

## 10 VIDA DIŐLİ BAĞLAMA ELEMANLARI

### 10.1 GİRİŐ

Makine mühendis olmayan kişiler bağlama elemanlarından (cıvata, somun ve vida) bahsederken son derece önemsizlermiŐ gibi konuŐurlar. Makine mühendisleri ise bağlama elemanlarının çok çeŐitlerinin olduğunu ve bunların tasarım detaylarına dikkat edilmesi gerektiğini çok iyi bilirler. Bağlama elemanlarının (dişli olanlar yada olmayanlar) ekonomik değeri son derece önemli olup, 1978 yılında normal boyuttaki bir yolcu uçağında kullanılan bağlama elemanları (cıvata, somun, vida ve perçinlerin) adeti  $2.4 \times 10^6$  olup, ekonomik değeri 750,000.00 dolar olmuŐtur. Bağlama elemanları birleŐtirilmesi gereken iki veya daha fazla parçayı bir birine emniyetli bir Şekilde bağlamak için kullanılır. Bağlama elemanlarının çok sayıda kullanıldığı yere en iyi örneklerden birisi günlük yaŐamımızda kullandığımız otomobillerdir. Aynı zamanda bağlama elemanları değişik ortamlarda kullanılmaları nedeniyle, korozyon riski olan ortamlarda dahi kullanılabilecek yeterlilikte olmalıdırlar. Korozyon genelde çevresel etkilerle veya galvanik olarak ortaya çıkmaktadır. Vidalı bağlama elemanları genelde düşük maliyetle ve otomatik olarak üretilmekte olup, takılmaları ve sökülmeleri kolay olmak durumundadır. Bazı özel durumlar için (arabanın tekerleklerini gasp etmek, vs) vidalı bağlantı elemanının sökülmesi zorlaŐtırılmaktadır (özel alet gerekebilir).

Özetle, vidalı bağlama elemanlarındaki problemler sıralanır ise, hafif olmalı, imalatı ve kullanımı ucuz olmalı, korozyona karşı duyarlılığı az olmalı ve son olarak ta titreŐim nedeniyle kendi kendine gevşememeli. Bunlar mühendisler için hala geçerliliğini koruyan ve üzerinde çalıŐılan konulardır. Bunlara ilaveten mühendisler doğru bağlama elemanının seğimine, kullanımına ve piyasada olup olmadığına dikkat etme durumundadır.

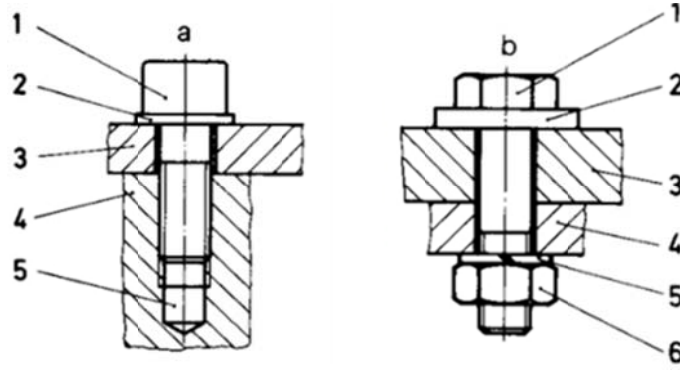
Güç vidaları da makine parçalarından olup, onlar üzerinde de mühendisler tarafından yoğun bir araŐtırma sürdürölmektedir.

Cıvataların kullanım amaçları değişken olabildiğinden, tablo 1 de cıvataların türüne göre kullanım amaçları verilmiştir.

**Tablo 10.1 Cıvata ÇeŐitleri ve Kullanım Amaçları**

Cıvata Türü	Kullanım Amacı
Bağlama Cıvatası	Makine elemanlarının çözülebilir bir Şekilde birleştirilmesinde
Hareket Cıvatası	Dönme hareketini öteleme hareketine dönüŐtürmesinde
Ayar Cıvatası	Mesafelerin, boşlukları ayarlanmasında ve belirlenmesinde
Kapama Cıvatası	Tapa olarak deliklerin sızdırmazlığı sağlayacak Şekilde kapatılmasında
Ölçü Cıvatası	Dönme hareketini çok hasas olarak öteleme hareketine dönüŐtürmesinde
Gergi Cıvatası	Eksen doğrultusunda germe kuvvetinin uygulanmasında

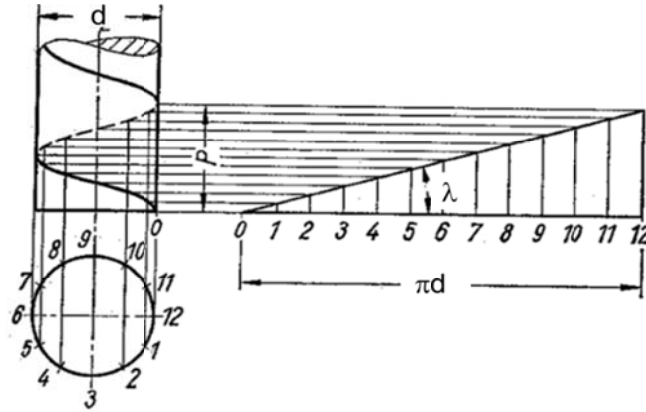
Şekil 10.1a da sadece cıvata kullanılarak birleştirilmiş iki makine elemanı (parça), bağlantı parçaları, iki parçanın cıvata somun bağlama elemanı kullanılarak birleŐtirilmesi ve bağlantı parçaları görölmektedir. Şekil 10.1 a da 1) Silindir başlı cıvata, 2) pul, 3) ve 4) birleştirilen parçalar ve 5) vida (vida diŐi) açılmış delik. Şekil 10.1 b de ise 1) altıgen başlı cıvata, 2) pul, 3) ve 4) birleştirilen parçalar ve 5) emniyet halkası ve 6) somun.



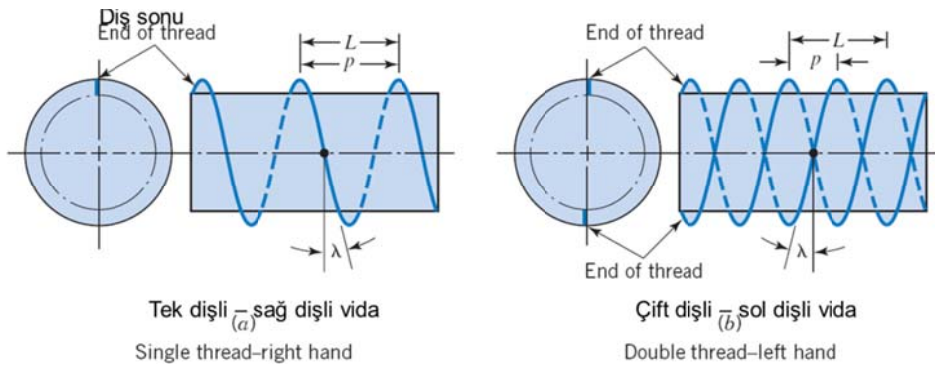
Şekil 10.1 Cıvata Bağlantılarındaki Elemanlar

## 10.2 DİŞ FORMLARI, TERMİNOLOJİSİ VE STANDARTLAR

Cıvatalarda oluşturulan vidanın kesiti, kare, trapez, üçgen ve diğer geometrik şekillerde imal edilerek Şekil 10.1b de görüldüğü gibi dairesel bir silindir etrafına sarılır. Bu silindir etrafında kendine paralel olarak dönen bir doğru üzerinde sabit hızla hareket eden herhangi bir noktanın oluşturduğu hacimsel eğriye **helis eğrisi** denir. Doğru üzerindeki herhangi bir noktanın tam bir devirde eksen boyunca yaptığı ilerlemeye **adım (p)** denir. Doğrunun yatayla yaptığı açıya ise helis **açısı ( $\lambda$ )** denir.



Şekil 10.1b Vida Helisinin Oluşturulması

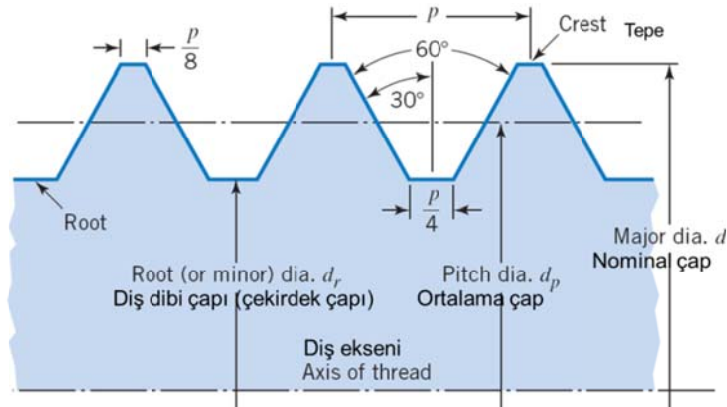


Şekil 10.1c Helis Vidada P Adım, L Helis Boyu ve  $\lambda$  Helis Açısı

Şekil 10.1c de ise tek vidalı, sağ dişli ve çift vidalı sol dişli bir cıvata görülmektedir. Genelde ima edilmediği durumlarda cıvatalar tek ancak bazı durumlarda birden fazla dişli ile imal edilmiş cıvatalara rastlanmaktadır. Bu tip cıvatalar genelde kuvvet iletiminde kullanılmaktadırlar.

Şekil 10.2 cıvatalarda kullanılan standart diş geometrisini göstermektedir. Bu profil (geometri) inç serisindeki ve metrik serideki cıvata ve somunlar için kullanılmaktadır. Tablo 10.2 de standart inç cıvatalar ve tablo 10.3 de ise standart metrik cıvatalar kalın ve ince dişli olarak verilmiştir. Buradaki cıvatalar standart olup bunların dışındaki ölçülerde de cıvatalar imal edilebilmektedir. Cıvatalarda gerilme alanı adım ve diş dibi çapının averajı olarak hesaplanmıştır. Bu alan cıvata oluşmuş gerilmenin hesaplanmasında kullanılır.

V şeklindeki 60 derecelik diş profili ilk kullanılan diş profili olmakla birlikte, dişin nominal çapında ve diş dibi çapında keskin köşelerle imal edilmiştir. Bu profil modern cıvata imalatında halen kullanılmaktadır. Nominal çaptaki keskin köşeler kullanım sırasında kırılmalara uğrarken, diş dibindeki keskin köşeler ise gerilme konsantrasyonu oluşturmaktadırlar. Bu keskin köşeler daha sonra ülkelerin aralarında yaptığı standart geliştirme toplantılarında ortadan kaldırılarak metrik cıvata profilinin kullanılmasına karar verilmiştir.



Şekil 10.2 Genel Dişli Profili

**Tablo 10.2 İnc Cıvataların Temel Boyutları**

Size	Nominal çap Major Diameter $d$ (in.)	Kalın Diş Coarse Threads—UNC Diş dibi çapı			İnce Diş Fine Threads—UNF Diş dibi çapı		
		Her inçteki diş sayısı Threads per Inch	Minor Diameter of External Thread $d_r$ (in.)	Gerilme alanı Tensile Stress Area $A_t$ (in. <sup>2</sup> )	Her inçteki diş sayısı Threads per Inch	Minor Diameter of External Thread $d_r$ (in.)	Gerilme alanı Tensile Stress Area $A_t$ (in. <sup>2</sup> )
0(.060)	0.0600	—	—	—	80	0.0447	0.00180
1(.073)	0.0730	64	0.0538	0.00263	72	0.0560	0.00278
2(.086)	0.0860	56	0.0641	0.00370	64	0.0668	0.00394
3(.099)	0.0990	48	0.0734	0.00487	56	0.0771	0.00523
4(.112)	0.1120	40	0.0813	0.00604	48	0.0864	0.00661
5(.125)	0.1250	40	0.0943	0.00796	44	0.0971	0.00830
6(.138)	0.1380	32	0.0997	0.00909	40	0.1073	0.01015
8(.164)	0.1640	32	0.1257	0.0140	36	0.1299	0.01474
10(.190)	0.1900	24	0.1389	0.0175	32	0.1517	0.0200
12(.216)	0.2160	24	0.1649	0.0242	28	0.1722	0.0258
$\frac{1}{4}$	0.2500	20	0.1887	0.0318	28	0.2062	0.0364
$\frac{5}{16}$	0.3125	18	0.2443	0.0524	24	0.2614	0.0580
$\frac{3}{8}$	0.3750	16	0.2983	0.0775	24	0.3239	0.0878
$\frac{7}{16}$	0.4375	14	0.3499	0.1063	20	0.3762	0.1187
$\frac{1}{2}$	0.5000	13	0.4056	0.1419	20	0.4387	0.1599
$\frac{9}{16}$	0.5625	12	0.4603	0.182	18	0.4943	0.203
$\frac{5}{8}$	0.6250	11	0.5135	0.226	18	0.5568	0.256
$\frac{3}{4}$	0.7500	10	0.6273	0.334	16	0.6733	0.373
$\frac{7}{8}$	0.8750	9	0.7387	0.462	14	0.7874	0.509
1	1.0000	8	0.8466	0.606	12	0.8978	0.663
$1\frac{1}{8}$	1.1250	7	0.9497	0.763	12	1.0228	0.856
$1\frac{1}{4}$	1.2500	7	1.0747	0.969	12	1.1478	1.073
$1\frac{3}{8}$	1.3750	6	1.1705	1.155	12	1.2728	1.315
$1\frac{1}{2}$	1.5000	6	1.2955	1.405	12	1.3978	1.581
$1\frac{3}{4}$	1.7500	5	1.5046	1.90			
2	2.0000	$4\frac{1}{2}$	1.7274	2.50			
$2\frac{1}{4}$	2.2500	$4\frac{1}{2}$	1.9774	3.25			
$2\frac{1}{2}$	2.5000	4	2.1933	4.00			
$2\frac{3}{4}$	2.7500	4	2.4433	4.93			
3	3.0000	4	2.6933	5.97			
$3\frac{1}{4}$	3.2500	4	2.9433	7.10			
$3\frac{1}{2}$	3.5000	4	3.1933	8.33			
$3\frac{3}{4}$	3.7500	4	3.4433	9.66			
4	4.0000	4	3.6933	11.08			

Note: See ANSI standard B1.1-1974 for full details. Unified threads are specified as " $\frac{1}{2}$  in.—13UNC," "1 in.—12UNF."

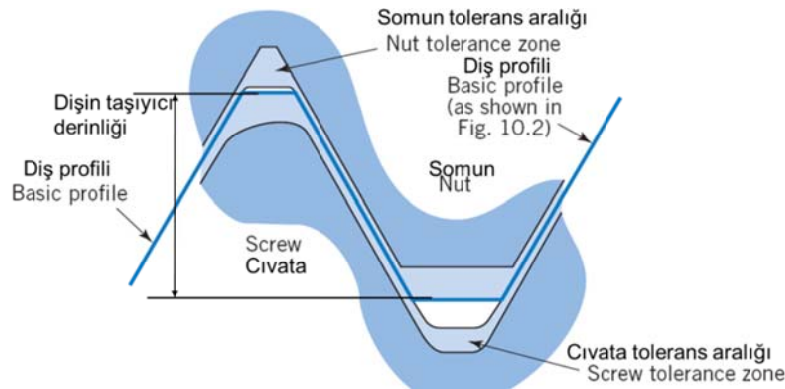
**Tablo 10.3 Metrik Cıvataların Temel Boyutları**

Nominal çap Nominal Diameter $d$ (mm)	Kalın Diş Coarse Threads			İnce Diş Fine Threads		
	Adım Pitch $p$ (mm)	Diş dibi çapı Minor Diameter $d_r$ (mm)	Gerilme alanı Stress Area $A_t$ (mm <sup>2</sup> )	Adım Pitch $p$ (mm)	Diş dibi çapı Minor Diameter $d_r$ (mm)	Gerilme alanı Stress Area $A_t$ (mm <sup>2</sup> )
3	0.5	2.39	5.03			
3.5	0.6	2.76	6.78			
4	0.7	3.14	8.78			
5	0.8	4.02	14.2			
6	1	4.77	20.1			
7	1	5.77	28.9			
8	1.25	6.47	36.6	1	6.77	39.2
10	1.5	8.16	58.0	1.25	8.47	61.2
12	1.75	9.85	84.3	1.25	10.5	92.1
14	2	11.6	115	1.5	12.2	125
16	2	13.6	157	1.5	14.2	167
18	2.5	14.9	192	1.5	16.2	216
20	2.5	16.9	245	1.5	18.2	272
22	2.5	18.9	303	1.5	20.2	333
24	3	20.3	353	2	21.6	384
27	3	23.3	459	2	24.6	496
30	3.5	25.7	561	2	27.6	621
33	3.5	28.7	694	2	30.6	761
36	4	31.1	817	3	32.3	865
39	4	34.1	976	3	35.3	1030

ote: Metric threads are identified by diameter and pitch as "M8 × 1.25."

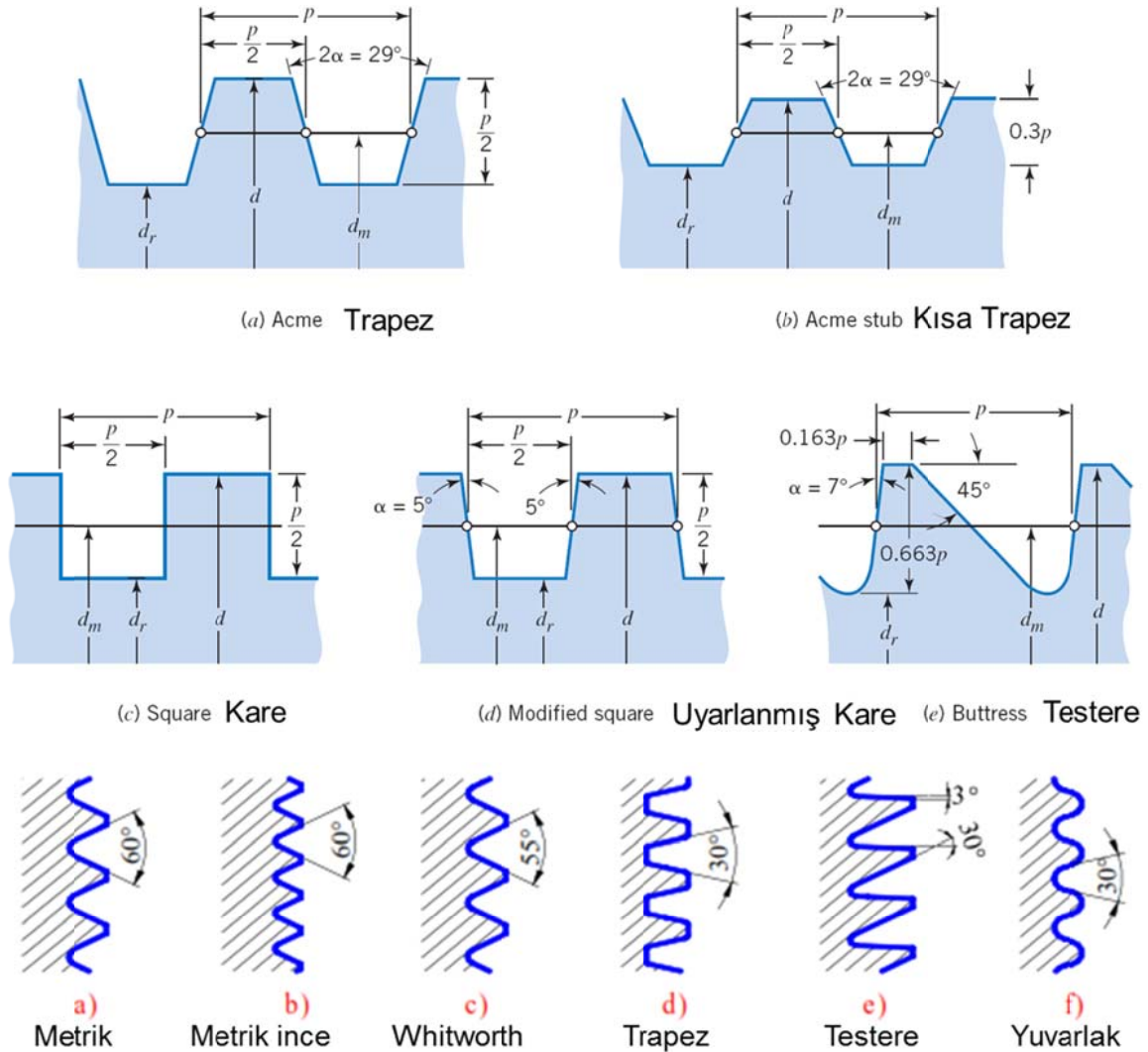
**Tablo 10.4 Diğer Metrik Cıvatalar**

Her bir uygulama değişik diş profili ve dişler arasında (cıvata ve somun) değişik hassasiyette tolerans kullanma ihtiyacı gerektirebilir. Dişler arasındaki toleransın azalmasıyla vidalı bağlama elemanının fiyatı artmaktadır. Şekil 10.3 de değişik diş profiller görülmektedir.

**Şekil 10.3 Cıvata Dişleri Arasındaki Tolerans**

Şekil 10.4 de ise en çok kullanılan cıvata diş profilleri görülmektedir. Trapez diş profili en eski olanı ve hala en genel kullanılan profillerden birisidir. Kare profillerin ise verimliliği yüksek fakat imalatı zor olduğundan pahalıdır. Alttaki şekilde a şikkındaki metrik dişli profili

ise en çok kullanılan metrik dişli profildir. Testere dişliler ise genelde bir yönde fazla aksel yük taşınması gerektiği durumlarda kullanılırlar.



