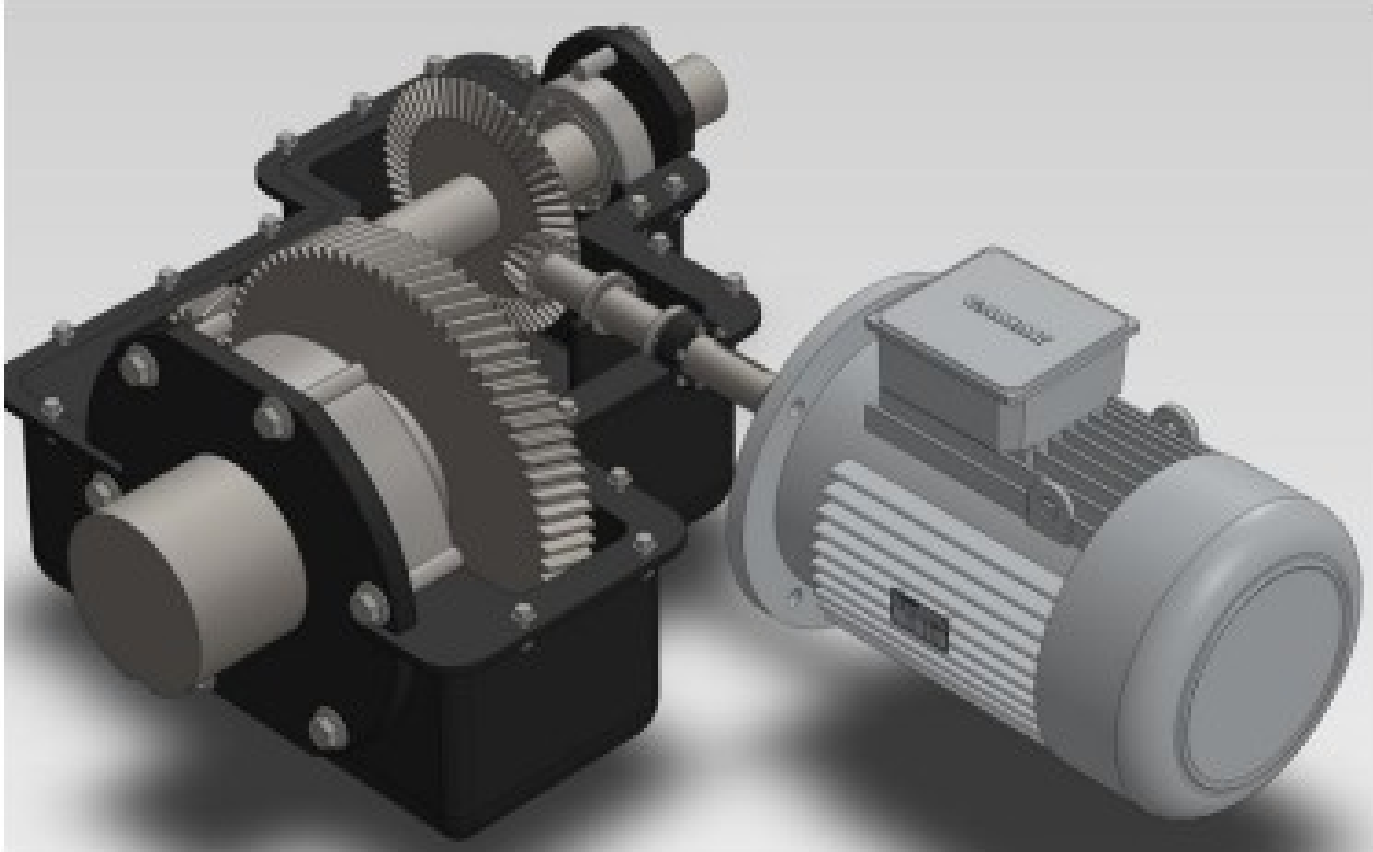


MAKİNE ELEMANLARI



Doç. Dr. Menderes KAM

MAKİNE ELEMANLARI

Bir makineyi oluşturan her türlü yapı elemanına makine elemanı adı verilir.

Makine Elemanları Bilimi: Makinaları oluşturan yapı elemanlarının tasarım, hesaplama ve şekillendirme prensiplerini inceleyen bilim dalıdır.

Emniyet Katsayısı

Bir elemanın dış kuvvetlere karşı dayanımı için boyut kontrolü ve mukavemet hesabı yapılır.

elemanlar hiçbir şekilde kendisi için tehlikeli olabilecek sınır değere kadar yüklenemezler. Daima bir emniyet payı bırakılması gerekmektedir. Eğer dış kuvvetler veya momentler nedeniyle elemanın kesitinde meydana gelen gerilmeyi σ ve elemanın mukavemet sınırını da σ_s ile gösterirsek, her şart altında ,

$$\sigma < \sigma_s$$

olması gerekliliği ortaya çıkar. Bu bağıntı diğer bir şekilde yazılabilir

$$\sigma \leq \frac{\sigma_s}{S}$$

Burada S –emniyet katsayısıdır. Bu terim matematiksel bir sayı olmakla beraber teknikte emniyet payını ifade eder. Emniyet şartına göre ifadeyi,

$$S = \frac{\sigma_s}{\sigma} > 1$$

şeklinde de yazabiliriz. Pratikte çok defa

$$\frac{\sigma_s}{S} = \sigma_{em}$$

eşitliği kullanılır. Burada σ_{em} – emniyet gerilmesidir.

Şekil Değişirme (Deformasyon)

Dış kuvvetler ve momentlerin etkisi altında gerilmelerin yanı sıra elemanın çeşitli noktaları birbirine göre göreceli (bağıl) bir değişme gösterir. Bu değişmeye şekil değişirme veya deformasyon adı verilir. Genellikle yükleme şekline bağlı olarak bu şekil değişirmeler (σ) normal gerilmeler altında meydana geliyorsa (ε) uzama oranı ile, (τ) kayma gerilmesi etkisinde meydana geliyorsa (γ) kayma açısı ile tanımlanırlar.

Hooke kanununa göre gerilme ile şekil değişirme arasındaki bağıntı doğrusaldır. Bir eksenli gerilme durumunda

$$\sigma = E \cdot \varepsilon$$

$$\tau = G \cdot \gamma$$

şeklinde yazılır. Burada E ve G malzemeye bağlı büyüklükler olup deneysel olarak tespit edilirler. Eşitliklerdeki ε ve γ boyutsuz büyüklükler olduğu için E ve G büyüklükleri gerilmeler (σ ve τ) boyutuna sahiptir (N/mm^2). E -malzemenin elastiklik modülünü ve G (kayma modülünü göstermektedir.

Ancak malzeme, dış kuvvetlerin veya momentlerin etkisinde aksenal (boyca) şekil değiştirmenin yanı sıra yanıl olarak da şekil değiştirebilir. Bu yanıl deformasyon Poisson oranı (ν) ile tanımlanır ve Hooke kanununun geçerli olduğu bölgede E, G ve ν arasında

$$E = 2.G.(1 + \nu)$$

eşitliği vardır. İki aksenli gerilme durumunda uzamanın sınır değerleri

$$\varepsilon_{maks} = \frac{1}{E}(\sigma_1 - \sigma_2) \quad \text{ve} \quad \varepsilon_{min} = \frac{1}{E}(\sigma_2 - \sigma_1)$$

şeklindedir.

Dairesel kesitli bir çekme çubuğunda yüksüz çap d ile ve yük altında çapın azaldığı miktar (büzölme) Δd ile gösterilirse yanıl deformasyon (enine büzölme) oranı

$$\varepsilon_d = \frac{\Delta d}{d} \quad \text{şeklinde tanımlanır.}$$

Uzama oranını bzlme oranından ayırdetmek için bu ikincinin altına bir (ν) indisi eklenmiştir. Her iki oran arasında

$$\varepsilon_d = -\frac{1}{\nu} \varepsilon$$

bağıntısı vardır. Buradaki ν – Poisson oranı elik için yaklaşık 3/10 dur. Dökme demir, taş vb. gibi Hooke kanununa tamamen uymayan malzemelerde bu oran sabit olmayıp gerilmelerin şiddetine göre çeşitli değerler alır.

Diğer taraftan Hooke kanununa göre

$$\frac{\sigma}{\varepsilon} = \text{sabit} = E$$

ve

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l_0} = \frac{\sigma}{E}$$

yukarıda yerine yazılırsa

$$\varepsilon_d = -\frac{1}{\nu} \frac{\sigma}{E}$$

şeklini alır. Bu durum izotrop malzemeler için geçerlidir. Yani malzemenin enine, boyuna gibi tüm kesitlerine göre alınan örnekler her yönde aynı uzama ve büzülmeleri veriyorsa bu bağıntı geçerlidir.

Cetvel 1.1 Bazı Malzemelerin Mekanik Özellikleri

Malzeme	Elastiklik modülü E daN/mm ²	Kayma modülü G daN/mm ²	Poisson oranı ν	Özgül ağırlık γ daN/dm ³
Alüminyum alaşımları	0,7242.10 ⁴	0,2672.10 ⁴	0,334	2,7126
Berilyum bronzu	1,2656.10 ⁴	0,4921.10 ⁴	0,285	8,2209
Karbonlu çelik	2,1093.10 ⁴	0,8086.10 ⁴	0,292..0,303	7,8057
Dökme çelik	2,0389.10 ⁴	0,7875.10 ⁴	0,265	7,7504
Kır dökme çelik	1,0195.10 ⁴	0,4219.10 ⁴	0,210..0,270	7,1968
Inconel	2,1796.10 ⁴	0,7734.10 ⁴	0,290	8,4977
Magnezyum	0,4570.10 ⁴	0,1687.10 ⁴	0,350	1,7992
Molibden	3,3749.10 ⁴	1,1953.10 ⁴	0,307	10,1862
Monel metal	1,8280.10 ⁴	0,6679.10 ⁴	0,320	8,8299
Nikel-Gümüş alaşımı	1,3007.10 ⁴	0,4922.10 ⁴	0,322	8,7469
Nikel alaşımlı çelik	2,1093.10 ⁴	0,8086.10 ⁴	0,291	7,7504
Fosfor bronzu	1,1320.10 ⁴	0,4219.10 ⁴	0,349	8,1656
Paslanmaz çelik (18-8)	1,9405.10 ⁴	0,7453.10 ⁴	0,305	7,7504
Titanyum	1,0546.10 ⁴	--	--	4,4841

Not: Verilen değerler, malzemenin elde edilis yöntemlerine ve alaşım elementlerine bağılı değerlerdir

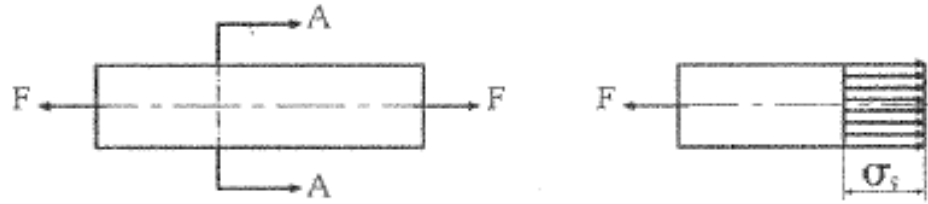
2. GENEL MUKAVEMET BİLGİSİ

Malzemenin hesap yoluyla tespit edilen gerilme değerine nominal gerilme denir. Bu gerilmeler "Cisimlerin Mukavemeti ve Elastisite Teorisi" prensiplerine uygun olarak hesaplanır. Ancak burada açıkça vurgulamak gerekir ki mukavemet prensipleri, ideal malzeme diye tanımlayabileceğimiz ve aşağıdaki özelliklere sahip malzemeler için geçerlidir. İdeal malzeme:

- a) Tam elastiktir. Dış kuvvet kalktıktan sonra eleman tamamen eski şeklini alır.
- b) İzotropdur. Cismin elastiklik özellikleri her nokta ve doğrultuda aynıdır.
- c) Homojendir. Elemanın yapıldığı malzeme, işgal ettiği hacim içinde sürekli, yani aynı yapıya sahiptir.
- d) Hooke kanununa uyar.

2.1. BASİT GERİLMELER

2.1.1. Çekme ve Basma Gerilmeleri



Şekil 2.1

Çekme kuvveti ile zorlanan bir elemanın kesitindeki gerilme

$$\sigma_c = \frac{F}{A} \leq \sigma_{em} \quad (\text{N/mm}^2)$$

şeklindedir. Burada F- (N) dış kuvvet, A -(mm²) elemanın kesit alanı ve σ_{em} - (N/mm²) malzemenin emniyet gerilmesidir.

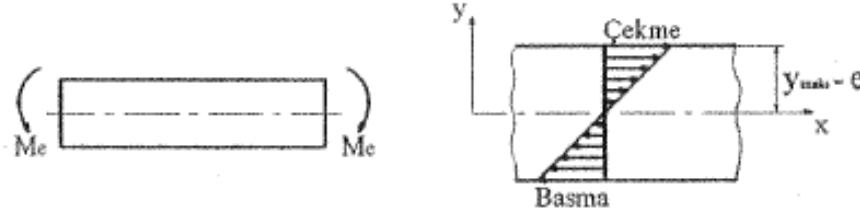
Elemana tesir eden kuvvet bası şeklinde ise yine aynı eşitlik söz konusudur, ancak bu defa basma gerilmesi çekme gerilmesi ile zıt yönlü olduğundan eksi işareti ile belirtilmelidir, yani

$$\sigma_b = - \frac{F}{A} \leq \sigma_{em} \quad (\text{N/mm}^2)$$

dir.

2.1.2. Eğilme Gerilmesi

Eğilmeye maruz bir çubuğun kesintindeki gerilmeler çekme ve basma gerilmeleri şeklindedir.



Şekil 2.2

Eğilme gerilmesi eşitliği

$$\sigma_e = \frac{M_e}{I} \cdot y$$

şeklindedir. Burada σ_e - elastik eğriye göre y - uzaklığındaki gerilme, I - (mm^4) kesitin tarafsız eksene göre (eğilme) eylemsizlik momenti, M_e - (Nmm) eğilme momentidir. En büyük gerilme en dıştaki liflerde olacağına göre, tarafsız eksene olan en büyük uzaklık olarak $y_{maks} = e$ alınarak

$$W_e = \frac{I}{e}$$

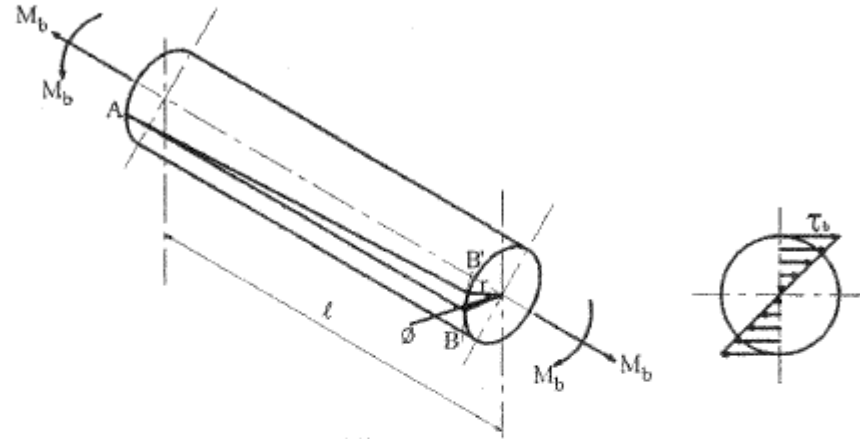
ifadesi yazılır ve böylece en büyük eğilme gerilmesi de

$$\sigma_e = \frac{M_e}{W_e} \leq \sigma_{em} \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

şeklinde hesap edilir. Burada W_e - (mm^3) elemanın eğilme mukavemet momentidir.

2.1.3. Burulma Gerilmesi

Bir döndürme momenti etkisinde kalan dairesel kesitli çubuktaki kayma gerilmesi Şekil 2.3' deki gibidir.



Şekil 2.3

Burulmaya zorlanan çubuğun yarıçapı r ve kutupsal (polar) eylemsizlik momenti I_p ise çubuktaki en büyük kayma gerilmesi

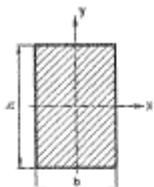
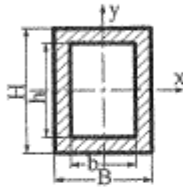
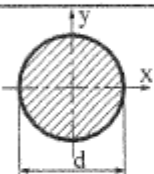
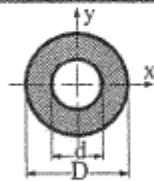
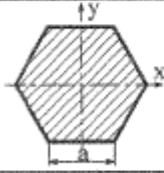
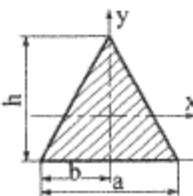
$$\tau_{maks} = \frac{M_b \cdot r}{I_p}$$

şeklindedir. Burada

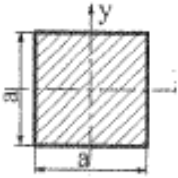
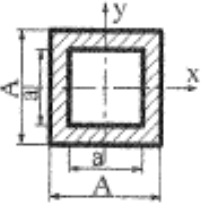
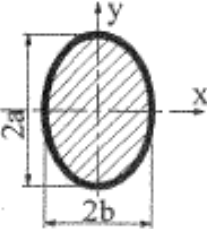
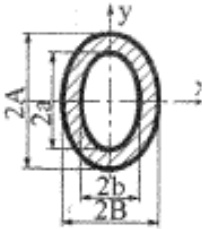
$$W_b = \frac{I_p}{r}$$

Şekil 2.3' deki ϕ burulma açısı olup döndürme momenti etkisindeki elemanın malzemesine bağlı olarak değişir.

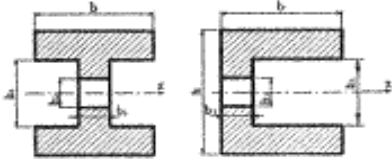
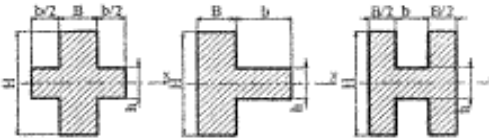
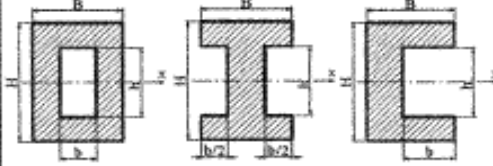
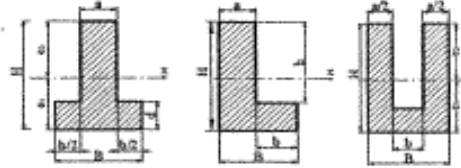
Cetvel 2.1 Bazı geometrik şekillerin eylemsizlik ve mukavemet momentleri

Kesit	I	I_p	W_e	W_b
	$I_x = \frac{bh^3}{12}$ $I_y = \frac{hb^3}{12}$	-	$W_{ex} = \frac{bh^2}{6}$ $W_{ey} = \frac{hb^2}{6}$	-
	$I_x = \frac{BH^3 - bh^3}{12}$ $I_y = \frac{HB^3 - hb^3}{12}$	-	$W_{ex} = \frac{BH^3 - bh^3}{6H}$ $W_{ey} = \frac{HB^3 - hb^3}{6B}$	-
	$I_x = \frac{\pi d^4}{64}$	$\frac{\pi d^4}{32}$	$\frac{\pi d^3}{32}$	$\frac{\pi d^3}{16}$
	$I = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4)$	$\frac{\pi}{32} (D^4 - d^4)$	$\frac{\pi}{32} \left(\frac{D^4 - d^4}{D} \right)$	$W_y = \frac{\pi}{16} \left(\frac{D^4 - d^4}{D} \right)$
	$I_x = I_y = \frac{5\sqrt{3}}{16} a^4$	-	$W_{ey} = \frac{5}{8} a^3$ $W_{ex} = \frac{5\sqrt{3}}{16} a^3$	-
	$I_x = \frac{ah^3}{36}$ $I_y = \frac{a^3h}{48}$ $I_a = \frac{bh^3}{12}$	-	$W_{ex} = \frac{ah^2}{24}$ $W_{ey} = \frac{a^2h}{24}$	-

Cetvel 2.1 devamı

Kesit	I	I_p	W_e	W_b
	$I_x = I_y = \frac{a^4}{12}$	-	$W_x = W_y = \frac{a^3}{6}$	-
	$I_x = I_y = \frac{A^4 - a^4}{12}$	-	$W_x = W_y = \frac{A^4 - a^4}{6A}$	-
	$I_x = \frac{\pi a^3 b}{4}$ $I_y = \frac{\pi b^3 a}{4}$	$\frac{\pi a^3 b^3}{a^2 + b^2}$	$W_x = \frac{\pi a^2 b}{4}$ $W_y = \frac{\pi b^2 a}{4}$	$\frac{\pi a b^2}{2}$
	$I_x = \frac{\pi}{4} (A^3 B - a^3 b)$ $I_y = \frac{\pi}{4} (A B^3 - a b^3)$	$\frac{\pi a^2 (B^4 - b^4)}{b(a^2 + b)}$	$W_x = \frac{\pi (A^3 B - a^3 b)}{4 A}$ $W_y = \frac{\pi (A B^3 - a b^3)}{4 B}$	$\frac{\pi a (B^4 - b^4)}{2 b^2}$

Cetvel 2.1 devamı

Kesit	I ve W
	$I_x = \frac{b(h^3 - h_1^3) + b_1(h_1^3 - h_1^3)}{12}$ $W_x = \frac{b(h^3 - h_1^3) + b_1(h_1^3 - h_1^3)}{6h}$
	$I_x = \frac{BH^3 + bh^3}{12}$ $W_x = \frac{BH^3 + bh^3}{6H}$
	$I_x = \frac{BH^3 - bh^3}{12}$ $W_x = \frac{BH^3 - bh^3}{6H}$
	$e_1 = \frac{1}{2} \frac{aH^2 + bd^2}{aH + bd} \text{ ve } e_2 = H - e_1$ $I_x = \frac{1}{12} (aH^3 + bd^3) + aH \left(\frac{H}{2} - e_2 \right)^2 + bd \left(e_1 - \frac{d}{2} \right)^2$ $W_1 = \frac{I_x}{e_1} \text{ ve } W_2 = \frac{I_x}{e_2}$

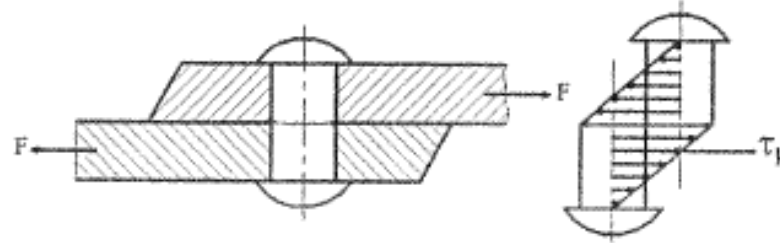
Böylece gerilme ifadesi

$$\tau_b = \frac{M_b}{W_b} \leq \tau_{em} \quad (\text{N/mm}^2)$$

şeklini alır.

2.1.4. Kesme (Makaslama) Gerilmesi

Şekil 2.4 deki gibi bağlanan iki parça birbirine göre bağıl harekette bulunuyorsa bağlama elemanı kesilmeye (makaslama) zorlanır.



Şekil 2.4

Eleman kesitinde oluşan kesilme gerilmesi

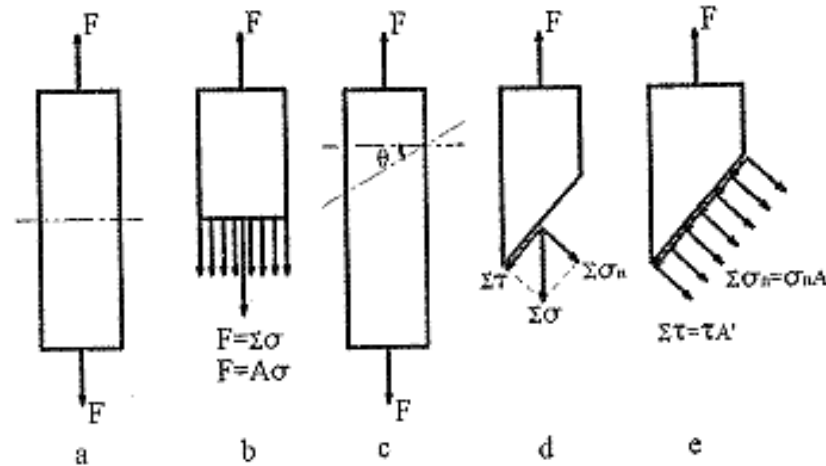
$$\tau_k = \frac{F}{A} \leq \tau_{em} \quad (\text{N/mm}^2)$$

Burada F- (N) dış kuvvet ve A -(mm²) kesilmeye çalışan kesittir.

2.1.5. Eğik Kesitlerdeki Gerilmeler

Çubuk eksenine etki eden kuvvetlerin, eksene dik kesitte meydana getirdikleri gerilmeler kolayca tespit edilebilir (Şek.2.5a ve b).

Şekil 2.5'ten de görüleceği gibi eksen doğrultusunda etki eden F kuvvetini, herhangi bir kesitteki $\Sigma\sigma$ 'nın bileşkesi dengeler. Bu bileşke aynı doğrultuda fakat zıt yöndedir. Eğer çubuğun boy eksenini ile θ açısı yapacak şekilde bir düzlemle kesildiği düşünülürse bu eğik kesitteki gerilmelerin aynı şekilde F kuvvetini dengelemeleri gerekir (Şek.2.5c ve d). Bu analizi kolaylaştırmak bakımından kesite dik (normal) ve kesite teğet (kayma) gerilmeler halinde bu eğik kesitteki



Şekil 2.5

gerilmeleri bileşenlere ayırarak olursak ve dik kesit alanını A , eğik kesit alanını da A' ile gösterirsek;

$$\Sigma\sigma_n = A' \cdot \sigma_n = \frac{A}{\cos\theta} \cdot \sigma_n$$

ve

$$\Sigma \tau = A' \cdot \tau = \frac{A}{\cos \theta} \cdot \tau$$

eşitlikleri yazılabilir. Diğer taraftan

$$\Sigma \sigma_n = F \cdot \cos \theta \quad \text{ve} \quad \Sigma \tau = F \cdot \sin \theta$$

olduğundan

$$F \cdot \cos \theta = \frac{A}{\cos \theta} \cdot \sigma_n \quad \text{ve} \quad F \cdot \sin \theta = \frac{A}{\cos \theta} \cdot \tau$$

buradan da

$$\sigma_n = \frac{F}{A} \cdot \cos^2 \theta$$

$$\tau = \frac{F}{A} \cdot \sin \theta \cdot \cos \theta = \frac{F}{2A} \cdot \sin 2\theta$$

eşitlikleri bulunur. Bu eşitlikler yardımı ile eğik kesitlerde meydana gelen normal ve kayma gerilmelerinin en büyük değerleri; θ açısının hangi değerinde meydana geleceği araştırılabilir.

$$\sigma_n = \frac{F}{A} \cdot \cos^2 \theta$$

eşitliğinde σ_n değerinin en büyük olabilmesi için $\cos^2 \theta = 1$ olmalıdır. Böylece

$$(\sigma_n)_{maks} = \frac{F}{A} \quad \text{ve} \quad \theta = 0^\circ$$

ve $\tau = \frac{F}{2A} \cdot \sin 2\theta$ eşitliğinde $\sin 2\theta = 1$ için bu değer en büyük olur. O halde

$$\tau_{maks} = \frac{F}{2A} \quad \text{ve} \quad \theta = 45^\circ \quad \text{bulunur.}$$

Kayma gerilmesinin en büyük olduğu düzlemede ($\theta = 45^\circ$) σ_n -normal gerilme;

$$\sigma_n = \frac{F}{A} \cdot \cos^2 \theta$$

eşitliğinden

$$\sigma_n = \frac{F}{A} \cdot \frac{1}{2}$$

veya

$$\sigma_n = \frac{1}{2} \sigma$$

bulunmuş olur.

2.2. BİLEŞİK GERİLMELER

2.2.1. Çekme (Basma) ve Eğilme

Daha çok eksantrik (eksenden geçmeyen) normal kuvvetlere maruz makina elemanlarında rastlanan bir durumdur. Böyle bir durumda F-eksenel normal kuvveti etkisinde çekme (veya basma) gerilmesi

$$\sigma_{\zeta,b} = \pm \frac{F}{A}$$

ve M_e – eğilme momenti etkisinde eğilme gerilmesi

$$\sigma_e = \frac{M_e}{W_e}$$

şeklinde olup bu gerilmelerin eşdeğeri olan gerilmenin büyüklüğü

$$\begin{aligned}\sigma_{eş} &= \sigma_{top} = \sigma_{\zeta,b} + \sigma_e \\ &= \left(\pm \frac{F}{A} + \frac{M_e}{W_e} \right) \leq \sigma_{em}\end{aligned}$$

eşitliği ile bulunur.

2.2.2. Eğilme ve Burulma

Bir makina elemanına aynı anda eğilme ve burulma zorlamalarının birlikte etkimesi halinde, elemanın kesitinde

$$\sigma_e = \frac{M_e}{W_e}$$

büyükliğünde bir eğilme gerilmesi ile

$$\tau_b = \frac{M_b}{W_b}$$

büyükliğünde bir burulma gerilmesi meydana gelir. Bu durumda eleman kesitindeki eşdeğer gerilme kınılma varsayımlarına göre tespit edilir.

2.2.3. Kırılma Varsayımları

Bazı durumlarda bir eleman aynı zamanda birkaç çeşit zorlanma etkisinde kalabilir. Bu nedenle çok eksenli gerilme şekillerine bileşik gerilme adı verilir.

Bileşik gerilmenin hesaplanması süperpozisyon (ekleme) esasına dayanır, yani ayrı ayrı hesap edilen sonuçlar sonra birleştirilir. Makina elemanlarının hesaplanmasında iki tür bileşik gerilmeden söz etmek mümkündür. Bunlar;

1. Normal gerilmeler (çekme-basma ile eğilme) veya kayma gerilmeleri (kesme ile burulma) şeklindedir. Burada bileşik gerilme, gerilmelerin doğrudan matematiksel toplamı ile elde edilir. Ayrılma kırılması şeklinde meydana gelen kopma, normal gerilmelerin belli bir değeri aşması sonucu ortaya çıkar. Buna göre kıyaslamada kullanılacak en büyük normal gerilme (toplam normal gerilme-eşdeğer gerilme) olarak

$$\sigma_{eş} = \sigma_{maks} \leq \sigma_{em}$$

büyüklüğü esas alınır.

2. Normal ve kayma gerilmeleri (örneğin eğilme ile burulma) şeklindedir. Burada bileşik gerilme, kırılma varsayımlarına göre tespit edilir. Kırılma varsayımları, malzemenin hangi gerilme sınırında kırılacağını ifade eder ve bu yolla bulunan eşdeğer gerilmeler, malzemenin emniyet gerilmesi ile kıyaslanmasında kullanılır.

2.a) Maksimum Kayma Gerilmesi Varsayımı (Mohr Hipotezi)

Malzemedeki kopma kayma şeklinde olup, kayma gerilmelerinin en büyük değeri belirli bir sınır değeri aşınca meydana gelir. Eşdeğer gerilme

$$\sigma_{ef} = \sqrt{\sigma^2 + 4(\alpha_o \tau)^2} \leq \sigma_{em}$$

şeklinde hesap edilir. Burada $\alpha_o = \frac{\sigma_{em}}{1,73 \tau_{em}}$ şeklindedir.

Eğer olay sadece basit kayma gerilmesi şeklinde ise; yani $\sigma = 0$ ise $\sigma_{ef} = 2 \cdot \tau$ olur.

2.b) Maksimum Şekil Değişirme Enerjisi Varsayımı

Malzemedeki kopma kayma şeklinde olup, çok eksenli bir gerilme durumunda birim hacme düşen en büyük şekil değişirme enerjisi belli bir değeri aşınca meydana gelir. Bu durumda eşdeğer gerilme

$$\sigma_{ef} = \sqrt{\sigma^2 + 3(\alpha_o \tau)^2} \leq \sigma_{em}$$

şeklindedir. Burada $\alpha_o = \frac{\sigma_{em}}{2 \cdot \tau_{em}}$ olarak tanımlanmıştır.

Basit kayma gerilmesi durumunda $\sigma = 0$ olacağından

$$\sigma_{ef} = \sqrt{3 \cdot \tau^2} \cong 1,73 \cdot \tau$$

olur.

2.4. EMNİYET GERİLMESİ

2.4.1. Statik Zorlanmalarda Emniyet Gerilmesi :

Kırılgan malzemeler için:

Normal gerilmelerde
$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_K}{S} \cdot \frac{1}{\beta_k}$$

Kayma gerilmelerinde
$$\tau_{em} = \frac{\tau_K}{S} \cdot \frac{1}{\beta_k}$$

Sünek malzemeler için :
$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_{Ak}}{S} \quad \text{ve} \quad \tau_{em} = \frac{\tau_{Ak}}{S}$$

şeklinde hesaplanmaktadır. Eşitliklerdeki σ_K , σ_{Ak} , τ_K ve τ_{Ak} değerleri sürekli mukavemet diyagramları veya cetvellerinden seçilen değerlerdir. Ayrıca

$$\tau_{Ak} \cong 0,5 \cdot \sigma_{Ak}$$

alınabilir. Eşitliklerdeki β_k değeri ise çentik faktörüdür.

2.4.2. Değişken Zorlanmalarda Emniyet Gerilmesi:

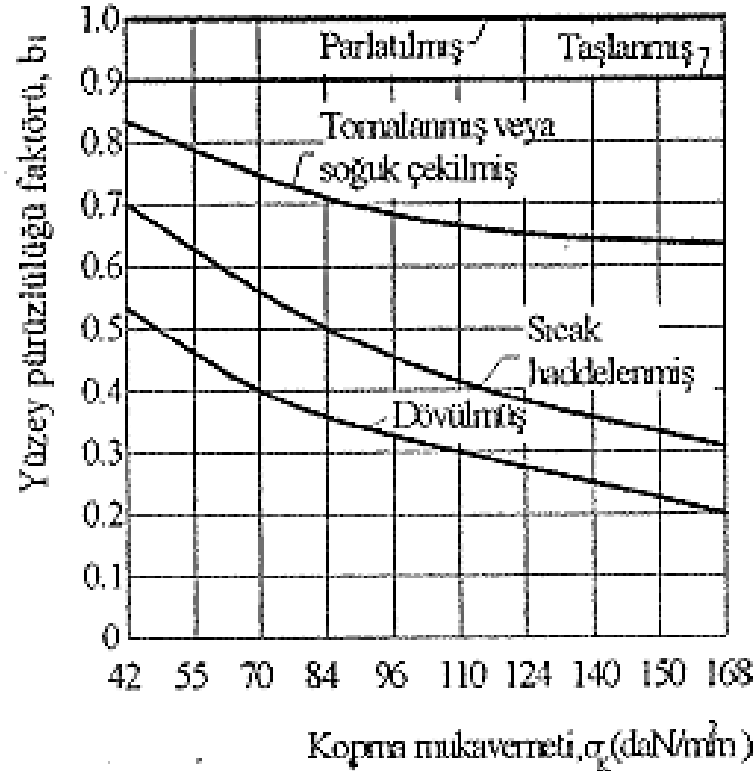
Emniyet gerilmesi eşitliği

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_{deg} \cdot b_o \cdot b_1}{\beta_k \cdot S} \quad \text{ve} \quad \tau_{em} = \frac{\tau_{deg} \cdot b_o \cdot b_1}{\beta_k \cdot S}$$

şeklindedir. Eşitliklerdeki σ_{deg} ve τ_{deg} sürekli mukavemet cetvellerinden alınacak olan değişken zorlanmayı, b_o - boyut (veya çap) düzeltme faktörünü, b_1 - yüzey kalitesi (düzgünlük) faktörünü, β_k - çentik faktörünü, S - emniyet katsayısını ifade etmektedir.

b_1 - yüzey kalitesi faktörü; malzemenin kopma mukavemeti (σ_K) ve yüzeyin işlenme hassasiyetine bağlı olarak Şekil 2.14'de verilmiştir.

Örneğin; $\sigma_K = 70$ daN/mm² ve tornalanmış veya soğuk çekilmiş yüzey kalitesi için bu faktör (Şek.2.14'den) $b_1=0,74$ olarak okunur.



Şekil 2.14 b_1 - Yüzey kalitesi faktörü

β_k - çentik faktörü; malzemedeki çeşitli süreksizlik noktaları (gerilme birikim yerleri) için

$$\beta_k = \frac{\alpha_k}{\delta_w}$$

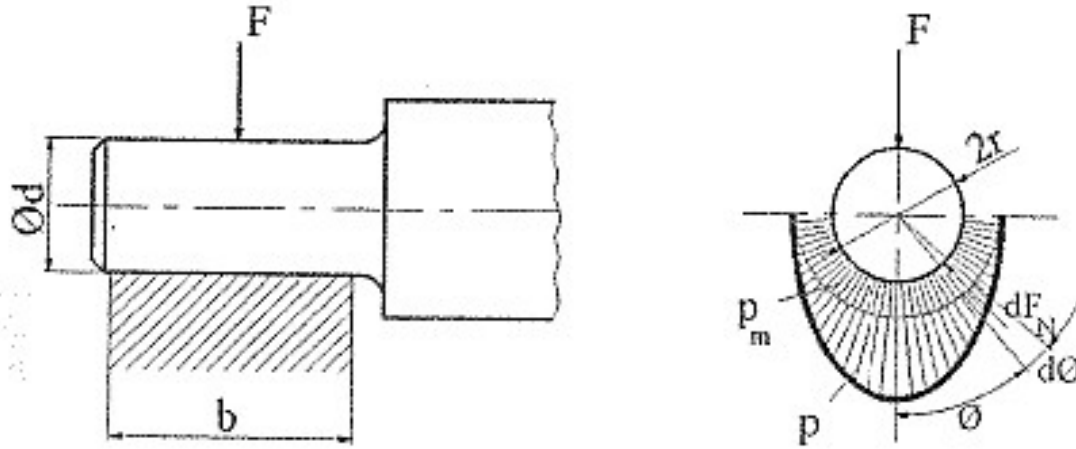
eşitliği ile hesaplanır. Burada α_k - şekil faktörü ve δ_w - gerilme düşmesine bağlı etki sayısıdır.

3. ÖZEL MUKAVEMET BİLGİSİ

3.1. Yüzey Basıncı

Temastaki iki yüzeyin karşılıklı birbirine uyguladığı kuvvetlerin oluşturduğu gerilmelere yüzey gerilmeleri adı verilir. Temas yüzeylerinin boyutları elemanların boyutları mertebesinde ise, diğer bir ifade ile elemanlar birbirlerine karşılık gelen yüzeylerinin tamamı ile temasta iseler bu taktirde meydana gelen yüzey gerilmesine yüzey basıncı adı verilir. Şayet temas yüzeylerinin boyutları elemanların diğer boyutlarına nazaran çok küçük ise yüzeylerde meydana gelen gerilmelere Hertz basıncı denir.

bir mil-yatak sistemini göz önüne alalım (Şek.3.1).



Şekil 3.1

Yüzeydeki gerçek basınç dağılımı p ve ortalama basınç dağılımı p_m olsun. Gerçek basınç dağılımına göre hesap yapmak oldukça zor olduğundan genellikle bir miktar hata ile hesaplamaların ortalama basınca göre yapılmasında bir sakınca yoktur. Burada

$$\text{Normal kuvvet} \quad : \quad dF_N = r \cdot d\phi \cdot b \cdot p_m$$

$$\text{Normal kuvvetin düşey bileşeni} \quad : \quad dF'_N = dF_N \cdot \cos \phi$$

F yatak yükünü karşılayacak olan tepki kuvveti, yüzeydeki normal kuvvetin düşey bileşenine eşit olacaktır. O halde

$$F = 2 \int_0^{\pi/2} r \cdot d\phi \cdot b \cdot p_m \cdot \cos\phi = 2 \cdot r \cdot p_m \cdot b$$

Burada $2r=d$ yazılırsa, ortalama basınç

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

olur.

