

Mechanical Engineering Design (Shigley 9th Ed)

H.W Final M.T.

2 10 8

- سر فصل مطالب : تبدیل استرس و کرنش (دو و سه بعدی)
- Stress and strain Transformation in two and three Dimensions
 - Thick-walled Cylindrical Pressure vessels

محاسبه های استاتیکی تحت فشار و حرارت

- Strain Energy (Castiglione's) Method
- Failure Theories for Ductile and Brittle materials

برای مبادرت در

- Fatigue Failure Analysis

تحلیل خستگی

- Permanent Joints Design (Welding Design)
- طراحی اتصالات دائم (طراحی جوش)

(اتصال صورت : اتصال قابل بازشدن، اتصال با جوش)

- Rolling-Contact Bearing Design

طراحی تان قاع های تانک و غلظت

طراحی یاتاقان و استاتیک محورها

Design in Maritime Engineering

طراحی دریایی و دریایی

1- Hydromechanical Design

(دینامیک و هیدرومکانیک)

طراحی سازه

2- Structural Design

هدیه مکاتیک طرح خارجی ساده را تعیین می کند و طراحی سازهای در طرح خارجی بی نقص است

طراحی سازهای {
طراحی اجزاء ماشین
طراحی تریگونی
طراحی تقویت کننده ها

موردی که طراحی اجزاء ماشین به ما می دهد: (خروجی های طراحی اجزاء ماشین)

ابعاد هندسی {
Diameter قطر
Dimensions ابعاد
length طول
Cross section مقطع عرضی

جنس ماده (material)

از بار طراحی اجزاء ماشین
Mechanics of solids (مکانیک جامدات) (مقاومت مصالح)
tension-compression loading بارگذاری کششی - فشاری
Torsion Loading بارگذاری پیچشی
Bending Loading بارگذاری خمشی
pressure فشار

Factor of safety:

(ضریب اطمینان) = (فاکتور ایمنی)

بست علی
اسم { Safety ایمنی
security امنیت
بست

Why do we use Factor of safety?

Uncertainty in Material strength (مطمئن مسعر) σ_{ult} (عوامل ایستایی)
 Uncertainty in loading (عوامل ایستایی در بارگذاری)

دوربین ایستایی ایستایی

استقامت در واقع ایستایی است که در مورد خاصیت خاصیت تقویتی شود. (Stress = strength)
 (استقامت ایستایی به استقامت تقویتی)

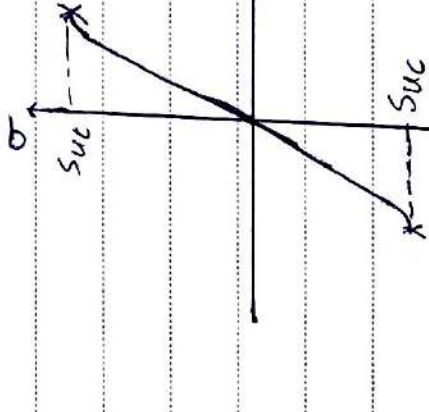
S_y : Yield strength (استقامت تسلیم) Ductile materials

S_{ut} : Ultimate Tensile strength (استقامت کششی)

S_{uc} : Ultimate Compressive strength (استقامت فشرشی)

مواد ترد استقامت کششی ندارند. (استقامت کششی در مواد ترد وجود ندارد)

در مواد ترد، $S_{uc} = S_{ut}$
 (استقامت کششی و فشرشی در مواد ترد برابر است)
 مواد چقرمه ایستقامت کششی و فشرشی متفاوت دارند.



در مایه ای ترد

① استقامت / ضربه الحینان / تغییراتی ندارد.

ضربه الحینان

② بار در ضربه الحینان

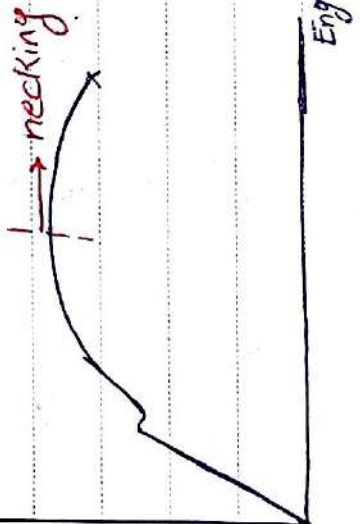
ضربه الحینان معنی است
همواره بزرگتر از یک

ضربه الحینان

در نقش کشش، پس از اعمال نیرو و تغییر سطح مقطع، ما هم جنین برای بدست آوردن نسج از مساحت اولیه نمونه استقامت می کنیم.

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Engineering stress} \quad \sigma = \frac{F}{A_0} \\ \text{Engineering strain} \quad \epsilon = \frac{\Delta L}{L_0} \end{array} \right.$$

Eng. stress



$$\text{True strain} = e = \ln \frac{L}{L_0}$$

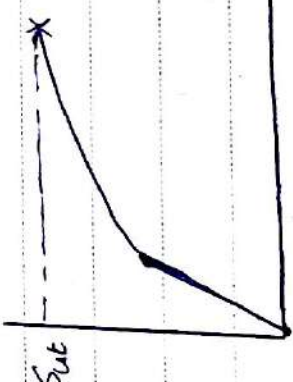
$$\Delta e = \frac{\Delta L}{L}$$

$$de = \frac{dL}{L}$$

$$e = \int_{L_0}^L \frac{dL}{L} = \ln \frac{L}{L_0}$$

اثبات:

$$\text{True stress} = s = \frac{F}{A}$$



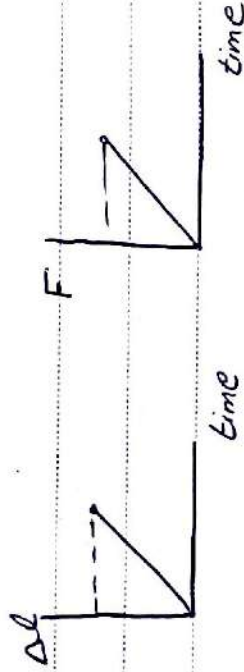
در نقش واقعی، تنش استقامت / تنش با داریم برابر است

چون مساحت مقطع در اثر necking در حال کاهش است

است / نیروی هم در حال افزایش است

در نقش کشش بعد از necking، نیرو کاهش یافته ولی مساحت

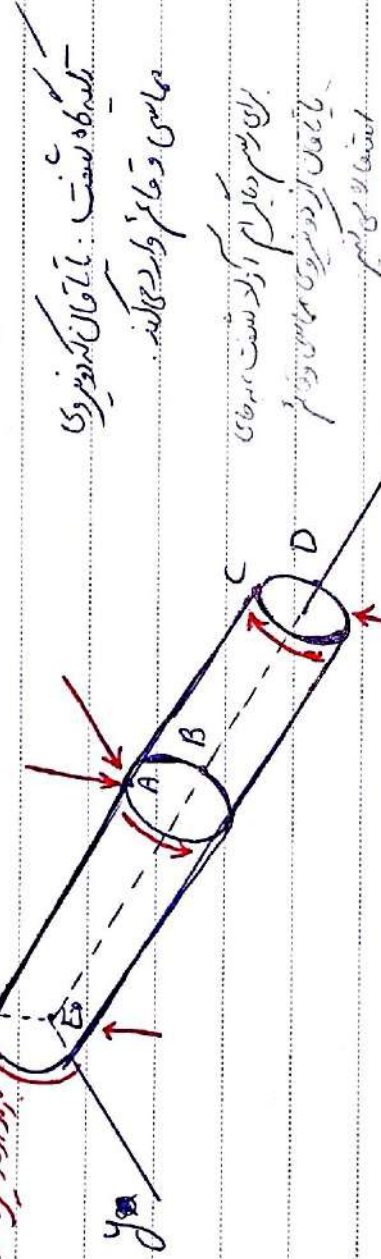
اولی و ثانی است



Transformation of stress Tensor:

تبدیلات استرس و تنش

بالا بردن بار و تغییر در جهت بارگذاری می تواند باعث انواع بارگذاری می شود و در نتیجه بارگذاری



آنها را می توان تنش را در نظر بگیریم:

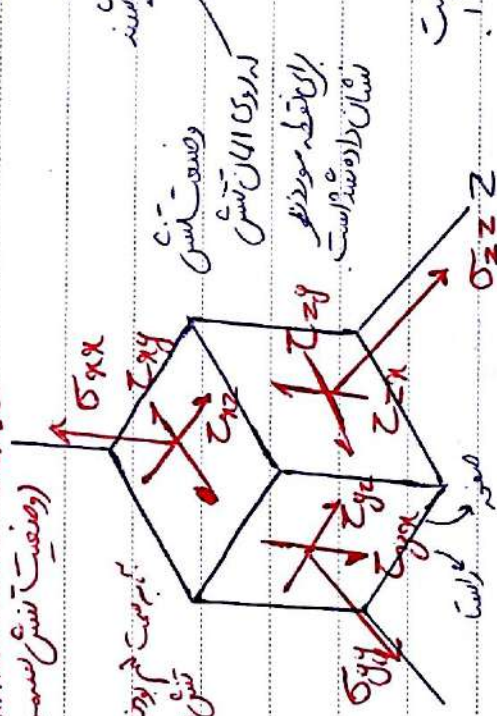
برای هر نقطه از هندسه می توان تنش را می توان تنش تعریف کرد و به نحوی که شکل هندسی این

تنش بر وجه های مشخصه نمودار باشد

Triaxial stress state

(وضعیت تنش سه محوری)

به سمت هم رفته بارگذاری می شود
تنش در سه جهت مشخص می شود



کمیت های فیزیکی

استرس (تانسور مرتبه دوم)

مقدار و جهت

فرمت فیزیکی در واقع یک تانسور است.

علت این
 است: در جهت y است.
 روی صفحه‌ای عمود بر محور y عمل می‌کند.

از نقطه‌ای A در جهت عمود بر محور z این نیرو، بر مولکولی صفحه‌ای z وارد عمل می‌کند.

* این تنش برای یک نقطه رسم می‌شود.

که در نقطه‌ای A بر صورت حامل این ردیم، برای یافتن تنش‌هایی که روی آن صفحه عمل می‌کنند باید تنش‌ها را تسطیح کنیم.

این تنش دارای ابعاد ضرایب و بعد دارد. (یعنی مقدار دارای ابعاد σ و ϵ و γ باید در آنجا باشد)

Plane Stress State:

و وضعیت تنش صفحه‌ای یک تانسور در یک صفحه است یعنی در یک نقطه: در دو یک نقطه صفحه‌ای جهت کششی، کششی یا فشاری می‌شود.

در یک حالت دو مولکولی تنش از میان غیر صفر و یک مولکولی تنش بر سر یک بردار صاف تنش‌های نرمال غیر صفر عمل می‌کنند (غیر صفر باشند).

$$\sigma_{xy} \text{ و } \sigma_{yx} \text{ و } \sigma_{xz} \text{ و } \sigma_{zx}$$



در روی دو صفحه‌ای عمود بر یکدیگر 4 مولکولی تنش وجود دارد. که تنها از آن‌ها با هم برابرند و برای حالت صفحه‌ای دو مولکولی دیگر باید صفر باشند چون در غیر این صورت مگر آن‌ها هم وارد می‌شوند.