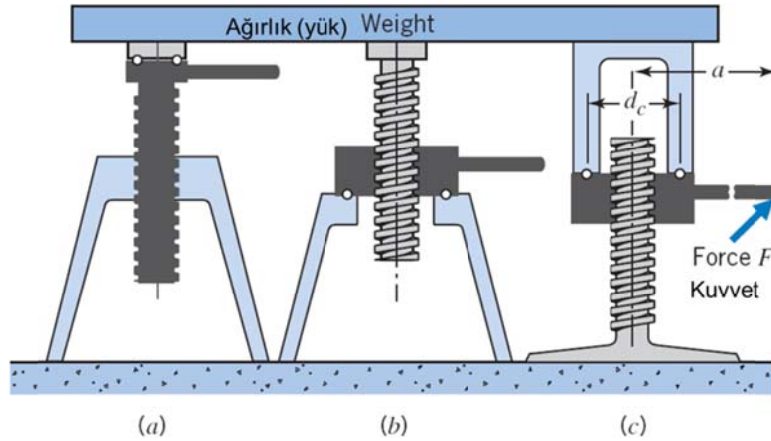
Şekil 10.4 Diş Profilleri

### 10.3 CIVATALAR

Cıvatalar dönme hareketini yavaş lineer harekete çeviren makine elemanlarıdır. Cıvataların bu özelliğinden faydalanarak mekanik krikolar, çekme ve basma makineleri, ağaç ve metal mungesi gibi birçok alet tasarlanmıştır. Başka kullanım alanlarından bazıları ise çok hassas pozisyon tanımlamalarıdır. Örneğin: mikrometrenin veya takım tezgâhlarında tablanın pozisyonunun belirlenmesi.

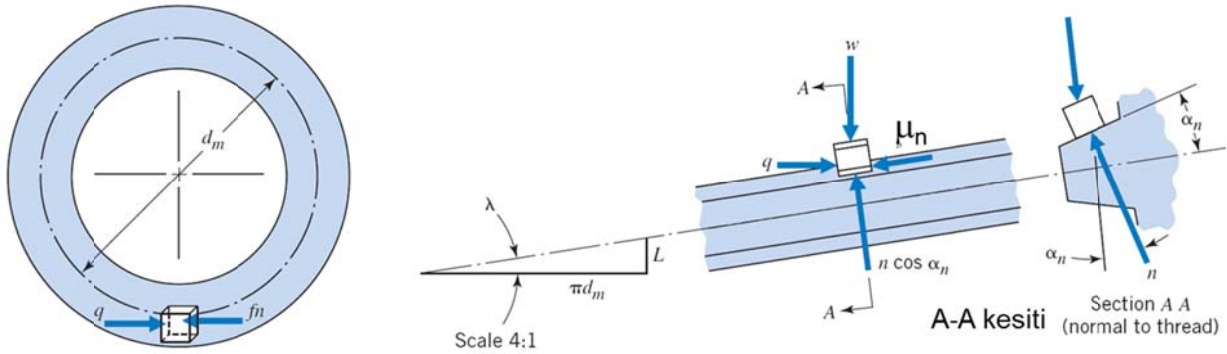
Şekil 10.5 de üç değişik krikonun belli bir ağırlığı kaldırması gösterilmektedir. Burada hareketli olan parça siyah renkte olan parçadır. Hareketli olan parçada oluşturulan dönme hareketi, hareketsiz olan uzun cıvatada doğrusal harekete dönüşerek ağırlığı ya kaldırmakta ya

da indirmektedir. Burada krikoların üçü de aynı prensiple çalışmakta olup, biz şekil 10.5c deki krikoyu seçelim.



**Şekil 10.5** Yük Kaldıran Üç Değişik Kriko

Şekil 10.5c deki hareketli kısmı döndürerek, hareketli kısmın içindeki somunun belli bir açıyla cıvataya düzgün bir şekilde tırmanması sağlanmış olur. Şekil 10.6 da gösterildiği gibi tam bir turluk dış profilinin bir kısmı açılımsın. Eğer tam bir turluk açılım yapılsa oluşan üçgenden şu ilişki yazılabilir.



**Şekil 10.6** Cıvata Dişine Gelen Kuvvetler

$$\tan \lambda = \frac{L}{\pi d_m} \quad (10.1)$$

Burada:

$\lambda$  : Helis açısı

$L$  : Tam bir tur dönmede alınan yol

$d_m$  : Dişin ortalama çapı

Şekil 10.6 da somunun çok küçük bir kısmı gösterilmekte olup, somuna etki eden kuvvetler ( $w$ ) yük (toplam ağırlığın bir oranı), ( $n$ ) normal kuvvet, ( $\mu_n$ ) sürtünme kuvveti, ( $q$ ) tanjant kuvveti. Somuna etki eden moment ise  $q(d_m/2)$  dir.

Şekil 10.6 da sol taraftaki şekilde görülen blok üzerine etki eden kuvvetlerin toplamı;

$$\sum F_t = 0: \quad q - n(\mu \cos \lambda + \cos \alpha_n \sin \lambda) = 0 \quad (a)$$

Eksenel kuvvetlerin toplamı;

$$\sum F_a = 0: \quad w + n(\mu \sin \lambda - \cos \alpha_n \cos \lambda) = 0$$

veya

$$n = \frac{w}{\cos \alpha_n \cos \lambda - \mu \sin \lambda} \quad (b)$$

Denklem a ve denklem b birleştirilir ise;

$$q = w \frac{\mu \cos \lambda + \cos \alpha_n \sin \lambda}{\cos \alpha_n \cos \lambda - \mu \sin \lambda} \quad (c)$$

$q$  kuvvetinin oluşturduğu moment  $q(d_m/2)$  olarak ifade edilmişti. Formülleri elde etmede kullanılan küçük blok sadece somun dişlisinin bir parçasını gösterdiğinden, elde edilen denklem diş boyunca (bir tam dönme için) integral alınarak toplam tork bulunur. İntegral sonrasında  $q$   $Q$  ile,  $w$   $W$  ile ve  $n$   $N$  ile yer değiştirir. Buna göre yeni moment denklemi;

$$T = Q \frac{d_m}{2} = \frac{W d_m}{2} \frac{\mu \cos \lambda + \cos \alpha_n \sin \lambda}{\cos \alpha_n \cos \lambda - \mu \sin \lambda} \quad (10.2)$$

Şekil 10.5c de (*moment*)  $T = Fa$ .

Genelde  $L$  ve  $\lambda$  bilinen değerler olduğundan, moment denkleminin payı ve paydası  $\cos \lambda$  ile bölünüp  $\tan \lambda$  için  $L/\pi d_m$  yerine yazılır ise yeni moment denklemi;

$$T = \frac{W d_m \mu \pi d_m + L \cos \alpha_n}{2 \pi d_m \cos \alpha_n - \mu L} \quad (10.3)$$

Bazı uygulamalarda dönen ve sabit parçalar arasında bir **baskı bileziği (thrust collar)** mevcuttur. Bu durum Şekil 10.5 de verilmiştir ve baskı bileziği olarak ( $d_c$ ) çapında rulman kullanılmıştır. Bazı durumlarda basit bir basma pulu da kullanılabilir. Burada baskı bileziği ya da baskı pulunun sürtünme katsayısı  $\mu_c$  ise, sürtünme kuvvetinin oluşturduğu  $W\mu_c d_c/2$  kadarlık sürtünme momenti hesaplanan momente ilave edilmelidir. Buna göre;

$$T = \frac{W d_m \mu \pi d_m + L \cos \alpha_n}{2 \pi d_m \cos \alpha_n - \mu L} + \frac{W \mu_c d_c}{2} \quad (10.4)$$

Kare şeklindeki cıvata profili için  $\cos \alpha_n = 1$  olduğundan denklem 10.4 aşağıdaki hale gelir.

$$T = \frac{W d_m \mu \pi d_m + L}{2 \pi d_m - \mu L} + \frac{W \mu_c d_c}{2} \quad (10.4a)$$



Trapez profilli cıvatalarda, acının çok küçük olması nedeniyle  $\cos \alpha_n = 1$  alınarak denklem 10.4a hatasız kabul edilebilecek sonuç verdiği kabulü ile kullanılabilir.

Kaldırılan ve indirilen yük hesaplamalarında sadece  $(\mu_n)$  sürtünme kuvvetinin ve  $(q)$  tanjant kuvvetinin yönleri değişir. Genel durumda yükü indirmek için gerekli moment;

$$T = \frac{Wd_m \mu \pi d_m - L \cos \alpha_n}{2 \pi d_m \cos \alpha_n + \mu L} + \frac{W \mu_c d_c}{2} \quad (10.5)$$

Kare şeklindeki cıvata profili için  $\cos \alpha_n = 1$  olduğundan;

$$T = \frac{Wd_m \mu \pi d_m - L}{2 \pi d_m + \mu L} + \frac{W \mu_c d_c}{2} \quad (10.5a)$$

### 10.3.1 SÜRTÜNME KATSAYISI DEĞERLERİ

Genelde baskı bileziği ve ya baskı pulu düşük değerlerde sürtünme katsayısına,  $\mu_c$ , sahip olduğundan, oluşturduğu ilave sürtünme momenti ihmal edilmektedir.

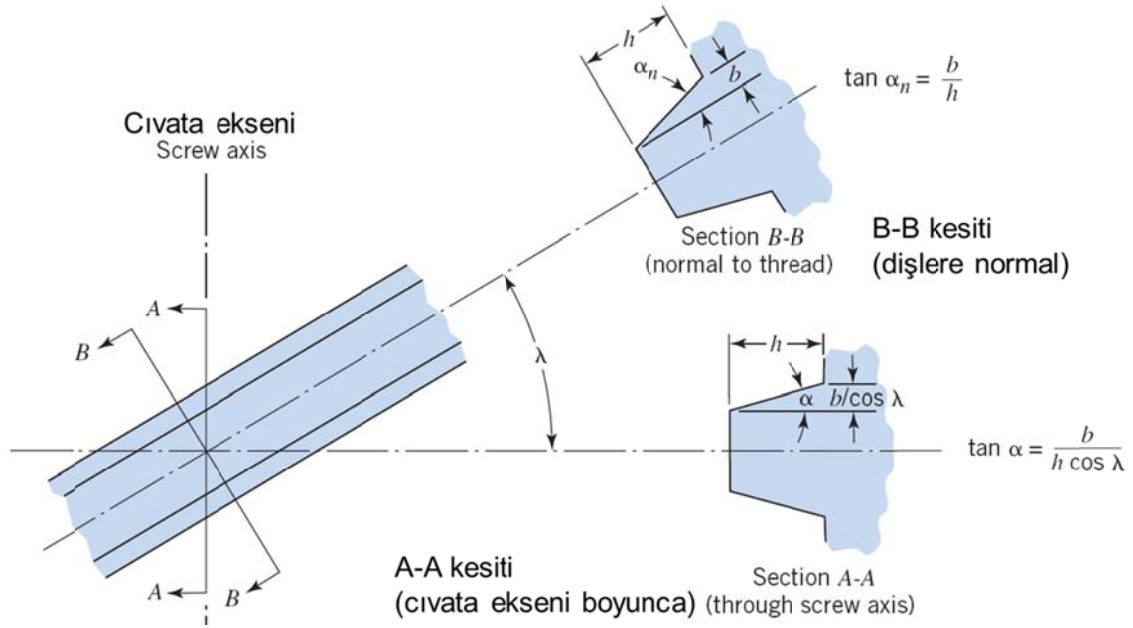
Standart kullanma koşullarında (yağlama mevcut) ve çelik baskı bileziği malzemesine karşılık gelen malzemenin dökme demir veya bronz olması durumunda, standart baskı bileziği için sürtünme katsayısı 0.08 ila 0.2 arasında seçilir. Bu aralık başlangıç ve çalışma durumundaki aralık olup, genelde başlangıçtaki sürtünme katsayısı çalışma anındakinin üç katı kadar fazla olabilir.

### 10.3.2 NORMAL DÜZLEMDEKİ DİŞ AÇISININ DEĞERİ

Şekil 10.7 normal düzlemde diş açısının değerini ( $\alpha_n$  kullanıldı) ve eksenel düzlemde diş açısının değerini ( $\alpha$  kullanıldı) göstermektedir. Şekil 10.7 den şu ifade yazılabilir.

$$\tan \alpha_n = \tan \alpha \cos \lambda \quad (10.6)$$

Küçük helis acıları için  $\cos \lambda = 1$  alınabilir.



**Şekil 10.7 Eksenel ve Normal Düzlemde Ölçülen Diş Açılarının Karşılaştırılması**

### 10.3.3 KENDİ KENDİNİ KİLİTLEYEN CIVATALAR

Kendi kendini kilitleyen civataları sökmek için pozitif moment uygulama zorunluluğu vardır. Denklem 10.5 de olduğu gibi baskı bileziğinden doğan sürtünme kuvveti ihmal edilir ise, civatanın kendi kendini kilitlemesi için,

$$\mu \geq \frac{L \cos \alpha_n}{\pi d_m} \quad (10.7)$$

Eğer kare diş kullanılmış ise denklem şu hali alır.

$$\mu \geq \frac{L}{\pi d_m} \quad \text{veya} \quad \mu \geq \tan \lambda \quad (10.7a)$$

Cıvata statik yük altında kendi kendini kilitliyor olsa bile, titreşimlerin etkisiyle gevşeyebilir olması göz önünde bulundurulmalıdır. Cıvata ve somunların titreşimin etkisiyle gevşemeleri makine elemanlarının birleştirilmesinde göz önünde bulundurulması çok önemlidir.

### 10.3.4 DİŞ VERİMİ

Cıvatanın bir tur dönmesi sonucunda gerekli olan iş tam bir tur dönme ile alınan yolun uygulanan kuvvet ile çarpılmasıyla elde edilir ( $WL$ ). Gerekli olan iş girişi  $2\pi T$  dir.  $WL/(2\pi T)$  oranı verimliliğe eşittir.  $T$  için elde edilen denklemi, denklem 10.4 de yerine koyarsak,

$$\text{Verimlilik, } e = \frac{L \pi d_m \cos \alpha_n - \mu L}{\pi d_m \pi \mu d_m + L \cos \alpha_n} \quad (10.8)$$

Eğer kare diş profili kullanılmış ise,

$$e = \frac{L}{\pi d_m} \frac{\pi d_m - \mu L}{\pi d_m \mu d_m + L} \quad (10.8a)$$

Her zaman bir probleme iki ayrı noktadan yaklaşarak aynı sonuca ulaşmak güven vericidir. Denklem 10.8 ze göre, verim gerekli momentin  $\mu = 0$  durumunda gerekli momente bölünmesiyle ifade edilir. Bunu burada irdelemeyeceğiz.

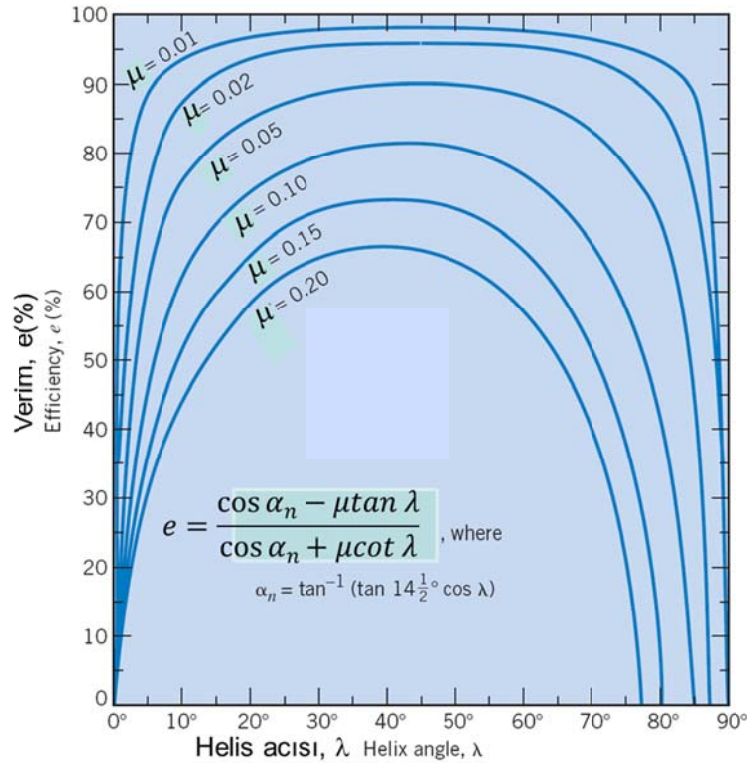
Denklem 10.1 rı denklem 10.8 de yerine koyarak ve gerekli basitleştirmeleri yaparak aşağıdaki denkleme ulaşırız.

$$e = \frac{\cos \alpha_n - \mu \tan \lambda}{\cos \alpha_n + \mu \cot \lambda} \quad (10.9)$$

Eğer kare diş profili kullanılmış ise,

$$e = \frac{1 - \mu \tan \lambda}{1 + \mu \cot \lambda} \quad (10.9a)$$

Şekil 10.8 verimliliğin değişimini sürtünme katsayısının ve helis açısının fonksiyonu olarak göstermektedir. Burada elde edilen grafiklerden aşağıdaki sonuçlar elde edilebilir.



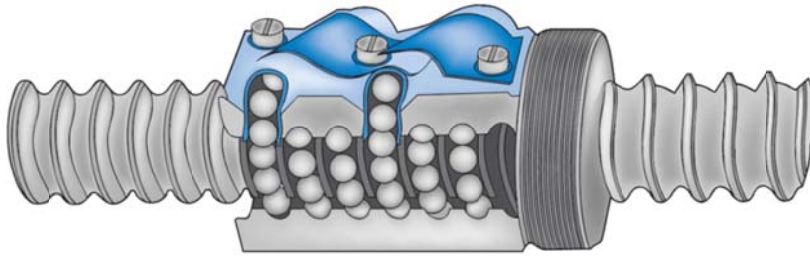
Şekil 10.8 Trapez Dişlerin Verimi (Baskı Bileziği Sürtünmesinin İhmal Edilmesi)

1. Sürtünme katsayısının artmasıyla birlikte verimlilik azalmaktadır.

2. Verimlilik helis açısının sıfıra yaklaşmasıyla birlikte sıfıra yaklaşmaktadır. Çünkü şekil 10.6 da görülen sistemde, civatanın birçok kez tam tur döndürülmesine karşılık yük çok az kaldırıldığından, moment kayıpları çok fazla olmaktadır.
3. Aynı şekilde verimlilik helis açısının  $90^\circ$  ye yaklaşması ile sıfıra yaklaşır. Verimlilik aynı zamanda diş açısının ( $\alpha_n$ ) sıfırdan büyümesiyle azda olsa değişmektedir. Trapez dişlilerde diş açısı  $14.5$  dereceye kadar kullanılmaktadır. Helis açısının artırılması demek, açının oluşturduğu düzlemin civata düzlemiyle çakışması demektir. Bu durum normal kuvveti ve buna bağlı olarak sürtünme kuvvetini artıracığından verimlilik hızlı bir şekilde azalma gösterir.

### 10.3.5 YUVARLANMA TEMASI

Şekil 10.9 da bilyeli rulman civatası görülmektedir. Burada civata dişleri ile somun dişleri arasında oluşan yüzey sürtünmesi, bilyeli rulman kullanarak minimum temas yüzeyine indirilmiştir. Bu durumda sürtünmede minimize edilmiş olur. Bilyeli rulmanlarda sürtünmenin düşük olması nedeniyle gevşeme olmaktadır.

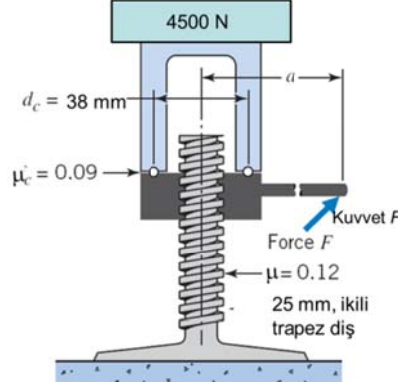


**Şekil 10.9 Bilyeli Rulman Civatasının Montajının Kesit Görünümü**

Bilyeli rulmanlı civataların yük taşıma kapasite normal civatalar oranla daha fazladır. Küçük boyutta ve hafif olanları genelde daha çok kullanılmaktadır. Bu tip civatalarda sürtünmeyi azaltmak için incede olsa yağlama çok önemlidir. Eğer yağlama yapılmadan kullanılacak ise, taşınan yük azaltılmalıdır.

Bilyeli rulman civataları genelde uçakların iniş takımlarında, otomatik kapı kapayıcılarında, anten pozisyon kontrolünde, hasta yatak pozisyon kontrolünde, makinelerin pozisyon kontrolünde ve başka birçok uygulamada kullanılırlar.

**Problem 1:** Şekil 10.10 daki civatalı kriko ikili trapez dişlilerine sahip olup, nominal çapı  $24$  mm ve dişliye uygulanan dikey kuvvet  $4500$  N dur. Baskı bileziğinin ortalama çapı  $38$  mm olup, sürtünme katsayısı  $\mu = 0.12$  ve  $\mu_c = 0.09$  dur. a) Civata adımını, tam bir tur dönmeye alın yolunu, diş dibi çapını, ortalama çapı, helis açısını bulunuz. b) Yükü kaldırma ve indirme için gerekli başlangıç momentini tahmin ediniz. c) Yükü kaldırılması sırasında krikonun verimini hesaplayın.



