

MAKİNE ELEMANLARI DERS SLATYLARI



GERİLME VE EMNİYET KATSAYISI

Prof. Dr. İrfan KAYMAZ

Prof. Dr. Akgün ALSARAN

Arş. Gör. İlyas HACISALİHOĞLU

Makine elemanlarının hesabı genel mukavemet bilgisi ile yapılır. **Mukavemet hesabının amacı bir elemanda dış kuvvetlerin doğurduğu zorlamaları hesap yoluyla bulmak ve bunu eleman sınır değerleriyle karşılaştırmaktır.**

Bir elemanın mukavemet değerleri, malzemenin mekanik özelliklerine, şekline ve boyutlarına bağlıdır. Emniyetli bir çalışma için bu değerler dış zorlamaların oluşturduğu gerilmelerden belli bir emniyet sağlayacak kadar büyük olmalıdır.

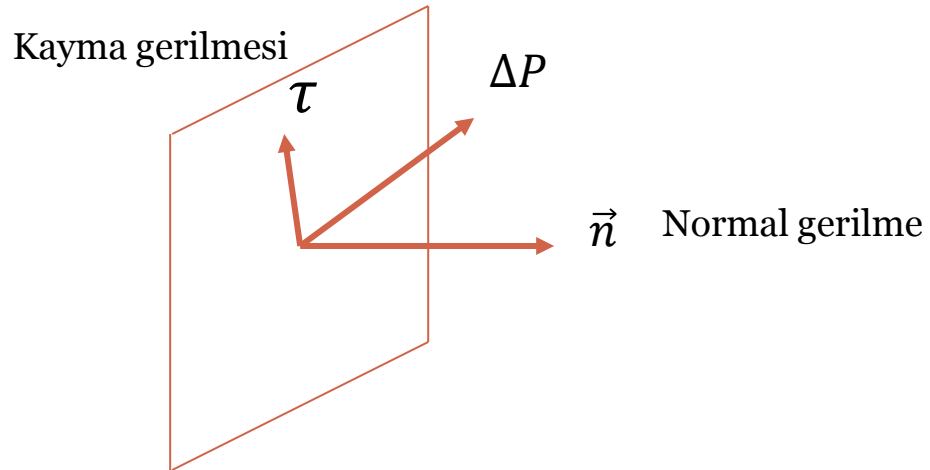
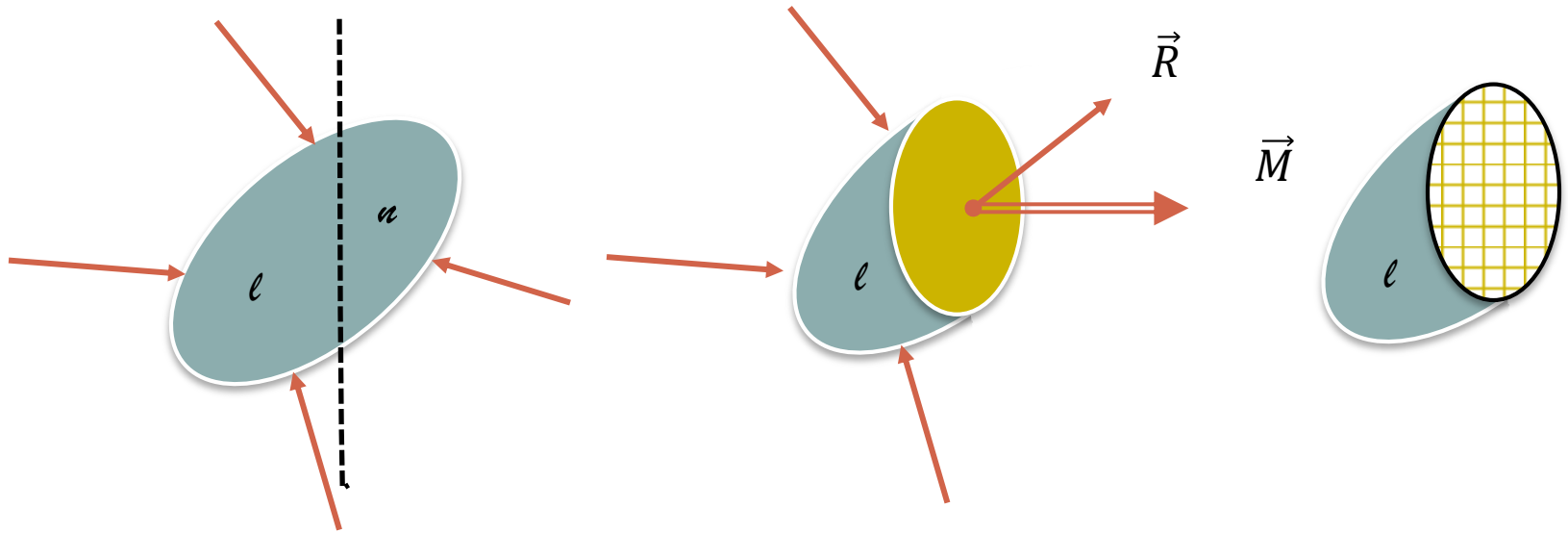
Boyutlandırma yapılırken genelde aşağıdaki hususlara dikkat edilir.

- **Sistem yükler altında taşıyıcı özelliği bozmamalı**
- **Boyutlandırma ekonomik olmalı**
- **Estetik veya güzellik kavramı değerlendirilmeli**
- **Emniyetli şekilde boyutlandırılmalı**

Herhangi bir makine, mekanizma veya makine elemanında diğer cisimlerin veya elemanların yapmış olduğu etki **kuvvet** olarak tanımlanabilir. Genelde cisimler arasında bulunduğu kabul edilen etkiler veya tepkiler ya doğrudan belirli dış kuvvetler veya bağ kuvvetleri şeklinde ortaya çıkar. **Dış kuvvetler veya momentler** bilinen (ağırlık kuvvetleri gibi) olup diğer kuvvetler, cisimler arasındaki bağdan doğar.

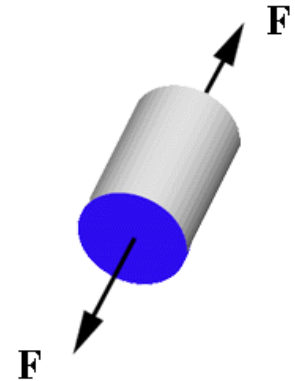
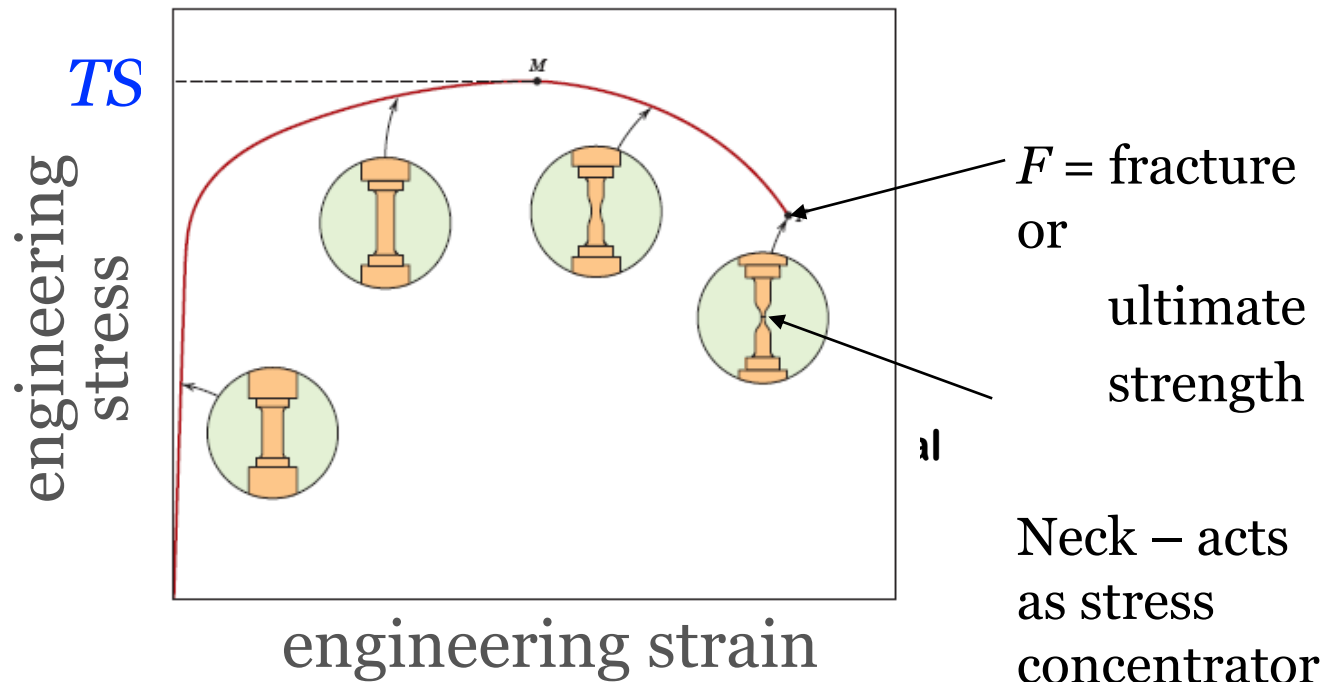
Dış kuvvetler tahrik ve faydalı kuvvetler gibi **doğrudan doğruya verilen kuvvetlerdir**. Bağ ve mafsallı kuvvetleri ise doğrudan bilinmemektedir.