از این (شرط) غیر الزامی

در سه حالت مختلف

$$\sigma_z = \tau_{yz} = \tau_{xz} = 0$$

برای وضعیت تنش

$$\sigma_y = \tau_{yx} = \tau_{yz} = 0$$

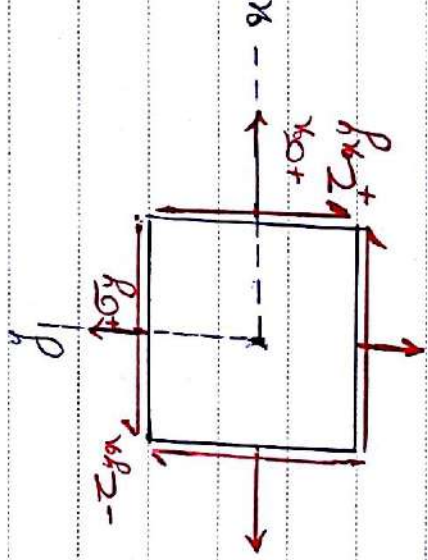
صفحه‌ای

$$\sigma_x = \tau_{xy} = \tau_{xz} = 0$$

دقیقه ۵۹ دقیقه ۵۹ دقیقه ۵۹ دقیقه

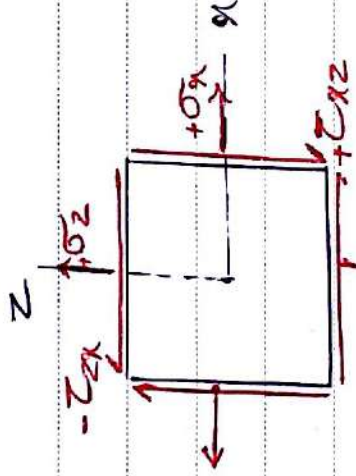
حالت ①:

۱۴۱ تنش در صفحه
(وضعیت تنش صفحه‌ای)



لیج کدام تنش دارد صفحه‌ای نیست
صفحه‌ای که در صفحه xy است

وضعیت تنش صفحه‌ای ②:

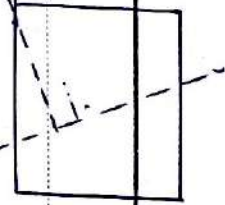


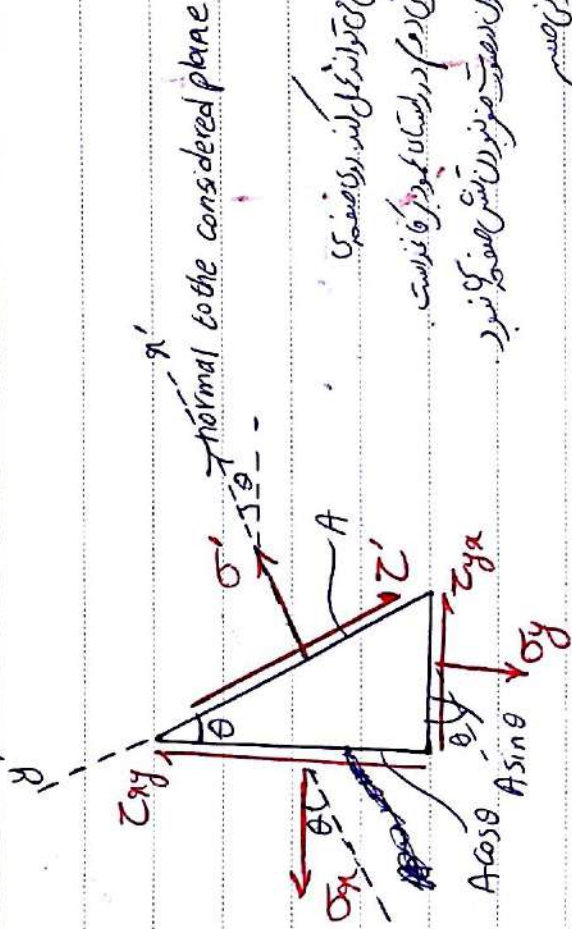
در صورت تنش های فشاری و تنش های کششی مثبت و تنش های فشاری منفی هستند (در دایره علامت چرخش دارد)
رسانه با جهت فشاری دارند و استاندارد به صورت یکسان است

حالتی که تنش های کششی و فشاری در صفحه xy و xz و yz وجود دارد
تنش های کششی و فشاری در صفحه xy و xz و yz وجود دارد

Transformation of plane stress state:

هدف: در صورتی که تنش های صفحه‌ای در صفحه xy و xz و yz وجود دارد، تنش های صفحه‌ای در صفحه xy و xz و yz وجود دارد.
در این حالت با صفحه‌ای که با تنش های صفحه‌ای در صفحه xy و xz و yz وجود دارد، تنش های صفحه‌ای در صفحه xy و xz و yz وجود دارد.





معمولاً از این شکل،

روی المصفه سه مؤلفه تنش می توان اعمال کرد. روی صفحه ی
برش زده شده، مؤلفه ی برشی (و هم در راستای عمود و قائم است
و هم صورت خود را در صورت ضریب تنش نصف می کند.
سطوح را در صلبیم: سطح برشی صلبیم

بر این حالت بر این حالت تنش تنش صفحه ای می بینیم. ترانزیشن های
تنش را در یک گراف دو بعدی رسم کرد:

برای یافتن σ' و τ' باید از رابطه تعادل استاتیکی استفاده کنیم. وقت شود که در روابط تعادل از غیر استفاده
می شود و نه تنش

تعادل استاتیکی: $\Sigma F_{x'} = 0$

$$\sigma' A' - \sigma_x A \cos^2 \theta - \sigma_y A \sin^2 \theta + \tau_{xy} A \cos \theta \sin \theta + \tau_{yx} A \sin \theta \cos \theta = 0$$

$$\Sigma F_{y'} = 0$$

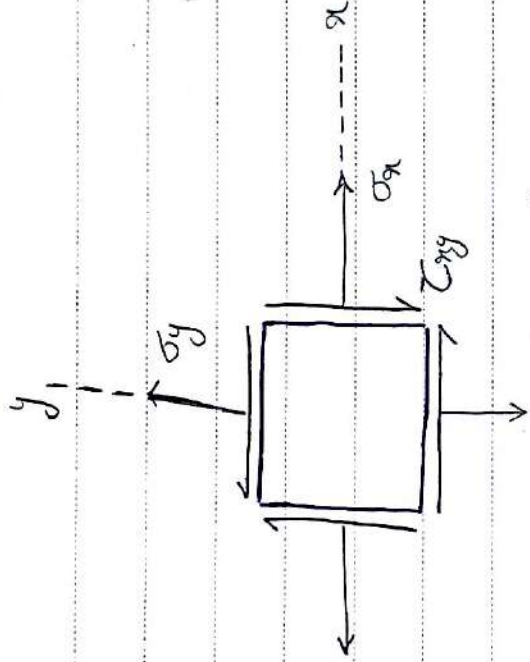
$$\tau' A' - \sigma_x A \cos \theta \sin \theta + \sigma_y A \sin \theta \cos \theta - \tau_{xy} A \cos^2 \theta - \tau_{yx} A \sin^2 \theta = 0$$

$$\sigma' = \sigma_x \cos^2 \theta + \sigma_y \sin^2 \theta + 2 \tau_{xy} \sin \theta \cos \theta \quad \text{از } \Sigma F_{x'} = 0 \text{ داریم:}$$

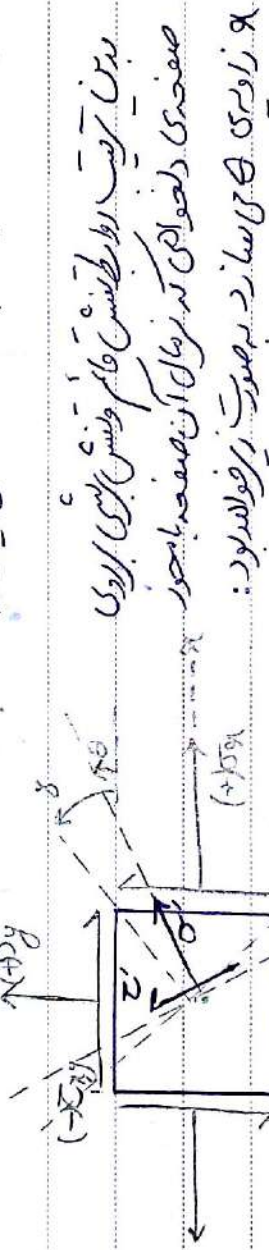
$$\tau' = (\sigma_x - \sigma_y) \sin \theta \cos \theta + \tau_{xy} (\cos^2 \theta - \sin^2 \theta) \quad \text{از } \Sigma F_{y'} = 0 \text{ داریم:}$$

$$\tau' = (\sigma_x - \sigma_y) \sin \theta \cos \theta + \tau_{xy} (\cos^2 \theta - \sin^2 \theta)$$

این روابط باقرارداد عدالت که — طریقی افزایش می دهد در طول زنده ماندن حالت.
باقراردادی که در یک گراف دو بعدی صورت یکسان بدست آید.



اگر برای آن جهت در بالا را اساس قرار داد و در جهت مثبت تنش بررسی می‌کنیم اما باستی توجه داشت که بر اساس کتاب سلسلی چاپ شده در این دریا است قرار داد جهت مثبت تنش بررسی به صورت شکل زیر می‌باشد:



به نظر می‌رسد که تکرار در دسترس نیست و تکرار می‌شود.

$$\begin{cases} \sigma' = \sigma_x \cos^2 \theta + \sigma_y \sin^2 \theta + 2\tau_{xy} \sin \theta \cos \theta \\ \tau' = (\sigma_y - \sigma_x) \sin \theta \cos \theta + \tau_{xy} (\cos^2 \theta - \sin^2 \theta) \end{cases}$$

$$\frac{1 + \cos 2\theta}{2} \quad \frac{1 - \cos 2\theta}{2}$$

$$\begin{cases} \sigma' = \sigma_x \cos^2 \theta + \sigma_y \sin^2 \theta + \tau_{xy} \sin 2\theta \\ \tau' = \frac{\sigma_y - \sigma_x}{2} \sin 2\theta + \tau_{xy} \cos 2\theta \end{cases}$$

صورتی خواست θ را از روابط تبدیل تنش حذف کنیم.

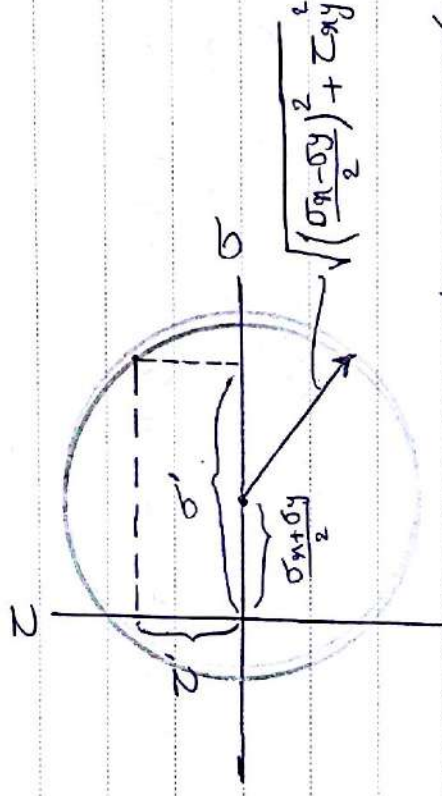
مفروضه‌های σ' و τ' را در صورتی که در رابطه با روابط تبدیل تنش بررسی می‌کنیم. پس اگر خواستیم مسئله را از این نقطه نگاه کنیم که اگر $\theta = 0$ و $\theta = 90^\circ$ باشد، در خلاف این جهت باید نگاه کنیم و به این نتیجه می‌رسیم که

فصول می‌بینیم

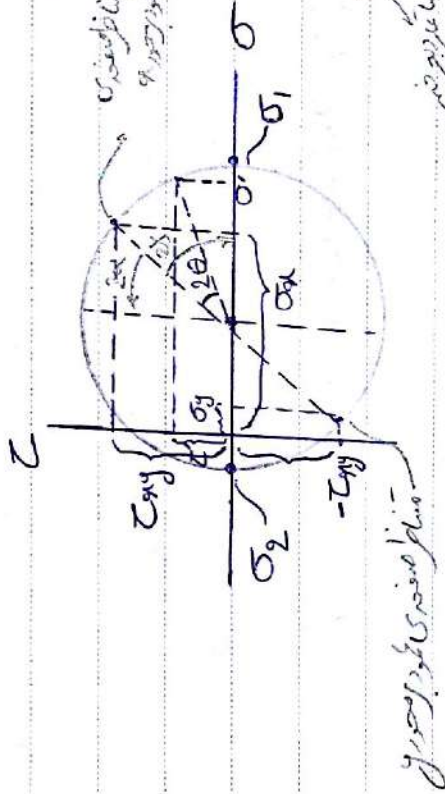
$$\sigma' = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \cos 2\theta + \tau_{xy} \sin 2\theta$$

$$\left(\sigma' - \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \right)^2 + \tau'^2 = \underbrace{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \right)^2 + \tau_{xy}^2}_{R^2}$$

این دو قسمت است چون از ربع در مثبت است می آید.



