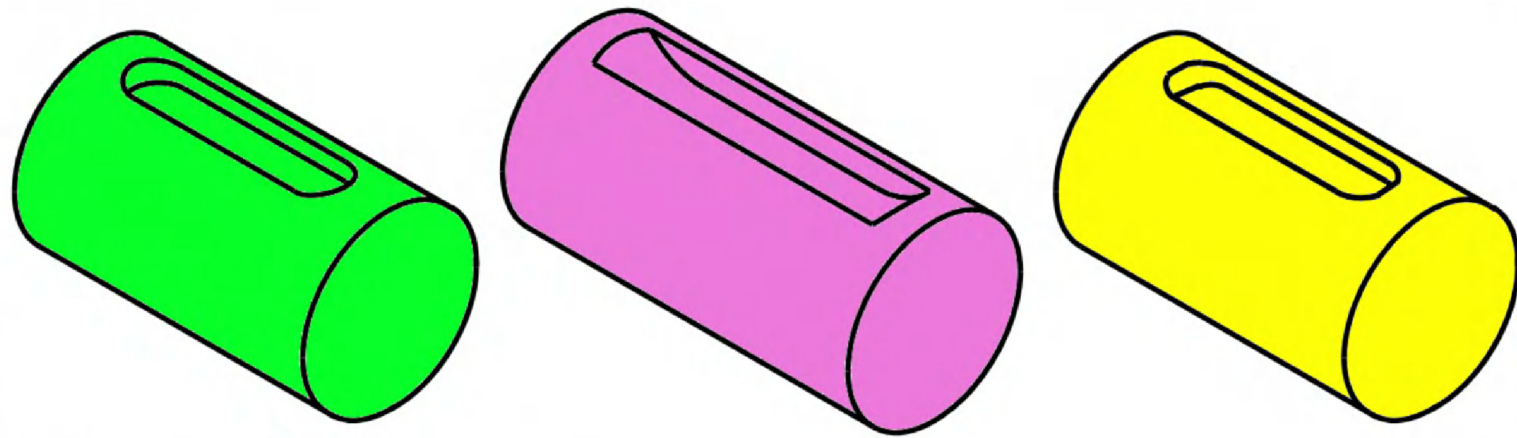
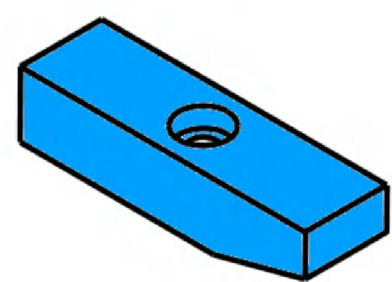
DIN 6885 B



DIN 6885 E



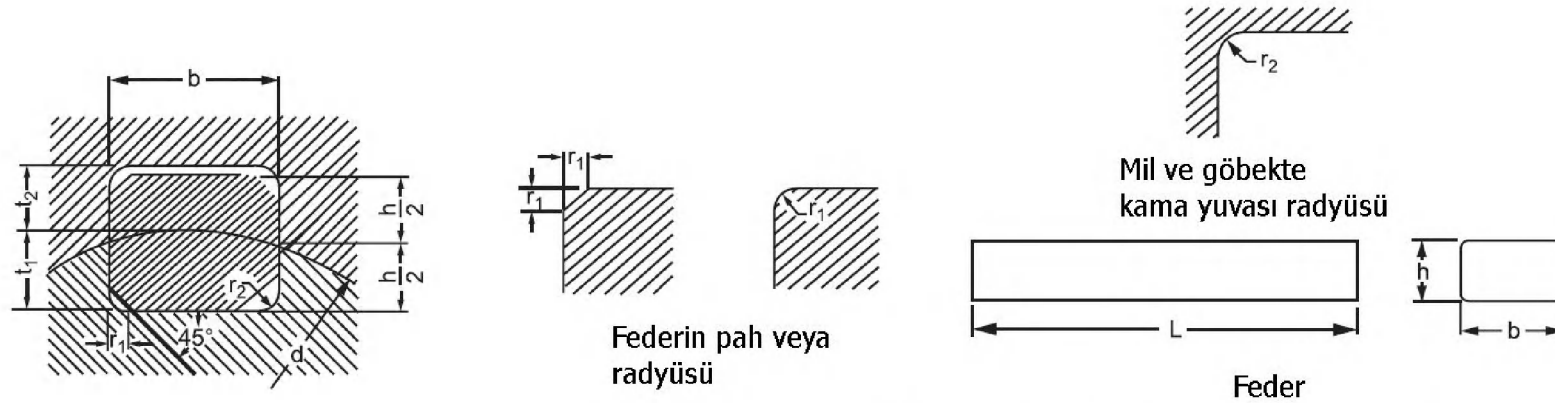
DIN 6885 G





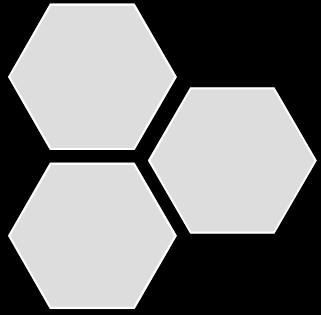
Federler (Uygu kaması)

- Standart boyutlar ve ilgili büyüklükler.