Temas yüzeyleri arasında bağıl bir hareket yoksa (perçin, kama, pim, sıkma geçmeler, bağlama civataları, çözülemeyen kavramalar vb. bağlantılarda olduğu gibi) yüzey basıncı, yüzeylerde oluşacak temas hasarlarını yani yüzey ezilmelerini önlemek amacı ile kontrol edilmelidir. Bu durumda yüzeydeki ezilme gerilmesi (basıncı)

$$p_{ez} = \frac{F}{A} \leq p_{em}$$

eşitliği ile bulunur. Burada $p_{em} = \frac{\sigma_{Ak}}{S}$ olarak alınabilir.

Temas yüzeyleri arasında bağıl hareketler varsa (hareket iletme civataları, kaymalı yataklar, çözülebilir kavramalar vb. elemanların temasında olduğu gibi) yüzey basıncı hesabı, aşınmayı önlemek amacı ile yapılır. Bu durumda yüzey basıncı

$$p = \frac{F}{A} \leq p_{em}$$

olmaktadır. Ancak yüzeylerdeki aşınma, basınca bağlı olduğu kadar, yüzeyler arasındaki hıza (v) da bağlıdır. Durum böyle olunca söz konusu hız aşınma hızı olur ve dolayısıyla aşınma;

$$p.v \leq (p.v)_{em}$$

şeklinde ifade ve kontrol edilir.

3.3. Burkulma (Flambaj)

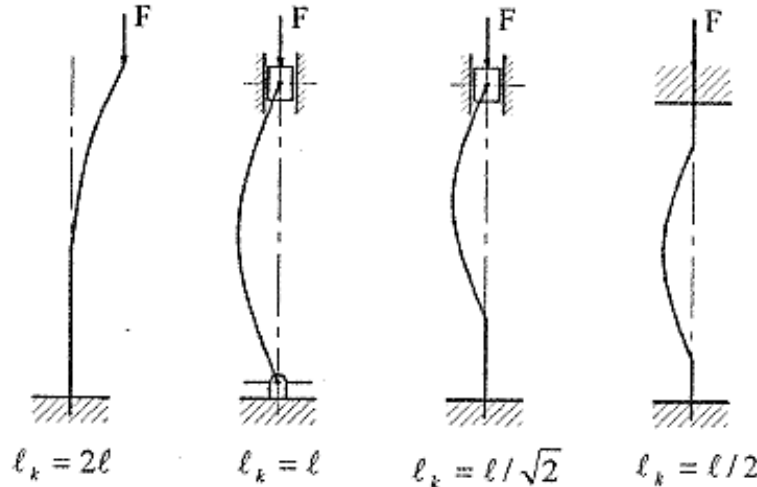
Basma kuvveti etkisinde kalan bir çubuğun uzunluğu, kesit boyutlarına oranla oldukça büyük ise çubuktaki gerilme denge halinde olmayabilir. Yani çubuk normal bası gerilmesine çalışmayarak burkulmaya zorlanabilir. Elemanda oluşan burkulma gerilmesi de çeşitli yöntemlerle hesaplanabilir. Bunlardan bazıları aşağıdaki gibidir.

a) Euler Hesap Yöntemi:

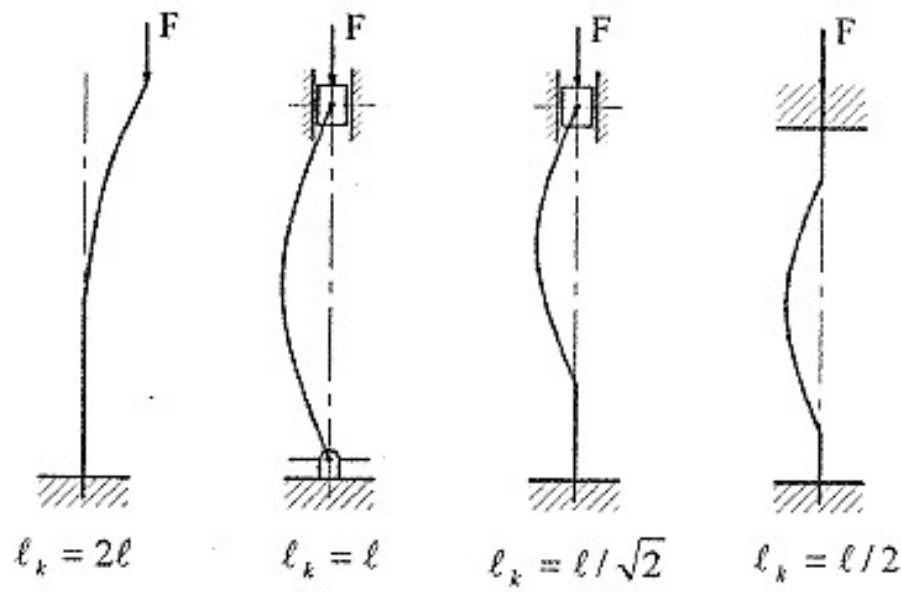
Elemanın kesitinde oluşan gerilmeler elastik sınırın altında kalmak koşuluyla çubuğun burkulmasına sebep olan burkulma kuvveti

$$F_{BR} = \frac{\pi^2 EI}{\ell_k^2}$$

Euler bağıntısı ile bulunur. Burada E – malzemenin elastik modülü, I – kesitin atalet (eylemsizlik) momenti ve ℓ_k – çubuğun burkulma (flambaj) uzunluğudur (Şek. 3.3).



Şekil 3.3



Bası zorlanması etkisindeki çubuğun kesitinin eylemsizlik (atalet) yarıçapı

$$i = \sqrt{I/A}$$

ve incelik (narinlik) derecesi

$$\lambda = \frac{l_k}{i}$$

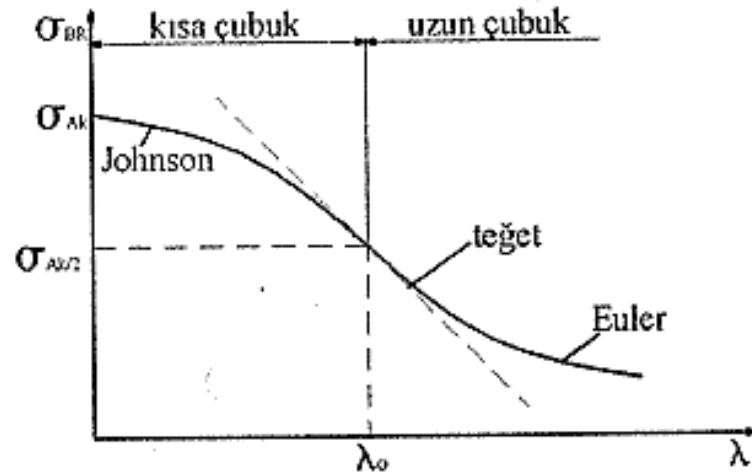
olmak üzere bu çubuktaki burkulma gerilmesi

$$\sigma_{BR} = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2}$$

olarak yazılabilir. λ büyüklüğüne bağlı olarak σ_{BR} grafiği çizilirse bu bir hiperbol eğrisi oluşur (Şek. 3.4). Gerilmeler elastik sınırı geçerse Euler formülü kullanılmaz.

b) Johnson Hesap Yöntemi:

Johnson'a göre Euler formülü malzemenin akma sınırının yarısına kadar ($\sigma_{Ak} / 2$) geçerlidir ve bu sınırdan malzemenin akma sınırına kadar olan bölgedeki $\sigma_{BR} - \lambda$ bağıntısı bir parabol şeklindedir (Şek.3.4).



Şekil 3.4

Johnson'un burkulma gerilmesi eşitliği

$$\sigma_{BR} = \sigma_{Ak} - K_o \cdot \lambda^2$$

burada

$$K_o = \left(\frac{\sigma_{Ak}}{2} \right)^2 \cdot \frac{1}{E}$$

Teğet noktasında her iki bağıntı da geçerli olacağına göre bu noktadaki narinlik derecesi (eşitliklerde λ yerine λ_0 yazarak)

$$\lambda_0 = \sqrt{\frac{2 \cdot \pi^2 \cdot E}{\sigma_{Ak}}}$$

olarak bulunur. Burada çelik için $E = 2,1 \cdot 10^4$ daN/mm² yazılarak

$$\lambda_0 = \frac{644}{\sqrt{\sigma_{Ak}}}$$

bulunur. Eşitlikte σ_{Ak} - daN/mm² olarak yazılmalıdır. O halde çubuğun kesit alanı bilindiği takdirde λ_0 sınır narinlik derecesi bulunarak

$\lambda > \lambda_0$ ise Euler bağıntısı

$\lambda < \lambda_0$ ise Johnson bağıntısı

kullanılmalıdır. Her iki durumda da çubuk kesitinde oluşan basma gerilmesi

$$\sigma_b = \frac{F}{A} \leq \frac{\sigma_{BR}}{S}$$

eşitliği ile kontrol edilmelidir. Burada F - sisteme gelen gerçek yükü göstermektedir. Emniyet katsayısı

Statik zorlamalarda	$S = 3 \dots 6$
Değişken zorlamalarda	$S = 8 \dots 11$
Belirsiz zorlamalarda	$S = 15 \dots 22$

seçilmelidir.

Hesaplamada takip edilecek yol:

1. Emniyet katsayısı seçilerek

$$F = \frac{F_{BR}}{S} = \frac{\pi^2 \cdot EI}{S \cdot \ell_k^2}$$

eşitliğinden I – eylemsizlik momenti hesaplanır ve çubuğun kesit alanı tespit edilir.

2. $i = \sqrt{I/A}$ ve $\lambda = \ell_k / i$ ifadelerinden λ narinlik derecesi ile

$$\lambda_o = \sqrt{\frac{2 \cdot \pi^2 \cdot E}{\sigma_{Ak}}}$$

eşitliğinden sınır narinlik derecesi hesaplanarak kıyaslanır.

3. $\lambda > \lambda_o$ ise Euler yöntemi, $\lambda < \lambda_o$ ise Johnson yöntemi ile burkulma gerilmesi hesaplanır.

4. Son olarak çubuğun taşıyabileceği gerçek F yükünün

$$\sigma_b = \frac{F}{A} \leq \frac{\sigma_{BR}}{S}$$

eşitliğini gerçeklemesi kontrol edilir. Aksi takdirde kesit değiştirilmelidir.

c) ω - Hesap Yöntemi:

Çubuğa gelen kuvvet F ve çubuğun kesit alanı A ise çubuktaki bası gerilmesi

$$\sigma_b = \frac{F}{A}$$

olacaktır. Bu gerilme değeri ile "Flambaj Sayısı" adı verilen ω katsayısı çarpıldığında bulunan değer, malzemenin sınır gerilme değerinden (emniyetli çekme gerilmesi) daha küçük olmalıdır. Yani

$$(\sigma_{em})_{çeki} \geq \sigma_b \cdot \omega$$

veya

$$\frac{(\sigma_{em})_{çeki}}{\sigma_b} = \omega$$

olmalıdır. Buradaki ω değeri, çubuğun narinlik derecesine ve malzeme türüne bağlıdır. Örneğin Fe37 çeliği için bu sayı Cetvel 2.3'deki gibidir.

Cetvel 2.3 (λ) narinlik derecesine göre Fe 37 malzemesinin (ω) Flambaj sayısı

λ	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
ω	1	1,01	1,02	1,05	1,10	1,17	1,26	1,39	1,59	1,88	2,36

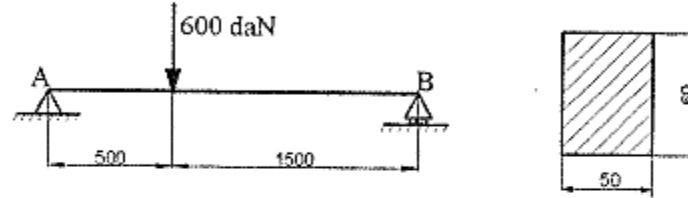
Not: Bu hesap yöntemi daha çok köprü ve benzeri inşaatlar için iyi sonuç vermekle beraber makina parçalarının hesabında çok defa işe yaramaz.

MUKAVEMET PROBLEMLERİ

Problem 5.1

Şekil 5.1'deki gibi yüklenmiş dikdörtgen kesitli bir makina elemanı (kiriş) Fe37 malzemesinden yapılmıştır. Malzemenin emniyet gerilmesi $\sigma_{em}=760 \text{ daN/cm}^2$ alınabileceğine göre:

- F kuvveti etkisinde meydana gelen en büyük gerilmeyi hesaplayınız ve kirişin bu kuvveti taşıyıp taşıyamayacağını söyleyiniz.
- Kirişin içi boyutlarının %50' si oranında boşaltılırsa durum ne olur?



Şekil 5.1

Çözüm 5.1

a) Önce destek yerlerindeki tepki kuvvetleri bulunmalıdır. A noktasına göre moment alınarak

$$F \cdot 500 - F_B \cdot 2000 = 0$$

$$F_B = F \cdot \frac{500}{2000} = 600 \cdot \frac{500}{2000} = 150 \text{ daN}$$

ve dişey kuvvetler toplamından

$$F = F_A + F_B$$

$$F_A = F - F_B = 600 - 150 = 450 \text{ daN}$$

bulunur.

Eğilme momenti

$$M_e = F_A \cdot 50$$

$$= 450 \cdot 50 = 22500 \text{ daNcm}$$

Eğilme mukavemet momenti

$$W_e = \frac{b \cdot h^2}{6} = \frac{5 \cdot 6^2}{6} = 30 \text{ cm}^3$$

Böylece eğilme gerilmesi

$$\sigma_e = \frac{M_e}{W_e} = \frac{22500}{30} = 750 \text{ daN/cm}^2$$

görüldüğü gibi $\sigma_e = 750 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{em} = 760 \text{ daN/cm}^2$ olduğundan kiriş bu yükü emniyetle taşıyabilir.

b) Elemanın boyutları % 50 oranında küçültülürse içteki boş dikdörtgenin ölçüleri

$$b = 0,5 \cdot 50 = 25 \text{ mm ve } h = 0,5 \cdot 60 = 30 \text{ mm}$$

olur. Bu durumda eleman kesitinin mukavemet momenti

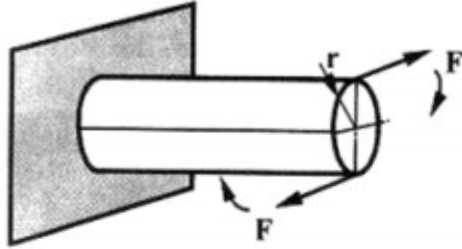
$$W_e = \frac{B \cdot H^3 - b \cdot h^3}{6 \cdot H} = \frac{5 \cdot 6^3 - 2,5 \cdot 3^3}{6 \cdot 6} = 28,125 \text{ cm}^3$$

ve eğilme gerilmesi değeri

$$\sigma_e = \frac{22500}{28,125} = 800 \text{ daN/cm}^2$$

olur. Bu şartlarda $\sigma_e = 800 \text{ daN/cm}^2 > \sigma_{em} = 760 \text{ daN/cm}^2$ olup kiriş emniyetsiz duruma düşer.

Burulma dayanımı : Bir ucu sabit diğer ucu serbest bir çubuğu birbirinin tersi iki kuvvetle şekildeki gibi döndürmeye zorladığımızda, çubuğun buna direnmesine burulma dayanımı denir.



$$\text{Burulma dayanımı: } \tau_b = \frac{M_d}{W_p} \dots \text{ kg/cm}^2$$

$$\text{Döndürme momenti: } M_d = \tau_b \cdot W_p \dots \text{ kgcm}$$

$$\text{Polar dayanım momenti: } W_p = \frac{M_d}{\tau_b} \dots \text{ cm}^3$$

Döndürme momenti : Mili döndürmeye çalışan kuvvetin, mil üzerinde yarattığı döndürme etkisine döndürme momenti denir. Döndürme kuvvetinin mil eksenine uzaklığına göre değişir. ($M_d = F \cdot r$)

Mil bir motor tarafından döndürülüyor ise, $M_d = \frac{71620 \cdot N}{n} \dots \text{ kgcm}$ olur.

$N =$ Motor gücü ... *BG*

$n =$ Devir sayısı ... *dev/dak*

$r =$ Mil yarıçapı ... *cm*

$F =$ Uygulanan kuvvet ... *kgf*

$M_d =$ Döndürme momenti ... *kgcm*

$$M_d = F \cdot r \dots \text{ kgcm}$$

$$M_d = \frac{71620 \cdot N}{n} \dots \text{ kgcm}$$

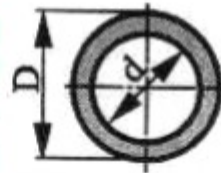
Burulma Dayanım Momenti: Kuvvetin yada gücün uygulandığı mil kesidine göre bulunur.

Daire



$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16}$$

İçi boş daire



$$W_p = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{16 \cdot D}$$

Problem 5.2

$n = 1400$ d/d da $P = 12$ BG güç taşıyan bir milin malzemesi $\tau_{em} = 200$ daN/cm² lik bir emniyete sahip olduğuna göre milin çapını hesaplayınız.

Çözüm 5.2

Döndürme momenti etkisindeki bu mil burulmaya zorlanmaktadır. Burulma gerilmesi

$$\tau_b = \frac{M_b}{W_b} \leq \tau_{em}$$

Burada burulma momenti

$$M_b = 71620 \cdot \frac{P}{n} = 71620 \cdot \frac{12}{1400} = 614 \text{ daNcm}$$

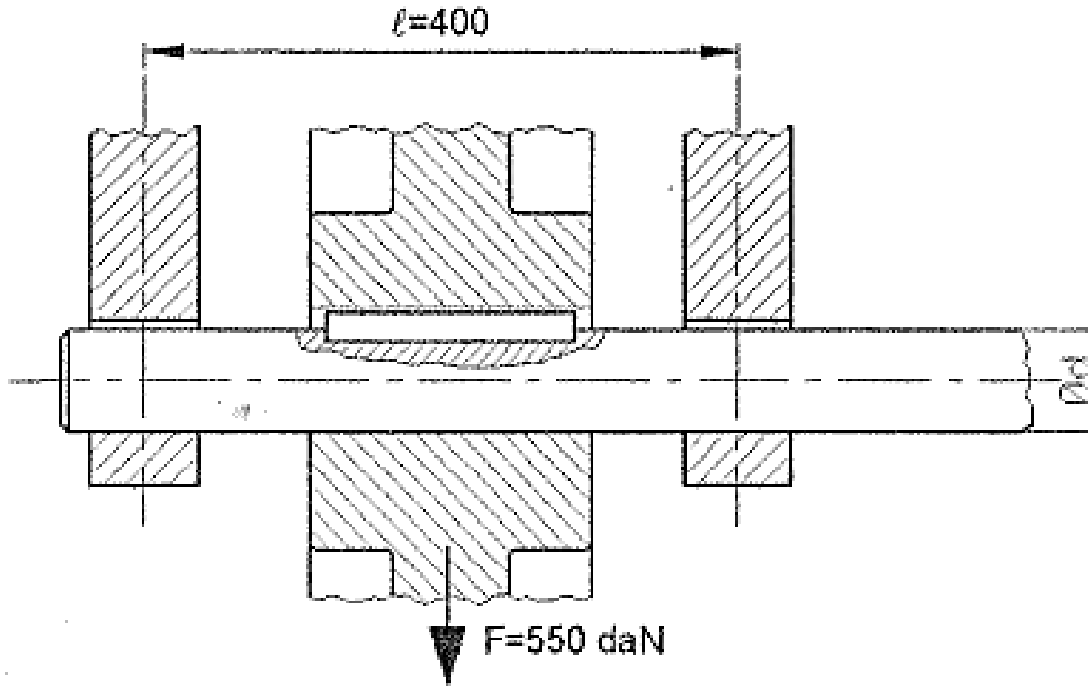
ve burulmaya göre mukavemet momenti $W_b = \frac{\pi \cdot d^3}{16}$ alınarak yukarıdaki eşitlikte $\tau_{em} = 200$ daN/cm² değeri de yerine yazılırsa milin çapı

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_b}{\pi \cdot \tau_{em}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 614}{\pi \cdot 200}} = 2,50 \text{ cm}$$

Böylece standart mil çapı olarak $d = 25$ mm alınır.

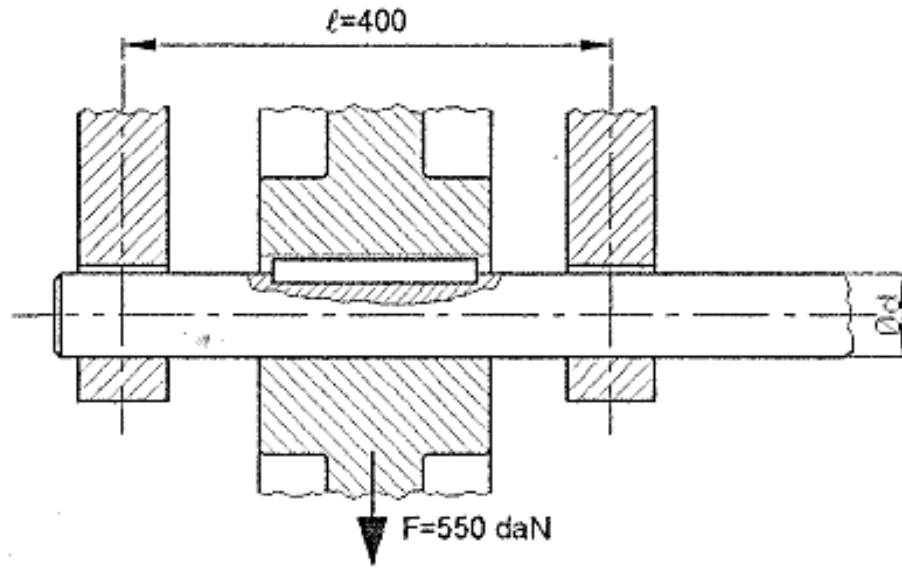
Problem 5.4

Çapı 50 mm olan bir mil ve buna feder (paralel kama) ile bağlanmış bir kayış kasmağı, aralarında 400 mm bulunan iki yatak üzerinde çalışmaktadır (Şekil 5.4). Kasnaktan mile gelen yük 550 daN ve taşınan döndürme momentinin büyüklüğü $M_b=3000$ daNcm'dir. Döndürme momenti statik olarak tesir etmekte, buna karşılık eğilme momenti değişken bir eğilme gerilmesi meydana getirmektedir. Yük tesir noktası yataklara göre tam ortada olduğu kabul edilecektir. Buna göre milin emniyetle bu zorlanmaları taşıyıp taşıyamayacağını kontrol ediniz. Mil malzemesi Fe50 çeliğidir.



Cözüm 5.4

Sistem eğilme ve burulma zorlanmalarının (bileşik zorlanma) etkisindedir.



Şekil 5.4

Eğilme momenti

$$M_e = \frac{F}{2} \cdot \frac{\ell}{2} = \frac{550}{2} \cdot \frac{40}{2} = 5500 \text{ daNcm}$$

Bazı süreksizlik noktaları için çentik faktörü değerleri:

-Parmak freze ile açılan kama yuvası (eğilmede)	:1,6
-Parmak freze ile açılan kama yuvası (burulmada)	:1,3
-Dairesel freze ile açılan kama yuvası (eğilmede-burulmada)	:1,3
-Üçgen profilli haddelenmiş cıvatalarda (çekmede-eğilmede)	:2,2
-Trapez profilli cıvatalarda (çekmede-eğilmede)	:1,8
-Talaş alınarak işlenmiş cıvatalarda (çekmede-eğilmede)	:2,3

Eğilme mukavemet momenti

$$W_e = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 5^3}{32} = 12,27 \text{ cm}^3$$

Eğilme gerilmesi

$$\sigma_e = \frac{M_e}{W_e} = \frac{5500}{12,27} = 448 \text{ daN/cm}^2$$

Burulma mukavemet momenti

$$W_b = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 5^3}{16} = 24,54 \text{ cm}^3$$

Burulma gerilmesi

$$\tau_b = \frac{M_b}{W_b} = \frac{3000}{24,54} = 122 \text{ daN/cm}^2$$

S - emniyet katsayısı; bu katsayı için önerilen büyüklükler:

-Statik yük ve tamamen belirli durumlar için	:1,1 ... 1,25
-Statik yük ve tahmini durumlar için	:1,5 ... 2,0
-Değişken yük ve belirli durumlar için	:1,25 ... 1,5
-Değişken yük ve tahmini durumlar için	:2,0 ... 3,0

Maksimum kayma gerilmesi (Mohr) varsayımına göre bileşik gerilme

$$\begin{aligned}\sigma_{eg} &= \sqrt{\sigma_e^2 + 4 \cdot \tau_b^2} \leq \sigma_{em} \\ &= \sqrt{(448)^2 + 4 \cdot (122)^2} = 510 \text{ daN/cm}^2\end{aligned}$$

Milin emniyet gerilmesi

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_{deg} \cdot b_1 \cdot b_o}{\beta_k \cdot S}$$

Burada $\sigma_{deg} = 2400 \text{ daN/cm}^2$ (Fe50 mil malzemesi için), $b_1 = 1$ (hassas yüzey - $\nabla\nabla\nabla$ kalitesi için), $b_o = 0,7$ ($d = 50 \text{ mm}$ çap için), $\beta_k = 1,6$ (freze ile açılmış kama yuvası için) ve $S = 2$ (değişken eğilme zorlanması için – kabul) olduğuna göre

$$\sigma_{em} = \frac{2400 \cdot 1 \cdot 0,7}{1,6 \cdot 2} = 525 \text{ daN/cm}^2$$

Buna göre $\sigma_{deg} = 510 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{em} = 525 \text{ daN/cm}^2$ olup mil emniyetlidir.

Emniyet gerilmesi eşitliği

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_{deg} \cdot b_o \cdot b_1}{\beta_k \cdot S}$$

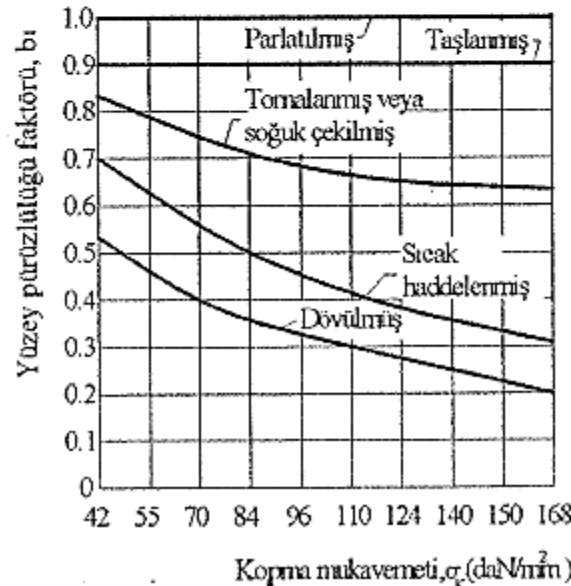
şeklindedir. Eşitliklerdeki σ_{deg} ve τ_{deg} sürekli mukavemet cetvellerinden alınacak olan değişken zorlanmayı, b_o - boyut (veya çap) düzeltme faktörünü, b_1 - yüzey kalitesi (düzgünlük) faktörünü, β_k - çentik faktörünü, S - emniyet katsayısını ifade etmektedir.

Cetvel 4.1 Genel üretim çelikleri

Çeliğin cinsi	Mukavemet değerleri (daN/mm ²)								
	σ_K	σ_{Ak}	$\sigma_{\varphi D}$	$\sigma_{\varphi T}$	σ_{eD}	σ_{eT}	τ_{bD}	τ_{bT}	HB
Fe 33	33...50	18	-	-	-	-	-	-	-
Fe 34	34...42	20	-	-	17	-	9	-	95...120
Fe 37	37...45	23	12	22	17	26	10	14	105...125
Fe 42	42...50	25	13,5	24	19	30	11	16	120...140
Fe 50	50...60	29	18	31	24	37	14	19	140...170
Fe 60	60...72	33	20	35	28	43	16	22	140...170
Fe 70	70...85	36	23	41	32	50	19	26	195...240

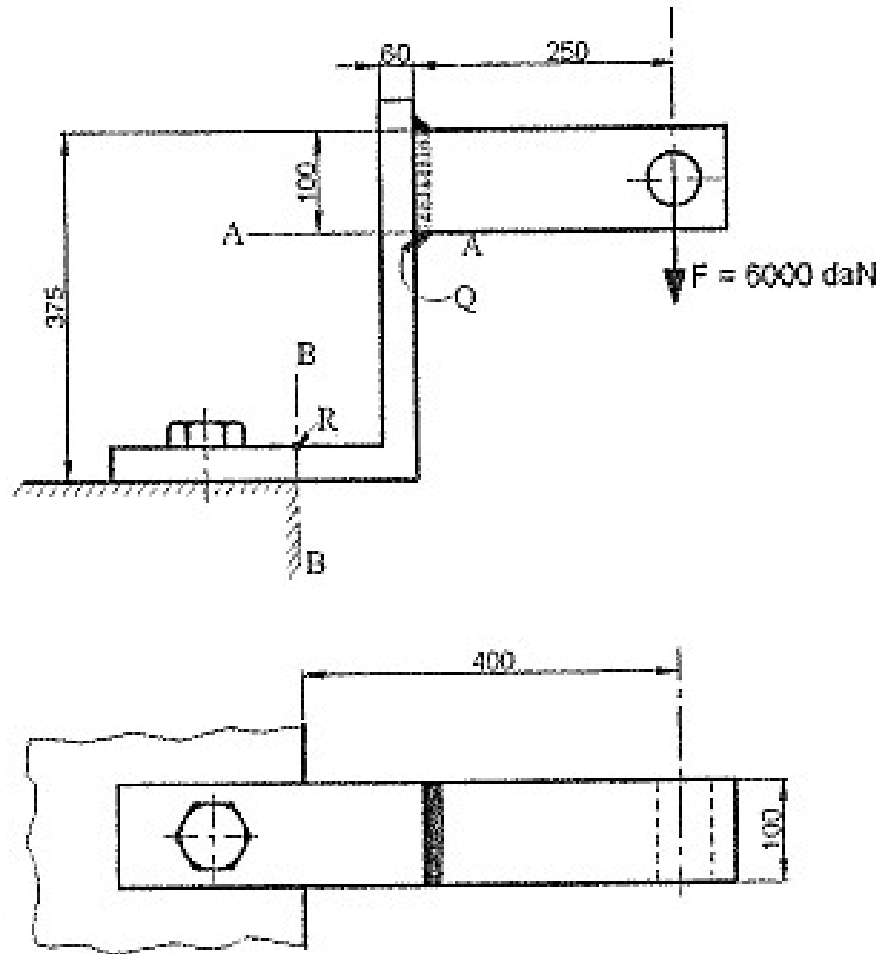
Cetvel 2.2 b_0 -çap düzeltme faktörü

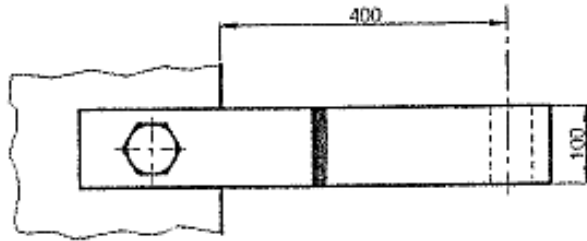
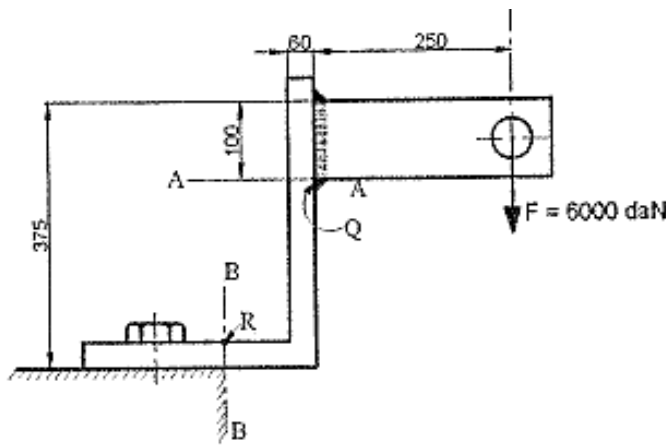
çap d (mm)	10	20	30	50	100	200	≥ 250
b_0	1	0,9	0,8	0,7	0,6	0,57	0,56



Problem 5.6

Şekil 5.6'daki askı tertibatında yapılan kaynak dikişi kusursuz olup malzeme ile eş mukavemettedir. Bu askı tertibatında A-A ve B-B kesitlerindeki gerilmeleri hesaplayınız





Çözüm 5.6

a) A-A kesiti

Eğilme ve bası gerilmesi etkisindedir.

$$M_e = (25 + 3) \cdot 6000 = 168000 \text{ daNcm}$$

$$W_e = \frac{bh^2}{6} = \frac{10.6^2}{6} = 60 \text{ cm}^3$$

Bu kesitte Q noktası göz önüne alınırsa, basma etkili eğilme gerilmesi

$$\sigma_e = -\frac{M_e}{W_e} = -\frac{168000}{60} = -2800 \text{ daN/cm}^2$$

ve basma gerilmesi

$$\sigma_b = -\frac{F}{bh} = -\frac{6000}{10.6} = -100 \text{ daN/cm}^2$$

Böylece

$$\sigma_{top} = \sigma_e + \sigma_b = -2800 - 100 = -2900 \text{ daN/cm}^2$$

olup en büyük kayma gerilmesi

$$\tau_{maks} = \frac{2900}{2} = 1450 \text{ daN/cm}^2$$

b) B-B kesiti

$$M_e = 6000 \cdot 40 = 240000 \text{ daNcm}$$

Bu kesitte R noktasındaki gerilme göz önüne alındığında, çekme etkili eğilme gerilmesi söz konusudur.

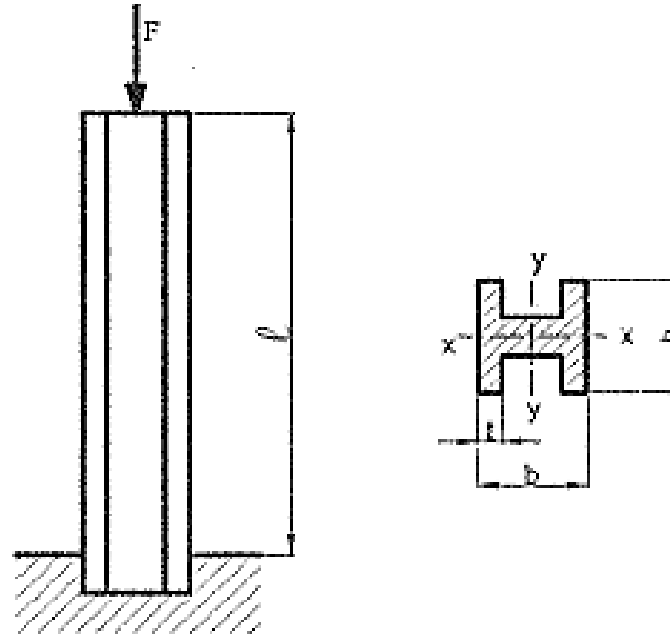
$$\sigma_e = \frac{M_e}{W_e} = \frac{240000}{60} = 4000 \text{ daN/cm}^2$$

ve

$$\tau_{maks} = \frac{4000}{2} = 2000 \text{ daN/cm}^2$$

Problem 5.9

Bir ucundan ankastre yerleştirilmiş olan I 80 profili düşey olarak yüklenmiştir (Şekil 5.9). Çubukta burkulma olmaması için ℓ uzunluğu en çok ne kadar olmalıdır?



Şekil 5.9

Verilenler:

$h=80$ mm, $b=42$ mm, $t=5,9$ mm, $A=7,58$ cm², $I_x=77,8$ cm⁴, $W_x=19,5$ cm³, $i_x=3,2$ cm, $I_y=6,29$ cm⁴, $W_y=3,0$ cm³, $i_y=0,91$ cm.

Çubuğun narinlik derecesi $\lambda=140$, malzemenin akma sınırı (Fe42 çeliği) $\sigma_{Ak} = 25$ daN/mm², elastiklik modülü $E=2,1 \cdot 10^4$ daN/mm² olarak bilinmektedir.

Verilenler:

$h=80$ mm, $b=42$ mm, $t=5,9$ mm, $A=7,58$ cm², $I_x=77,8$ cm⁴, $W_x=19,5$ cm³, $i_x=3,2$ cm, $I_y=6,29$ cm⁴, $W_y=3,0$ cm³, $i_y=0,91$ cm.

Çubuğun narinlik derecesi $\lambda=140$, malzemenin akma sınırı (Fe42 çeliği) $\sigma_{Ak}=25$ daN/mm², elastiklik modülü $E=2,1 \cdot 10^4$ daN/mm² olarak bilinmektedir.

Çözüm 5.9

Sınır narinlik derecesi

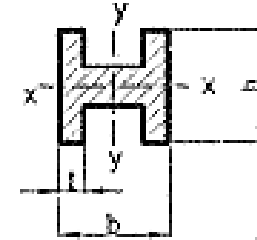
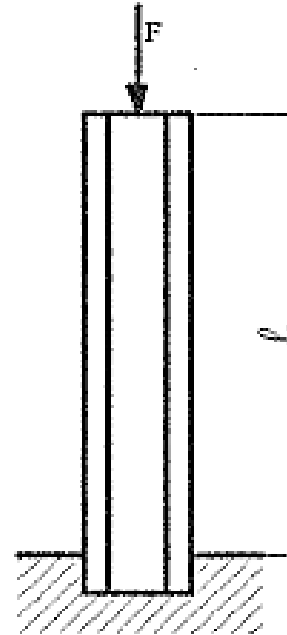
$$\lambda_o = \sqrt{\frac{2 \cdot \pi^2 \cdot E}{\sigma_{Ak}}}$$

$E=2,1 \cdot 10^4$ daN/mm² için bu eşitlik

$$\lambda_o = \frac{644}{\sqrt{\sigma_{Ak}}}$$

olur. O halde

$$\lambda_o = \frac{644}{\sqrt{25}} = 128,8$$



Buna göre çubuğun burkulma uzunluğu

$$l_k = \sqrt{\frac{\pi^2 \cdot EI}{F_{BR}}} = \sqrt{\frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 77,8}{8016}} = 448,5 \text{ cm}$$

Diğer taraftan bu zorlanma şekline göre $l_k = 2 \cdot l$ olduğundan çubuğun uzunluğu, en çok

$$l = \frac{l_k}{2} = \frac{448,5}{2} = 224,25 \text{ cm}$$

olmalıdır.