İç kuvvetler ise incelenen cisim veya elemanın parçaları arasındaki etki ve tepkiden doğar. Bu kuvvetin esas özelliği veya karakteri sürekliliği arz edecek şekilde kesit yüzeyi boyunca dağılmış olmasıdır. Yüzeye dağılmış iç kuvvetlerin herhangi bir noktada dağılma veya yayılma şiddeti, birim alana düşen iç kuvvet olup **gerilme** olarak adlandırılır.



$$P = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \left(\frac{\Delta P}{\Delta A} \right)^n$$

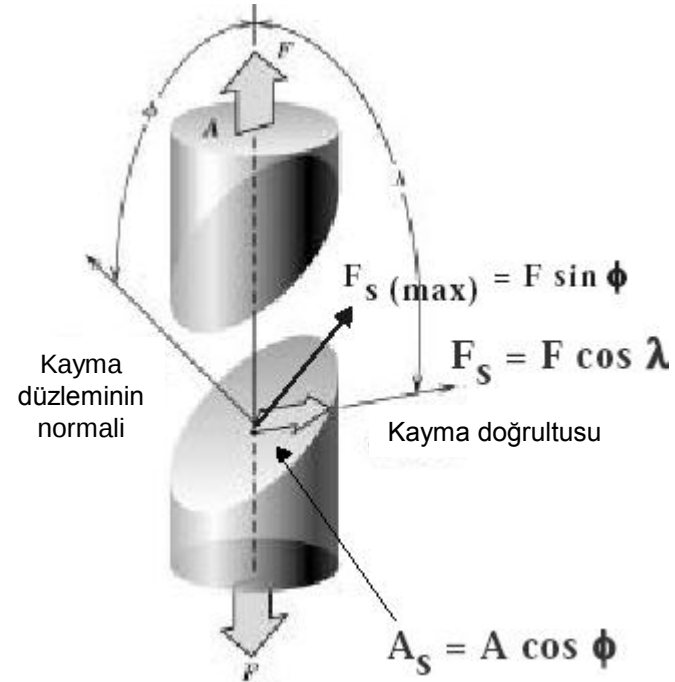
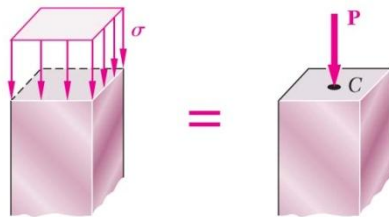
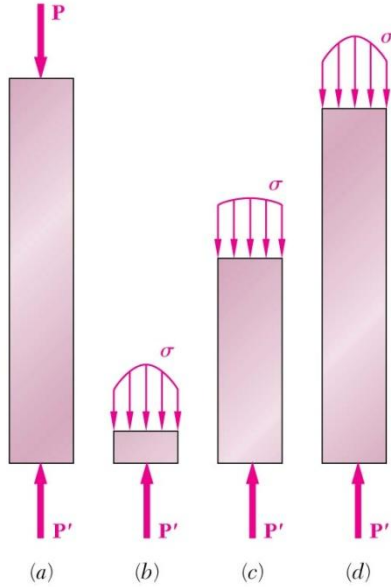
Makine elemanları **çubuk**, **düzlem** ve **hacim** boyutuna sahip olan elemanlardır. Farklı konstrüksiyonlar sahip olan bu elemanlar bir kuvvetle yüklendiği zaman, kuvvetin şiddetine bağlı olarak eleman kesitin küçük olduğu yerde kopmaktadır. Kopma düzlemine **dik** doğrultuda **normal gerilmeler** ve **düzlem içerisinde** kalan ise **kayma gerilmeleri**, malzemenin tahrip olmasına yol açmaktadır. Meydana gelen maksimum gerilmeler mukavemet formülleri yardımı ile, emniyet gerilmeleri ise mukavemet deney sonuçları ve emniyet katsayıları yardımı ile elde edilmektedir.



$$\sigma = \frac{F}{A} = E \cdot \varepsilon$$

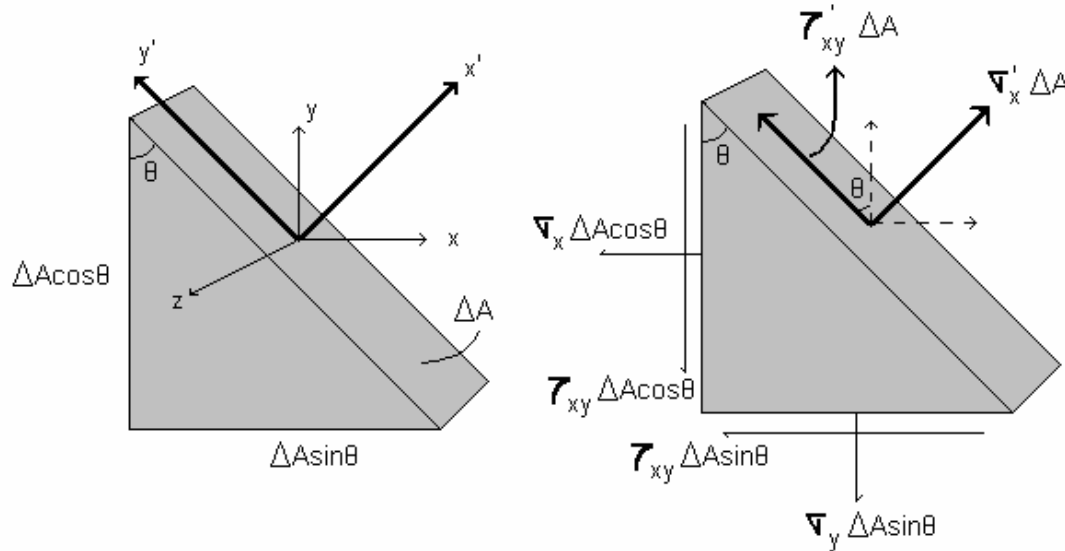
$$\varepsilon = \frac{l - l_o}{l_o} = \frac{\Delta l}{l_o}$$

Bir boyutu diğer ikisine oranla çok büyük olan çubuk şeklindeki elemanlarda tek eksenli gerilme hali söz konusudur.



$$\tau_r = \frac{F_s}{A_s} = \frac{F \cdot \cos \lambda}{\frac{A}{\cos \phi}} = \frac{F}{A} \cdot \cos \lambda \cdot \cos \phi = \sigma_s \cdot \cos \lambda \cdot \cos \phi$$

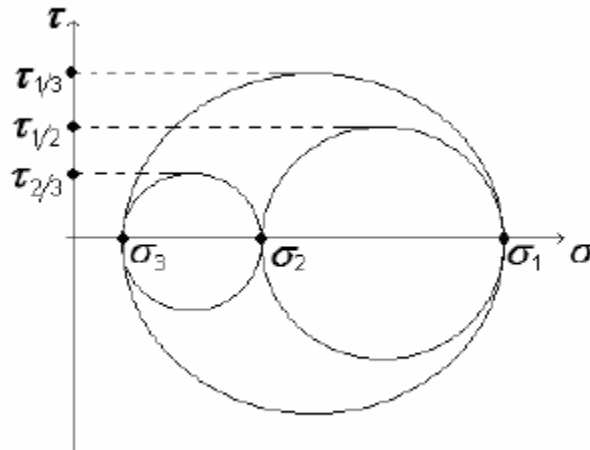
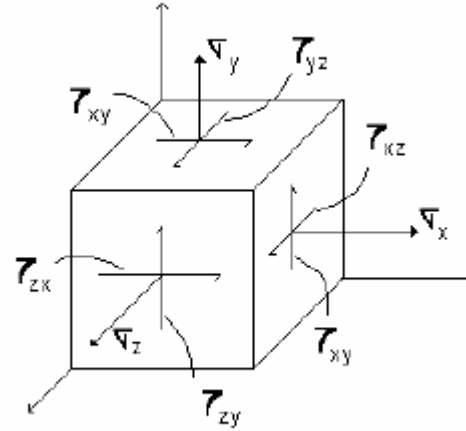
Bu gerilmeler iki boyutu diğer boyutuna oranla çok büyük olan ince plaklarda (kalınlığı fazla olmayan) veya düzlemsel levhalarda oluşur. Etki eden kuvvetlerle iki doğrultudaki dik kesitlerde σ_1 ve σ_2 normal gerilmeleri söz konusudur. Bütün gerilmeler aynı düzleme paralel olduğundan bu gerilme hali düzlem gerilme hali olarak da bilinir.



$$\sigma'_x = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \cos 2\theta + \tau_{xy} \sin 2\theta$$

$$\tau'_{xy} = -\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \sin 2\theta + \tau_{xy} \cos 2\theta$$

Her üç boyutu aynı olan küp şeklindeki elemanlarda veya kalın plaklarda oluşur ve cisme etkiyen kuvvetlerin birbirine dik üç eksen doğrultusunda bileşenleri vardır. Bu şekildeki üç eksenli gerilme halinde gerilmesiz hiçbir kesit veya yüzey yoktur.



$$\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$$

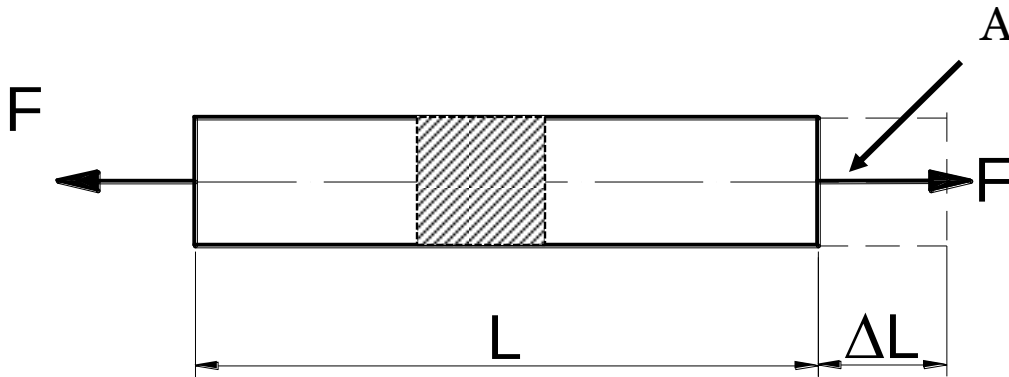
$$\tau_{1/2} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}$$

$$\tau_{2/3} = \frac{\sigma_2 - \sigma_3}{2}$$

$$\tau_{1/3} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}$$

Mukavemet açısından bir makine elemanının maruz kaldığı normal gerilmeler; **çekme, basma, eğilme, özel (yüzey basınç gerilmesi) ve burkulma (flambaj) gerilmeleri** olarak sayılmaktadır. Kayma gerilmeleri ise kesme gerilmesi ve burulma gerilmesi şeklinde sıralanmaktadır.

Çekme gerilmesi: Bir elemana aynı eksen doğrultusunda ve ters yönde kuvvet etkimesinde elemanın kritik kesitinde meydana gelen normal gerilmedir.

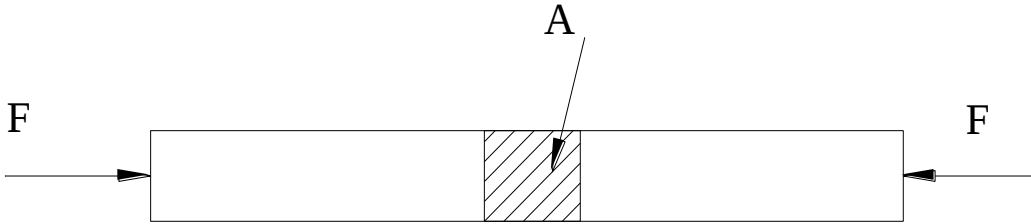


$$\sigma_{\zeta} = \frac{F}{A} \leq \sigma_{\zeta.em}$$

$$\Delta l = \frac{F.l}{E.A}$$



Basma gerilmesi, bir elemana aynı eksen doğrultusunda ve aynı yönde kuvvet etkimesinde elemanın kritik kesitinde meydana gelen normal gerilmedir.

