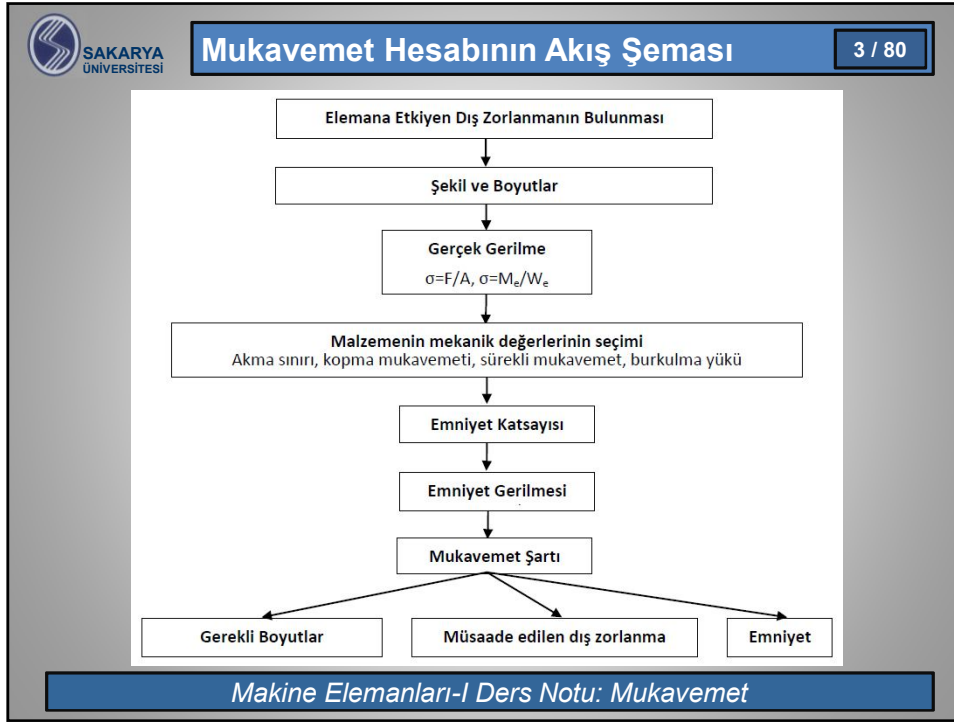


MUKAVEMET

SAKARYA ÜNİVERSİTESİ MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ BÖLÜMÜ
MAKİNE ELEMANLARI-I DERS NOTU

- 1) Elemana etkiyen dış kuvvet ve momentlerin, bunların oluşturduğu zorlanmaların cinsinin (çekme-basma, kesme, eğilme, burulma), büyüklüğünün, doğrultusunun ve değişiminin (statik, dinamik) belirlenmesi.
- 2) Elemanda oluşan gerilmelerin ve statik-dinamik eşdeğer mukayese gerilmelerinin belirlenmesi.
- 3) Malzemenin mekanik değerlerinden emniyet gerilmesinin tayini.
- 4) Elemanda oluşan en büyük gerilme (veya eşdeğer gerilme) ile emniyet gerilmesinin karşılaştırılması. Üç hal söz konusudur:
 - a) Verilen dış zorlamalara göre elemanın boyutlandırılması
 - b) Verilen boyutlara göre emniyetle karşılanabilecek dış zorlamaların bulunması
 - c) Verilen boyutlara ve dış zorlamalara göre emniyet katsayısının hesabı

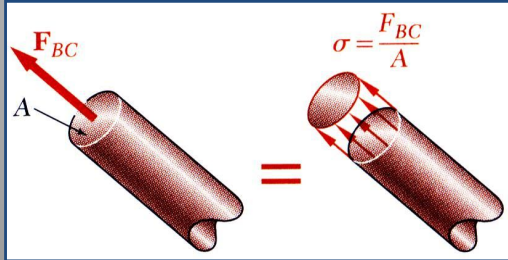


SAKARYA
UNİVERSİTESİ

Gerilme (stress) 4 / 80

Mühendislikte kullanılan malzemelerin, deneyler sonucu belirlenmiş, güvenli olarak taşıyabilecekleri bir **iç kuvvet yoğunluğu** değeri vardır. Gerilme (stres) adı verilen bu iç kuvvet yoğunluğunun değeri kuvvetin kesite oranıdır.

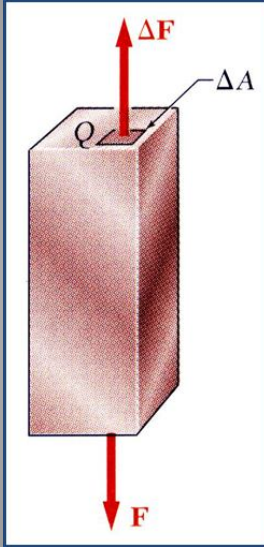
Örneğin: $F = 50 \text{ kN}$ ve $d = 20 \text{ mm}$ için ortaya çıkan gerilme:



$$\sigma_{BC} = \frac{P}{A} = \frac{50 \times 10^3 \text{ N}}{\pi \times (10 \cdot 10^{-3})^2 \text{ m}^2}$$

$$\sigma_{BC} = 159 \text{ MPa}$$

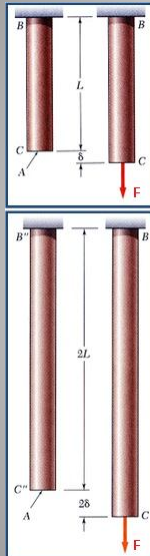
Makine Elemanları-I Ders Notu: Mukavemet



Ortalama gerilmenin hesaplanması genellikle yeterli fikir verir. Bir noktadaki noktasal gerilme ortalama gerilmeden farklı olabilir ve bulunması daha ayrıntılı çözümlere gerektirir.

$$\sigma = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta F}{\Delta A} \quad \sigma_{ave} = \frac{F}{A}$$

Ele alınan yüzeye dik olarak ortaya çıkan gerilme **Normal Gerilme**, yüzeye paralel olarak ortaya çıkan gerilme ise **Kesme (kayma) Gerilmesi** olarak adlandırılır.



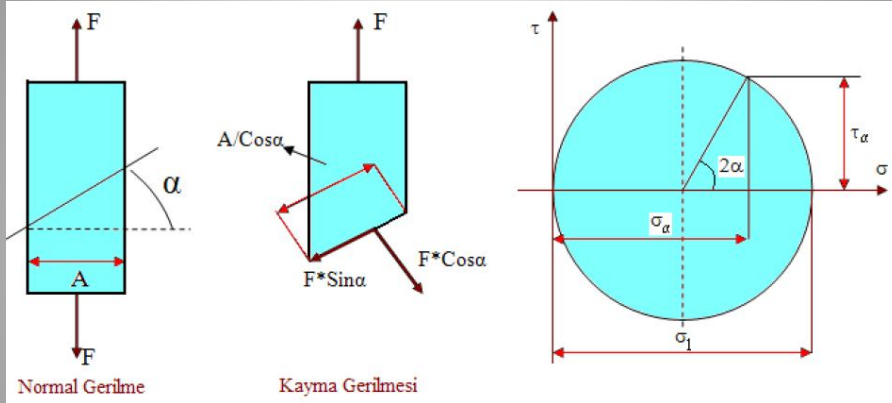
Tüm malzemeler yük altında deformasyona uğrar. Bu deformasyon **Gerinme (Strain)** olarak adlandırılır.

Deformasyon yüke, malzemeye ve elemanın geometrik özelliklerine bağlıdır.

Gerilme ile gerinme arasında sadece malzeme özelliklerine bağlı bir ilişki vardır.

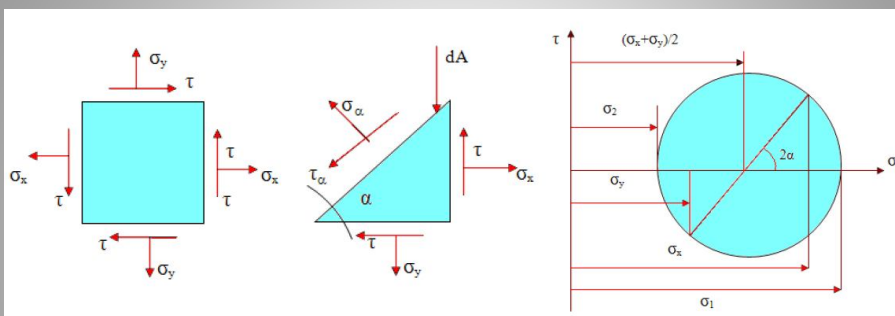
$$\sigma = \frac{F}{A} = \text{Normal Gerilme}$$

$$\varepsilon = \frac{\delta}{L} = \text{Normal Gerinme}$$



$$\sigma = \frac{F \cdot \cos \alpha}{A / \cos \alpha} = \frac{F}{A} \cdot \cos^2 \alpha = \frac{F}{2A} (1 + \cos^2 \alpha); \quad \tau = \frac{F \cdot \sin \alpha}{A / \cos \alpha} = \frac{F}{A} \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha = \frac{F}{2A} \cdot \sin 2 \alpha$$

Makine Elemanları-I Ders Notu: Mukavemet



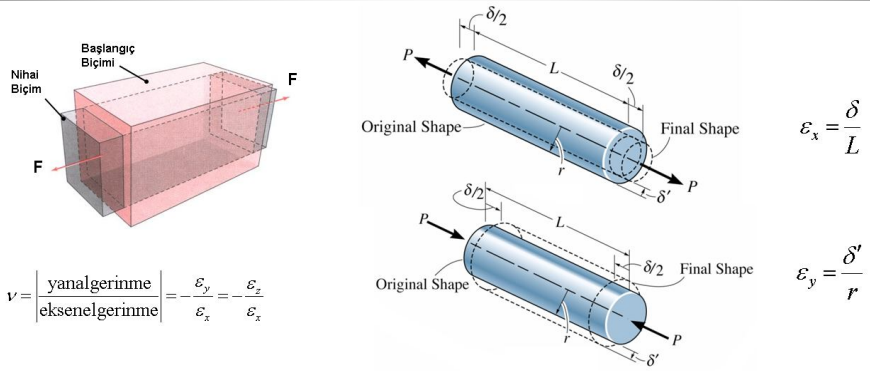
$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

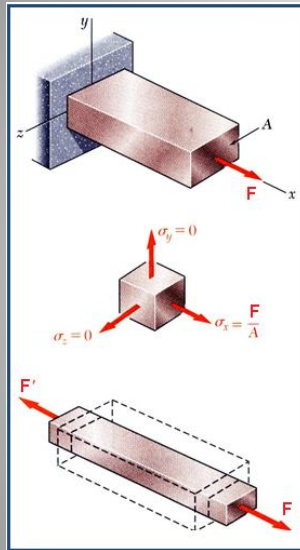
Makine Elemanları-I Ders Notu: Mukavemet



Çekmeye çalışılan çubukta yanal büzölmeler uzamaya eşlik eder. Bu yönlerde uygulanan bir kuvvet olmaksızın ortaya çıkan yanal deformasyonların aksel uzamaya oranı poisson oranını verir.