Problem

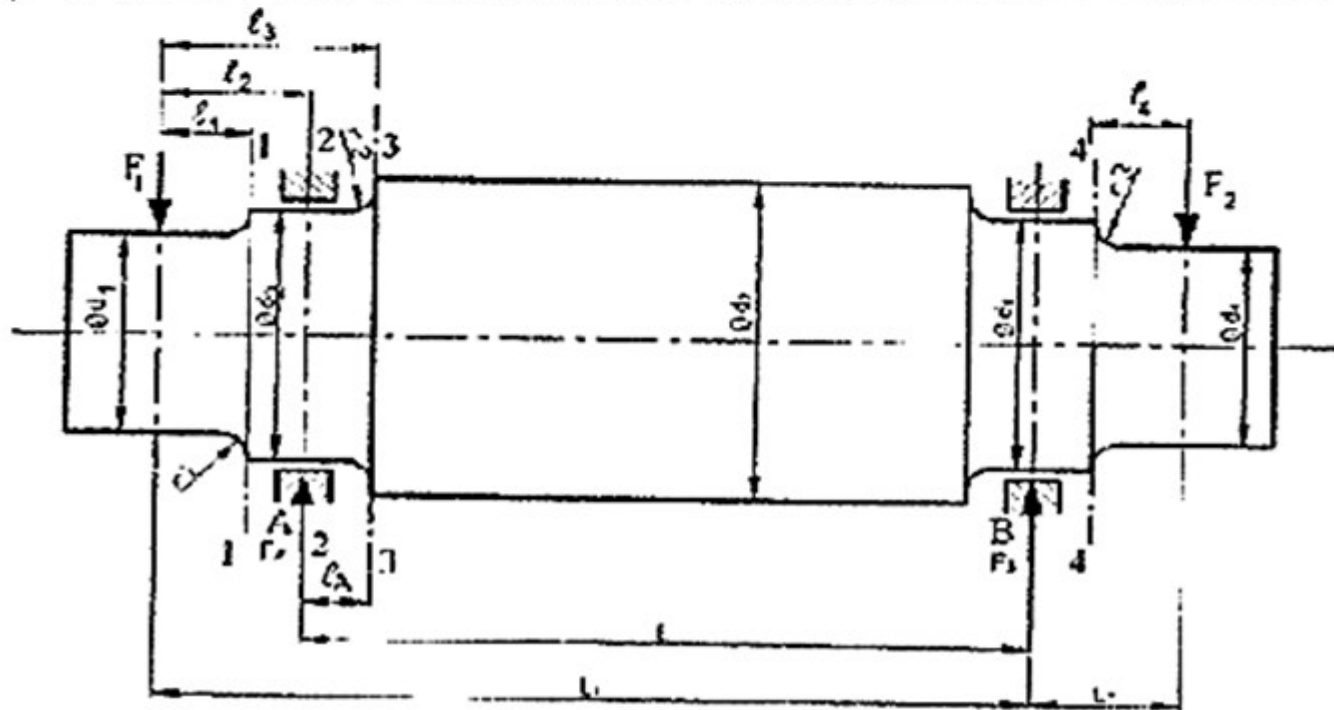
Şekil'deki dönen aks, aynı düzlemde bulunan F_1 ve F_2 kuvvetleri ile yüklenmiştir. Değişken eğilme zorlanması etkisindeki aks Fe70 çeliğinden yapılmıştır. Yatakların bulunduğu geçiş bölgelerinde yüzey işçiliği ince talaş alma şeklinde olup (hassas- $\nabla\nabla\nabla$) kalitesindedir. İşletme emniyeti katsayısı 2 alınacaktır.

Verilen diğer büyüklükler:

$F_1=4600$ daN, $F_2=4200$ daN, $L=380$ mm, $L_1=510$ mm, $L_2=110$ mm, $\ell_1=50$ mm, $\ell_2=130$ mm, $\ell_3=190$ mm, $\ell_4=30$ mm, $\ell_A=60$ mm, $d_1=d_4=80$ mm, $d_2=d_3=100$ mm, $d_5=120$ mm, $r_1=r_3=8$ mm ve $r_2=10$ mm' dir.

İstenenler:

- A ve B yataklarındaki tepki kuvvetlerini hesaplayınız.
- 1-1, 2-2, 3-3 ve 4-4 kesitlerindeki eğilme genilmelerinin değeri nedir?



Çözüm 5.3

a) Yataklardaki tepki kuvvetleri:

A noktasına göre moment alınırsa,

$$-F_1 \cdot \ell_2 - F_B \cdot L + F_2 \cdot (L + L_2) = 0$$

Buradan

$$F_B = \frac{F_2(L + L_2) - F_1 \cdot \ell_2}{L} = \frac{4200 \cdot (380 + 110) - 4600 \cdot 130}{380}$$

$$F_B = 3842 \text{ daN}$$

bulunur. Düşey kuvvetler toplamından

$$-F_1 + F_A + F_B - F_2 = 0$$

$$F_A = (F_1 + F_2) - F_B = (4600 + 4200) - 3842 = 4958 \text{ daN}$$

olarak bulunur.

c) Eğilme momentleri:

$$M_{e1-1} = F_1 \cdot \ell_1 = 4600 \cdot 5 = 23000 \text{ daNcm}$$

$$M_{e2-2} = F_1 \cdot \ell_2 = 4600 \cdot 13 = 59800 \text{ daNcm}$$

$$M_{e3-3} = F_1 \cdot \ell_3 - F_A \cdot \ell_A = 4600 \cdot 19 - 4958 \cdot 6 = 57652 \text{ daNcm}$$

$$M_{e4-4} = F_2 \cdot \ell_4 = 4200 \cdot 3 = 12600 \text{ daNcm}$$

Eğilme mukavemet momentleri:

$$W_{e1-1} = \frac{\pi \cdot d_1^3}{32} = \frac{\pi \cdot 8^3}{32} = 50,26 \text{ cm}^3$$

$$W_{e2-2} = \frac{\pi \cdot d_2^3}{32} = \frac{\pi \cdot 10^3}{32} = 98,2 \text{ cm}^3$$

Burada, $d_1 = d_4$ olduğundan $W_{e1-1} = W_{e4-4}$ ve $d_2 = d_3$ olduğundan $W_{e2-2} = W_{e3-3}$ olmaktadır.

Eğilme gerilmeleri:

$$\sigma_{e1-1} = \frac{M_{e1-1}}{W_{e1-1}} = \frac{23000}{50,26} = 457,6 \text{ daN/cm}^2$$

$$\sigma_{e2-2} = \frac{M_{e2-2}}{W_{e2-2}} = \frac{59800}{98,2} = 609 \text{ daN/cm}^2$$

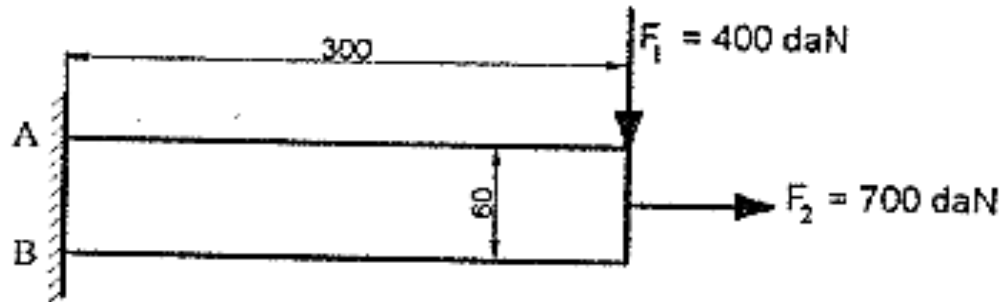
$$\sigma_{e3-3} = \frac{M_{e3-3}}{W_{e3-3}} = \frac{57652}{98,2} = 587 \text{ daN/cm}^2$$

$$\sigma_{e4-4} = \frac{M_{e4-4}}{W_{e4-4}} = \frac{12600}{56,26} = 250,7 \text{ daN/cm}^2$$

olarak bulunur.

Problem

Dikdörtgen kesitli bir makina elemanı Şekil deki gibi bir ucundan ankastre olarak bağlanmıştır. Elemanın ankastre olduğu yerdeki (A ve B noktaları) gerilmeleri hesaplayınız. Genişlik $b = 40$ mm'dir.



Cözüm 5.5

A noktasında çekme ve çekme etkili eğilme gerilmesi ile B noktasında çekme ve basma etkili eğilme gerilmesi vardır.

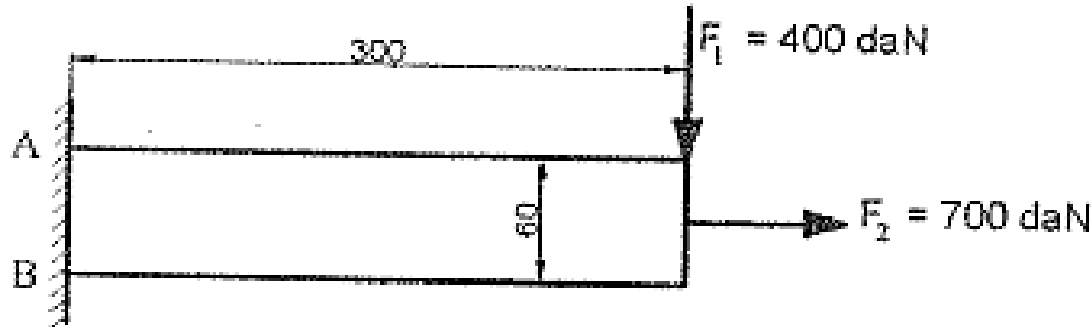
A noktasındaki normal gerilme

$$\begin{aligned}\sigma_x &= \sigma_f + \sigma_e \\ &= \frac{F_2}{A} + \frac{M_e}{W_e} \\ &= \frac{700}{4.6} + \frac{30.400}{\frac{4.6^2}{6}} = 29,16 + 500 = 529,16 \text{ daN/cm}^2\end{aligned}$$

Böylece $\sigma_I = \sigma_x = 529,16 \text{ daN/cm}^2$, $\sigma_{II} = 0$

ve kayma gerilmesi

$$\tau_{maks} = \frac{\sigma_I - \sigma_{II}}{2} = \frac{529,16}{2} = 264,58 \text{ daN/cm}^2$$



B noktasındaki normal gerilme

$$\sigma_x = \frac{F_2}{A} - \frac{M_e}{W_e} = 29,16 - 500 = -470,84 \text{ daN/cm}^2$$

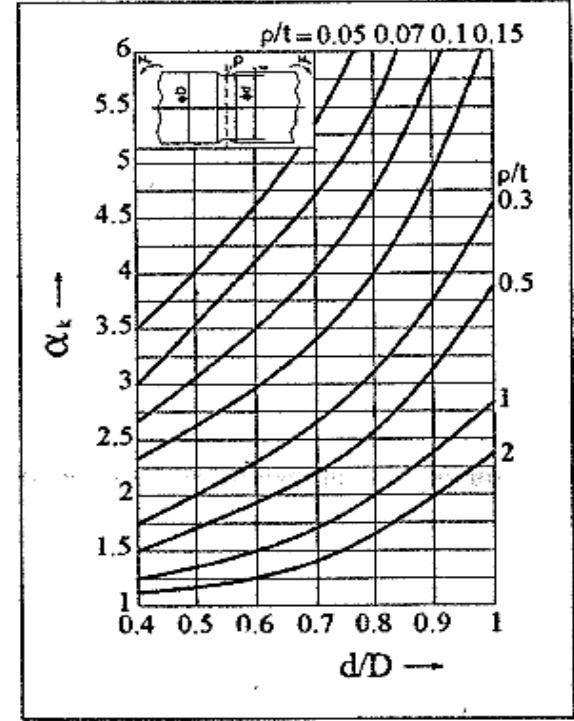
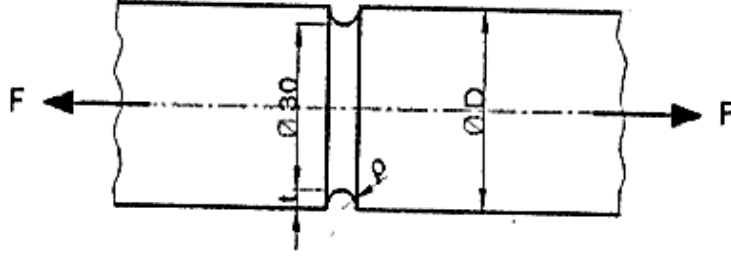
Burada $\sigma_I = 0$, $\sigma_{II} = \sigma_x = -470,84 \text{ daN/cm}^2$

ve kayma gerilmesi

$$\tau_{maks} = \frac{\sigma_I - \sigma_{II}}{2} = \frac{470,84}{2} = 235,42 \text{ daN/cm}^2 \text{ olarak bulunur.}$$

Problem

Segman yuvası açılmış kısımdaki çapı 30 mm olan silindirik bir çubuk Fe42 çeliğinden yapılmış olup aksenal yönde 6200 daN'luk bir kuvvet etkisindedir. En az 1,25'lik emniyeti koruyabilmek bakımından çubuğun D çapı ne olmalıdır? ($\rho/t=1$).



Şekil 2.16 Oyuk millerde α_k şekil faktörü (burulmada)

Cözüm 5.10

Düz çubuk konumundaki çekme gerilmesi

$$\sigma_{\varphi} = \frac{F}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{6200}{\frac{\pi \cdot 3^2}{4}} \cong 877 \text{ daN/cm}^2$$

Bu durumdaki çubukta emniyet katsayısı (Fe42 için $\sigma_{Ak} = 25 \text{ daN/mm}^2$)

$$S = \frac{\sigma_{Ak}}{\sigma_{\varphi}} = \frac{2500}{877,2} = 2,85$$

Çubukta $S' = 1,25$ 'lik emniyet istendiğine göre kesitteki gerilme değeri

$$\sigma_{nem} = \frac{\sigma_{Ak}}{S} = \frac{2500}{1,25} = 2000 \text{ daN/cm}^2 \text{ olmalıdır.}$$

Diğer taraftan açılan kanalın oluşturduğu çentik etkisi nedeniyle gerilme birikimi söz konusu olacaktır. Buna göre çubuktaki en büyük gerilme

$$\sigma_{\varphi maks} = \alpha_k \cdot \sigma_{\varphi}$$

bağıntısından şekil faktörü

$$\alpha_k = \frac{2000}{877,2} = 2,28$$

olarak bulunur. ($\rho/t=1$) ve $\alpha_k = 2,28$ için grafikten (Şekil 2.16) $d/D=0,87$ değeri okunuyor. O halde milin büyük çapı

$$D = d/0,83 = 30/0,87 \cong 34,48 \text{ mm}$$

olarak bulunur. Ancak standart mil çapı $D = 35$ mm alınmalıdır.

BAĞLAMA ELEMANLARI

BAĞLANTI ŞEKİLLERİ

a) Malzeme Bağlı Bağlantılar:

Parçalar bağlantı yerinde, malzemenin çözülemeyecek şekilde molekül bağı ile birleştirilmesi şeklinde yapılır. Gerekli durumlarda bağlantıda bir dolgu maddesi (elektrod) kullanılır. Kaynak, lehim, yapıştırma bağlantıları bu türün örnekleridir.

b) Kuvvet Bağlı Bağlantılar:

Parçaların uygun şekilde sıkılması sonucu yüzeyler arasında meydana gelen normal kuvvetler ve bunların, hareket veya kuvvet iletilmesi anında, zıt yönde oluşturdukları sürtünme kuvvetleri bağlantının esasını teşkil eder. Sıkma bağlantıları, pres geçmeler, konik geçmeler, oyuk kama bağlantısı gibi örnekler gösterilebilir.

c) Şekil Bağlı Bağlantılar:

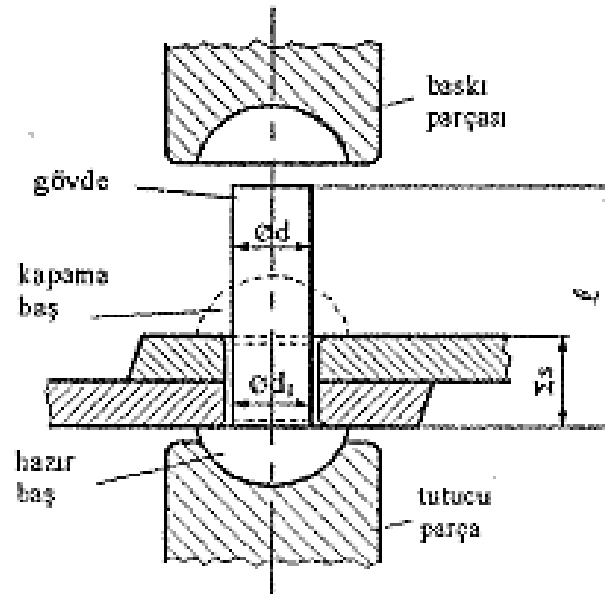
Hareket ve kuvvet iletilmesi bağlantının veya bağlantıda kullanılan elemanın şekli ile olur. Pim, perno, emniyet halkaları, feder (paralel kama) gibi elemanlarla yapılan bağlantılar buna örnek verilebilir.

6. PERÇİN BAĞLANTILARI

Perçin, makina ve çelik yapı elemanlarının çözülemeyecek şekilde bağlanmasında kullanılan basit bir makina elemanıdır. Eskiden yaygın kullanılan perçin bağlantısı günümüzde, hızla gelişen kaynak teknolojisi karşısında, yerini kaynaklı bağlantılara bırakmıştır. Ancak sınırlı da olsa çelik malzemeden şekillendirilen basınçlı kap ve kazan gibi sistemlerle kaynağın ulaşamadığı bazı yerlerde halen perçin bağlantısı kullanılmaktadır. Delik delinmesi nedeniyle malzeme mukavemetini zayıflatması; bindirme ve kapak parçaları ile perçin başları nedeniyle fazla malzeme kullanımı ve ağırlık artışı olması; işçilik yönünden fazla zaman alması perçin bağlantılarının sakıncalarını oluşturmaktadır. Buna karşılık, kaynak bağlantılarında olduğu gibi, birleştirme yerinde ergime söz konusu olmadığından malzemenin kristal yapısında değişmeler (mukavemet azalması bakımından) olmaması, ısıl etkiler nedeniyle kontrol edilemeyen iç gerilmeler ve çarpılmalar olmaması gibi iyi yönleri de vardır.

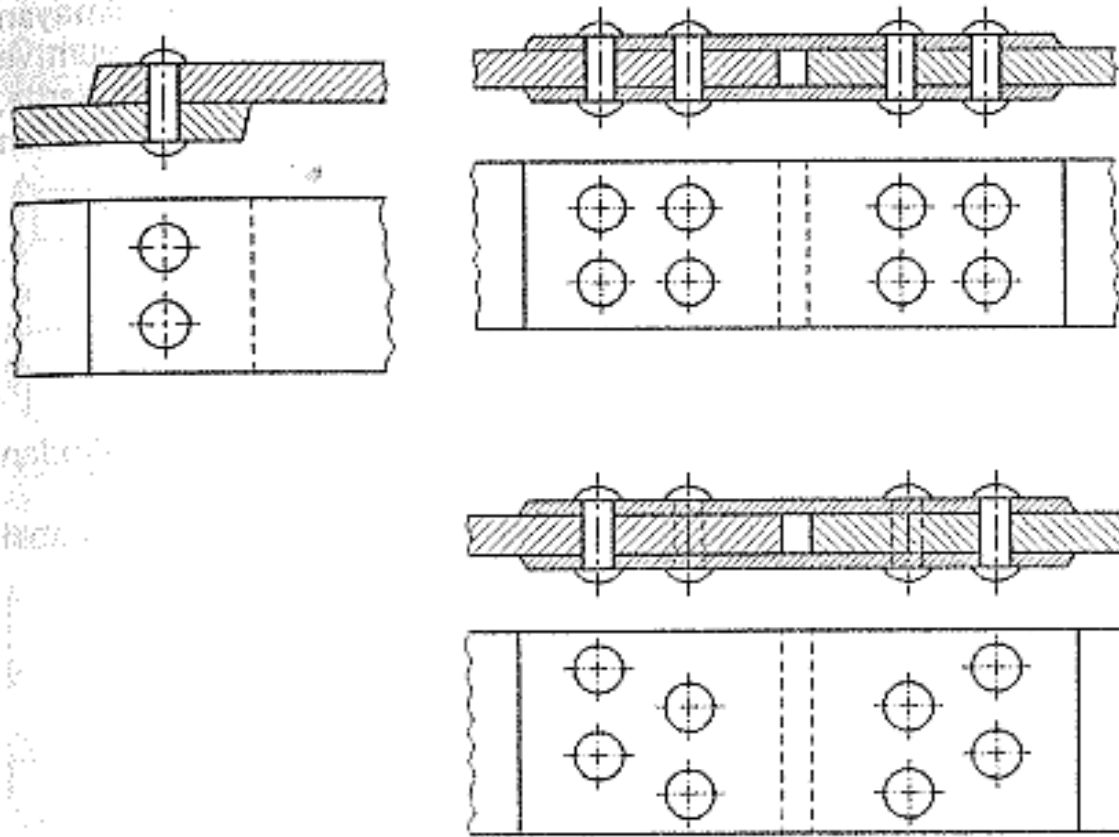
6.1. Perçin Bağlantısının Yapılışı ve Perçin Dikiş Şekilleri:

Perçin, silindirik bir gövde ve hazır bir baş kısmından oluşur. Prensipte olarak bağlanacak parçalara birer delik açılarak perçin gövdesi bu delikten geçirilir. Hazır baş, tutucu bir kısma oturtularak diğer kısımdan hava çekici veya bir baskı parçası ile vurularak perçinin kapama başı oluşturulur



Şekil 6.1 Perçin bağlantısının yapılışı


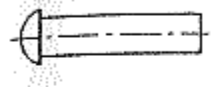

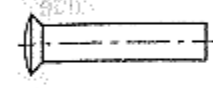
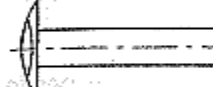
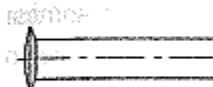
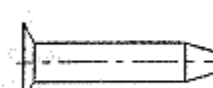
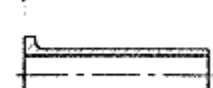
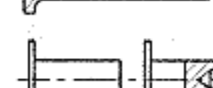
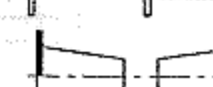
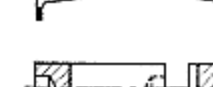
Perçin bağlantıları bindirme veya kapaklı yapılabilir. Bağlantılarda tek sıra veya çok sıra perçin kullanılır. Çok sıra perçinler de paralel veya çapraz sıralama şeklinde olabilirler (Şek.6.3).



Şekil 6.3 Perçin dikiş şekilleri
a Bindirme tek sıralı
b Kapaklı çift sıralı paralel
c Kapaklı çift sıralı çapraz

6. 2. Perçin Çeşitleri ve Malzeme

Perçinler, perçin başlarına göre isimlendirilir. Bunlardan en çok kullanılanı, kuvvet taşıması daha uygun olan, yarım yuvarlak başlı perçinlerdir. Kullanma yerlerine göre perçinlerin baş kısımları farklı şekillerde yapılmıştır. En çok kullanılan perçin tipleri verilmiştir.

	DIN 123	TS 94/1	Yuvarlak başlı (kazan inşaatı için)
	DIN 124 DIN 660	TS 94/2 TS 94/7	Yuvarlak başlı (çelik inşaat için) Yuvarlak başlı; çap:1.....9 mm
	DIN 302 DIN 661	TS 94/3	Havşa başlı; çap.10.....36 mm Havşa başlı; çap.1.....9 mm
	DIN 662	TS 94/9	Mercimek başlı; çap:1,7...8 mm
	DIN 674		Yarım yuvarlak
	DIN 7342		Yassı havşa başlı
	DIN 675	TS 94/10	Kayış perçini
	DIN 7340 DIN 7339	TS 94/13 TS 94/12	Boru perçini, borudan kesilmiş Boru perçini, Preste çekme
	DIN 7338	TS 94/11	Fren ve kavrama balatası için perçin
	DIN 7331	TS 94/14	Kapsül perçin
	DIN 7341	TS 94/15	Perçin Pimleri

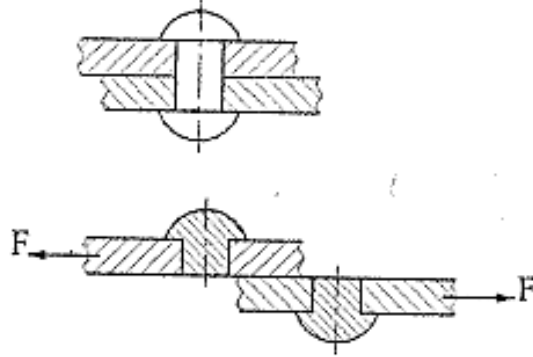
Perçinin, kapama baş oluşumu için, dövülmesi esnasında büyük şekil değiştirme özelliğine sahip bir malzemedен yapılmış olması gerekir. Bu nedenle perçin malzemesi olarak kolay dövülebilen ve akma sınırı yüksek sünek malzemeler seçilir. Çelik perçinlemede genel olarak Fe34 çeliği, yüksek mukavemetli yerlerde ise Fe44 çeliği perçin malzemesi olarak kullanılır. Bazı özel hallerde alaşımlı çeliklerden yapılmış perçinler de kullanılır.

6.3. Perçin Bağlantılarının Hesabı

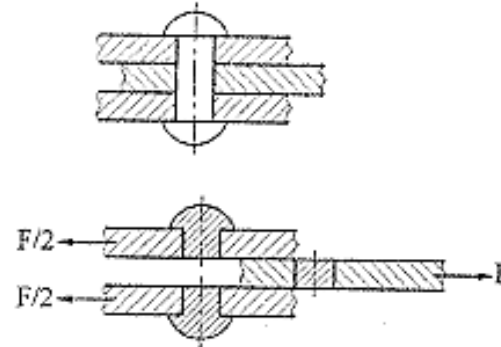
Perçin bağlantılarının hesabında,

- Perçinleme sonucu perçin gövdesinin deliği tam doldurduğu,
- Kuvvetin bir parçadan diğerine tamamen perçin gövdesi tarafından iletildiği,
- Bağlantıya etkiyen dış kuvvetin perçinlere eşit dağıldığı, kabul edilmektedir. Bu kabullere göre perçin bağlantıları iki türü kontrol edilir.

6.3.1. Perçinin Kesilmesine Göre Hesaplama



Şekil 6.5 Tek tesirli perçin.



Şekil 6.6 Çift tesirli perçin

Perçin gövdesindeki kesilme gerilmesi, Şekil 6.5 ve Şekil 6.6,

$$\tau_k = \frac{F}{z.m.\frac{\pi.d_1^2}{4}} \leq \tau_{em}$$

eşitliği ile hesaplanır. Burada F – bağlantıya etkiyen dış kuvvet, z – perçin sayısı, m – perçini kesmeye çalışan düzlem sayısı (tesir sayısı), d_1 – delik çapı ve τ_{em} – perçin malzemesinin emniyetli kesme gerilmesidir.

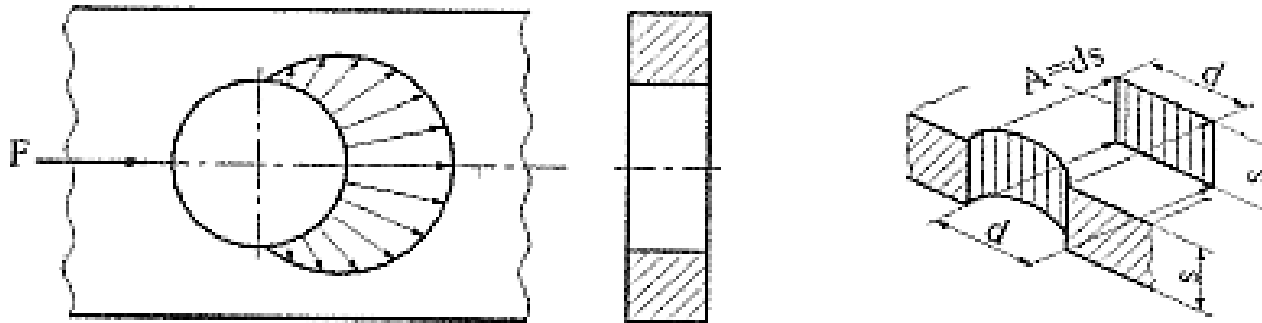
6.3.2. Delik Ezilmesine Göre Hesaplama

Perçin gövdesi ile delik yüzeyi arasındaki basınç yayılımı düzgün değildir (Şekil 6.7). Ancak hesaplarımızda ortalama basınç eşitliği kullanılacaktır. Yani yüzey ezilmesi, dış kuvvetin delik izdüşüm alanına bölünmesiyle bulunacaktır. O halde

$$p_{ez} = \frac{F}{z.s.d} \leq p_{em}$$

Burada s – bindirme perçin bağlantısında ince parçanın kalınlığı, kapaklı perçin bağlantısında ise bağlanan parça ile kapak sacı kalınlıklarının kıyaslanması sonucu bulunacak en ince malzeme kalınlığı, p_{em} – birleştirilen malzemenin emniyetli yüzey basıncı ve z – perçin sayısıdır.

Perçin bağlantılarında yüzey ezilmesi ve neticede malzemenin yırtılması Şekil 6.7 ve Şekil 6.8'de görüldüğü gibidir.



Şekil 6.7 Perçin deliğinde basınç yayılımı

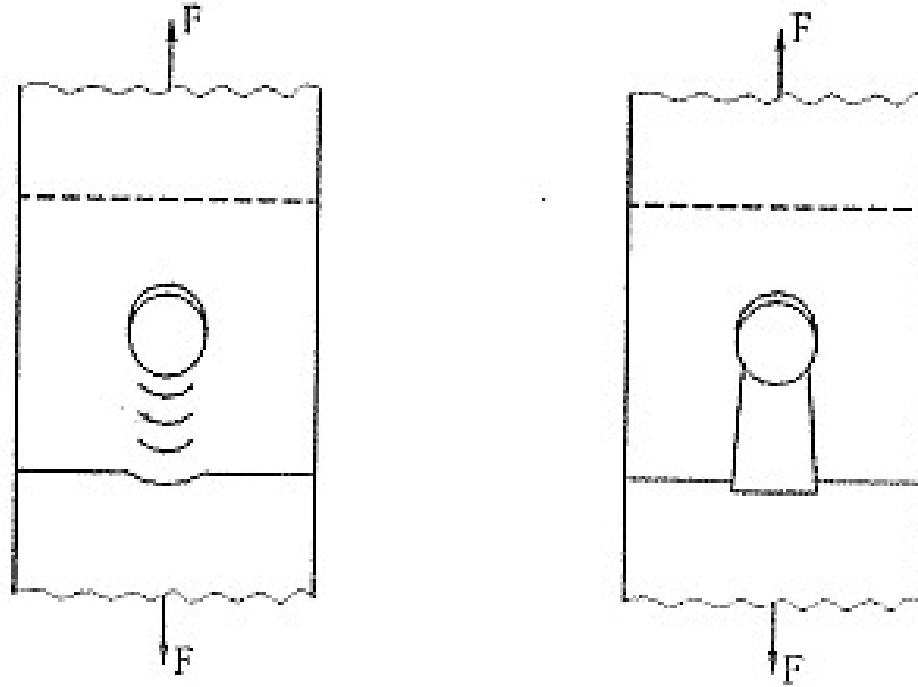
Perçin bağlantılarında yeterli mukavemeti sağlamak bakımından boyutlar arasında

$$t = (2,5 \dots 6).d_1$$

$$e_1 = (1,5 \dots 3).d_1$$

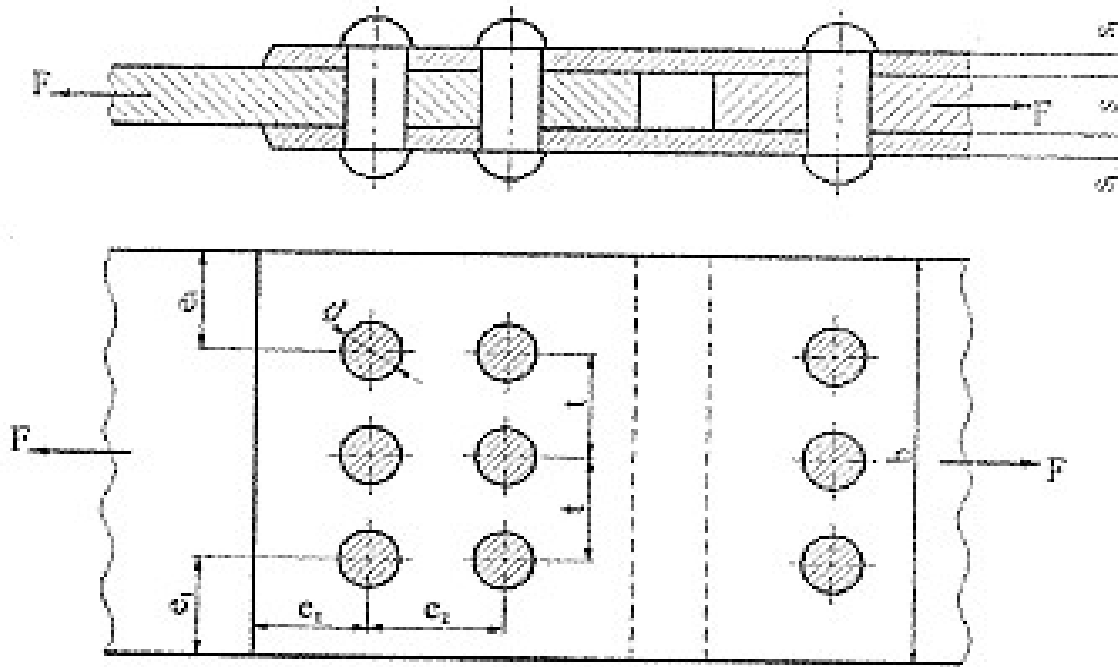
$$e_2 = (1,5 \dots 3).d_1$$

yaklaşık bağıntıları uygulanmalıdır.



Şekil 6.8 Perçin deliğinin ezilerek malzemenin yırtılması

Burada t - perçin taksimatı, e_1 -perçinin levha kenarına olan uzaklığı ve e_2 - perçin sıraları arasındaki uzaklığı göstermektedir (Şekil 6.9).



Şekil 6.9 Perçin bağlantısının boyutları

Perçin bağlantılarında ayrıca malzemenin çekme dayanımı da kontrol edilmelidir. Malzemenin en zayıf kesitine göre çekme zorlanması

$$\sigma_v = \frac{F}{s \cdot (b - z' \cdot d)} \leq \sigma_{em}$$

Burada s – en ince parça kalınlığı, b – parça genişliği, z' – en zayıf kesitteki perçin sayısı ve σ_{em} – malzemenin çekme emniyetidir.

6.4. Perçin seçimi

Perçin bağlantılarında perçin çapı ile bağlanacak parçaların kalınlıkları arasında bir ilişki bulunmaktadır. Bir bağlantıda perçin kesilmesi ile delik ezilmesi eşit ise yük taşıma bakımından uygunluk var demektir. Buna göre tek tesirli bir perçin bağlantısında

$$\tau_{em} \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot z = p_{em} \cdot d \cdot s \cdot z$$

buradan

$$s = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{\tau_{em}}{p_{em}} \cdot d$$

bulunur. Bu bağıntı belirli bir malzeme için parça kalınlığına bağlı olarak perçin çapının seçimini vermektedir. Çelik yapılarda perçin çapı ile bağlanacak parça kalınlığı arasında Cetvel 6.1'deki yaklaşık değerler vardır.

Cetvel 6.1 Perçin çapına bağlı olarak birleştirilecek parça kalınlığı (mm olarak)

d	13	15	17	19	21	23	25	28	31
s	4..6	5..7	6..8	7..9	8..11	10..14	13..17	16..21	20..26

Perçin hesaplarında, sac malzemenin kesitinden yararlanma durumunu gösteren ve zayıflatma oranı (perçin delikleri ile zayıflatılmış kesitin tam dolu kesite oranı) denilen

$$V = \frac{t-d}{t}$$

büyüklüğü, ilk boyutlandırma için kullanılan bir değerdir. Bu değer $V = 0,75 \dots 0,85$ seçilebilir.

Buna göre sac parça için gerekli kesit alanı

$$A \geq \frac{F}{V \cdot \sigma_{em}}$$

eşitliğinden bulunan ilk boyutlardan yararlanılarak tespit edilir.

Çetvel 6.2 Çelik yapılar için levha ve perçin malzemelerinin emniyet gerilmeleri (daN/cm² olarak)

		Fe37	Fe52
Birleştirilen parçalar	σ_{em}	1400	2100
	τ_{em}	1120	1680
Perçinler	σ_{em}	1120	1680
	τ_{em}	2800	4200

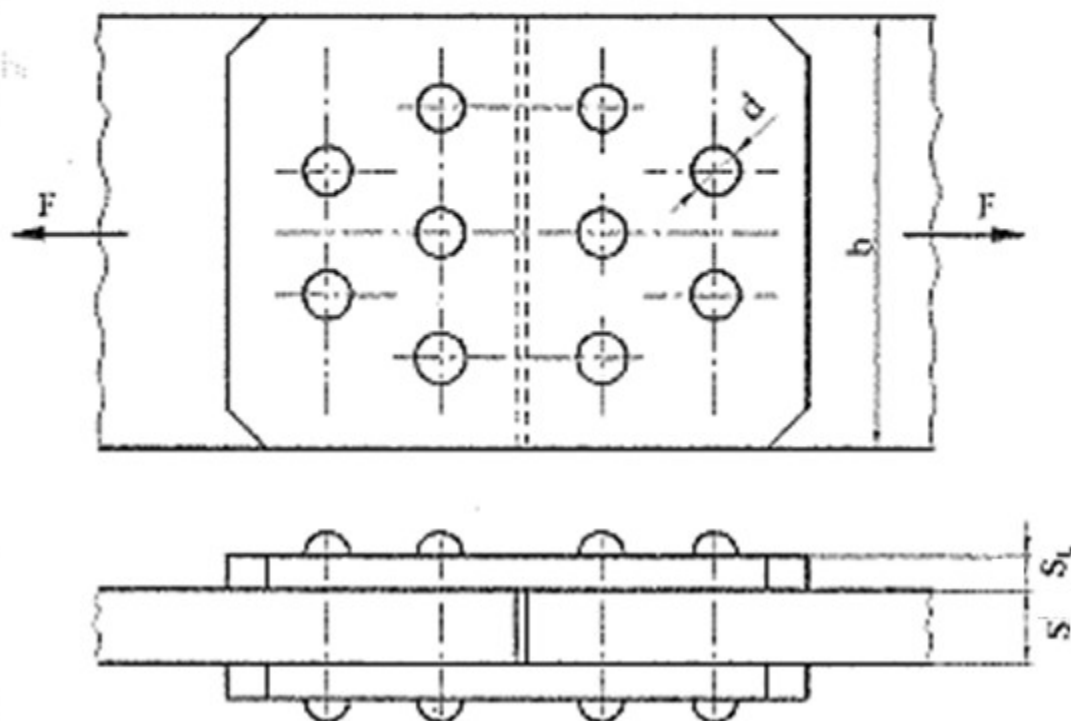
Cetvel 6.3 Makina inşaatındaki perçin bağlantıları için emniyet gerilmeleri (daN/cm² olarak)

Yapı elemanları										
Gerilme	Zorlanma Şekli	Çelik ve Çelik Döküm					Dökme Demir			
		34	37	42	50	60	10	20	30	40
Çekme Basma	Statik	1200	1400	1600	1800	2200	350	650	1000	1350
	Tam değişken	700	850	950	1100	1300	200	350	500	700
Eğilme	Statik	1700	1950	2250	2500	3100	500	900	1400	1900
	Tam değişken	750	950	1000	1200	1450	200	400	550	800
Yüzey Basıncı	Statik	2400	2800	3200	3600	4100	650	1300	2000	2700
	Tam değişken	1400	1700	1900	2200	2600	350	650	1000	1300
Perçinler										
Gerilme		Makaslama			Yüzey basıncı			Çekme		
Perçin malzemesi		Çelik (Fe)			Çelik (Fe)			Çelik (Fe)		
		34	44	52	34	44	52	34	44	52
Zorlanma Şekli	Statik	1400	1800	2250	2800	3600	4400	700	900	1100
	Tam değişken	850	1100	1300	1700	2200	2600	400	550	650

7. PERÇİN PROBLEMLERİ

Problem 7.1

$F=30000$ daN'luk bir çekme zorlanmasına maruz bindirme kapaklı perçin bağlantısının boyutlandırılması istenmektedir. Bağlantı krokisi Şekil 7.1'de şematik olarak görülmektedir. Yükleme durumu statik olan bağlantıda sac malzemesi Fe37 ($\rho_{em}=2800$ daN/m², $\sigma_{em}=1400$ daN/cm²) ve perçin malzemesi Fe34 ($\tau_{em}=1120$ daN/cm²) olarak alınacaktır.