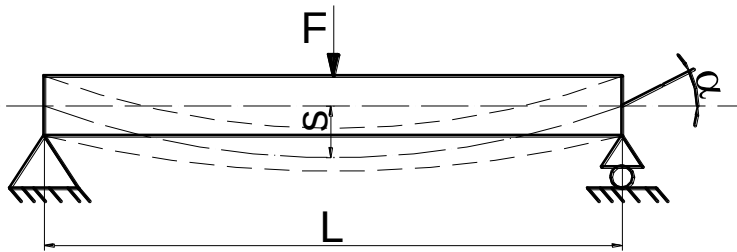


$$\sigma_b = \frac{F}{A} \leq \sigma_{b.em}$$



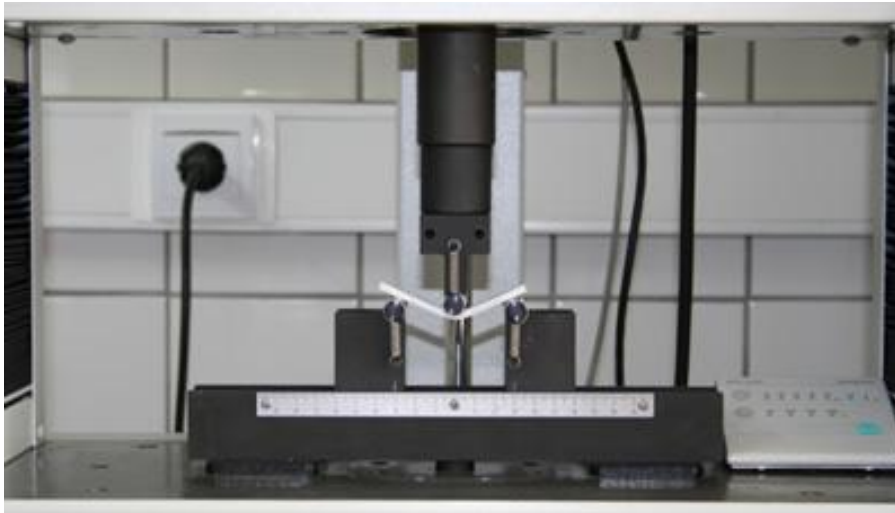
Basma

Eğilme gerilmesi, iki ucu serbest mesnetli veya bir ucu ankastre kirişler bir kuvvete maruz kaldığında eğilme momenti etkisi altında eğilme gerilmesine maruz kalmaktadır.



$$\sigma_e = \frac{M_e}{W_e} = \frac{F.L}{4.W_e} \leq \sigma_{e.em}$$

$$\sigma_e = \frac{M_e}{W_e} = \frac{F.L}{W_e} \leq \sigma_{e.em}$$

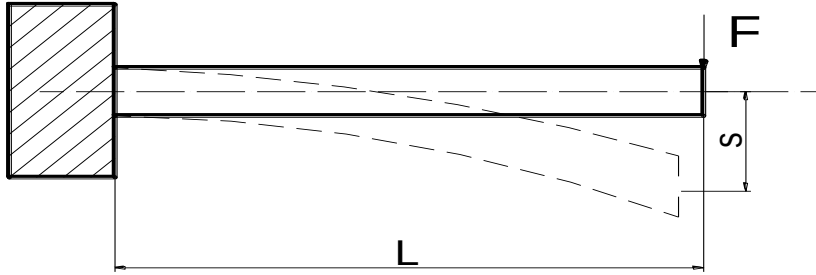


$$s = \frac{F.l^3}{48.E.I}$$

sehim veya çökme,

$$\alpha = \frac{F.l^2}{16.E.I}$$

açısal şekil değiştirme



$$\sigma_e = \frac{M_e}{W_e} = \frac{F.L}{4.W_e} \leq \sigma_{e.em}$$

$$\sigma_e = \frac{M_e}{W_e} = \frac{F.L}{W_e} \leq \sigma_{e.em}$$

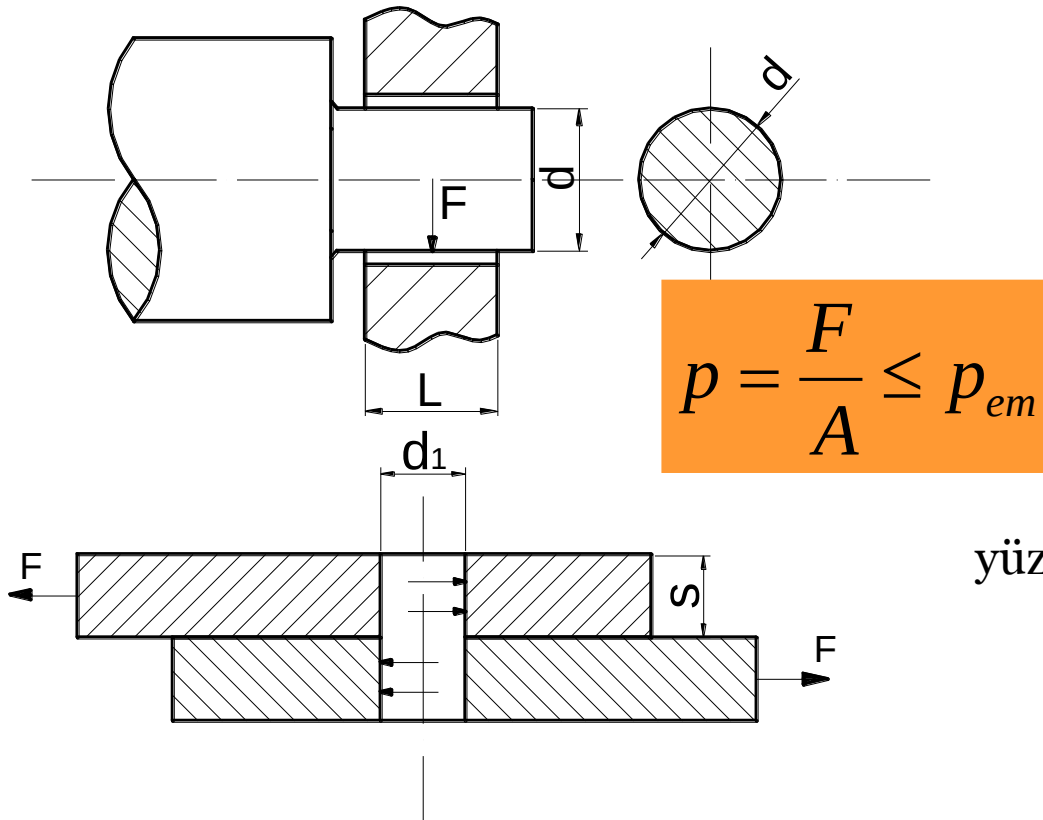
$$s = \frac{F.l^3}{3.E.I}$$

sehim ve

$$\alpha = \frac{F.l^2}{2.E.I}$$

açısal şekil değiştirme

Özel gerilme (yüzey basınç gerilmesi), birbirleri ile temas halinde çalışan elemanlar, temas yüzeyleri boyunca birbirlerine basınç uygulayarak plastik deformasyona zorlamaktadır. Malzemesi zayıf olan eleman kuvvet altında daha çabuk tahrip olmaktadır. Temas yüzeylerinde izafi hareket yok ise EZİLME, var ise AŞINMA oluşur.



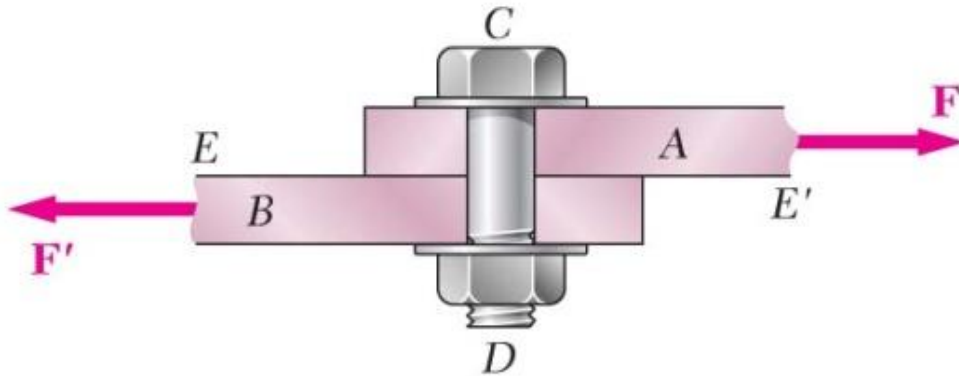
$$A = d \cdot l$$

yüzey basıncı alanı veya izdüşüm
(PROJEKSİYON) alanı

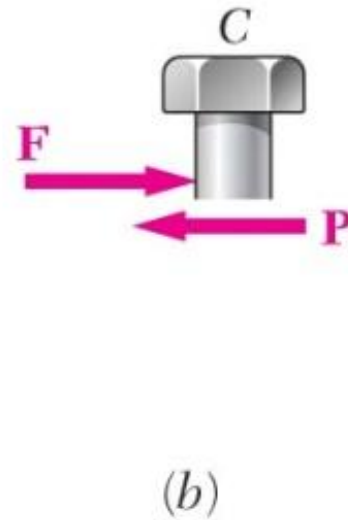
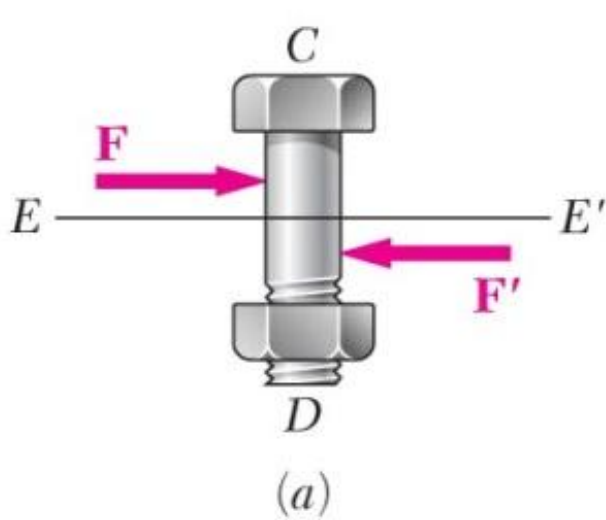
$$A = s \cdot d_1$$

yüzey basıncı alanı

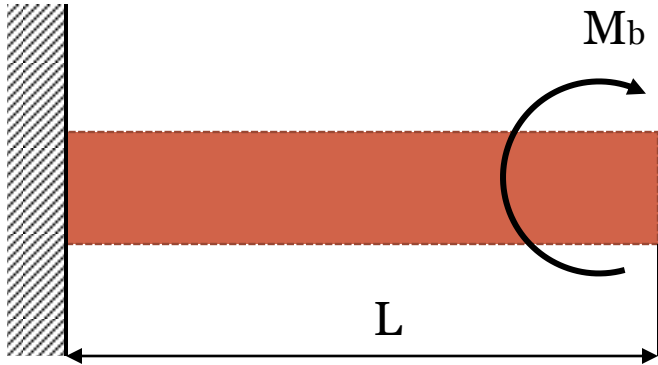
Makaslama (kesme) gerilmesi



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



Burulma gerilmesi, dönen eleman, dönme eksenini boyunca döndürme momenti etkisinde burulmaya maruz kalarak kayma gerilmesi ile yüklenmektedir.