Makine Elemanları-I Ders Notu: Mukavemet



Doğrusal elastik malzemenin davranışı Hooke yasası ile tanımlanır.

$$\varepsilon_x = \frac{\sigma_x}{E}; \quad \sigma_y = \sigma_z = 0; \quad \varepsilon_y = \varepsilon_z \neq 0$$

$$\nu = \left| \frac{\text{yanal gerinme}}{\text{aksel gerinme}} \right| = -\frac{\varepsilon_y}{\varepsilon_x} = -\frac{\varepsilon_z}{\varepsilon_x}$$

Üç Boyutlu Genel Hooke Yasası

$$\varepsilon_x = +\frac{\sigma_x}{E} - \frac{\nu\sigma_y}{E} - \frac{\nu\sigma_z}{E}$$

$$\varepsilon_y = -\frac{\nu\sigma_x}{E} + \frac{\sigma_y}{E} - \frac{\nu\sigma_z}{E}$$

$$\varepsilon_z = -\frac{\nu\sigma_x}{E} - \frac{\nu\sigma_y}{E} + \frac{\sigma_z}{E}$$

Makine Elemanları-I Ders Notu: Mukavemet

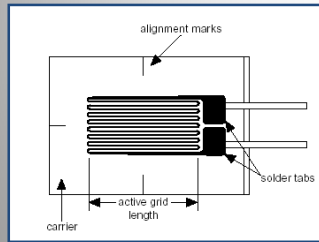
SAKARYA
ÜNİVERSİTESİ

Gerinmenin Ölçülmesi

11 / 80

Malzeme özelliği bilinen, doğrusal elastik malzemeler üzerine yapıştırılan strain gauge ile ölçülen gerinme değerinden yükleme kestirilebilir.

Gauge Faktörü elektrik direncindeki değişimin uzunluk değişimine oranıdır. Bir malzeme üzerindeki 500 mstrain gerinme için, gauge faktörünün 2 olduğu durumda, direnç değişimi $2.500.10^{-6} = \% 0,1$ olur.



$$GF = \frac{\Delta R / R}{\Delta L / L} = \frac{\Delta R / R}{\varepsilon}$$

$$\varepsilon = \frac{\delta}{l} = \frac{1}{l} \frac{F \ell}{AE}; F = AE \varepsilon$$

Makine Elemanları-I Ders Notu: Mukavemet

SAKARYA
ÜNİVERSİTESİ

Çekme Deneyi

12 / 80

Tek eksenli zorlanmanın en iyi örneği standart çekme deneyidir. Malzemenin önemli mekanik özelliklerinden biri olan çekme davranışlarının belirlenmesi amacıyla çekme testi uygulanır.

Çekme testi malzemelerin statik (darbesiz) yük altındaki mekanik özelliklerinin belirlenmesinde yararlanılan en önemli testtir. Elde edilen sonuçlar mühendislik pratiğinde doğrudan kullanılır.

Makine Elemanları-I Ders Notu: Mukavemet

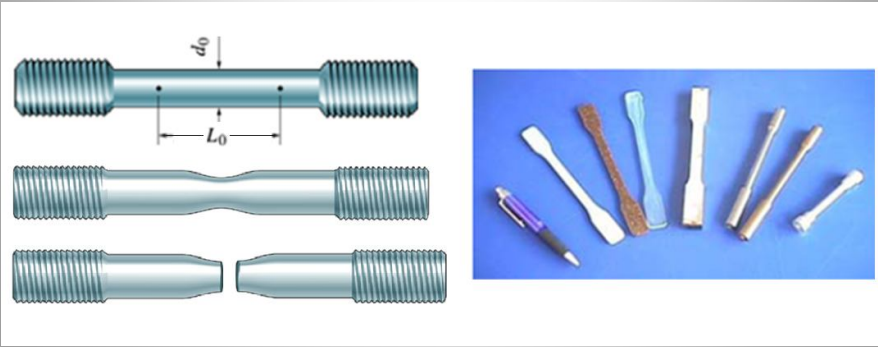


SAKARYA
ÜNİVERSİTESİ

Çekme Deneyi

13 / 80

Çekme deneyi için önce test edilecek malzemeden standartlara uygun bir çekme numunesi hazırlanır. Silindirik çubuk biçimindeki numunede Nominal boy ve kesit büyüklükleri çekme deneyindeki önemli boyutlardır.



Makine Elemanları-I Ders Notu: Mukavemet



SAKARYA
ÜNİVERSİTESİ

Çekme Deneyi

14 / 80



Numune uçlarından çekme test cihazının çeneleri arasına bağlanır.

Artan çekme kuvveti numune kopuncaya kadar uygulanır.

Çekme sürecinde numuneye uygulanan kuvveti ve buna karşı malzemenin gösterdiği uzama ölçülür.

Makine Elemanları-I Ders Notu: Mukavemet

SAKARYA
ÜNİVERSİTESİ

Gerilme-Zorlanma Diyagramı

15 / 80

- Elastik bölgede gerilme-zorlanma arasında lineer ilişki vardır. Bu bölgede gerilmenin üst sınırına orantı sınırı denir.
- Orantı sınırının aşılması durumunda malzeme hala elastik davranır, ancak doğrusal değildir. Çelik malzemeler için elastiklik sınırı genellikle orantı sınırına çok yakın olup tespit edilmesi oldukça zor olduğundan nadiren belirlenir.
- Elastik sınır üzerinde gerilmedeki artış malzemede kalıcı deformasyona neden olur. Bu noktadaki gerilme değeri akma noktası olarak adlandırılır. Oluşan deformasyona da plastik deformasyon denir. Düşük karbonlu çeliklerde akma noktası iki farklı değer olarak kendini gösterir. İlk olarak üst akma noktası, daha sonrada yük taşıma kapasitesinde ani bir azalmanın takip ettiği alt akma noktası oluşur.

Makine Elemanları-I Ders Notu: Mukavemet

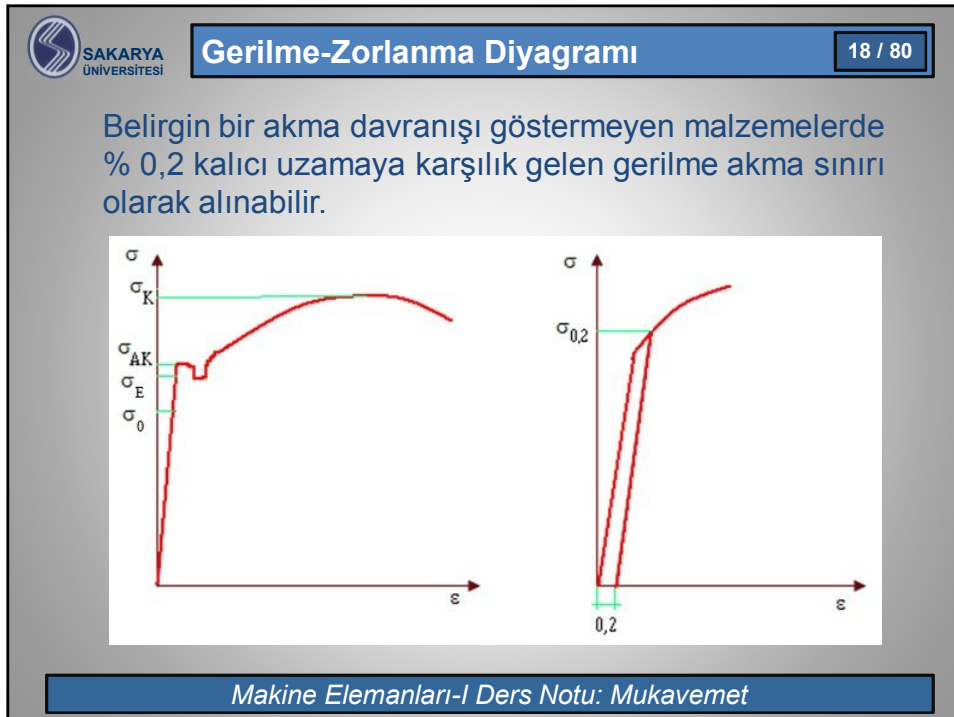
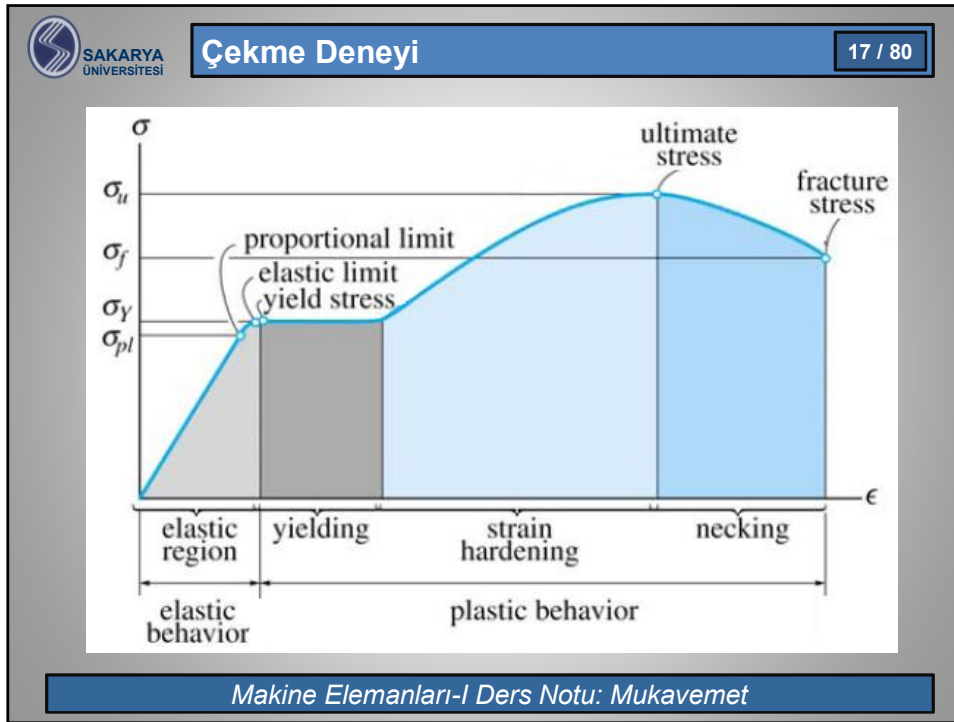
SAKARYA
ÜNİVERSİTESİ

Gerilme-Zorlanma Diyagramı

16 / 80

- Akma bitince, parçaya daha fazla yük uygulanabilir. En büyük gerilme olarak ifade edilen maksimum gerilmeye erişinceye kadar eğri sürekli yataylaşarak yükselir. Eğrideki bu yükselmeye pekleşme denir. Şekilde hafif gölgeli bölge olarak gösterilmiştir.
- Maksimum gerilme değerinde, kesit daralması veya boyun verme tedrici olarak oluşurken numune de daha fazla uzayacaktır. Bu bölge içinde kesit alanı sürekli azalacağından, küçülen kesit alanı sadece azalan yüklemeyi taşıyabilir. Bundan dolayı numune kırılma noktasına erişinceye kadar gerilme-zorlanma diyagramı eğrisi aşağı doğru yönelir. Eğrinin boyun verme kısmı şekilde koyu renkte gösterilmiştir.