نقشه
محورهای اصلی و زاویه θ را برای یک صفحه مشخص جلوه به دست آوریم.



محال هندسی صفحه‌ای عمود بر محور σ_1 :

در سطح افقی، در صورت دوران محورهای اصلی زاویه θ در هر جهتی، نیروهای دایره‌ای که بر میزان 20 در حالت آن به سمت کمترین می‌باشد.

برای تعیین بر صفحه‌ای با زاویه θ

راخواه θ ، از آنجا که در حالتی اصلی بر پایه زاویه θ

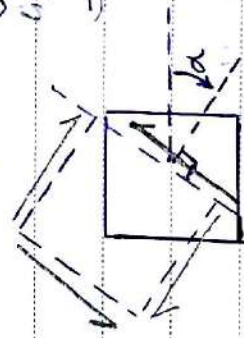
در جهت یا در جهت چرخش θ ، از اینجا باید در جهت یا در جهت چرخش θ .

محال هندسی تنش قائم و تنش برشی متساوی با صفحه‌ای قائم بر محور σ_1 با استفاده از مقدار σ_1 روی محور افقی و جهت روی محور قائم مشخص می‌گردد. پس از مشخص شدن مکان هندسی متساوی صفحه‌ای عمود بر محور σ_1 که از مشخص کردن مکان هندسی تنش عمودی امکانی در صفحه‌ای که برمال آن صفحه با محور σ_1 زاویه‌ای θ می‌سازد از دوران به میزان دو برابر در جهت خلاف θ استفاده می‌نماییم.

principal stresses:

$$\begin{cases} \sigma_1 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_y - \sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \\ \sigma_2 = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_y - \sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \end{cases}$$
$$Z_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$
$$\tan 2\theta = \frac{\tau_{xy}}{\sigma_x - \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}} = \frac{\tau_{xy}}{\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}}$$
$$\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}$$

$$\tan 2\alpha = \frac{1}{\tan 2\delta} = \frac{\frac{2}{\tan 2\gamma}}{\tan 2\delta}$$



میں نے یہ خطا وقع ہوئی کہ اس کے لئے میں نے جو کچھ لکھا ہے وہ سب اس کے لئے ہے۔

(small group) as the 1st group

$\frac{d}{dt} \left(\sum_{j=1}^n m_j v_j \right) = -\sum_{j=1}^n m_j g_j$

۲۷۹۱۹
مدرسه علمیه خراسان
کتابخانه

برای همین زبان و دست مخصوص ادراک خود برای اشیاء خارجی دارد. ① دانش هندسی ② استعاره از فضا و اندازه و صورت که

$\tan \alpha = \frac{y_0 - y}{x_0 - x}$

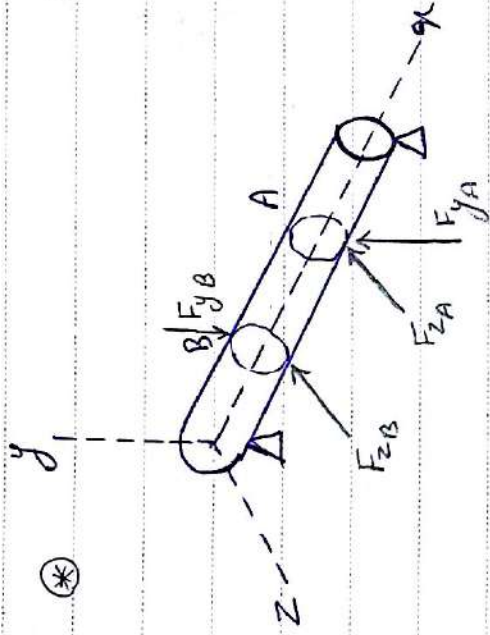
١- $\theta = 0$: $\frac{d\theta}{dt} = 0$ (موقف التوازن)
 ٢- $\theta = 90^\circ$: $\frac{d\theta}{dt} = 0$ (موقف التوازن)
 ٣- $\theta = 180^\circ$: $\frac{d\theta}{dt} = 0$ (موقف التوازن)
 ٤- $\theta = 270^\circ$: $\frac{d\theta}{dt} = 0$ (موقف التوازن)
 ٥- $\theta = 360^\circ$: $\frac{d\theta}{dt} = 0$ (موقف التوازن)

فرضه

Subject

Date

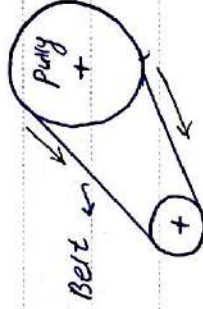
Bending in two planes:



چشم در دو صفحه

این نیروهای می تواند ناشی از چرخ زدن ها و پوری ها باشد.

پولی: معادل در هر دو صفحه باشد
Pully $\rightarrow$ Belt



* لسمه می توان نیروی فشاری اعمال کند که تنها می تواند نیروی کششی اعمال کند.

* (نیروی وارد بر پولی در صورتی موازی هستند که دو پولی هم قطر باشند.)

* برای اینجا لسمه در مقدار پلی از نیروها با یک از دیگری کمتر باشد در پولی و ایجاد چرخش.

مسئله 3
A سری

ابعاد رصص mm $= 255 (125) \text{ N} \cdot \text{mm}$

لسمه $T_B = T_A = (300 - 45) \left(\frac{250}{2} \right) = 255 (125)$

چگون سیستم با سرعت ثابت دوران می دهند پس لسمه و رها باید با هم برابر باشند تا برابر لسمه و رها شوند.

$$T_B = (T_1 - T_2) \frac{300}{2} = (T_1 - \frac{T_1}{2}) 150 = 255 (125)$$

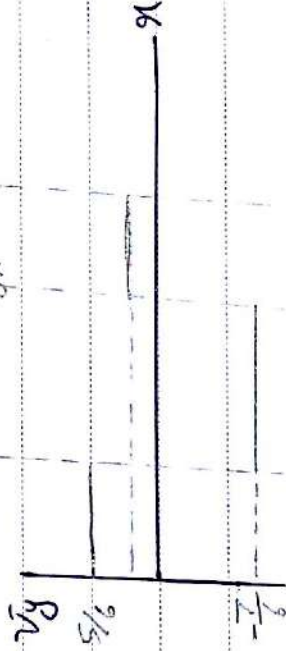
$$T_1 = \frac{255 (125)}{150} \cdot 2 = \frac{255 (5)}{3}$$

برای درست کردن نیروهای یکسان العمل بلکه تا هم نیروها را به روی لسمه اعمال داده و لسمه و رها را به هم متصل

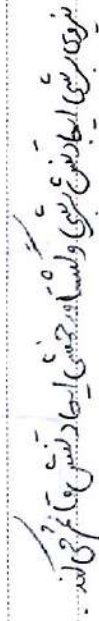
را لسمه قرار می دهیم.

وقتی در هر دو طرف لسمه یک نیرو وارد می شود و یک لسمه دیگر که آن را در لسمه نیروها را به روی لسمه اعمال داده و لسمه و رها را به هم متصل می کند.

Wijbelle * Huisje



$$I_{xx} = \frac{I_{yy}}{2}$$



222

Subject

Date

$$F_{zB} = 1 \text{ kN} \quad F_{zA} = 3 \text{ kN}$$

مقطع تر



لرزه است

در صورت لرزه

(در صورت لرزه)

$$R_{z0} = \frac{5}{3} \text{ kN}$$

$$R_{zC} = \frac{2}{3} \text{ kN}$$

$$z = \frac{y}{I_y}$$

$$\sigma_{xx} = \frac{M_y C_y}{I_y y}$$

حال باید ضوابط این مقطع را در نظر بگیریم

نسبت به مساحت مقطع

برای این میتوان دو پیش را داریم جمع کنیم باید با هم جمع کنیم

حالا در دو درجه صاف اما در مقاطع های دیگر درجه نیست پس نمی توان آن ها را جمع کرد اما چون نسبت قائم داریم

و شکل است می توان آن ها را با هم جمع کرد

برای مقاطع دارای یک یا دو محور تقارن:



نسبت

نسبت برش معلوم ضعیف کو هر جا که ترش قائم است نسبت از مرکز خمش به دو محور می آید

ابتداء به مقاطع مجانبی را بیاوریم

مقاطع مجانبی در یک صفت و باید تر و مقاطع هستند که در هر دو آن ها مقاطع موازی می آید

در صورت لرزه است

در مقاطع این صفت باید

از این صفت نسبت معلوم

نسبت نسبت از مرکز خمش به دو محور می آید

نسبت نسبت از مرکز خمش به دو محور می آید

$$\sigma_{xx} = \frac{M_z C_z}{I_z z} + \frac{M_y C_y}{I_y y}$$

نسبت قائم در دو یک مقطع مجانبی

در یک مقطع مجانبی

نسبت نسبت از مرکز خمش به دو محور می آید

نسبت نسبت از مرکز خمش به دو محور می آید

در صورتی که مقطع هوایی دارای یک ابعاد در دو محور باشد برای محاسبی تنش قائم و لوله کرن مقطع باید تنش های قائم و مماس وارده در هر دو صفحه را که ممکن است فشاری یا علامت منفی باشند با هم جمع کنیم

Subject

Date

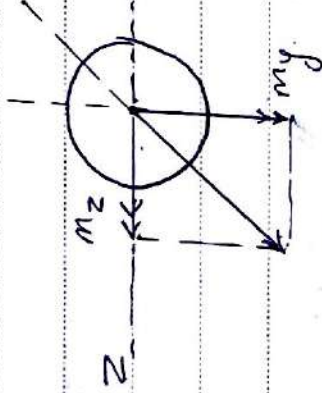
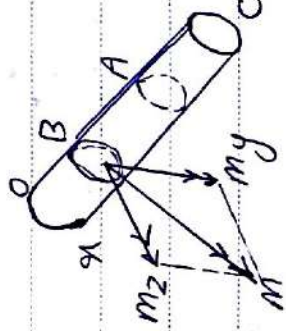
برای مقاصد کار روی:

$$M = \sqrt{M_y^2 + M_z^2}$$

جهت نهایی

$$\sigma_{xx} = \frac{M r}{I_y}$$

نابین
در این آفرای
در دو مقطع که بین است و از این



برای محاسبی تنش در دو صفحه باید آنرا از آنست که این دو صفحه را
در هر دو مقطع که بین است و از این

$$\sigma_{xx} = \frac{M_y z}{I_{yy}} + \frac{M_z y}{I_{zz}}$$

محور از آنست که این دو صفحه را در هر دو مقطع که بین است و از این

Thick-walled Cylindrical Pressure Vessels:

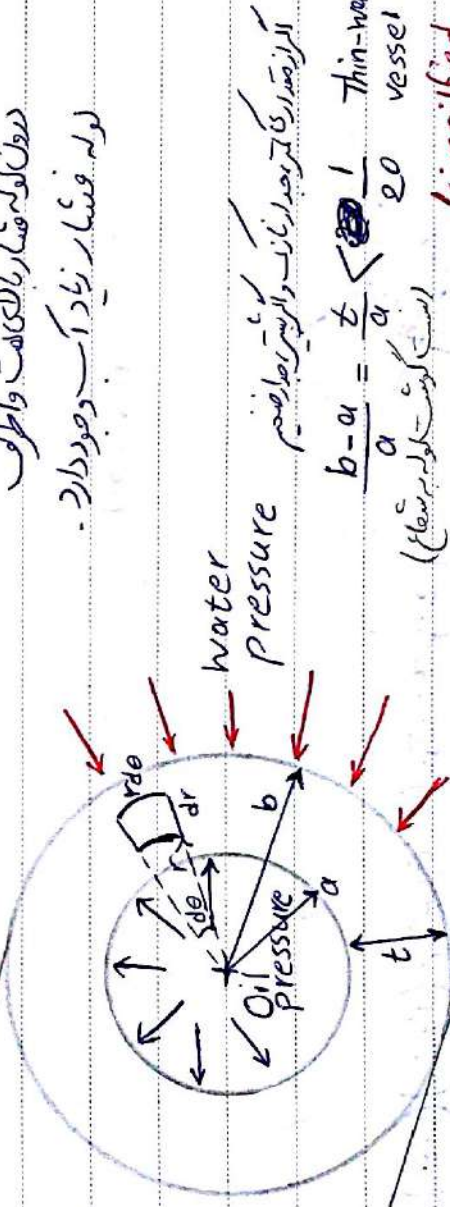
(مختلطی استوانه ای جدار ضخیم تحت فشار)

جدار ضخیم (thick-walled) و جدار نازک (thin-walled) را تعریف می کنند و تفاوت آنها را بیان می کنند.