**Şekil 10.10 Cıvatalı Kriko**

**Verilenler:** : Nominal çap = 24 mm, dikey kuvvet = 4500 N, bileziğin ortalama çapı = 38 mm,  $\mu = 0.12$  ve  $\mu_c = 0.09$

**İstenenler:** a) Cıvata adımını, tam bir tur dönmeye alınmış yola, diş dibi çapını, ortalama çapı ve helis açısını bulunuz. b) Yükü kaldırma ve indirme için gerekli başlangıç momentini tahmin ediniz. c) Yükün kaldırılması sırasında krikonun verimini hesaplayın.

**Kabuller ve Çözüm:**

1. Başlangıçta ve yükün kaldırılması esnasında sürtünme katsayısı sabit kalmaktadır.
2. Başlangıçtaki sürtünme katsayısı hareket başladıktan sonraki sürtünme katsayısının 1/3 ü kadar fazladır.

24 mm lik nominal çapı olan cıvatanın adımı tablo 10.3 den  $p = 3 \text{ mm}$  olarak bulunur. İkili diş ten dolayı  $L = 2p = 2(3) \Rightarrow L = 6 \text{ mm}$

Şekil 10.4a dan, diş yüksekliği =  $p/2 = 3/2 = 1.5 \text{ mm}$

Şekil 10.4a dan,  $d_m = d - \frac{p}{2} = 24 - 1.5 \Rightarrow d_m = 22.5 \text{ mm}$

Denklem 10.1 den,

$$\tan \lambda = \frac{L}{\pi d_m} \Rightarrow \lambda = \tan^{-1} \frac{L}{\pi d_m} = \frac{6}{\pi(22.5)} \Rightarrow \lambda = 4.85^\circ$$

**b)** Başlangıçtaki sürtünme katsayısı, hareket sırasındakinin 1/3 ü kadar fazla olması nedeniyle yeni sürtünme katsayıları,  $\mu = 0.16$  ve  $\mu_c = 0.12$  olur. Denklem 10.4 dü kullanarak genel moment gereksinimi hesaplanabilir.

$$T = \frac{W d_m \mu \pi d_m + L \cos \alpha_n}{2 \pi d_m \cos \alpha_n - \mu L} + \frac{W \mu_c d_c}{2}$$

Burada denklem 10.6 dan  $\alpha_n$  hesaplanmalıdır.

$$\tan \alpha_n = \tan \alpha \cos \lambda \Rightarrow \alpha_n = \tan^{-1}(\tan \alpha \cos \lambda) = \tan^{-1}(\tan(14.5) \cos(4.85))$$

$$\alpha_n = 14.45^\circ$$

$$T = \frac{(4500)(22.5)}{2} \frac{(0.16)\pi(22.5) + (6) \cos(14.45)}{\pi(22.5) \cos(14.45) - (0.16)(6)} + \frac{(4500)(0.12)(38)}{2}$$

$$T = (50625) \frac{17.12}{67.49} + 10260 \Rightarrow T = 23102 \text{ Nmm} = 23.1 \text{ Nm}$$

Eğer 300 mm lik moment kolu kullanılıyor ise gerekli kuvvet

$$T = Fl \Rightarrow F = \frac{T}{l} = \frac{23.1}{0.3} \Rightarrow F = 77 \text{ N}$$

Denklem 10.4a nın kullanılması sonucu hesaplanan moment

$$T = \frac{Wd_m \mu \pi d_m + L}{2} + \frac{W\mu_c d_c}{2} = \frac{(4500)(22.5)}{2} \frac{(0.16)\pi(22.5) + (6)}{\pi(22.5) - (0.16)(6)} + \frac{(4500)(0.12)(38)}{2}$$

$$T = 22828 \text{ Nmm} = 22.8 \text{ Nm}$$

Denklem 10.5 kullanılarak yükün indirilmesi durumunda ne kadar moment kullanılacağı hesaplanabilir.

$$T = \frac{Wd_m \mu \pi d_m - L \cos \alpha_n}{2} + \frac{W\mu_c d_c}{2}$$

$$T = \frac{(4500)(22.5)}{2} \frac{(0.16)\pi(22.5) - (6) \cos(14.45)}{\pi(22.5) \cos(14.45) + (0.16)(6)} + \frac{(4500)(0.12)(38)}{2}$$

$$T = (50625) \frac{5.5}{69.41} + 10260 \Rightarrow T = 14272 \text{ Nmm} = 14.3 \text{ Nm}$$

Denklem 10.5a kullanılır ise, yükü indirmek için gerekli moment,

$$T = \frac{Wd_m \mu \pi d_m - L}{2} + \frac{W\mu_c d_c}{2}$$

$$T = \frac{(4500)(22.5)}{2} \frac{(0.16)\pi(22.5) - (6)}{\pi(22.5) + (0.16)(6)} + \frac{(4500)(0.12)(38)}{2}$$

$$T = 14012 \text{ Nmm} = 14 \text{ Nm}$$

c) Burada hareket sırasındaki momentin hesaplanması gerekmektedir. Çalışma momenti  $\mu = 0.12$  ve  $\mu_c = 0.09$  için hesaplanır.

$$T = \frac{Wd_m \mu \pi d_m + L \cos \alpha_n}{2} + \frac{W\mu_c d_c}{2}$$

$$T = \frac{(4500)(22.5)}{2} \frac{(0.09)\pi(22.5) + (6) \cos(14.45)}{\pi(22.5) \cos(14.45) - (0.09)(6)} + \frac{(4500)(0.12)(38)}{2}$$

$$T = (50625) \frac{12.17}{67.91} + 10260 \Rightarrow T = 19332 \text{ Nmm} = 19.3 \text{ Nm}$$

Sürtünmenin sıfır olduğu durum için gerekli moment,

$$T = \frac{W L}{2 \pi} = \frac{4500 \cdot 6}{2 \pi} \Rightarrow T = 4297 \text{ Nmm} = 4.3 \text{ Nm}$$

$$e = \frac{4.3}{19.3} \Rightarrow e = 22.3$$

$$e = \frac{L \pi d_m \cos \alpha_n - \mu L}{\pi d_m \pi \mu d_m + L \cos \alpha_n} = \frac{6 \pi (22.5) \cos(14.45) - 0.09(6)}{\pi (22.5) \pi (0.09)(22.5) + (6) \cos(14.45)}$$

$$e = 0.0849 \frac{67.91}{12.17} \Rightarrow e = 47.4$$

## 10.4 STATİK CIVATA GERİLMELERİ

### 10.4.1 BURULMA MOMENT

Cıvatalar sıkıştırılırken veya herhangi bir yükü kaldırırken (cıvatalı kriko) uygulanması gereken momentin oluşturduğu kayma gerilmesi;

$$\tau = \frac{Tc}{J} = \frac{16T}{\pi d^3}$$

Denklemdaki  $d$ , dış dibi çapına ( $d_r$ ) eşdeğerdir. Eğer cıvatanın ortasında delik var ise  $d^3$  ifadesi ( $d_r^3 - d_i^3$ ) ifadesi ile yer değiştirir. Buradaki  $d_i$  cıvata içindeki deliğin çapını gösterir.

Normal şartlarda cıvatalar için baskı sürtünmesi her zaman söz konusu olduğundan, cıvatayı sıkırmak yada açmak için cıvata anahtarına uygulanan momentin yaklaşık olarak yarısı cıvata dişlerinden cıvatanın gövdesine uygulanır.

### 10.4.2 EKSENEK YÜK

Parçaları birleştiren cıvatalara yada kriko cıvatasına uygulanan basma veya çekme gerilmesi  $P/A$  formülü kullanılarak hesaplanır. Cıvata için efektif alan cıvata tablolarından bakılır (tablo 10.1 veya tablo 10.2). Genelde kriko gibi cıvatalı kaldırma elemanlarında, cıvataya gelen gerilme hesaplanırken dış dibi çapı göz önünde bulundurulur.

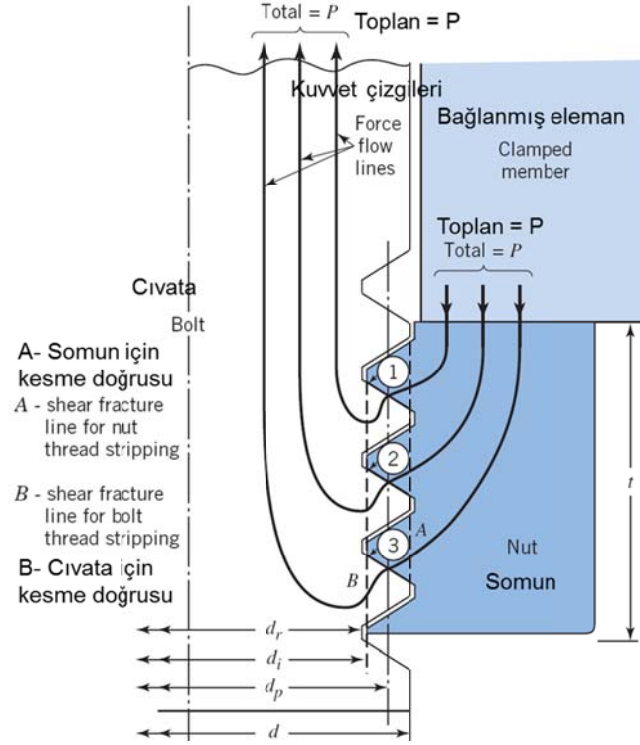
Yüklenen cıvatanın yüklenmiş kısmının sonunda aksenal yükün oluşturduğu gerilme düzgün bir dağılıma sahip değildir. Cıvata üzerinde düzgün dağılıma sahip olmayan gerilmeler cıvata malzemesinin sünekliğinden dolayı dişlere zarar vermeden bölgesel uzamalara sebep olacaktır. Eğer yorulma göz önünde bulundurulur ise, şekil 10.11 de görüldüğü gibi gerilme konsantrasyonu önem kazanır.

### 10.4.3 BURULMA MOMENTİ VE EKSENEL YÜKÜN BİRLİKTE ETKİSİ

Eğer burulma momenti ve aksenal yüklerin aynı anda etkisi hesaplanacak ise, 4 cü kısımda anlatıldığı gibi yöntemler uygulanır. Cıvatalarda ilk kullanım sırasında az bir uzamanın olması çok normal karşılanmalıdır.

### 10.4.4 DİŞTE TAŞIMA GERİLMESİ VE TEMAS EDEN DİŞLER BOYUNCA DAĞILIMI

Şekil 10.11 de cıvata somun bağlantısında kuvvet çizgilerinin birinden öbürüne nasıl geçtiği gösterilmektedir. Şekilde görüldüğü üzere cıvata ile somun arasında 3 dişli kavrama durumunda olup basma gerilmesine maruz kalmaktadırlar. Gerilme hesaplamasında  $P/A$  denklemi kullanılır ve buradaki alan dişlerin iz düşüm alanıdır ( $\pi(d^2 - d_i^2)/4$ ). Şekil 10.11 den görüldüğü gibi belli mesafedeki diş sayısı  $t/p$  formülü ile hesaplanır. Burada  $t$  somunun kalınlığı,  $p$  adım,  $d$  nominal çap ve  $d_i$  diş dibi çapıdır.



Şekil 10.11 Cıvata Somun Bağlantısındaki Kuvvet Çizgileri

$$\sigma = \frac{4P}{\pi(d^2 - d_i^2)} \frac{p}{t} \quad (10.10)$$

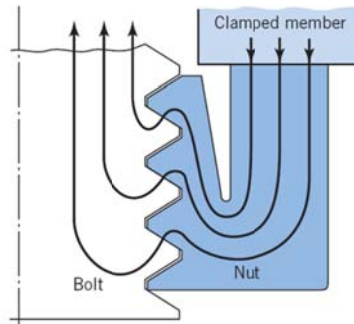
Denklem 10.10 cıvata oluşmuş ortalama taşıma gerilmesinin hesabında kullanılır. Dişlerde oluşmuş gerilme dağılımı, imalatın teorik düzeyde yapılamaması ve eğilme nedeniyle düzgün değildir. Bununla birlikte şekil 10.11 incelendiğinde iki nedenle gerilme dağılımının düzgün olmadığı görülür.



1. Üç diş paylaşırılan yük miktarı eşit değildir. Birinci diş her zaman en fazla yükü taşımaktadır.
2. Yük cıvata çekme gerilmesi ile yüklerken, somunu basma gerilmesi ile yükler. Bunun sonucunda oluşan gerilme dağılımı cıvatanın adımını çok az artırırken, somunun adımını çok az azaltır.

Cıvata ve somunun temas halinde olan dişleri üzerindeki gerilme dağılımının eşitlenebilmesi için mühendisler tarafından çalışmalar yürütülmektedir. Bu amaçla aşağıdaki denemeler yapılmıştır.

1. Somunun cıvataya göre daha yumuşak bir malzemeden imal edilmesi, birinci dişin plastik deformasyona uğramasına neden olur. Bu durumda dişler arasındaki yük dağılımı daha düzgün hale gelebilir. Bu durum somunun diş sayısının artırılmasını gerektirebilir.
2. Somunun diş adımı çok az büyük imal edilebilir. Somun dişleri basma gerilmesine maruz kaldığından, ilk kullanımdan sonra adım teorik değerine ulaşacağından (küçüleceğinden) dişler arasındaki yük dağılımı eşitlenebilir.
3. Somun tasarımının şekil 10.12 de olduğu gibi değiştirilmesiyle dişlere gelen yük eşitlenebilir. Fakat böyle bir tasarım somunun fiyatını artırır.



**Şekil 10.12 Dişler Arasında Eşit Yük Dağılımı Sağlayan Somun Tasarımı**

#### 10.4.5 DİŞTE KESME GERİLMESİ VE GEREKLİ SOMUN KALINLIĞI

Şekil 10.11 de gösterilen cıvata somun kombinasyonunda, somunun daha yumuşak malzemeden yapılması dişler arasındaki yükün daha düzgün dağılmasını sağlar. Fakat, gereğinden fazla moment uygulanması durumunda somun 'un dişleri şekil 10.11 deki  $A$  eksenini boyunca kesilir. Eğer cıvata malzemesi daha zayıf bir malzemeden imal edilmiş ise, bu defa cıvata dişleri  $B$  eksenini boyunca kesilir. Şekil 10.2 de verilen diş geometrilerinden kesme alanı  $\pi d(0.75t)$ . Burada  $d$  kesilmenin gerçekleştiği çaptır.

Burada somunun kalınlığının hesaplanabilmesi için, cıvata ve somunun aynı malzemeden imal edildiğini, cıvatanın çekme ve somunun basma gerilmesine maruz kaldığını kabul edelim. Balans denkleminde,

$$F = A_t S_y = \frac{\pi}{4} (0.9d)^2 S_y$$

Cıvatanın kesitinde bulunan tüm dişlerin kesilmesiyle cıvata bozulmuş (yalama olmuş) olur. Yukarıdaki formülde  $d$  nominal çaptır. Somundaki tüm dişlerin parabolik gerilme dağılımı prensibiyle yalama olması (kesilmesi) sonucu şu denklem yazılabilir.

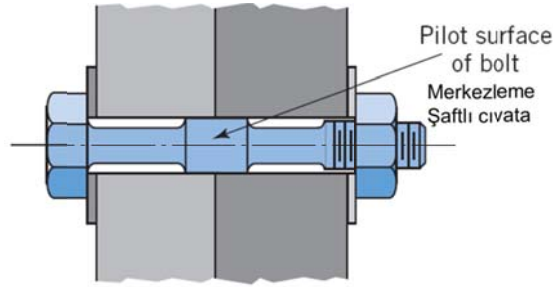
$$F = \pi d(0.75t)S_{sy} \approx \pi d(0.75t)(0.58)S_y$$

Burada  $t$  somunun kalınlığıdır. Kuvvet  $F$  denklemlerinden hesaplanabileceği gibi cıvata gerilmesi ve üç dişin kesilmesi somun kalınlığının aşağıda olduğu gibi elde edilmesi ile dengelenmiş olur.

$$\frac{\pi}{4}(0.9d)^2 S_y = \pi d(0.75t)(0.58)S_y \Rightarrow t = 0.47d \quad (d)$$

#### 10.4.6 KESME YÜKÜ VE MERKEZLEME ŞAFTI

Bazı durumlarda (genelde sürtünme kuvvetinin etken olduğu durumlarda) cıvatalar kesme kuvvetinin etkisi altında kalabilmektedirler. Bazı durumlarda ise cıvatanın tam cıvata deliği merkezine yerleştirilmesi gerekmektedir. Bu durumda merkezleme şaftlı cıvatalar kullanılmaktadır.

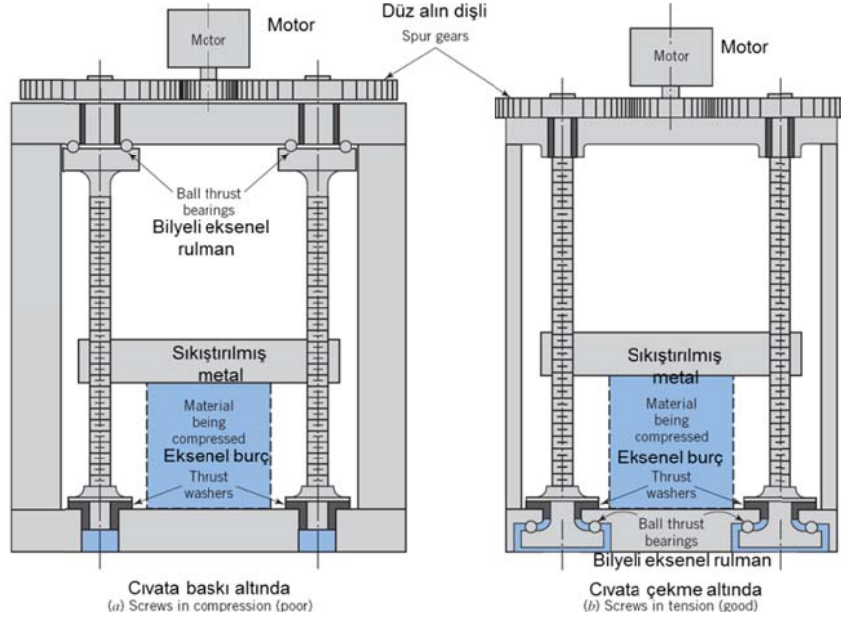


Şekil 10.13 Merkezleme Şaftlı Cıvata

#### 10.4.7 UZUN CIVATALARDA YÜKLEME VE TASARIM AYRINTILARI

Uzun cıvatalar tasarlanırken mutlaka bükülmenin göz önünde bulundurulması gerekir. Hesaplamalar yapılırken öncelikle cıvatanın basma gerilmesine maruz kaldığı göz önünde bulundurulmalıdır. Sıkça yapılan tasarım değişikliği ile cıvata çekme gerilmesine maruz bırakılabilir. Şekil 10.14a, preste ki cıvata basma gerilmesine maruz kalır iken, şekil 10.14b deki tasarım değişikliği preste cıvatasının çekme gerilmesine maruz kalmasını sağlamaktadır. Şekil 10.14b genelde tercih edilen tasarımdır.