Makine Elemanları-I Ders Notu: Mukavemet





- Yükün, numunenin orijinal kesit alanına bölünmesiyle nominal veya mühendislik gerilmesi belirlenir.
- Nominal veya mühendislik zorlanması ise numunenin işaretli noktaları arasındaki boy değişiminin numunenin orijinal boyuna bölünmesiyle belirlenir.
- Hook kanunu esas itibarıyla, orantı sınırına kadar olan malzeme davranışı ifade etmektedir. Bu kısımda eğrinin eğimi Elastisite (Young) modülünü verir.

$$\sigma = \frac{F}{A} = \text{Normal Gerilme} \quad E = \frac{\sigma}{\varepsilon} = \text{Elastiklik Modülü}$$

$$\varepsilon = \frac{\delta}{L} = \text{Normal Gerinme} \quad \delta = \frac{F.L}{E.A}$$



Yüksüz boyu 3 m, elastiklik modülü 205 GPa, çapı 17 mm olan dairesel çubuk 4,74 kN çekme kuvvetine maruz kaldığında oluşacak gerilme ve uzama:

$$\sigma_{\varphi} = \frac{F_{\varphi}}{A} = \frac{4,74 \cdot 10^3 \cdot 4}{3,14 \cdot 17^2} = 20,9 \text{ MPa}$$

$$\Delta l = \frac{\sigma_{\varphi} \cdot L_0}{E} = \frac{20,9 \cdot 3 \cdot 10^3}{205 \cdot 10^3} = 0,306 \text{ mm}$$

SAKARYA
ÜNİVERSİTESİ

Örnek

21 / 80

Elastiklik modülü 200 GPa olan dairesel çubuk 2 kN basma kuvveti altında çalıştığında ortaya çıkacak zorlanmanın % 0,02'yi geçmemesini sağlayacak çap değeri:

$$\sigma_b = E \cdot \varepsilon = \frac{E \cdot \% \varepsilon}{100} = \frac{20010^3 \cdot 0,02}{100} = 40 \text{MPa}$$

$$d = \sqrt{\frac{4F_b}{\sigma_b \pi}} = 7,98 \text{mm}$$

Makine Elemanları-I Ders Notu: Mukavemet

SAKARYA
ÜNİVERSİTESİ

Örnek

22 / 80

Kesiti 9 cm², boyu 50 cm olan çubuğa 50 kN çekme kuvveti etki ettiğinde meydana gelen uzama 0,29 mm ise; çubuktaki gerilme, 20 kN kuvvet için uzama ve malzemenin elastiklik modülü:

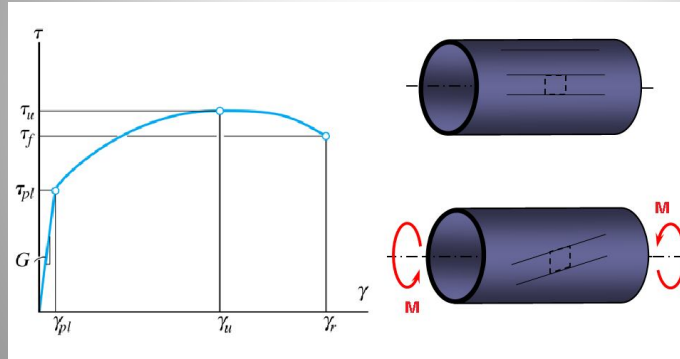
$$\sigma_\zeta = \frac{F_\zeta}{A} = \frac{50 \cdot 10^3}{9 \cdot 10^2} = 55,5 \text{N/mm}^2$$

$$\Delta_2 = \frac{F_2}{F_1} \Delta_1 = \frac{20}{50} \cdot 0,29 = 0,116 \text{mm}$$

$$E = \frac{F \cdot L_0}{A \cdot \Delta} = \frac{50 \cdot 10^3 \cdot 500}{9 \cdot 10^2 \cdot 0,29} = 95,8 \cdot 10^3 \text{MPa}$$

Makine Elemanları-I Ders Notu: Mukavemet

Kayma gerilmesi ve kayma birim uzaması arasındaki ilişki burulma ile bulunabilir. Grafik kesme-birim uzama eğrisini ve bir malzeme özelliği olarak elastik kayma deformasyonunu göstermektedir. Bu malzeme özelliği G : Kayma (rijitlik) Modülüdür.



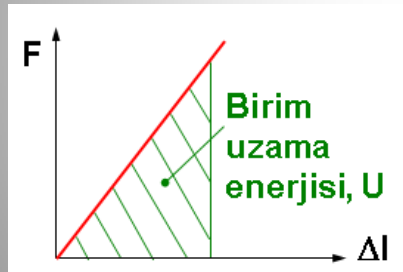
$$\operatorname{tg} \alpha = G = \frac{\tau}{\gamma}$$

$$G = \frac{M L}{\omega_p \phi r}$$

$$G = \frac{M L}{I_p \phi}$$

Makine Elemanları-I Ders Notu: Mukavemet

Bir cisme etki eden kuvvetlerin oluşturduğu deformasyonlarla cisimde depo edilen elastik potansiyel enerji arasında bir bağıntı vardır. Enerji çekme, basma, eğilme veya burulma nedeniyle depolanabilir. Tek eksenli gerilme için, depolanmış enerji F - δ grafiğinin altında kalan alandır.



$$U = \frac{1}{2} F \cdot \Delta l$$

$$F = \sigma_x \cdot A; \quad \Delta l = \varepsilon_x \cdot L; \quad \varepsilon_x = \frac{\sigma_x}{E}$$

$$U = \frac{1}{2} \sigma_x \cdot \varepsilon_x \cdot A \cdot L$$

$$U = \frac{1}{2E} \sigma_x^2 \cdot V$$

Makine Elemanları-I Ders Notu: Mukavemet

25 / 80

Direngenlik ve Young Modülü

(A)

Yük: **F= 10,5 kN**
Uzama: **Δl= 0,2 mm**

(B)

Yük: **F= 5,25 kN**
Uzama: **Δl= 0,1 mm**

(A) → Alüminyum
(B) → Çelik

$k = \frac{F}{\Delta l}$ (eş direngenlik)

$k_A = \frac{10500}{0,2 \times 10^{-3}} = 52,5 \text{ MN/m}$

$k_B = \frac{5250}{0,1 \times 10^{-3}} = 52,5 \text{ MN/m}$

$E = \frac{\sigma}{\varepsilon} = \frac{P}{A} \cdot \frac{L}{u}$

$E_A = \frac{10500 \cdot 0,1}{75 \cdot 10^{-6} \cdot 0,2 \cdot 10^{-3}} = 70 \text{ GPa}$

$E_B = \frac{5250 \cdot 0,1}{25 \cdot 10^{-6} \cdot 0,1 \cdot 10^{-3}} = 210 \text{ GPa}$

Makine Elemanları-I Ders Notu: Mukavemet

26 / 80

Malzeme Özellikleri

E: Elastisite modülü
(çelik için $2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$)

G: Kayma modülü
(çelik için $8 \cdot 10^4 \text{ N/mm}^2$)

v: Poisson oranı
(çelik için 0,3)

$E = \frac{\sigma}{\varepsilon} = \frac{F}{A} \cdot \frac{L}{\Delta l}$; $G = \frac{\tau}{\gamma} = \frac{M}{I_p} \cdot \frac{L}{\phi}$

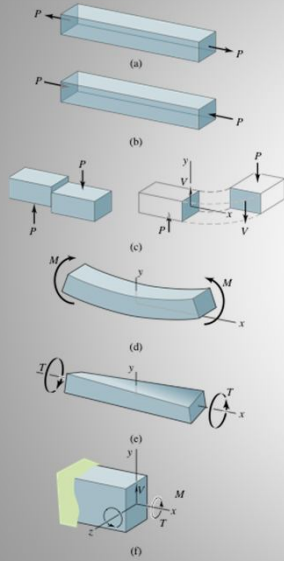
$\nu = -\frac{\varepsilon_y}{\varepsilon_x}$; $G = \frac{E}{2(1+\nu)}$

	Çelik	Al.	Beton	Ahşap	Naylon	Lastik	Kemik
Elastisite Modülü	210	70	18,5	12,5	2,8	0,004	20
E (GPa)							
Kayma Modülü	81	26	-	0,7	1	0,0014	-
G (GPa)							
Poisson Oranı	0,3	0,33	0,15	-	0,4	0,5	-
ν							

Makine Elemanları-I Ders Notu: Mukavemet

Material	Modulus of Elasticity E GPa	Modulus of Rigidity G GPa	Poisson's Ratio ν	Unit Weight w kN/m ³
Aluminum (all alloys)	71.7	26.9	0.333	26.6
Beryllium copper	124.0	48.3	0.285	80.6
Brass	106.0	40.1	0.324	83.8
Carbon steel	207.0	79.3	0.292	76.5
Cast iron (gray)	100.0	41.4	0.211	70.6
Copper	119.0	44.7	0.326	87.3
Douglas fir	11.0	4.1	0.33	4.3
Glass	46.2	18.6	0.245	25.4
Lead	36.5	13.1	0.425	111.5
Magnesium	44.8	16.5	0.350	17.6
Molybdenum	331.0	117.0	0.307	100.0
Nickel silver	127.0	48.3	0.322	85.8
Nickel steel	207.0	79.3	0.291	76.0
Phosphor bronze	111.0	41.4	0.349	80.1
Stainless steel (18-8)	190.0	73.1	0.305	76.0
Titanium alloys	114.0	42.4	0.340	43.4