$$\tau_b = \frac{M_b}{W_b} = 9550 \cdot \frac{N}{n} \cdot \frac{1}{W_b} \leq \tau_{b.em}$$

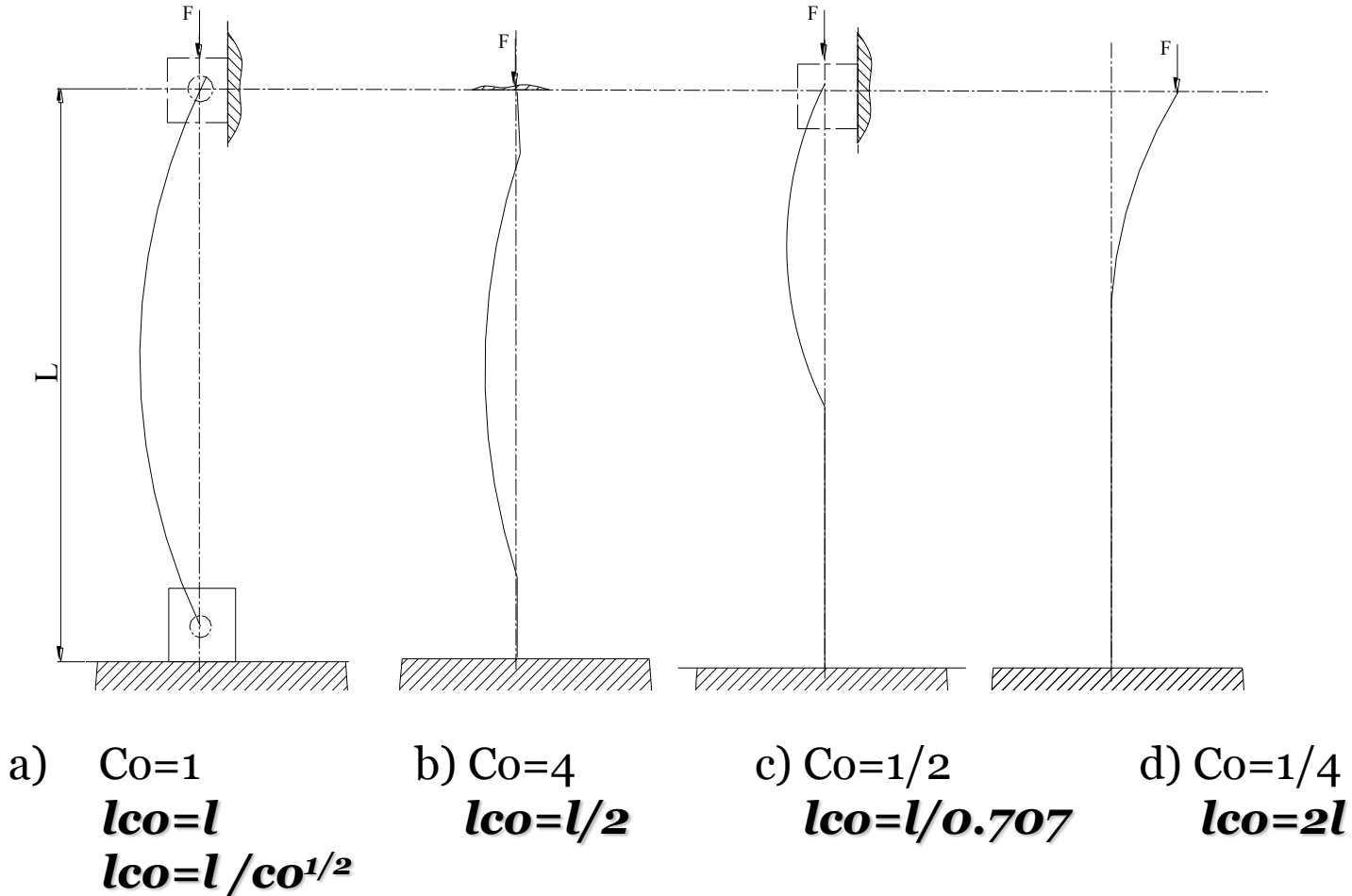
$$\theta = \frac{M_b \cdot l}{G \cdot I_p}$$

burulma açısı

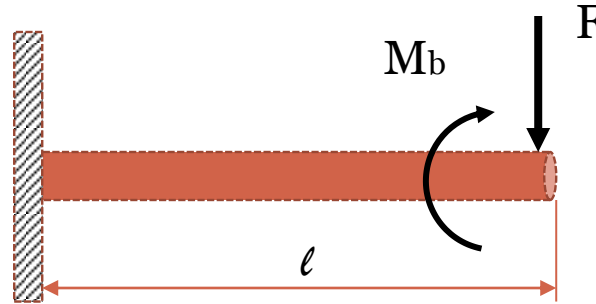


Burulma

Burkulma gerilmesi, flambaj az çok bütün elemanlarda oluşan bir normal gerilme şeklidir. Ancak basma kuvveti altında yüklenen ince uzun çubuklarda, kritik yükün üzerinde görülmektedir.



Makine elemanlarında basit zorlama halleri veya gerilmelerden birkaçı aynı anda oluşabilir. Genellikle iki veya üç eksenli gerilme hallerinin söz konusu olduğu bu tür zorlanma şekillerine bileşik gerilme hali denir.



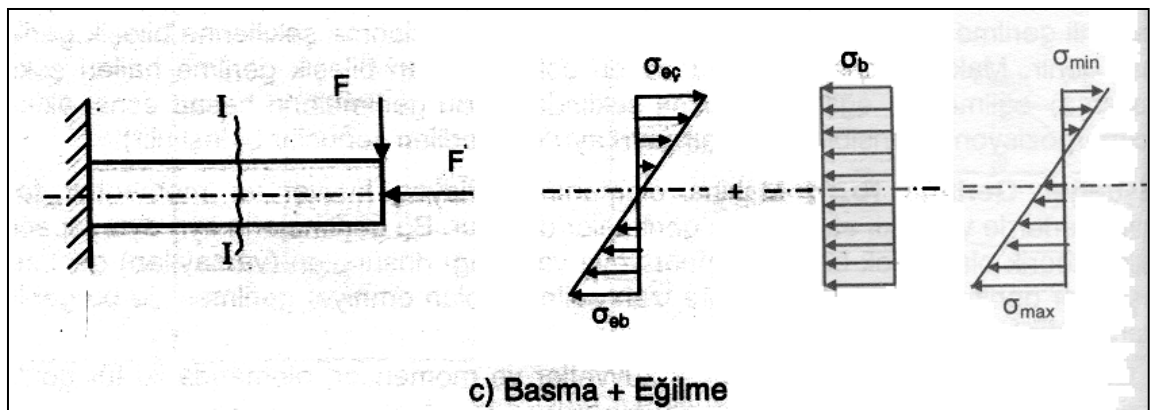
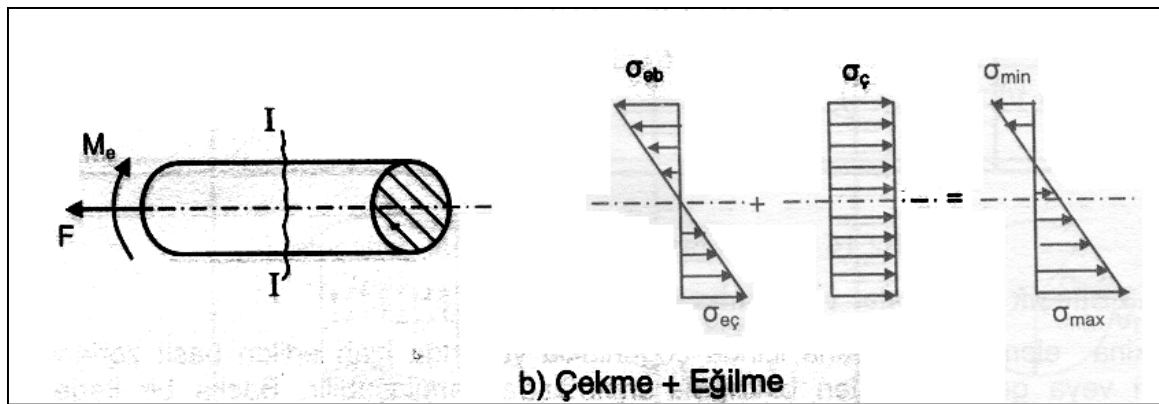
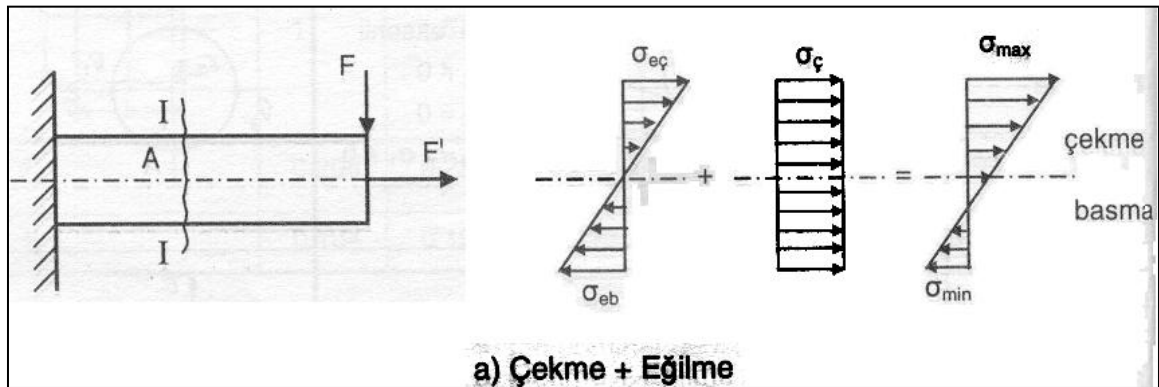
Eşdeğer gerilme, farklı karakterlerdeki ve farklı eksenlerdeki gerilmelerin doğurduğu ayrı ayrı etkileri, tek başına yaptığı varsayılan gerilmeye denir.

$$\sigma_{eş} = \sigma_{max} = \sigma_{\zeta} + \sigma_e = \frac{F}{A} + \frac{M_e}{W_e}$$

$$\sigma_{eş} = \sigma_{min} = \sigma_{\zeta} - \sigma_e = \frac{F}{A} - \frac{M_e}{W_e}$$

En fazla rastlanılan bileşik gerilme halleri:

- Çekme (basma)-eğilme
- Eğilme-burulma

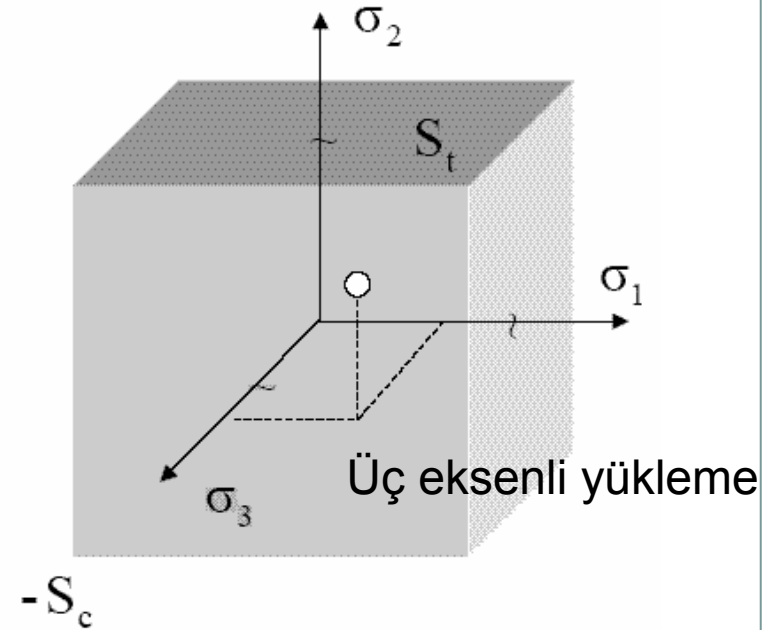
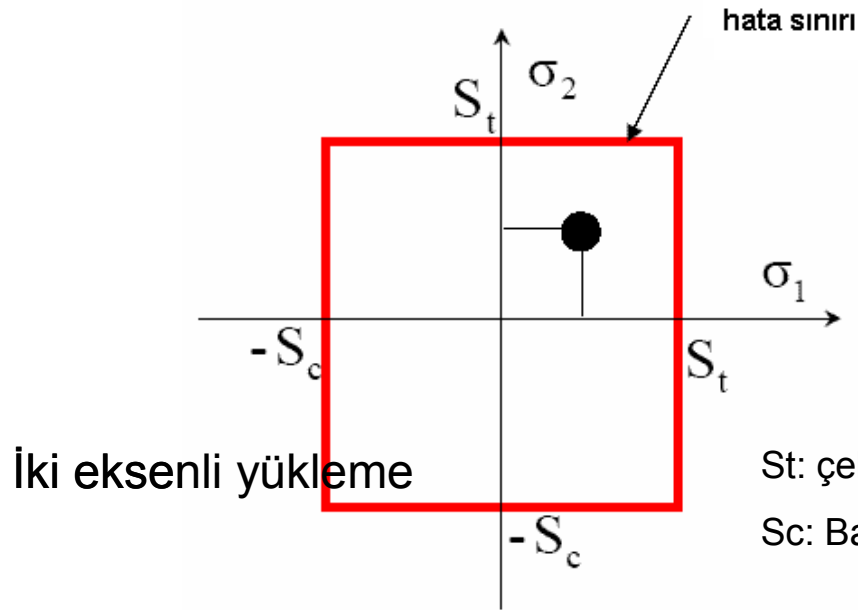


Kırılma (Akma) hipotezleri: Elemana aynı anda etkiyen yüklerin oluşturduğu gerilmelerin bir hesap yöntemine göre, tek bir değere indirgenmesi ve bu değer hangi sınıra ulaşırsa makine elemanında hasar meydana geleceğini ifade eder.

Belli Başlı Kırılma Hipotezleri:

- **Maksimum Normal Gerilme Hipotezi**
- **Maksimum Şekil Değiştirme Hipotezi**
- **Maksimum Kayma Gerilmesi Hipotezi**
- **Maksimum Biçim Değiştirme Enerjisi Hipotezi**

Üç **asal gerilmeden** herhangi birinin malzeme dayanımını aştığında hasarın (kırılma veya kopmanın) meydana geldiği varsayılır:



Eşdeğer gerilme:

$$\sigma_{eş} = 0.5\sigma + 0.5\sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}$$

veya $\sigma_{eş} = \sigma_{\max} = \sigma_1 (\text{veya } \sigma_3)$

Eşdeğer moment:

$$M_{eş} = 0.5M_e + 0.5\sqrt{M_e^2 + M_b^2}$$

Akma (hasar); elemandaki **maksimum kayma gerilmesi** tek eksenli yüklemde çekme numunesindeki maksimum kayma gerilmesine eşit olduğunda meydana gelir.

Tek eksenli yüklemde; $\tau_0 = \frac{\sigma_0}{2}$ değerinde akar

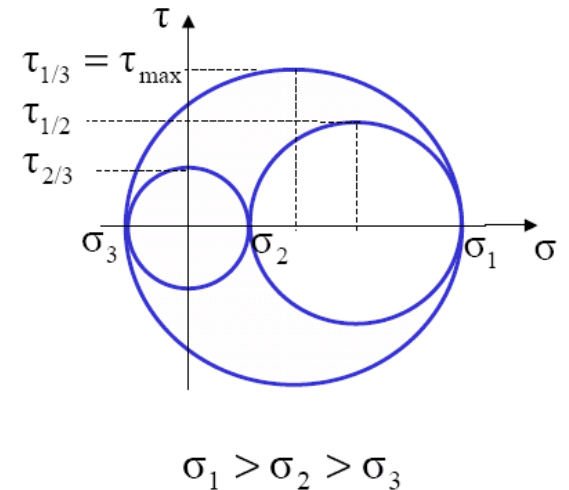
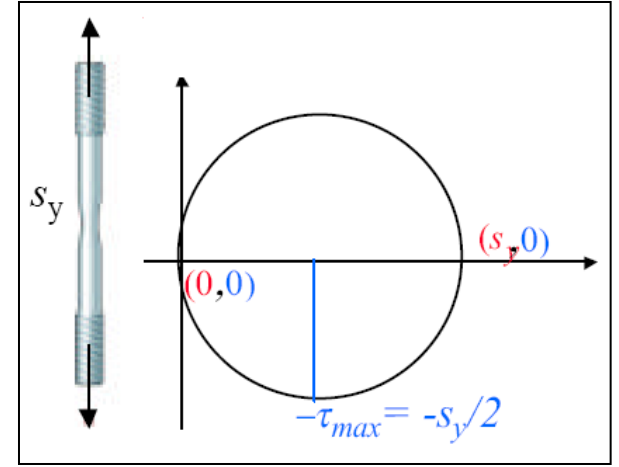
Burada σ_0 akma gerilmesidir.

Üç eksenli yükleme durumunda, asal kayma gerilmeleri asal normal gerilmeler cinsinden aşağıdaki gibi verilir:

$$\tau_1 = \frac{|\sigma_2 - \sigma_3|}{2}, \quad \tau_2 = \frac{|\sigma_1 - \sigma_3|}{2}, \quad \tau_3 = \frac{|\sigma_1 - \sigma_2|}{2}$$

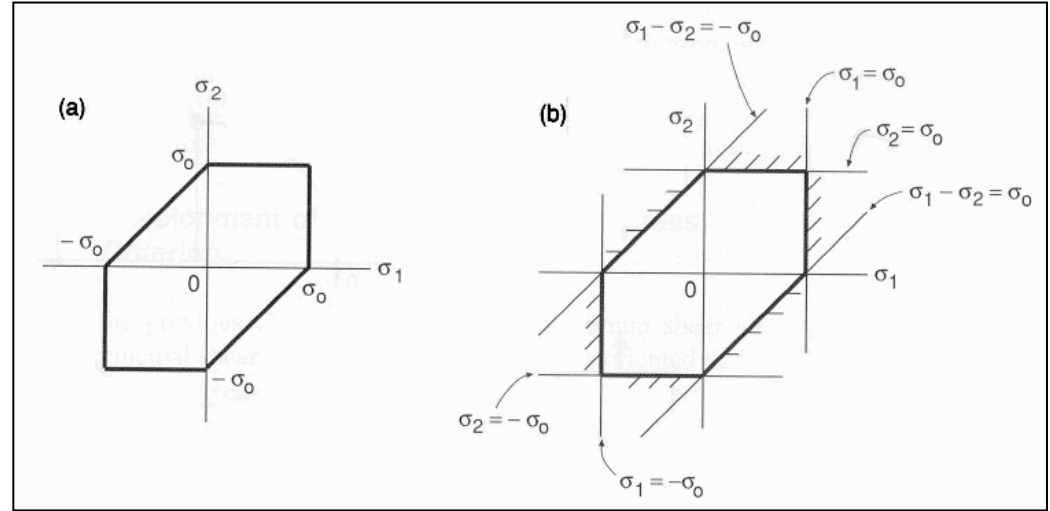
Tresca akma kriteri aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$\tau_o = \text{MAX} \left(\frac{|\sigma_1 - \sigma_2|}{2}, \frac{|\sigma_2 - \sigma_3|}{2}, \frac{|\sigma_3 - \sigma_1|}{2} \right)$$



Tresca kriterinin düzlem gerilme durumunda şekil üzerinde gösterimi yan tarafta verilmiştir.

$$\sigma_o = \text{MAX} (|\sigma_1 - \sigma_2|, |\sigma_2|, |\sigma_1|)$$



Akma yüzeyinin elde edilmesinde aşağıdaki ifade kullanılır:

$$\sigma_1 - \sigma_2 = \pm \sigma_o, \quad \sigma_2 = \pm \sigma_o, \quad \sigma_1 = \pm \sigma_o$$

Buradaki ilk ifade bir doğru tanımlar

Tresca kriterinde eşdeğer gerilme ve moment aşağıdaki gibi verilir:

Eşdeğer gerilme

$$\sigma_{eş} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}$$

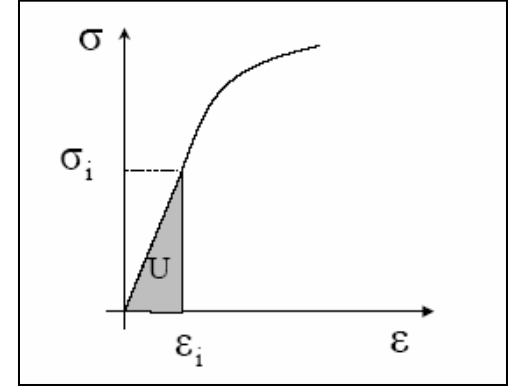
Eşdeğer moment

$$M_{eş} = \sqrt{M_e^2 + M_b^2}$$

Akma (hasar); elemanın birim hacmindeki şekil değiştirme enerjisi, tek eksenli çekme numunesinin akma dayanımına kadar yüklendiğinde oluşan şekil değiştirme enerjisine eşit olduğundan meydana gelir

Şekil değiştirme enerjisi:

$$U = \frac{1}{2} \sigma_1 \varepsilon_1 + \frac{1}{2} \sigma_2 \varepsilon_2 + \frac{1}{2} \sigma_3 \varepsilon_3$$