Three-dimensional Analysis
در این بخش برای آنکه تنش های در یک استوانه ای جدار ضخیم تحت فشار را محاسبی کنیم.

در این لوله فشار را با لوله های نازک و با لوله های نازک

لوله فشار زیاد آب و وجود دارد.

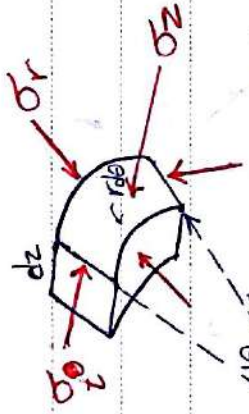


$$\frac{b-a}{a} = \frac{t}{a} < \frac{1}{20} \text{ Thin-walled vessel}$$

است که این لوله در فشار

(simplified relations)

b: شعاع خارجی
a: شعاع داخلی
t: ضخامت



$$a < r < b$$

برای ابعاد قطری از استوانه

σ_z از طرف دیگر را نداشته باشد (دارد باشد است)

از تنش های برشی صحبت نمی کنیم چون قابل

صرف نظر کردن هستند

تنش های برشی در استوانه

تنش قائم σ_r و σ_z

کلی کند

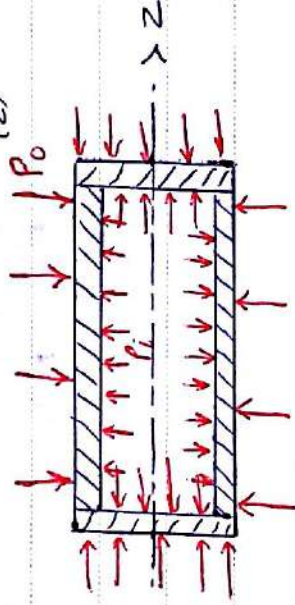
$\sigma_\theta = \text{hoop stress}$

$\sigma_r = \text{radial stress}$

$\sigma_z = \text{axial stress}$ در راستای طول استوار می ماند

(یعنی $\sigma_z = 0$)

اگر دو انتهای استوانه را ببینیم هیچ تنش در راستای طول این اجزا نمی شود. حال اگر دو سر آن بسته باشد:



$P_i = \text{Internal pressure}$

$P_o = \text{External pressure}$

موتوری تولید می کند

لرزه

$$\left\{ \begin{array}{l} F_i = A_i P_i = \pi a^2 P_i \\ F_o = A_o P_o = \pi b^2 P_o \end{array} \right. \quad \text{closed cylindrical vessel}$$

محفظه استوانه ای با طول محدود $\equiv$ محفظه دواتر بسته

محفظه ای استوانه ای با طول نامحدود $\equiv$ محفظه دواتر باز

لرزه که در طول استوانه است

تغییر آن ها را می بینیم

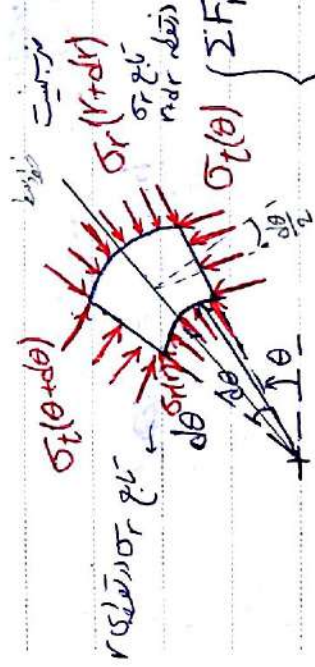
$$\sigma_z = \frac{\pi a^2 P_i - \pi b^2 P_o}{\pi (b^2 - a^2)} \quad (1)$$

در صورتی که فشار داخلی و خارجی مساوی باشد ($P_i = P_o$)

فشار تنش طولی فشاری می شود.

میزانیت

تنش طولی هم در آن است و هم فشاری باشد



$$\sum F_r = 0: \sigma_r(r, \theta) - \sigma_r(r+dr, \theta) + \sigma_\theta(r, \theta) dr + \sigma_\theta(r+dr, \theta) dr = 0$$

$$+ \sigma_\theta(r, \theta) dr + \sigma_\theta(r+dr, \theta) dr = 0$$

$$\sum F_\theta = 0: \sigma_\theta(r, \theta) dr + \sigma_\theta(r+dr, \theta) dr - \sigma_\theta(r, \theta+ d\theta) dr - \sigma_\theta(r, \theta- d\theta) dr = 0$$

با استفاده از نسبت تغییرات در تابع هدف نسبت به تغییرات در متغیرهای تصمیم

$$\sigma_r(r+d_r) \rightarrow -\sigma_r(r)$$

Tailor

$$\text{Expansion : } \sigma_r(r+d_r) = \sigma_r(r) + \frac{d^2 \sigma_r}{dr^2} \frac{1}{2} + \frac{d^3 \sigma_r}{dr^3} \frac{1}{6} + (d_r)^2 \frac{d^2 \sigma_r}{dr^2} \frac{1}{2} + \dots$$

Formula

$$\sigma_r(r+d_r) = \sigma_r(r) + \frac{d \sigma_r}{dr} d_r + \frac{1}{2} \frac{d^2 \sigma_r}{dr^2} d_r^2 + \dots$$

$$\sigma_r(r+d_r) = \sigma_r(r) + \frac{d \sigma_r}{dr} d_r + \frac{1}{2} \frac{d^2 \sigma_r}{dr^2} d_r^2 + \dots$$

نسبت

$$\sigma_r(r+d_r) = \sigma_r(r) + \frac{d \sigma_r}{dr} d_r + \frac{1}{2} \frac{d^2 \sigma_r}{dr^2} d_r^2 + \dots$$

$$\sigma_r(r+d_r) = \sigma_r(r) + \frac{d \sigma_r}{dr} d_r + \frac{1}{2} \frac{d^2 \sigma_r}{dr^2} d_r^2 + \dots$$

$$\sigma_r(r+d_r) = \sigma_r(r) + \frac{d \sigma_r}{dr} d_r + \frac{1}{2} \frac{d^2 \sigma_r}{dr^2} d_r^2 + \dots$$

نسبت تغییرات در تابع هدف نسبت به تغییرات در متغیرهای تصمیم

Loading and Geometry are both axisymmetric $\Rightarrow \sigma_r(r) - r \frac{d \sigma_r}{dr}(r) = 0$

both σ_r and σ_z may only be a function of r .

فرض کنیم که تغییرات در تابع هدف نسبت به تغییرات در متغیرهای تصمیم

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_r(r) = ? \\ \sigma_z(r) = ? \end{array} \right. \quad \text{روابط سهمگونی که نشان دهنده رابطه بین تغییرات در تابع هدف و تغییرات در متغیرهای تصمیم است}$$

نسبت تغییرات

$$\sigma_r(r) = ?$$

برای اساس محاسبات:

$$\sigma_r(r) + \sigma_z(r) = C$$

are constant
not a function of r and θ

$$(C - \sigma_r) - r \frac{d\sigma_r}{dr} = 0$$

$$\frac{d\sigma_r}{dr} + \frac{1}{r} \sigma_r = \frac{C}{r}$$

یک معادله دیفرانسیل مرتبه اول است

$$\sigma_r(r) = ?$$

$$r \frac{d\sigma_r}{dr} + \sigma_r = C$$

$$\frac{d}{dr}(r\sigma_r) = C \quad r\sigma_r = Cr + C_1$$

$$\sigma_r = \frac{C_1}{r} + C$$

فصل را از لحاظ فیزیکی بررسی می‌کنیم (در P_0 و P_i حالت استاتیکی)

$$\text{شرایط مرزی} \begin{cases} r=a & \sigma_r = -P_i \\ r=b & \sigma_r = -P_0 \end{cases}$$

$$\Rightarrow \begin{cases} \sigma_r = -P_i = \frac{C_1}{a} + C \\ \sigma_r = -P_0 = \frac{C_1}{b} + C \end{cases}$$

تفاضل می‌گیریم

$$C_1 \left(\frac{1}{a} - \frac{1}{b} \right) = -P_i + P_0$$

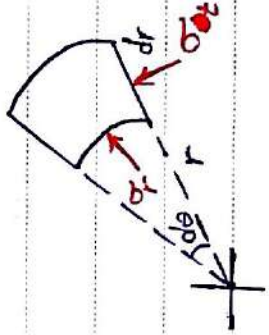
$$C_1 = (P_0 - P_i) \frac{ab}{b-a}$$

$$C = -P_i - (P_0 - P_i) \frac{b}{b-a}$$

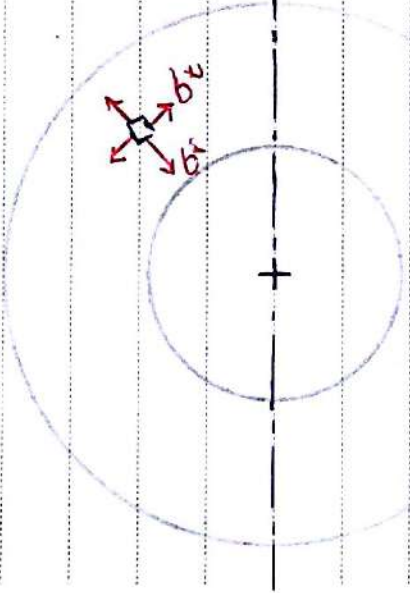
$$C = \frac{P_i a - P_0 b}{b-a}$$

$$\sigma_r = (P_0 - P_i) \frac{ab}{b-a} \frac{1}{r} + \frac{P_i a - P_0 b}{b-a} \quad (2)$$

$$\sigma_t = -\frac{C_1}{r} = (P_i - P_0) \frac{ab}{b-a} \frac{1}{r} \quad (3)$$



σ_θ می تواند استرسی نام باشد



$$1. \begin{cases} \sigma_r = \frac{C_1}{r} + C \\ \sigma_\theta = -\frac{C_1}{r} \end{cases} \quad \begin{cases} C_1 = \frac{(P_o - P_i)ab}{b-a} \\ C = \frac{P_i a - P_o b}{b-a} \end{cases}$$

2. hoop stress

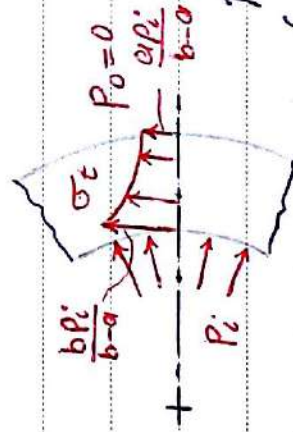
شرط مرزی: $\begin{cases} r=a: \sigma_r = \sigma_\theta = -P_i \\ r=b: \sigma_r = \sigma_\theta = -P_o \end{cases}$

3. $\sigma_2 = \frac{\alpha^2 P_i - b^2 P_o}{b^2 - \alpha^2}$ (دو انتها بسته)

تقریباً برای استوانه با طول محدود

برای استوانه با طول بی نهایت (دو انتها باز) $\sigma_2 = 0$

* σ_2 برای تمام مقاطع ثابت است چون با تغییر از r عوض نیست



مقدار تنش σ_θ در $r=a$ (داخل استوانه) چقدر بیشتر از مقدار تنش σ_r بوده و این تنش خطی باشد

تنش شعاعی فشاری و تنش محیطی

در این حالت نامشخص است $\sigma_r = \frac{-abP_i}{b-a} \frac{1}{r} + \frac{\alpha P_i}{b-a}$

$\sigma_\theta = \frac{abP_i}{b-a} \frac{1}{r}$

$\sigma_2 = \frac{\alpha^2 P_i}{b^2 - \alpha^2} = \sigma_r = \sigma_\theta$ longitudinal stress

برای تمام مقاطع r است، این تنش ها در جهت شعاعی هستند ولی در تمام آن ها برای σ_θ بیشترین مقدار را در استوانه می گیریم.