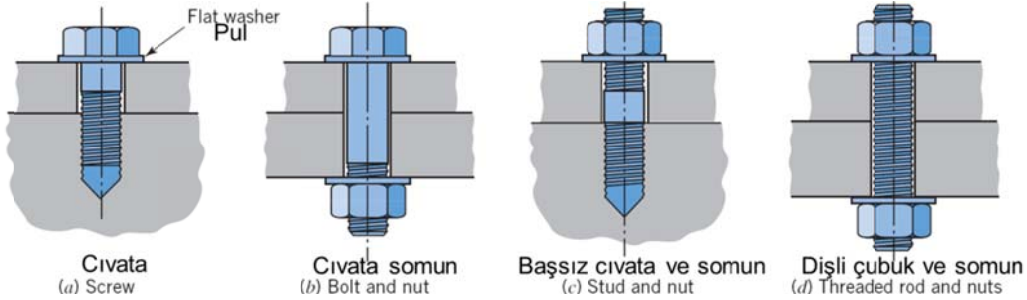
Şekil 10.14a da press gövdesine yerleştirilen iki uzun cıvata yukarıya yerleştirilen bir rotor dişli sistemi ile döndürülerek malzeme sıkıştırılmaktadır. Bu durumda cıvatalara basma gerilmesi etki etmekte ve cıvatalar bükülmeye karşı kontrol edilmesi gerekmektedir. Şekil 10.14b de ise, cıvatalar gövdenin alt kısmına yataklanmaları nedeniyle sıkıştırma sırasında çekme gerilmesine maruz kalmaktadırlar. **Bükülme riskini en aza indirmek için tasarım sırasında kuvvet çizgilerinin mümkün olduğunca kısa tutulması gerekmektedir.**



**Şekil 10.14 İki Değişik Civatalı Pres Tasarımı**

## 10.5 CIVATA TÜRLERİ

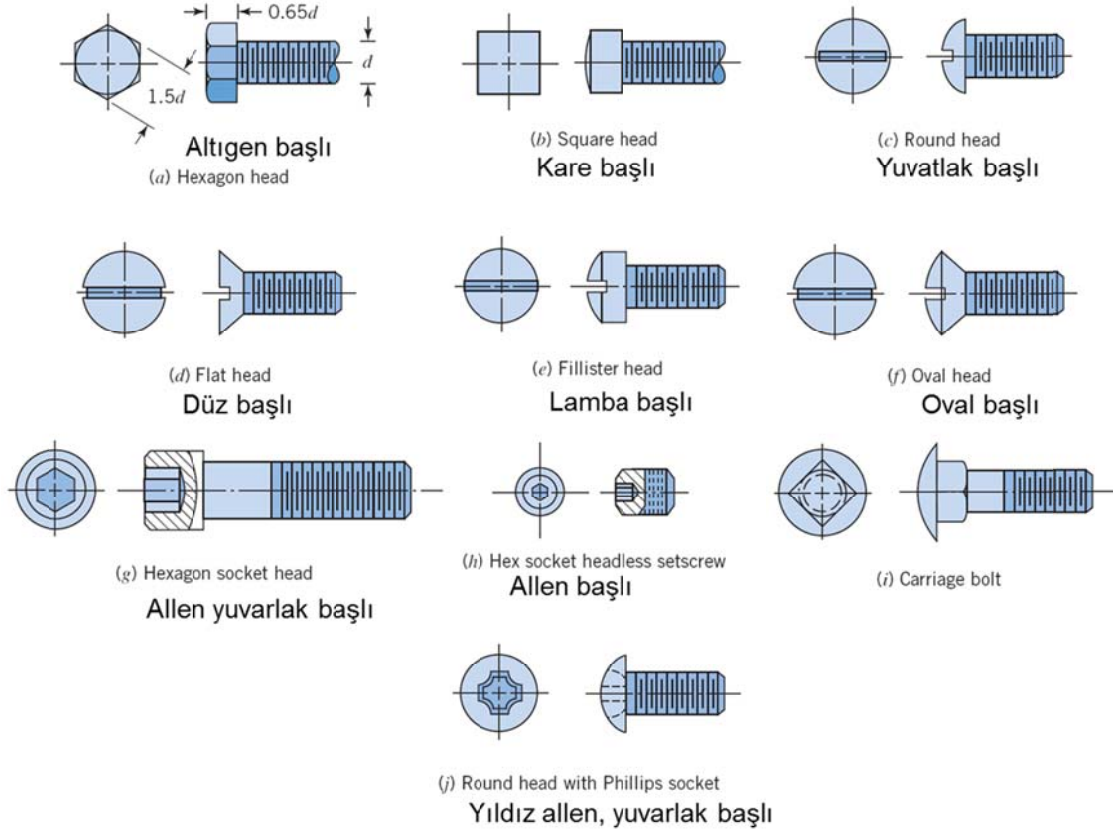
Şekil 10.15 de genelde kullanılan civata ve civata somun bağlantıları gösterilmektedir. Bu bağlantılar tasarım mühendisinin mukavemet hesapları sonucunda verdiği karar ile, tasarımda uygun olan yerlerde uygun şekilde, boyutta ve sayıda kullanılmaktadırlar. Bazı durumlarda civatalar sadece şekil 10.15 deki gibi hegzagonal başlı olmayıp, ihtiyaca göre değişik baş modelleri ile tasarlanmış olup her birine değişik isim verilmiştir.



**Şekil 10.15 Temel Civata Somun Bağlantıları**

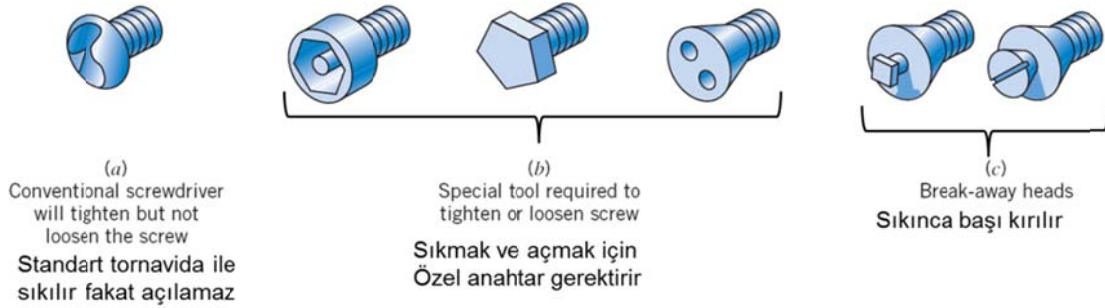
Civatalar kullanılırken, civata delikleri kullanım amacına uygun olarak (dişli acılmış veya dişli acılmamış) değişik boyutta fakat standart olarak delinirler (rast gele delinmezler). Her bir civata boyutunun standart bir matkap (delme) ölçüsü mevcuttur ve bu değerler mutlaka kataloğlardaki standartlardan bakılmak zorundadır. Bazı web sitelerinde bu değerlere ve daha geniş bilgilere ulaşılabilir. [www.americanfastener.com](http://www.americanfastener.com) veya [www.machinedesign.com](http://www.machinedesign.com) gibi.

Şekil 10.16 da civata başlarına göre genel civata tipleri verilmiştir. Burada civatalar civata başlarının tasarımına göre adlandırılırlar.



**Şekil 10.16 Bazı Genel Cıvata Baş Şekilleri**

Şekil 10.17 de görüldüğü gibi, bazı kişi veya kişilerin zararlarını minimize etmek amacıyla çeşitli özel cıvata başı tasarımları geliştirilmiş olup, bu tasarımlara uygun anahtarlar da türetilmiştir.



**Şekil 10.17 Özel Amaçlı Tasarlanmış Cıvata Başları**

## 10.6 CIVATA MALZEMELERİ

Cıvata ve somun malzemeleri için genelde esnekliği yüksek çelikler seçilmektedir. Bu çelikler Otomobil Mühendisleri Derneği tarafından belirlenmiş olup, tablo 10.4 ve 10.5 de verilmiştir. Tasarımda kullanılacak olan cıvata ve somunlar, dayanım, ağırlık, korozyon dayanımı, manyetik özellikleri, ömür ve fiyatına göre seçilmektedirler.

Cıvatalar üzerinde bir biriyle nokta ile ayrılmış iki rakam mevcuttur. Birinci rakamın 100 ile çarpılması sonucu malzemenin kopma sınırını  $N/mm^2$  olarak ifade ederken, ikinci rakam ile hesaplanan kopma sınırının çarpılıp 10 bölünmesiyle elde edilen sonuç ise akma sınırını  $N/mm^2$  olarak verir. Somunlarda ise tek rakam mevcut olup, bu rakamın 100 ile çarpılması sonucunda elde edilen değer, somun malzemesinin kopma mukavemetini  $N/mm^2$  olarak verir. Örneğin 8.8 cıvata ve 6 somun için;

$$\text{Cıvata malzemesinin kopma sınırı} = 8 \times 100 = 800 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{Cıvata malzemesinin akma sınırı} = 8 \times 800/10 = 640 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{Somun malzemesinin kopma sınırı} = 6 \times 100 = 600 \text{ N/mm}^2$$

#### Cıvata üzerindeki rakamlar:





3.6 4.6 4.8 5.6 5.8 6.6 6.8 6.9 8.8 10.9 12.9 14.9

#### Somun üzerindeki rakamlar:

4 5 6 8 10 12 14

Cıvata somun bağlantılarında en optimum sonucu elde etmek için, cıvatanın üzerindeki birinci rakam ile somunun rakamının aynı olması gerekir.

**Tablo 10.4 Cıvata ve Somunlarda Standart İnç Serisi**

SAE Grade	Diameter $d$ (in.)	Proof Load (Strength) <sup>a</sup> $S_p$ (ksi)	Yield Strength <sup>b</sup> $S_y$ (ksi)	Tensile Strength $S_u$ (ksi)	Elongation, Minimum (%)	Reduction of Area, Minimum (%)	Core Hardness, Rockwell		Grade Identification Marking on Bolt Head
							Min	Max	
1	$\frac{1}{4}$ thru $1\frac{1}{2}$	33	36	60	18	35	B70	B100	None
2	$\frac{1}{4}$ thru $\frac{3}{4}$	55	57	74	18	35	B80	B100	None
2	Over $\frac{3}{4}$ to $1\frac{1}{2}$	33	36	60	18	35	B70	B100	None
5	$\frac{1}{4}$ thru 1	85	92	120	14	35	C25	C34	
5	Over 1 to $1\frac{1}{2}$	74	81	105	14	35	C19	C30	
5.2	$\frac{1}{4}$ thru 1	85	92	120	14	35	C26	C36	
7	$\frac{1}{4}$ thru $1\frac{1}{2}$	105	115	133	12	35	C28	C34	
8	$\frac{1}{4}$ thru $1\frac{1}{2}$	120	130	150	12	35	C33	C39	

<sup>a</sup> Proof load (strength) corresponds to the axially applied load that the screw or bolt must withstand without permanent set.

<sup>b</sup> Yield strength corresponds to 0.2 percent offset measured on machine test specimens.

Source: Society of Automotive Engineers standard J429k (1979).

Cıvata ve somunlarda çok değişik kullanım alanları ve ortamları mevcut olduğundan, alaşımlı çelikler, korozyona dayanımlı malzemeler hatta polimerler (teflon gibi) cıvata yada somun olarak kullanılabilir. Kullanılacak malzemenin secimi tamamen tasarım mühendisi tarafından kararlaştırılır.

**Tablo 10.5 Cıvata ve Somunlarda Standart Metrik Serisi**

SAE Klas SAE Class	Size Diameter <i>d</i> (mm)	Taşınan Yük		Dayanma sınırı Tensile Strength <i>S<sub>u</sub></i> (MPa)	Minimum uzama Elongation, Minimum (%)	Alan küçülmesi Reduction of Area, Minimum (%)	Sertlik Core Hardness, Rockwell	
		Proof Load (Strength) <sup>a</sup> <i>S<sub>p</sub></i> (MPa)	Akma sınırı Yield Strength <sup>b</sup> <i>S<sub>y</sub></i> (MPa)				Min	Max
4.6	5 thru 36	225	240	400	22	35	B67	B87
4.8	1.6 thru 16	310	—	420	—	—	B71	B87
5.8	5 thru 24	380	—	520	—	—	B82	B95
8.8	17 thru 36	600	660	830	12	35	C23	C34
9.8	1.6 thru 16	650	—	900	—	—	C27	C36
10.9	6 thru 36	830	940	1040	9	35	C33	C39
12.9	1.6 thru 36	970	1100	1220	8	35	C38	C44

<sup>a</sup>Proof load (strength) corresponds to the axially applied load that the screw or bolt must withstand without permanent set.

<sup>b</sup>Yield strength corresponds to 0.2 percent offset measured on machine test specimens.

Source: Society of Automotive Engineers standard J1199 (1979).

## 10.7 CIVATA SIKIŞTIRMA VE ÖN GERİLME

Cıvata somun veya cıvata bağlantılarında cıvatalar taşıyabileceği maksimum gerilme değerine kadar sıkıştırılabilirler. Bunu elde etmek için genelde tork metre kullanılması uygundur.

Cıvata kataloglarında hangi cıvataya ne kadar moment (tork) uygulanabileceği belirtilmektedir. Bu durum cıvatalarda ön gerilme oluşturur ve genelde ön gerilme değeri aşağıdaki formülle tespit edilebilir.

$$F_i = K_i A_t S_p \quad (10.11)$$

$A_t$  çekme gerilmesinin uygulandığı alan (tablo 10.1 ve 10.2 den alınabilir),  $S_p$  malzemenin akma dayanımı ve  $K_i$  değeri 0.75 ila 1.0 arasında değişen bir sabit. Gerilme konsantrasyonu statik yükleme durumlarında genelde 0.9 olarak alınır. Bu durumda denklem 10.11 aşağıdaki hale dönüşür.

$$F_i = (0.9) A_t S_p \quad (10.11a)$$

Ön yükleme için gerekçe;

1. Cıvatalara uygulanan ön gerilme, şekil 10.30 da görüldüğü gibi parçaya etki eden kuvvetin etkisiyle parçaların ayrılmasına engel olacak yeterlilikte olması gerekmektedir.
2. Cıvataları kesmeye çalışan kuvvet durumunda, eğer cıvataya uygulanan ön gerilme yüksek ise şekil 10.31 de görüldüğü gibi yüzeyler arasında oluşan sürtünme de o oranda artar. Buda cıvatanın kesilme riskini azaltır.

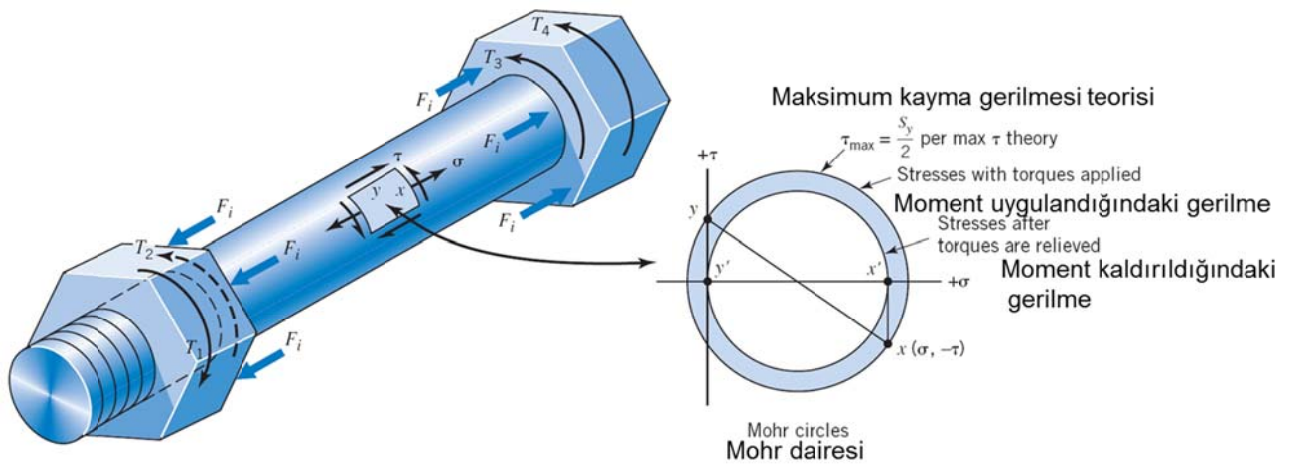
Yorulmaya karşı cıvataların dayanımı ise daha sonraki kısımlarda anlatılacaktır.

Göz önünde bulundurulması gereken diğer bir nokta ise, cıvata veya somunun sıkıştırma sırasında burulma momentine maruz kalmalarıdır. İlk sıkıştırma sırasında cıvata veya somun çok az bir gevşemeye uğrayarak cıvata veya somuna gelen burulma momentinin büyük bir kısmını ya da tamamını ortadan kaldırır.

Bu noktalar şekil 10.18 de cıvata eksenine göre tüm yüzeylerin simetrik olduğu (herhangi bir eğilme momentinin oluşmadığı) durum için gösterilmektedir. Şüphesiz cıvata ve somun arasında oluşan sürtünme kuvveti ve buna bağlı oluşan moment malzemenin, yüzey işleminin, yüzey temizliğinin, yağlamanın ve diğer etkenlerin bir fonksiyonu olarak ortaya çıkar.

Statik ve dinamik sürtünme katsayısının farklı olması (statik sürtünme katsayısı > dinamik sürtünme katsayısı) cıvataların sıkılması sırasında hareket etmekte olan cıvatanın durması durumunda ve tekrar sıkılmak istemesiyle statik sürtünme katsayısı devreye girer ve cıvataya genelde hareket halindeki %20 kadar fazla moment uygulanması gerekebilir. Bu durumda cıvata sıkılması gereken momente çok yakın olursa, uygulanan tork cıvatayı çevirmez ve  $F_i$  kuvveti olması gerekenden daha düşük düzeyde kalır.

Şekil 10.18 cıvataya başlangıçta ve sonda uygulanan momentler gösterilmektedir. Gerilme elemanı cıvatanın şaftında gösterilmektedir. Akma gerilmesi ise, cıvatanın dış açılmış bölümünün kesitinde dişler üzerinde gösterilmektedir. Şekil 10.18 de cıvata ve somun dişleri arasındaki sürtünmeden kaynaklanan ve dişler üzerine gelen burulma momenti gösterilmemektedir. Dişler arasındaki bu sürtünmenin gereğinden fazla olması durumunda cıvataya uygulanması gereken  $F_i$  kuvvetine ulaşılmadan cıvata kesilir.



**Şekil 10.18 Somunun Cıvataya İlk Takılmasında Cıvata Oluşan Yük ve Gerilmeler.**

Burada, cıvata ve somun için

$$\sum M = 0. \quad T_1 = T_2 + T_3 + T_4$$

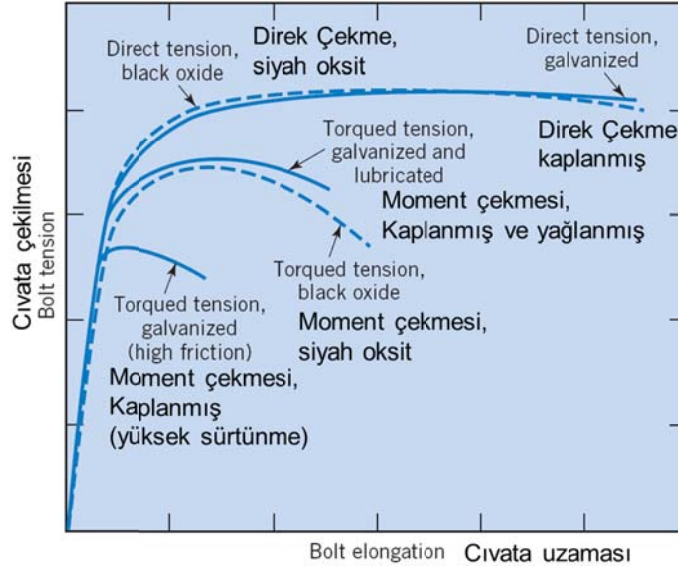
$T_1$ , moment anahtarına uygulanan moment,

$T_2$ , Cıvata yüzeyine gelen moment,  $T_2 = \mu F_i r_n$ ,  $r_n$  Somun yüzeyinin sürtünme kuvvetinin etki ettiği yarıçap

$T_3$ , Cıvata başına uygulanan moment,  $\leq \mu F_i r_h$ ,  $r_h$  cıvata başının sürtünme kuvvetinin etki ettiği yarıçap

$T_4$ , Cıvata başının dönmemesi için anahtara uygulanan moment.  $T_4 = 0$ , if  $\mu F_i r_h > T_1 - T_2$

Şekil 10.19 cıvata sıkılmasında proses uygulamasını 1) cıvatanın verilen ön gerilme değerine göre ve 2) cıvata kırılmadan önceki olabilecek uzamaya göre göstermektedir.



**Şekil 10.19 Tork Uygulayarak ve Direk Çekerek Yapılan Sıkıştırma ve de Siyah Okside ve Kaplama Kullanılmasında ve Yağlama Durumunda, Cıvata Çekme Kuvvetinin Cıvata Uzamasıyla İlişkisi.**

Cıvataya uygulanan sıkıştırma momentinin ölçümü için çok hassas metotlar mevcut olup, bu metotlar çok pahalıdır. Günümüzde genel uygulanan yöntem ise moment (tork) anahtarı kullanmaktır. Moment anahtarlarının hassasiyeti genelde  $\pm\%30$  olup, uygulamada  $\pm\%15$  lik bir moment anahtarı çok iyi olarak kabul edilmektedir.

Cıvataya uygulanabilen ön gerilme denklem 10.4 den elde edilebilir. Burada krikoya uygulanan ağırlık yerine, kuvvet ( $F_i$ ) ve baskı bileziği yerine ise, ya pul ile cıvata ya da cıvata başı ile düz yüzey arasındaki sürtünme konabilir. Eğer krikodaki her iki sürtünme değeri için yaklaşık 0.15 tek sürtünme katsayısı olarak kullanılır ise, normal cıvata dışı için denklem 10.4 şu hali alır.

$$T = (0.2)F_i d \quad (10.12)$$

Burada  $d$  nominal çaptır. Burada unutulmaması gereken sürtünmenin 0.15 kabul edildiği bir ortamda averaj moment hesaplamasıdır.

Genel olarak ustalar kendi el becerileri ve deneyimleri ile cıvataları sıkıştırmaktadırlar. Halbuki her bir cıvatanın taşıyabileceği moment miktarı belli olup, bunun için moment anahtarı kullanılması tavsiye edilmektedir. Gecen yüzyılın sonlarına doğru yapılan çalışmalarda cıvataya uygulanan kuvvetin değeri aşağıdaki gibi ifade edilmiştir.



$$F_i(lb) \approx 16000d(inç) \quad veya \quad F_i(N) \approx 1807 d(m) \quad (e)$$

Bu denklemin uygulamadaki problemi, küçük çaptaki cıvatalarda oluşan gerilme çok fazla olacağından, cıvatanın kesilmesine neden olurken, büyük çaplı cıvatalarda ise, cıvatanın gevşek kalmasına neden olur.

## 10.8 CIVATA VE SOMUNLARIN GEVŞEMESİ VE KİLİTLENMESİ

Cıvata veya cıvata somun bağlantılarının en önemli özelliği, bağlantının *parçalanmadan (kırılmadan) sökülebilmesidir*. Cıvata somun ve cıvata bağlantılarında mühendisleri rahatsız eden en önemli sorun ise bağlantının *gevşemesi veya kendi kendine sökülmesidir*.