Makine Elemanları-I Ders Notu: Mukavemet



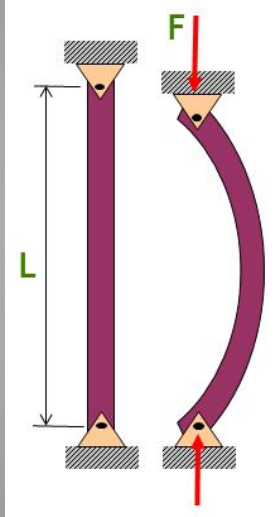
• Normal Gerilme

- Çekme gerilmesi (tensile)
- Basma gerilmesi (compressive)
- Eğilme gerilmesi (bending)
- Burkulma gerilmesi (buckling)

• Kayma Gerilmesi

- Kesme gerilmesi (shear)
- Burulma gerilmesi (torsion)
- Bileşik gerilme (combined)

Makine Elemanları-I Ders Notu: Mukavemet



Eksen doğrultusunda etki eden kuvvetle basmaya zorlanan boy/kesit oranı büyük yapıdaki taşıyıcı elemanlarda ortaya çıkan gerilme kritik değeri aştığında burkulma (flambaj) riski ortaya çıkar.

Burkulma kontrolünün yapılması için narinlik derecesinin (elemanın burkulma boyunun atalet yarıçapına oranı) bilinmesi gerekir.

l : Çubuk boyu (mm)

s : Burkulma boyu (mm)

λ : Narinlik derecesi

λ_o : Sınır narinlik derecesi

E : Elastiklik modülü (N/mm²)

I : Atalet momenti (mm⁴)

i : Atalet yarıçapı (mm)

F_{bk} : Burkulmanın gerçekleşeceği kritik kuvvet (N)

σ_{bk} : Burkulmanın gerçekleşeceği kritik gerilme (N/mm²)

$$\lambda = \frac{s}{i} \quad \lambda_o = \pi \sqrt{\frac{E}{\sigma_{AK}}} \quad i = \sqrt{\frac{I}{A}}$$

$$F_{bk} = \left(\frac{\pi}{s}\right)^2 \cdot E \cdot I$$

$$\sigma_{bk} = \left(\frac{\pi}{\lambda}\right)^2 \cdot E$$



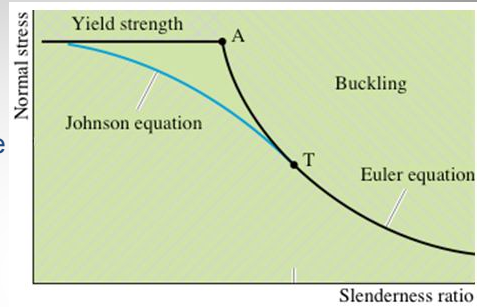
Burkulma boyu ile taşıyıcı elemanın boyu arasındaki ilişki mesnet şartlarına göre belirlenir.

Both ends pinned	One end pinned and one end fixed	Both ends fixed	One end fixed and one end free
$s = l$	$s = 0,7l$	$s = 0,5l$	$s = 2l$

Makine Elemanları-I Ders Notu: Mukavemet



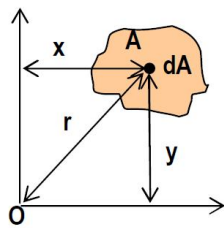
Narinlik derecesi (λ) küçüldükçe burkulma gerilmesi (σ_{bk}) artar. Aralarındaki ilişki elastik bölgede Euler Hiperbölü, elastik olmayan bölgede Tetjamer Doğrusu ile ifade edilir. Burkulma deformasyonunun kalıcı olduğu Tetjamer Bölgesinde burkulmaya yol açacak gerilme değerleri deneylerle belirlenir ve ampirik bağıntılarla ifade edilir.



Malzeme	λ_0 : Sınır Narinlik Derecesi	Orantı Sınırı (N/mm ²)	E: Elastiklik Modülü (N/mm ²)	s_{min} : Burkulma Boyu (mm)	Tetjamer Bölgesinde Burkulma Gerilmesi
St 37	100	205	$2,1 \cdot 10^5$	$25 \cdot d^{\circ}$	$310 - 1,14 \cdot \lambda$
St 60	93	240	$2,1 \cdot 10^5$	$23 \cdot d^{\circ}$	$310 - 1,14 \cdot \lambda$
Yay Çeliği	60	575	$2,1 \cdot 10^5$	$15 \cdot d^{\circ}$	$335 - 0,62 \cdot \lambda$
Dökme Demir	80	154	10^5	$20 \cdot d^{\circ}$	$776 - 12 \cdot \lambda + 0,053 \cdot \lambda^2$

Makine Elemanları-I Ders Notu: Mukavemet

Atalet Momenti

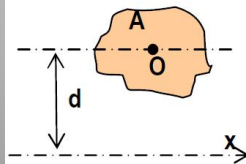


$$I_{ox} = \int y^2 \cdot dA \quad I_{oy} = \int x^2 \cdot dA$$

$$I_{op} = I_{ox} + I_{oy} = \int r^2 \cdot dA$$

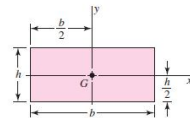
$$I_m = \int r^2 \cdot dm$$

Paralel Eksenler Teoremi



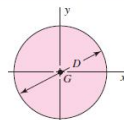
$$I_x = I_{ox} + A \cdot d^2$$

Rectangle



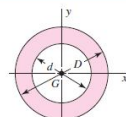
$$A = bh \quad I_x = \frac{bh^3}{12} \quad I_y = \frac{b^3h}{12} \quad I_{xy} = 0$$

Circle



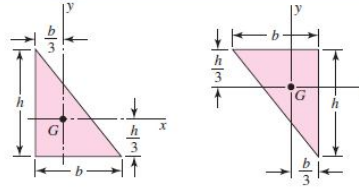
$$A = \frac{\pi D^2}{4} \quad I_x = I_y = \frac{\pi D^4}{64} \quad I_{xy} = 0 \quad J_G = \frac{\pi D^4}{32}$$

Hollow circle



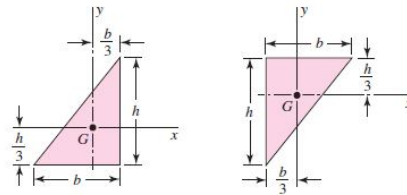
$$A = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) \quad I_x = I_y = \frac{\pi}{64}(D^4 - d^4) \quad I_{xy} = 0 \quad J_G = \frac{\pi}{32}(D^4 - d^4)$$

Right triangles



$$A = \frac{bh}{2} \quad I_x = \frac{bh^3}{36} \quad I_y = \frac{b^3h}{36} \quad I_{xy} = \frac{-b^2h^2}{72}$$

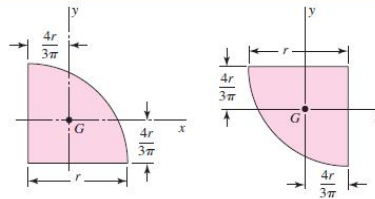
Right triangles



$$A = \frac{bh}{2} \quad I_x = \frac{bh^3}{36} \quad I_y = \frac{b^3h}{36} \quad I_{xy} = \frac{b^2h^2}{72}$$

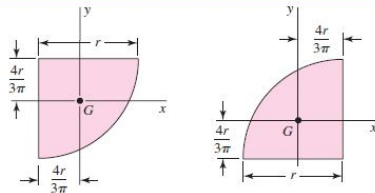
Makine Elemanları-I Ders Notu: Mukavemet

Quarter-circles



$$A = \frac{\pi r^2}{4} \quad I_x = I_y = r^4 \left(\frac{\pi}{16} - \frac{4}{9\pi} \right) \quad I_{xy} = r^4 \left(\frac{1}{8} - \frac{4}{9\pi} \right)$$

Quarter-circles



$$A = \frac{\pi r^2}{4} \quad I_x = I_y = r^4 \left(\frac{\pi}{16} - \frac{4}{9\pi} \right) \quad I_{xy} = r^4 \left(\frac{4}{9\pi} - \frac{1}{8} \right)$$

Makine Elemanları-I Ders Notu: Mukavemet

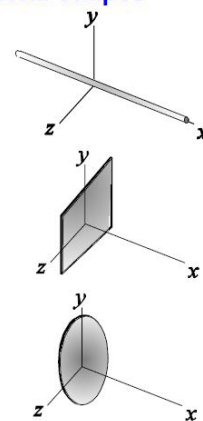
$I_x = \frac{1}{12}(GH^3 - gh^3)$
 $W_x = \frac{GH^3 - gh^3}{6H}$
 $i_x = \sqrt{\frac{1}{12} \left[\frac{GH^3 - gh^3}{GH - gh} \right]}$


$c_1 = \frac{aH^3 + bt^3}{2(aH + bt)}$, $c_2 = H - c_1$
 $I_x = \frac{Bt^3}{12} + (Bt)d^2 + \frac{aH^3}{12} + (ah)e^2$
 $A = Bt + a(H - t)$; $k = \sqrt{I/A}$

$I_x = \frac{\pi bh^3}{64}$
 $W_x = \frac{\pi bh^3}{32}$
 $i_x = \frac{h}{4}$; $i_y = \frac{b}{4}$
 $I_p = \frac{\pi bh}{64}(h^2 + b^2)$
 $W_p = \frac{\pi b^2 h}{16}$
 $A = \pi bh/4$

Principal Mass Moments of Inertia of Solid Geometrical Shapes

	I_x	I_y	I_z
Slender Rod <i>m</i> = mass, <i>l</i> = length of rod	0	$1/12 ml^2$	$1/12 ml^2$
Rectangular Plate <i>m</i> = mass, <i>b</i> = height of plate, <i>c</i> = width of plate	$1/12 m(b^2 + c^2)$	$1/12 mc^2$	$1/12 mb^2$
Thin Disk <i>m</i> = mass, <i>r</i> = radius of disk	$1/2 mr^2$	$1/4 mr^2$	$1/4 mr^2$