Mil çapları	den büyük	6	8	10	12	17	22	30	38	44	50	58	65	75	85	95	110	130	150	170	200	230	260	290	330	380	440
	e kadar	8	10	12	17	22	30	38	44	50	58	65	75	85	110	110	130	150	170	200	230	260	290	330	380	440	500
Feder kesiti	Genişlik b	2	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	25	28	32	36	40	45	50	56	63	70	80	90	100
	Yükseklik h	2	3	4	5	6	7	8	8	9	10	11	12	14	14	16	18	20	22	25	28	32	32	36	40	45	50
Yuva derinliği (Nominal)	Milde t_1	1.2	1.8	2.5	3.0	3.5	4.0	5	5	5.5	6	7	7.5	8.5	9.0	10	11	12	13	15	17	19	20	22	25	28	31
	Göbekte t_2	1	1.4	1.8	2.3	2.8	3.3	3.3	3.8	3.8	4.3	4.4	4.9	5.4	5.9	6.4	7.4	8.4	9.4	10.4	11.4	12.4	13.4	14.4	15.4	17.4	19.5
Yuva derinlik toleransı	t_1		+0.05						+0.1											+0.15							
			−0.00						−0.0												−0.00						
	t_2		+0.05						+0.1												+0.15						
			−0.00						−0.0													−0.00					
Federin pah veya radyüsü	r max		0.25			0.35			0.55					0.80					1.30			2.00				2.95	
	r min		0.16			0.25			0.40					0.60					1.00			1.60				2.50	
Yuva radyüsü	r_2 max		0.16			0.25			0.40					0.60					1.00			1.60				2.50	
Feder uzunluğu	L min	6	6	8	10	14	18	22	28	36	45	50	56	63	71	80	90	100	110	125	140	160	180	200	220	250	280
	L max	20	36	45	50	71	90	110	140	160	180	200	220	250	280	320	360	400	400	400	400	400	400	400	400	400	400





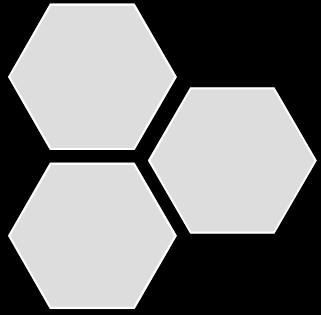
Federlerin yuvaya geçme toleransları

Feder genişlik: h9	Yuva genişliği		Çaplar		Özellikler
Yükseklik: h9 veya h11	Mil	Göbek	Mil	Göbek	
Sıkı	P9	P9	k6	H7	Robust yapıda, orta şiddette değişken moment, seyrek demontaj
Hafif sıkı	P9	P9	j6	H7	Hafif şiddette değişken momentler, göbek hala kolayca sökülebilir
Zor hareketli	N9	JS9	h7	H8	Statik momentler için, göbek kolayca monte edilebilir
Serbest	H8	D10	g6	H7	Statik momentler için, eksantriklik mevcut, göbek kolay hareketli



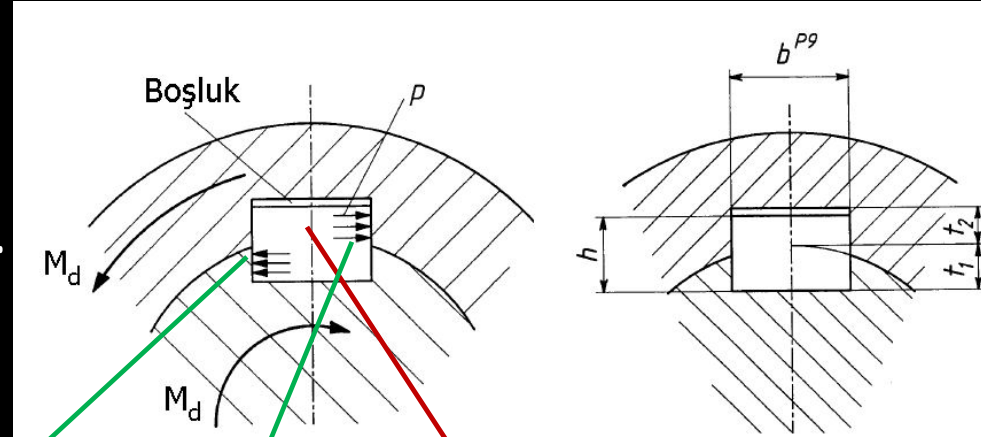
Feder hasarı





Federler (Uygu kaması)

Federlerin hesaba esas olan büyüklükleri sadece uzunluğudur. Malzeme olarak çekme dayanımı 500...600 MPa olan çelikler kullanılır.