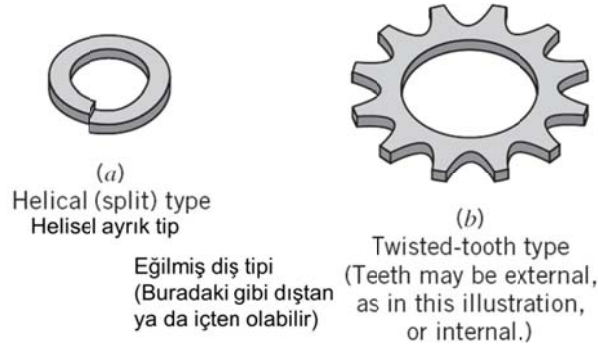
Şekil 10.6 da cıvatanın sıkıştırılması sırasındaki kuvvet dağılımı temsili küçük bir blok üzerinde gösterilmektedir. Eğer sürtünme yeterli değerde ise, blok kendiliğinden bulunduğu pozisyondan aşağıya doğru kaymayacaktır, bu durum kendi kendini kilitleme olarak adlandırılmaktadır. Tüm cıvata ve somunların tasarımında belli bir helis açısı ( $\lambda$ ) ve cıvatanın statik yük taşıması durumunda kendi kendine gevşemeyi önleyecek büyüklükte (kendi kendini kilitleyecek büyüklükte) sürtünme katsayısı ( $\mu$ ) göz önünde bulundurulur. Bununla birlikte, cıvata ile somun arasında oluşacak her hangi bir izafi hareket sonucunda somunun gevşemesi söz konusu olabilir. Bu izafi hareket genelde mekanik titreşimler sonucunda olmakla birlikte, sıcaklık değişimleri de buna sebep olabilir.

İzafi hareketin neden cıvata gevşemeye neden olacağını anlamak için düz bir yüzey üzerine bir blok koyup, yüzeyin bir tarafını kaldırarak belli bir acı oluşturduktan sonra yüzeyin herhangi uçuna tıklanıldığında bloğun yüzey üzerinde aşağıya doğru kaydığı görülecektir.

Aşağıda cıvata ve somun gevşemesine etki eden faktörler sıralanmıştır.

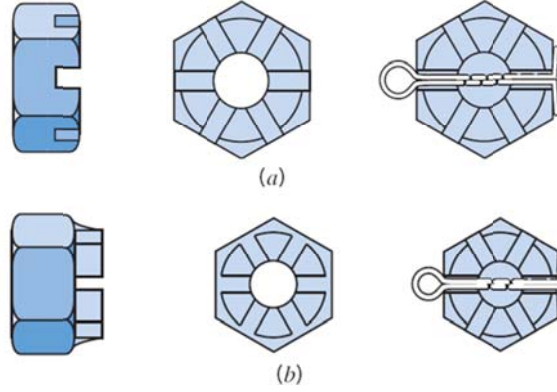
1. Cıvatanı helis açısının büyümesi, cıvatanın kendiliğinden gevşeme ihtimalini artırır. Bundan hareketle kalın dişli cıvataların ince dişli cıvatalara oranla daha kolay gevşeyeceği söylenebilir.
2. Cıvataya uygulanan ön gerilmenin artırılması, kendiliğinden gevşeme olasılığını azaltır.
3. Yumuşak malzemeden imal edilmiş cıvatalarda plastik şekil değiştirme nedeniyle uygulanan ön gerilme miktarının azalması sonucunda cıvata daha kolay gevşer.
4. Yüzey işlemleri uygulanarak sürtünme katsayısının artırılması cıvatanın gevşemesini zorlaştırır.

Mühendisler cıvata ve somunlarda mekanik titreşimler veya ısıl değişimler veya başka nedenlerle meydana gelen gevşemelerin önüne geçmek amacıyla değişik cıvata somun tasarımlarını hayata geçirmişlerdir. Halan bu konu üzerinde yapılan çalışmalar sürmektedir. Şekil 10.20 helisel ve dişli rondelaları göstermektedir. Bu tip rondelaları iki parça arasında düzgün hale getirmek için belli bir kuvvet uygulanması gerekmektedir. Bu sırada rondela birleştirilen parça üzerinde hafif kamalama yapıldığından cıvatanın veya somunun gevşemesini zorlaştırır.



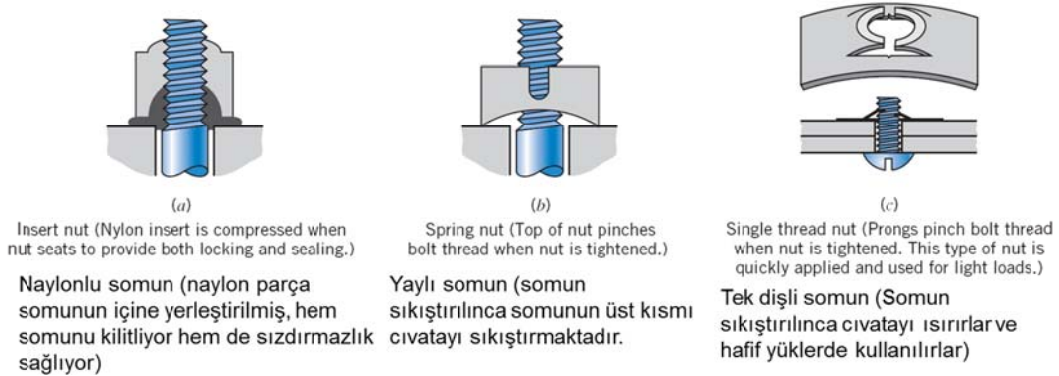
**Şekil 10.20 Genel Kilit Rondelaları**

Mühendisler şekil 10.21 de görüldüğü gibi kendiliğinden gevşemeye engel olmak için yarıklı ya da taçlı somunlar geliştirmişlerdir. Burada somundaki yarıklık, sıkma işlemi tamamlandığında civata şaftındaki delikle karşılaştırılır ve civata yarığı boyunca civata şaftından da geçecek ucu ayrılabilen bir pimle somunun konumu civataya sabitleştirilir. Bu işlem sırasında somun biraz gevşetilebilir yada fazladan sıkılabilir.

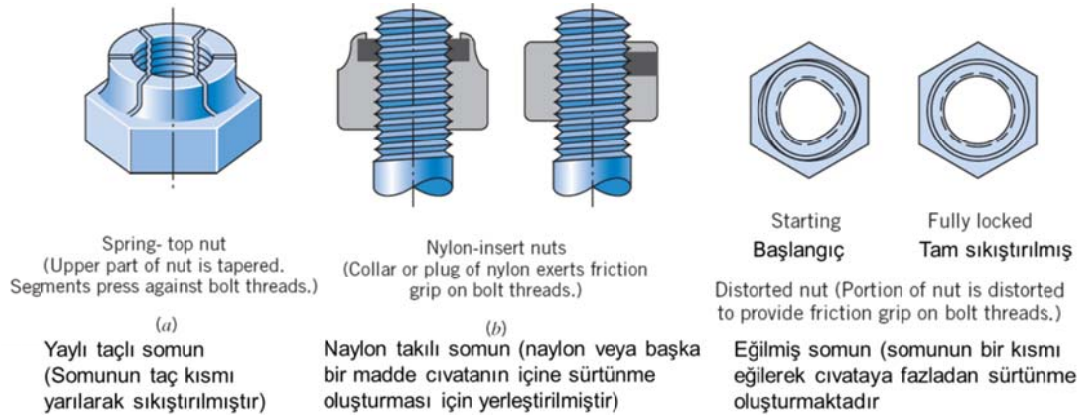


**Şekil 10.21 Somunun Civataya Pimle Sabitlenmesi a) Yarıklı Somun, b) Taçlı Somun**

Şekil 10.22 de üç değişik serbest eğilmeli kitleme somunu görülmektedir. Burada somun sıkıştırılıncaya kadar serbest olarak dönme hareketi yaparken, sıkıştırıldığında ise civata şaftına ve birleştirdiği parçaya hafif kama etkisi yaparak pozisyonunu sabitleştirir. [www.machinedesign.com](http://www.machinedesign.com) ve [www.americanfastener.com](http://www.americanfastener.com) sayfalarından daha geniş bilgilere ulaşılabilir.



**Şekil 10.22 Serbest Eğirmeli Kitleme Somunu**



**Şekil 10.23 En Çok Kullanılan Kilitleme Somunları**

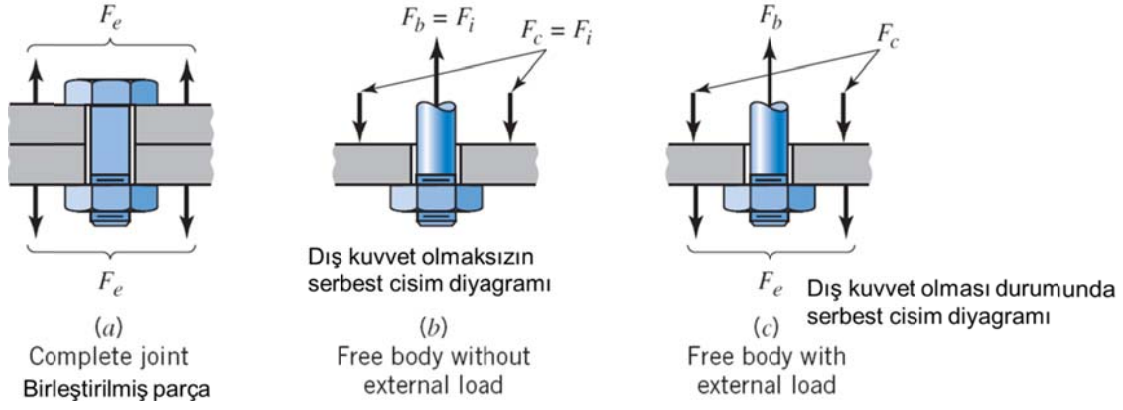
Şekil 10.23 de en çok kullanılan kilitleme somunlarına örnek verilmiştir. Bu somunlarda ilk diş kavradıktan sonra somunu döndürmek için belli bir momente (kuvvete) ihtiyaç duyulur. Somun tam olarak sıkıştırılmış olmasa bile, buldukları pozisyonda sabit olarak kalırlar. Bu tip civata ve somunların sıkıştırılmasında moment anahtarlarının kullanılması gerekmektedir. Bu tip somunların veya civataların sıkıldıktan sonra kendiliğinden gevşeme olasılıkları son derece düşüktür.

Bazı durumlarda kendiliğinden gevşemeyi önlemek için iki somun üst üste sıkıştırılır. Burada önce birinci somun standart sıkıştırma değeri uygulanarak sıkıştırılır. Daha sonra ikinci somun yine standart sıkıştırma değeri uygulanarak diğer somunun üzerine sıkıştırılır. Böyle bir kombinasyon somunun gevşemesini engeller ve ikinci somuna **kilitleme somunu** adı verilir.

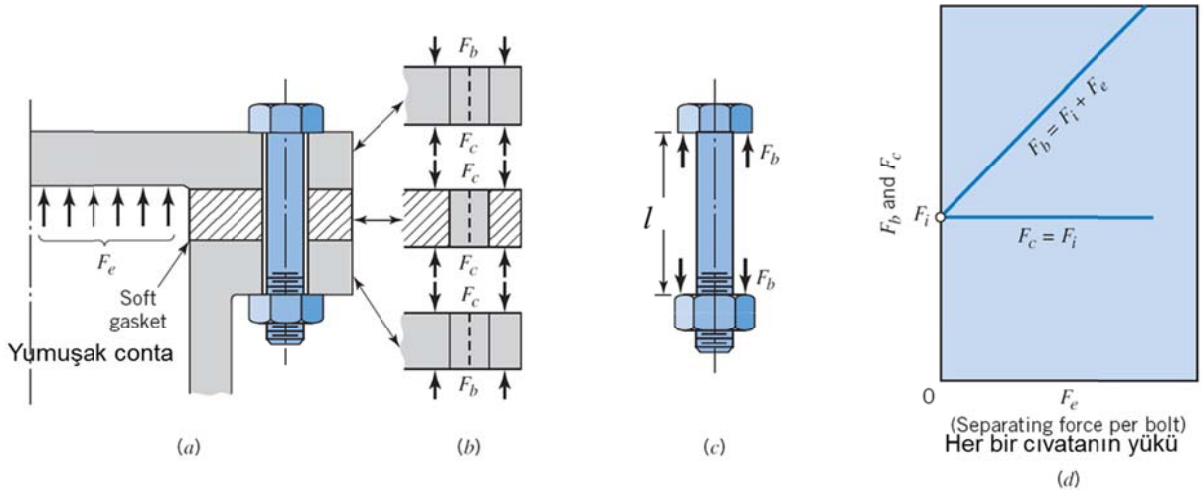
Başka bir yöntem ise civata veya somunun üzerine çok ince plastik temelli malzeme kaplanmasıyla civatanın veya somunun sürtünme katsayısının artırılmasıdır. Bu sayede civata veya somunun kendiliğinden gevşemesi engellenebilmektedir.

## 10.9 BİRLEŞME YÜZEYLERİNİN CIVATADA OLUŞTURDUĞU GERİLME

Civatalar iki yada daha fazla parçayı bir arada tutmaya çalışırken buna karşılık parçalara uygulanan kuvvetler parçaları bir birinden ayırmaya çalışır. Buna motor silindir kapağı ve biyel kolları gibi birçok parça örnek olarak verilebilir. Şekil 10.24a da en genel şekliyle iki parçanın civata somun ile bağlantısı ve dış kuvvetin ( $F_c$ ) parçaları ayırmaya çalışması gösterilmektedir. Şekil 10.24b ise parçanın bir kısmının serbest cisim diyagramını göstermektedir. Bu kısımda parçalar civata ve somun ile sıkıştırılmış fakat dış kuvvet henüz uygulanmamıştır. Burada aksenal kuvvet ( $F_b$ ) ve sıkıştırma sonucunda parçalar arasında oluşan bağlama kuvveti ( $F_c$ ) ön gerilme kuvvetine ( $F_i$ ) eşit olur. Burada şekil 10.24c de dış kuvvetin etki ettirilmesi sonucundaki serbest cisim diyagramı gösterilmiştir. Denge takip eden bir veya iki kuralı gerektirmektedir. 1) ( $F_b$ ) nin artırılması 2) ( $F_c$ ) nin azaltılması.  $F_b$  ve  $F_c$  değerlerinin izafi değişimleri, elastisitelerinin izafi değişimlerine bağlıdır.



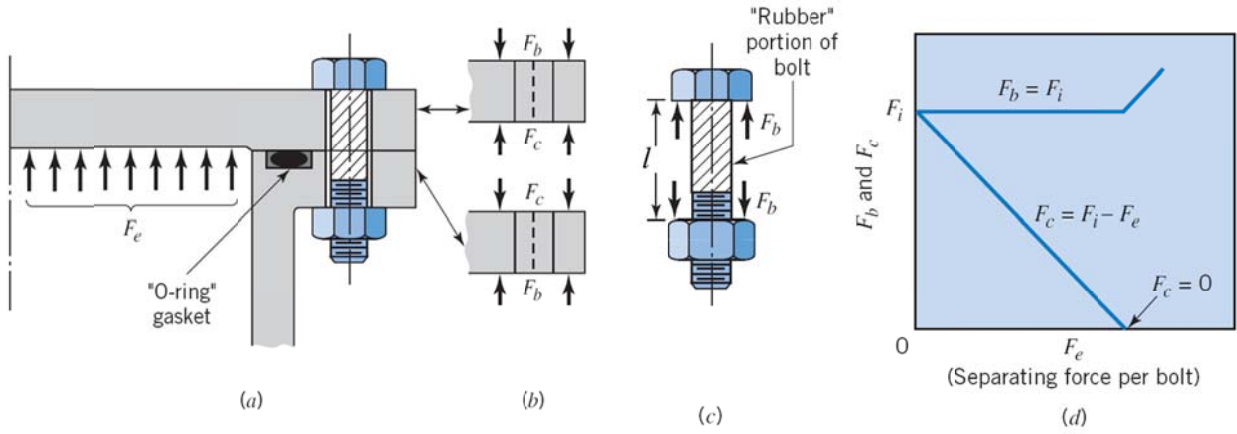
Şekil 10.24 Cıvataadaki Gerilme Kuvvetinin Serbest Cisim Diyagramı



Şekil 10.25 Yumuşak Contalı Bağlantıda Kuvvet Dağılımı – Rijit Cıvata

Cıvata ve somun veya cıvata ile birleştirilmiş bağlantılardaki izafi elastiklikle ilgili iki önemli durum şekil 10.25 ve 10.26 da gösterilmektedir. Şekil 10.25a da basınçlı bir kabın üzerine cıvata ve somunla birleştirilmiş bir kapak görülmektedir (bu basınçlı hava üreten kompresörün silindir kapağı olabilir). Bu birleştirmede en önemli özellik yumuşak kalın lastik conta olup, kendisini çevreleyen diğer malzemelerle karşılaştırıldığında, diğer malzemeler sonsuz değerde rijit gibi durmaktadır. Somunun sıkıştırılmasıyla birlikte başlangıçta  $F_i$  kuvveti oluşur ve lastik conta fark edilir bir oranda sıkıştırılır. Bu esnada cıvata oluşmuş uzama ihmal edilmektedir. Şekil 10.25b ve 10.25c cıvata somunu ve sıkıştırılan yüzeyleri detaylı bir şekilde göstermektedir. Bu kombinasyonda ön gerilme  $F_b = F_c = F_i$  dir.

Şekil 10.25d ise parçaları ayırmaya çalışan  $F_e$  kuvvetinin uygulanmasıyla  $F_b$  ve  $F_c$  kuvvetindeki değişimi göstermektedir. Cıvatalarda oluşan elastik uzamanın çok küçük olması sonucunda kalın lastik conta da önemli bir genişleme olmaz. Böylece, bağlama kuvveti  $F_c$  azalmaz ve  $F_e$  kuvvetinin tamamı cıvata sadece çekme gerilmesi oluşturmak için harcanır (şekil 10.24 e tekrar bakabilirsiniz).



**Şekil 10.26 O-Halkalı Contalı Bağlantıda Kuvvet Dağılımı – Yumuşak Cıvata**

Şekil 10.26 izafi sertlikteki farklı uçları göstermektedir. Yüzeyler taşlanarak çok düzgün şekilde elde edildiğinden, sıkıştırılmış parçalar arasında herhangi bir conta yoktur. Kullanılan cıvataların şaftlarının ortasına plastik yerleştirilmiştir. Bu nedenle cıvatalara uygulanan ön gerilme sonucunda parçalar sıkıştırılmaz fakat cıvatalar uzar.

Şekil 10.26d parçaları ayırmaya çalışan kuvvetin azalan sıkıştırma kuvvetiyle (cıvata da herhangi bir gerilme artışı olmadan) nasıl dengelendiğini göstermektedir.

Şekil 10.25 ve 10.26 da gösterilen en uç örneklerdir. Bu bilgilerden sonra cıvata ve sıkıştırma kuvvetinin gerçek durumları incelenebilir. Parçaları sıkıştırmak için kullanılan cıvata gerçekte uzar ve parçaları sıkıştırır. Dış kuvvet (parçaları ayırmaya çalışan)  $F_e$  parçaya uygulandığında, cıvata da cıvata da ve çıkıştırılan parçadaki (conta) **uzama ( $\delta$ ) aynı miktarda** olur.

Şekil 10.24 de görüldüğü gibi parçaları ayırmaya çalışan kuvvet cıvatanın artan kuvvetiyle sıkıştırılan parçanın azalan kuvvetinin toplamına eşittir ve aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$F_e = \Delta F_b + \Delta F_c \quad (f)$$

Yukarıdaki tanımlamadan,

$$\Delta F_b = k_b \delta \quad \text{ve} \quad \Delta F_c = k_c \delta \quad (g)$$

Burada  $k_b$  ve  $k_c$  sırasıyla cıvatanın ve sıkıştırılan parçanın **yay katsayısıdır**. Denklem g denklem f de yerine yazılır ise,

$$F_e = (k_b + k_c) \delta \quad \text{veya} \quad \delta = \frac{F_e}{k_b + k_c} \quad (h)$$

Denklem g ve denklem h birleştirilir ise,

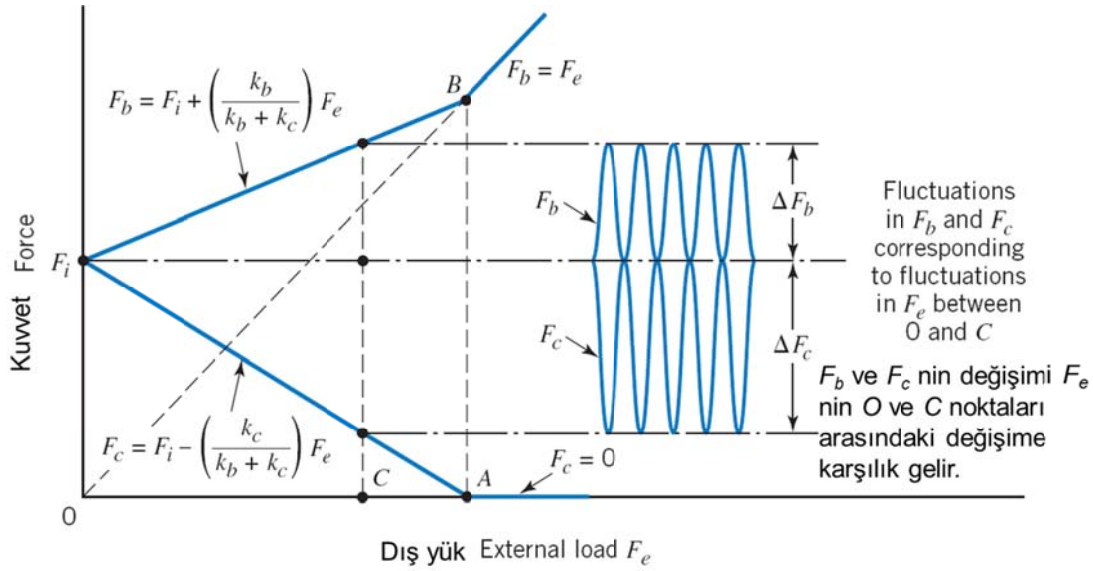
$$\Delta F_b = \frac{k_b}{k_b + k_c} F_e \quad \text{ve} \quad \Delta F_c = \frac{k_c}{k_b + k_c} F_e \quad (i)$$

Böylece denklem  $F_b$  ve  $F_c$  aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$F_b = F_i + \frac{k_b}{k_b + k_c} F_e \quad ve \quad F_c = F_i - \frac{k_c}{k_b + k_c} F_e \quad (10.13)$$

Denklem 10.13 şekil 10.27 de grafik olarak gösterilmektedir. Aynı zamanda bu grafikten iki önemli not çıkarılabilir.