مقدار تنش محیطی از مقدار تنش شعاعی بیشتر است چون (المان ها را نگاه کنید)

$\frac{b}{b-a} P_i > P_i$

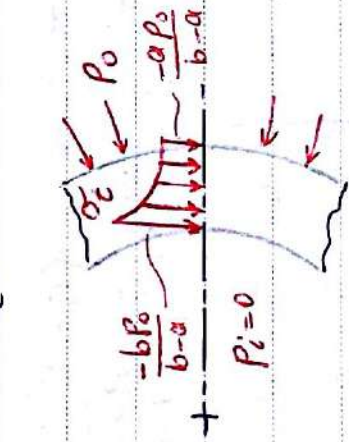
در این حالت تنش شعاعی (در $r=b$) کمتر است

حالت خاص 2: فقط فشار خارجی بر استوانه اعمال می شود:

$$P_i = 0$$

$$\left\{ \begin{aligned} \sigma_r &= \frac{a b P_o}{b-a} \frac{1}{r^2} + \frac{-P_o b}{b-a} \\ \sigma_t &= \frac{-a b P_o}{b-a} \frac{1}{r^2} \end{aligned} \right.$$

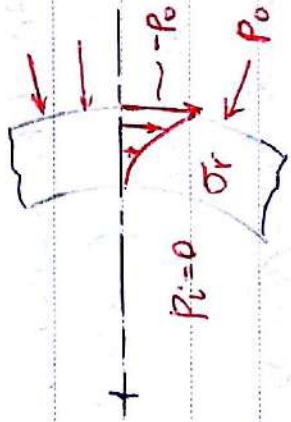
$$\sigma_c =$$



چهار حالتی که آنها هستند فارسی وجه در حالتی که تنها فشار داخلی داریم به بیشترین تنش محصلی در جدار داخلی می رود

در حالتی که تنها فشار خارجی P_o داریم $P_i = 0$ و بیشترین تنش فشاری در جدار داخلی هستند

در حالتی که P_o داریم در دو تنش شعاعی و محصلی از نوع فشاری هستند



که از شعاع داخلی از ضخامت جدار کمتر شود، تنش محصلی از شعاعی کمتری شود و از شعاع به تنش محصلی از شعاعی بیشتر می شود.

در این حالت تنش محصلی فشاری است.

Thin-walled cylindrical Pressure Vessels:

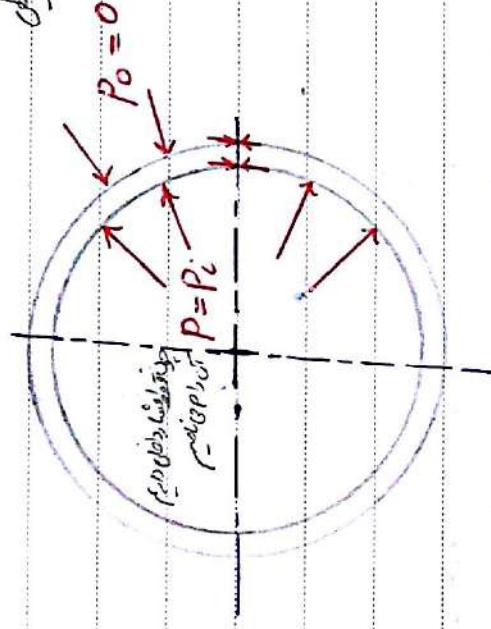
محفظه های استوانه ای جدار نازک تحت فشار
دوره خطای جدار همان روابط جدار ضخیم صادق است اما توجه به ضخامت کم در این توان روابط را ساده سازی نمود که البته از دقت روابط کاهش می شود.

هر چه این کمپکت شود، دقت روابط ساده سازی شده بیشتر شود.

$$\frac{b-a}{a} = \frac{t}{a} < \frac{1}{20}$$

$t = b - a$ = thickness of the cylinder wall

به دلیل ضخامت زیاد، دانستوان، جدار ضخیم، در صورت P_0 خطر کمانش وجود ندارد اما در سازه‌های جدار نازک، به علت زیاده بودن تنش محلی، فشاری و ضخامت کم خطر کمانش بسیار زیاد می‌شود.



Instability $\equiv$ Buckling

کمانش ناایستاری

Unstable $\neq$ stable

ناایستار

* برای ضخامت‌های استوانه‌ای در ابعاد نازک، معمولاً فشار خارجی اعمال نمی‌گردد و رابطه کمانش در دانستوانه وجود دارد.

در مهندسی در دریا از این نوع ضخامت استفاده نمی‌کنند چون در دریا فشار خارجی زیاد اعمال می‌گردد.

برای محاسبه استوانه‌ای در ابعاد نازک، نقطه‌ای را که تنش در آن P_0 است، در نظر می‌گیریم.

$$\sigma_t = \frac{(P_i - P_0)ab}{t} \quad \frac{1}{r} \quad a < r < b$$

اگر در نقطه‌ای تنش تراکم دارد، رابطه فوق را بنویس:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_t = \frac{aP}{t} \\ -P_i < \sigma_r < 0 \rightarrow \sigma_r \approx 0 \\ \sigma_\theta = \frac{aP}{2t} \end{array} \right.$$

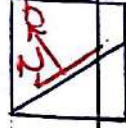
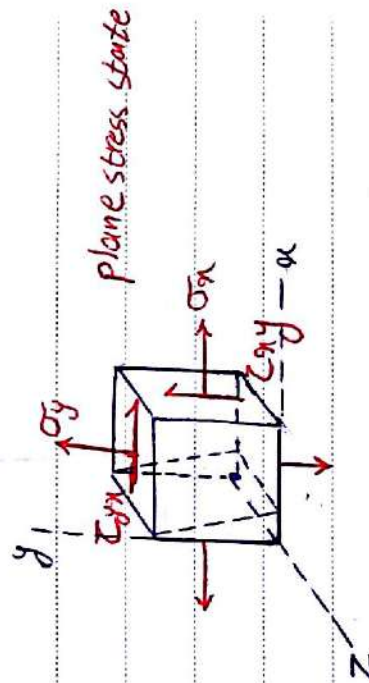
از این روابط می‌توان دید که در این وضعیت، تنش صفحه‌ای در زین کمانش تنش زیاد و تنش برشی کم است.

Triaxial Stress Transformation:

(تبدیل تنش سه محوری)

در روابط تبدیل تنش برشی و ضریب تنش صفحه‌ای در زین کمانش، تنش زیاد و تنش برشی کم است. به همین دلیل، با وجود استرس (الاستیک) تنش زیاد و تنش برشی کم است.

حال به سوال این است که تنش زیاد و تنش برشی در این صفحات غیر متوازی چگونه بدست می‌آیند.



Subject

Date

در این قسمت می خواهیم ^{معمولی} برای تعریف ایندکس مایه
که تحت همی ضوفاهای تنش ^{معمولی} تغییراتی است تنش های
اصلی و ضوفاهای تنش ^{معمولی} را مشخص کنیم.

معدی ثابت (یا هم انبساطی است) (معمولی)

$$\sigma^3 - I_1 \sigma^2 + I_2 \sigma - I_3 = 0$$

از جابجی ^{معمولی} اینک ضوفاهای

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \end{array} \right. \begin{array}{l} \text{سه ضوفاهای معاداری} \\ \text{در جری ۳ افقی همان} \\ \text{تنش های اصلی هستند} \end{array}$$

$$\text{Invariants of stress tensor} \left\{ \begin{array}{l} I_1 = \sigma_x + \sigma_y + \sigma_z \\ I_2 = \sigma_x \sigma_y + \sigma_x \sigma_z + \sigma_y \sigma_z - \tau_{xy}^2 - \tau_{yz}^2 - \tau_{xz}^2 \\ I_3 = \sigma_x \sigma_y \sigma_z + 2 \tau_{xy} \tau_{yz} \tau_{xz} - \sigma_x \tau_{yz}^2 - \sigma_y \tau_{xz}^2 - \sigma_z \tau_{xy}^2 \end{array} \right.$$

غ $\sigma_3 = 0$ و $\sigma_1 = \sigma_2$ (در حالت تنش صفحه ای)

در حالت تنش صفحه ای اگر تنش های عمودی را صفر بگیریم

در دو حالت تنش صفحه ای

$$\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3$$

در حالت تنش صفحه ای اگر تنش های عمودی را صفر بگیریم

با تنش ^{معمولی} (در این حالت)

در حالت تنش صفحه ای اگر تنش های عمودی را صفر بگیریم

در حالت تنش صفحه ای اگر تنش های عمودی را صفر بگیریم

که می توان گفت همان حالت است

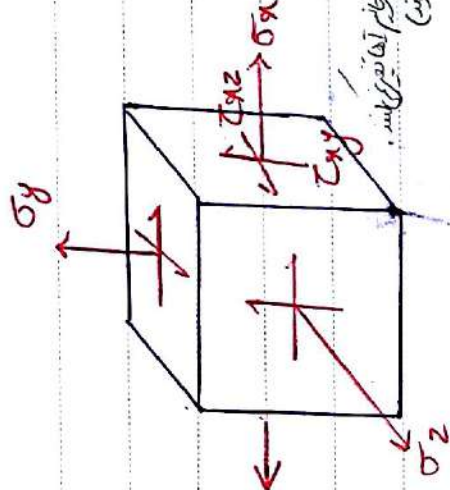
در حالت تنش صفحه ای اگر تنش های عمودی را صفر بگیریم

است $\sigma_1 < \sigma_2 < \sigma_3$ یا برعکس

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}$$

برای حالت تنش صفحه ای ، $\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}$ را بدست می آوریم

برای حالت تنش صفحه ای در صورتی که $\sigma_1 < \sigma_2 < \sigma_3$ در دو حالت فاصله بین σ_1 و σ_3



از مثال در این صورت خطای آنقدر کم است که در این حالت می توانیم آن را صفر بگیریم

vary = change

variable متغیر

invariant نامتغیر

غ (در توصیف تنش صفحه ای تنش اصلی است) (σ_1, σ_2) را بدست می آوریم

من در حالت تنش صفحه ای همواره می توانیم تنش های اصلی σ_1 و σ_2 را بدست می آوریم

تنش که روی صفحه ای از آن در حالت

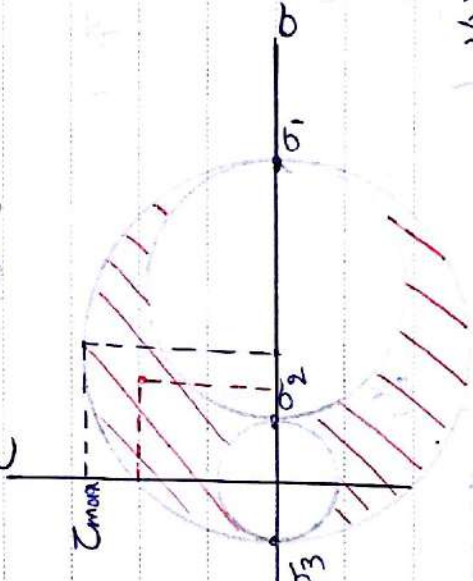
سه ضوفا می گذرد، روی صفحه ای که از آن در حالت

و در حالت تنش صفحه ای می توانیم آن را بدست می آوریم

در توصیف تنش صفحه ای سه ضوفا می گذرد

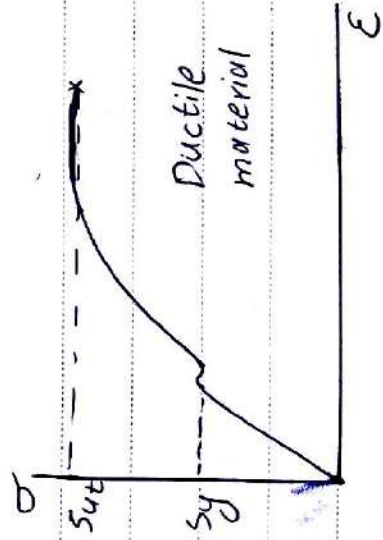
برای یافتن زاویه صفحه و جرم دار در صفحه

می دانیم τ_{max} روی کدام صفحه وجود دارد



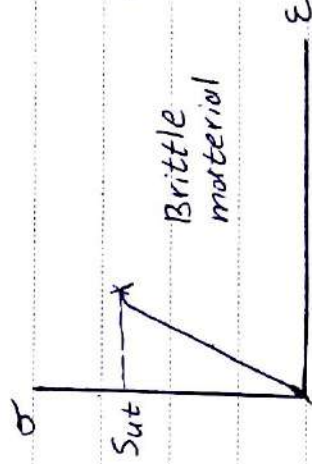
Subject

Date



استقامت
 $S_y = \text{Yield strength}$

استقامت
 $S_{ut} = \text{Ultimate tensile strength}$



میانگین ۱۵

همچنین توان داریم به شکست برآیند نیروی استقامت و طول را بدست آوریم
 به حالت استقامت نسبی و هنوز به شکست نرسیده است.