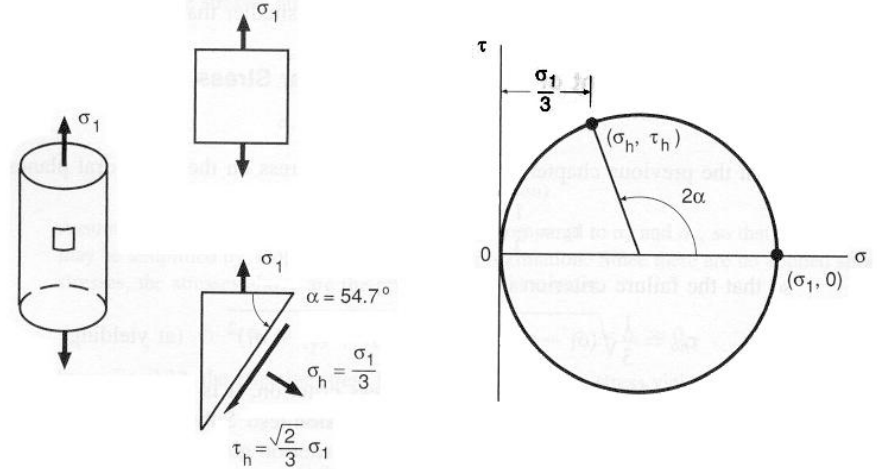
Diğer bir tanımda, malzemedeki hasar oktahedral düzlemdeki kayma gerilmesi kritik bir değere ulaştığında meydana gelir:

$$\tau_{ho} = \frac{1}{3} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}$$

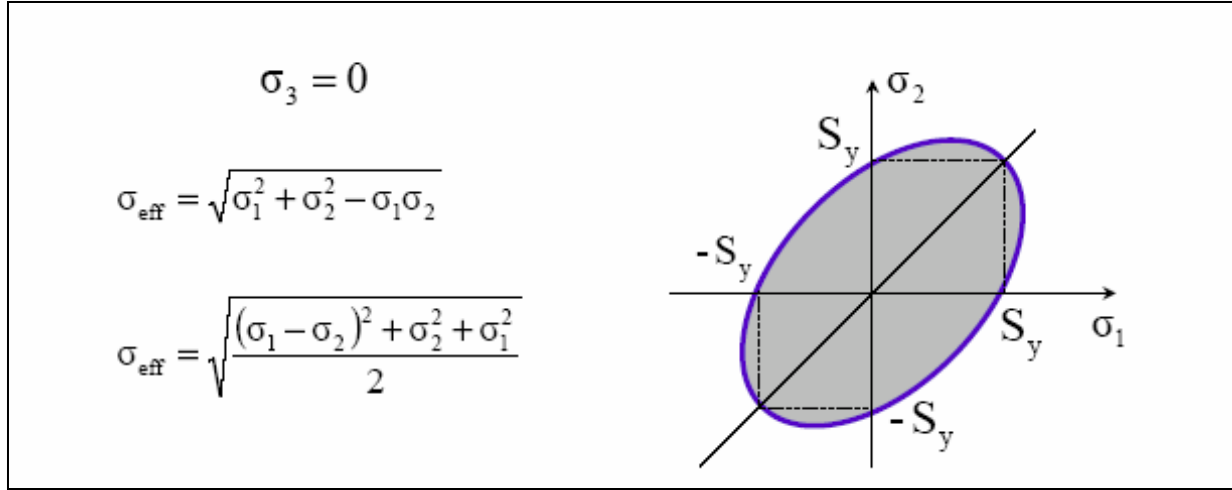
Kritik değer olarak tek eksenli yüklemedeki akma gerilmesi dikkate alınır : $\sigma_1 = \sigma_{akma}$

Kritik değer:
$$\tau_{ho} = \frac{\sqrt{2}}{3} \sigma_{akma}$$

$$\sigma_{akma} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}$$



Düzlem gerilme durumunda:



- Gerilme durumu gölgeli alanda oldukça akma meydana gelmez.
- Mavi çizgi ile belirtilen ve malzemenin akmaya başladığı yüzey akma yüzeyi olarak tanımlanır.
- Von Mises kriterinde oktahedral kayma gerilmesinin kullanılmasının sebebi:
 - Hidrostatik gerilme şekil değişimine neden olmadığından, bu gerilmenin bulunduğu düzlemdeki diğer gerilme bileşeni oktahedral gerilme olur ve bu da şekil değişimine neden olur
 - Maksimum kayma gerilmesi hipotezi (Tresca) ancak 2 düzlemde meydana gelmesine rağmen oktahedral kayma gerilmesi ise 4 düzlemde meydana gelir ve istatistiksel olarak kayma düzlemi bulma ihtimali daha da yüksektir.

Üç eksenli gerilme durumunda eşdeğer gerilme:

$$\sigma_{eş} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}$$

İki eksenli gerilme durumunda eşdeğer gerilme:

$$\sigma_{eş} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

İki eksenli gerilme durumunda eşdeğer moment:

$$M_{eş} = \sqrt{M_e^2 + 0.75M_b^2}$$

Gevrek malzemeler için:

➤ Maksimum Normal Gerilme Kırılma Hipotezi

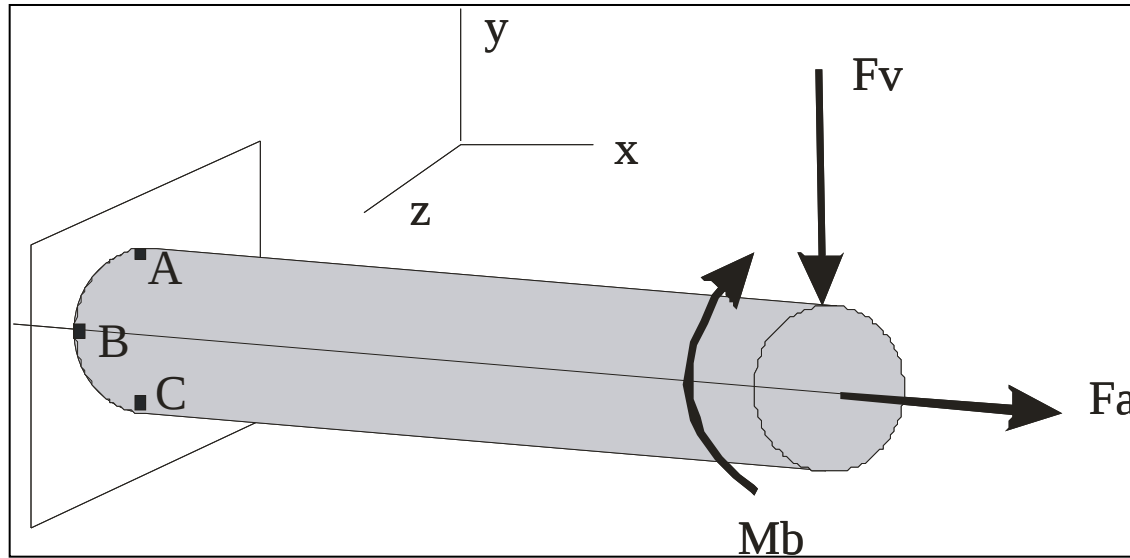
Sünek malzemelerde ise:

➤ Maksimum kayma gerilmesi hipotezi (Tresca)

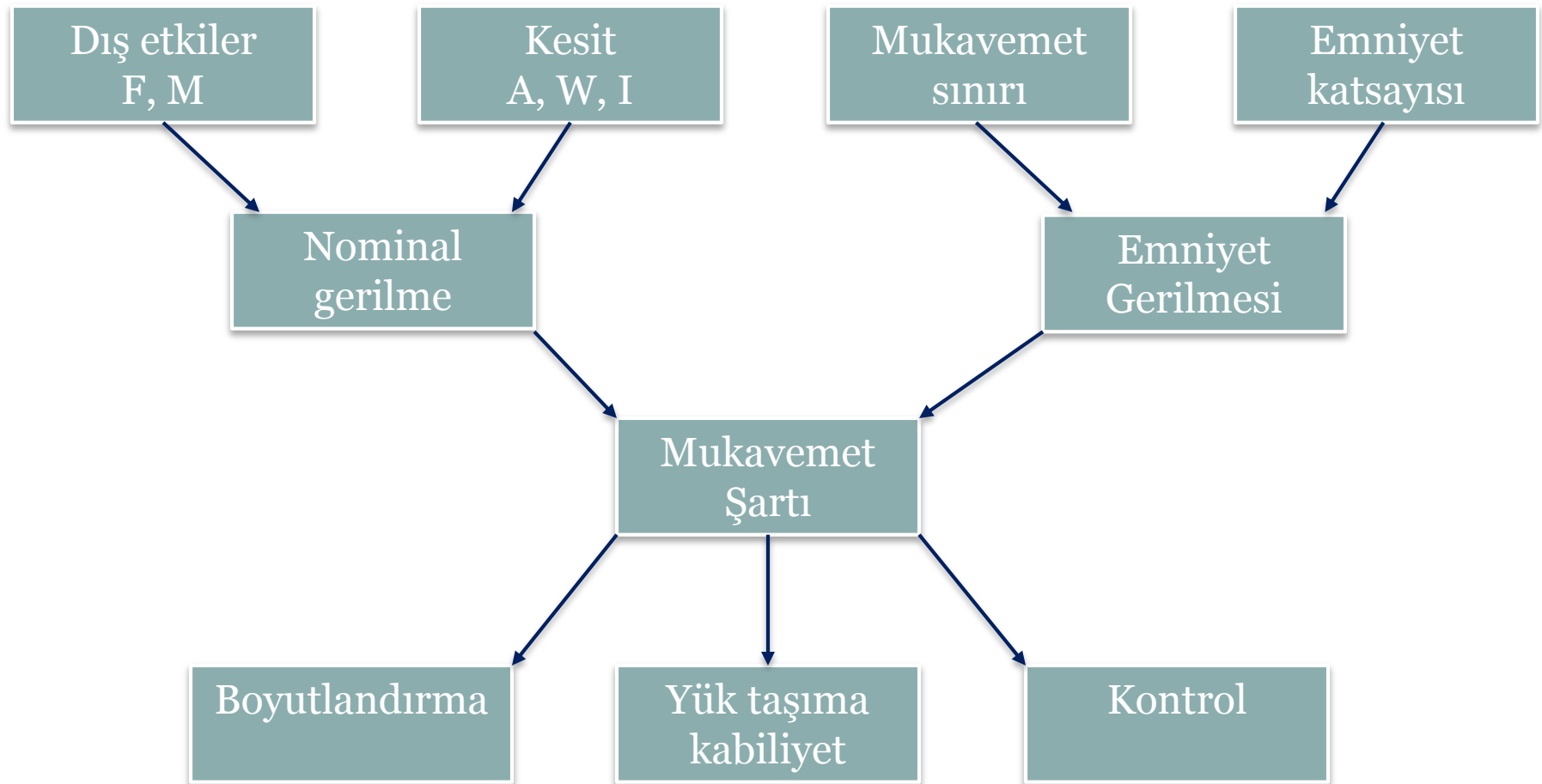
➤ Maksimum şekil değiştirme enerjisi hipotezi (Von Mises)

Aşağıda şekli verilen makine elemanının *kritik noktadaki* gerilmeleri belirleyiniz (Maksimum şekil değiştirme enerjisi akma hipotezini kullanınız).

$$\sigma_{AK} = 600MPa, F_v = 10kN, F_a = 20kN, M_b = 450Nm$$



Mukavemet hesaplarında takip edilecek adımlar.