Milin ezilmesi

$$p_M = \frac{2 \cdot M_d}{d \cdot t_1 \cdot l} \leq p_{M em}$$

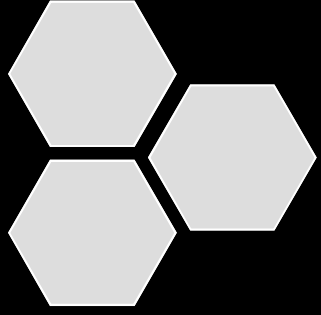
Göbeğin ezilmesi

$$p_G = \frac{2 \cdot M_d}{d \cdot t_2 \cdot l} \leq p_{G em}$$

Federin kesilmesi

$$\tau_k = \frac{2 \cdot M_d}{d \cdot b \cdot l} \leq \tau_{k em}$$

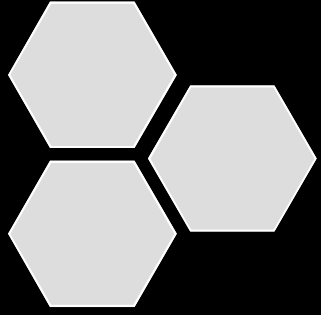
Elde edilen 3 farklı uzunluktan büyük olanına göre uzunluk seçilir.



Federler

Yuva açılması (Göbek)



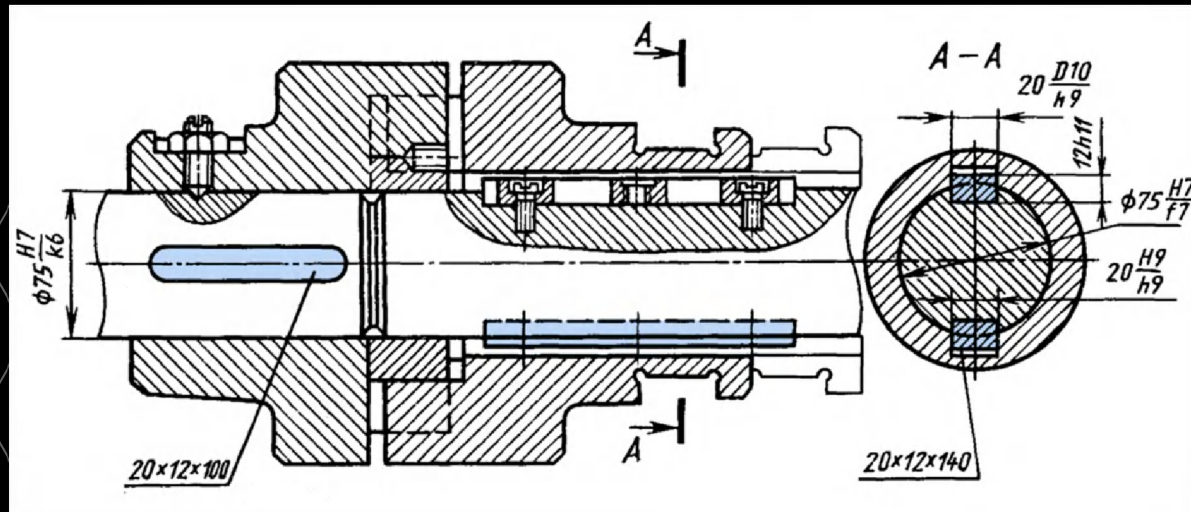
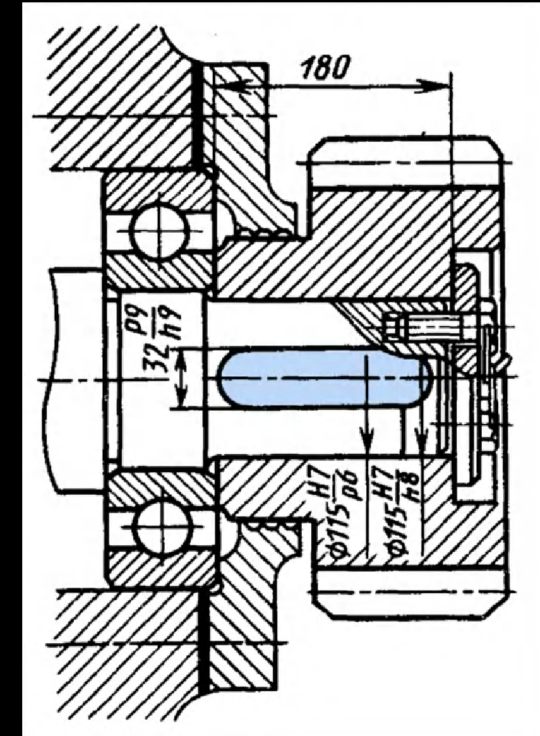
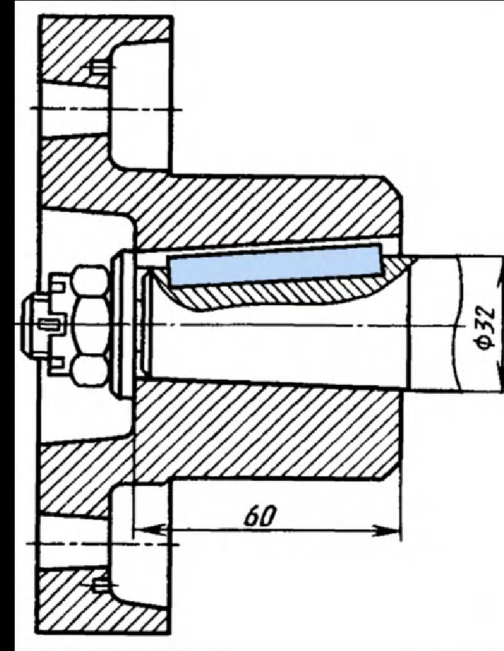
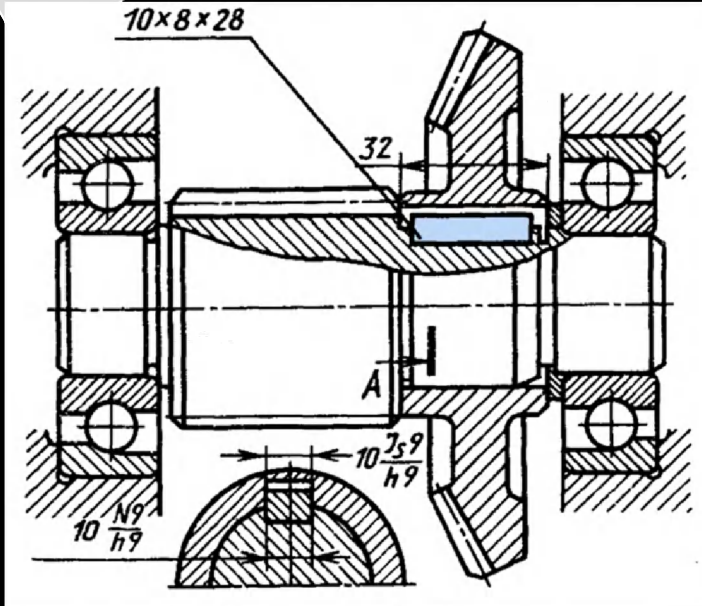