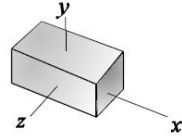
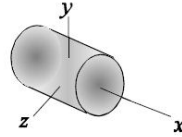
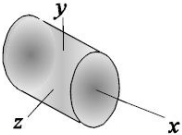


SAKARYA
UNIVERSITESI


Kütle Atalet Momenti

39 / 80

Principal Mass Moments of Inertia of Solid Geometrical Shapes

	I_x	I_y	I_z	
Rectangular Prism $m = \text{mass}, a = \text{depth (x)}, b = \text{height (y)}, c = \text{width (z)}$	$1/12 m(b^2+c^2)$	$1/12 m(a^2+c^2)$	$1/12 m(a^2+b^2)$	
Circular Cylinder $m = \text{mass}, l = \text{length of cylinder}, r = \text{radius}$	$1/2 mr^2$	$1/12 m(3r^2+l^2)$	$1/12 m(3r^2+l^2)$	
Elliptical Cylinder $m = \text{mass}, l = \text{length of cylinder (x)}, b = \text{height/2 (y)}, c = \text{width/2 (z)}$	$1/12 m(3c^2+l^2)$	$1/12 m(3b^2+l^2)$	$1/4 m(b^2+c^2)$	

Makine Elemanları-I Ders Notu: Mukavemet

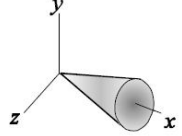
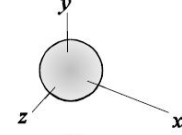
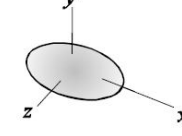


SAKARYA
UNIVERSITESI

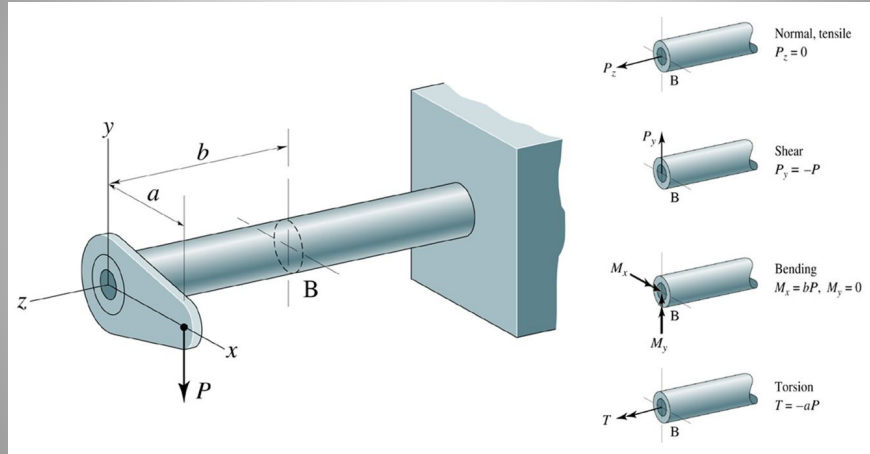
Kütle Atalet Momenti

40 / 80

Principal Mass Moments of Inertia of Solid Geometrical Shapes

	I_x	I_y	I_z	
Circular Cone $m = \text{mass}, l = \text{length of cone}, r = \text{radius at base}$	$3/10 mr^2$	$3/5 m(1/4 r^2 + l^2)$	$3/5 m(1/4 r^2 + l^2)$	
Sphere $m = \text{mass}, r = \text{radius}$	$2/5 mr^2$	$2/5 mr^2$	$2/5 mr^2$	
Ellipsoid $m = \text{mass}, a = \text{depth (x)}, b = \text{height (y)}, c = \text{width (z)}$	$1/5 m(b^2+c^2)$	$1/5 m(a^2+c^2)$	$1/5 m(a^2+b^2)$	

Makine Elemanları-I Ders Notu: Mukavemet



Malzemelerin literatürde verilen mukavemet değerleri tek eksenli gerilme doğuran deneylerden elde edilmiştir. Bu değerlerle çok eksenli gerilme hali için bir sonuca varmak zordur.

Bu nedenle çok eksenli gerilme hali için uygun bir büyüklük bulunup bunun bir eksenli gerilme ile mukayese edilmesi gerekir. Bu şekilde çok eksenli gerilme hali teorik olarak bir eksenli gerilme haline dönüştürülmüş olur.

Bu amaçla malzemenin kullanılma duruma gelmesini açıklayan Kırılma Hipotezleri geliştirilmiştir. Bu hipotezler yardımıyla çok eksenli gerilme hali için mukayese gerilmesi σ_v ($\sigma_{eş}$ eşdeğer gerilme) hesaplanabilir.



1. Maksimum Normal Gerilme Hipotezi

43 / 80

Kopma, normal gerilmelerin belli bir değeri aşması sonucu ortaya çıkar. İki eksenli gerilme hali için eşdeğer mukayese gerilmesi:

$$\sigma_v = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2}$$

Eğilme ve burulma gerilmeleri birlikte etki ediyorsa:

$$\sigma_v = \frac{\sigma_e}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_e}{2}\right)^2 + \tau^2}$$

Makine Elemanları-I Ders Notu: Mukavemet



2. Maksimum Kayma Gerilmesi Hipotezi

44 / 80

Hasar, maksimum kayma gerilmesi belirli bir değeri aşınca meydana gelir. Buna göre iki eksenli gerilme için:

$$\sigma_v = \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2}$$

Eğilme ve burulma gerilmeleri birlikte etki ediyorsa:

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_e^2 + 4\tau^2}$$

Makine Elemanları-I Ders Notu: Mukavemet

SAKARYA
ÜNİVERSİTESİ

3. Maksimum Şekil Değişirme Hipotezi

45 / 80

Maksimum şekil değiştirmenin (zorlanma), akma dayanımına karşılık gelen şekil değiştirme miktarını aşmasıyla malzeme akmaya başlar. Buna göre iki eksenli gerilme için:

$$\sigma_v = 0,35 \cdot (\sigma_x + \sigma_y) + 0,65 \sqrt{(\sigma_x + \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2}$$

Eğilme ve burulma gerilmeleri birlikte etki ediyorsa:

$$\sigma_v = 0,35 \cdot \sigma_e + 0,65 \cdot \sqrt{\sigma_e^2 + 4\tau^2}$$

Makine Elemanları-I Ders Notu: Mukavemet

SAKARYA
ÜNİVERSİTESİ

4. Maksimum Şekil Değişirme Enerjisi Hipotezi

46 / 80

Çok eksenli gerilme durumunda, birim hacme düşen maksimum şekil değiştirme enerjisi belli bir değeri aşınca kırılma meydana gelir. Buna göre iki eksenli gerilme için:

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3 \cdot \tau_{xy}^2}$$

Eğilme ve burulma gerilmeleri birlikte etki ediyorsa:

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_e^2 + 3 \cdot \tau^2}$$

Makine Elemanları-I Ders Notu: Mukavemet

SAKARYA
UNİVERSİTESİ

Dinamik Gerilme 47 / 80

Makine Elemanları-I Ders Notu: Mukavemet

SAKARYA
UNİVERSİTESİ

Yorulma Kırılması 48 / 80

High nominal stress			Low nominal stress		
No stress concentration	Mild stress concentration	Severe stress concentration	No stress concentration	Mild stress concentration	Severe stress concentration
Tension-tension or tension-compression					

Makine Elemanları-I Ders Notu: Mukavemet

SAKARYA
UNİVERSİTESİ

Yorulma Kırılması 49 / 80

High nominal stress Low nominal stress

No stress concentration Mild stress concentration Severe stress concentration No stress concentration Mild stress concentration Severe stress concentration

Unidirectional bending

Makine Elemanları-I Ders Notu: Mukavemet

SAKARYA
UNİVERSİTESİ

Yorulma Kırılması 50 / 80

High nominal stress Low nominal stress

No stress concentration Mild stress concentration Severe stress concentration No stress concentration Mild stress concentration Severe stress concentration

Rotational bending

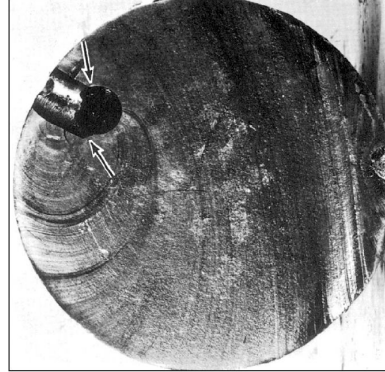
Torsion

Fast-fracture zone Beach marks Stress-concentration notch

Makine Elemanları-I Ders Notu: Mukavemet

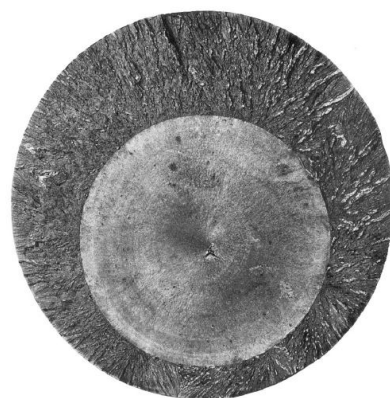


Fatigue fracture of an AISI 4320 drive shaft. The fatigue failure initiated at the end of the keyway at points *B* and progressed to final rupture at *C*. The final rupture zone is small, indicating that loads were low.




Fatigue fracture surface of an AISI 8640 pin. Sharp corners of the mismatched grease holes provided stress concentrations that initiated two fatigue cracks indicated by the arrows.

Makine Elemanları-I Ders Notu: Mukavemet



Fatigue fracture surface of a 200-mm (8-in) diameter piston rod of an alloy steel steam hammer used for forging. This is an example of a fatigue fracture caused by pure tension where surface stress concentrations are absent and a crack may initiate anywhere in the cross section. In this instance, the initial crack formed at a forging flake slightly below center, grew outward symmetrically, and ultimately produced a brittle fracture without warning.