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

- Çok defa elemanı zorlayan kuvvet veya momentin büyüklüğü, doğrultusu ve zaman içinde değişimleri tam olarak bilinmez. Bazı hallerde kütle, frenleme, ısı kuvveti gibi bir takım kuvvetlerin hesaplanması zordur ve bunların tespiti için yaklaşık yöntemler kullanılır.
- Elemanda meydana gelen gerilmeler mukavemet kanunlarına göre hesaplanır. Mukavemet kanunları ise basit cisim olan çubuğu esas alır. Makine elemanları ise çubuktan çok farklı cisimler olduklarından matematiksel model kurulurken bir çok hata yapılabilir.
- Mukavemet kanunları, ideal özelliklere sahip malzemeler (tam elastik, homojen, izotrop gibi) için tanımlanır. Gerçekte tüm elemanların yapıldıkları malzemeler bu özelliklere sahip değildir.
- Isıl işlem, soğuk çekme, kaplama gibi işlemler malzeme mukavemetine etki eder Bu etkiler tam olarak tespit edilip hesaplara alınamamaktadır.
- Çevre şartları ve zaman da malzeme mukavemetine etki eden diğer unsurlardandır. Bu etkilerin hesaplara katılması zordur.

Yukarıda sıralanan sebeplerden dolayı elemanlar hiçbir şekilde kendisi için tehlikeli olabilecek sınır değerlere kadar yüklenemez. Daima bir emniyet payı bırakılmalıdır.

Tasarımdaki hedef; elemanda oluşacak gerilemeler belirlenen bir sınır değer altında kalmasıdır.

Güvenirlilik; bir makinenin veya makine elemanının öngörülen süre içinde uygun çalışma performansını gösterme olayının olasılığıdır.

Emniyet gerilmesi; makine elemanının geometrik yapısına ve işletme şartlarına bağlı olarak malzemenin mekanik özelliklerinden tespit edilen ve elemanın emniyetle direnç gösterebileceği en büyük gerilme veya sınır değerinin ölçüsüdür.

Emniyet gerilmesi değeri; mekanik testlerden elde edilen kopma veya akma mukavemeti gibi değerlerin belirsizlik katsayısı ile bölümünden elde edilir:

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma^*}{S}$$

$$\tau_{em} = \frac{\tau^*}{S}$$

S: emniyet katsayısı

σ^* :malzemenin akma veya kopma mukavemet sınırı

Emniyet katsayısı (s)	Malzemenin özellikleri ve çalışma şartları
1.25-1.5	Kesinlikle tespit edilen kuvvetler ile gerilmelere maruz ve kontrol edilebilen şartlar altında çalışan çok güvenilir malzemeler
1.5-2	Nispeten sabit çevre şartlarında çalışan, kolayca tespit edilebilen kuvvetler ile gerilmelere maruz ve özellikleri çok iyi bilinen malzemeler
2-2.5	Normal çevre şartlarında çalışan ve tespit edilebilen kuvvetler ile gerilmelere maruz kalan orta kalite malzemeler
2.5-3	Normal çevre, kuvvet ve gerilme şartları altında çalışan az denenmiş ve kırılğan malzemeler
3-4	Normal çevre, kuvvet ve gerilme şartları altında çalışan denenmemiş malzemeler. Belirsiz çevre şartlarında çalışan veya belirsiz gerilmelere maruz tanınmış malzemeler içinde uygulanır
≥ 5	Burkulmaya zorlanan malzemeler

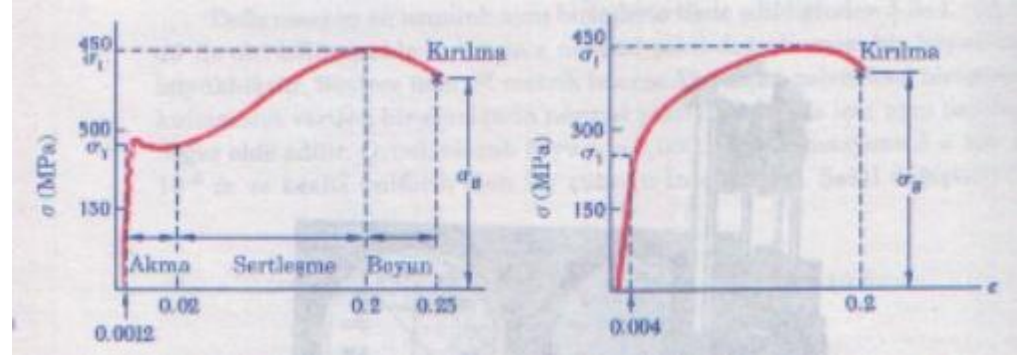
Bir makine elemanının dayanımı (mukavemeti)

- makine elemanının malzemesinin cinsine
- imal usulüne
- ısı işleme bağlıdır

Makine elemanının dayanımı yükleme durumuna bağlıdır;

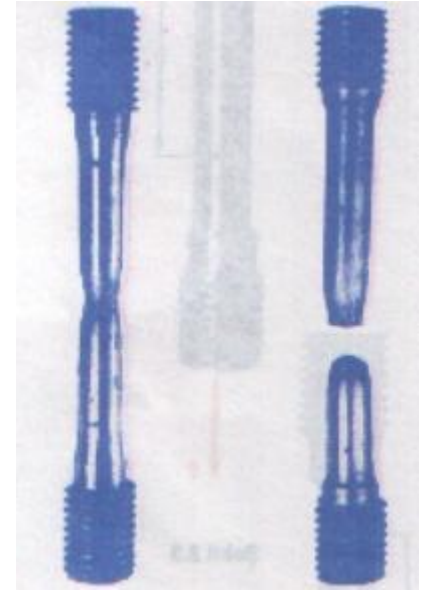
- statik dayanım sınırı $\Rightarrow$ statik deneylerden (çekme deneyi)
 - dinamik dayanımı $\Rightarrow$ dinamik deneylerden (yorulma deneyi)
- elde edilir.

Önemli bir malzeme özelliği olan gerilme-şekil değiştirme değerleri çekme numunesinin çekme deneyinde kullanılarak elde edilir.

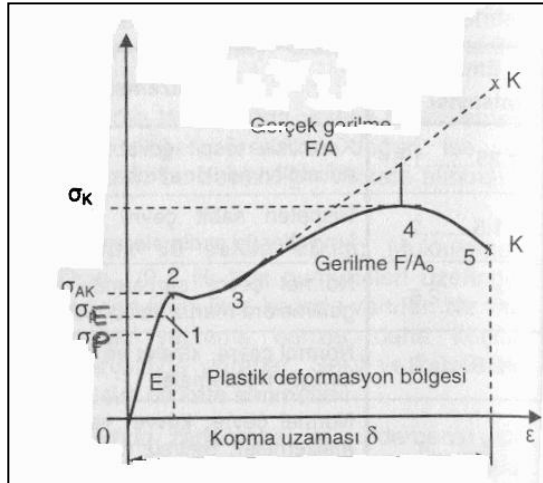
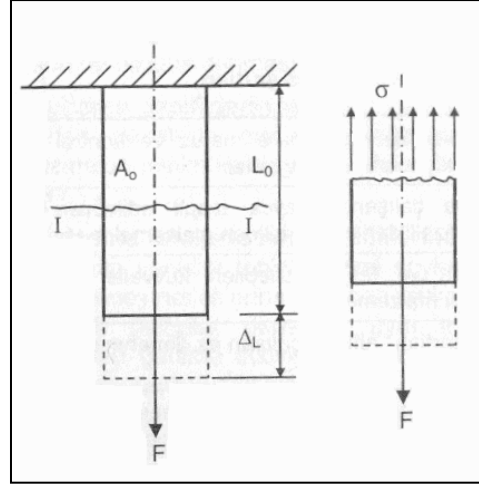


Çekme deneyinden;

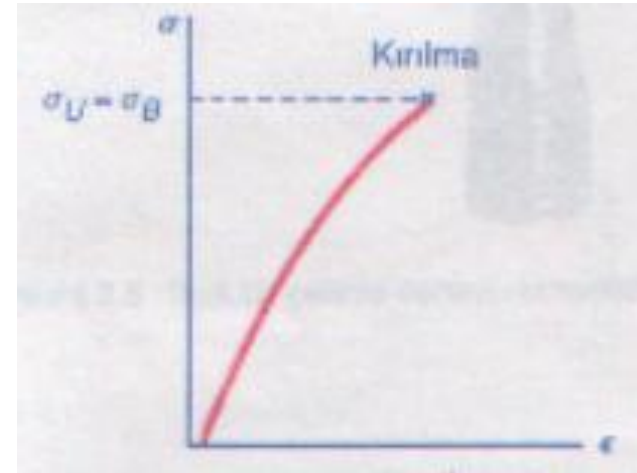
- Çekme numunesi artan bir yük (P) yüklendiğinde boyu doğrusal olarak σ_y noktasına kadar uzar.
- σ_y noktasında sonra uygulanan kuvvetteki küçük bir artış çekme numunesinde büyük bir deformasyon doğurur.
- uygulanan yük maksimum değere ulaştığında numune kesiti azalmaya başlar buna boyun verme denir.



Standart çekme deneyi numunesindeki yükleme kademli olarak numune kopuncaya kadar yüklenir ve kuvvet (gerilme) ve toplam uzama kaydedilir.



Sünek



Gevrek

(1) ORANTI SINIRI: Başlangıçtan bu noktaya kadar, gerilme ve şekil değişimi arasında HOOK kanunu ile ifade doğrusal bir ilişki vardır.

$$\sigma = E\varepsilon$$

Kayma durumunda: $\tau = G\gamma$

Poisson oranı:
$$\nu = \left| \frac{\text{enine \textit{şekil değiştirme}}}{\text{boyuna \textit{şekil değiştirme}}} \right| = -\frac{\varepsilon_e}{\varepsilon_b}$$

(2) ELASTİK SINIR: Malzemenin elastik özelliklerinin sona erdiği sınırdır ve yüklemenin kalkması ile malzeme eski haline döner.

(3) AKMA SINIRI: Plastik (kalıcı şekil değişiminin %0.2 değerine eriştiği gerilme sınırıdır. Yükleme kalktıktan sonra numune eski haline dönemez.