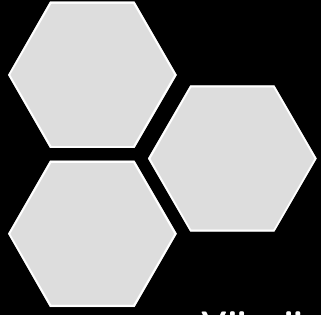
Federler

Yuva açılması (Mil)



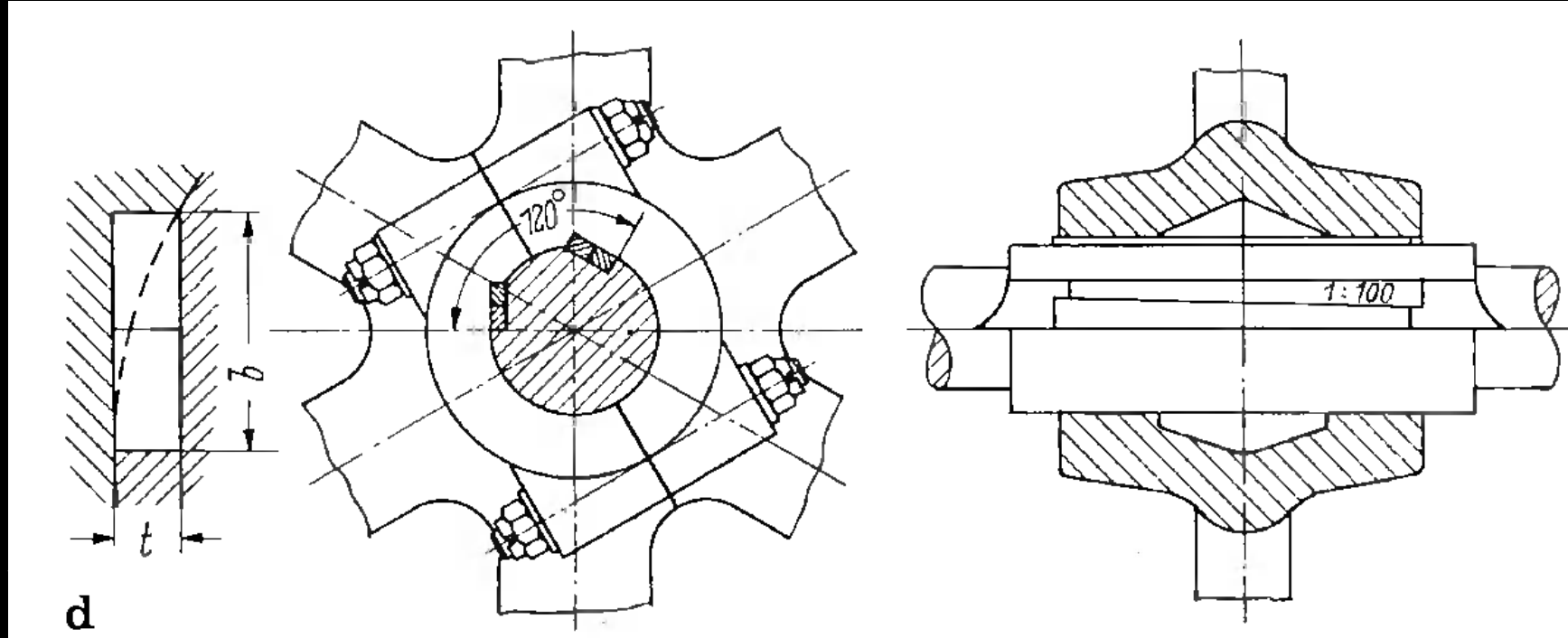
Federli konstrüksiyonlar





Teğetsel kamalar

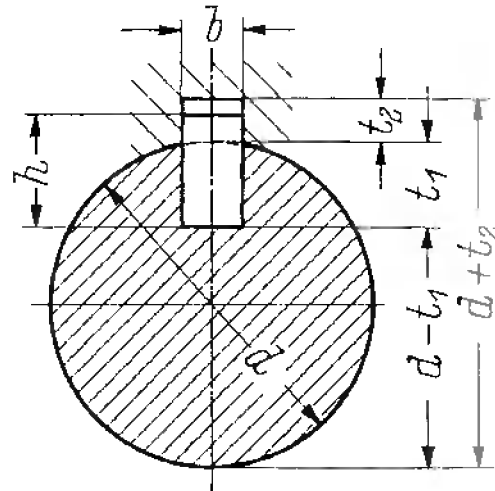
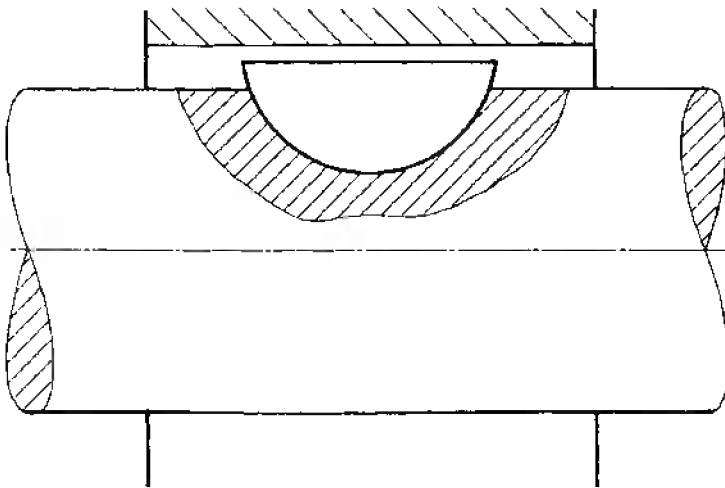
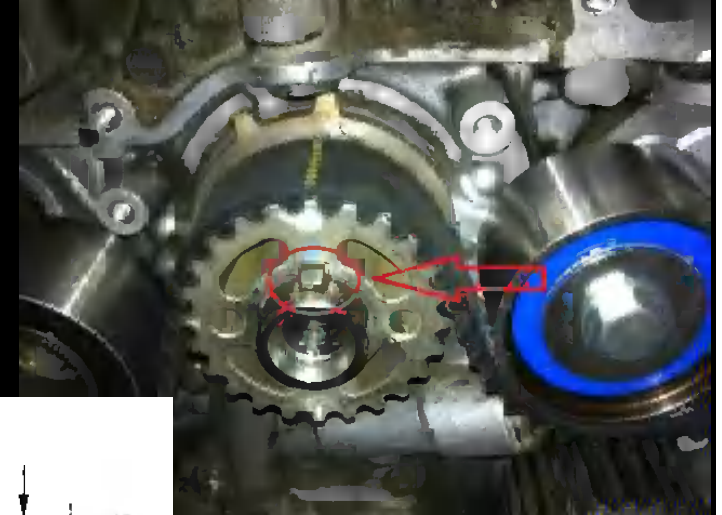
Yönü ve büyüklüğü değişen momentlerin söz konusu olduğu yerlerde tercih edilirler. Kamaların aksenal yönde çakılması ile teğetsel yönde bir ön gerilme elde edilmiş olur.