مسئله ۵ - سرک A -

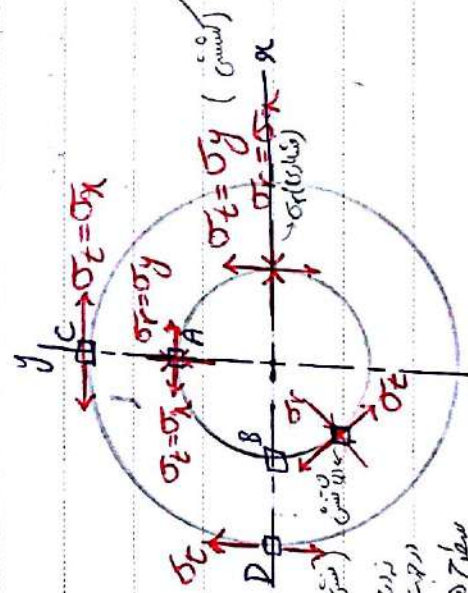
استوانه جدار ضخیم

$$2b = 20 \text{ in} \quad b = 10 \text{ in}$$

$$2a = 10 \text{ in} \Rightarrow a = 5 \text{ in}$$

$$P_i = 500 \text{ psi} = 500 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2} \quad P_o = 0$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_r = \\ \sigma_t = \\ \sigma_l = \end{array} \right.$$



در جهت این جهت
 نزدیک است
 در جهت
 سطح قرار داده
 جهت محورهای
 مختصات است

$$r = a \left\{ \begin{array}{l} \sigma_r = -P_i = -500 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2} \\ \sigma_t = \frac{b P_i}{b^2 - a^2} = \frac{2 P_i}{3} = 1000 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2} \end{array} \right.$$

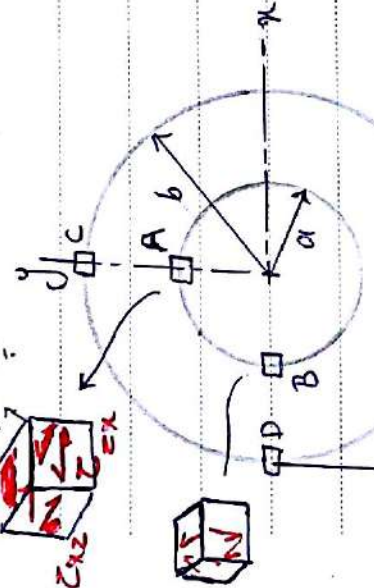
میتوانست چنانچه
 صفت است چنانچه
 $P_i = 500 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2}$
 تنش است چنانچه
 و استقامت را بدست

$$\sigma_l = \frac{a^2 P_i}{b^2 - a^2} = \frac{P_i}{3} = 500 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2}$$

و استقامت را بدست
 در جهت این جهت
 در جهت این جهت

در روند عمل استوانه تحت فشار، ابتدا تنش های σ و τ در طول فشار داخلی داریم. سپس به شکل داده شده تنش های قائم و تنش های برشی ناشی از بارگذاری و گشتاورهای بدست می آوریم و برای آن این تنش بدست می آوریم. پس به شکل های Subject و تنش قائم و تنش برشی را از طریق جمع جبری تنش های فشاری و گشتاورهای بدست می آوریم.

$$r=b \left\{ \begin{array}{l} \sigma_r = -P_o = 0 \\ \sigma_t = \frac{\alpha P_i}{b-\alpha} = P_i = 500 \text{ psi} \\ \sigma_l = \frac{P_i}{3} = \frac{500}{3} \text{ psi} \end{array} \right.$$

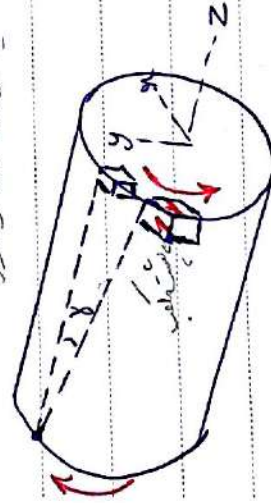


$$W = mg = 32 \text{ Klb}$$

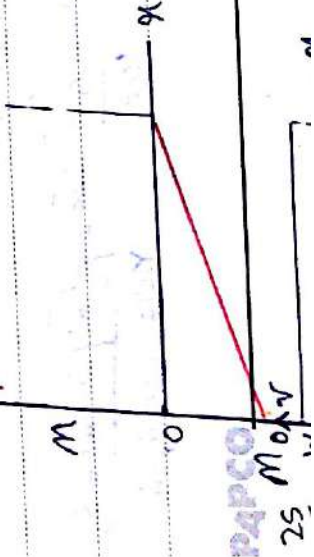
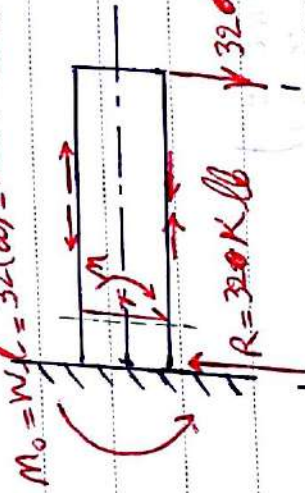
$$T = Wb = 32(10) = 320 \text{ Klb.in}$$

در این حالت گشتاور محوری، مقدار گشتاور در مقطع مختلف یکسان است. و در نهایت گشتاور در مقطع مختلف یکسان است. پس گشتاور یکسان است.

در این حالت تنش برشی ناشی از گشتاور و تنش های بدست آمده در این شکل در این شکل قرار می گیرد.



$$M_o = Wb = 32(60) = 1920 \text{ Klb.in}$$



تنش طولی ناشی از فشار داخلی است چون نسبت است.

$$r=\alpha \left\{ \begin{array}{l} \tau = \frac{Tr}{J} = \frac{Wb \cdot \alpha}{\frac{\pi}{2}(b^4 - \alpha^4)} = \frac{320(5) \times 10^3}{\frac{\pi}{2}(10^4 - 5^4)} \end{array} \right.$$

$$r=b \left\{ \begin{array}{l} \tau = \frac{Tb}{J} = \frac{Wb^2}{\frac{\pi}{2}(b^4 - \alpha^4)} \end{array} \right.$$

در این صورت در هر دو حالت، مقدار تنش در مقطع مختلف یکسان است.

$$\sigma_z = \frac{My}{I} = \frac{M_o b}{\frac{\pi}{2}(b^4 - \alpha^4)} = \frac{Wb}{\frac{\pi}{2}(b^4 - \alpha^4)}$$

$$\tau = \frac{VQ}{It} = 0$$

$$D : \sigma_2 = 0 \quad A : \sigma_2 = \frac{Wb}{\frac{\pi}{2}(b^4 - \alpha^4)}$$

در حالت تنش حاصل هیچ تنش برشی ناشی از تنش در مقاطع وجود ندارد. (در حالت تنش حاصل در مقطع $\sigma_2 = 0$)

$$t = 2(b-a)$$

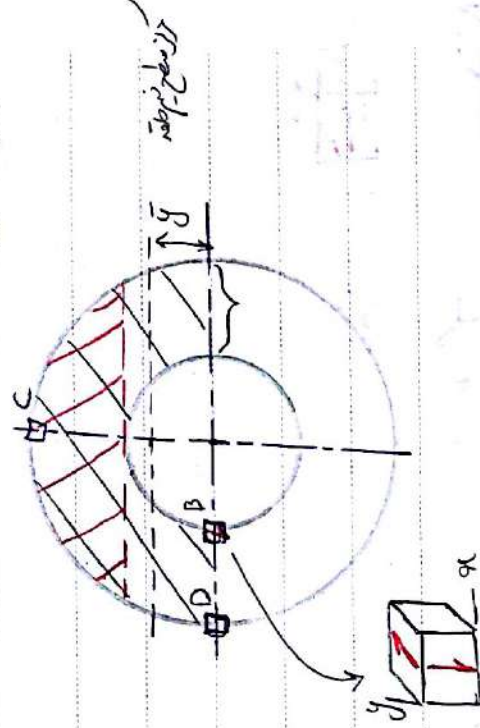
$$Q = \frac{\pi}{2}(b^2 - a^2)\bar{y}$$

$$I = \frac{\pi}{4}(b^4 - a^4)$$

$$\tau_{xy} = \frac{W\bar{y}}{(b^2 - a^2)(b - a)}$$

برای نقطه A

$$\tau_{xy} = \frac{WQ}{It}$$



جمع بندی: $\sigma_x = \sigma_c$ نقطه A

$$\sigma_y = \sigma_r$$

$$\sigma_z = \sigma_x + \sigma_r$$

$$\tau_{xy} = 0$$

$$\tau_{xz} = \tau_{zx} =$$

$$\tau_{yz} = \tau_{zy} = \frac{WQ}{It}$$

جمع صریح است که اصول تعقیب A در حال تنش است

علامت آن مثبت است

حال باید این تنش ها را در یک لایه می صورت بگیرد. (در این صورت که در یک لایه می صورت بگیرد)

حالت یک لایه است

$$\sigma^3 - I_1\sigma^2 + I_2\sigma - I_3 = 0$$

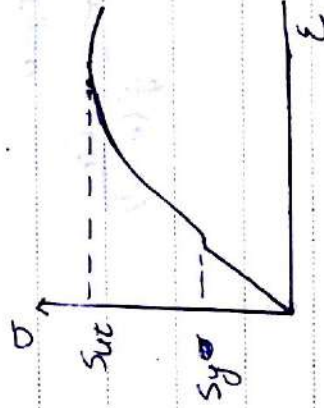
$$\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$$

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}$$

این کار با بررسی در نقطه A می شود.

A و B را برای این صورت بررسی قرار دادیم که درست است که در حالت تنش که در یک لایه می صورت بگیرد.

Failure Theories (Failure criteria):



ماده (ductile material)

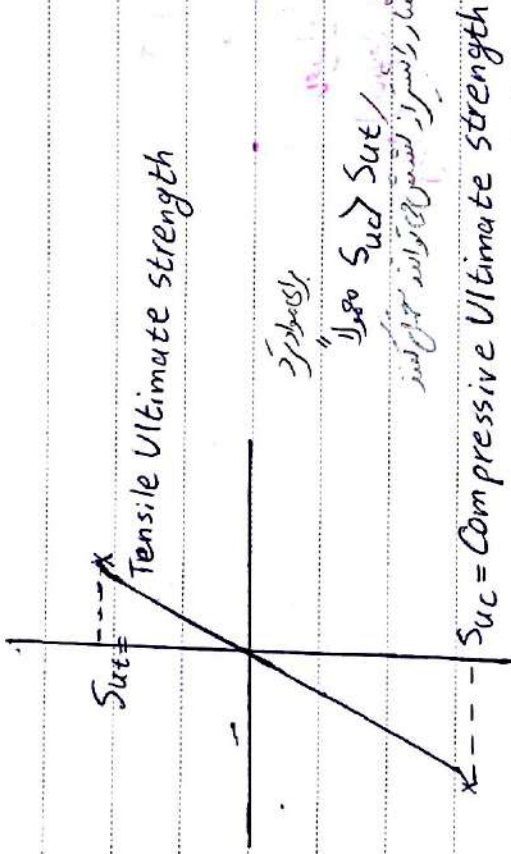
استحکام تسلیم = مقدار تنش که ماده در آن تنش تسلیم شود. $S_y = \text{Yield strength}$

از استحکام تسلیم (Yield stress) استفاده می شود. چون این تنش به خاصیت ماده تبدیل می شود.