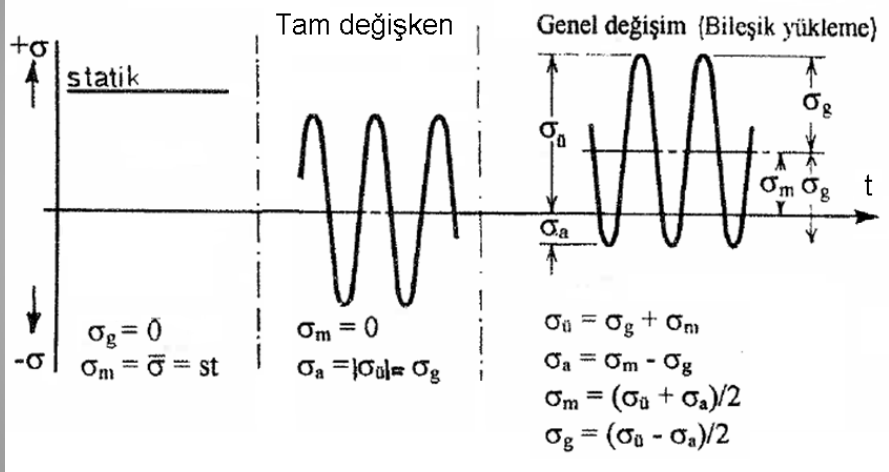
Makine Elemanları-I Ders Notu: Mukavemet




SAKARYA
UNIVERSITESI

Dinamik Gerilme

53 / 80



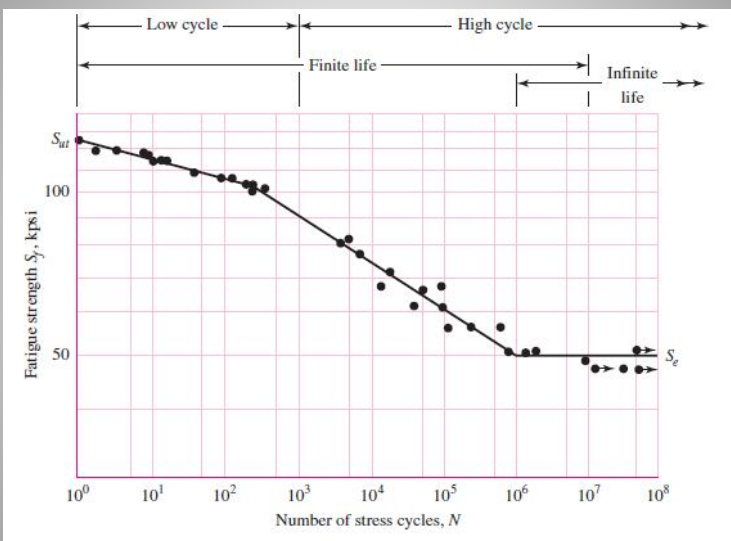
Makine Elemanları-I Ders Notu: Mukavemet



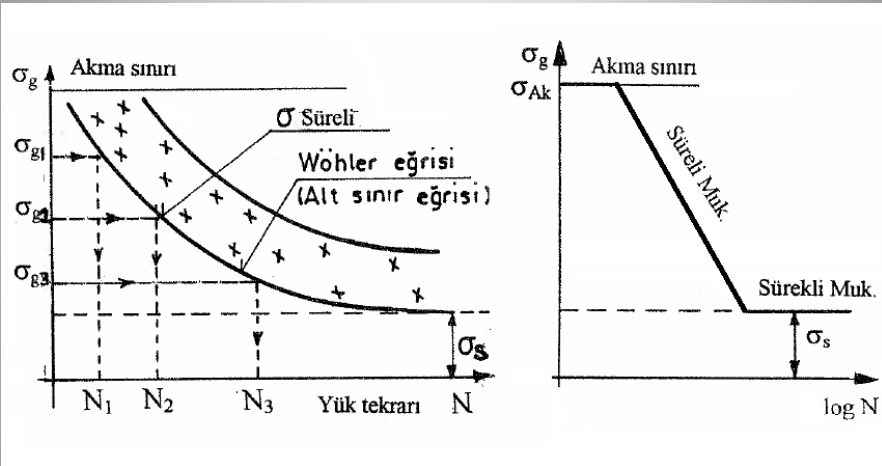
SAKARYA
UNIVERSITESI

Wöhler Diyagramı

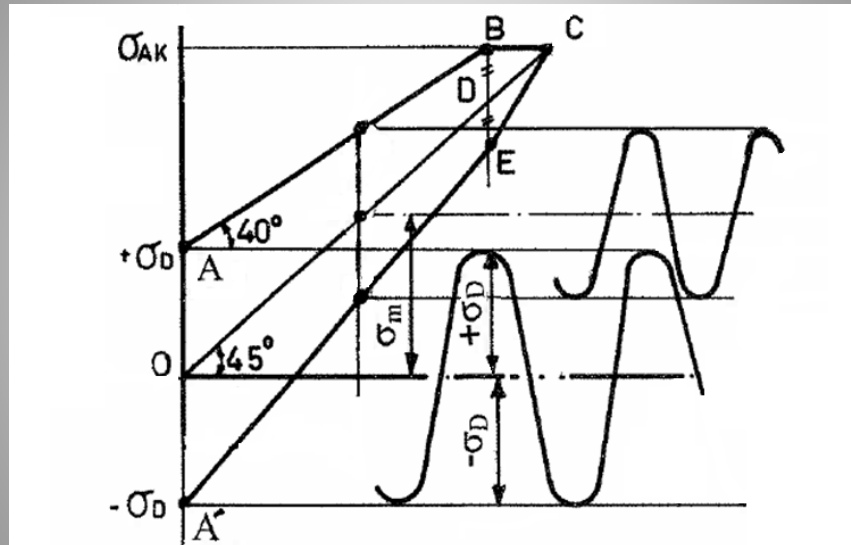
54 / 80



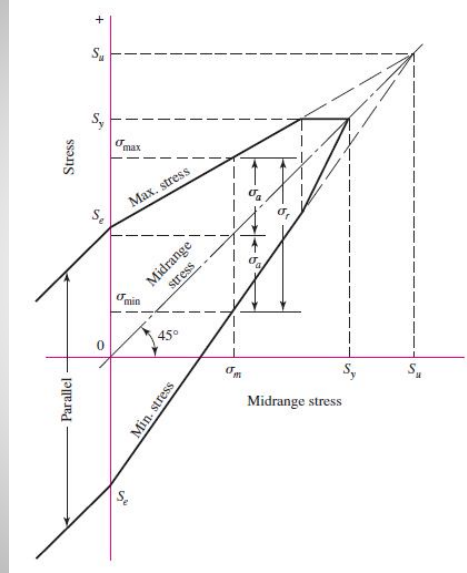
Makine Elemanları-I Ders Notu: Mukavemet



Makine Elemanları-I Ders Notu: Mukavemet




Makine Elemanları-I Ders Notu: Mukavemet



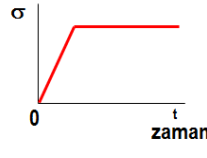
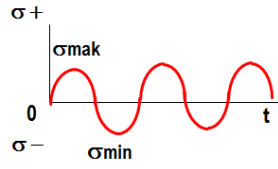
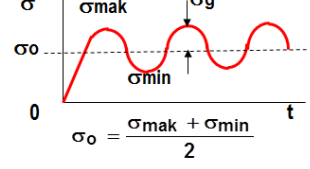
SMD diyagramları yüzeyleri parlatılmış standart deney numunelerden alınan verilere göre çizilir. Gerçek makine elemanlarının yüzey ve şekil özellikleri deney numunelerinden farklıdır ve mukavemeti azaltıcı yönde etki ederler. Bu nedenle, Aşağıdaki faktörler dikkate alınarak SMD diyagramları SŞMD diyagramlarına dönüştürülmesi gerekmektedir.

- K_b : Boyut düzeltme faktörü
- K_y : Yüzey pürüzlülüğü faktörü
- K_c : Çentik faktörü
- K_d : Diğer faktörler ($K_d = K_s \cdot K_g \cdot K_k$)
 - K_s : Sıcaklık faktörü ($T < 350^\circ\text{C} \rightarrow K_s = 1$; $T > 350^\circ\text{C} \rightarrow K_s = 0,5$)
 - K_g : Güvenirlik faktörü (%50 $\rightarrow K_g = 1$; %100 $\rightarrow K_g = 0,62$)
 - K_k : Kaplama faktörü (Yorulan kaplamalı elemanlarda: $K_k = 0,65$)

59 / 80



Mukavemet Azaltıcı Faktörler






Çelik : $\sigma_d \approx 0,5 \cdot \sigma_K$ ($\sigma_K \leq 1400 \text{ N/mm}^2$ için)
 $\sigma_d \approx 700 \text{ N/mm}^2$ ($\sigma_K > 1400 \text{ N/mm}^2$ için)
 Demir : $\sigma_d \approx 0,4 \cdot \sigma_K$ Demir dış metaller: $\sigma_d \approx 0,3 \cdot \sigma_K$

	Statik yük	Dinamik Yük	Statik+Dinamik yük
Sünek malzeme	$\sigma_{em} = \frac{\sigma_{ak}}{S}$	$\sigma_{em} = \frac{\sigma_d}{S} \cdot K_y \cdot K_b \cdot K_d$	$\sigma_{eş} = \sigma_o + \sigma_g \cdot \frac{\sigma_{ak} \cdot K_\zeta}{\sigma_d \cdot K_y \cdot K_b} \leq \frac{\sigma_{ak}}{S}$
Gevrek malzeme	$\sigma_{em} = \frac{\sigma_K}{S} \cdot \frac{1}{K_\zeta}$		$\sigma_{eş} = \sigma_o + \sigma_g \cdot \frac{\sigma_K \cdot K_\zeta}{\sigma_d \cdot K_y \cdot K_b} \leq \frac{\sigma_K}{S}$

Makine Elemanları-I Ders Notu: Mukavemet

60 / 80



Mukavemet Azaltıcı Faktörler

Çap düzeltme katsayısı

d (mm)	10	15	20	30	40	60	120
K_b	1.00	0.98	0.95	0.90	0.85	0.80	0.75

Yüzey düzgünlük katsayısı, K_y

σ_K (R_m) (N/mm ²)	300	400	500	600	700	800	1000
ÇOK İNCE PARLATILMIŞ	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
PARLATILMIŞ	1.0	0.99	0.985	0.98	0.975	0.972	0.97
TAŞLANMIŞ	0.97	0.96	0.95	0.94	0.935	0.937	0.93
İNCE TALAŞ ALINMIŞ	0.93	0.92	0.91	0.90	0.89	0.885	0.88
KABA TALAŞ ALINMIŞ	0.91	0.90	0.88	0.86	0.84	0.82	0.78
TUFALLI	0.80	0.76	0.67	0.61	0.56	0.51	0.43