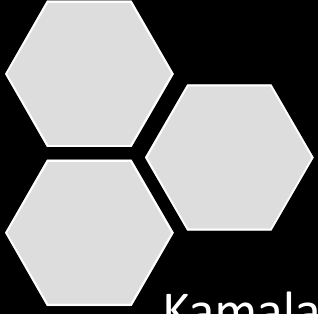




Yarımay kama (Woodruff kaması)

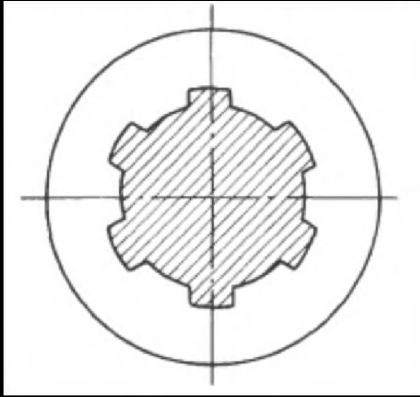
Nispeten küçük momentlerin aktarılmasında kullanılırlar. Ön gerilme istenen yerlerde kullanılacaksa kama yuvasının eğimli açılması gerekir. Yuva derin olduğundan çentik faktörü büyüktür. Bu nedenle daha ziyade mil uçlarına takılırlar. Hesabı federlerle aynıdır.