Çözüm 2.1

a) Perçin çapının tespit edilmesi:

Perçinin kesilmesi

$$\tau_k = \frac{F}{m \cdot A \cdot z} \leq \tau_{em}$$

Burada $F=30000$ daN, $m=2$ (tesir sayısı), $A = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$ (perçin kesiti), $z=5$ (her bir levhadaki perçin sayısı) ve $\tau_{em}=1120$ daN/cm² olduğuna göre

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{m \cdot \pi \cdot \tau_{em} \cdot z}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 30000}{2 \cdot \pi \cdot 1120 \cdot 5}} = 1,846 \text{ cm}$$

Böylece standart perçin çapı olarak $d=19$ mm seçilir (Cetvel 6.1).

b) Sac levha kalınlığı:

Perçin çapı ile sac kalınlığı arasındaki bağıntı yardımıyla alınabilecek en küçük levha kalınlığı

$$s = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{\tau_{em}}{p_{em}} \cdot d = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{1120}{2800} \cdot 19 = 6 \text{ mm}$$

Ancak bağlantıdaki perçinler çift tesirli olduklarından $s=2 \cdot 6=12$ mm alınmalıdır.

c) Sac levha genişliği:
En zayıf levha kesiti

$$A' = \frac{F}{\sigma_{\text{em}}} = (b - z' \cdot d) \cdot s$$

buradan ($z' = 3$ olduğu göz önünde bulundurularak)

$$b = \frac{F}{\sigma_{\text{em}} \cdot s} + z' \cdot d = \frac{30000}{1400 \cdot 1,2} + 3 \cdot 1,9 = 23,6 \text{ cm}$$

Böylece levha genişliği $b = 250$ mm seçilebilir.

d) Kapak sacları kalınlığı:
En zayıf kapak sacı kesiti

$$A_L = \frac{A}{2} = \frac{F}{2 \cdot \sigma_{em}} = (b - z' \cdot d) \cdot s_L \quad \text{buradan}$$

$$s_L = \frac{F}{2 \cdot \sigma_{em} \cdot (b - z' \cdot d)} = \frac{30000}{2 \cdot 1400 \cdot (25 - 3 \cdot 1,9)} = 0,555 \text{ cm}$$

Böylece kapak sacı kalınlığı olarak $s_L = 6 \text{ mm}$ uygundur.

Esasen kapak sacı için

$$s_L = \frac{s}{2} = 6 \text{ mm} \quad \text{alınması uygun olmaktadır.}$$

e) Kapak sacları genişliği:

Perçinlenen sac levha genişliği kadar alınması uygundur. Yani $b_c = b = 250 \text{ mm}$

f) Delik ezilmesi kontrolü:

Perçin deliğindeki ezilme basıncı

$$p_{cz} = \frac{F}{s.d.z} \leq p_{cm}$$

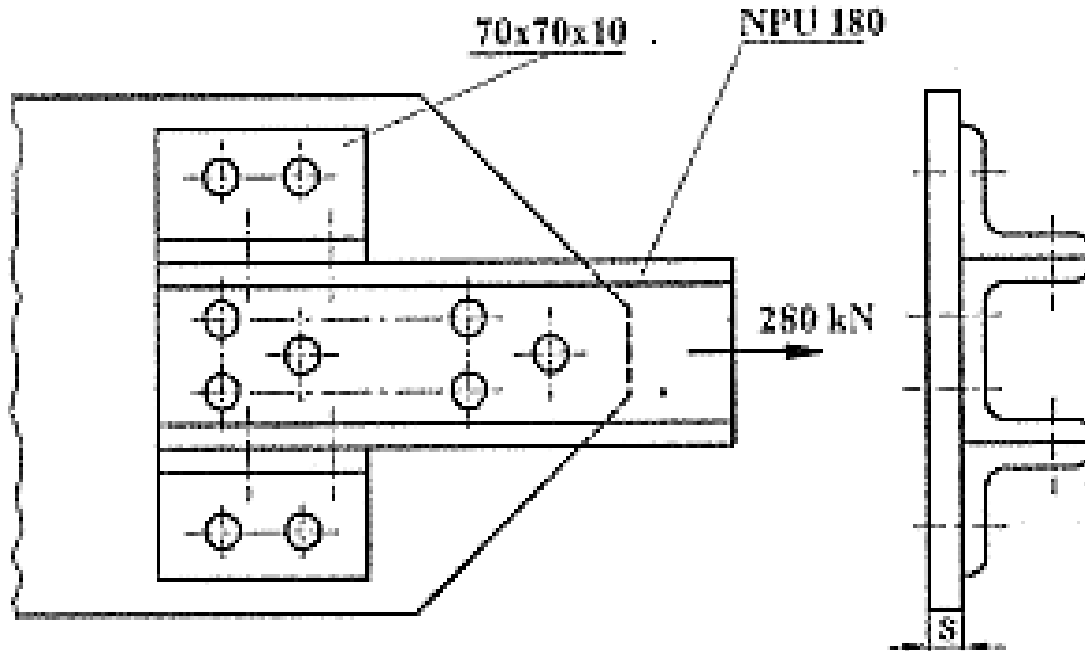
$$p_{cz} = \frac{30000}{1,2 \cdot 1,9 \cdot 5} = 2631,6 \text{ daN/cm}^2$$

Buna göre $p_{cz} = 2631,6 \text{ daN/cm}^2 < p_{cm} = 2800 \text{ daN/cm}^2$ olduğundan bağlantı emniyetlidir.

Problem 7.2

280 kN'luk çekme kuvveti etkisindeki bir U profili (NPU180) düz bir sac levhaya gövdesinden ve flanşlarından Şekil 7.2'de görüldüğü gibi perçinle bağlanacaktır. Perçinlerin çapını ve sac malzemenin kalınlığını hesaplayınız. Bağlantıda kullanılan malzemeler Fe37 dir.

($\sigma_{em} = 1400 \text{ daN/cm}^2$) ve perçinler Fe34 ($\tau_{em} = 1120 \text{ daN/cm}^2$) çeliğinden yapılmıştır.



Cözüm 2.2

a) Perçin çapı hesabı:

Toplam perçin sayısı $z = 10$ olduğuna göre her bir perçine düşen yük

$$F_1 = \frac{F}{z} = \frac{28000}{10} = 2800 \text{ daN}$$

Perçinin kesilmesi

$$\tau_k = \frac{F_1}{\pi \cdot d^2 / 4} \leq \tau_{em}$$

Burada Fe34 için $\tau_{em} = 1120 \text{ daN/cm}^2$ alınabileceğine göre çap

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot F_1}{\pi \cdot \tau_{em}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2800}{\pi \cdot 1120}} = 1,78 \text{ cm}$$

Standart perçin çapı olarak $d = 19 \text{ mm}$ seçilir (Cetvel 6.1).

b) Sac levha kalınlığı:

$$s = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{\tau_{em}}{p_{em}} \cdot d$$

eşitliğinde yaklaşık olarak $p_{em} = 2 \cdot \tau_{em}$ kabul edilebilmektedir. Buna göre

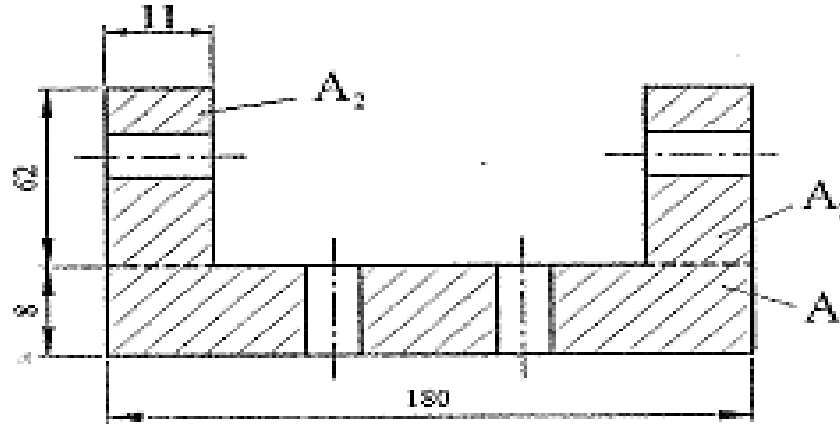
$$s = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{1}{2} \cdot 1,9 = 0,746 \text{ cm}$$

Diğer taraftan pratikte tek tesirli perçin bağlantıları için

$$\begin{aligned} s &= 0,4 \cdot d \\ &= 0,4 \cdot 19 = 7,6 \text{ mm} \end{aligned}$$

yaklaşımı kullanılabilir. Böylece kullanılacak sac levhanın kalınlığı $s = 8 \text{ mm}$ seçilebilir.

c) U Profilinin kopma kontrolü:
İletilecek en büyük kuvvet



Şekil 7.2a

$$F = \sigma_s \cdot A$$

Eşitliğinde profilin dolu kesit alanı $A = A_1 + 2 \cdot A_2$ dir. Burada $A_1 = (180 - 2 \cdot 11) \cdot 9 = 11,36 \text{ cm}^2$ ve $A_2 = (62 - 9) \cdot 11 = 4,73 \text{ cm}^2$ olup

$$A = 11,36 + 2 \cdot 4,73 = 20,82 \text{ cm}^2$$

O halde

$$\sigma_s = \frac{F}{A} = \frac{28000}{20,82} \cong 1345 \text{ daN/cm}^2$$

Fe37 malzemesi için $\sigma_s = 1400 \text{ daN/cm}^2$ olduğuna göre profil emniyetlidir.

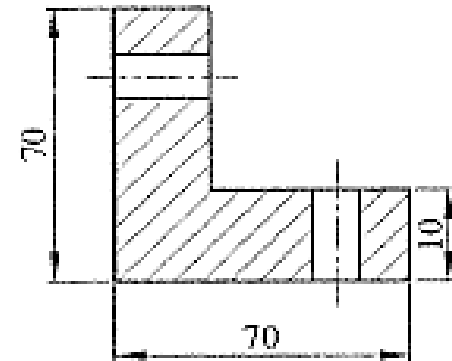
d) L profillerinin kopma kontrolü:

Profilin dolu kesili (Şek.7.2b)

$$A' = (7-1,9) \cdot 1 + (6-1,9) \cdot 1 \\ = 9,2 \text{ cm}^2$$

Profildeki çekme zorlanması

$$\sigma_s = \frac{F}{2 \cdot A'} = \frac{28000}{2 \cdot 9,2} = 1522 \text{ daN/cm}^2$$



Şekil 7.2b

Burada $\sigma_s = 1522 \text{ daN/cm}^2 > \sigma_{em} = 1400 \text{ daN/cm}^2$ olduğundan L profilleri çekmeye göre emniyetsizdir.

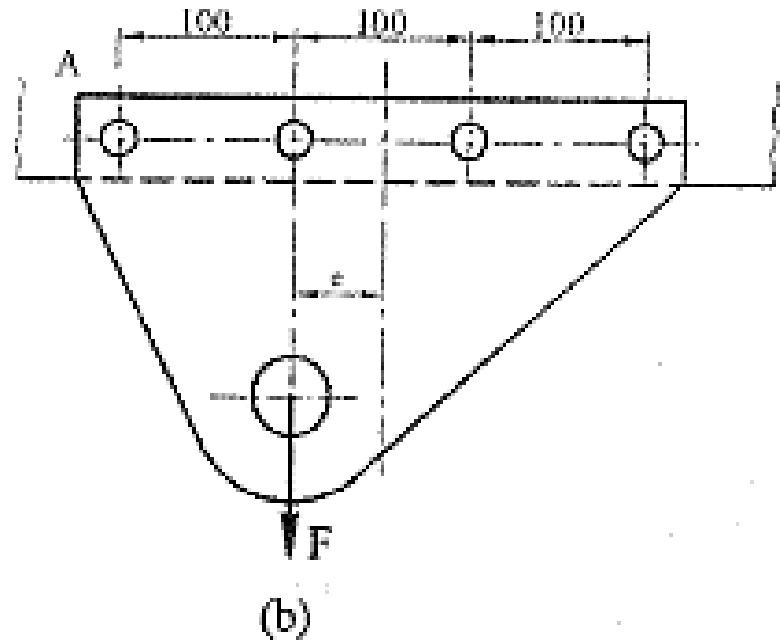
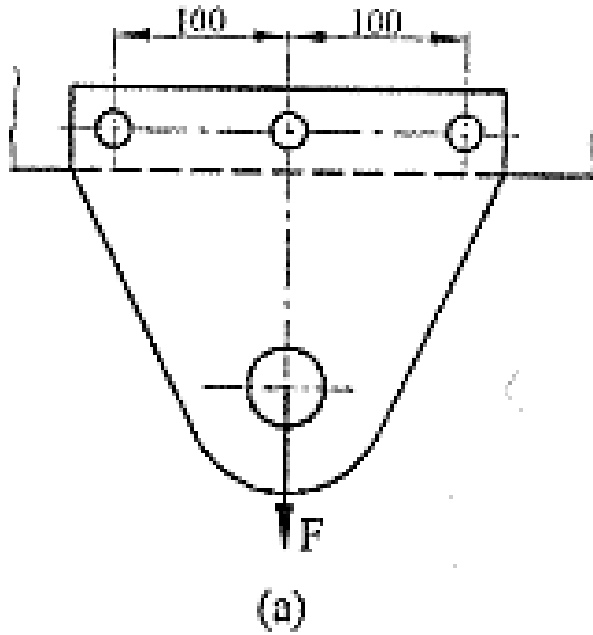
e) Sac levhadaki ezilmenin kontrolü:

$$p_{et} = \frac{F_v}{d \cdot s} \leq p_{em} \\ = \frac{2800}{1,9 \cdot 0,8} = 1842 \text{ daN/cm}^2$$

Fe37 için $p_{em} = 2 \cdot r_{cm} = 2240 \text{ daN/cm}^2$ alınabileceğine göre levha ezilme bakımından emniyetlidir.

Problem 7.3

Şekil 7.3'de perçinle yapılmış iki bağlantı gösterilmiştir. Perçin çapı 20 mm olan her iki bağlantıdaki perçinler için kesme gerilmesi 1050 daN/cm^2 alınabileceğine göre uygulanan F kuvvetini hesaplayınız. Bağlantının şekli ile taşıdığı kuvvet hakkında ne söyleyebilirsiniz?



Cözüm 7.3

Her bir perçinin kesilmeye çalışan kesiti,

$$A = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 2^2}{4} = 3,14 \text{ cm}^2$$

a) Simetrik yükleme (Şekil 7.3a):
Perçinin kesilmesi

$$\tau = \frac{F}{z \cdot m \cdot A} \leq \tau_{em}$$

Buradan perçin tek tesirli olup $m = 1$ 'dir. O halde ($z=3$)

$$F = 3 \cdot 1,314 \cdot 1050 = 9891 \text{ daN}$$

olmaktadır.

b) Simetrik olmayan yükleme durumu (Şekil 7.3b):

Kuvvetin tatbik noktasının simetri eksenine uzaklığı (kuvvetin moment kolu) $e=50$ mm'dir. Bu durumda moment nedeniyle perçinlerde meydana gelen kuvvet

$$F \cdot e = C \cdot (z_1 r_1^2 + z_2 r_2^2)$$

Burada $z_1=2$ ve $z_2=2$ perçin sayıları, $r_1=150$ mm ve $r_2=50$ mm perçinlerin simetri eksenine uzaklığı olup C ise bir sabittir. Bu durumda

$$5 \cdot F = C \cdot (2 \cdot 15^2 + 2 \cdot 5^2)$$

olup $C = 0,01 \cdot F$ bulunur.

A noktasındaki perçinde moment kuvveti

$$\begin{aligned} F_1 &= C \cdot r_1 \\ &= 0,01 \cdot F \cdot 150 = 0,15 \cdot F \end{aligned}$$

Diğer taraftan her bir perçine doğrudan gelen kuvvet

$$F_2 = F / 4 = 0,25 \cdot F$$

ve böylece toplam kuvvet

$$\begin{aligned} F_{top} &= F_1 + F_2 \\ &= 0,15 \cdot F + 0,25 \cdot F = 0,40 \cdot F \end{aligned}$$

olur. Kesme gerilmesi eşitliğinden

$$\tau = \frac{0,4 \cdot F}{A} \leq \tau_{em}$$

Cözüm 7.3

Her bir perçinin kesilmeye çalışan kesiti,

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 2^2}{4} = 3,14 \text{ cm}^2$$

a) Simetrik yükleme (Şekil 7.3a):

Perçinin kesilmesi

$$\tau = \frac{F}{z \cdot m \cdot A} \leq \tau_{em}$$

Buradan perçin tek tesirli olup $m = 1$ 'dir. O halde ($z=3$)

$$F = 3 \cdot 1,3,14 \cdot 1050 = 9891 \text{ daN}$$

olmaktadır.

b) Simetrik olmayan yükleme durumu (Şekil 7.3b):

Kuvvetin tatbik noktasının simetri eksenine uzaklığı (kuvvetin moment kolu) $e=50$ mm'dir. Bu durumda moment nedeniyle perçinlerde meydana gelen kuvvet

$$F \cdot e = C \cdot (z_1 \cdot r_1^2 + z_2 \cdot r_2^2)$$

Burada $z_1=2$ ve $z_2=2$ perçin sayıları, $r_1=150$ mm ve $r_2=50$ mm perçinlerin simetri eksenine uzaklığı olup C ise bir sabittir. Bu durumda

$$5 \cdot F = C \cdot (2 \cdot 15^2 + 2 \cdot 5^2)$$

olup $C = 0,01 \cdot F$ bulunur.

A noktasındaki perçinde moment kuvveli

$$\begin{aligned} F_1 &= C \cdot r_1 \\ &= 0,01 \cdot F \cdot 15 = 0,15 \cdot F \end{aligned}$$

Diğer taraftan her bir perçine doğrudan gelen kuvvet

$$F_2 = F / 4 = 0,25 \cdot F$$

ve böylece toplam kuvvet

$$\begin{aligned} F_{top} &= F_1 + F_2 \\ &= 0,15 \cdot F + 0,25 \cdot F = 0,40 \cdot F \end{aligned}$$

olur. Kesme gerilmesi eşitliğinden

$$\tau = \frac{0,4 \cdot F}{A} \leq \tau_{em}$$

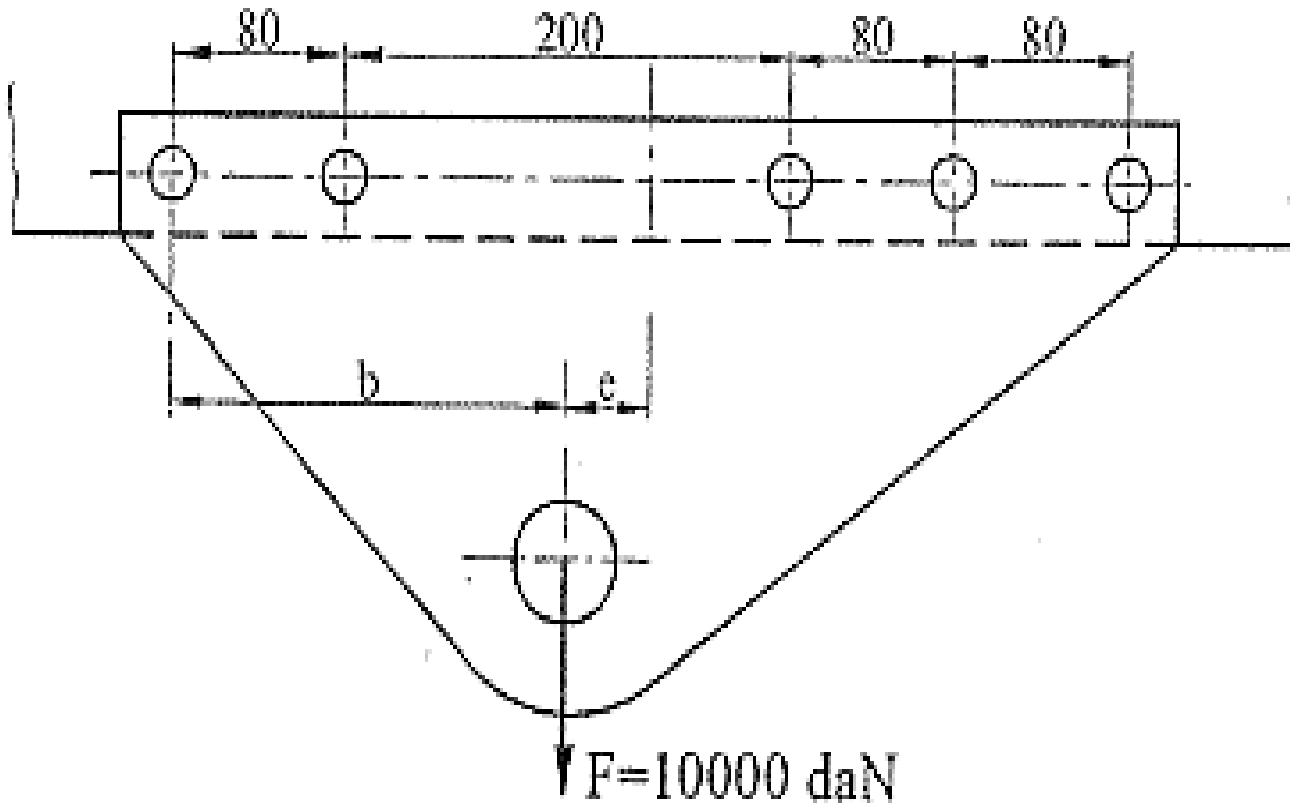
bağlantıya uygulanan kuvvet

$$F = \frac{\tau_{em} \cdot A}{0,4} = \frac{1050 \cdot 3,14}{0,4} = 8242,5 \text{ daN}$$

olarak bulunur.

Problem 7.4

Şekil 7.4'deki perçin bağlantısında, en çok yüklenmiş olan perçinin kesme gerilmesi 900 daN/cm^2 alınabileceğine göre, (b) uzaklığını hesaplayınız. Perçin çapı $d = 20 \text{ mm}$ 'dir.



Cözüm 7.4

En çok yüklenen perçindeki kesme gerilmesi

$$\tau = \frac{F_{maks}}{A} \leq \tau_{em}$$

buradan

$$F_{maks} = A \cdot \tau_{em} = (\pi \cdot 2^2 / 4) \cdot 900 = 2827 \text{ daN}$$

Moment kuvveti

$$F_1 = C \cdot r_1$$

Burada $r_1 = 220$ mm olarak simetri eksenine en uzak perçin mesafesidir. Perçine doğrudan etkiyen kuvvet

$$F_2 = \frac{F}{z} = \frac{10000}{5} = 2000 \text{ daN}$$

olduğuna göre toplam kuvvet

$$F_{maks} = F_1 + F_2$$

$$2827 = 22 \cdot C + 2000$$

ve buradan

$$C = \frac{2827 - 2000}{22} = 37,6$$

Perçinlerde moment nedeniyle meydana gelen kuvvet

$$F \cdot e = (z_1 \cdot r_1^2 + z_2 \cdot r_2^2 + z_3 \cdot r_3^2) \cdot C$$

Burada $F = 10000$ daN, $z_1 = 2$, $r_1 = 22$ cm, $z_2 = 2$, $r_2 = 14$ cm, $z_3 = 1$ ve $r_3 = 6$ cm olduğuna göre

$$e = \frac{(2 \cdot 22^2 + 2 \cdot 14^2 + 1 \cdot 6^2) \cdot 37,6}{10000} = 5,248 \text{ cm}$$

Böylece kuvvetin uygulama noktası

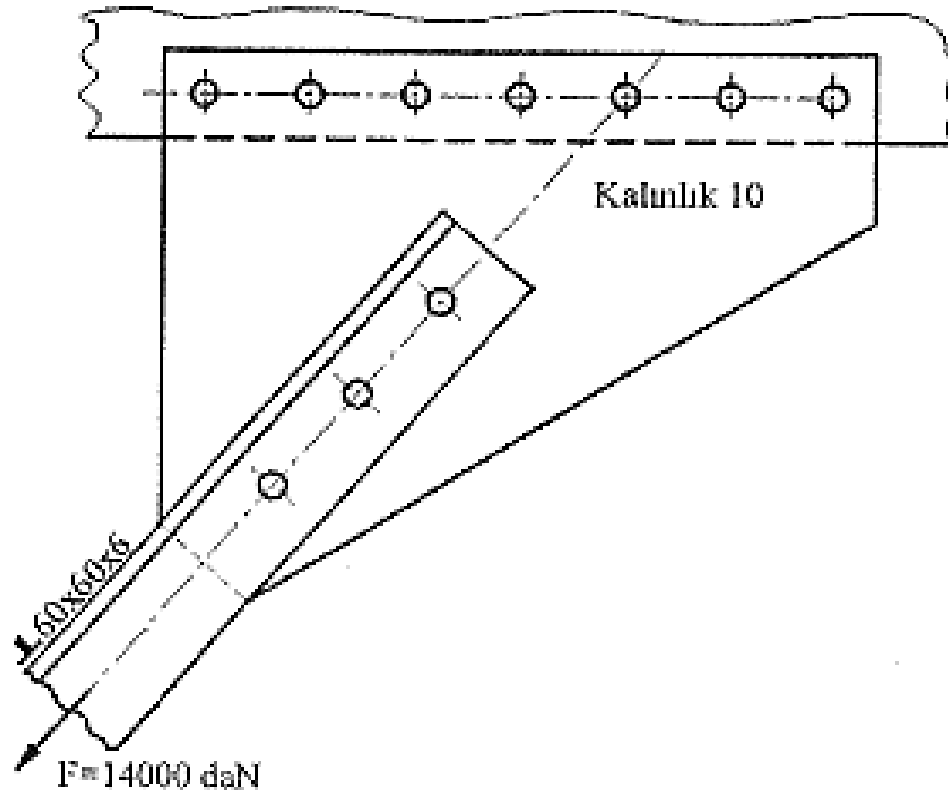
$$b = 22 - 5,248 = 16,752 \text{ cm} = 167,52 \text{ mm}$$

olarak bulunur

Problem 7.5

Şekil 7.5'deki perçin bağlantısında kullanılan L köşebendi ve ara sacı Fe37 çeliğinden yapılmıştır. Bağlantıda Fe34 çeliğinden yapılmış perçin kullanılacağına ve zayıflatma faktörü $V= 0,85$ alınabileceğine göre perçin çapını ve sayısını bulunuz.

Bilinenler: Fe37 için $\sigma_{cm} = 1400 \text{ daN/cm}^2$, $p_{cm} = 2800 \text{ daN/cm}^2$ ve Fe34 için $\tau_{cm} = 1120 \text{ daN/cm}^2$



Şekil 7.5

Çözüm 7.5

Burada profil çubuk çekiye zorlanmaktadır. Zayıflatılmış kesit

$$A = \frac{F}{V \cdot \sigma_{em}} \\ = \frac{14000}{0,85 \cdot 1400} = 11,765 \text{ cm}^2$$

iki profil kullanıldığına göre her bir profilin kesit alanı

$$A_1 = A/2 = 11,765/2 = 5,882 \text{ cm}^2$$

Perçin çapı için

$$s = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{\tau_{em}}{p_{em}} \cdot d$$

eşitliğinde, $s = 6 \text{ mm}$ bilindiğine göre

$$d = s \cdot \frac{4}{\pi} \cdot \frac{p_{em}}{\tau_{em}}$$

$$d = 0,6 \cdot \frac{4}{\pi} \cdot \frac{2800}{1120} = 1,9 \text{ cm}$$

veya standart perçin çapı olarak $d = 19 \text{ mm}$ alınır.

Kesilmeye göre perçin sayısı;

$$z = \frac{F}{m \cdot \pi \cdot \frac{d^2}{4} \cdot \tau_{em}} = \frac{4 \cdot 14000}{2 \cdot \pi \cdot (1,9)^2 \cdot 1120} = 2,2$$

Delik ezilmesine göre perçin sayısı;

En küçük sac kalınlığı olarak ara sacı alınır

$$z = \frac{F}{s_1 \cdot d \cdot p_{em}} = \frac{14000}{1 \cdot 1,9 \cdot 2800} = 2,63$$

Böylece bağlantıda kullanılacak perçin sayısı $z=3$ olarak alınmalıdır.

8. LEHİM BAĞLANTILARI

Lehim bağlantısı, ısı yardımı ile yapılan malzeme bağı bağlantılar sınıfına girer. Lehimleme işleminde lehimlenen parçalar ergimez, sadece lehim maddesi eriyerek difüzyon yolu ile yüzeyler arasına girer ve parçalarla bir alaşım teşkil ederek bağlantıyı temin eder. Lehim bağlantılarının özellikleri şu şekilde sıralanabilir:

- a) Lehim bağlantılarında sürekli olarak dolgu maddesi (elektrod) kullanılmaktadır.
- b) Lehimleme işleminde bağlanacak parçalar ergimediğinden lehim maddesinin (elektrod) erime sıcaklığı parçaların erime sıcaklığından daha düşük olmalıdır.
- c) Birleştirilen parçalar eriyerek molekül bağı teşkil etmediğinden farklı malzemeler lehimle birleştirilebilir.
- d) Birleştirilen parçalar erime noktasına kadar ısıtılmadığından kaynak bağlantılarında ısının sebep olduğu sakıncalar burada söz konusu değildir.
- e) Lehim bağlantılarının mukavemeti kaynağa nazaran daha düşüktür. Bu nedenle fazla zorlanmayan (kuvvet iletmekten çok bağlantı yapmak amaçlı) bağlantılarda uygulanmalıdır.
- f) Birleştirilen parçaların erimemesi nedeniyle lehim, kaynağa nazaran, daha ince parçalara uygulanabilir.

8.1. Lehim Malzemesi ve Lehimin Yapılışı

Lehim malzemesi düşük sıcaklıkta eriyen bir alaşımdır. Ergime sıcaklığına göre lehim alaşımları yumuşak ve sert lehim olarak ikiye ayrılır.

Yumuşak lehim; kalay, çinko ve kurşundan oluşan bir alaşım olup ergime sıcaklığı 400°C dolayındadır. Daha çok bağlantı amacı ile kullanılır.

Sert lehim; pirinç, bakır, gümüş ve hafif maden alaşımlarından (Alüminyum, Antimon, vb.) oluşan bir alaşımdır ve ergime sıcaklığı 850°C dolayındadır. Sert lehim bağlantı yapma özelliği yanında kuvvet iletme ve çok büyük olmayan zorlanmalar için de uygundur.

En çok kullanılan belli başlı lehim malzemeleri Cetvel 8.1' de verilmiştir.

Cetvel 8.1. Lehim malzemeleri

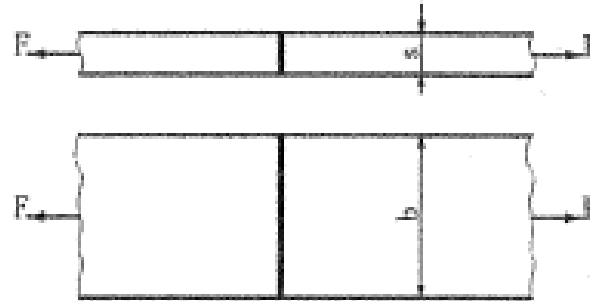
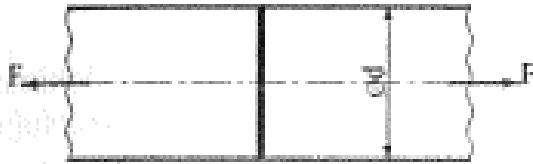
	İsim	Sembol	Çalışma sıcaklığı (°C)	Kopma mukavemeti (daN/mm ²)		Kullanma yeri
				σ_k	τ_k	
Yumuşak lehim	Kalay	L Sn 8	305	2..3	1,5..2	Çelik,bakır ve çinko alaşımları
		L Sn 25	257			
		L Sn 30	249			
		L Sn 35	237			
L Sn 40		223	3,5..4,5	2,5..3,5		
L Sn 50		200				
L Sn 60		185				
L Sn 98		230				
Çinko	L Zn 98	410			Çelik ve bakır alaşımları	
Kurşun	L Pb 98	230				
Sert lehim	Pirinç	L Ms 42	845	25..35	15..25	Ni ve Cu alaş. Bakır,çelik ve dökme demir
		L Ms 54	890			
		L Ms 63	910			
		L Ms 85	1020			
	Bakır	Saf bakır	1110			Yüksek muk. istenen yerlerde
	Gümüş	L Ag 8	860	30..40	15..28	Çelik,bakır ve bakır alaşımları Çelik,bronz ve bakır alaşımları
		L Ag 15	770			
		L Ag 25	780			
		L Ag 38	800			
		L Ag 45	620			
Hafif metal	L Al Si 13	570			Alüminyum ve alaşımları Saf alüminyum	
	L Zn Al 15	430				
	L Zn Sn	320				
	L Sn 60 Zn	260				

8.2. Lehim Bağlantılarının Hesabı

Lehim bağlantılarının hesaplanmasında, kesitlerde düzgün bir gerilme yayılımı varsayımı yapılır. Hesaplar daha çok sert lehim bağlantıları için yapılmaktadır.

Alın yüzeydeki lehim bağlantıları çekme kuvveti etkisinde ise (Şek.8.1), çekme gerilmesi, dairesel kesitte

$$\sigma_v = \frac{F}{A} = \frac{F}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} \leq \sigma_{em}$$



Şekil 8.1

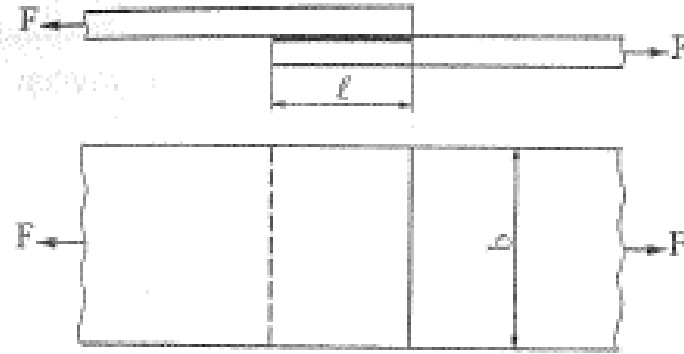
düz levha kesitte

$$\sigma_v = \frac{F}{b \cdot s} \leq \sigma_{em} \quad \text{olmaktadır.}$$

Bindirme lehim bağlantısında (Şek.8.2) F kuvveti etkisiyle lehim yüzeyinde oluşan kayma gerilmesi

$$\tau_k = \frac{F}{b.l} \leq \tau_{em}$$

şeklindedir.

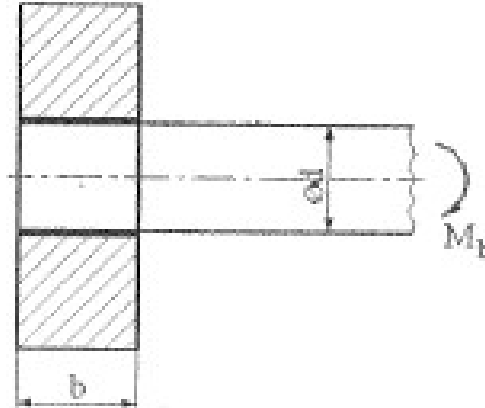


Şekil 8.2

Lehim bağlantısı burulma momenti etkisinde ise (Şekil 8.3) lehimdeki kayma gerilmesi

$$\tau_b = \frac{2.M_b}{\pi.b.d^2} \leq \tau_{em}$$

eşitliği ile hesaplanır. Hesaplarda kullanılacak emniyet katsayısı $S=2..4$ arasında seçilir.

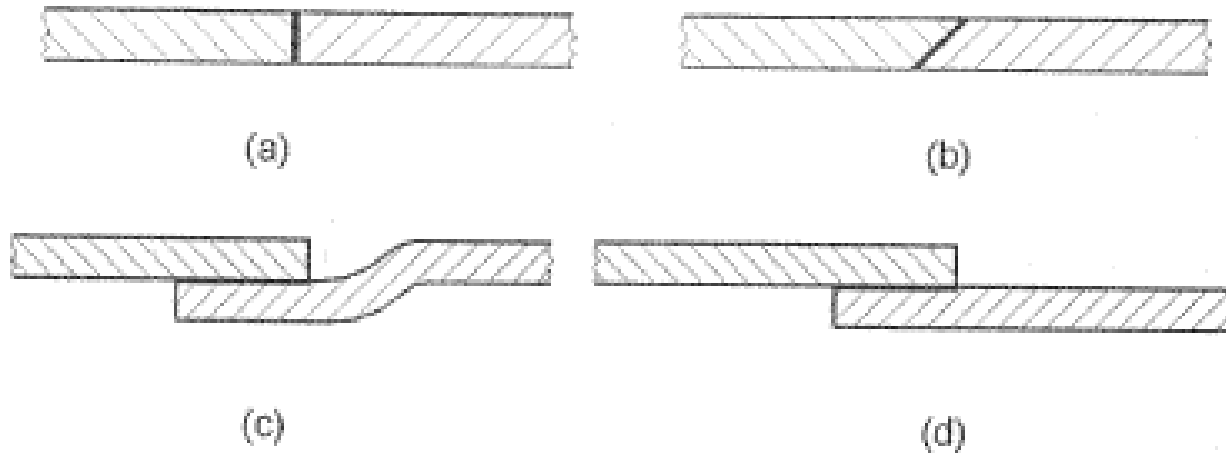


Şekil 8.3

8.3. Lehim Bağlantılarının Tasarımı

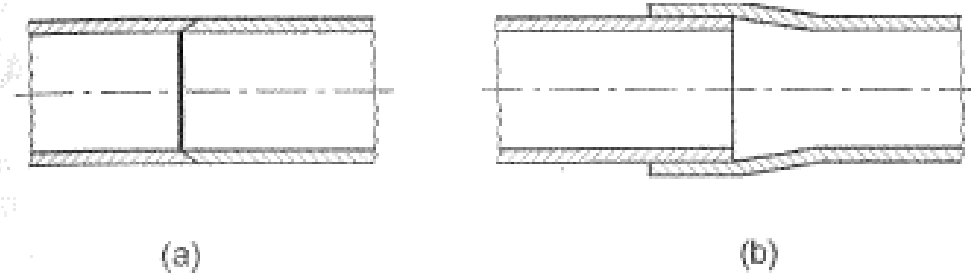
Lehim bağlantılarının mukavemeti, lehimlenen yüzeyin büyüklüğüne ve lehimin kalınlığına bağlıdır. Lehim kalınlığı $a=0,05...0,2$ mm ve lehimleme uzunluğu $\ell = (3...5) \cdot s$ arasında seçilmelidir. Burada s -lehimlenecek parçanın kalınlığıdır.

Alın lehim bağlantılarındaki birleştirmelerde eğik yüzey veya bindirme yapılarak lehimleme uzunluğu artırılır (Şek.8.4b-d). Şekil 8.4a' daki düz alın birleştirme tavsiye edilmez.



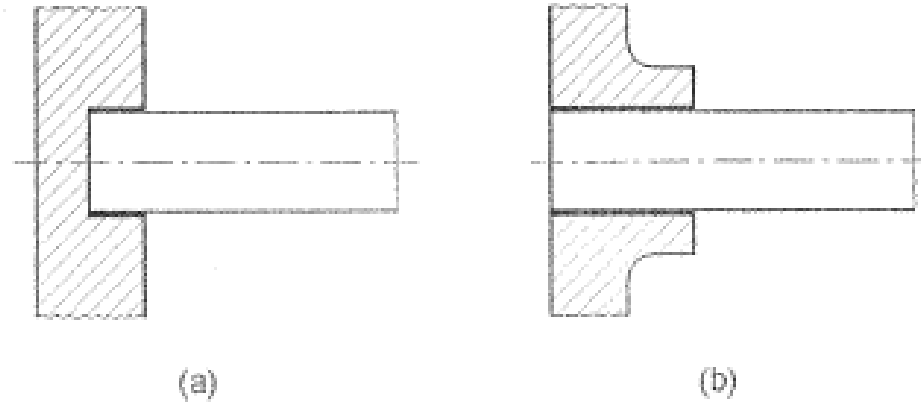
Şekil 8.4 Sac parçaların lehim bağlantıları

Boruların lehim bağlantılarında da alın birleştirmelerde önerilen hususlar geçerlidir (Şek.8.5).