1. Dış kuvvet sıkıştırma kuvvetini sıfıra getirecek kadar büyük olduğunda ( $A$  noktası), civata kuvveti ve dış kuvvet mutlaka eşit olmak durumundadır (yeniden şekil 10.24 e bak). Bundan dolayı,  $A$  noktasının ötesindeki  $F_e$  kuvveti için  $F_c = 0$  ve  $F_b = F_e$  olduğu grafikte görülmektedir. (Burada  $F_e$  için verilen aralık normalde kullanılmayıp, fiziksel olarak da birleştirilen parçaların ayrılma durumu ise kabul edilmez).
2. Dış kuvvetin değişken olarak uygulandığı durum  $F_b$  ve  $F_c$  kuvvetlerinin de değişimine neden olduğu grafikten görülmektedir.



**Şekil 10.27 Cıvata Somun Bağlantısıyla Sıkıştırılmış Bağlantıda Kuvvet İlişkileri**

Denklem 10.13 ü kullanabilmek için civatanın ve sıkıştırılan parçanın yay katsayısının bilinmesi gerekmektedir. Bu değer yaklaşık olarak malzemenin özelliklerinden bakılacağı gibi eksenel eğilmenin temel denklemi kullanılarak da elde edilebilir. ( $\delta = PL/AE$ ) olup yay katsayısı için  $k = P/\delta$  yazılır. Buradan;

$$k_b = \frac{A_b E_b}{l} \quad ve \quad k_c = \frac{A_c E_c}{l} \quad (10.14)$$

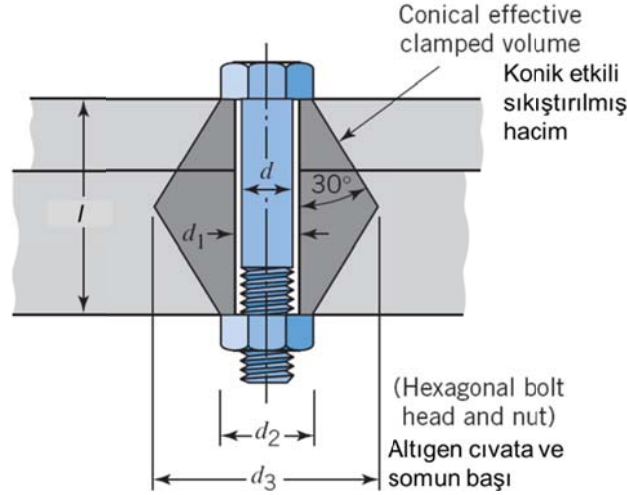
Burada  $l$  her ikisi için yaklaşık efektif uzunluğu göstermektedir.  $k_c$  değerinin tahmin edilmesinde iki zorluk mevcuttur.

1. Sıkıştırılan parçalar birden fazla değişik malzemelerden imal edilmiş parçalar olabilirler. Bu durumda seri bağlı yaylarda olduğu gibi yay katsayısı aynı yöntemle hesaplanır.

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3} + \dots \dots \dots \quad (10.15)$$

2. Sıkıştırılan parçalarda sıkıştırma etkisi altında kalan bölgenin tahmini çok zordur. Bu genelde şekilleri düzgün olmayan veya cıvata ekseninden çok uzak olması durumunda daha fazla geçerlidir.  $A_c$  değerini tespit etmek şekil 10.28 de görüldüğü gibi ampirik yöntem bazen kullanılabilir.

Bağlantıdaki yay katsayıları  $k_c$  ve  $k_b$  oranlarının deneysel olarak tespit edilmesindeki etkili yöntem cıvataya takılan strain gage ile cıvata şaftında oluşan gerilmeyi ya da optik metotla cıvata şaftında oluşan uzamayı ölçmektir. Bu durumda en iyi çözüm, cıvataya gelen kuvvetin ( $F_b$ ) dış kuvvet ( $F_e$ ) uygulanmadan önce ve sonra ölçülmesi gerekmektedir. Bazı el kitaplarında ve kataloglarda  $k_c/k_b$  değeri ne karşılık gelen bazı conta ve contasız durumlar için tahmini değerler bulunabilir. Conta kullanılmadığı durumlarda bazen  $k_c$  bazen  $k_b$  nin değerinin 3 katı fazla alınabilmektedir. Fakat dikkatli yapılan tasarımlarda birleştirme için yay katsayısı oranı  $k_c = 6k_b$  olarak alınır.



**Şekil 10.28 Cıvata Somun İle Sıkıştırılmış Parçaların Etkili Alanı ( $A_c$ ). Etkili Alan, Koyu Bölgenin Averaj Alanına Eşittir.**

$$A_c = \frac{\pi}{4} \left[ \left( \frac{d_3 + d_2}{2} \right)^2 - d_1^2 \right]$$

Burada;

$$d_1 \approx d \text{ (küçük toleranslar için)}$$

$$d_2 = 1.5d \text{ (standart altıgen başlı cıvatalar için – bak şekil 10.16)}$$

$$d_3 = d_2 + l \tan 30 = 1.5d + l \tan 30$$

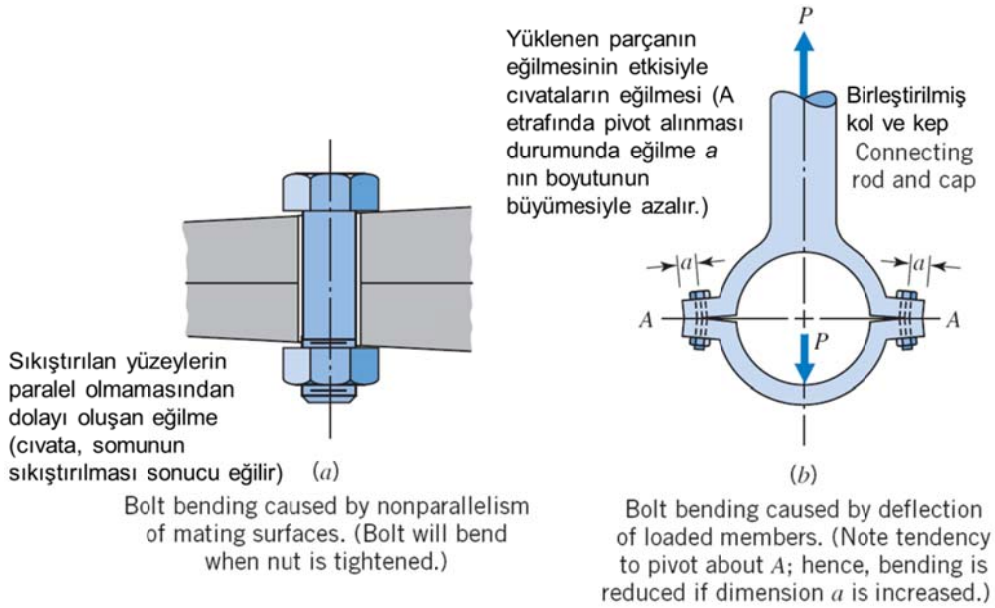
Bu değerleri yukarıdaki etkin alan denkleminde yerine yazarsak,

$$A_c = \frac{\pi}{16} (5d^2 + 6dl \tan 30 + l^2 \tan^2 30) \approx d^2 + 0.68dl + 0.065l^2$$

## 10.10 STATİK YÜK ETKİSİNDE CIVATA SEÇİMİ

Cıvataya etki eden ana gerilmeler çekme veya kesme veya her ikisidir. Bazen sıkıştırılan yüzeylerin paralel olmamasından dolayı (şekil 10.29a) veya yüklenen kısmın bir şekilde eğilmesi sonucunda (şekil 10.29b) cıvatalarda eğilme etkisi azda olsa oluşur.

Karışık bir probleme başlamadan önce bilinmesi gereken cıvata somun bağlantılarında cıvatalar genel olarak rastgele seçilirler. Örneğin araba plakaları küçük çaplı cıvatalarla arabanın ön ve arka kısmına monte edilmektedirler. Plaka bağlantısında daha küçük yada daha büyük çaplı cıvata da kullanılabilir. Burada cıvatanın seçiminde kozmetik görüntü öne çıkmaktadır. Bazı durumlarda ise hesap edilen boyuttan daha büyük cıvata kullanılabilir. Bunun nedeni ise mühendis cıvatanın o tasarım için düzgün durmadığını düşünmüş olmasıdır.



Şekil 10.29 İstenmeyen Cıvata Eğilmesine Örnekler

Değişik kalite (klas) cıvatalarda yapılan çalışmalar göstermiştir ki direk kesme mukavemeti aşağıdaki formül kullanılarak kabul edilebilir sınırlarda hesaplanabilir.

$$S_{us} \approx 0.62S_u \quad (10.16)$$

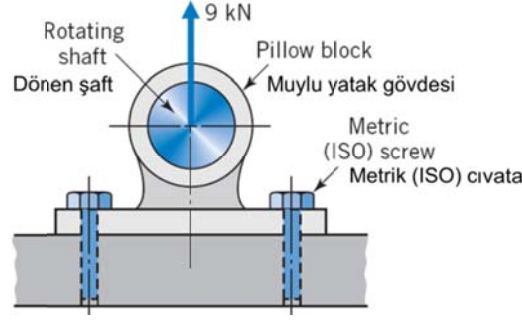
Burada;  $S_{us}$  maksimum kesme mukavemeti,  $S_u$  maksimum çekme mukavemeti

**Problem 2:** Şekil 10.30 da görüldüğü gibi muylu yatak gövdesi iki cıvatayla zemine bağlanmış ve yatak içinde dönen mil yatağa 9 kN luk kuvvet uygulamaktadır. Uygun cıvataları ve cıvata sıkma momentini belirleyiniz.

**Verilenler:** Yatak Kuvveti 9 kN,

**İstenenler:** Cıvata boyutları ve Cıvataya uygulanacak sıkma moment.





**Şekil 10.30 İki Cıvatayla Bağlanmış Muylu Yatak Gövdesi**

**Kabuller ve Çözüm:**

1. Cıvatalar 5.8 kategorisinden seçilsin.
2. 9 kN luk kuvvet cıvatalara eşit olarak dağılsın.
3. Cıvatalara sadece çekme kuvveti etki etsin.

5.8 cıvata için ispatlanmış mukavemet değeri **380 MPa** (Tablo 10.5).  $380 \text{ MPa} = 380 \text{ N/mm}^2$   
Her bir cıvataya gelen çekme kuvveti  $9/2 = 4.5 \text{ kN}$

Sistemde cıvataların kesilmesi sonucunda insan hayatına zarar verme söz konusu değil ise cıvatalar için emniyet katsayısı **2.5** alınır. Bazı durumlarda bu değer 4 de kadar çıkarılabilir. Bu problem için 2.5 alınmıştır.

Buna göre bir cıvataya gelen kuvvet =  $2.5 \times 4.5 = 11.25 \text{ kN}$

Problemde çentik etkisi ihmal edilmiş olup yükleme statik olarak kabul edilmiştir. Buna göre gerilme:

$$\sigma = \frac{P}{A_t} \Rightarrow 380 = \frac{11250}{A_t} \Rightarrow A_t = 29.6 \text{ mm}^2$$

Tablo 10.3 den bakıldığında en uygun cıvatanın **M8 x 1.25** olduğu görülür (M8 cıvatası için etkin alan  $36.6 \text{ mm}^2$ ).

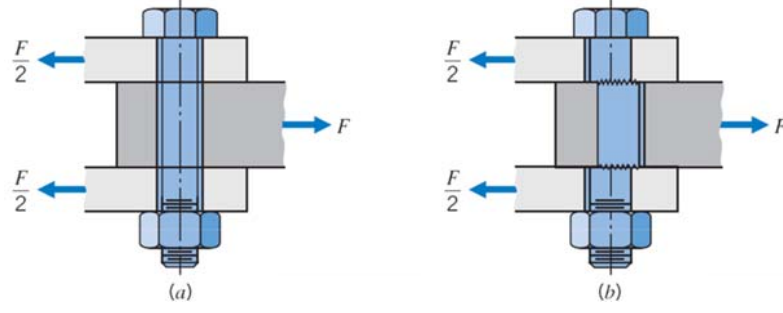
Ön gerilme denklem 10.11a kullanılarak hesaplanır.

$$F_i = 0.9A_tS_p = 0.9(36.6)(380) \Rightarrow F_i = 12517 \text{ N}$$

Tahmini sıkıştırma momenti denklem 10.12 kullanılarak hesaplanır.

$$T = 0.2F_id = 0.2(12517)(0.008) \Rightarrow T = 20.03 \text{ Nm}$$

**Problem 3:** Şekilde M14 cıvatalar iki yerden kesilmeye çalışılmaktadır. Sıkıştırılmış parçalar metal, yüzeyleri kuru ve temizdir. Metaller arasındaki sürtünme katsayısı **0.4**. Cıvata moment anahtarları ile sıkıştırılmış olup cıvataya uygulanan çekme kuvveti  $F_i = S_p A_t$  dir. Bu bağlantı ne kadar lık bir  $F$  kuvveti taşıyabilir. Kullanılan moment anahtarının hassasiyeti  $\pm\%30$  ve cıvata sıkıldıktan bir hafta içinde ilk çalışma nedeniyle  $\%10$  gevşemektedir.



**Şekil 10.31 Cıvatalar İki Yerden Kesilmeye Çalışıyor**

**Verilenler:** Şekil, M14 cıvata,  $\mu = 0.4$ , moment anahtarının hassasiyeti  $\mp\%30$  ve cıvata sıkıldıktan bir hafta içinde ilk çalışma nedeniyle  $\%10$  gevşemektedir.

**İstenenler:**  $F = ?$

**Kabuller ve Çözüm:**

1. Cıvata iki noktadan kesilmeye çalışılıyor.
2. Cıvata ve sıkıştırılan parçalar başka şekilde kırılmayacak mukavemete sahiptir.

Tablo 10.3 den,  $M14 \times 2$  cıvata için  $A_t = 115 \text{ mm}^2$  olduğu ve tablo 10.5 den, SAE standart ve kalitesi 8.8 olan cıvata için  $S_p = 600 \text{ MPa}$  ve  $S_y = 660 \text{ MPa}$  okunur.

$$\text{Ön gerilme, } F_i = S_p A_t = 600(115) \Rightarrow F_i = \mathbf{69000 \text{ N}}$$

Cıvatanın ilk çalışmada  $\%10$  gevşemesi ve moment anahtarının  $\mp\%30$  hassasiyeti nedeniyle  $F_i$  kuvveti yaklaşık olarak

$$F_i = [69000 - 0.3(69000)] - 0.1[69000 - 0.3(69000)] \Rightarrow F_i = \mathbf{43500 \text{ N}}$$

İki yüzey arasındaki parçanın kayabilmesi için gerekli kuvvet:

$$43500(0.4) = \mathbf{17400 \text{ N}}$$

Cıvata iki noktadan kesilmeye çalışıldığından toplam alan:

$$A = 2\pi \frac{d^2}{4} = 2\pi \frac{14^2}{4} \Rightarrow A = \mathbf{307.8 \text{ mm}^2}$$

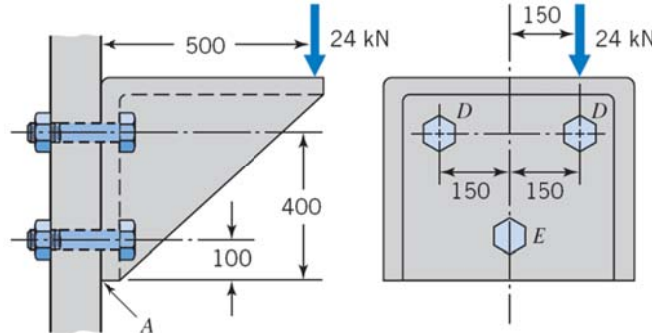
Şekil değiştirme teorisine göre sünek malzeme için

$$S_{sy} = 0.58S_y = 0.58(660) \Rightarrow S_{sy} = \mathbf{382 \text{ MPa}}$$

$$\tau = \frac{F}{A} \Rightarrow F = \tau A = 382(307.8) \Rightarrow F = \mathbf{117850 \text{ N}}$$

Eğer sürtünme kuvveti de buna ilave edilir ise  $F = 117850 + 17400 = 135250 \text{ N}$  olur. Fakat sürtünme kuvveti fazladan emniyet katsayısı olarak düşünülerek taşınması gereken kuvvete ilave edilmeyebilir.

**Problem 4:** Şekil 10.32 de görülen sistem 24 kN luk kuvveti üç cıvata ile taşımaktadır. Cıvatalar SAE kılâs 9.8 olarak seçilmiştir. Güvenlik katsayısını 6 alarak cıvataı belirleyiniz. Kesme kuvveti sürtünme ile taşınmaktadır.



**Şekil 10.32**

**Verilenler:** Şekil 10.32, kuvvet = 24 kN, SAE kılâsı 9.8 cıvata, güvenlik katsayısını 6

**İstenenler:** Cıvata boyutu nedir?

**Kabuller ve çözüm:**

1. Sıkıştırılan parçalarda kuvvet etkisiyle şekil değişimi yok.
2. Kuvvet tablayı A noktası etrafında döndürmeye çalışmaktadır.
3. Kesme kuvveti sürtünmeyle taşınmaktadır.

Emniyet katsayısı 6 olduğuna göre, uygulanan kuvveti 6 ile çarparak hesaplamalara başlanabilir.

$$\text{Gerçek kuvvet} = 6(24) = \mathbf{144 \text{ kN}}$$

A noktasına göre moment alınır ise,

$$500(144) - 100F_E + 400F_D + 400F_D = 0$$

Bir tane  $F_D$  kuvveti 4 tane  $F_E$  kuvvetine eşit olduğundan yukarıdaki denklem

$$500(144) - 25F_D + 400F_D + 400F_D = 0 \Rightarrow \mathbf{F_D = 87.27 \text{ kN}}$$

Tablo 10.5 den SAE klas 9.8 cıvata için ispatlanmış akma gerilmesi  $S_p = 650 \text{ MPa}$  okunur. Buna göre;

$$F_i = S_p A_t \Rightarrow 87270 = 650 A_t \Rightarrow \mathbf{A_t = 135 \text{ mm}^2}$$

Bu tablo 10.3 den bakılarak **M16 x 2** cıvatası en yakın cıvata olarak bu uygulama için seçilir.

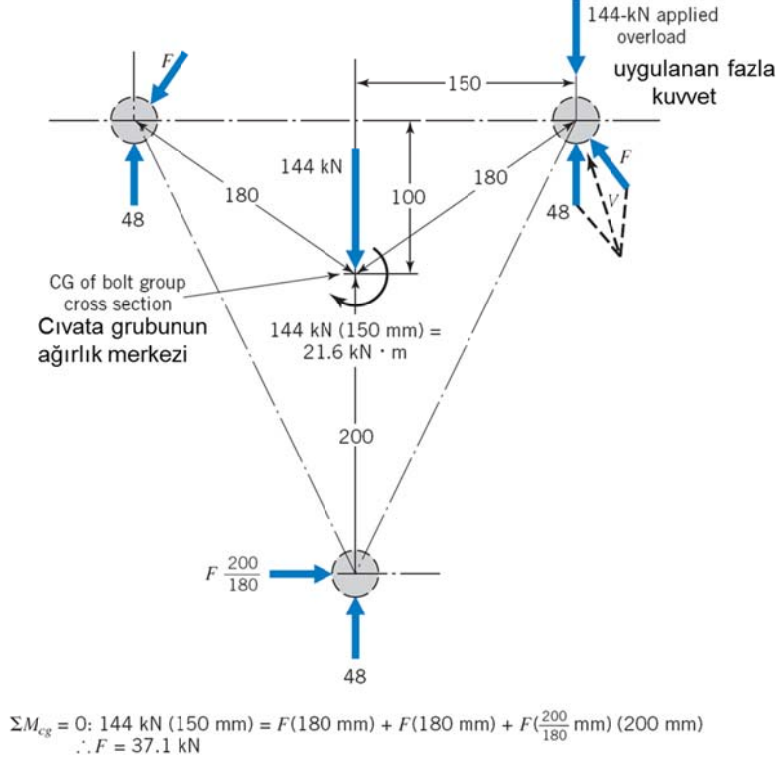
**Problem 5:** Problem 4 sürtünme sıfır kabul edilerek çözülsün.