Makine Elemanları-I Ders Notu: Mukavemet

Çentik Faktörü 61 / 80

$K_t = f(r, h)$

kuvvet akışı ve gerilme dağılımı

Makine Elemanları-I Ders Notu: Mukavemet

Çentik Hassasiyet Faktörü 62 / 80

Çentik hassasiyet faktörü (q), malzemelerin çentiğe karşı duyarlılığını ifade eder. Çentikten ötürü gerilme büyümesinin teorik gerilme büyümesine oranı, başka bir ifadeyle $K_ç$ 'nin K_t 'ye yaklaşma derecesidir.

$$q = \frac{K_ç - 1}{K_t - 1} \quad K_ç = q(K_t - 1) + 1$$

Gevrek makine elemanında ($q=1$): $K_ç = K_t$

Çentiksiz makine elemanında: $K_ç = 1$

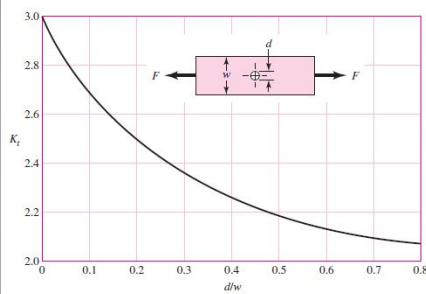
Vidalarda: $K_ç \cong 1,3$

Makine Elemanları-I Ders Notu: Mukavemet

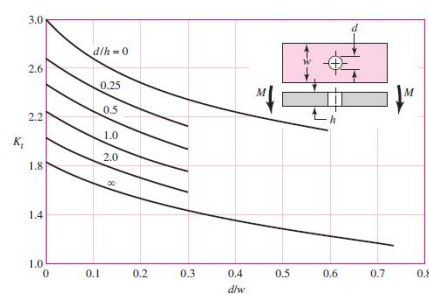
Çelik ve alüminyum alaşımları için "q" çentik hassasiyeti katsayısı.

r (mm)		0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0
ÇELİKLER	140	0.88	0.91	0.92	0.94	0.95	0.955	0.96	0.96
	105	0.80	0.85	0.88	0.90	0.91	0.915	0.92	0.92
	70	0.67	0.76	0.79	0.81	0.83	0.84	0.85	0.86
	42	0.56	0.64	0.68	0.72	0.74	0.76	0.77	0.78
ALÜMİNYUM ALAŞIMLARI		0.40	0.55	0.64	0.70	0.75	0.77	0.80	0.83

Makine Elemanları-I Ders Notu: Mukavemet

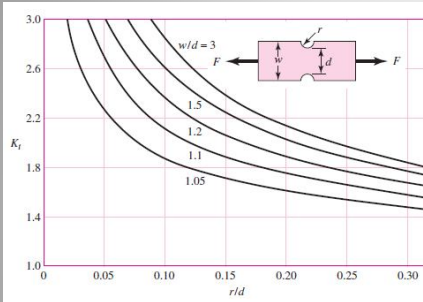


Bar in tension or simple compression with a transverse hole. $\sigma_0 = F/A$, where $A = (w - d)t$ and t is the thickness.

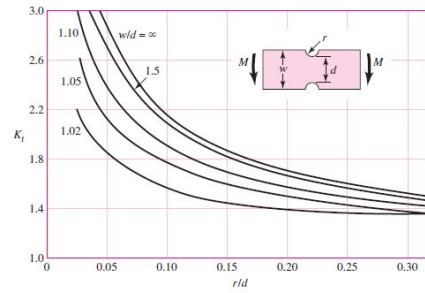


Rectangular bar with a transverse hole in bending. $\sigma_0 = Mc/I$, where $I = (w - d)h^3/12$.

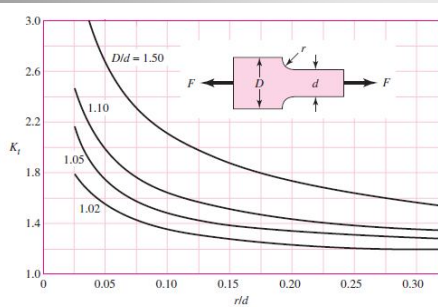
Makine Elemanları-I Ders Notu: Mukavemet



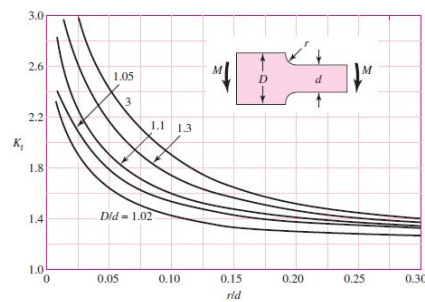
Notched rectangular bar in tension or simple compression. $\sigma_0 = F/A$, where $A = dt$ and t is the thickness.



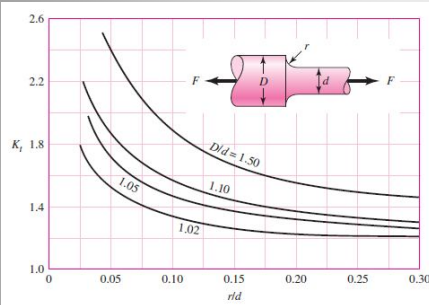
Notched rectangular bar in bending. $\sigma_0 = Mc/I$, where $c = d/2$, $I = td^3/12$, and t is the thickness.



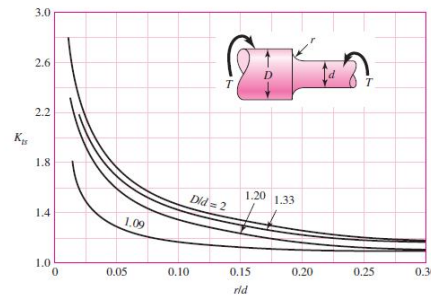
Rectangular filleted bar in tension or simple compression. $\sigma_0 = F/A$, where $A = dt$ and t is the thickness.



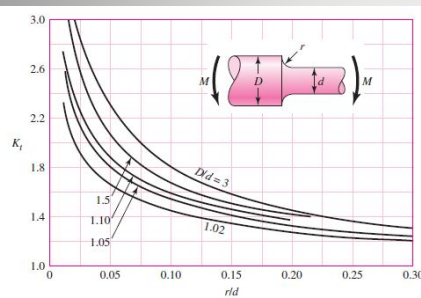
Rectangular filleted bar in bending. $\sigma_0 = Mc/I$, where $c = d/2$, $I = td^3/12$, t is the thickness.



Round shaft with shoulder fillet in tension. $\sigma_0 = F/A$, where $A = \pi d^2/4$.



Round shaft with shoulder fillet in torsion. $\tau_0 = Tc/J$, where $c = d/2$ and $J = \pi d^4/32$.



Round shaft with shoulder fillet in bending. $\sigma_0 = Mc/I$, where $c = d/2$ and $I = \pi d^4/64$.

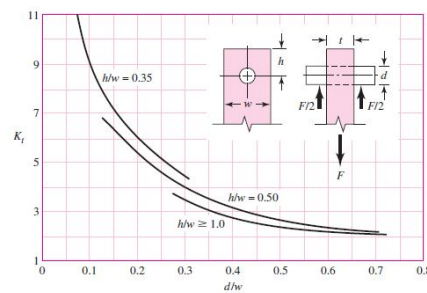
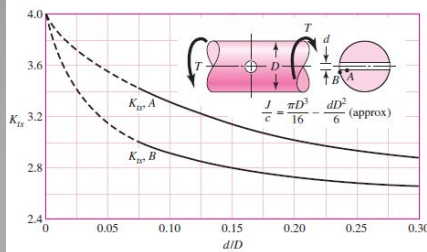
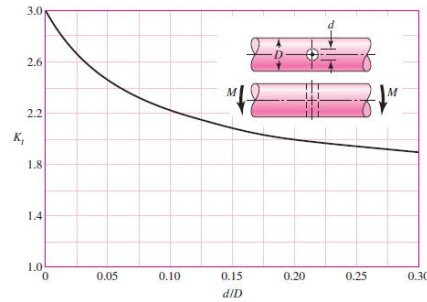


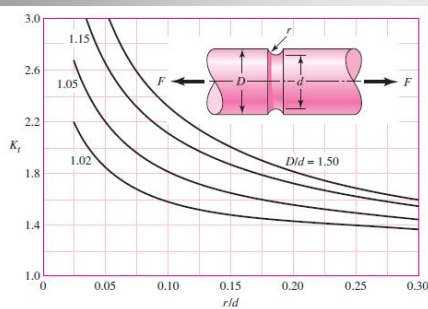
Plate loaded in tension by a pin through a hole. $\sigma_0 = F/A$, where $A = (w - d)t$. When clearance exists, increase K_t 35 to 50 percent.



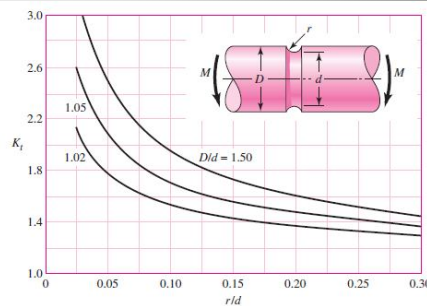
Round shaft in torsion with transverse hole.



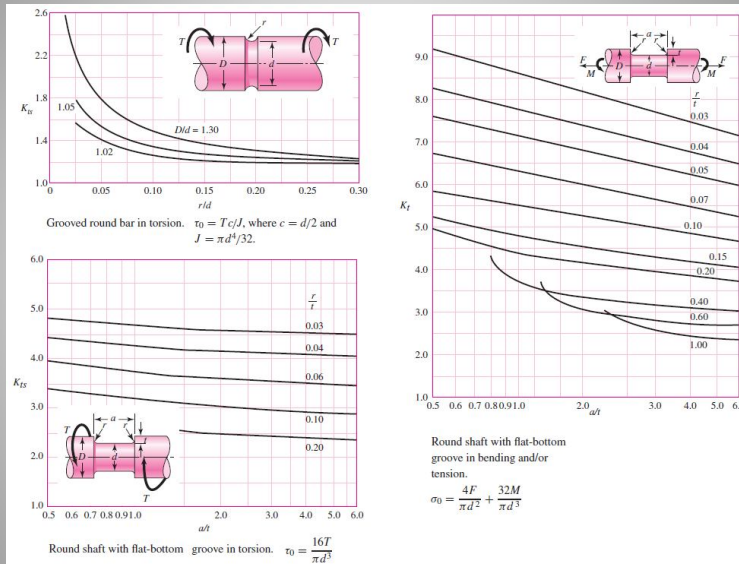
Round shaft in bending with a transverse hole. $\sigma_0 = M/[(\pi D^3/32) - (dD^2/6)]$, approximately.