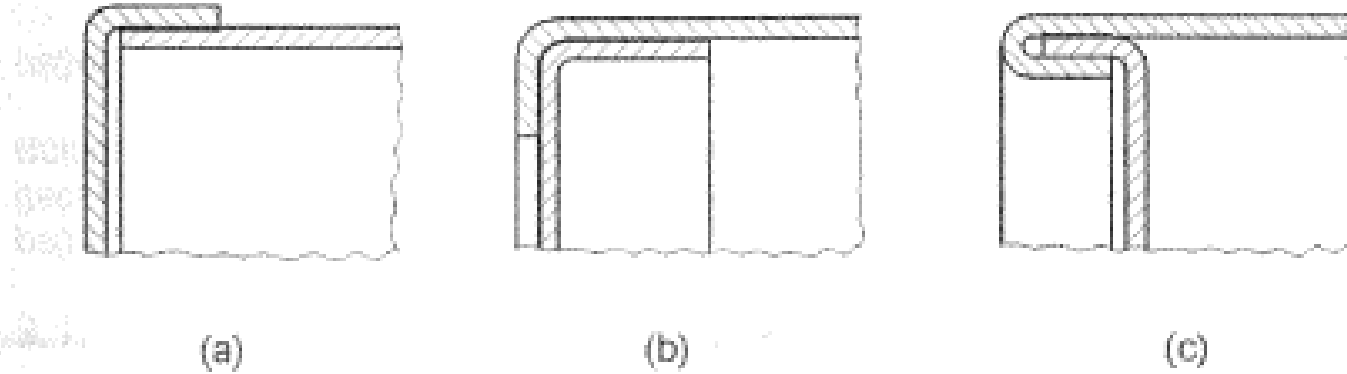
Şekil 8.5 Boru uçlarının lehim bağlantısı

Mil-göbek bağlantılarının lehim yolu ile yapılması da özel şekillendirmeler gerektirir (Şek.8.6).



Şekil 8.6 Lehimle yapılan mil-göbek bağlantıları

Kare şeklindeki kapların (konserve kutuları gibi) lehimle birleştirilmesi halinde çeşitli şekillendirme ve takviyeler yapılır (Şek.8.7).



Şekil 8.7 Kutu ve kapalı kapların lehim bağlantıları

9. YAPIŖTIRMA BAĞLANTILARI

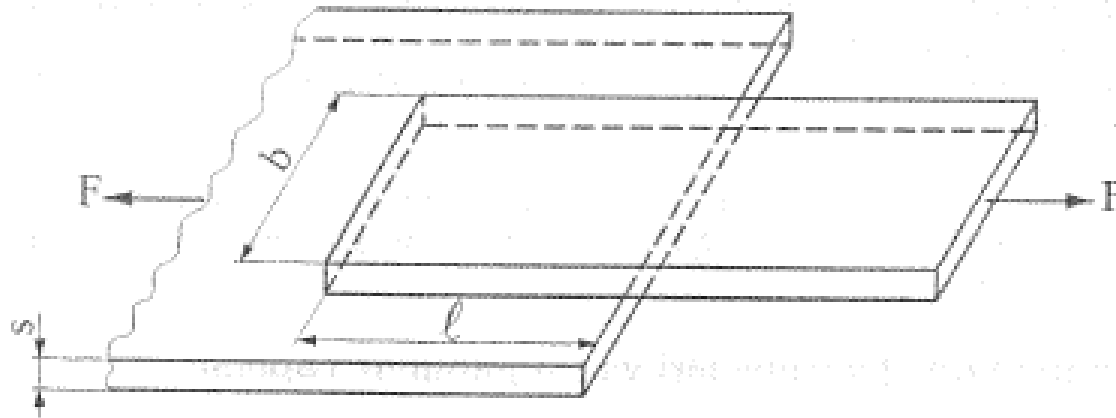
YapıŖtırma bağlantısı, genellikle sentetik esaslı yapıŖtırıcı bir malzeme ile iki parçanın çözülemeyecek Ŗekilde bağlanmasıdır. Bağlanacak parçalar arasına sürölen yapıŖtırıcı madde, gerek kendi iç mukavemeti (kohezyon) gerekse yapıŖtırıcının moleköleriyle parça yüzeyi arasında meydana gelen yapıŖma (adhezyon) sonucu bağlantıyı sağlar.

YapıŖtırma bağlantılarının özellikleri:

- a) Diğer malzeme bağlı bağlantılarda (kaynak, lehim vb.) ısı etkileri nedeniyle meydana gelen sakıncalar (molekül yapısındaki deđiŖmeler, gerilme birikimleri, mukavemet azalması, çekmeler ve çarpılmalar gibi)-burada yoktur.
- b) Diğer bağlama elemanları ile birleŖtirilmesi olanaksız olan ince parçaların bu yolla birleŖtirilmesi olanağı vardır.
- c) Bağlantı yapılırken büyük bir ısı ve basınç etkisine ihtiyaç yoktur. Dolayısıyla bağlanan parçalar kendi özelliklerini kaybetmezler.
- d) Farklı malzemelerin, özellikle metallerle metal olmayan malzemelerin, birleŖtirilmesinde uygun bir bağlayıcıdır.
- e) YapıŖtırıcı maddelerin düşük mukavemette olması nedeniyle büyük yapıŖtırma yüzeylerine gereksinim vardır.
- f) Bağlantının ısıya karşı mukavemeti düşüktür. Bu nedenle yapıŖtırma bağlantılarının iŖletme sıcaklığı 100°C sınırını aşmamalıdır.

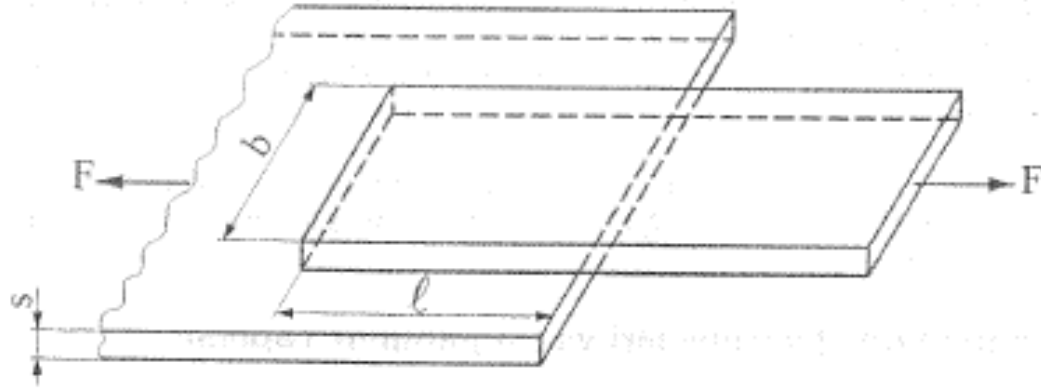
9.2. Yapıştırma Bağlantılarının Hesabı

Yapıştırma bağlantılarının mukavemeti; yapıştırıcı maddenin cinsi, yapıştırılan parçaların şekli, yüzeylerin hazırlanması ve atmosferik etkiler (nem, sıcaklık vb.) gibi faktörlere sıkı sıkıya bağlıdır. Bu sebepten bağlantı mukavemetinin tespiti ancak deneysel yöntemlerle mümkün olmaktadır. Prensip niteliği taşıyan hesaplar, sonuçlar hakkında bir fikir verebilmektedir. Esasen yapıştırma yoluyla yapılan birleştirme kuvvet iletmekten çok bir bağlantı şekli olarak düşünülmemelidir.



Şekil 9.1

Şekil 9.1'deki yapıştırma bağlantısında meydana gelen kayma gerilmesi



$$\tau = \frac{F}{b \cdot l} \leq \tau_{em}$$

dir. Yapıştırma bağlantısında bağlanan parçalarla bağlantının mukavemetinin eşit olması istenir. Buna göre

$$\sigma_{em} \cdot b \cdot s = \tau_{em} \cdot b \cdot l$$

eşitliğinden yapıştırma uzunluğu

$$l \geq \frac{\sigma_{em}}{\tau_{em}} \cdot s$$

olarak bulunur. Emniyet gerilmesi

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_K}{S} \quad \text{ve} \quad \tau_{em} = \frac{\tau_K}{S}$$

şeklinde alınabilir.

Burada σ_K - yapıştırılan parçaların kopma mukavemeti, τ_K - yapıştırma maddesinin kopma mukavemeti ve S- emniyet katsayısıdır.

Yapıştırıcılar için kopma mukavemeti değerleri:

- Statik zorlanmalarda:

Soğuk yapıştırıcılar için : $\tau_K = 40 \text{ daN/cm}^2$

Sıcak yapıştırıcılar için : $\tau_K = 150 \text{ daN/cm}^2$

- Değişken zorlanmalarda:

Soğuk yapıştırıcılar için : $\tau_K = 15 \text{ daN/cm}^2$

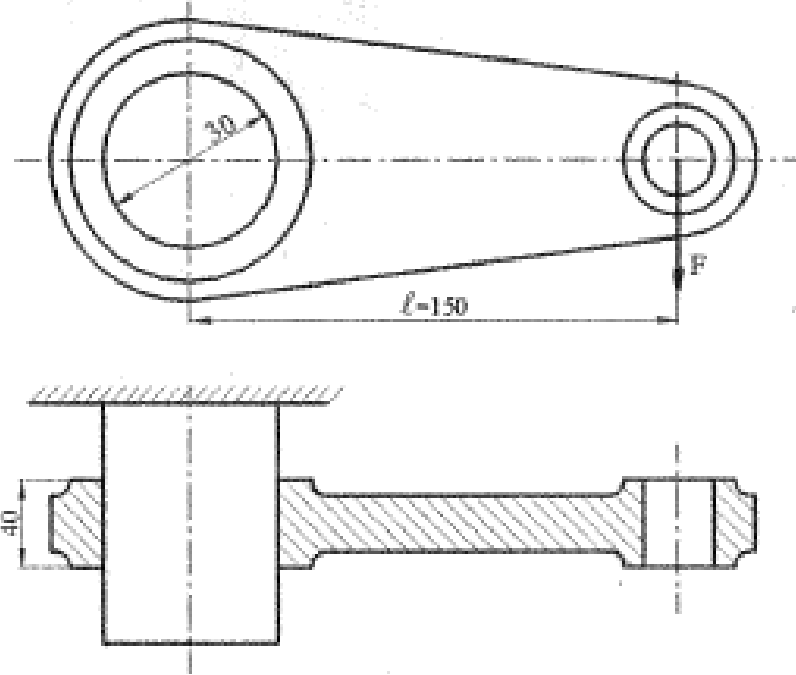
Sıcak yapıştırıcılar için : $\tau_K = 30 \text{ daN/cm}^2$

olarak alınabilir.

10. LEHİM PROBLEMLERİ

Problem 10.1

Şekildeki manivela kolu F kuvveti ile ucundan yüklenmiştir. Lehim bağlantısı için kayma emniyet gerilmesi $\tau_{em} = 450 \text{ daN/cm}^2$ alınabileceğine göre F kuvvetinin en büyük değeri ne olabilir?



Cözüm 10.1

F kuvvetinin bağlantı ekseninde meydana getirdiği döndürme momenti,

$$M_b = F \cdot \ell$$

Diğer taraftan lehim bağlantısındaki kayma gerilmesi,

$$\tau_k = \frac{F_k}{A} \leq \tau_{em}$$

Burada $F_k = F_t = \frac{2M_b}{d}$ olarak alınabilir. Ayrıca $A = \pi d b$ ve $d = 2r$ olduğu göz önünde bulundurulursa lehim bağlantısının emniyetle taşıyabileceği döndürme momenti,

$$(M_b)_{em} = 2 \pi r^2 \cdot b \cdot \tau_{em}$$

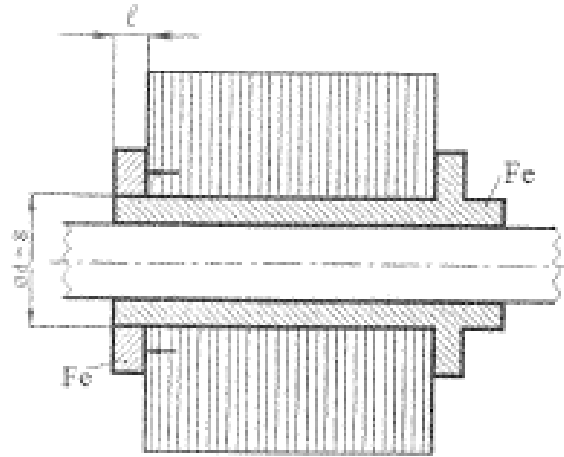
olup bu iki moment eşitliği yardımıyla en büyük kuvvet,

$$F_{maks} = \frac{2 \pi r^2 \cdot b \cdot \tau_{em}}{\ell} = \frac{2 \pi \cdot 1,5^2 \cdot 4 \cdot 450}{15} = 1697 \text{ daN}$$

olarak bulunur.

Problem 10.2

Küçük bir motorun rotor göbeğine sac lamelleri tespit eden bilezik lehimle sabitlenecektir. Bunun için ilk olarak lameller pres ile göbeğe geçirilir ve bilezik sert lehim LMs63 lehim malzemesiyle sabitlenir. Lamellerin oluşturduğu aksenal baskı kuvveti 250 daN'dur. Lehim yerindeki kesme gerilmesinin $\tau_K = 1500 \text{ daN/cm}^2$ olması için gerekli lehimleme uzunluğu (ℓ) ne kadar olmalıdır? Emniyet gerilmesi $\tau_{em} = 0,3 \cdot \tau_K$ olarak alınabilecektir.



Şekil 10.2

Çözüm 10.2

Bağlantının emniyet gerilmesi,

$$\tau_{em} = 0,3 \cdot \tau_K = 0,3 \cdot 1500 = 450 \text{ daN/cm}^2$$

Zorlanma etkisindeki lehim yüzeyi alanına A denirse kayma gerilmesi,

$$\tau_k = \frac{F}{A} \leq \tau_{em}$$

buradan

$$A = \frac{F}{\tau_{em}} = \frac{250}{450} = 0,555 \text{ cm}^2$$

Diğer taraftan,

$$A = \pi \cdot d \cdot \ell$$

olduğuna göre lehimleme uzunluğu

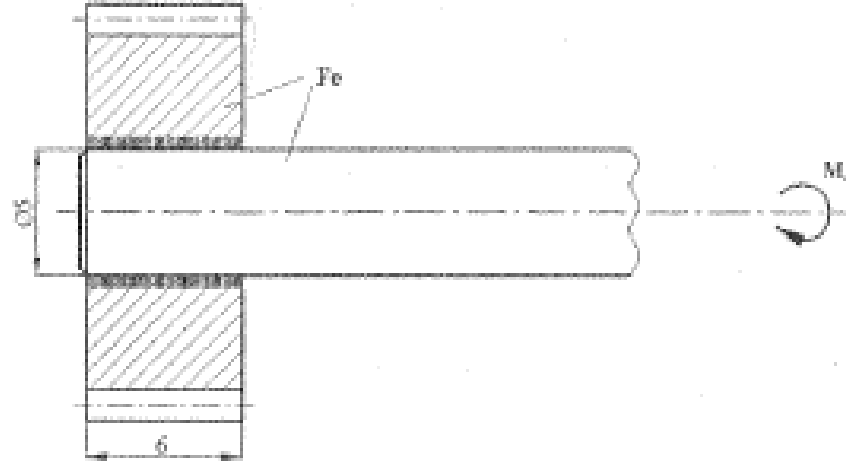
bulunur:

$$\ell = \frac{A}{\pi \cdot d} = \frac{0,555}{\pi \cdot 0,8} = 0,22 \text{ cm}$$

böylece $\ell = 2,2 \text{ mm}$ bulunur.

Problem 10.3

Şekil 10.3 'de bir mil ucuna sert lehimle bağlanmış bir dişli çark gösterilmiştir. Yapılan sert lehim bağlantısı için $\tau_{\text{ort}} = 500 \text{ daN/cm}^2$ alınabileceğine göre bu bağlantının 900 d/d 'da taşıyabileceği güç ne kadardır?



Şekil 10.3

Cözüm 10.3

Elementer lehim yüzeyi alanı

$$dA = \ell \cdot r \cdot d\varphi$$

Bu yüzeyin taşıyabileceği moment

$$\begin{aligned} M_b &= \int_0^{2\pi} \tau \cdot dA \cdot r = \int_0^{2\pi} \tau \ell r r \cdot d\varphi = \tau r^2 \ell \int_0^{2\pi} d\varphi \\ &= 2 \cdot \pi \cdot \tau \cdot r^2 \cdot \ell \\ &= 2 \cdot \pi \cdot 500 \cdot (0,25)^2 \cdot 0,6 = 117,8 \text{ daN.cm} \end{aligned}$$

olarak bulunur. Buna göre taşınacak güç

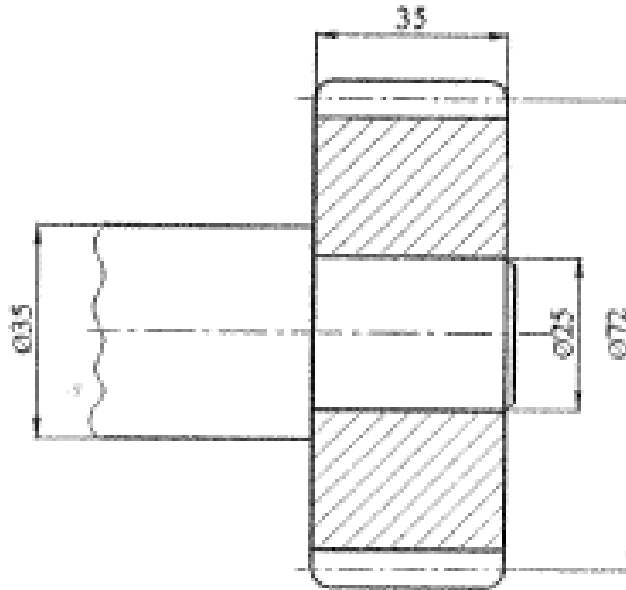
$$P = \frac{nM_b}{71620} = \frac{900 \cdot 117,8}{71620} = 1,48 \text{ BG}$$

olmaktadır.

Problem 10.4

Pertinakstan yapılmış olan bir dişli çark, Şekil 10.4 'de gösterildiği gibi, bir mile yapıştırma yolu ile tespit edilmiştir. Bağlantı $n = 420 \text{ d/d'}$ 'da $P = 0,3 \text{ BG}$ güç iletmek zorundadır. Kullanılan soğuk sertleşen yapıştırıcının kayma mukavemeti $\tau_{cm} = 160 \text{ daN/cm}^2$ olduğuna göre, bağlantının, öngörülen gücü iletip iletemeyeceğini kontrol ediniz.

Not: Dişli çarkın yan tarafı ile mil faturası arasındaki yapıştırma yüzeyi fazladan bir emniyet sağlar, bu nedenle hesaba katılmayabilir.



Diğer bir çözüm yolu:

Bağlantı yüzeyindeki kayma gerilmesi.

$$\tau_K = \frac{F}{A} \leq \tau_{em}$$

Burada

$$F = \frac{M_b}{d/2} = \frac{51,16}{2,5/2} = 40,93 \text{ daN}$$

Yapıştırma yüzeyi büyüklüğü,

$$A = \pi d b = \pi \cdot 2,5 \cdot 3,5 = 27,49 \text{ cm}^2$$

Böylece

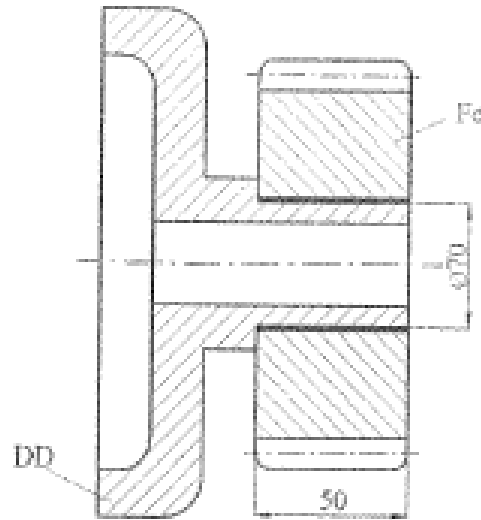
$$\tau_K = \frac{40,93}{27,49} = 1,49 \text{ daN/cm}^2$$

bulunur.

○ halde $\tau_K = 1,49 \text{ daN/cm}^2 < \tau_{em} = 160 \text{ daN/cm}^2$ olduğundan bağlantı emniyetlidir.

Problem 10.5

Kır dökümden yapılmış bir kumanda kovanına sıcak yapıştırma yöntemiyle bir çelik pinyon dişli bağlanacaktır. Bağlantı maddesinin kesme gerilmesi $\tau_k = 20$ daN/cm² olduğuna göre kopma momentinin (M_k) değeri nedir? Emniyetli kesme gerilmesinin $\tau_{em} = 0,2 \cdot \tau_k$ alınması halinde iletilebilecek en büyük dönme momentinin değeri nedir? $n=300$ d/d ile dönen dişlinin iletilebileceği güç nedir? Not: Şekil 10.5'deki bağlantıda alın tarafında bulunan aralıktaki yapıştırma yüzeyi hesaba katılmayacaktır.



Çözüm 10.5

Kesmeye çalışan bağlantı yüzeyi

$$A = \pi d \ell = \pi \cdot 7.5 = 110 \text{ cm}^2$$

olduğuna göre kopma momenti

$$M_k = A \tau_x \cdot d / 2 = 110 \cdot 20 \cdot \frac{7}{2} = 7700 \text{ daNcm}$$

En büyük emniyet momenti ise, yani iletilecek en büyük dönme momenti

$$M_{maks} = 0,2 M_k = 0,2 \cdot 7700 = 1540 \text{ daNcm}$$

olacaktır. İletilen güç ise

$$P = \frac{n M_b}{71620} = \frac{300 \cdot 1540}{71620} = 6,45 \text{ BG}$$

11. KAYNAK BAĞLANTILARI

İki veya daha fazla parçanın çözülemeyecek şekilde "malzeme bağı" ile birleştirilmesi işlemine kaynak bağlantısı adı verilir. Kaynak bağlantılan, birleştirilecek malzeme türüne göre;

- a) Metal malzemelerin kaynağı
- b) Plastik malzemelerin kaynağı

olmak üzere iki gruba ayrılır.

Metal malzemelerin kaynağında parçalar ısı, basınç veya her ikisinin etkisi ile ve gerekli durumlarda aynı tür malzemedен bir dolgu maddesi (elektrot) kullanılarak birleştirme gerçekleştirilir. Isı etkisinde yapılan kaynaklı birleştirmede malzemeler eriyerek birbirine karışır ve soğuduklarında bağlantı gerçekleşir. Bu sebeple gerek kaynak yapılan parçaların gerekse elektrodun malzemesinin ergime sıcaklıkları aynı veya çok yakın olmalıdır.

Plastik malzemelerin kaynağında, aynı veya yakın gruptan termoplastik (sıcakta sertleşmeyen malzemeler – örneğin poliamidler) malzemeler ısı ve basınç etkisinde birleştirilir. Gerekli durumlarda birleştirme yerinde aynı özellikte bir üçüncü madde - ki o da plastik bir malzemedir - elektrot olarak kullanılabilir. Kaynak esnasında temas yüzeylerinde yumuşama sıcaklığında moleküller birbirine karışır ve soğuyunca katılaştıran malzemeler bağlantıyı oluşturur. Bu sebeple kaynak yapılacak parçaların plastik hale gelme sıcaklıkları aynı bölge içinde olmalıdır.

Kaynaklı birleştirmeler, genel olarak üç amaç için kullanılır: şekillendirme, bağlantı oluşturma ve onarım.

a) şekillendirme:

Kaynak, döküm ve dövme yoluyla yapılan şekillendirme yönteminin içinde yer alır. Özellikle karmaşık yapıya sahip makina veya makina elemanları kaynak yöntemiyle çok daha uygun yapıda şekillendirilebilir. Dolayısıyla daha hafif fakat daha rijit bir ürün elde etmek mümkün olur. Büyük parçaların (dişli çark, dişli kutusu, kayış kasnakları vb.) üretiminde % 50' ye varan bir ağırlık kazancı söz konusudur.

şekillendirme tekniği bakımından kaynağın çok faydalı bir uygulaması da "kesme kaynağı" dır. Bu yöntemde malzeme; kaynak alevi (veya elektrik arkı) yardımı ile yüksek sıcaklığa çıkarılarak (yanma sıcaklığı) ve ek olarak fazla oksijen verilmek suretiyle (oksidleyici etki) veya akım şiddetinin arttırılmasıyla malzemenin kesilmesi sağlanır.

b) Bağlantı Oluşturma:

Kaynak bağlantıları son yıllarda önemini artırmış ve elik yapı, basınçlı kap üretimi ve gemi inşaatında hemen hemen tamamen perçinin yerini almıştır. Kaynak bağlantılan, perçin bağlantılarına nazaran malzeme ve işçilik yönünden daha avantajlıdır. Kaynakla birleştirilen elemanların birleşme noktalarında (dügüm noktaları) ek levhalar, bindirme parçaları ve az da olsa perçin başları gibi ağırık arttırıcı kısımlar olmadığından malzeme sarfı önlenir, ağırlıktan %15-20 kazanç sağlanır. Perçin deliklerinde olduğu gibi çentik etkisi olmadığından malzeme mukavemetinden daha iyi yararlanır. Perçin deliklerinin işçiliği nedeniyle paradan ve zamandan önemli kazanç sağlanır.

c) Onarım:

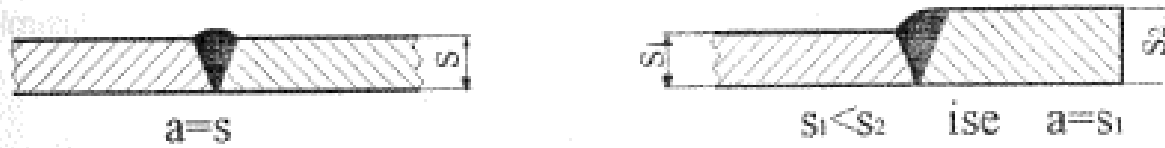
Kırılan parçaların birleştirilmesi, çatlakların giderilmesi ve aşınan kısımların doldurulması gibi uygulamaları vardır. Kaplama kaynağına benzer şekilde yapılır. Aşınan krank millerinin uygun malzeme ile doldurularak tekrar kullanılır hale getirilmesi buna örnek gösterilebilir.

11.6. Kaynaklı Bağlantıların Hesabı

11.6.1. Kaynak Dikiş Boyutları

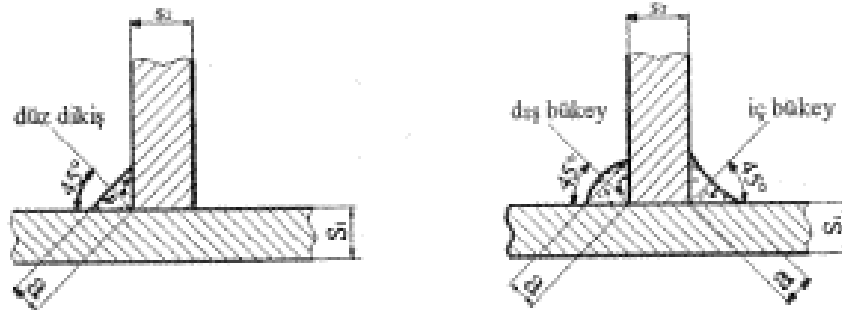
a) Kaynak dikiş kalınlığı: a

Alın kaynağında, kaynak dikiş kalınlığı a, kaynak yapılan parçaların kalınlığına eşit alınır (Şek.11.8). Parçalar farklı kalınlıkta ise kaynak kalınlığı a, ince parçanın kalınlığı olarak göz önüne alınır.



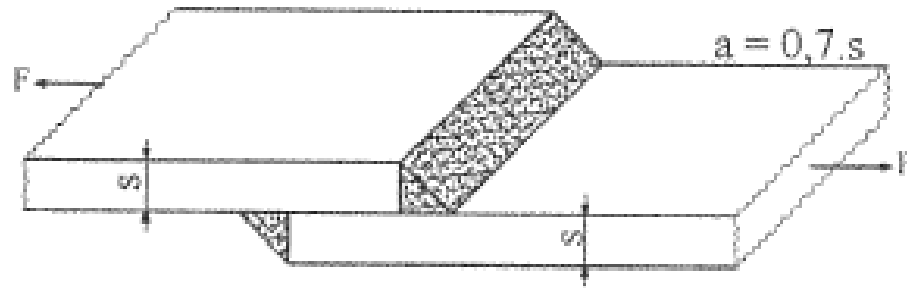
Şekil 11.8

Köşe kaynağında kaynak dikiş kalınlığı a, kaynak dikiş kesiti içine çizilen ikizkenar dik üçgenin yüksekliği olarak alınır (Şek. 11.9). Ancak kaynak kalınlığı 3 mm den az olmamalı ve ince parça kalınlığı s1 ise $a=0,7 \cdot s_1$ alınmalıdır.



$$s_1 > s_2 \text{ için } 3 \text{ mm} \leq a \leq 0,7 \cdot s_1$$

Alın köşe kaynağında da, kaynak dikiş kalınlığı için kaynak yapılan parça kalınlığı esas alınarak $a=0,7.s$ büyüklüğü seçilmelidir (Şek.11.10).



b) Kaynak Dikiş Uzunluğu: l_k

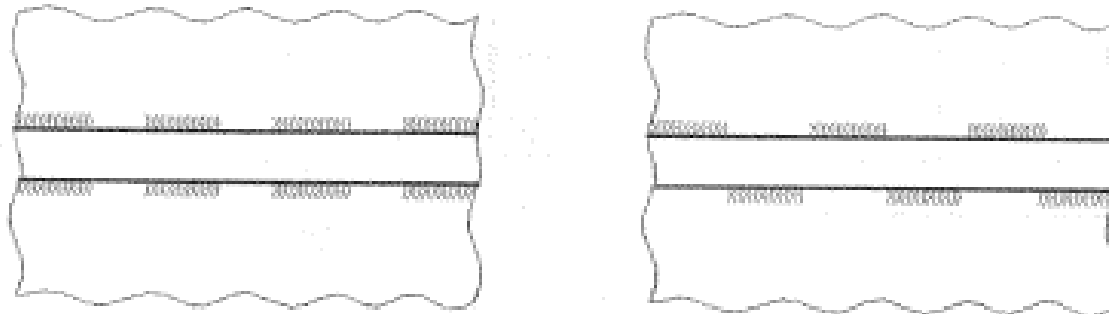
Kaynak dikişlerinin her iki ucunda (başlangıç ve bitiminde) kaynak dikişleri bir miktar bozuk olur. Bu kısımların kuvvet taşımaya katkılarının tam olmadığı varsayımı ile hesaplamada göz ardı edilmeleri bir emniyet payı oluşturur. Her iki uçtaki bu bozuk kısımlar, kaynak dikiş kalınlığı a kadar kabul edilerek kaynak dikiş uzunluğu l_k , kaynak yapılan gerçek uzunluktan $2a$ kadar eksik alınır. Yani $l_k = l - 2 \cdot a$ olur. Ancak kaynak dikiş kalınlığı (a) değeri, kaynak yapılan kısmın uzunluğu l değerinin yanında çok küçük ise uç kısımlardaki bu bozuk kısımlar göz önüne alınmayabilir.

Kaynak dikişi, Şekil 11.11'de görüldüğü gibi, kesikli ise kaynak dikiş uzunluğu

$$l_k = l_{k1} + l_{k2} + \dots + l_{kn}$$

olarak göz önüne alınır. Burada kaynak dikiş kalınlığı a , bütün dikişlerde aynı ise

$$l_{k1} = l_1 - 2a, \quad l_{k2} = l_2 - 2a; \dots \text{şeklindedir.}$$



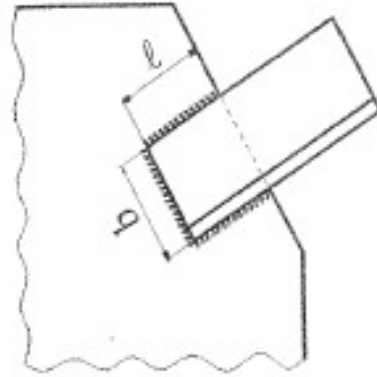
Çelik yapıların kaynaklı bağlantısında kaynak dikişinin uzunluğu 100.a'dan büyük ve (10...15).a' dan küçük olmamalıdır (Şek.11.12).

Kapalı kaynak dikişlerinde, örneğin bir aksın bir flenşe çepeçevre kaynak edilmesi gibi, dikişin geometrik uzunluğu, kaynak dikiş uzunluğu olarak göz önüne alınır (Şek.11.13).

Bu durumda kaynak dikiş uzunluğu

$$l_k = \pi d_m$$

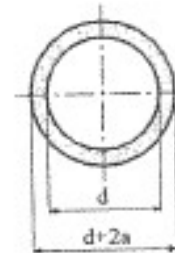
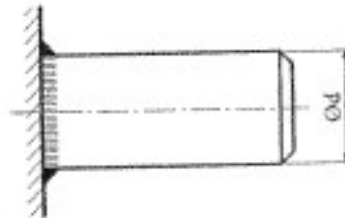
olarak alınabilir. Burada $d_m = d + a$ dır.



Şekil 11.12

$$l = 2 \cdot \ell \quad \text{ise}$$
$$15 \cdot a \leq l_k \leq 100 \cdot a$$

$$l = 2 \cdot \ell + b \quad \text{ise}$$
$$10 \cdot a \leq l_k \leq 100 \cdot a$$



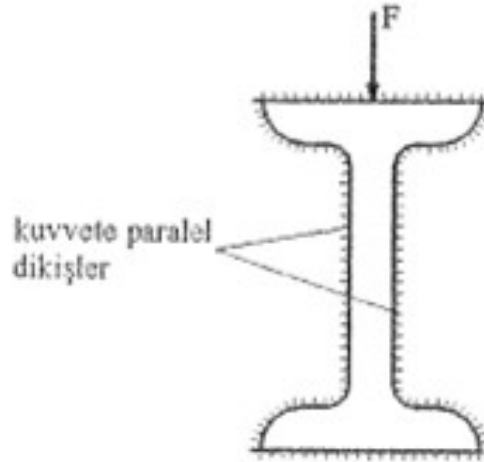
c) Kaynak Dikiş Alanı: A_k

Kaynak dikiş alanı, kaynak dikiş kalınlığı (a) ile kaynak dikiş uzunluğunun (ℓ_k) çarpımlarının toplamı olarak göz önüne alınır.

Toplam kaynak alanına A_k denirse

$$A_k = \sum a \cdot \ell_k$$

olur.



Şekil 11.14

I, U ve benzeri profillerin kaynağında, sadece kesme kuvveti etkisi söz konusu ise, yalnız kuvvete paralel dikişler göz önüne alınır (Şek.11.14).

11.6.2. Hesaplama Yöntemleri

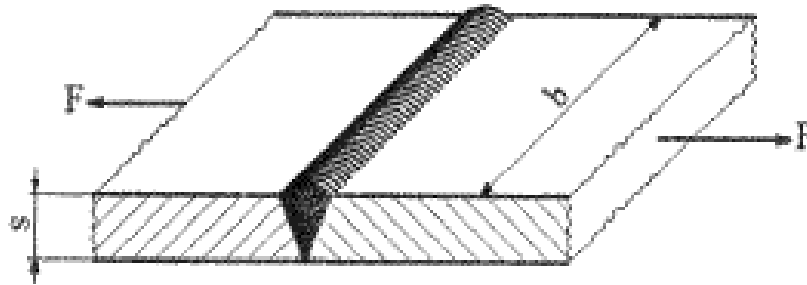
11.6.2.1. Alın Kaynağı

a) Çekme Kuvveti Etkisinde:

Kaynak dikişinde çekme gerilmesi meydana gelir (Şek.11.15).

$$\sigma_{\text{çk}} = \frac{F}{\sum a.l_k} = \frac{F}{a.l_k} \leq \sigma_{\text{kem}}$$

Burada $l_k = b - 2 \cdot a$ veya $a = s$ denirse $l_k = b - 2 \cdot s$ şeklindedir.



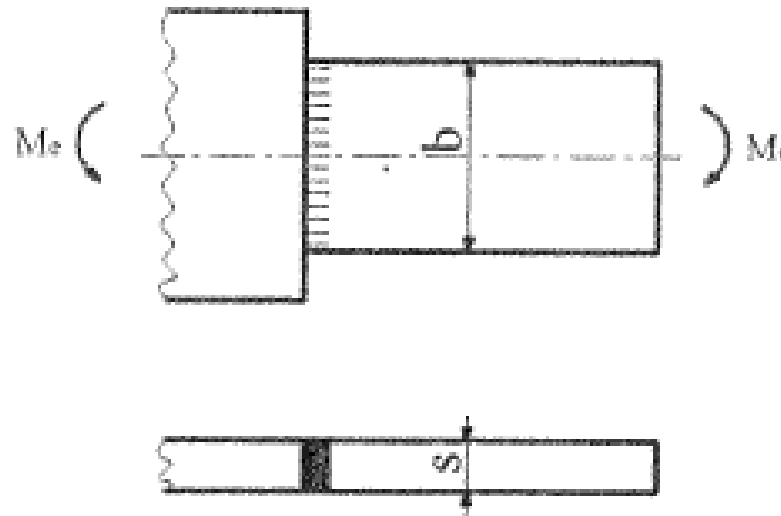
Şekil 11.15

b) Eğilme Momenti Etkisinde:

Kaynak kesitinde meydana gelen eğilme gerilmesi (Şek. 11.16)

$$\sigma_{ek} = \frac{M_e}{W_{ek}} = \frac{M_e}{\frac{1}{6} s \cdot l_k^2} \leq \sigma_{kem}$$

eşitliği ile hesaplanır. Burada $W_{ek} = \frac{s \cdot l_k^2}{6}$ dir.

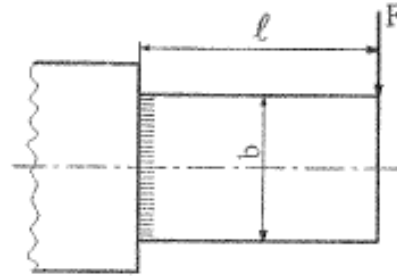


Şekil 11.16

c) Kaynak Dikişine Paralel Kuvvet Etkisinde:

Kaynak dikişinde eğilme ve kayma gerilmeleri meydana gelir (Şekil 11.17). Eğilme gerilmesi,

$$\sigma_{ek} = \frac{M_e}{W_k} = \frac{F \cdot l}{\frac{1}{6} \cdot s \cdot l_k^2}$$



Şekil 11.17

ve kayma gerilmesi,

$$\tau_k = \frac{F}{A_k} = \frac{F}{s \cdot l_k}$$

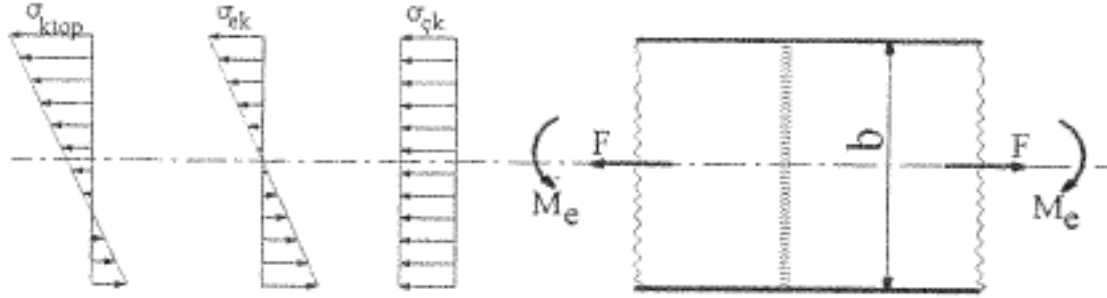
olarak hesaplanır. Kaynak dikişindeki bileşik gerilme ise

$$\sigma_{keş} = \frac{1}{2} (\sigma_{ek} + \sqrt{\sigma_{ek}^2 + 4\tau_k^2}) \leq \sigma_{kem}$$

şeklindedir.

d) Çekme ve Eğilme Etkisinde:

Kaynak dikişinde meydana gelen en büyük gerilme, çekme ve eğilme gerilmelerinin toplamı şeklindedir (Şek.11.18). Yani toplam gerilme



Şekil 11.18

$$\sigma_{ktop} = \sigma_{çk} + \sigma_{ek} = \frac{F}{s.l_k} + \frac{6M_e}{s.l_k^2} \leq \sigma_{kemi}$$

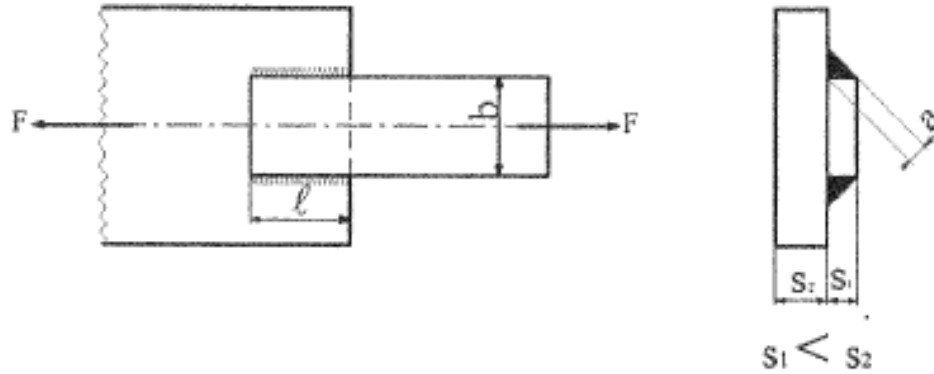
eşitliği ile hesaplanır.