**Verilenler:** Şekil 10.32, kuvvet = 24 kN, SAE kılâsı 9.8 cıvata, güvenlik katsayısını 6

**İstenenler:** Cıvata boyutu nedir?

### Kabuller ve çözüm:

1. Dikey kesme kuvveti sadece üç cıvata tarafından taşınmakta ve üç cıvataya eşit olarak dağıtılmaktadır.
2. Tanjant kesme kuvveti cıvataların ağırlık merkezine olan uzaklıkları ile orantılıdır.



### Şekil 10.33 Şekil 10.32 Problemi İçin Kesme Düzlem Kuvvetleri ve Moment Dengesi

Problem 4 ile bu problem arasındaki fark sürtünmenin uygulanmaması olup, bunun sonucunda da cıvataları kesme düzleminin değişmiş olmasıdır. Bu düzlem problem 4 de çekme kuvveti olarak 87.27 kN olarak hesaplanmıştır.

Sürtünme olmayınca parçayı sıkıştıran cıvatalara gelen eksantrik kesme kuvveti uygulanır ve aynı zamanda parçayı ağırlık merkezi etrafında döndürmeye çalışır. Parçayı sıkıştırmak için üç aynı cıvata kullanılmış ve parçaların ağırlık merkezi şekil 10.33 de gösterilmiştir. Bu şekilde orijinal kuvvetin parçanın merkezine uygulaması görülmektedir. Burada dikey kesme kuvveti ve her üç cıvata tarafından eşit olarak karşılanmaktadır. Tanjant kuvveti ise ağırlık merkezine olan uzaklığın oranına bağlıdır. Üsteki her bir cıvataya gelen tanjant kuvveti **37.1 kN** olarak hesaplanır. En fazla kesme kuvvetinin üsteki cıvataların sağ taraftakine gelir ve bu hesaplandığında  $V = 81.5 \text{ kN}$ .

Üs sağ taraftaki cıvata kritik olup, cıvataya gelen gerilme:

$$\sigma = P/A = 87270/A$$

Kesme gerilmesi ise:

$$\tau = 81500/A$$

Eşdeğer gerilme denkleminde:

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \frac{1}{A} \sqrt{(87270)^2 + 3(81500)^2} \Rightarrow \sigma_e = \frac{165960}{A}$$

İspatlanmış gerilme;

$$S_p = \frac{165960}{A} = 650 \text{ MPa} \Rightarrow A = 255 \text{ mm}^2$$

$$A = \frac{\pi d^2}{4} \Rightarrow d = \sqrt{4A/\pi} = \sqrt{4(255)/\pi} \Rightarrow d = 18.03 \text{ mm}$$

Şaft çapı en az 18 mm olan cıvata kullanılmalıdır.

## 10.11 YORULMA KIRILMASI İÇİN CIVATA SEÇİMİNDE TEMEL BİLGİLER

Cıvatalardaki yorulma kırılması aksel çekme kuvvetinin zamanla değişimi sonucunda (artıp – azalması) oluşmakta olup, bu durumlarda bir miktarda eğilme momenti etkili olur. Cıvata ilk sıkıldığında doğal olarak yüksek ortalama gerilmeye maruz kalır. Buna ilaveten, gerilme konsantrasyonu her zaman diş dibinde mevcuttur.

Tablo 10.6 da cıvata ve vidalar için yaklaşık yorulma gerilmesi konsantrasyon faktörü ( $K_f$ ) değerleri verilmektedir. Dikkat edilir ise, haddelenerek imal edilen cıvata ve vidalardaki  $K_f$  değerleri iç gerilmelerin daha az olması nedeniyle daha düşük olup, sertleştirilmiş cıvata ve vidalarda ise  $K_f$  değerleri çentik etkisinin artması sonucunda daha fazladır. İyi yüzey kalitesi ile imal edilmiş cıvata ve vidalarda  $K_f$  değeri yerine yüzey faktörü ( $C_s$ ) değeri kullanılır. Genelde yüzey faktörü iyi işlenmiş yüzeylerde birim (bir) olarak alınır ( $C_s = K_f = 1$ ).

**Tablo 10.6 Çelik Cıvatalar İçin Yorulma Gerilme Konsantrasyon Faktörü  $K_f$**

Hardness	SAE Sınıfı SAE Grade (Unified Threads)	SAE Grubu SAE Class (ISO Threads)	$K_f^a$ Rolled Threads	$K_f^a$ Cut Threads
200 Bhn den aşağı Below 200 Bhn (annealed) (tavlanmış)	2 and below 2 ve aşağı	5.8 and below 5.8 ve aşağı	2.2	2.8
200 Bhn yukarı Above 200 Bhn (hardened) (sertleştirilmiş)	4 and above 4 ve yukarı	8.8 and above 8.8 ve yukarı	3.0	3.8

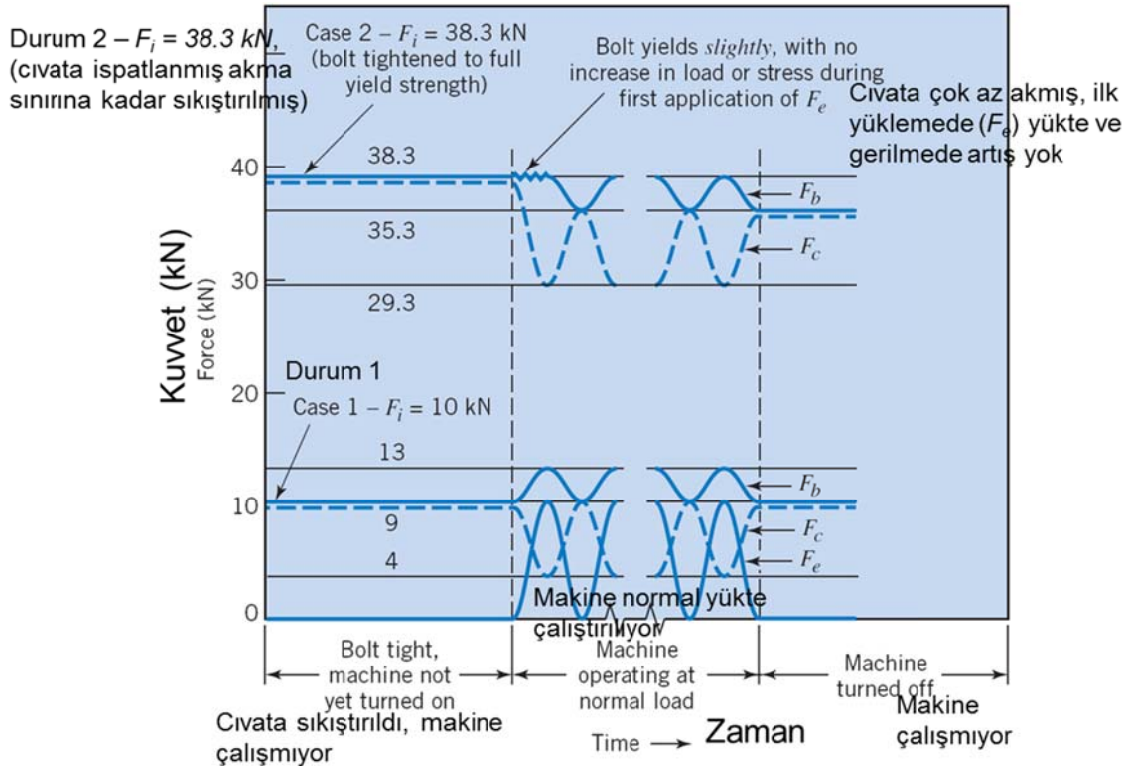
<sup>a</sup>With good commercial surfaces, use  $C_s = 1$  (rather than a value from Fig. 8.13) when using these values of  $K_f$ . İyi işlenmiş yüzeyler için  $C_s = 1 = K_f$

Bölüm 10.4 de şekil 10.11 ve 10.12 ile cıvata somun birleştirmelerinde yüke en yakın olan dişlerin çok daha büyük yükler taşıdığı incelenmişti. Buna ilaveten, gerilmenin başlangıç dişlerinde daha fazla olması, somunun tasarımını etkilemekte olduğu da belirtilmişti. İşte bu sebepten dolayı  $K_f$  nin gerçek değeri tablodakinden farklı olabilir.

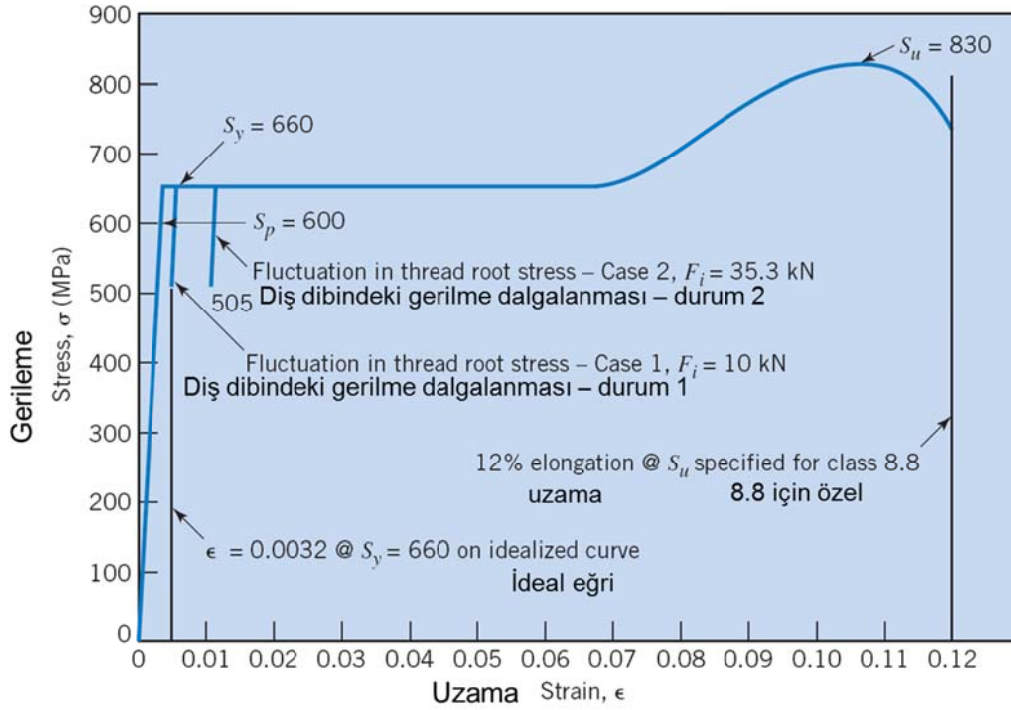
### 10.11.1 CIVATALARDAKİ YORULMA MUKAVEMETİNİN YÜKSEK VE DÜŞÜK ÖN GERİLMELER İÇİN ANALİZİ

Şekil 10.34 de tablo 10.6 da verilen SAE grup 8.8 M10 x 1.5 çelik cıvatasının yorulma mukavemeti analizlerini göstermektedir. Cıvata ile birleştirilen parçalarda  $k_c = 2k_b$  ve parçalardan birine etki eden dış kuvvet 0 kN ile 9 kN arasında değişmektedir. Birinci durum: Şekil 10.34a ile gösterilmekte olup, bu durumda ön gerilme (sıkıştırma kuvveti) 10 kN. Dış kuvvetin her uygulamasında, cıvata kuvveti artarken sıkıştırma kuvveti azalmaktadır ve bu iki kuvvetin toplamı dış kuvvet 9 kN'a eşittir. Dış kuvvet  $F_e$  uygulanmaz ise, cıvataya gelen aksel kuvvet  $F_b$  ve sıkıştırma kuvveti  $F_c$  başlangıç değeri olan 10 kN'a eşit olur.

İkinci durum: Cıvataya uygulanan ön gerilme akma sınır mukavemet değerine eşit olsun ( $F_i = S_y A_t = 660(58) = 38280 \text{ N} \approx 38.3 \text{ kN}$ ). Mutlaka bilinmesi gereken bu kadar kuvvet hiçbir zaman cıvataya uygulanmaz. (En fazla uygulanabilecek kuvvet, ispatlanmış akma sınırının %9'u kadar az olmalıdır). Cıvata akma sınırına kadar sıkıştırılır ise, cıvatanın kesit alanına gelen gerilme  $S_y$  olur. Bunun anlamı cıvata oluşmuş küçük uzamalar cıvataya uygulanan kuvveti değiştirmez. Buda, artan kuvvet için elastisite modülünün 207 GPa değil, sıfır olduğunu ve buna ilişkin olan sertlik (sağlamlık) ise yine sıfır olur. Bundan dolayı, birleştirilen parçaları ayırmaya çalışan dış kuvvetin ( $F_e$ ) ilk kez uygulanması ile, sadece sıkıştırma kuvvetini azaltmaya çalışır, cıvata kuvvetini artırmaz. Bu durum şekil 10.34a da en üste gösterilmiştir.  $F_e$  kuvvetinin kaldırılması ile, cıvata eski boyuna ulaşır (elastik). Bu nedenle  $F_b$  ve  $F_c$  deki değişimler elastik değerler olan  $k_b$  ve  $k_c$  tarafından kontrol edilir. Şekil 10.34a da durum ikide görüldüğü gibi dış kuvvetin tekrar etmesiyle birlikte cıvata tekrar elastik uzama gerçekleşirken, sıkıştırma kuvvetinde tekrar azalma olur.

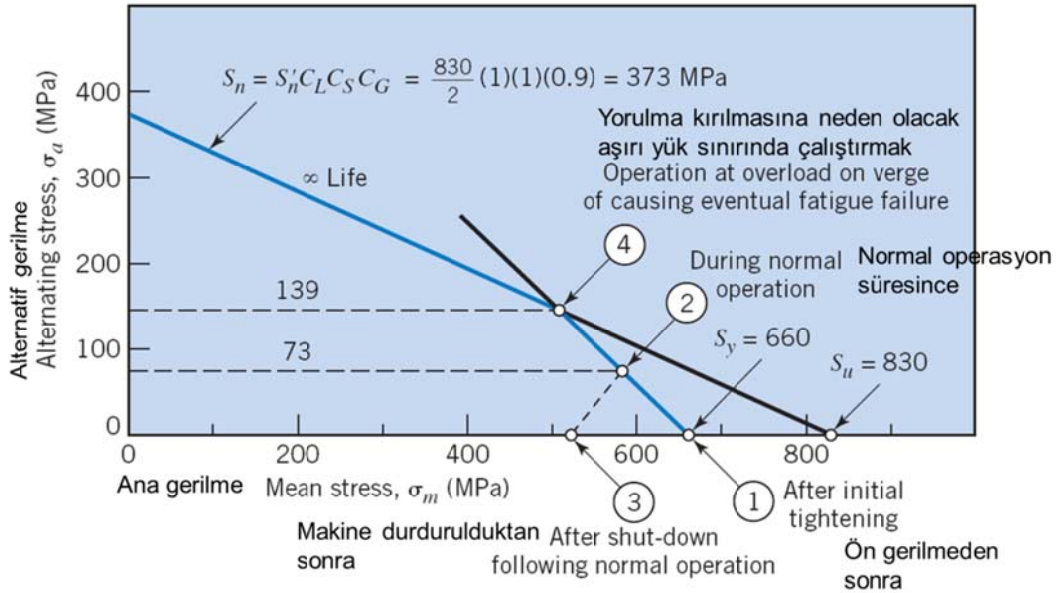


(a)  $F_b$  ve  $F_c$  deki dalgalanmalar  $F_e$  deki dalgalanmalar tarafından oluşturulur



(b) Idealized (not actual) stress-strain curve for class 8.8 bolt steel  
 (b) 8.8 çelik civata için idealleştirilmiş gerilme uzama eğrisi

**Şekil 10.34 Cıvata Yorulma Yükleme Örneği. M10 x 1.5 Cıvatası İki Değişik Fi Kuvveti İle Sıkıştırılıyor ve Elastik Sağlamlık  $k_c = 2k_b$  (Roller Diş İçin  $K_f = 3$ )**



(c) Mean stress-alternating stress diagram for plotting thread root stresses  
 (c) Diş dibi gerilmesi için ortalama ve alternatif gerilme diyagramı

**Şekil 10.34 (devamı)**

Burada birinci ve ikinci durum için kritik diş dibindeki gerilme dalgalanmasını hesaplayalım. Birinci durum için ön gerilme diş dibinde aşağıda belirtilen gerilmeyi oluşturur.

$$\sigma = \frac{F_i}{A_t} K_f = \frac{10000}{58} (3) \Rightarrow \sigma = 517 \text{ MPa}$$

Diş kuvvetin uygulanması ile,  $F_b = 13 \text{ kN}$  olur. Aynı zamanda, bu kuvvete karşılık dişin dibinde elastik uzama sonucu oluşan gerilme,

$$\sigma = \frac{F_i}{A_t} K_f = \frac{13000}{58} (3) \Rightarrow \sigma = 672 \text{ MPa} \text{ olarak hesaplanır.}$$

Cıvata da oluşan çok az bir akma sonucunda bu değer 660 MPa la geriler.  $F_b = 10 \text{ kN}$  a düşürülmesiyle elastik şekil değiştirmenin oluşturduğu gerilme  $672 - 517 = 155 \text{ MPa}$  olarak hesaplanır. Birinci durum için diş dibinde oluşan gerilme dalgalanması şekil 10.34b de gösterilmiştir. Bu ikinci durum için olan gerilme dalgalanmasıyla tamamen aynıdır. Her iki durumda da maksimum gerilme  $S_y$  dir. Böylece, ortalama ve alternatif gerilme (şekil 10.34c) diyagramında her iki durum da aynı nokta tarafından temsil edilir. İkisi arasındaki tek fark ise, en fazla akma cıvatayı sıkarken ve diş kuvvet uygulanırken meydana gelir.

Şekil 10.34c deki 2 numaralı nokta 10 kN ile 38.3 kN arasındaki tüm ön gerilme değerlerine uygulanır. Eğer ön gerilme 12.8 kN geçer ise, diş dibi gerilmesi "1" numaralı noktaya ulaşır. "3" numaralı noktada ise diş kuvvetin kaldırılması durumunda (makine çalışmıyor) diş dibi gerilmesidir. "1" numaralı ve "3" numaralı noktalar arasındaki fark,  $F_e$  kuvvetinin ilk uygulandığında oluşan akmadan kaynaklanmaktadır. Makine yeniden çalıştırılmaya başlandığında cıvata diş dibinde oluşan gerilmeler "3" numaralı noktadan "2" numaralı noktaya gelir.

Burada yorulma dayanımına karşılık gelen emniyet katsayısı 139/73 veya 1.9 dur. Çünkü kırılma (yorulma) için fazla kuvvet alternatif gerilmeyi sonsuz ömre ulaşmak için (Goodman doğrusu) 139 MPa a (4 numaralı nokta) kadar artırmaktadır. 4 numaralı noktadaki dış yük dalgalanan yük olup, sıfır ile  $1.9 \times 9 = 17.1 \text{ kN}$  arasında değişir.

NOTE: birinci durumda; fazla yük uygulanması uygun değildir çünkü sıkıştırma kuvveti sıfıra düşer ve parçalar ayrılır. ( $F_c = 10 - 2/3(17.1) < 0$ ). İkinci durumda ise fazla yük uygulanmış olsa bile parçaları sıkıştıran büyük bir kuvvet hala mevcuttur. ( $F_c = 38.3 - 17.1 = 21.2 \text{ kN}$ ).

### 10.11.2 CİVATAYA YÜKSEK ÖNGERİLME UYGULAMANIN AVANTAJLARI

Cıvatalar sıkıştırılır iken, akma sınırının aşılma olasılığı her zaman mevcut olduğundan, cıvatalar için ön gerilme değeri hiçbir zaman akma sınırında verilmemelidir. Ön gerilme için her zaman ispatlanmış akma sınırı değeri ( $F_i = S_p A_t$ ) kullanılmalıdır. Bu durumda moment anahtarları kullanmak uygun olmaktadır. Parçaların cıvatalarla sıkıca sıkıştırılmasının avantajları;

1. Sıkıştırılan parçalarda daha büyük etkili alan oluşturduğundan dinamik yüklerin cıvata etkisi azalır.



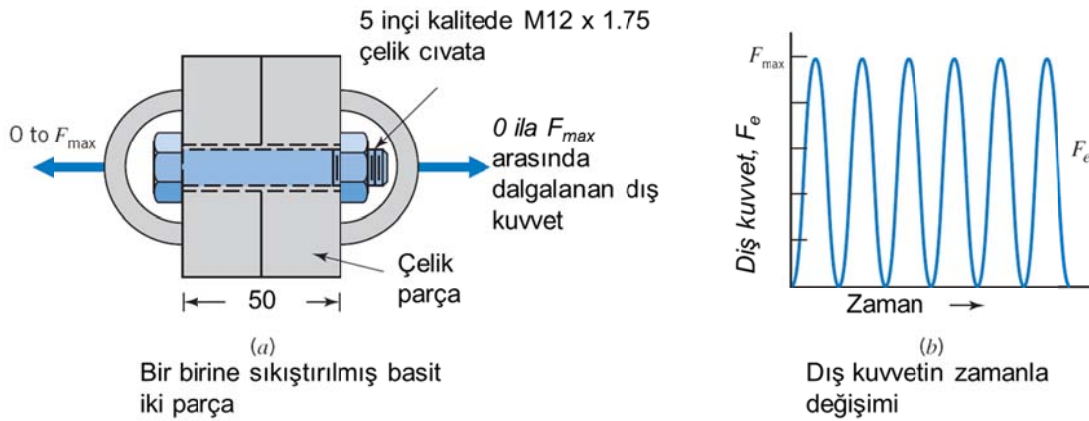
2. Bağlantının fazla yük uygulaması sonucunda ayrılmasına karşılık maksimum direnci gösterir.
3. Bazı dişlerin kesilmesine karşı maksimum direnci gösterir.