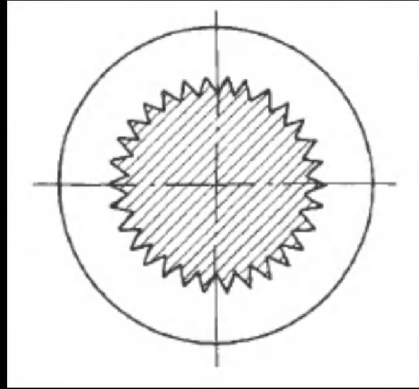


Profilli (kamalı) miller

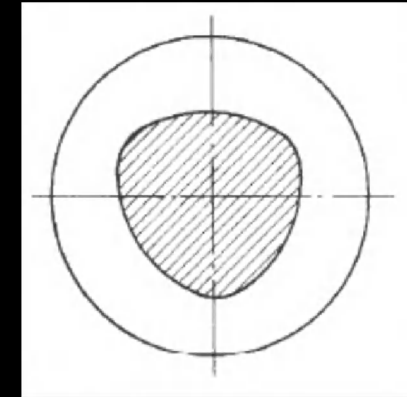
Kamalarda olduğu gibi bir bölgeye yığılmış zorlanma yoktur. Çevre kuvveti çok sayıda yüzeyden iletildiği için göbek genişliği azaltılabilir. Standart elemanlardır. Mil çapına göre profillerin şekli, adedi ve büyüklükleri bellidir. Sadece uzunluğun hesabı gerekir.



Klasik kamalı miller kolayca ayrılabilir ve eksenel yönde kaydırılabilir. Dişli kutularında vites değişiminde, otomobillerde tahrik şaftı ve kavrama şaftında kullanılır.



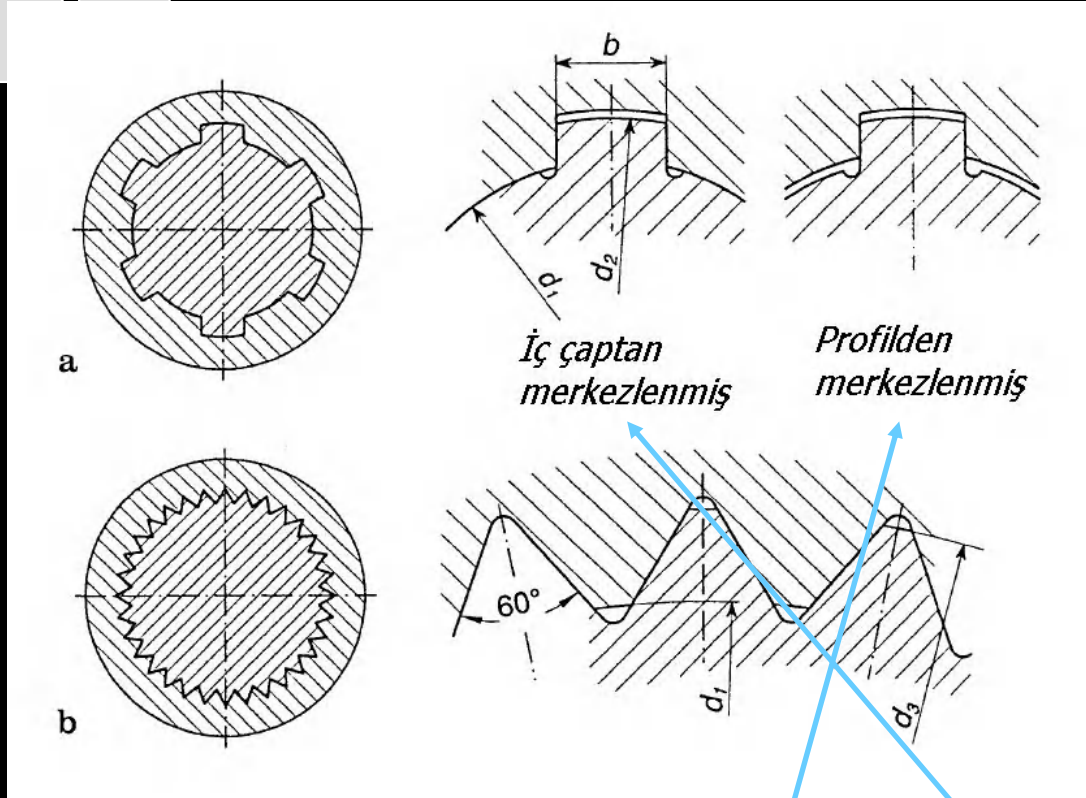
Üçgen profilli miller DIN 5481 e göre standarttır. Bağlantı kolayca ayrılabilir ve hassas biçimde ayarlanabilir. Motorlu taşıtlarda yaygındır.



Poligon profilli miller DIN 32711 e göre standartlaştırılmıştır. Yük altında kendi kendini merkezler.



Profilli (kamalı) miller



Kamalı millerde, mil ve göbeğin birbirine göre merkezlenmesi gerekir. Merkezleme mil ve yuva arasındaki toleranslarla **içten**, ya da profillerin boyut toleransları kullanılarak **yandan (profilden)** yapılabilir.