11.6.2.2. Köşe Kaynağı

A. Yan Köşe Kaynağı

a) Çekme Kuvveti Etkisinde:

Kaynak dikişleri kuvvet doğrultusuna paralel olduğundan kayma gerilmesi söz konusudur (Şek.11.19).



Şekil 11.19

Gerilme eşitliği

$$\tau_k = \frac{F}{2 \cdot a \cdot l_k} = \frac{F}{1,4 \cdot s \cdot l_k} \leq \tau_{kem}$$

b) Eğilme Momenti Etkisinde:

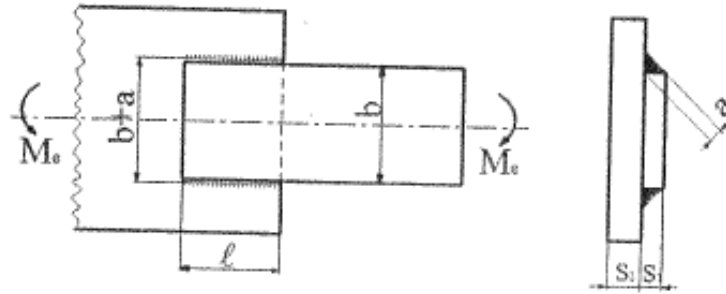
Eğilme momenti etkisinde kaynak dikişlerinde kuvvet çifti oluşur (Şek.11.20).

Denge şartından

$$M_e = F \cdot (b + a)$$

ve buradan

$$F = \frac{M_e}{(b + 0,7.s)}$$



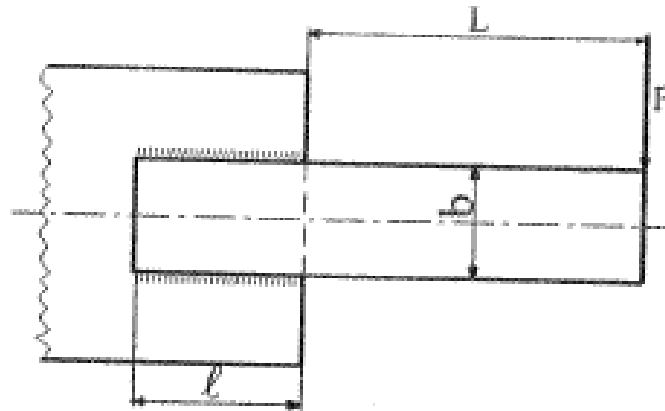
Şekil 11.20

yazılır. Bu kuvvetin kaynak dikişinde meydana getirdiği kayma gerilmesi

$$\tau_{kMe} = \frac{F}{a.l_k} = \frac{M_e}{a.l_k \cdot (b + 0,7.s)} = \frac{M_e}{0,7.s.l_k \cdot (b + 0,7.s)} \leq \tau_{kem}$$

eşitliği ile hesaplanır.

c) Kaynak Dikişine Dik Kuvvet Etkisinde:



Şekil 11.21

$M_e = F \cdot L$ değerindeki eğilme momenti etkisinde τ_{kM_e} kayma gerilmesi (bir önceki durumun aynısı) ile F kuvvetinden meydana gelen kayma gerilmesi (Şek.11.21)

$$\tau_{kF} = \frac{F}{1,4 \cdot s \cdot l_k}$$

mevcuttur. Kaynaktaki bileşik gerilme değeri de bunların toplamı olan

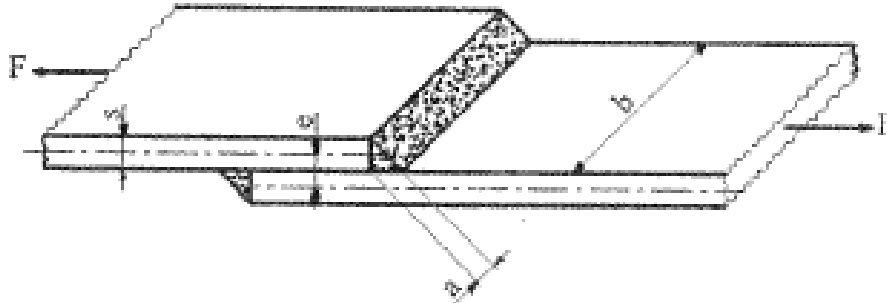
$$\tau_{ktop} = \tau_{kF} + \tau_{kM_e} \leq \tau_{kerm}$$

şeklindedir.

B. Alın Köşe Kaynağı

a) Çekme Kuvveti Etkisinde:

e - eksantrikliğinin etkisinde meydana gelecek olan eğilme gerilmesi göz önüne alınmazsa, çekme kuvvetinin etkisinde kaynak dikişinde oluşan kayma gerilmesi (Şek.11.22).



Şekil 11.22

$$\tau_k = \frac{F}{2 \cdot a \cdot l_k} = \frac{F}{1,4 \cdot s \cdot l_k} \leq \tau_{kem}$$

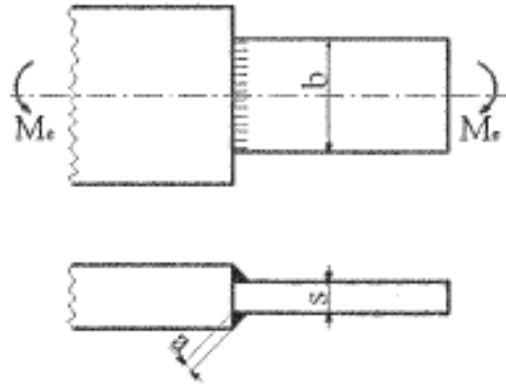
şeklindedir.

b) Eğilme Momenti Etkisinde:

Eğilme momenti etkisinde kaynak dikişinde oluşan eğilme gerilmesi (Şek.11.23)

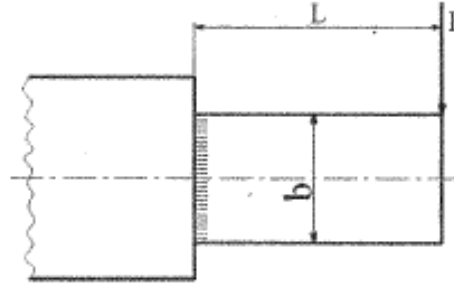
$$\sigma_{ek} = \frac{M_e}{W_{ek}} = \frac{M_e}{2 \cdot \frac{a \cdot l_k^2}{6}} = \frac{6 \cdot M_e}{1,4 \cdot s \cdot l_k^2} \leq \sigma_{kem}$$

eşitliği ile hesaplanır.



Şekil 11.23

c) Kaynak Dikişine Paralel Kuvvet Etkisinde:



Şekil 11.24

Kaynak dikişinde $M_e = F \cdot L$ momenti etkisinde oluşan eğilme gerilmesi

$$\sigma_{ek} = \frac{6M_e}{1,4 \cdot s \cdot l_k^2}$$

$$\tau_k = \frac{F}{2 \cdot a \cdot l_k} = \frac{F}{1,4 \cdot s \cdot l_k}$$

meydana gelir (Şek.11.24).

Kaynak dikişindeki eşdeğer gerilme

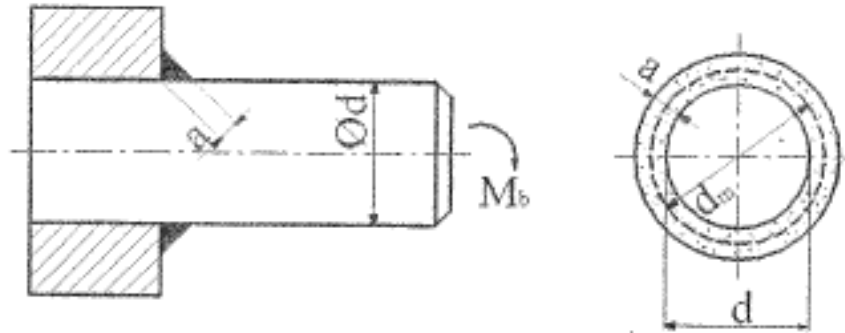
$$\sigma_{keş} = \frac{1}{2} \left(\sigma_{ek} + \sqrt{\sigma_{ek}^2 + 4\tau_k^2} \right) \leq \sigma_{kem}$$

şeklinde hesaplanır.

d) Döndürme Momenti Etkisinde:

Kaynak dikişindeki burulma gerilmesi

$$\tau_k = \frac{M_b}{W_{bk}} = \frac{M_b}{\frac{\pi}{16} \frac{D^4 - d^4}{D}} \leq \tau_{kem}$$



Şekil 11.25

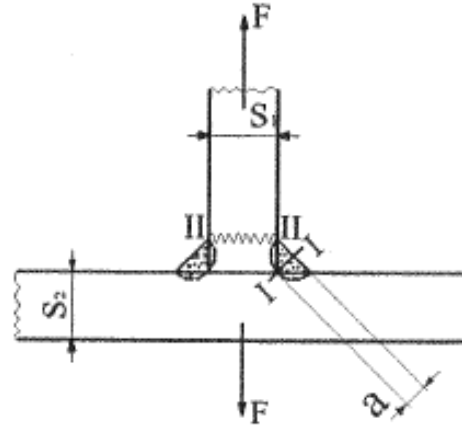
eşitliği ile bulunur (Şek.11.25). Burada $D=d+2.a$ dır. Ancak kaynak dikişinin kalınlığı a , d çapına nazaran çok küçük olduğunda kayma gerilmesi

$$\tau_k = \frac{2M_b}{\pi d_m^2 a} \leq \tau_{kem}$$

şeklinde hesaplanabilir. Burada $d_m=d+a$ olarak alınmıştır.

e) T – Kaynağı:

Alın köşe kaynağının özel bir uygulamasıdır. Genellikle çift taraflı köşe kaynağı yapılmış T-bağlantıları kullanılır (Şek.11.26).



Şekil 11.26

Kaynak dikişinde meydana gelen çekme gerilmesi (I–I kesiti)

$$\sigma_{\text{çk}} = \frac{F}{2.a.l_k} = \frac{F}{1,4.s.l_k} \leq \sigma_{\text{kem}}$$

Burada, parçaların konumu bakımından, kaynak yapılan parçanın da kontrol edilmesi gerekmektedir. Malzemenin çekme zorlanması (II–II kesiti)


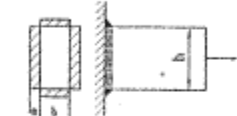

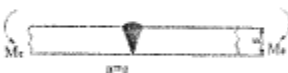
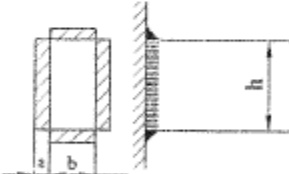
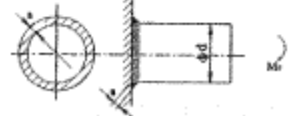
$$\sigma_{\text{ç}} = \frac{F}{s_1.l} \leq \sigma_{\text{em}}$$

olmalıdır.

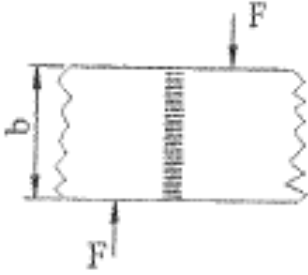
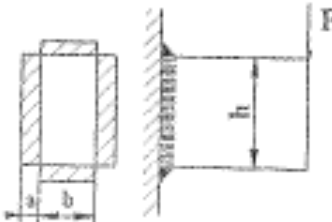

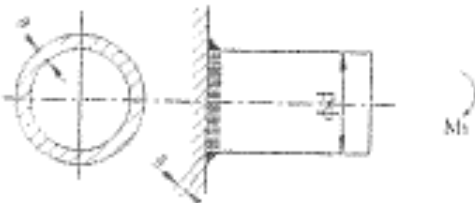
T- bağlantılarında eğilme momenti söz konusu ise, meydana gelen eğilme gerilmesi

$$\sigma_{\text{ek}} = \frac{M_e}{W_k} = \frac{M_e}{\frac{1}{6}.2.a.l_k^2} = \frac{6M_e}{1,4.s.l_k^2} \leq \sigma_{\text{kem}} \quad \text{olur.}$$

Kaynaklı bağlantıların dikiş şekli ve yük durumuna bağlı olarak zorlanma tipleri Şekil 11.27'de toplu halde gösterilmiştir.

Zorlanma durumu	Dikiş şekli	Mukavemet boyutu	Gerilme
Çekme		$A_k = a \cdot l_k$	$\sigma_{\text{çk}} = \frac{F}{A_k}$
		$A_k = \sum a \cdot l_k = 2a(h+b)$	$\sigma_{\text{çk}} = \frac{F}{A_k}$
Eğilme		$W_k = \frac{l_k \cdot a^2}{6}$	$\sigma_{\text{eğ}} = \frac{M_k}{W_k}$
		$W_k = \frac{a \cdot l_k^2}{6}$	
		$I_k = 2 \left[\frac{ba^3}{12} + ba \frac{(h+a)^2}{4} + \frac{ah^3}{12} \right]$ $W_k = \frac{I_k}{e_{\text{maks}}}$ $e_{\text{maks}} = \frac{h}{2} + a$	$\sigma_{\text{eğ}} = \frac{M_k}{W_k}$
		$I_k = \frac{\pi}{64} [(d+a)^4 - d^4]$ $W_k = \frac{I_k}{e_{\text{maks}}}$ $e_{\text{maks}} = \frac{d}{2} + a$	

Şekil 11.27 Kaynak dikişlerinin zorlanma durumları

		$A_k = a \cdot \ell_k$	$\tau_k = \frac{F}{A_k}$
Kesme		$A_k = 2 \cdot a \cdot h$	$\tau_k = \frac{F}{A_k}$
		$A_k = 0,5 \cdot \pi \cdot d \cdot a$	
Burulma		$W_k = \frac{\pi}{2} (d+a) \cdot a$ <p>veya</p> $W_k = \frac{\pi (D^3 - d^3)}{16 D}$ $D = d + 2 \cdot a$	$\tau_k = \frac{M_b}{W_k}$

11.7. Kaynak Bağlantılarının Kalitesi

Kaynak bağlantılarının kalitesine etkiyen faktörleri şu şekilde sıralayabiliriz:

1. Malzeme : Kaynak edilebilme özelliğine sahip olmalıdır.
2. Hazırlık : Kaynak tekniğine uygun çalışma, kaynak ağızı açılması ve kaynak bölgesinin temizlemesi gibi.
3. Kaynak yöntemi : Kaynak dikişinin zorlanma şekli ve parça kalınlığına uygun seçilmelidir.
4. Kaynak malzemesi (elektrot) : Kaynak yapılan malzemeye uygun seçilmelidir.
5. Personel : Deneyimli ve çalışma boyunca dikkatli olmalıdır.
6. Kontrol : Kaynak dikişi uygun yöntemlerle sürekli kontrol edilmelidir.

Kaynak bağlantıları, yukarıda sözü edilen hususların var olup olmama durumuna göre üç kalite grubuna ayrılır.

Kalite I: Yukarıda sıralanan faktörlerin tamamını sağlayan kaynak dikişleri için,

Kalite II: Sadece kontrol edilmeyen kaynak dikişleri için,

Kalite III: Kaynağın kaynak tekniğine uygun olarak yapılmış olması yeterli şarttır, diğer şartlar aranmaz.

11.8. Kaynak Bağlantılarının Emniyeti

Mukavemet kurallarına göre, kaynak dikişi, yapı elemanının bir parçası olarak göz önüne alınmalıdır. Ancak dikişlerde meydana gelen gerilmeler mümkün olduğunca doğru tespit edilerek emniyet gerilmesi ile kıyaslanmalı ve tehlikeli bir durum olup olmadığı kontrol edilmelidir. Kaynak dikişinde meydana gelen gerilmeler; kaynağın kalitesi, dikişin şekli, iç gerilmeler gibi birçok etkene bağlıdır. Ayrıca kaynak dikişinin zorlanma şekli (statik, değişken, darbe yükü gibi) dikişin sürekli mukavemetine etkiyen diğer bir faktördür. Bu nedenle kaynak dikişinin emniyet gerilmesinin tespitinde bu faktörlerin göz önünde tutulması gerekmektedir.

Yukarıda sayılan etkenler "zayıflatma faktörü" adı verilen bir katsayı ile hesaba katılır ve basit bir şekilde,

$$\text{Normal gerilmeler için : } \sigma_{kem} = V \cdot \sigma_{em}$$

$$\text{Kayma gerilmeleri için : } \tau_{kem} = V \cdot \tau_{em}$$

bağıntıları yazılır. Burada σ_{em} ve τ_{em} : kaynak yapılan malzemenin emniyet gerilmesidir ve hesaplanmasında S emniyet katsayısı 1,5 ila 3 arasında seçilir.

Eşitliklerde V - zayıflatma faktörüdür. Bu faktör denemeler ve uygulamalardan tespit edilmiş bir büyüklük olup özellikle dinamik zorlanmalar için

$$V = V_1 \cdot V_2 \cdot V_3$$

şeklindedir. Burada

V_1 – kaynak dikiş faktörü; dikiş şekline ve zorlanma durumuna bağlı bir katsayıdır. Ancak statik zorlanmalarda bütün dikiş şekilleri için bu faktör 1 olarak alınır. Dinamik zorlanmalarda bu değer Cetvel 11.1'den seçilmelidir.

V_2 – kaynak kalitesi faktörü; kaynağın kalitesine bağlı olarak

- I. kalite için : $V_2 = 1$
- II. kalite için : $V_2 = 0,8$
- III. kalite için : $V_2 = 0,5$

şeklinde verilmiştir.

V_3 – darbe faktörü; çalışma esnasında, işletme şartlarından veya makinalarda oluşan darbelerin göz önüne alınması durumudur. Darbenin şiddetine göre şu şekildedir.

Ufak ve zayıf darbelerde : $V_3 = 1 \dots 0,9$

Orta darbelerde : $V_3 = 0,8 \dots 0,7$

Kuvvetli darbelerde : $V_3 = 0,5$

Çok kuvvetli darbelerde : $V_3 = 0,3$

Kaynak dikişinin bileşik gerilmeye maruz kalması halinde, eşdeğer gerilme

$$\sigma_{kmax} = \frac{1}{2} \left(\sigma_k + \sqrt{\sigma_k^2 + 4 \cdot \tau_k^2} \right) \leq \sigma_{kem}$$

olmalıdır. Buna ek olarak

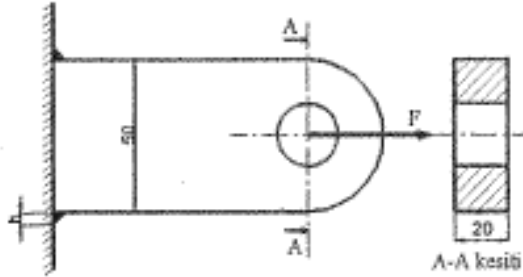
$$\tau_k \leq \tau_{kem}$$

şartının tek başına gerçekleşmesi gerekir.

12. KAYNAK PROBLEMLERİ

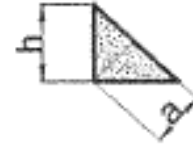
Problem 12.1

Şekil 12.1'deki kaynak bağlantısında taban yüksekliği $h=8$ mm olduğuna göre bağlantının taşıyabileceği F kuvvetinin en büyük değeri ne kadardır? Bağlantıda kullanılan malzemelerin emniyet gerilmesi $\sigma_{em} = 1200$ daN/cm², kaynak II. kalite ve yük statiktir.



Şekil 12.1

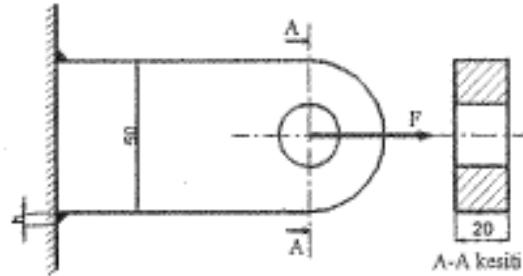
kaynak dikişi



$$a = \frac{h}{\sqrt{2}} = 5,7 \text{ mm}$$

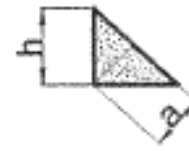
Problem 12.1

Şekil 12.1'deki kaynak bağlantısında taban yüksekliği $h=8$ mm olduğuna göre bağlantının taşıyabileceği F kuvvetinin en büyük değeri ne kadardır? Bağlantıda kullanılan malzemelerin emniyet gerilmesi $\sigma_{em} = 1200$ daN/cm², kaynak II. kalite ve yük statiktir.



Şekil 12.1

kaynak dikişi



$$a = \frac{h}{\sqrt{2}} = 5,7 \text{ mm}$$

Cözüm 12.1

Kaynak dikişi çekme zorlanması etkisindedir.

$$\sigma_{\text{çk}} = \frac{F}{\sum (a.l_k)} \leq \sigma_{\text{kem}}$$

Burada kaynak dikiş alanı

$$\begin{aligned} \sum (a.l_k) &= 2.a(b - 2.a). \\ &= 2.0,57.(2 - 2.0,57) = 0,98 \text{ cm}^2 \end{aligned}$$

Kaynak dikişinin emniyet gerilmesi

$$\sigma_{kem} = V_1 \cdot V_2 \cdot V_3 \cdot \sigma_{em}$$

Burada $\sigma_{em} = 1200 \text{ daN/cm}^2$

$$V_1 = 1 \quad (\text{statik yük durumu})$$

$$V_2 = 0,8 \quad (\text{II . kalite kaynak})$$

$$V_3 = 1 \quad (\text{darbe yok})$$

olduğuna göre

$$\sigma_{kem} = 1 \cdot 0,8 \cdot 1 \cdot 1200 = 960 \text{ daN/cm}^2$$

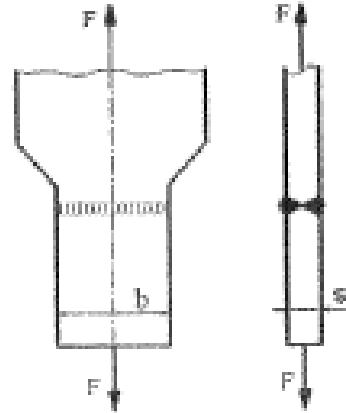
O halde taşınacak en büyük kuvvet

$$\begin{aligned} F &= \sigma_{kem} \cdot \sum (a \cdot \ell_k) \\ &= 960 \cdot 0,98 = 941 \text{ daN} \end{aligned}$$

olarak bulunur.

Problem 12.4

s kalınlığında iki sac levha X - alın dikişli ile kaynaklı olarak birleştirlmiştir (Şek.12.4). Levhaya etkiyen kuvvet $F = 16000$ daN, malzeme Fe37 ($\sigma_{Ak} = 23$ daN/mm²), yapılan kaynağın kalitesi II ve bağlantıdan beklenen emniyet 1,7 olduğuna göre en küçük levha kesitini hesaplayınız.



Şekil 12.4

Çözüm 12.4

Kaynak dikişi çekme zorlanması etkisindedir

$$\sigma_{\text{çk}} = \frac{F}{A_k} \leq \sigma_{\text{kem}}$$

Burada $A_k = a \cdot (b - 2 \cdot a)$ ve alın kaynağında $a = s$ olduğundan

$$A_k = (b - 2 \cdot s) \cdot s$$

Kaynak dikişinin emniyet gerilmesi

$$\sigma_{\text{kem}} = V_1 \cdot V_2 \cdot V_3 \cdot \sigma_{\text{em}}$$

Burada $V_1 = 1$ (statik yük), $V_2 = 0,8$ (2. kalite kaynak), $V_3 = 1$ (darbe yok) ve

$$\sigma_{\text{em}} = \frac{2300}{1,7} = 1353 \text{ daN/cm}^2$$

olduğuna göre

$$\sigma_{\text{kem}} = 1 \cdot 0,8 \cdot 1 \cdot 1353 = 1082,4 \text{ daN/cm}^2$$

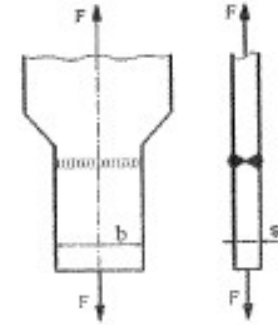
Böylece

$$A_k = \frac{F}{\sigma_{\text{kem}}} = \frac{16000}{1082,4} = 14,78 \text{ cm}^2$$

Eğer kaynağın başlangıç ve bitimindeki bozuk kısımları göz ardı edilecek olursa, kaynak kesiti alanı aynı zamanda levha kesiti alanı olur, yani

$$A_L = A_k = 14,78 \text{ cm}^2$$

olarak alınabilir.



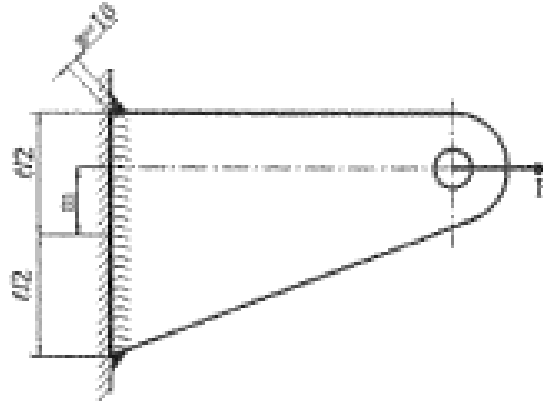
Şekil 12.4

Problem 12.7

Şekil 12.7'deki kaynak bağlantısının emniyetini kontrol ediniz.

Verilenler:

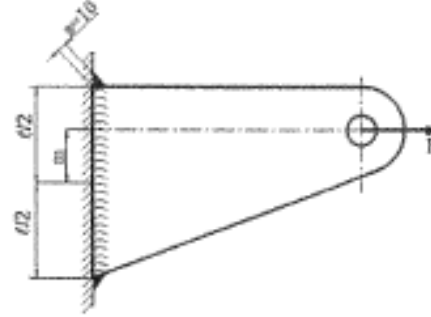
$F = 13620$ daN (statik yük), malzeme Fe37 ($\sigma_{em} = 1600$ daN/cm²), kaynak dikiş kalınlığı $a = 10$ mm, $\ell = 200$ mm, askı kolunun genişliği $b = 30$ mm, $m = 50$ mm ve kaynak II . kalitedir.



Şekil 12.7

Verilenler:

$F = 13620$ daN (statik yük), malzeme Fe37 ($\sigma_{em} = 1600$ daN/cm²), kaynak dikiş kalınlığı $a = 10$ mm, $\ell = 200$ mm, askı kolunun genişliği $b = 30$ mm, $m = 50$ mm ve kaynak II. kalitedir.



Şekil 12.7

Cözüm 12.7

a) Kaynak dikişinde oluşan çekme gerilmesi

$$\sigma_{\text{çk}} = \frac{F}{\sum (a.l_k)}$$

Burada $\sum (a.l_k) = [(\ell + 2.a).(b + 2.a) - \ell.b]$
 $= [(20 + 2.1).(3 + 2.1) - 20.3] = 50 \text{ cm}^2$

ve böylece

$$\sigma_{\text{çk}} = \frac{13620}{50} = 272,4 \text{ daN/cm}^2$$

b) Kaynak dikisindeki eğilme gerilmesi

$$\sigma_{ek} = \frac{M_e}{W_{ek}}$$

Burada $W_{ek} = \frac{I_k}{E}$ olup

$$\begin{aligned} I_k &= \frac{(b+2a) \cdot (\ell+2a)^3 - (b \cdot \ell^3)}{12} \\ &= \frac{(3+2 \cdot 1) \cdot (20+2 \cdot 1)^3 - (3 \cdot 20^3)}{12} = 2436,7 \text{ cm}^4 \end{aligned}$$

Buradan

$$W_{ek} = \frac{I_k}{e} = \frac{2436,7}{\frac{20+2 \cdot 1}{2}} = 221,5 \text{ cm}^3$$

ve $M_e = F \cdot m = 13620 \cdot 5 = 68100 \text{ daNcm}$ olduğuna göre

$$\sigma_{ek} = \frac{68100}{221,5} = 307,5 \text{ daN/cm}^2$$

c) Kaynak dikişindeki toplam gerilme

$$\begin{aligned}\sigma_{ktop} &= \sigma_{\check{c}k} + \sigma_{ek} \\ &= 272,4 + 307,5 = 579,9 \text{ daN/cm}^2\end{aligned}$$

d) Kaynak dikişinin emniyet gerilmesi

$$\sigma_{kem} = V_1 \cdot V_2 \cdot V_3 \cdot \sigma_{em}$$

Burada $V_1 = 1$ (statik yük), $V_2 = 0,8$ (II . kalite kaynak), $V_3 = 1$ (darbe yok) ve $\sigma_{em} = 1600 \text{ daN/cm}^2$ (Fe37 malzeme için) olduğuna göre

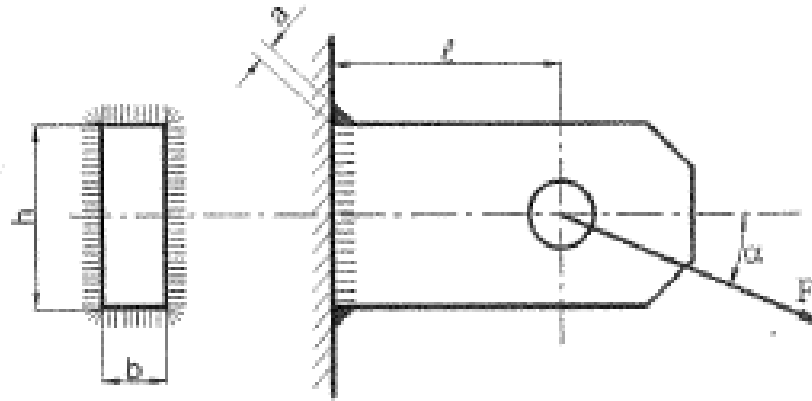
$$\sigma_{kem} = 0,8 \cdot 1600 = 1280 \text{ daN/cm}^2$$

O halde $\sigma_{ktop} = 579,9 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{kem} = 1280 \text{ daN/cm}^2$ olduğundan bu kaynak bağlantısı emniyetlidir. Emniyet katsayısı

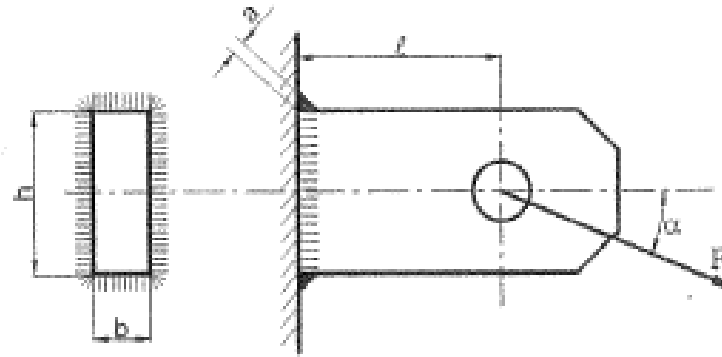
$$S = \frac{\sigma_{kem}}{\sigma_{ktop}} = \frac{1280}{579,9} = 2,2 \text{ 'dir.}$$

Problem 12.9

Dikdörtgen kesitli bir kiriş dikey bir kolona kalınlığı $a = 5$ mm olan kaynak dikişi ile bağlanmıştır. Kirişe $\alpha = 30^\circ$ eğik $F = 1500$ daN'luk değişken bir yük etki etmektedir. Kiriş malzemesi Fe50 ($\sigma_{eD} = 24$ daN/mm²), $\ell = 40$ mm, $h = 40$ mm, $b = 20$ mm, kaynak kalitesi II, köşe kaynağı için $V_1 = 0,4$ ve kaynak emniyeti 2 olması istendiğine göre kaynak dikişinin emniyetli olup olmadığını kontrol ediniz.



Şekil 12.9



Şekil 12.9

Çözüm 12.9

a) Çekme gerilmesi

$$A_k = (b + 2 \cdot a) \cdot (h + 2 \cdot a) - (b \cdot h) = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 4 = 7 \text{ cm}^2$$

Çekme kuvveti

$$F_{\xi} = F \cdot \text{Cos} \alpha = 1500 \cdot \text{Cos} 30 = 1299 \text{ daN}$$

olduğuna göre

$$\sigma_{\xi} = \frac{F_{\xi}}{A_k} = \frac{1299}{7} = 185,6 \text{ daN/cm}^2$$

b) Eğilme gerilmesi

Kaynak dikişinin eylemsizlik momenti

$$I_k = \frac{(b + 2.a).(h + 2.a)^3 - b.h^3}{12} = \frac{3.5^3 - 2.4^3}{12} = 20,6 \text{ cm}^4$$

ve mukavemet momenti

$$W_{ek} = \frac{I_k}{h/2 + a} = \frac{20,6}{4/2 + 0,5} = 8,24 \text{ cm}^3$$

Eğilme momenti

$$M_e = F \cdot \ell \cdot \text{Sin}\alpha = 1500 \cdot 4 \cdot \text{Sin}30 = 3000 \text{ daNcm}$$

Böylece eğilme gerilmesi

$$\sigma_{ek} = \frac{M_e}{W_{ek}} = \frac{3000}{8,24} = 364 \text{ daN/cm}^2$$

olur.

c) Kesme gerilmesi

Kesme kuvveti

$$Q = F \cdot \sin \alpha = 1500 \cdot \sin 30 = 750 \text{ daN}$$

Kesme gerilmesi

$$\tau_k = \frac{Q}{A_k} = \frac{750}{7} = 107 \text{ daN/cm}^2$$

d) Bağlantıda tehlikeli dikiş, çekme etkisindeki üst dikiştir. Buna göre kaynak dikişindeki en büyük gerilme

$$\sigma_{kmax} = \sigma_{çk} + \sigma_{ek} = 185,6 + 364 = 549,6 \text{ daN/cm}^2$$

e) Kaynak dikişinin emniyeti

$V_1 = 0,4$, $V_2 = 0,8$ (II .kalite kaynak), $V_3 = 1$ (darbe yok) ve

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_{eD}}{S} = \frac{2400}{2} = 1200 \text{ daN/cm}^2 \text{ alınırsa}$$

$$\sigma_{kem} = V_1 V_2 V_3 \cdot \sigma_{em} = 0,4 \cdot 0,8 \cdot 1 \cdot 1200 = 384 \text{ daN/cm}^2$$

Sonuç olarak; $\sigma_{kmax} = 549,6 \text{ daN/cm}^2 > \sigma_{kem} = 384 \text{ daN/cm}^2$ olduğundan yapılan kaynak bağlantısı emniyetli değildir.

13. CIVATA BAĞLANTILARI

13.1. Tanım ve Genel Özellikler

Cıvatalar, teknikte en çok kullanılan ve çözülebilen bağlantılar yapılmasına yarayan makina elemanlarıdır. Cıvata esas itibarıyla silindirik bir gövde ve bu gövde üzerine belirli kurallara göre açılmış girinti ve çıkıntılardan (vida) meydana gelmiştir. Cıvata bağlantısında karşı parçayı oluşturan somun da aynı kurala göre bir delik içine açılmış vidadan ibarettir.

Cıvataların kullanma yerleri çok çeşitlidir. Bunlardan bazıları:

a) Bağlama elemanı olarak: dişli kutusu, yatak gövdesi ve makinaların temele tespitinde; makina elemanları, boru flenşleri, silindir kapakları, çelik yapılar gibi birleştirme yerlerinde,

b) Gergi elemanı olarak: yüksek gerilim hatları, halat bağlantıları ve ön gerilmeli sistemlerde,

c) Kapama elemanı olarak: çeşitli akışkanların sızdırmazlığı işlerinde (örneğin yağ delikleri gibi yerlerde-kör tapa),

d) Ayar elemanı olarak: aşınma ve boşluk ayarı gereken yerlerde, hadde tesislerinde aralık ayarı gereken yerlerde,

e) Ölçme elemanı olarak: mikrometre gibi ölçü aletlerinde ölçme elemanı olarak,

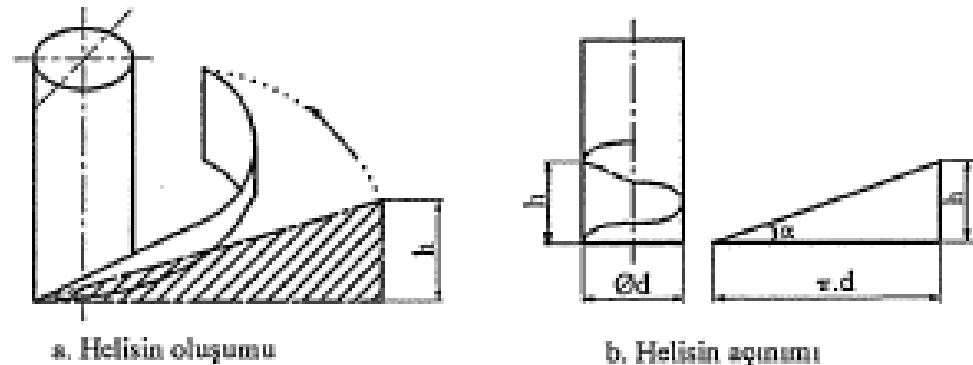
f) Hareket ve kuvvet iletim elemanı olarak: vidalı pres, mengene, kriko, torna tezgahı ana milli gibi yerlerde hareket ve kuvvet iletmek amacıyla, kullanılmaktadır.

Cıvata bağlantıları bu geniş uygulama alanına rağmen bazı sakıncaları da beraberinde bulundurmaktadır. Bu sakıncaların bilinmesi ve uygulamada göz önünde bulundurulması gerekir. Bunlardan bazıları:

- Ön gerilmeli bağlantılara işletme kuvveti etkideğinde ön gerilme kuvvetinde azalma olur.
- Zamanla gevşeme (çözülme) gösterir.
- Cıvata vidası nedeniyle çentik etkisi büyüktür.
- Vida dişleri arasındaki boşluklar nedeniyle iyi bir merkezleme elemanı değildir.
- Özellikle hareket vidalarında verim oldukça düşüktür.

Cıvata bağlantılarında, cıvata ile somunun eş çalışma şartından dolayı her ikisindeki vida profilinin aynı olması gerekir. Vida profili adı verilen diş şekli bir silindir üzerine (veya silindirik bir delik içine) bir helis eğrisi boyunca sarılarak vida dişleri elde edilir (Şek.13.1 ve Şek.13.2).