استفاده می شود.

$$S_{ut} = \text{استحکام کششی} = \text{حدالکشش ماده تحت بار قبل تسلط نهایی}$$

استحکام راپایانیت مست رسانج اندر .



برای مواد داکتیل

معمولا $S_{ut} > S_{uc}$

معمولا مواد داکتیل ضعیف تر از استحکام کششی می باشند

$S_{uc} = \text{Compressive Ultimate strength}$

* کشش استحکام های ماده در تست کششی با فشار ماده بدست می آیند

* و ضعیفی یک نمونه زوال (و یا یک معیار زوال) این است که وضعیت زوال و یا عدم زوال مادی را با مادی تر و یا در یک نقطه که به وقت چندین مولد کششی زوال و تنش برسی است (کشش کششی مادی)

* این سه نمونه زوال برای مواد داکتیل می شوند

Failure Theories for Ductile Materials:

1) Maximum Normal stress theory

این تئوری بر پایه خطی بودن تنش است

تنش مولد کششی و یا در فشار مادی در مادی می باشد

مولد های تنش

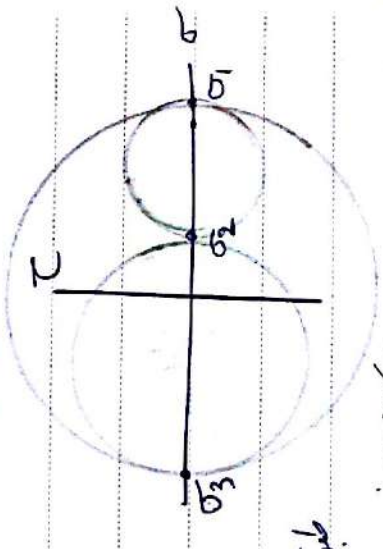
در یک نقطه

(تنش های مشترک)

به صورت یک بزرگ

$$\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3 \rightarrow \text{مقادیر در مرتبه ۱، ۲، ۳}$$

Principal stresses



طبق این تئوری باید برای طراحی از تسلط:

$$-S_y < \sigma_1 < S_y$$

$$-S_y < \sigma_2 < S_y$$

$$-S_y < \sigma_3 < S_y$$

از تست کشش میانه فریم

که این رابطه برقرار باشد:

الحق ان فواص عاديه ودره و لهوره مسبقه (القبير ابن مخلفه) که در رساله و کتب نيز (Syg و Sut و Suc > 0

محمود حسن (53) لم يرد في سجلات دار...

A hand-drawn graph on lined paper showing a square region in the first quadrant of a coordinate system. The horizontal axis is labeled σ_1 and the vertical axis is labeled σ_2 . The square is bounded by the axes and lines labeled R_s . The region is labeled "safe Region" and "invol".

درد حبس کانی یوشی منکره این
مستطیل ۱۵ و ۱۰ در ۳ و ۲

تفویک ہا لیسٹہ دریک حالت

فرض تھوڑی دیر کے بعد اس کا پتہ ملے گا۔

فلسفہ سیراظر ان سموری البستر فی اندو

نسب های اصلی در نقطه ای از یک عضو تحت فشار

ضرب الحیدانی = $\sigma_1 = 120 \text{ MPa}$

$\sigma_2 = -60 \text{ MPa}$

$s_y = 150$

ضرب المنيان نفس فاعله، ويطرأ له لاداء لا وجه له الا انه قد ورد في ضرب المنيان ان يوتر بوجهه به (يعاينها) رديف است
تقدم

Subject

Date

Bery

کوه

Burg:

شهر

Date

Burg:

شهر

معیار = $\frac{S_y}{F.S}$

$$\sigma_1 = \frac{S_y}{F.S} \Rightarrow F.S = \frac{S_y}{\sigma_1}$$

$$\sigma_2 = \frac{S_y}{F.S} \Rightarrow F.S = \frac{S_y}{\sigma_2}$$

$$F.S = \frac{S_y}{\sigma_2} \quad \text{چون کوچکتر است (از } F.S = \frac{S_y}{\sigma_1} \text{)}$$

از این مثال: $F.S = \frac{S_y}{\sigma_2}$ $\Rightarrow \sigma_2 = \frac{S_y}{F.S}$ $\Rightarrow \sigma_2 = \frac{S_y}{F.S}$ $\Rightarrow \sigma_2 = \frac{S_y}{F.S}$

$$F.S = \frac{OB}{OA} = \frac{S_y}{\sigma_1}$$

$$F.S = \frac{OB}{OC} = \frac{S_y}{\sigma_2}$$

② Maximum Shear Stress Theory: (Tresca Failure Theory)

(تئوری حداکثر تنش برشی)

بر خلاف تئوری قبل که σ_1 و σ_3 را در نظر می گرفت، این تئوری با عت زوال است به این تئوری:

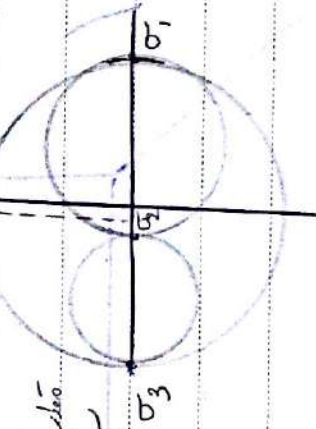
* بر اساس تئوری حداکثر تنش برشی، عامل زوال ماده نی σ_1 و σ_3 نیست بلکه τ_{max} است. $\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}$

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \end{array} \right\}$$

از طریق این تئوری می توانیم به دست آوریم که τ_{max} در کدام جهت است.

$$\sigma_3 < \sigma_2 < \sigma_1 \rightarrow \tau_{max}$$

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}$$



از طریق این تئوری می توانیم به دست آوریم که τ_{max} در کدام جهت است.

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}$$

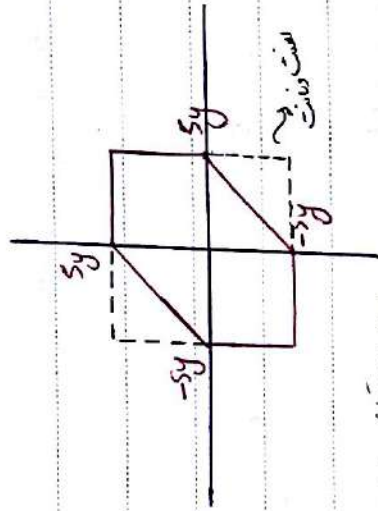
از طریق این تئوری می توانیم به دست آوریم که τ_{max} در کدام جهت است.

$$-\frac{S_y}{2} < \tau_{max} < \frac{S_y}{2}$$

Subject

Date

در مورد این دو خاصیت گفتیم:



$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}$$

$$\sigma_1 = s_y \Rightarrow \tau_{max} = \frac{s_y}{2}$$

در حالتی که $\sigma_3 = 0$ in the σ_1, σ_2 plane

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = \frac{\sigma_1}{2} \Rightarrow \frac{\sigma_1}{2} < \frac{s_y}{2} \Rightarrow \sigma_1 < s_y$$

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_2 - \sigma_3}{2} = \frac{\sigma_2}{2} \Rightarrow \frac{\sigma_2}{2} < \frac{s_y}{2} \Rightarrow \sigma_2 < s_y$$

در اینجا اگر در شرط اول که $\sigma_3 < \sigma_1$ باشد، اما در شرط دوم که $\sigma_3 < \sigma_2$ باشد، این دو شرط را با هم ترکیب می‌کنیم و به دست می‌آوریم که $\sigma_3 < \sigma_1$ و $\sigma_3 < \sigma_2$ باید برقرار باشد.

$$2: \sigma_1 < 0, \sigma_2 > 0 \Rightarrow \tau_{max} = \frac{\sigma_2 - \sigma_1}{2} \Rightarrow \frac{\sigma_2 - \sigma_1}{2} < \frac{s_y}{2} \Rightarrow \sigma_2 - \sigma_1 < s_y \Rightarrow \sigma_1 = s_y$$

$$3: \sigma_1 > 0, \sigma_2 < 0 \Rightarrow \tau_{max} = \frac{\sigma_2 - \sigma_3}{2} = \frac{\sigma_2}{2} \Rightarrow -s_y < \frac{\sigma_2}{2}$$

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = \frac{\sigma_1}{2} \Rightarrow -s_y < \frac{\sigma_1}{2} \Rightarrow \sigma_1 < -2s_y$$

$$4: \sigma_1 > 0, \sigma_2 < 0 \Rightarrow \tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} < \frac{s_y}{2} \Rightarrow \sigma_1 - \sigma_2 < s_y \Rightarrow \sigma_1 = s_y$$

$$5: \sigma_1 < 0, \sigma_2 > 0 \Rightarrow \tau_{max} = \frac{\sigma_2 - \sigma_1}{2} < \frac{s_y}{2} \Rightarrow \sigma_2 - \sigma_1 < s_y \Rightarrow \sigma_1 = s_y$$

$$6: \sigma_1 < 0, \sigma_2 < 0 \Rightarrow \tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} < \frac{s_y}{2} \Rightarrow \sigma_1 - \sigma_2 < s_y \Rightarrow \sigma_1 = s_y$$

$$7: \sigma_1 > 0, \sigma_2 > 0 \Rightarrow \tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} < \frac{s_y}{2} \Rightarrow \sigma_1 - \sigma_2 < s_y \Rightarrow \sigma_1 = s_y$$

$$8: \sigma_1 < 0, \sigma_2 < 0 \Rightarrow \tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} < \frac{s_y}{2} \Rightarrow \sigma_1 - \sigma_2 < s_y \Rightarrow \sigma_1 = s_y$$

$$9: \sigma_1 < 0, \sigma_2 < 0 \Rightarrow \tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} < \frac{s_y}{2} \Rightarrow \sigma_1 - \sigma_2 < s_y \Rightarrow \sigma_1 = s_y$$

$$10: \sigma_1 < 0, \sigma_2 < 0 \Rightarrow \tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} < \frac{s_y}{2} \Rightarrow \sigma_1 - \sigma_2 < s_y \Rightarrow \sigma_1 = s_y$$

$$11: \sigma_1 < 0, \sigma_2 < 0 \Rightarrow \tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} < \frac{s_y}{2} \Rightarrow \sigma_1 - \sigma_2 < s_y \Rightarrow \sigma_1 = s_y$$

$$12: \sigma_1 < 0, \sigma_2 < 0 \Rightarrow \tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} < \frac{s_y}{2} \Rightarrow \sigma_1 - \sigma_2 < s_y \Rightarrow \sigma_1 = s_y$$

$$13: \sigma_1 < 0, \sigma_2 < 0 \Rightarrow \tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} < \frac{s_y}{2} \Rightarrow \sigma_1 - \sigma_2 < s_y \Rightarrow \sigma_1 = s_y$$

$$14: \sigma_1 < 0, \sigma_2 < 0 \Rightarrow \tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} < \frac{s_y}{2} \Rightarrow \sigma_1 - \sigma_2 < s_y \Rightarrow \sigma_1 = s_y$$

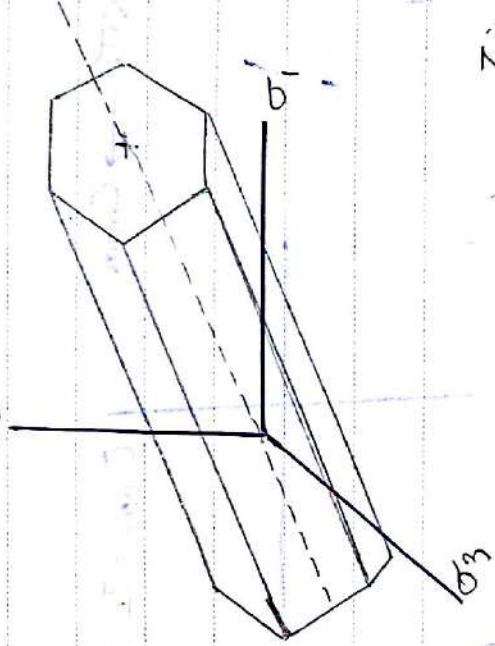
$$15: \sigma_1 < 0, \sigma_2 < 0 \Rightarrow \tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} < \frac{s_y}{2} \Rightarrow \sigma_1 - \sigma_2 < s_y \Rightarrow \sigma_1 = s_y$$

$$16: \sigma_1 < 0, \sigma_2 < 0 \Rightarrow \tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} < \frac{s_y}{2} \Rightarrow \sigma_1 - \sigma_2 < s_y \Rightarrow \sigma_1 = s_y$$

$$17: \sigma_1 < 0, \sigma_2 < 0 \Rightarrow \tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} < \frac{s_y}{2} \Rightarrow \sigma_1 - \sigma_2 < s_y \Rightarrow \sigma_1 = s_y$$

$$18: \sigma_1 < 0, \sigma_2 < 0 \Rightarrow \tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} < \frac{s_y}{2} \Rightarrow \sigma_1 - \sigma_2 < s_y \Rightarrow \sigma_1 = s_y$$

$$19: \sigma_1 < 0, \sigma_2 < 0 \Rightarrow \tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} < \frac{s_y}{2} \Rightarrow \sigma_1 - \sigma_2 < s_y \Rightarrow \sigma_1 = s_y$$



این تصویر به دلیل این که ابتدا

این می‌تواند به دست آید برای حالتی که

به نسبت قائم مساوی و یا برعکس مساوی و یا

پیش می‌آید Failure می‌کند.