Standart kamalı miller

- Hesabı uygu kamalarına benzer. Kama ve göbek deliği yan yüzeylerinde oluşan basınç en kritik zorlanmadır. Buna göre yüzey basıncı basitçe hesaplanırsa

$$p \approx \frac{F_t}{h \cdot l \cdot i \cdot k}$$

Denklemde:

p: kama veya göbek yan yüzeyindeki temas basıncı

F_t : Güç aktarımından gelen çevre kuvveti

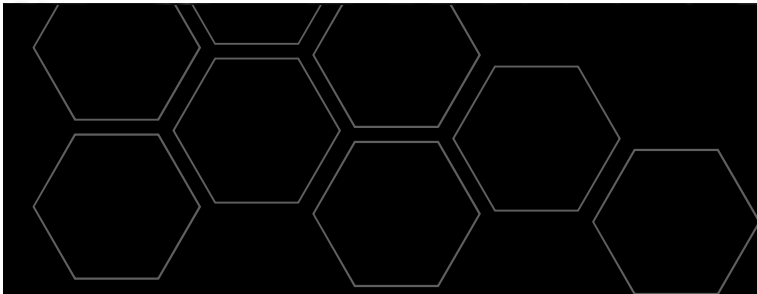
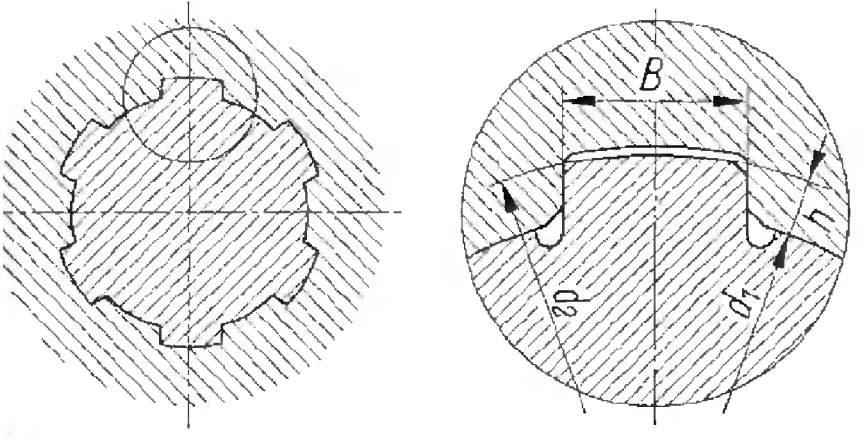
$$F_t = \frac{M_d}{r_m}; r_m = 0,25 \cdot (d_2 + d_3)$$

h: kama yüksekliği $0,5 \cdot (d_3 - d_2)$

l: kamalı milin boyu

i: çevredeki profil sayısı

k: yük taşımaya iştirak eden profil sayısının gösteren bir faktör. İçten merkezlemede 0,75, profilden merkezlemede 0,9 alınır.





Üçgen veya evolvent kamalı miller

- Hesabı hemen hemen bir öncekilerle aynıdır. Sadece bağıntıda yer alan bazı büyüklüklerde ufak düzeltmeler yapılır. Yine kama ve göbek deliği yan yüzeylerindeki basınç hesaplanır:

$$p \approx \frac{F_t}{h \cdot l \cdot i \cdot k}$$

Denklemden:

p: kama veya göbek yan yüzeyindeki temas basıncı

F_t : Güç aktarımından gelen çevre kuvveti

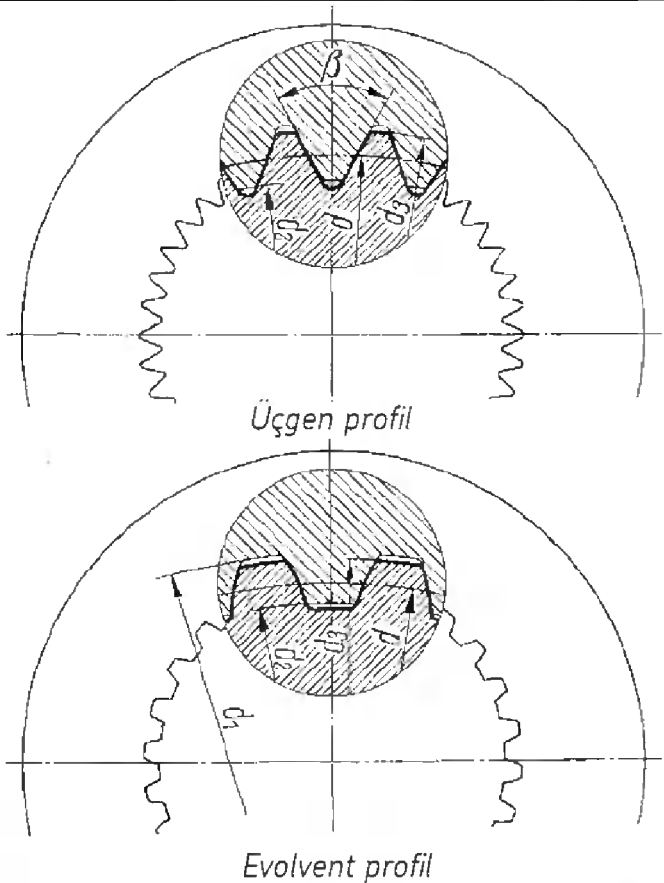
$$F_t = \frac{M_d}{r_m}; r_m = 0,25 \cdot (d_2 + d_3)$$

h: kama yüksekliği $0,5 \cdot (d_3 - d_2)$

l: kamalı milin boyu

i: çevredeki profil sayısı

k: yük taşımaya iştirak eden profil sayısını gösteren bir faktör. Üçgen profilde 0,5, evolvent profilde 0,75 alınır.