Grooved round bar in tension. $\sigma_0 = F/A$, where $A = \pi d^2/4$.



Grooved round bar in bending. $\sigma_0 = Mc/I$, where $c = d/2$ and $I = \pi d^4/64$.



Makine Elemanları-I Ders Notu: Mukavemet

ÇEKME							EĞİLME						BURULMA						
r/d	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	r/d	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30
D/d													D/d						
1.01	1.36	1.24	1.17	1.15	1.14	1.13	1.54	1.36	1.26	1.20	1.16	1.14	1.09	1.26	1.17	1.13	1.11	1.09	1.08
1.02	1.48	1.34	1.26	1.22	1.20	1.19	1.64	1.44	1.33	1.27	1.22	1.19	1.20	1.56	1.34	1.23	1.18	1.14	1.12
1.05	1.70	1.46	1.37	1.32	1.27	1.25	1.78	1.53	1.42	1.34	1.28	1.25	1.09	1.26	1.17	1.13	1.11	1.09	1.08
1.1	1.87	1.56	1.44	1.37	1.32	1.29	1.88	1.58	1.46	1.38	1.31	1.27	1.09	1.26	1.17	1.13	1.11	1.09	1.08
1.2	2.12	1.69	1.53	1.44	1.38	1.34	1.96	1.62	2.48	1.39	1.34	1.28	1.20	1.56	1.34	1.23	1.18	1.14	1.12
2	2.55	2.00	1.78	1.64	1.54	1.49	2.16	1.74	1.55	1.43	1.36	1.30	1.33	1.68	1.41	1.29	1.23	1.19	1.15
6	-	-	-	-	-	-	2.42	1.88	1.64	1.48	1.38	1.33	1.75	1.75	1.46	1.34	1.27	1.22	1.18

Makine Elemanları-I Ders Notu: Mukavemet



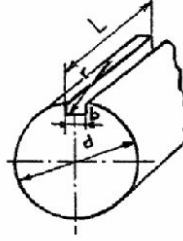
SAKARYA
UNİVERSİTESİ

K_t : Gerilme Yığılması Faktörü (Kama Kanallı Miller)

73 / 80

Kama kanallı millerde eğilme ve burulma durumu için
 K_t teorik gerilme yığılması faktörü.

EĞİLME						BURULMA	
L/b	b/d	K_t	L/b	b/d	K_t	r/d	K_t
1.0	0.1115	2.067	2.0	0.1	1.32	0.02	2.64
	0.239	2.027		0.2	1.322	0.04	2.25
	0.364	2.060		0.3	1.320		
	0.485	2.18		0.4	1.410		
	0.6	-		0.5	1.672		
	0.1	1.43		0.1	1.160		
1.5	0.2	1.44	2.5	0.2	1.176		
	0.3	1.52		0.3	1.300	0.08	2.10
	0.4	1.648		0.4	1.280	0.10	2.04
	0.5	1.91		0.5	1.235	0.12	2.00



Makine Elemanları-I Ders Notu: Mukavemet

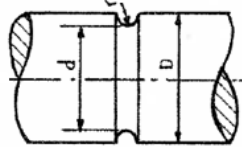


SAKARYA
UNİVERSİTESİ


K_t : Gerilme Yığılması Faktörü (Çevresel Kanallı Miller)

74 / 80

r/d	EĞİLME						BURULMA						ÇEKME					
	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30
D/d																		
1.01	1.58	1.40	1.32	1.27	1.23	1.20	1.28	1.20	1.16	1.14	1.13	1.13						
1.02	1.78	1.53	1.42	1.34	1.28	1.25	1.38	1.27	1.22	1.18	1.16	1.15	1.84	1.59	1.48	1.41	1.34	1.30
1.05	2.05	1.70	1.55	1.46	1.38	1.33	1.53	1.35	1.27	1.23	1.20	1.18	2.21	1.81	1.67	1.53	1.46	1.40
1.1	2.24	1.82	1.61	1.50	1.42	1.36	1.65	1.42	1.32	1.27	1.23	1.20	2.72	1.94	1.86	1.71	1.60	1.53
1.5	2.5	1.95	1.73	1.58	1.48	1.41	1.78	1.49	1.30	1.30	1.25	1.22	-	2.34	2.00	1.80	1.68	1.58
2	2.55	1.97	1.74	1.59	1.49	1.42	1.80	1.50	1.31	1.31	1.26	1.23						




Makine Elemanları-I Ders Notu: Mukavemet

 SAKARYA
UNİVERSİTESİ

Malzeme Özellikleri 75 / 80

	$\sigma_{\text{ÇK}}$ (R_m)	$\sigma_{\text{ÇAk}}$ (R_e)	$\sigma_{\text{ÇD}}$	σ_{eAk}	σ_{eD}	τ_{bAk}	τ_{bD}
Fe 37	370	240	170	340	190	140	110
Fe 42	420	270	190	380	220	150	130
Fe 50	500	320	220	450	250	180	150
Fe 60	600	380	260	540	320	220	180
Fe 70	700	450	320	620	370	260	100
Ck 45	600	360	300	500	320	220	180
30 Mn 5	700	450	360	620	400	270	230
34 CrMo 4	800	550	400	770	450	320	260
42 CrMo 4	900	700	450	980	500	600	290
50 CrMo 4	1000	900	500	1060	540	460	350

Makine Elemanları-I Ders Notu: Mukavemet

 SAKARYA
UNİVERSİTESİ

Sürekli Mukavemet Kontrolü: 1. Adım 76 / 80

Makina elemanının geometrisi tüm özellikleriyle (yuva, delik, kanal, fatura) belirlenir.

Dış kuvvet ve momentler tahmin edilerek mukavemet hallerine ait diyagramlar çizilir. Bu diyagramlar kesitlerin ne ölçüde zorlandığını gösterir.

Tehlikeli kesitler belirlenerek bu kesitlerdeki statik ve dinamik nominal gerilmeler ayrı ayrı hesaplanır.

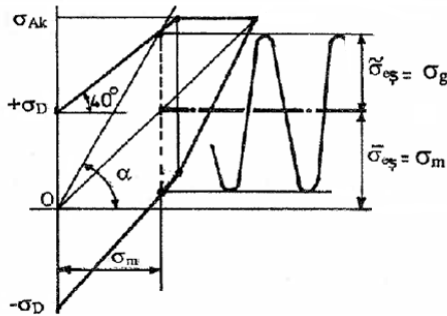
statik karakterdeki gerilmelerin üstüne (-),
dinamik karakterdeki gerilmelerin üstüne (~) işareti konur.

Makine Elemanları-I Ders Notu: Mukavemet

Elemanın yapıldığı malzemeye uyan bir kırılma hipotezi kullanılarak statik ve dinamik eşdeğer gerilmeler ayrı ayrı belirlenir.

Statik eşdeğer gerilme $\bar{\sigma}_{eş} = \sqrt{(\sum \bar{\sigma})^2 + 3 (\sum \bar{\tau})^2}$ (= ortalama gerilme σ_m)

Dinamik eşdeğer gerilme $\tilde{\sigma}_{eş} = \sqrt{(\sum \tilde{\sigma})^2 + 3 (\sum \tilde{\tau})^2}$ (= gerilme genliği σ_g)



$$\sigma_g = \tilde{\sigma}_{eş}$$

$$\sigma_m = \bar{\sigma}_{eş}$$

$$\sigma_{\bar{u}} = \bar{\sigma}_{eş} + \tilde{\sigma}_{eş}$$

$$\text{tg} \alpha = \sigma_{\bar{u}} / \sigma_m$$

Makine Elemanları-I Ders Notu: Mukavemet

Söz konusu malzeme ve zorlanma durumu için hazır bir SMD varsa buradan alınan sürekli mukavemet değerinden (σ_s) makina parçası için sürekli mukavemet emniyet değerine geçilebilir.

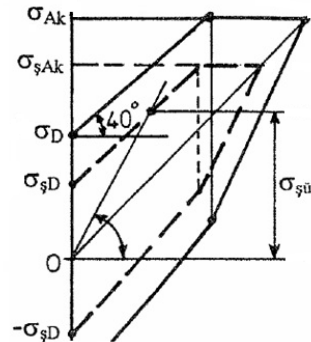
$$\sigma_g (\tilde{\sigma}_{eş}) \leq \sigma_{gem} = \sigma_s \cdot K_b \cdot K_y / K_{\zeta}$$

veya hazır diyagramdan $\sigma_m + \sigma_s$ okunarak $\sigma_{\bar{u}} \leq (\sigma_m + \sigma_s) \cdot K_b \cdot K_y / K_{\zeta}$ olup olmadığına bakılır. Emniyet katsayısı $S = \sigma_{gem} / \sigma_g$ olarak ortaya çıkar.

hazır SMD yoksa söz konusu malzeme ve en tehlikeli zorlanma durumu için SMD çizilir, sonra mukavemet azaltıcı faktörler (K_b, K_y, K_{ζ}) kullanılarak makina elemanının emniyetle dayanabileceği üst gerilmeyi ($\sigma_{\bar{u}}$) verecek olan **Sürekli Şekil Mukavemeti Diyagramı (SŞMD)** elde edilir.

$$\sigma_{\bar{u}AK} = \sigma_{Ak} \cdot K_b \cdot K_y / K_{\zeta}$$

$$\sigma_{\bar{u}D} = \sigma_D \cdot K_b \cdot K_y / K_{\zeta}$$



Makine Elemanları-I Ders Notu: Mukavemet



Başlangıç noktasından geçen ve yatayla α açısı yapan doğru çizilir.

Bu doğrunun üst SŞMD doğrusunu kestiği noktanın σ_m eksenine uzaklığı üst şekil mukavemeti değerini ($\sigma_{şü}$) belirler.

Bu söz konusu elemanın dayanabileceği üst gerilme sınırıdır.

Elemanı zorlamakta olan ve 2. adımda belirlenmiş bulunan

$\sigma_{ii} = \bar{\sigma}_{eş} + \tilde{\sigma}_{eş}$ değeri $\sigma_{şü}$ den küçük olmalıdır. $\sigma_{ii} \leq \sigma_{şü}$

Mevcut emniyet kat sayısı ise $S = \sigma_{şü} / \sigma_{ii}$ oranı ile ortaya çıkar.