Taban uzunluğu $\pi \cdot d$ ve yüksekliği h olan bir dik üçgenin tabanı, çapı d olan bir silindir üzerine sarıldığında bu üçgenin hipotenüsünün izlediği yola helis adı verilir (Şek.13.1b)

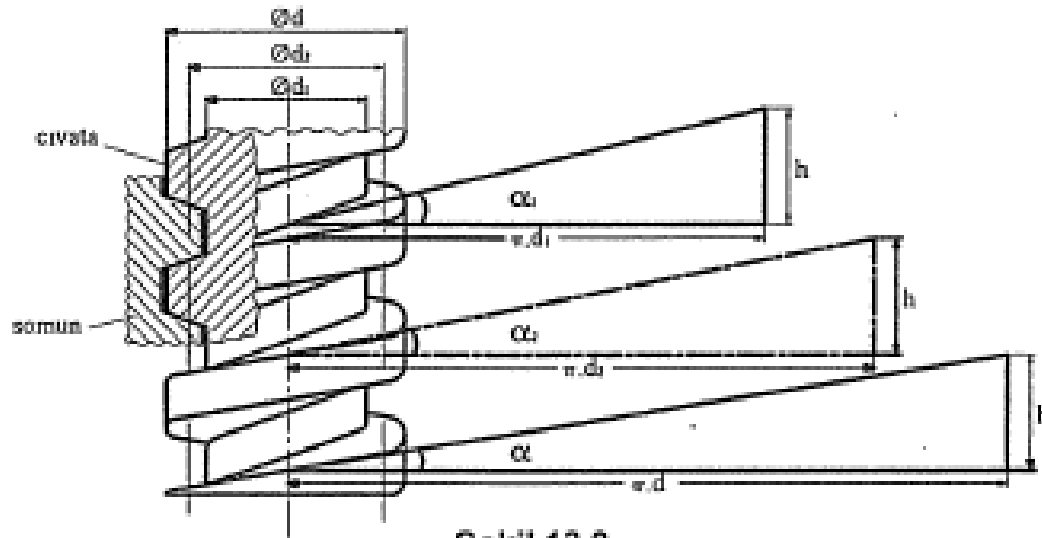


Şekil 13.1 Vida helisinin oluşumu

Şekil 13.2'de h – hatve (adım): vida açılan parçanın bir tam dönüşte aksenal olarak ilerleme miktarıdır. d_2 – ortalama çap: vida bir kanal şeklinde olduğundan dış çap (d) ve iç çap (d_1)'e göre tanımlanan bir çaptır. Bu büyüklük

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

şeklinde bulunur. α – helis (eğim) açısı: helis eğrisinin açınımlı bir dik üçgen olduğuna göre hesaplarda ortalama çapa karşılık gelen eğim açısı göz önüne alınır.



Sekil 13.2

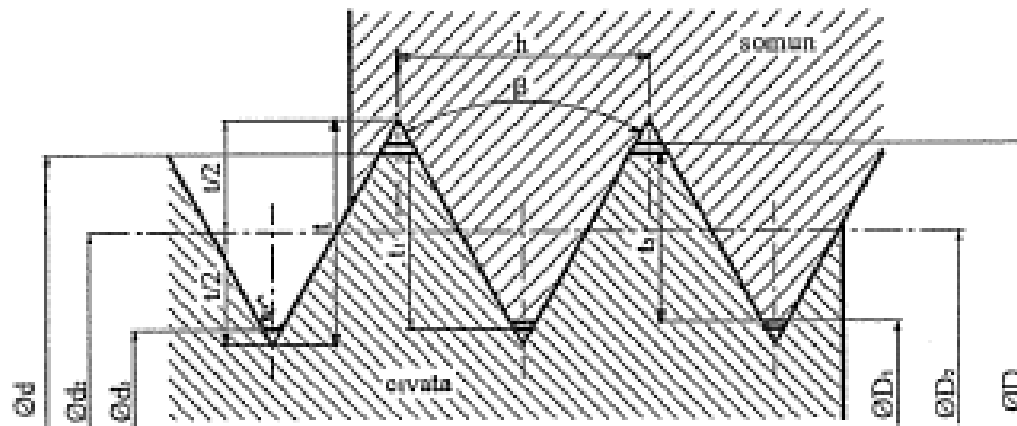
Helis eğimi

şeklindedir.

$$\text{tg} \alpha = \frac{h}{\pi \cdot d_2}$$

Cıvata bağlantılarını karakterize eden büyüklükler, Şekil 13.3'e göre:

- d : Cıvata vidasının diş başı çapı (vida çapı)
- d_1 : Cıvata vidasının diş dibi çapı
- d_2 : Cıvata vidasının ortalama çapı
- D_1 : Somun vidasının dış çapı (delik çapı)
- D_2 : Somun vidasının ortalama çapı
- D : Somun vidasını diş dibi çapı
- h : Hatve (adım)
- α : Helis (eğim) açısı (ortalama çapta)
- t : Diş yüksekliği
- t_1 : Cıvata vidasının gerçek yüksekliği
- t_2 : Cıvata ile somun vidalarının temas yüksekliği
- r : Yuvarlatma yarıçapı
- β : Tepe açısı



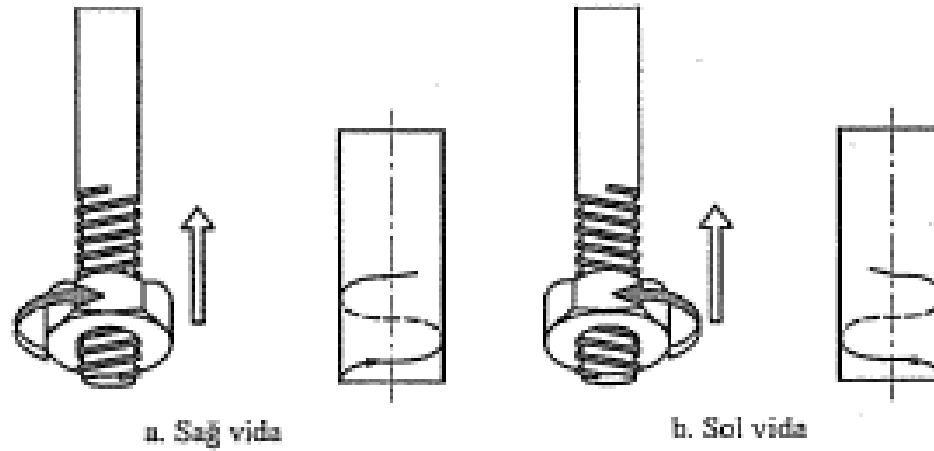
Şekil 13.3 Vidayı karakterize eden büyüklükler

13.2. Cıvataların Sınıflandırılması

1. Kullanma amacına göre
 - a) Bağlantı cıvataları
 - b) Hareket cıvataları
2. Vida profiline göre
 - a) Üçgen vida profili
 - b) Trapez vida profili
 - c) Testere vida profili
 - d) Yuvarlak vida profili
 - e) Kare vida profili
3. Helis yönüne göre
 - a) Sağ helis vida
 - b) Sol helis vida
4. Ağız sayısına göre
 - a) Bir ağızlı vida
 - b) İki ve daha fazla ağızlı vida

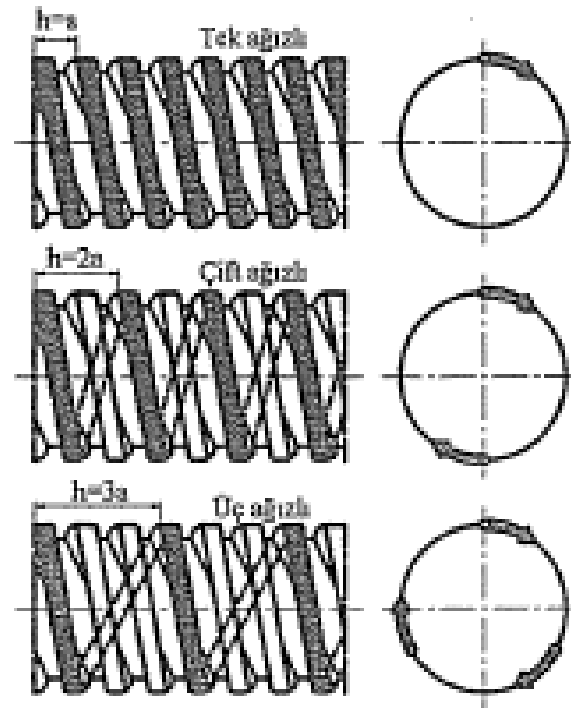
Bağlantı cıvataları; makina parçalarını ve yapı elemanlarını birleştirmek amacıyla kullanılır. Hareket cıvataları ise; cıvatanın hareketini somuna veya somundaki hareketi cıvataya iletmek amacıyla kullanılır.

Eğer cıvata soldan sağa doğru (saat ibresi yönünde) döndürüldüğünde ilerleme oluyorsa veya cıvatanın ucundan bakıldığında helis soldan sağa doğru yükseliyorsa cıvata vidası sağ helislidir (Şek.13.4a). Bunun tersi olan cıvatalar ise sol helisli vidaya sahiptir (Şek.13.4b). Makina endüstrisinde en çok sağ helis vida kullanılmaktadır. Sol helis vidaya sahip cıvatalar daha çok emniyet gerektiren yerlerde kullanılır. Örneğin sıvılaştırılmış petrol gazı (LPG) tüplerinin vanalarında bilinçsiz olarak gaza yol verilmemesi ve bileyici zımpara taşlarının dönme yönü nedeniyle çözülmemesi gibi yerlerde özellikle kullanılır.



Şekil 13.4

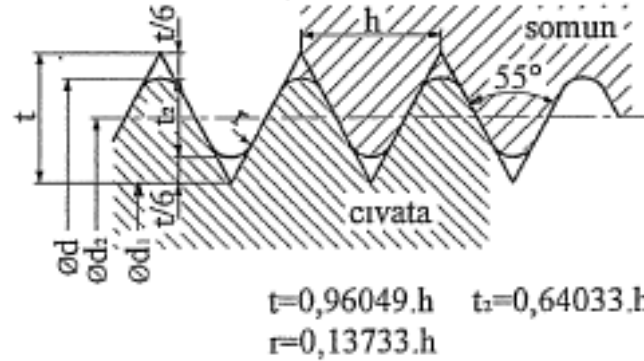
cıvatanın bir tam devir döndürülmesiyle aksenal doğrultuda alınan yola hatve (adım) demiştik. Bir devirde alınan yolu arttırmak amacıyla cıvata vidaları birden fazla ağızlı (çok ağızlı) olarak yapırlar (Şek.13.5). Bir ağızlı cıvata vidası ile alınan yol $h = a$ ise aynı cıvata vidası iki ağızlı yapıldığında alınan yol $h = 2 a$ ve üç ağızlı olması halinde $h = 3 a$ olacaktır. O halde çok ağızlı vidalarda ağız sayısı g ile gösterilirse hatve $h = g \cdot a$ olur.



Şekil 13.5 Vidalarda ağız sayısı

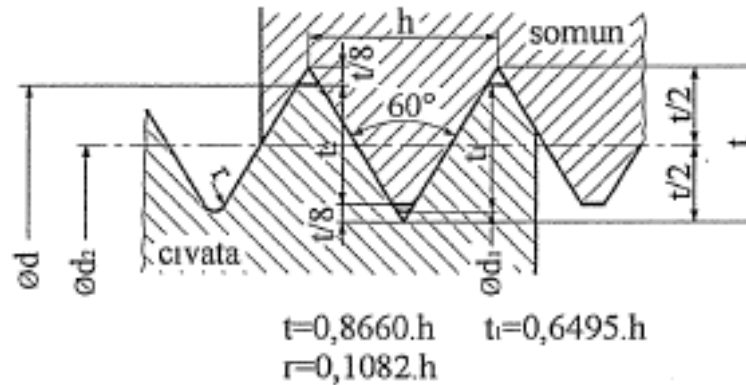
13.3. Vida Profilleri

Şekil 13.6'da görülen Whitworth vida profilinde diş kesiti, tepe açısı 55° olan ikizkenar bir üçgenden ibarettir. Dişlerin dipleri ve tepeleri üçgen yüksekliğinin $1/6$ 'sı kadar yuvarlatılmıştır. Bağlantı amacı ile kullanılan bir vida çeşididir.



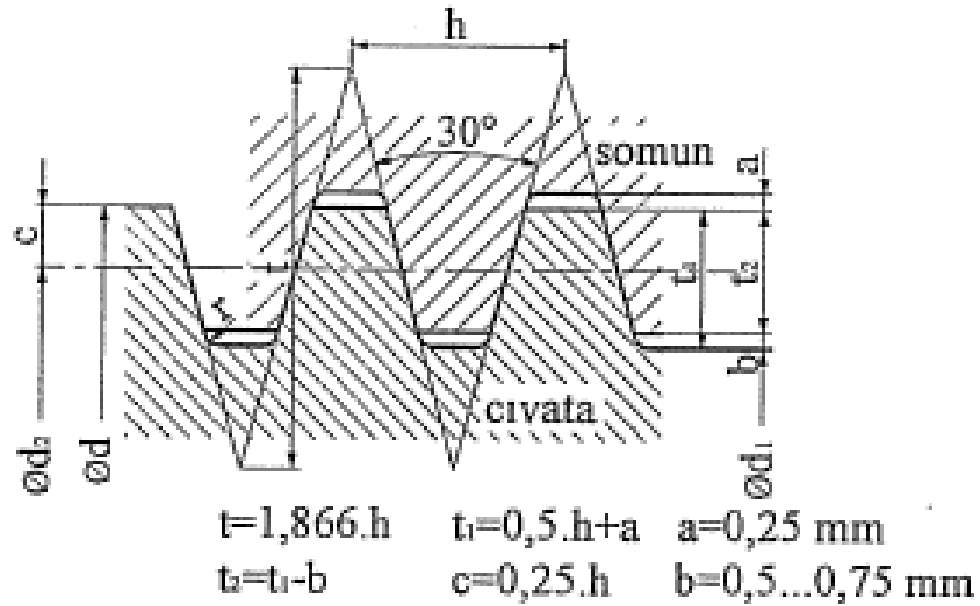
Şekil 13.6 Whitworth vida profili (TS 61/16)

En çok kullanılan üçgen vida profilini Metrik vidadır (Şek.13.7). Vida profilinin aksenal kesiti eşkenar üçgen olup tepe açısı 60° dir. Diş tepeleri, üçgen yüksekliğinin $1/8$ 'i kadar kırılmış; diş dipleri ise, çentik etkisini azaltmak ve üretimini kolaylaştırmak için, aynı oranda yuvarlatılmıştır.



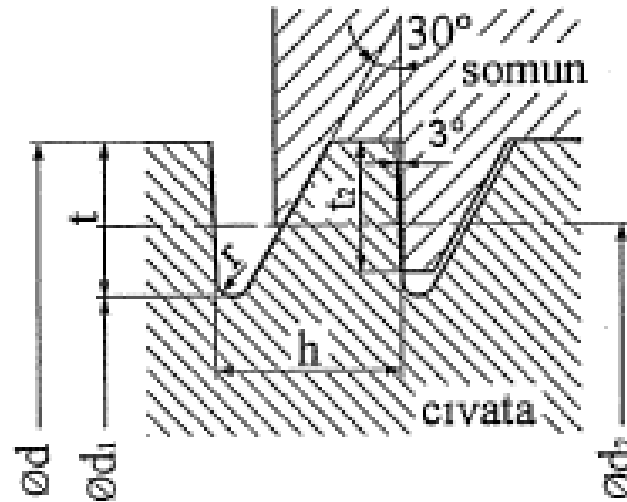
Şekil 13.7 Metrik vida profili (TS 61/1)

Makina endüstrisinde hareket iletimi ve her iki yönde aksenal kuvvet taşınması gerektiğinde trapez vida profili kullanılır (Şek.13.9). Diş başı boşluklu olup vidalar yan yüzeylerinden temas ederler. Tepe açısı 30° 'dir.



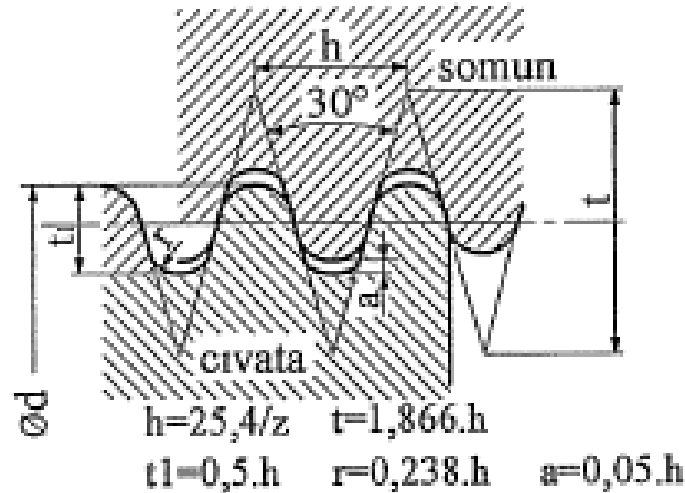
Şekil 13.9 Trapez vida profili (TS 61/23)

Tek yönlü etkiyen aksenal kuvvetlerin taşınmasında testere vida profili kullanılır. Diş tepeleri kılavuzlama görevi yaptığından cıvatanın diş başı çapı (d) ile somunun diş dibi çapı (D) $H9/h9$ toleransında işlenir (Şek.13.10). Aksenal yönde vida dişleri arasında uygun bir boşluk bırakılmalıdır. Tepe açısı 30° olup çalışan yüzeydeki eğim açısı 3° 'dir. Testere profilli vidalar hareket iletiminde de kullanılır.



Şekil 13.10 Testere vida profili (TS 61/31)

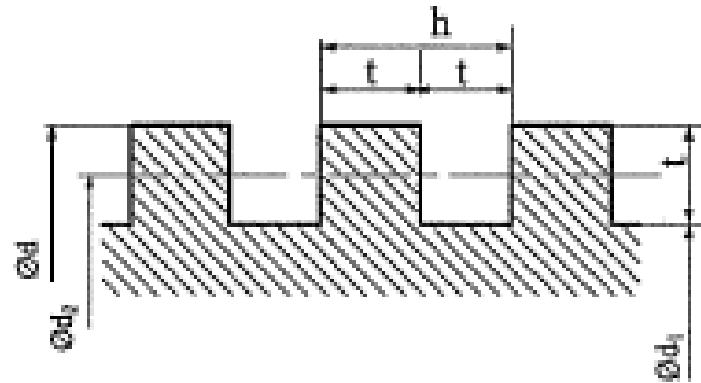
Diğer bir standart vida türü yuvarlak vidadır (Şek.13.11). Tepe açısı 30° olan bu vidalar özellikle tozlu topraklı ortamlarla korozyon ve paslanma gibi atmosferik etkilerin söz konusu olduğu yerlerde ve sık sık sökülüp takılması gereken hallerde (ömeğin yol makinaları, şişe kapakları, elektrik ampulleri vb.) oldukça yaygın kullanılır.



Şekil 13.11 Yuvarlak vida profili (TS 61/32)

İnce ayar mekanizmaları, optik aletler gibi yerlerde büyük dönme açılarında karşılık küçük aksel ilerleme olması istenir. Normal üçgen vidaların adımları bu tür işlerde amaca uygun olmamaktadır. Bunun yerine adımı daha küçük olan ince vidalar kullanılır. Böylece aynı vida çapında daha küçük vida adımı elde edilmiş olur. Bütün üçgen vidaların ince vida serileri de mevcut olup bunlar da standarttır.

Standart olmayan ve hareket iletiminde kullanılan kare vidalar isteğe bağlı olarak üretilmektedir. Vida çapı (d) ile hatve (h) arasında herhangi bir bağıntı yoktur (Şek.13.12).



Şekil 13.12 Kare vida profili

Cetvel 13.8 Vida sembollerini

Vida türü	Boyuttan önce Konacak sembol	Ana boyut	Örnek	TS numarası
Metrik vida	M	Diş başı çapı(mm)	M 30	61/1
Metrik ince vida	M	Diş başı çapı(mm) x hatve(mm)	M 80x1,5	61/9
Whitworth vidası	W	Diş başı çapı(inch) x hatve(mm)	W 2"x5,645	61/16
Trapez vida	Tr	Diş başı çapı(mm) x hatve(mm)	Tr 48x8	61/23
Testere vida	Tv	Diş başı çapı(mm) x hatve(mm)	Tv 100x12	61/30
Yuvarlak vida	Yv	Diş başı çapı(mm) x hatve(mm)	Yv 40x4,233	61/32
Boru dişi ve vidası	R	Borunun nominal çapı(iç çap)(mm)	R 1"	61/20
Özel durumlar				
Sol vida			M 14, sol	
Çok ağızlı vida		Örnek: 2 ağızlı	M 14, 2 ağızlı	
Çok ağızlı sol vida		Örnek: 3 ağızlı sol vida	M 28, 3 ağızlı, sol	

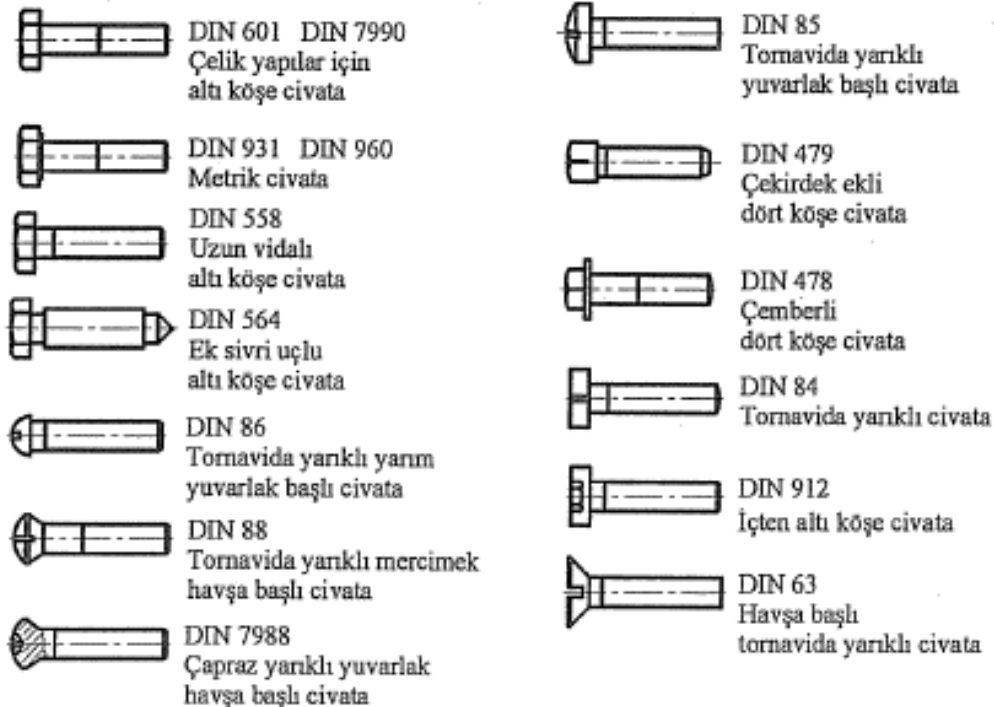
13.4. Cıvata ve Somun Tipleri

13.4.1. Cıvatalar

Cıvatalar; başlı cıvata, başsız cıvata (saplama) ve vidalı pim şeklinde gruplandırılabilir. En çok kullanılan başlı cıvatalara ait örnekler Şekil 13.13'de verilmiştir.

Cıvatalar standart elemanlar olduklarından baş şekline, açılan vidaya ve gövde uzunluklarına göre tanımlanırlar. Örneğin gövde uzunluğu 40 mm, diş başı çapı 10 mm ve Metrik altı köşe başlı bir cıvata: Altı köşe başlı M10x40 olarak gösterilir.

Altı köşe başlı cıvatalar en fazla kullanılan cıvata tipleridir. İçten altı köşe başlı (allen başlı cıvata) ile tornavida yarıklı cıvataların gömme başlı olanları bağlantıda az yer kapladığı ve dışarı çıkıntı yapmadığı için tercih edilirler.



Şekil 13.13 Standart cıvata tipleri

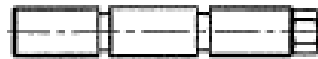
Başsız cıvata olarak isimlendirilen saplamalar, takılacakları yerlere özel anahtarlarla takılıp sıkıldıktan sonra üzerine diğer bir parça serbest geçirilip ve somunla bağlantı sonuçlandırılır. Bazı saplama tipleri Şekil 13.14'de görülmektedir.



DIN 833,835,836
938,939,940



kanallı saplama
DIN 834 , 835



cıvatalı saplama
DIN 2509



uzun milli ve cıvatalı
saplama DIN 2510

Şekil 13.14 Saplama

Vidalı pimler (Şek.13.15) genellikle bir göbeğin mil üzerine bağlanmasında emniyet elemanı, bir federin mil üzerine tespitinde veya merkezleme işlerinde kullanılır.



yarıklı vidalı pim
DIN 427



içten altı köşe başlı vidalı pim
DIN 913 , 914 , ,916

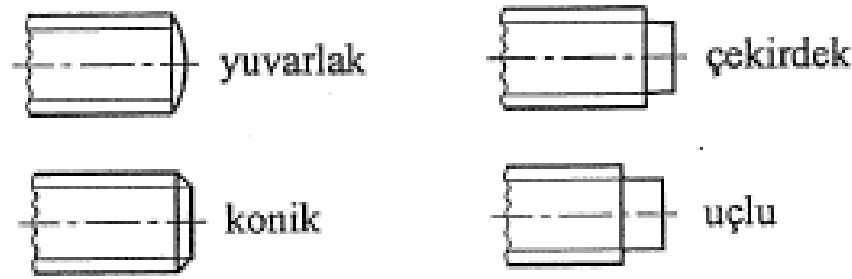


yarıklı ve uçlu vidalı
pim DIN 417



yarıklı boydan boya vidalı pim
DIN 438
DIN 551
DIN 553

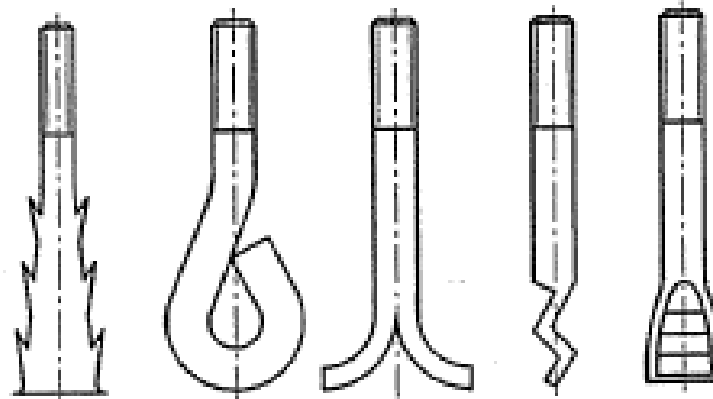
Şekil 13.15 Vidalı pimler



Şekil 13.16 Cıvata uçları

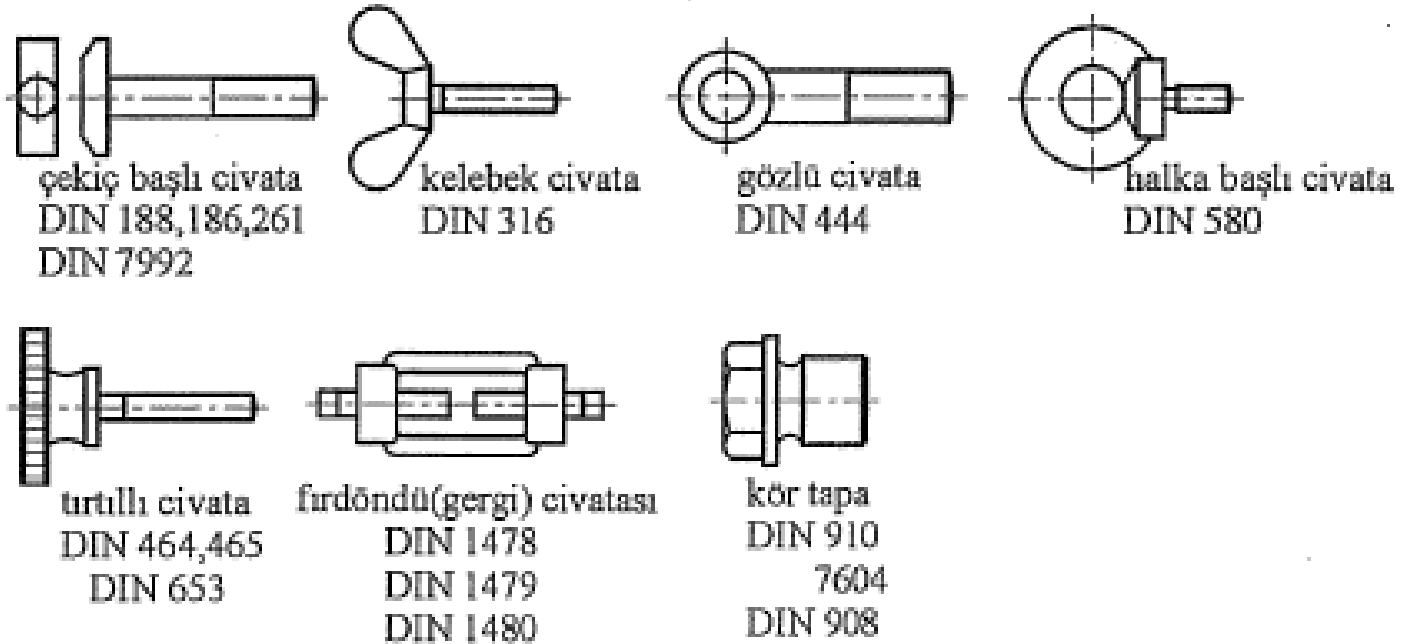
Cıvata uçları, kullanma yerine göre şekillendirilmekte beraber özel istekler dışında konik veya yuvarlak olarak yapılır (Şek.13.16).

Makinaların temele tespitinde beton cıvataları kullanılır (Şek.13.17). Beton içindeki uzunluklarının yeterli olmasına dikkat edilmelidir.



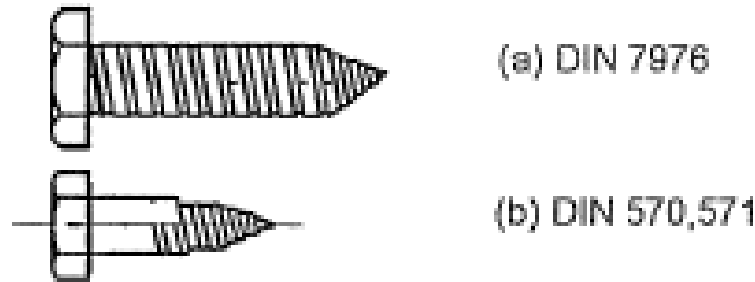
Şekil 13.17 Beton cıvataları

Özel amaçlar için kullanılan civatalar Şekil 13.18' de gösterilmiştir. Çekiç başlı civata, somunun sıkılması esnasında gövdenin dönmemesi için T şeklindedir. Kelebek başlı ve tırtıllı civatalar sık sık ve elle sökülüp takılan yerlerde kullanılır. Halka başlı ve gözlü civatalar dişli kutuları, elektrik motorları ve diğer makinaların taşınması ve montajında kolaylık sağlar. Halat germe tertibatı gibi yerlerde kullanılan firdöndü sisteminde biri sağ ve diğeri sol olmak üzere iki vida vardır. Kör tapa olarak kullanılan civatalar ise conta gibi işlenmiş faturası ile sızdırmazlık temin eder.



Şekil 13.18 Özel civata tipleri

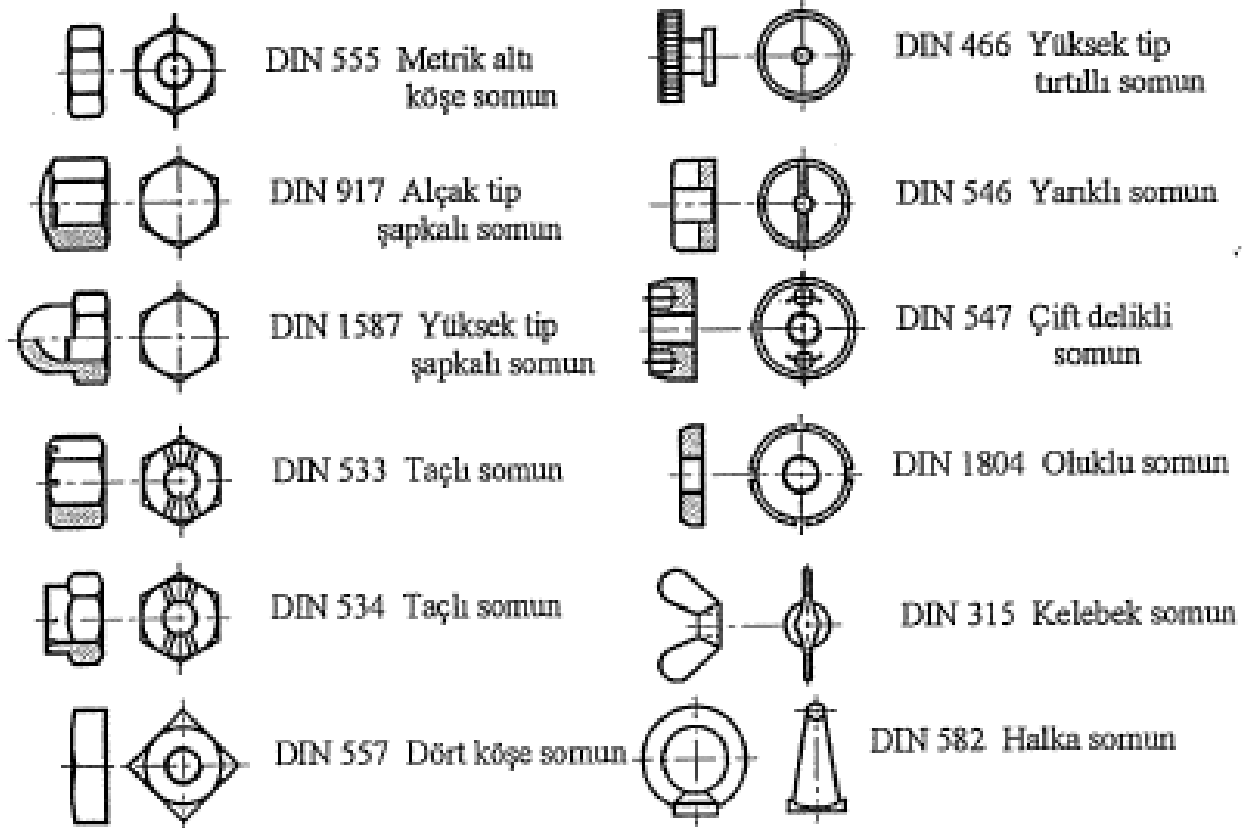
Sac bağlantıları ile ağaç işlerinde kullanılan sac ve ağaç cıvataları takıldıkları parçalardaki vida kanallarını kendileri açarlar (Şek.13.19). Takıldıkları yerde kolay ilerleyebilmeleri bakımından bunların hatveleri büyük yapılır.



Şekil 13.19 (a) Sac ve (b) ağaç cıvatası

13.4.2. Somunlar

Standart somun tiplerinden bazıları Şekil 13.20'de görülmektedir. Şapkalı somun, sıvı ve toza karşı sızdırmazlık işlerinde, tırtıllı ve kelebek somun elle söküp takmada, yer darlığı olan yerlerde ise yanklı ve delikli somunlar tercih edilmelidir. Ancak yanklı ve delikli somunlar özel anahtarlarla sıkılmalıdır.



Şekil 13.20 Standart somun tipleri

Kullanılacak cıvata ve somun tipinin seçiminde montaj olanakları önemli bir husustur. Sıkma işlemi çeşitli anahtarlar ve tornavidalarla yapılmaktadır (Şek.13.21).

Sıkma işleminde takım seçimi, çalışma sahasının durumuna ve sıkma için uygulanacak kuvvete göre yapılır. Sıkma işlemini yapan takım çok rahat döndürülebilmelidir.



Şekil 13.21 Cıvata ve somunların sıkılması

13.7. Cıvata Bağlantılarında Kuvvet ve Moment Durumları

13.7.1. Sıkma ve Çözme Momenti

Cıvata–somun bağlantısı bir ön gerilme kuvveti ($F_{\text{ön}}$) ile gerçekleşir. Bu kuvvet, somunun sıkılması esnasında cıvata ve somun dişleri arasında meydana gelir. Ön gerilme kuvvetinin oluşturduğu sıkma momenti ise; cıvata vidası ile somun vidası dişleri arasındaki sürtünme momenti (M_s) ve cıvata başı veya somun yüzeyi ile bağlanan parça arasındaki sürtünme momenti (M_o) toplamına eşittir. Yani toplam sıkma momenti

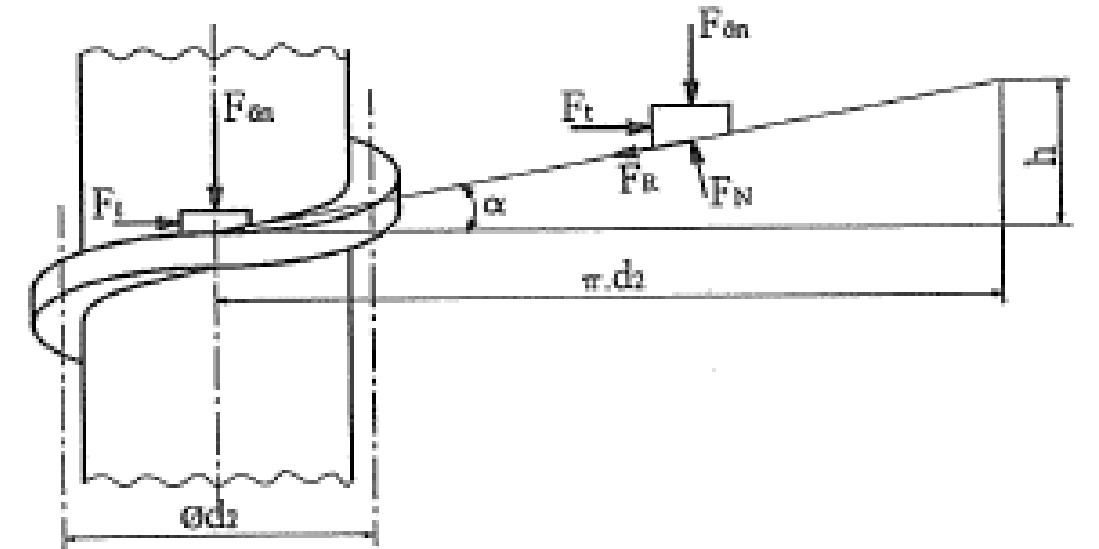
$$M_{\text{top}} = M_s + M_o$$

şeklindedir.

13.7.1.1. Vida Dişleri Arasındaki Sürtünme Momenti

Somunun sıkılması, dolayısıyla

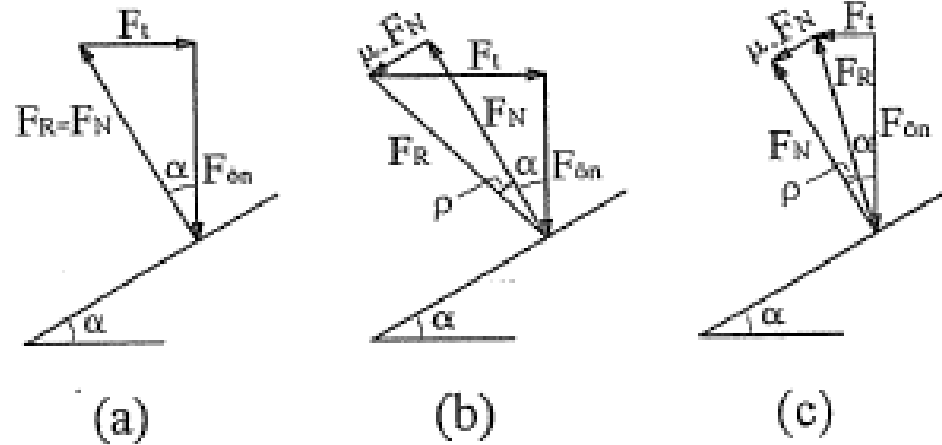
yükün eğik düzlem üzerindeki hareketi F_t çevre kuvveti (teğetsel kuvvet) ile sağlanmaktadır. Söz konusu olayı kare profilli bir vida dişinde ele alalım (Şek.13.23). Ön gerilme kuvveti F_{on} ile teğetsel kuvvet F_t ve bileşke kuvvet F_R her koşulda dengede olmalıdır.