Hatırlatılması çok önemli olan bir konu, sünek malzemeden yapılmış cıvatalarda ön gerilme uygulamasında diş diplerinin çok az bir akmaya maruz kalması cıvataya zarar vermez. (taşıyacağı yükü azaltmaz). Bilinmesi gereken bir hususta, tablo 10.4 ve 10.5 deki çelik cıvataların alanları %35 azaltılmıştır.

**Problem 6:** Şekil 10.35a da görülen iki makine parçası 5 inç kalitede ve dişleri keserek imal edilmiş  $M12 \times 1.75$  cıvatasıyla sıkıştırılmıştır. Parçaları değeri sıfır ile  $F_{max}$  arasında değişen diş kuvvetinin etkisi altındadır. Sonsuz ömre karşılık gelen  $F_{max}$  kuvveti nedir? a) cıvatada ön gerilme olmadığı durum için b) cıvata sıkıştırılarak oluşturulan ön gerilme değerinin cıvatanın ispatlanmış akma sınırına eşit olması durumunda.

**Verilenler:** Şekil 10.35a, 5 inç kalitede  $M12 \times 1.75$  cıvata,

**İstenenler:** Sonsuz ömre karşılık gelen  $F_{max}$  kuvveti nedir? a) cıvatada ön gerilme olmadığı durum için b) cıvatada ispatlanmış akma sınır değerine eşit ön gerilme olması durumunda



**Şekil 10.35**

**Kabuller ve Çözüm:**

1. Cıvata aynı çapta düzgün bir şafta sahiptir.
2. Sıkıştırılan parçaların yüzeyleri çok düzgün olup, arada conta mevcut değildir.
3. Sıkıştırılan parçaların oluşturduğu etkili alan şekil 10.28 deki gibidir.

a) Cıvatalarda ön gerilme yok

$$\sigma_m = \sigma_a = \frac{F_{max}}{2A_t} K_f = \frac{F_{max}}{2(84.3)} (3.8) \Rightarrow \sigma_m = \sigma_a = 0.0225 F_{max}$$

Burada  $K_f$  değeri tablo 10.6 dan 5 den büyük kalite ve keserek üretilen diş için 3.8 alınmıştır.

Bu cıvata malzemesi için (kalitesi 5) tablo 10.5 den  $S_u = 520 \text{ MPa}$ ;  $S'_n = 0.5S_u$

$$S_n = S'_n C_L C_G C_S = \frac{520}{2} (1)(0.9)(1) \Rightarrow S_n = 234 \text{ MPa}$$

Şekil 10.35c deki grafikten  $\sigma_m = \sigma_a = 162 \text{ MPa}$  okunur.

Bu nedenle;

$$0.0225F_{max} = 162 \text{ MPa} \Rightarrow F_{max} = 7200 \text{ N}$$

- b) Ön gerilme ispatlanmış akma sınırı gerilmesine ulaşınca kadar sıkıştırılmış. Bu durumda ön gerilme:

$$F_i = S_p A_t = 380(84.3) \Rightarrow F_i = 32034 \text{ N}$$

Burada iki parça yüzeyi çok düzgün olduğundan ve aralarında conta olmadığından  $k_c$  ve  $k_b$  basit bir şekilde  $A_c$  ve  $A_b$  ye orantılıdır (denklem 10.14). Cıvata ucu sıkıldıktan sonra somun seviyesini birkaç diş geçmekte ve cıvata saftı düzgün ve 12 mm çapa sahiptir. Böylece;

$$A_b = \frac{\pi}{4} d^2 = \frac{\pi}{4} (12)^2 \Rightarrow A_b = 113 \text{ mm}^2$$

Şekil 10.28 kullanılarak  $A_c$  hesaplanır.

$$A_c = \frac{\pi}{16} (5d^2 + 6dl \tan 30 + l^2 \tan^2 30)$$

$$A_c = \frac{\pi}{16} [5(12)^2 + 6(12)(50)(0.577) + (50)^2 0.333] \Rightarrow A_c = 712.7 \text{ mm}^2$$

Böylece;

$$\frac{k_b}{k_b + k_c} = \frac{A_b}{A_b + A_c} = \frac{113}{113 + 712.7} \Rightarrow \frac{k_b}{k_b + k_c} = 0.137 \approx 0.14$$

Bunun anlamı dış kuvvetin sadece %14 dü cıvatalar tarafından hissedilmektedir. Geri kalan kısım sıkıştırma kuvvetini azaltmak için harcanır.

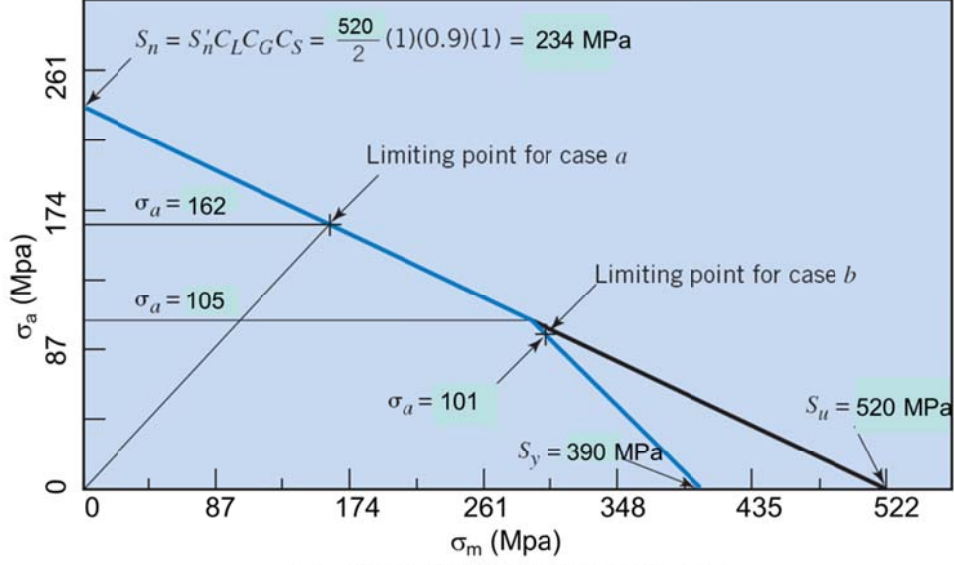
Yükün dalgalanması simetrik olduğundan %7 si pozitif %7 si negatif tarafta kalır. Bu durumda Maksimum yüke etkisi %7 olur. Yani  $0.07F_{max}$  Böylece cıvatadaki alternatif gerilme:

$$\sigma_a = \frac{F_a}{A_t} K_f = \frac{0.07F_{max}}{84.3} (3.8) \Rightarrow \sigma_a = 0.0032F_{max} \text{ MPa}$$

Burada maksimum kuvvet olarak yukarıda hesaplanan 32034 N kullanılır. Çünkü bu değer iki parçanın bir birinden ayrılmasına müsaade etmez. Bu durumda;

$$\sigma_a = 0.0032F_{max} = 0.0032(32034) \Rightarrow \sigma_a = 101 \text{ MPa}$$

Şekil 10.34c burada bulunan 101 MPa gerilmenin sonsuz ömür çizgisinin (Goodman çizgisi) altında olduğu görülmektedir. Böylece b şıkkının cevabı  $F_{max} = 32000 \text{ N}$ , veya birinci durumun 4.4 katı.



(c) Cıvata dişleri için yorulma diyagramı

### Şekil 10.35 Devamı

## 10.12 DENEY TABLOLARINI KULLANARAK YORULMA YÜKÜ İÇİN CIVATA SEÇİMİ

Görüldüğü gibi herhangi bir cıvatanın sıkıştırılmasıyla oluşan gerilme, cıvatanın alternatif gerilme kapasitesinden bağımsızdır. Yapılan testler bu durumun doğruluğu bir koşul dışında belirlemiştir. Cıvata sıkıştırılan parçalar üzerinde çok fazla sıkıştırma kuvveti oluşturur ise, bu durumda yukarıdaki cümle doğru olmayabilir.

Yorulma limitli alternatif cıvata gerilmesine karşılık gelen kesme noktası (şekil 10.34c de 4 numaralı nokta) birçok değişik çelik için geçerlidir. Burada alternatif gerilmenin dayanma gerilmesi (ultimate gerilme) ile artmayıp, sabit olarak kalır. Bu durum deneylerle de gösterilmiştir. Eğer tablo 10.7 ye bakılırsa, burada ultimate gerilmede bir değişiklik olmadığı görülmektedir.

Görüldüğü gibi cıvataların taşıyabileceği alternatif kuvveti tespit etmek biraz karışık gibi durmaktadır. Yorulma limitli kesme noktası (şekil 10.34c deki 4 numaralı nokta),  $S_y$  değerlerindeki küçük değişimlerde fazlasıyla etkilenmektedir. Bu durumda elde edilen gerilme-uzama eğrilerinin doğruluğu şüpheli olur. Daha ileri giderek, Goodman eğrilerinin yorulma noktasının uzağında var olan gerilme değişimleri için elde edildiği düşünülmelidir. Aynı şekilde, tablo 10.6 dan elde edilen averaj  $K_f$  değerinin diş profilini, yüzey kalitesini, ısıl işlemleri ve birleştiği diğer diş tam olarak ifade ettiği düşünülemez.

Yorulma etkisinde çalışan yüksek kaliteli malzemeden yapılmış cıvatalar üzerinde yapılan testler sonucunda daha iyi parametreler elde edilmiştir. Bununla ilgili bazı sonuçlar tablo 10.7 de verilmektedir. Bu değerler, birçok malzeme için kullanılan uygun bir somun ile elde edilen yorulma limitli alternatif **normal** gerilmelerdir.

**Tablo 10.7 Sıkıştırılan Cıvatanın Yorulma Mukavemeti,  $S_a$** 

Malzeme	Haddelenmiş Dış	Final Yüzey	Alternatif Normal		
			Dış ISO	Gerilme <sup>a</sup> ksi	$S_a$ Mpa
Çelik, $S_u = 800-1800$ Mpa	Isıl işlem den öncesi	fosforlu ve yağlı	Standart	10	69
Çelik, $S_u = 800-1800$ Mpa	Isıl işlem den sonrası	fosforlu ve yağlı	Standart	21	145
Çelik, $S_u = 800-1800$ Mpa	Isıl işlem den sonrası	kadmiyum kaplama	Standart	19	131
Çelik, $S_u = 800-1800$ Mpa	Isıl işlem den sonrası	fosforlu ve yağlı	Özel <sup>b</sup>	26	179
Çelik, $S_u = 800-1800$ Mpa	Isıl işlem den sonrası	kadmiyum kaplama	Özel <sup>b</sup>	23	158
Titanyum, $S_u = 1100$ Mpa			Standart	10	69
Titanyum, $S_u = 1100$ Mpa			Özel <sup>b</sup>	14	96

<sup>a</sup> Alternatif normal gerilme alternatif cıvata kuvvetinin  $A_t$  ye bölümü olarak %50 yorulma olasılığı ile tanımlanmıştır 25 mm çaplı cıvatalar için.

<sup>b</sup> cıvata diplerindeki birleştirme yarıçapları haddelenerek yapılmalıdır.

Burada önemli olan kritik yorulma yüklerine maruz kalan modern cıvata-somun, vida gibi bağlama elemanlarını tasarlarken onların ön gerilme değerlerini maksimuma çıkarmaktır. Buda yüksek gerilme değerlerine sahip olan cıvataların ispatlanmış akma gerilmesine kadar sıkıştırılması demektir. Daha öncede belirttiğimiz gibi, ön gerilmeyi artırmak;

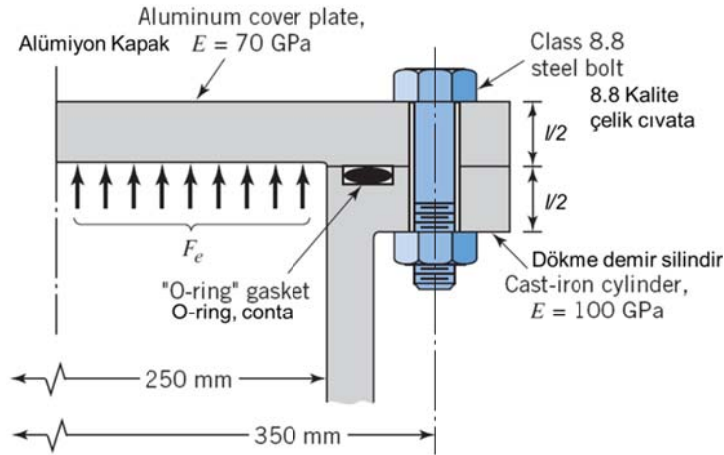
1. Genelde sıkıştırılan parçaların rijitliğini (sağlamlığını) artırır. Buda cıvataadaki gerilmenin salınım değerlerini azaltır.
2. Birleştirilen parçaların ayrılmaması için iyi bir güvence olur.
3. Cıvatanın gevşemesine karşılık daha yüksek direnç gösterir.

Bundan başka, cıvataadaki ön gerilmeyi izafi olarak az miktarda artırmak, cıvatanın dayanımını azaltır. Küçük boyuttaki cıvatalar ise, daha küçük ve hafif parçaların birleştirilmesinde kullanılır.

**Problem 7:** Şekil 10.36 da görülen ve içinde basıncın 0 ila 2.5 MPa arasında değişen silindirin çapı 250 mm ve silindir kapağının cıvatalarının yerleştirildiği çap ise 350 mm. Silindir kapağını sıkıştırmak için 8.8 kalitesinde haddelenmiş 12 adet cıvata kullanılmaktadır. Silindir dökme demirden imal edilmiş olup,  $E = 100$  GPa ve silindir kapak alüminyumdan imal edilmiş olup,  $E = 70$  GPa. Montaj durumuna göre sıkıştırılan efektif alan  $A_c = 5A_b$  olarak kabul edilmiştir. Sıkıştırılan dökme demir ve alüminyum metallerin kalınlıkları aynıdır. Emniyet katsayısı 2 olacak şekilde sonsuz ömür için cıvata boyutunu bulunuz. Belli bir kullanımdan sonra ön gerilmenin en düşük değeri belki  $0.55 S_p A_t$  olarak alınabilir.

**Verilenler:** Dış kuvvet 0 ila 2.5 MPa, silindirin çapı 250 mm, cıvatalarının yerleştirildiği çap ise 350 mm, 8.8 kalitesinde haddelenmiş 12 adet cıvata,  $E = 100$  GPa,  $E = 70$  GPa,  $A_c = 5A_b$ , emniyet katsayısı 2,  $0.55 S_p A_t$

**İstenenler:** Emniyet katsayısı 2 olacak şekilde sonsuz ömür için cıvata boyutunu bulunuz.



**Şekil 10.36 Cıvatalarla Sıkıştırılmış Basınçlı kap Kapağı**

**Kabuller ve Çözüm:**

1. Yük cıvatalara eşit olarak dağılmıştır.
2. Tablo 10.7 cıvataların yorulma gerilmelerini vermektedir.
3. Cıvataların gerilmeleri diş dibi çapı göz önüne alınarak hesaplanmıştır.
4. Başlangıç ön gerilme değeri  $0.55 S_p A_t$  olarak alınabilir.

Silindirdeki maksimum basınç,  $p = 2.5 \text{ MPa}$ , bu değeri emniyet katsayısıyla çarparsak

$$p_{max} = 2(2.5) = 5.0 \text{ MPa}$$

Silindir kapağına gelen kuvvet:

$$F_e = \frac{\pi d^2}{4} p_{max} = \frac{\pi (250)^2}{4} (5.0) \Rightarrow F_c = 245437 \text{ N} \approx 245.4 \text{ kN}$$

Her bir cıvataya düşen kuvvet:  $F_e/12 = 245.4/12 = 20.45 \text{ kN} \approx 20.5 \text{ kN}$

Burada iki metal birleştirildiğinden yay katsayısı denklem 10.15 verildiği gibi hesaplanır. Bu hesaplarda dökme demir "1" ve alümiyum "2" indisiyle gösterilsin.

$$\frac{1}{k_c} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} \Rightarrow k_c = \frac{k_1 k_2}{k_1 + k_2}$$

$$k_1 = \frac{A_1 E_1}{L_1} = \frac{5A_b(100)}{l/2} \text{ ve } k_2 = \frac{A_2 E_2}{L_2} = \frac{5A_b(70)}{l/2} ; k_1 \text{ ve } k_2 \text{ yukarıda yerine yazılırsa}$$

$$k_c = \frac{412 A_b}{l}$$

Denklem 10.14 den cıvata için;

$$k_b = \frac{A_b E_b}{L} \Rightarrow k_b = \frac{A_b(200)}{l} ; \text{ buradan}$$

$$\frac{k_c}{k_b} = \frac{412 A_b}{200 A_b} \Rightarrow \frac{k_c}{k_b} = 2.06$$

Denklem “i” kullanılarak cıvata artan kuvvet hesaplanır.

$$\Delta F_b = \frac{k_b}{k_b + k_c} F_e = \frac{1}{1 + 2.06} (20500) \Rightarrow \Delta F_b = 6699.3 \text{ N} \approx 6700 \text{ N}$$

Alternatif (dalgalanan) kuvvet

$$F_a = \frac{\Delta F_b}{2} = \frac{6700}{2} \Rightarrow F_a = 3350 \text{ N}$$

Bu cıvata için yorulma mukavemeti değerlerine tablo 10.7 den baktığımızda 69 MPa olarak okunur. Gerçek alternatif gerilmeyi hesap edersek;

$$\sigma_a = \frac{F_a}{A_t} \Rightarrow 69 = \frac{3350}{A_t} \Rightarrow A_t = 48.55 \text{ mm}^2$$

Tablo 10.3 den üstte olacak şekilde en alan değerine sahip cıvata seçilir. Bu problem için bu değer **M10 x 1.5** cıvatasıdır.

En düşük sıkıştırma kuvveti  $0.55 S_p A_t$  denklemiyle verilmektedir buna göre;

$$\text{En küçük sıkıştırma kuvveti} : 0.55(600 \text{ MPa})(58.0 \text{ mm}^2) = 19.2 \text{ kN}$$

6.7 kN, 20.5 kN nun %33 ü olup, bu yüzde cıvatanın gerilme kuvvetine ilave olup, %67 ise sıkıştırma kuvvetini azaltmak için kullanılır.

$$\text{Bu değer ise; } 0.67(20.5) = 13.7 \text{ kN.}$$

$$\text{Geriye kalan sıkıştırma kuvveti ise: } 19.2 - 13.7 = 5.5 \text{ kN}$$

### 10.13 CIVATALI BAĞLANTILARIN YORULMA MUKAVEMETİNİN ARTIRILMASI

Cıvata veya cıvata somun bağlantılarıyla sıkıştırılmış bir bağlantıda cıvataların yorulma dayanımını artırmanın yollarını aşağıda liste olarak verelim.

1. Cıvatanın gerilmesini artıran dış kuvvetin bir miktarını azaltmak için sertlik ayarlaması yapılır.
  - a.  $k_c$ , modülü yüksek bir malzeme kullanılarak artırılır. Karşılaştırılmada birleşmiş düz ve pürüzsüz yüzeyler (arada conta yok) ve daha büyük alan ve plakanın kalınlığı (Şekil 10.28 de sıkıştırma kuvvetinin artırılması  $A_c$  i nasıl artırır).
  - b.  $k_b$  nin azaltılması, yeteri kadar sıkıştırma kuvvetini daha küçük fakat mukavemeti daha yüksek cıvatalarla yapılması durumunda ve ön gerilme değerine kadar hassas moment anahtarları kullanarak parçaları sıkıştırmakla

yapılır. Döğer bir yol ise cıvatanın şaft alanını şekil 10.13 olduğu gibi azaltmaktır.

2. Somununun tasarımını değiştirerek daha fazla dişin yük taşımını sağlamak ve emin olmak gerekir ki yükü taşımak için yeteri kadar diş mevcuttur.
3. Daha büyük diş dibi yarıçapı kullanarak diş dibi gerilme konsantrasyonunu azaltmak.
  - a. Şekil 10.2 de diş dibi yuvarlatma yarı çapı  $0.144p$  olarak sanayide ve uzay sanayinde kullanılır.
  - b. Diş dibi yuvarlatma yarıçapı  $0.180p$  olan cıvatalar ise uzay sanayinde kullanılır.
4. Malzemenin ıspat edilmiş (test edilmiş) en yüksek akma sınırını kullanarak, bu sınıra kadar ön gerilme uygulamak.
5. Sıkıştırma sırasında  $F_i = S_p A_t$  formülüne sadık kalmak.
6. Cıvata dişlerinin haddelenerek imal edildiğinden emin olunmalıdır. Dişler keserek oluşturulmamalıdır. Sertleştirme yapıldıktan sonra dişlerin oluşturulması daha yüksek mukavemet değerleri oluşturur.
7. Cıvatada eğilmenin minimuma indirilmesi gerekir (şekil 10.29).