(4) ÜST AKMA SINIRI: Akma sınırı aşıldıktan sonra gerilme değerinde hafif düşüşler ve yükselmeler olur ki buna pekleşme denir. Bu salınımların sona erdiği noktadır.

(5) KOPMA SINIRI: Numunede kopmadan önce meydana gelen en büyük gerilme değeridir. Enine büzölmeler hızla arttığından eksra yüklemeye gerek kalmaz kesit küçölür ve numune kopar.

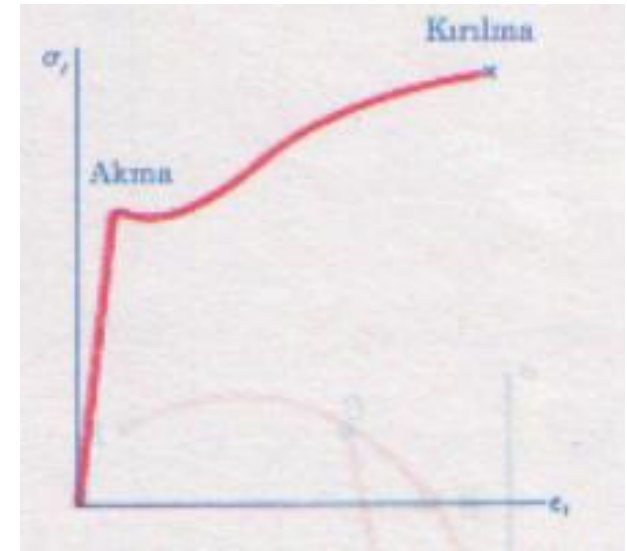
Bir önceki bölümde verilen gerilme-şekil değiştirme grafiğindeki gerilme değerleri; uygulanan P yükü çekme numunesinin ilk kesiti olan A_0 'a bölümünden elde edilmiştir:

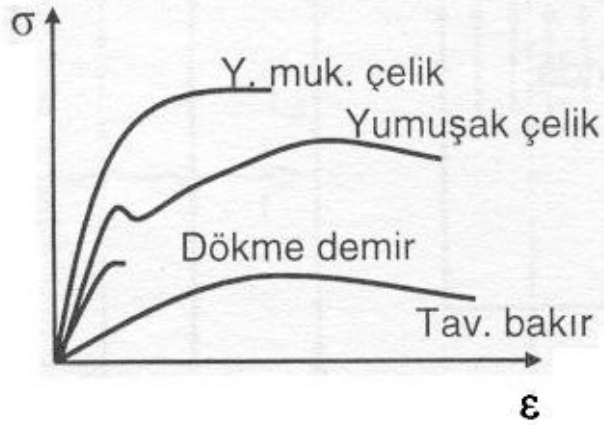
$$\sigma = \frac{P}{A_0}$$

Elde edilen bu eğri mühendislik eğrisi olarak isimlendirilir. Ancak çekme deneyi boyunca numenin kesit alanı, uygulanan çekme kuvveti neticesinde küçülür.

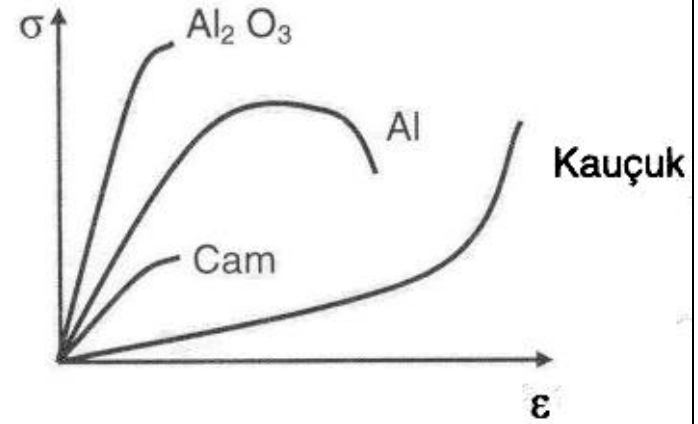
Halbuki numunedeki gerçek gerilme, uygulanan yükün her değeri için gerçek kesit alanına bölüldüğünde yandaki şekil elde edilir.

$$\sigma_t = \frac{P}{A}$$

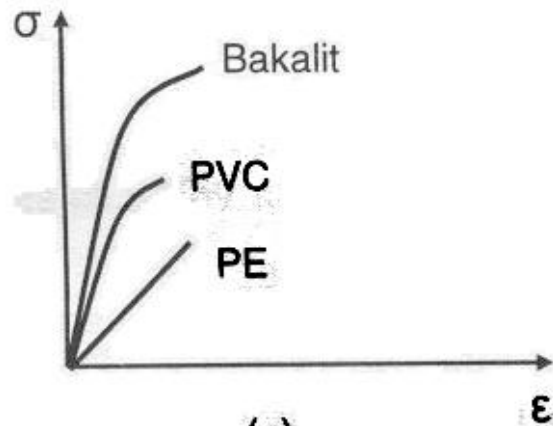




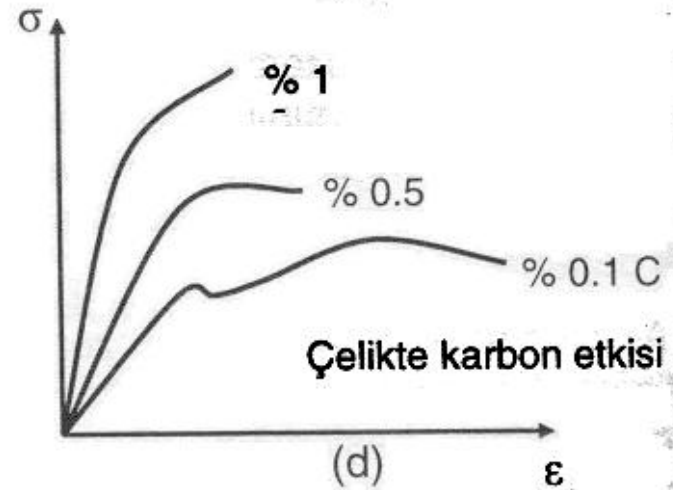
(a)



(b)

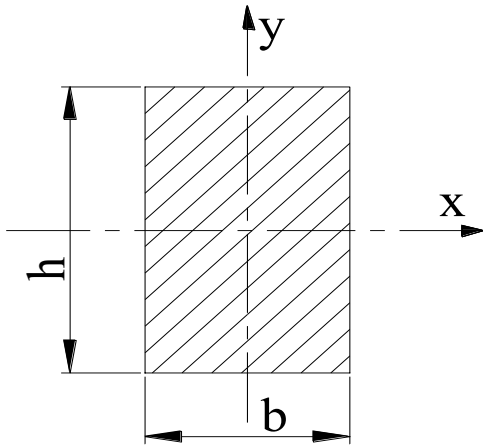


(c)



(d)

Malzeme/zorlanma durumu	Uygulanan kırılma hipotezi	Mukavemet sınırları
Çelikte burulma	Maksimum kayma gerilmesi hipotezi	$\tau_{Ak} = 0.5 \sigma_{Ak} , \quad \tau_k = 0.5 \sigma_k$
	Maksimum şekil değiştirme enerjisi hipotezi	$\tau_{Ak} = 0.577 \sigma_{Ak} , \quad \tau_k = 0.577 \sigma_k$
Çelikte basma	$\sigma_{bAk} \equiv \sigma_{Ak} , \quad \sigma_{bk} = \sigma_k$	
Dökme demirde basma	$\sigma_{bk} \equiv 2.5 \sigma_k$	
Sünek malzemeler	$\sigma^* = \sigma_{Ak} , \quad \tau^* = \tau_{Ak}$	
Gevrek malzemeler	$\sigma^* = \sigma_k , \quad \tau^* = \tau_k$	



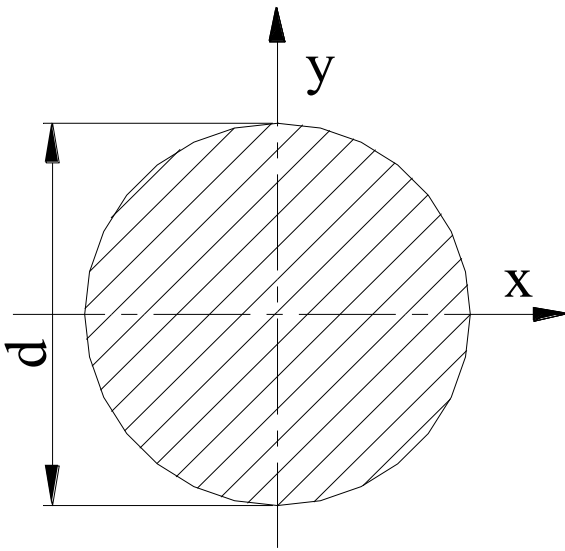
$$I_x = \frac{b \cdot h^3}{12}$$

$$W_x = \frac{b \cdot h^2}{6}$$

$A = b \cdot h$ alanı

$$I_y = \frac{b^3 \cdot h}{12}$$

$$W_y = \frac{b^2 \cdot h}{6}$$



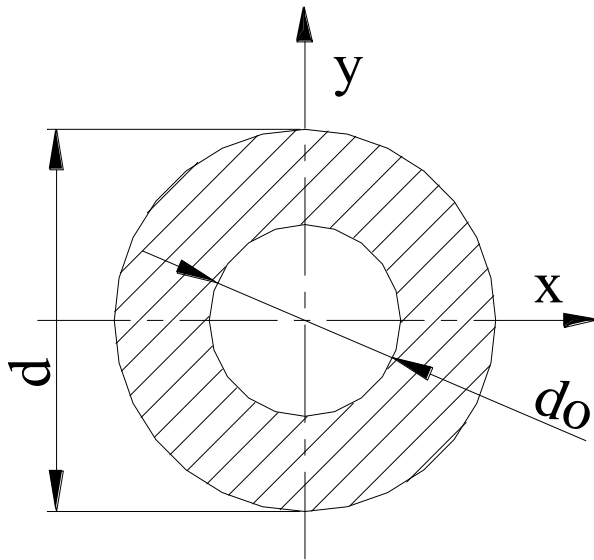
$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64} \cong 0,05 \cdot d^4$$

$$W_e = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \cong 0,1 \cdot d^3$$

$$I_p = \frac{\pi \cdot d^4}{32} \cong 0,1 \cdot d^4$$

$$W_b = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \cong 0,2 \cdot d^3$$

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$



$$W_e = \frac{\pi}{32} \cdot \left(\frac{d^4 - d_o^4}{d} \right)$$

$$I_p = \frac{\pi}{32} \cdot (d^4 - d_o^4)$$

$$W_b = \frac{\pi}{16} \left(\frac{d^4 - d_o^4}{d} \right)$$

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot (d^2 - d_o^2)$$