Şekil 13.23 Somunun sıkılması

Somunun Sıkılması:

Yüzeyler arasında sürtünme olmadığı kabul edilirse normal kuvvet F_N ile bileşke kuvvet F_R üst üste düşer (Şek.13.24a)



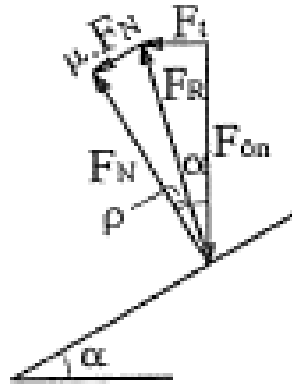
Şekil 13.24 Kare profilli vidada kuvvet durumları
a. Sürtünmesiz durumda somunun sıkılması
b. Sürtünmeli durumda somunun sıkılması
c. Sürtünmeli durumda somunun çözülmesi

Bu ideal durumda çevre kuvveti

$$F_t = F_{ön} \cdot \tan \alpha$$

dır. Sürtünmenin sıfır olması mümkün olmadığına göre harekete zıt yönde $\mu \cdot F_N$ değerinde bir sürtünme kuvveti sistem içinde düşünülmelidir (Şek.13.24b). Sürtünme katsayısı $\mu = \tan \rho$ olmak üzere sürtünme açısı ρ ise bu konumdaki çevre kuvveti

$$F_t = F_{ön} \cdot \tan (\alpha + \rho) \quad \text{kadar olmalıdır.}$$



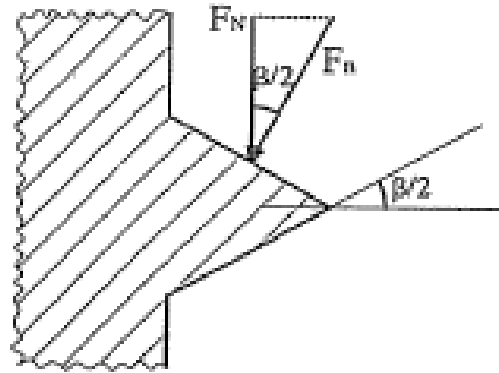
Somunun çözülmesi :

(c)

Eğik düzlem üzerinde yükün aşağıya hareketi söz konusu olduğundan yine harekete zıt yönde $\mu \cdot F_N$ sürtünme kuvveti mevcuttur (Şek.13.24c). Somunun sıkılması konumuna göre sürtünme kuvveti yön değiştireceğinden çevre kuvveti

$$F_t = F_{Gn} \cdot \tan (\alpha - \rho) \quad \text{olacaktır.}$$

Yukarıdaki eşitlikler kare profilli vida için yazılmıştır. Şayet tepe açısı $\beta \neq 0$ olan bir vida (örneğin üçgen veya trapez vida gibi) söz konusu ise, profil eğiminden dolayı vida yüzeyindeki normal kuvvet ve buna bağlı olarak sürtünme kuvveti değişecektir. Kare profilli vidadaki normal kuvvet F_N ve üçgen profilli vidadaki normal kuvvet F_n olsun (Şek. 13.25).



Şekil 13.25 Üçgen vidadaki kuvvet durumu

Bu iki kuvvet arasında

$$F_n = \frac{F_N}{\cos \beta/2}$$

eşitliği vardır. Kare profilli vidadaki sürtünme kuvveti $F_s = \mu \cdot F_N$ üçgen profilli vidadaki sürtünme kuvveti ise

$$F'_s = \mu \cdot F_n = \mu \cdot \frac{F_N}{\cos \beta/2} = F_N \cdot \frac{\mu}{\cos \beta/2}$$

şeklindedir. Burada $\mu' = \tan \rho' = \frac{\mu}{\cos \beta/2}$

yazılırsa, vida profilinin eğimi sürtünme katsayısının içinde göz önüne alınmış olur. Böylece daha önce yazılmış olan eşitliklerdeki μ yerine μ' (veya ρ yerine ρ') yazılmasıyla sıkma ve çözme durumları, tepe açısı $\beta \neq 0$ olan vidalarda

$$F_t = F_{an} \cdot \tan(\alpha \pm \rho') \quad \text{yazılabilir.}$$

Cıvata bağlantısına etkiyen aksenal yükü kaldırmak veya somunu belli bir ön gerilme kuvveti (F_{an}) ile sıkmak (veya çözmek) için gerekli moment, tepe açısı $\beta \neq 0$ vidalarda,

$$\begin{aligned} M_s &= F_t \cdot \frac{d_2}{2} \\ &= F_{an} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\alpha \pm \rho') \end{aligned}$$

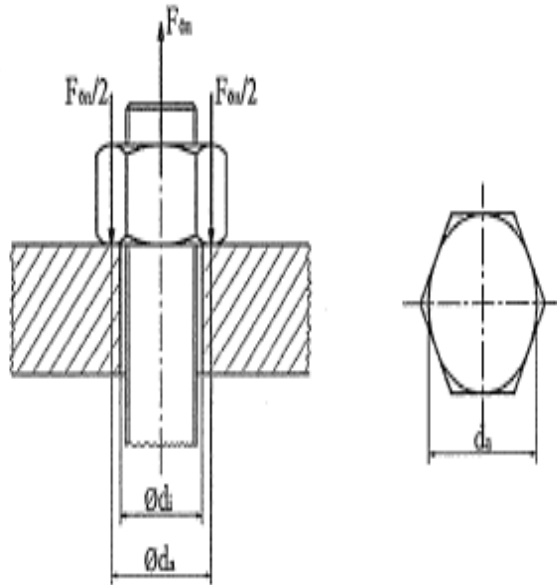
eşitliği ile hesaplanır. Burada d_2 –ortalama vida çapı olup $\beta = 0$ için (kare vida) ρ' yerine ρ alınmalıdır.

13.7.1.2. Somun Altı Sürtünmesi Momenti

Cıvata bağlantılarında sıkma ve sökme işlemi yapılırken, somunun veya cıvata başının bağlanan parçaya temas etmesinden itibaren temas yüzeyinde bir sürtünme meydana gelecektir. Bağlantıya gereken ön gerilmenin verilebilmesi için cıvata ve somun dişleri arasındaki sürtünme direncine ek olarak somun veya cıvata başı ile bağlanan parça arasındaki sürtünme direncinin de karşılanması gerekir.

Şekil 13.26'da somun (veya cıvata başının) temas çapı d_m ve cıvatanın geçmiş olduğu deliğin çapı d_i olmak üzere temas yüzeyinin ortalama çapı

$$d_m = \frac{d_a + d_i}{2}$$



Şekil 13.26 Somun altı sürtünmesi

olarak alınabilir. Standart somun veya cıvatalarda yaklaşık olarak bu büyüklük

$$d_m = 2r_m \cong 1,4d$$

alınabilir. Burada d -cıvatanın diş üstü çapıdır. Bu durumda somun altı sürtünmesini karşılayacak olan moment

$$\begin{aligned} M_o &= 2 \left(\mu_o \cdot \frac{F_{ön}}{2} \cdot r_m \right) \\ &= F_{ön} \cdot \mu_o \cdot r_m \end{aligned}$$

olarak bulunur. Burada μ_o -somun (veya cıvata başı) ile bağlanan parça arasındaki sürtünme katsayısıdır. Cıvata bağlantısının çözülmesi halinde bu momentin harekete ters yönde etki edeceği unutulmamalıdır.

13.7.1.3. Toplam Sıkma ve Çözme Momenti

Bir cıvata bağlantısında sıkma veya çözme işlemi için gerekli olan moment, cıvata ve somun vidası dişleri arasındaki sürtünme momenti (M_s) ile somun veya cıvata başı ile bağlanan parçaların temas yüzeylerindeki sürtünme momentinin (M_o) toplamından ibarettir.

Kare profilli vidalar tepe açısı ($\beta = 0$) için toplam sıkma ve çözme momentini

$$M_{s,\text{top}} = F_{\text{an}} \cdot \left(\frac{d_2}{2} \cdot \tan(\alpha \pm \rho) \pm \mu_0 r_m \right)$$

ve tepe açısı $\beta \neq 0$ olan vidalar için aynı eşitlik

$$M_{s,\text{top}} = F_{\text{an}} \cdot \left(\frac{d_2}{2} \cdot \tan(\alpha \pm \rho') \pm \mu_0 r_m \right) \text{ şeklindedir.}$$

Standart vidaların α helis eğim açıları 3° ve ρ sürtünme açıları ($\mu \approx 0,1$ için) 6° dolayındadır. Bu durumda küçük açılar için

$$\tan(\alpha \pm \rho) \cong \tan \alpha \pm \tan \rho \text{ eşitliği alınabilir.}$$

13.7.2. Kilitlenme (Otoblokaj)

Otoblokajın kelime anlamı kilitlenme veya kendi kendine çözülmemedir. Bir ön gerilme ile sıkılmış civata bağlantısının kendi kendine çözülmemesi bağlantının otoblokajlı olduğunu gösterir. Civata bağlantılarında bağlantının çözülmesi için bir kuvvet (veya moment) uygulanıyorsa bağlantı otoblokajlıdır. Yani çözme momenti sıfırdan küçükse bağlantıda otoblokaj vardır denir. Otoblokaj (kilitlenme) için somun altı sürtünmesi göz önüne alınmaz. O halde tepe açısı $\beta \neq 0$ olan vidada otoblokaj şartı

$$M_g = F_{\text{ön}} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\alpha - \rho') < 0$$

dır. Ancak burada $F_{\text{ön}}$ ve d_2 değerleri sıfırdan küçük olamayacağına göre

$$\tan(\alpha - \rho') < 0$$

olmalıdır. Ayrıca küçük açılarda açılann tangent değeri yerine radyan değeri ile işlem yapılırsa büyük bir hata yapılmamış olur. Bu durumda

$$\alpha < \rho'$$

olmaktadır. Görüldüğü gibi civata bağlantılarının otoblokajlı olabilmesi için (α) helis eğim açısının (ρ') sürtünme açısından küçük olması gerekmektedir.

13.7.3. Verim

Verim, alınan işin (faydalı iş) verilen (sarfedilen) işe oranıdır.

a) Döndürme momentinden doğrusal hareket oluşturmada

Cıvata bağlantısında sarfedilen iş; sıkma momentini bir tam devir (2π) kadar döndürmektedir. Yani

$$W_s = M_s \cdot (2\pi)$$

Alınan iş ise; F_{on} kuvvetinin h mesafede yaptığı iş olur ki bu durum cıvatanın F_{on} yükü altında yaptığı ilerlemedir. Söyleneni formüle edersek

$$W_f = F_{on} \cdot h$$

O halde verim

$$\eta = \frac{W_f}{W_s} = \frac{F_{on} h}{F_{on} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\alpha + \rho') \cdot 2\pi}$$

Burada $\tan \alpha = h / \pi d_2$ olduğuna göre

$$\eta = \frac{\tan \alpha}{\tan(\alpha + \rho')} \quad \text{olur.}$$

b) Doğrusal hareketten döndürme momenti oluşturmada

Bu durumda verimin hesaplanabilmesi için, vidanın otoblokajsız olması ($\alpha > \rho'$) gerekmektedir. Böylece uygulanan aksenal çözme kuvveti bir döndürme momenti oluşturur.

$$\text{Sarfedilen iş : } W_s = F_{\text{an}} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\alpha - \rho') \cdot 2\pi$$

$$\text{Faydalı iş : } W_f = F_{\text{an}} \cdot h$$

yazılımlarından verim $\eta' = \frac{W_f}{W_s} = \frac{\tan(\alpha - \rho')}{\tan \alpha}$ olur.

Otoblokajlı bir vidada sınır durumunda $\alpha = \rho'$ için verim, küçük açılarda $\tan(\alpha + \rho') = \alpha + \rho' = 2\alpha$ alınabileceğinden,

$$\eta = \frac{\tan \alpha}{\tan(\alpha + \rho')} = \frac{\alpha}{2\alpha} = \frac{1}{2} = 0,5$$

olur. Buna göre otoblokajlı bir vidada verim en fazla % 50 dir.

$$z = \frac{F_{\sigma n}}{\pi \cdot d_2 \cdot t_2 \cdot p_{em}}$$

eşitliğinin her iki tarafı hatve (vida adımı) ile çarpılırsa somun yüksekliği

$$m = z \cdot h = \frac{F_{\sigma n}}{\pi \cdot d_2 \cdot t_2 \cdot p_{em}} \cdot h$$

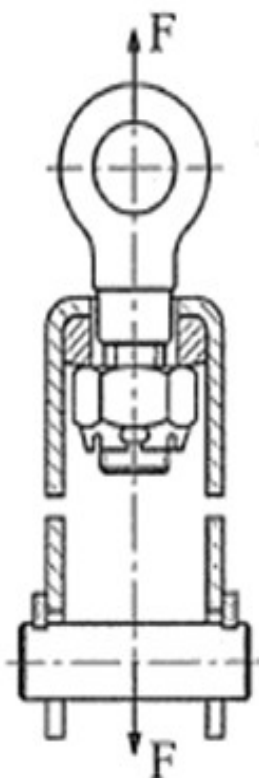
bulunur. Buradaki $m = z \cdot h$ değeri bağlantıda kullanılması gereken somun yüksekliği veya civatanın parçaya vidalanma derinliğidir. Pratikte standart çelik civataların somun yükseklikleri Cetvel 13.11'deki gibi alınabilmektedir. Cetveldeki σ_{Ak} değeri, civata malzemesinin akma sınırını göstermektedir.

Cetvel 13.11 Çelik civatalarda somun yükseklikleri

Civata	Somun veya karşı parça	Somun yüksekliği (m)	Emniyetli yüzey basıncı (p_{em})
Çelik	Çelik, dökme çelik, bronz	(0,8...1).d	0,25. σ_{Ak}
Çelik	Kır dökme demir, temper döküm	(1,3...1,5).d	0,15. σ_{Ak}
Çelik	Hafif metal	(2...2,5).d	0,10. σ_{Ak}

13.8.1.2. Yüksüz Sıkılan Cıvatalar

Bağlantı yapılırken somun veya cıvataya herhangi bir yükün etki etmediği durumdur. Yani cıvata-somun bağlantısı yapılırken bir aksenal kuvvet ($F_{\text{ön}}$) oluşmaz veya herhangi bir aksenal yük kaldırılmaz. Bu tür cıvatalar için kaldırma makinalarının kanca bağlantıları veya Şekil 13.28'de görülen askı tertibatları örnek gösterilebilir.



Sisteme uygulanan işletme kuvveti F , cıvataı çekmeye zorlar.
Çekme gerilmesi

$$\sigma_c = \frac{F}{\pi \cdot \frac{d_1^2}{4}} \leq \sigma_{em}$$

eşitliği ile hesaplanır. Helis eğiminden dolayı eksene dik doğrultudaki kesitin, diş dibi kesitinden daha büyük olması ayrı bir emniyet sağlamaktadır

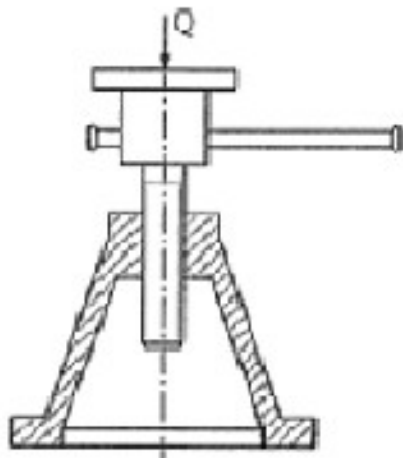
Bu kesit

$$A_s = \frac{\pi}{4} \left(\frac{d_1 + d_2}{2} \right)^2 \quad \text{şeklinde bulunabilir.}$$

Şekil 13.28 Yüksüz sıkılan cıvata

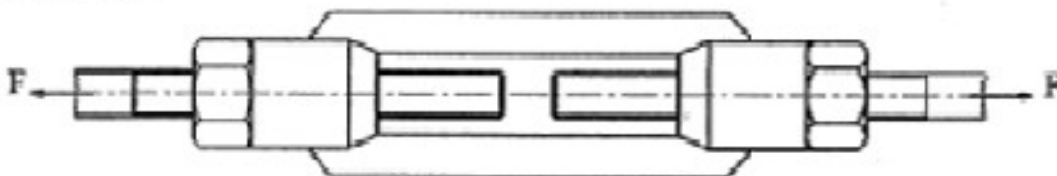
13.8.1.3. Yük Altında Sıkılan Cıvatalar

Cıvatanın sıkılması esnasında aksenal bir yükün kaldırılması söz konusu olabileceği gibi bağlantının belli bir ön gerilme kuvveti ($F_{ön}$) ile sıkılması da gerekebilir. Örneğin bir yük kaldırma krikosunda olduğu gibi cıvata yük altında sıkılıyorsa cıvatada hem basma hem burulma gerilmeleri meydana gelir (Şek.13.30).



Şekil 13.30 Atelye krikosu

Bir halat germe tertibatının cıvatasında ise hem çekme hem de burulma gerilmesi vardır (Şek.13.31).



Şekil 13.31 Halat germe tertibatı

Cıvata ön gerilme kuvveti etkisinde çekmeye (veya basmaya)

$$\sigma_{c,b} = \frac{F_{on}}{\pi \cdot \frac{d_1^2}{4}}$$

ve sıkma momenti etkisinde burulmaya

$$\tau_b = \frac{M_s}{\pi \cdot \frac{d_1^3}{16}}$$

zorlanır. Somun altı sürtünmesi momenti cıvataya etkilediğinden hesaba katılmaz. Bu durumda cıvatadaki bileşik gerilme, maksimum şekil değiştirme enerjisi varsayımına göre,

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{c,b}^2 + 3\tau_b^2} \leq \sigma_{cm}$$

eşitliği ile hesaplanır.

Cıvata bağlantısı bir ön gerilme kuvveti ($F_{ön}$) ile gerçeklenmekle beraber daha sonra sisteme bir işletme kuvveti (F_{iz}) uygulandığını varsayalım. Statik bir işletme kuvveti söz konusu ise toplam kuvvet etkisinde sadece çekme (veya basma) zorlanması

$$\sigma_{ç,b} = \frac{F_{top}}{\pi \cdot \frac{d_1^2}{4}} \leq \sigma_{esm}$$

göz önüne alınır. Çünkü sıkma esnasında oluşan burulma gerilmesi hem oldukça küçüktür hem de işletme esnasında kuvvetler değişeceğinden burulma gerilmesi yok olabilmektedir.

Cıvata bağlantısında değişken bir işletme kuvveti söz konusu ise hesaplar değişken zorlanmaya göre yapılmalıdır. Cıvataya gelen kuvvetlerin en büyük ve en küçük büyüklükleri

$$F_{maks} = F_{top} = F_{ön} + F_z \quad \text{ve} \quad F_{min} = F_{ön}$$

şeklindedir. Burada F_z -işletme kuvveti nedeniyle cıvataya gelen ek (zam) kuvvettir

Cıvataya etkiyen ortalama kuvvet ve kuvvet genliği

$$F_m = \frac{F_{maks} + F_{min}}{2} \quad \text{ve} \quad F_g = \frac{F_{maks} - F_{min}}{2}$$

olmaktadır. Buna bağlı olarak ortalama gerilme ve gerilme genliği

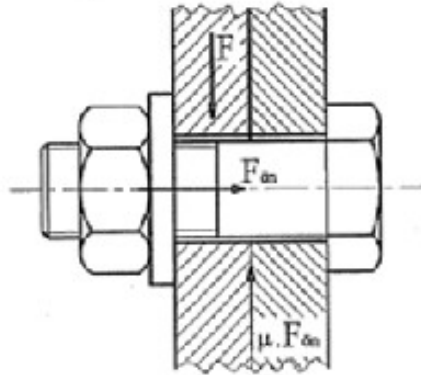
$$\sigma_m = \frac{F_m}{\pi \cdot \frac{d_1^2}{4}} \quad \text{ve} \quad \sigma_g = \frac{F_g}{\pi \cdot \frac{d_1^2}{4}}$$

olarak bulunur. burada $\sigma_g \leq \sigma_{em}$ bağıntısı kontrol edilmelidir.

13.8.1.4. Kesme Gerilmesi

Cıvatalar hiçbir koşulda kesme zorlanması etkisinde bırakılmamalıdır. Elde olmayan nedenlerle cıvatanın kesme etkisinde kalması söz konusu ise cıvata bağlantısı özel olarak şekillendirilmelidir. Cıvata eksenine dik doğrultuda gelen kesme kuvvetini karşılamak üzere şekillendirilen bağlantılar için iki yol izlenmelidir. Birincisinde cıvata, bağlanacak parçalardan serbest geçirilir. Somunun sıkıştırılmasıyla oluşturulan ön gerilme kuvveti, sisteme bir işletme kuvveti uygulandığında, yüzeyler arasında bir sürtünme kuvveti meydana getirir ki bağlanan parçalar birbirine göre hareket edemez ve dolayısıyla cıvata gövdesinde bir kesme etkisi yaratamaz (Şek.13.32).

Sıkılan parçaların birbirine göre hareket etmemesi (birbiri üzerinde kaymaması) için



Şekil 13.32 Cıvatanın kesilmeye zorlanması

$$\mu \cdot F_{\text{ön}} \geq F$$

veya $k > 1$ olmak üzere

$$\mu \cdot F_{\text{ön}} = k \cdot F \quad \text{yazılabilir.}$$

Böylece cıvatanın

$$F_{\text{ön}} = k \cdot \frac{F}{\mu} \quad \text{değerindeki bir ön gerilme kuvveti ile sıkılması gerektiği ortaya çıkar.}$$

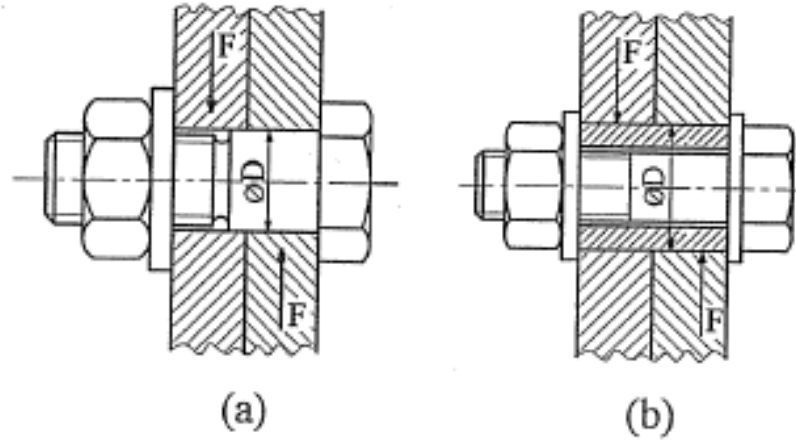
Bu şekilde

yapılan bir bağlantıda cıvata, ön gerilme kuvveti nedeniyle çekmeye ve sıkma momenti nedeniyle de burulmaya zorlanacağından, bileşik gerilmeye göre kontrol edilmelidir.

Eksenine dik kuvvet etkisindeki cıvata bağlantısının şekillendirilmesinde ikinci olarak cıvata, bağlanacak parçalardan boşluksuz olarak geçirilir. Bu iş için ya faturalı cıvata kullanılır veya bağlantıda, kesme kuvvetlerini alacak bir burç kullanılır (Şek.13.33).

Bu durumda cıvata veya kesme burcu kesilme etkisinde kalacaktır.

Kesme gerilmesi



Şekil 13.33 Kesme kuvvetinin karşılanması
a. Faturalı cıvata kullanılması
b. Kesme burcu kullanılması

$$\tau_k = \frac{F}{\pi \cdot \frac{D^2}{4}} \leq \tau_{em} \quad \text{eşitliğinden hesap edilir}$$

Ayrıca cıvata ile delik veya kesme burcu ile delik arasındaki yüzey ezilmesi

$$p = \frac{F}{s \cdot D} \leq p_{em} \quad \text{eşitliği ile kontrol edilmelidir.}$$

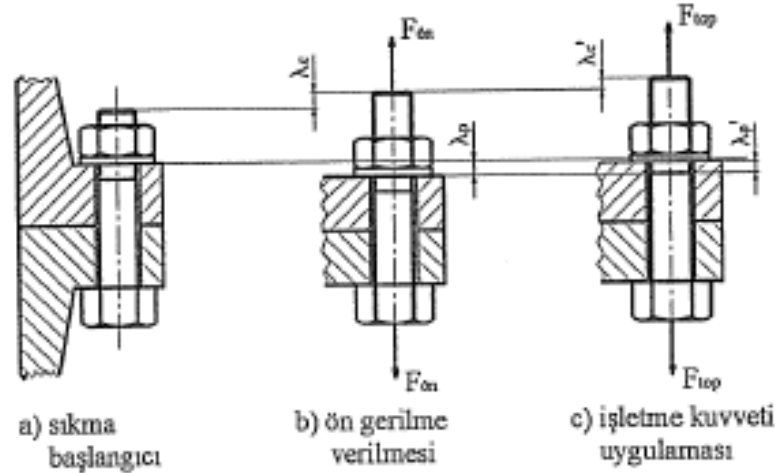
Burada s-bağlanan parçalardan ince olanın kalınlığıdır.

13.8.2. Dinamik Yük Etkisi

13.8.2.1. Ön Gerilme ve Ön Gerilme Etkisi

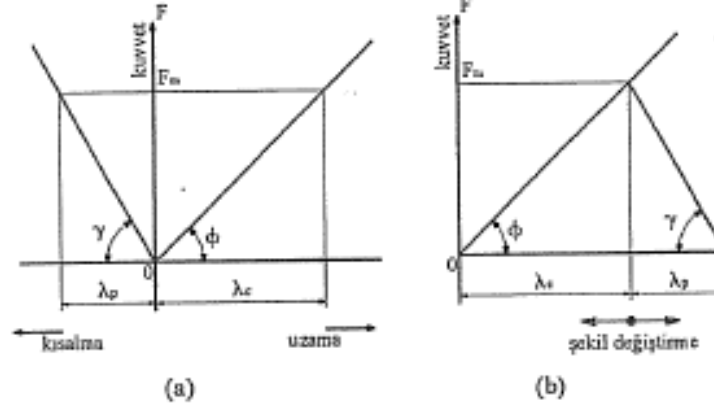
Belirli bir ön gerilme kuvveti ile sıkılan cıvata bağlantılarına, çalışma sırasında, bir işletme kuvveti ($F_{i\dot{p}}$) etki ediyorsa bu durumda hesaplama ve boyutlandırma sürekli mukavemete göre yapılmalıdır.

Şekil 13.34' deki flenş bağlantısında sıkma sonucu $F_{ön}$ gibi bir ön gerilme kuvveti meydana gelir. Bu durumda sıkılan parçalar kısalır (büzülür) ve buna karşılık cıvata uzar. Sıkılan parçaların kısalması λ_p ve cıvatanın uzaması λ_c ile gösterilirse, elastik bölgedeki şekil değişimleri için, Hooke kanununa göre kuvvet



Şekil 13.34 Cıvata bağlantısında şekil değişimi

ile şekil değişimleri arasındaki bağıntı bir diyagram haline getirilebilir (Şek.13.35).



Şekil 13.35 a. Cıvata bağlantısında kuvvet-şekil değiştime durumu,
b. Ön gerilme üçgeni

Hooke kanununa göre kuvvetle uzamalar orantılı olduğuna göre

$$\tan \phi = \frac{F_{ön}}{\lambda_c} \quad \text{ve} \quad \tan \gamma = \frac{F_{ön}}{\lambda_p}$$

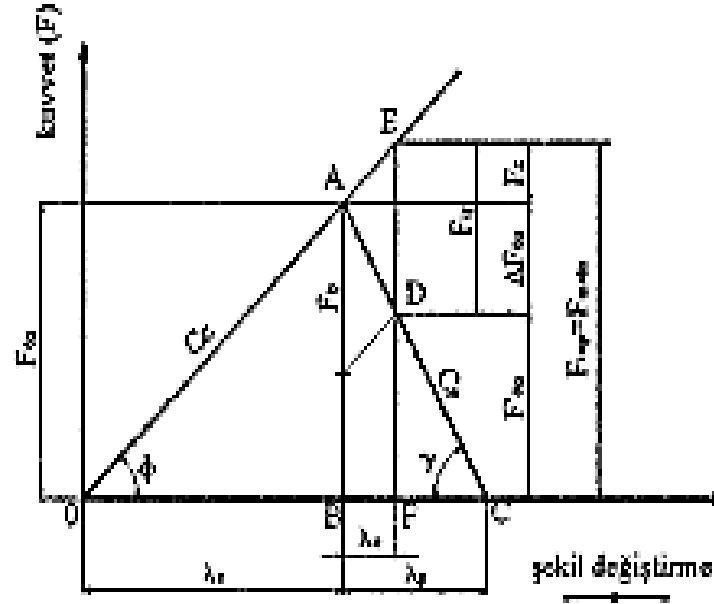
eşitlikleri yazılabilir. Şekil değiştime-kuvvet bağıntısına sistemin karakteristiği adı verilirse karakteristiğin eğim açısı sistemin rijitliğini veya yaylanma sayısını gösterir. Yani cıvatanın yaylanma rijitliği

$$C_c = \tan \phi = \frac{F_{ön}}{\lambda_c}$$

ve sıkılan parçaların yaylanma rijitliği

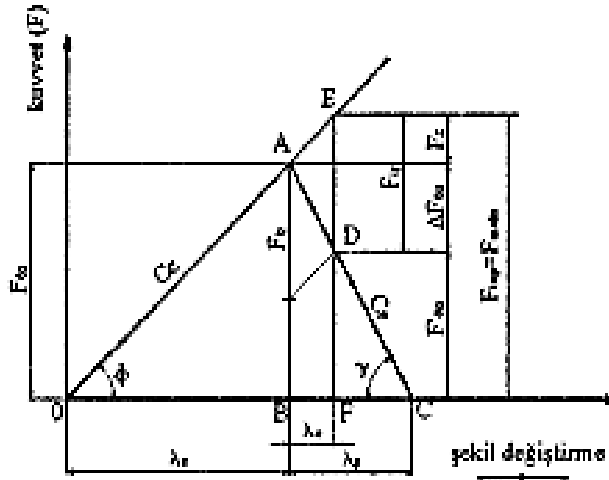
$$C_p = \tan \gamma = \frac{F_{ön}}{\lambda_p} \quad \text{olmaktadır.}$$

Ön gerilme üçgeninden de kolayca görülebileceği gibi bağlantıya işletme kuvveti (F_{12}) etkisinde civataya elkiyen toplam kuvvet F_{top} değerine çıkmakta, buna karşı sıkılan parçalardaki toplam kuvvet F'_{on} değerini almaktadır. İşletme kuvveti nedeniyle civataya gelen ek kuvvete (F_2) zam kuvvet adı verilir. Yine işletme



Şekil 13.36 İşletme kuvveti etkisinde ön gerilme üçgeni

kuvveti etkisinde sıkılan parçalardaki F'_{on} kuvvetine kalan ön gerilme kuvveti denir. O halde işletme kuvvetinin bir kısmı sıkılan parçaları etkiler ve ön gerilmeyi azaltır. Şekil 13.36'da görülen bu kuvvete de $\Delta F'_{on}$ kayıp ön gerilme kuvveti adı verilmektedir.



Ön gerilme üçgenine göre civatadaki toplam kuvvet

$$F_{top} = F_{maks} = F_{ön} + F_z \quad \text{ve} \quad F_{min} = F_{çb}$$

Sıkılan parçalardaki kalan ön gerilme

$$F_{min} = F'_{ön} = F_{ön} - \Delta F_{ön} \quad \text{ve} \quad F_{maks} = F_{ön}$$

Kayıp ön gerilme kuvveti

$$\Delta F_{ön} = F_{iç} - F_z \quad \text{olarak yazılabilir.}$$

Diğer taraftan ön gerilme üçgenine göre

$$\lambda_p = \frac{F_z}{C_p} = \frac{\Delta F_{ön}}{C_p}$$

olduğu görülür. Buradan

$$\Delta F_{ön} = F_z \cdot \frac{C_p}{C_e} \quad \text{eşitliği}$$

$$\Delta F_{ön} = F_{iç} - F_z$$

eşitliğinde yerine yazılırsa zam kuvvet için

$$F_z = F_{iç} \cdot \frac{C_e}{C_e + C_p} \quad \text{veya}$$

$$F_z = F_{iç} \cdot \frac{1}{1 + C_p / C_e}$$

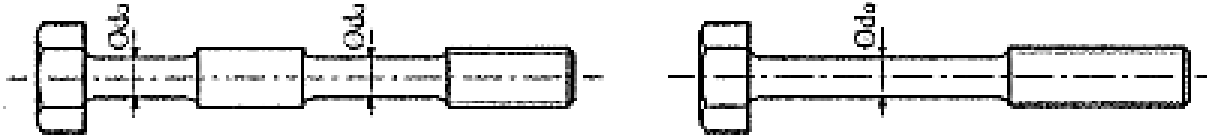
bağıntısı bulunmuş olur.

$$F_g = \frac{F_{maks} - F_{min}}{2} = \frac{F_{maks} - F_{ön}}{2} = \frac{F_z}{2}$$

olduğuna göre civatanın ömrü bu ek kuvvetin büyüklüğüne bağlıdır. Yukarıdaki F_z eşitliğinden de görülebileceği gibi, değişken işletme kuvveti nedeniyle, civataya gelen zam kuvvet civata ve sıkılan parçaların rijitliklerine bağlıdır. Eşitliklerin incelenmesinden de anlaşılacağı gibi civatanın elastikliği ne kadar fazla ise zam kuvvet o kadar küçük olacaktır.

Eksenel kuvvet etkisindeki bir çubukta gerilme ve boyutsuz uzama

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad \text{ve} \quad \varepsilon = \frac{\Delta l}{l_0}$$



Şekil 13.38 Uzar civata

ve elastik bölgede Hooke kanununa göre

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E}$$

yazılabilir. Bu eşitliklerden söz konusu çubuğun yaylanma rijitliği

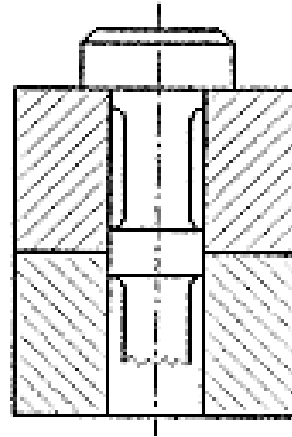
$$C = \frac{F}{\Delta l} = \frac{A \cdot E}{l}$$

olarak bulunur. O halde ön gerilmeli civatadaki yaylanma rijitliği ise

$$C_c = \frac{A_c \cdot E_c}{l_c} \quad \text{eşitliği ile hesaplanır.}$$

Yatlanma rijitliğinin (C_c) küçük olabilmesi için cıvata kesintinin (A_c) küçük ve cıvata boyunun (l_c) uzun olması gerekmektedir. Yüksek kaliteli cıvataların küçük kesitte yapılması olanak dahilindedir. Çentik etkisi nedeniyle belirli değerlerin altına düşürülemeyen cıvata çapı, vida kısmı dışında, gövde çapı $(0,6... 0,8).d$ dolayında inceltilir.

Uzun cıvataların fatura kısmı, bağlanan parçaların ayrılma yüzeylerine getirilerek faturalı cıvata gibi kesme kuvvetleri de taşınabilir (Şek.13.39).



Şekil 13.39

Ön gerilmeli cıvata bağlantılarında; özellikle yüksek basınç etkisi altındaki kazan, tank, boru ve motorların silindir kapakları gibi yerlerde sızdırmazlık ön plandadır. Sızdırmazlık işlemi sisteme verilen ön gerilme kuvveti ile temin edilir. Çünkü işletme kuvveti etkilediğinde sistemde halen bir ön gerilme (F'_{on} -kalan ön gerilme) bulunmalıdır. Bu şekilde sıkılan parçalarda bir deformasyon meydana gelecek, dolayısıyla sızdırmazlık sağlanacaktır. Sızdırmazlığı sağlamak için gerekli şart

$$F'_{on} = F_{on} - \Delta F_{on} > 0$$

veya

$$F_{on} > \Delta F_{on}$$

olmalıdır. Sistemdeki kayıp ön gerilme kuvveti

$$\Delta F_{on} = F_{iz} - F_z$$

eşitliği nedeniyle zam kuvvete, dolayısıyla cıvata ve sıkılan parçaların yaylanma rijitliklerine bağlıdır. Kayıp ön gerilmenin küçük olabilmesi, F_z kuvvetinin büyük olmasını gerektirir. Cıvatadaki zam kuvvetin büyük olması ise sistemdeki sıkılan parçaların esnek olmasını (özellikle kullanılan contaların esnek olmasını) gerektirmektedir. Ancak yukarıda gördük ki cıvatanın ömrü bakımından zam kuvvetin, dolayısıyla kuvvet genliğinin küçük olması zorunludur. |

ön gerilmeli cıvata bağlantılarının iki önemli özelliği olduğu söylenebilir :

- 1.Cıvataya gelen ek kuvveti (değişken etkiyen zam kuvveti) azaltarak cıvatanın, dolayısıyla bağlantının ömrü artırılır,
- 2.Yüksek basınç etkisinde sızdırmazlık temin edilir.

14. CIVATA PROBLEMLERİ

Problem 14.1

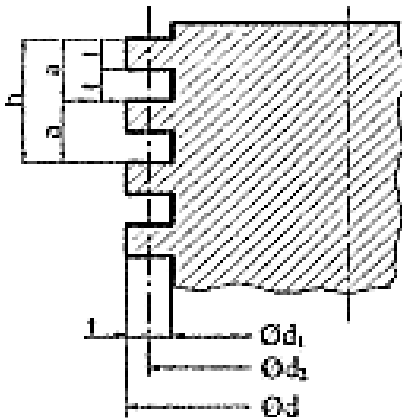
Bir baskı presinin kare vidasına ait ölçü ve özellikler şöyledir:

Vida ortalama çapı	: $d_2 = 66,6$ mm
Vida diş derinliği	: $t = 8$ mm
Vida ağız sayısı	: $g = 2$
Emniyetli yüzey basıncı	: $p_{em} = 200$ daN/cm ²
Presin en büyük basma gücü (vidaya aksenal olarak gelen en büyük kuvvet)	: $Q = 200$ kN
Verilen bu büyüklüklere göre;	

- Vidanın aksenal kesitini yarı görünüşte kroki olarak çiziniz. Bu krokide gerekli büyüklükleri gösteriniz.
- Bu preste kullanılan somunun yüksekliği en az ne olmalıdır?

Çözüm 14.1

a) Vidanın aksenal kesiti



Burada

$$a = 2 \cdot t = 2 \cdot 8 = 16 \text{ mm}$$

$$h = 2 \cdot a = 2 \cdot 16 = 32 \text{ mm (hatve = adım)}$$

$$d_2 = 66,6 \text{ mm}$$

$$d = d_2 + t = 66,6 + 8 = 74,6 \text{ mm (vida çapı)}$$

$$d_1 = d_2 - t = 66,6 - 8 = 58,6 \text{ mm (diş dibi çapı)}$$

b) Somun yüksekliği

$$m = \frac{F_{en} \cdot \frac{h}{g}}{\pi \cdot d_2 \cdot t_2 \cdot p_{em}}$$

Burada $F_{en} = Q = 20000$ daN ve $t_2 = t = 8$ mm alınacağına göre

$$m = \frac{20000 \cdot \frac{32}{2}}{\pi \cdot 66,6 \cdot 8 \cdot 2} = 95,6 \text{ mm}$$

Böylece somun yüksekliği olarak $m = 100$ mm değeri alınabilir.