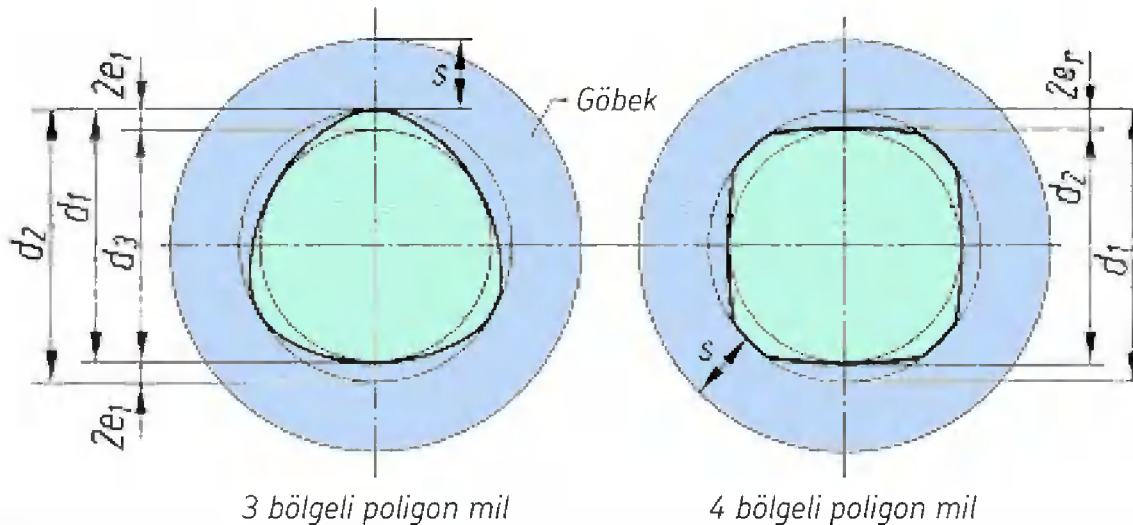
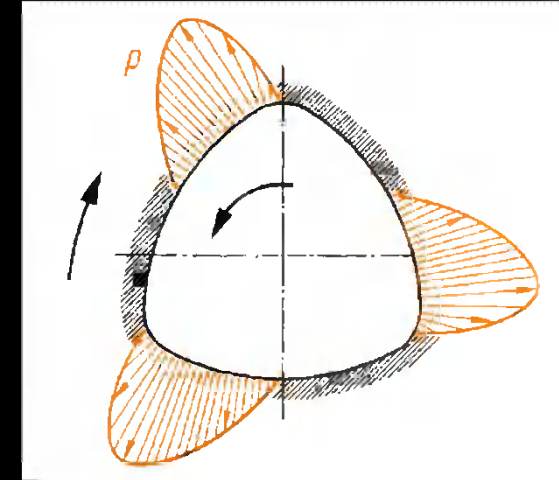


Poligon miller

- Standart olarak 3 bölge ve 4 bölge olanları mevcuttur. Basınç profili diğerlerinden farklıdır:

$$\text{Üç bölge için } p \approx \frac{M_d}{l \cdot (2,36 \cdot d_1 \cdot e_1 + 0,05 \cdot d_1^2)}$$

$$\text{Dört bölge için } p \approx \frac{M_d}{l \cdot (\pi \cdot d_r \cdot e_r + 0,05 \cdot d_r^2)}$$



Denklemde:

p: profil veya göbek yan yüzeyindeki temas basıncı

M_d : Döndürme momenti

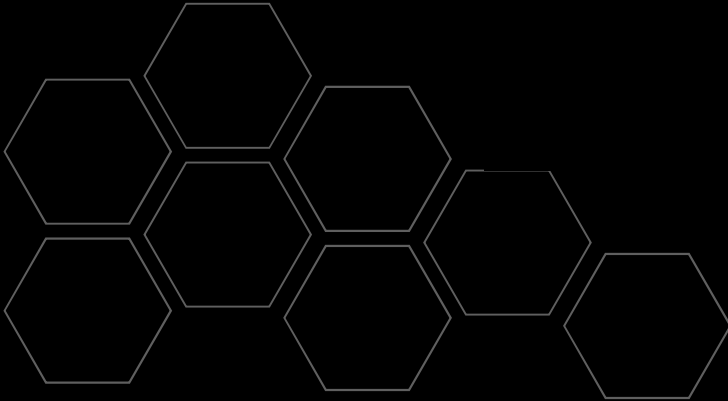
l: profilli milin boyu

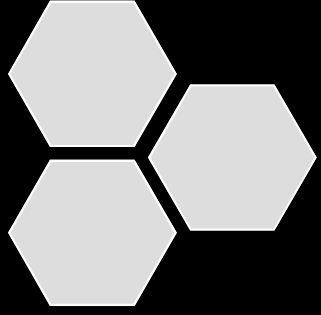
e_1, e_r : Profillerin eksantrikliği

d_r : hesaplama çapı; $d_2 + 2e_1$



Kamalı mil imalatı





Kamalı göbük imalatı