برای نظایر جداگانه گفتیم که اگر

$$\tau_{max} = \frac{s_y}{2 F.S}$$

P4PCO

③ Maximum Distortion Energy Theory (~~Maximum Strain~~ Failure Theory)

تغییر شکل (تغییر شکل) تغییر شکل کلی را در بر می گیرد.

Deformation { Dilatation (Volumetric change)

Distortion (shear Deformation)

$$\sigma_{av} = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3}$$

تغییر شکل Deformation واری برید

تغییر شکل کلی برای وضعیت

تغییر شکل کلی

تغییر شکل کلی

تغییر شکل کلی

تغییر شکل کلی

تغییر شکل کلی

تغییر شکل کلی

تغییر شکل کلی

تغییر شکل کلی

تغییر شکل کلی

تغییر شکل کلی

تغییر شکل کلی

تغییر شکل کلی

تغییر شکل کلی

تغییر شکل کلی

تغییر شکل کلی

تغییر شکل کلی

تغییر شکل کلی

تغییر شکل کلی

تغییر شکل کلی

تغییر شکل کلی

تغییر شکل کلی

تغییر شکل کلی

تغییر شکل کلی

تغییر شکل کلی

افزایش ابعاد

تغییر شکل کلی

تغییر شکل کلی

تغییر شکل کلی

تغییر شکل کلی

تغییر شکل کلی

تغییر شکل کلی

تغییر شکل کلی

تغییر شکل کلی

تغییر شکل کلی

تغییر شکل کلی

تغییر شکل کلی

تغییر شکل کلی

تغییر شکل کلی

تغییر شکل کلی

تغییر شکل کلی

تغییر شکل کلی

تغییر شکل کلی

تغییر شکل کلی

تغییر شکل کلی

تغییر شکل کلی

تغییر شکل کلی

تغییر شکل کلی

تغییر شکل کلی

تغییر شکل کلی

تغییر شکل کلی

در Dilatation تنش مساوی هستند (تغییر شکل کلی)

با توجه به تنش مساوی برای بارهای مساوی در دو طرف تنش برای بارهای مساوی

در Dilatation در صورت تنش مساوی تنش برای تنش مساوی

در Dilatation در صورت تنش مساوی تنش برای تنش مساوی

در Dilatation در صورت تنش مساوی تنش برای تنش مساوی

در Dilatation در صورت تنش مساوی تنش برای تنش مساوی

در Dilatation در صورت تنش مساوی تنش برای تنش مساوی

در Dilatation در صورت تنش مساوی تنش برای تنش مساوی

در Dilatation در صورت تنش مساوی تنش برای تنش مساوی

در Dilatation در صورت تنش مساوی تنش برای تنش مساوی

در Dilatation در صورت تنش مساوی تنش برای تنش مساوی

در Dilatation در صورت تنش مساوی تنش برای تنش مساوی

در Dilatation در صورت تنش مساوی تنش برای تنش مساوی

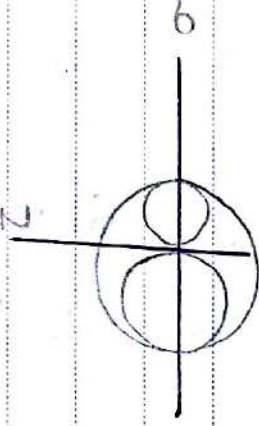
در Dilatation در صورت تنش مساوی تنش برای تنش مساوی

در Dilatation در صورت تنش مساوی تنش برای تنش مساوی

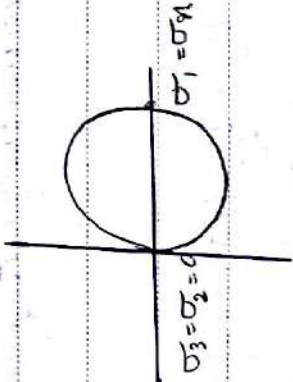
در Dilatation در صورت تنش مساوی تنش برای تنش مساوی

در Dilatation در صورت تنش مساوی تنش برای تنش مساوی

در Dilatation در صورت تنش مساوی تنش برای تنش مساوی



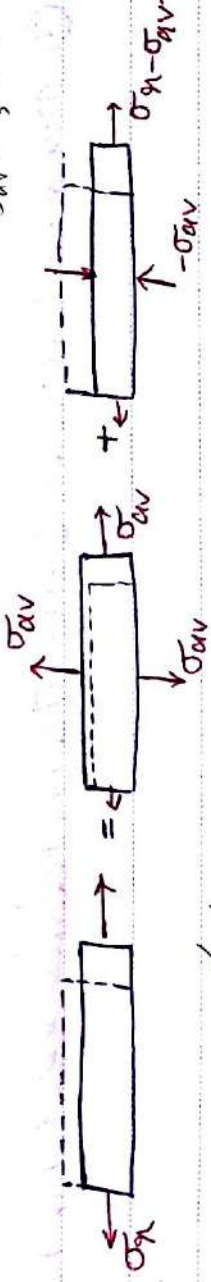
در حالتی که تنش مساوی Dilatation و Distortion امکان می افتد



در حالتی که تنش مساوی Dilatation و Distortion امکان می افتد

Dilatation

$$\sigma_{av} = \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{3}$$



انرژی کرنش الاستیک

$$\text{Elastic strain energy: } U = \int F dx = \int A \left(\frac{F}{A} \right) dx = \int \sigma d\varepsilon = V \int \sigma d\varepsilon = V E \frac{\varepsilon^2}{2}$$

$$U = \frac{V}{2} \sigma \varepsilon$$

* رابطه ε برای حالت تک محوری است

$$\text{Strain Energy per unit volume for a uniaxial stress state } U = \frac{1}{2} \sigma \varepsilon$$

* در فرمول Distortion، باز Dilatation در آن نیست

* انرژی کرنش در واحد حجم را با کرنش متوسط می‌گیریم

$$\text{For a Triaxial stress state: } U = \frac{1}{2} (\sigma_1 \varepsilon_1 + \sigma_2 \varepsilon_2 + \sigma_3 \varepsilon_3)$$

at a point

$$\begin{cases} \varepsilon_1 = \frac{\sigma_1}{E} - \frac{\nu}{E} (\sigma_2 + \sigma_3) \\ \varepsilon_2 = \frac{\sigma_2}{E} - \frac{\nu}{E} (\sigma_1 + \sigma_3) \\ \varepsilon_3 = \frac{\sigma_3}{E} - \frac{\nu}{E} (\sigma_1 + \sigma_2) \end{cases}$$

$$= \frac{1}{2E} [\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\nu (\sigma_1 \sigma_2 + \sigma_2 \sigma_3 + \sigma_1 \sigma_3)]$$

$$\text{Dilatation: } \sigma_x = \sigma_y = \sigma_z = \sigma_{av} \quad U_{dil} = \frac{3\sigma_{av}^2}{2E} (1-2\nu)$$

$$U_{dil} = \frac{(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)^2}{6E} (1-2\nu)$$

$$\text{Distortion Energy } U_d = U - U_{dil} = \frac{1+\nu}{6E} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2]$$

Distortion Energy for any triaxial energy

مطلوبه: انرژی کرنش در واحد حجم را با کرنش متوسط می‌گیریم. Distortion Energy از آن با کرنش متوسط می‌گیریم.

$$\text{Distortion Energy for simple tension test: } U_d = \frac{1+\nu}{6E} (2\sigma_1^2) = \frac{1+\nu}{3E} \sigma_1^2$$

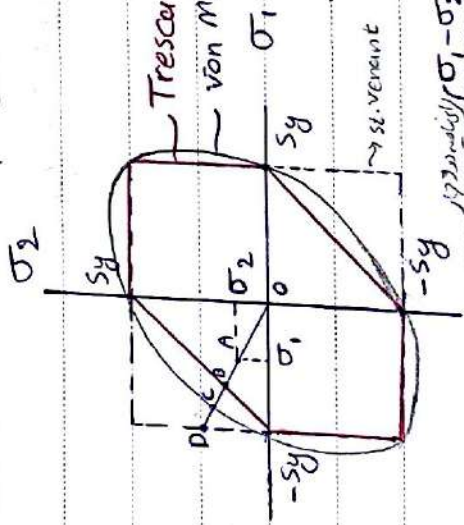
$$\text{at Yield: } U_d = \frac{1+\nu}{3E} S_y^2 \quad (\text{Failure})$$

$$\frac{1+\nu}{E} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2] < \frac{1+\nu}{3E} S_y^2$$

$$-S_y < \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}} < S_y \rightarrow \sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2 = S_y^2$$

$\sigma_3 = 0$ on $\sigma_1\sigma_2$ plane

برای نمایش در صورتی که دو $\sigma_3 = 0$ باشد



نمایش با ابعاد را به یک واحد در پس

درجه اولی خاصه خاصه است و نمایش با یک واحد

نمودار با این صورتی که در پس ابعاد را به یک واحد

* نمایش اصول ضرایب اطمینان به یک واحد در پس

$$F.S = \frac{S_y}{\sigma_1 - \sigma_2} \quad F.S = \frac{S_y}{\sigma_1 - \sigma_2}$$

$$F.S = \frac{0B}{OA} \quad \text{Tresca} \quad \left\{ \begin{array}{l} \sigma_2 - \sigma_1 = \frac{S_y}{F.S} \\ \sigma_2 - \sigma_1 = \frac{S_y}{F.S} \end{array} \right.$$

$$F.S = \frac{OC}{OA} \quad \text{von Mises}$$

$$F.S = \frac{OP}{OA} \quad \text{St. Venant}$$

اگر وضعیت تنش در ۱۹۵۴ در ربع اول و دوم و سوم و چهارم باشد

نمایش با ابعاد را به یک واحد در پس

برای فون مینر فقط یک فرمول وجود دارد

$$\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2} = \frac{S_y}{F.S} \quad (\sigma_3 = 0)$$

برای حالت تنش مضاعف

$$F.S = \frac{S_y}{\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2}}$$

وجود داشت و باید F.S کوچکتر از حد مجاز باشد

* در تنش های مختلف ابعاد را به یک واحد در پس

در تنش های مختلف ابعاد را به یک واحد در پس

یک فرمول وجود نمی باشد

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}} \Rightarrow F.S = \frac{S_y}{\sigma_{eq}}$$

* برای اطمینان از F.S

نامحاله های توتوری برایشان

بهتر است که در قسمت زیر را

در $\frac{1}{F.S}$ صرف می کنیم

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2}{2}} + 3(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)$$

$$F.S = \frac{S_y}{\sigma_{eq}}$$

Three failure Theories for Brittle materials:

$$\begin{cases} S_{ut} \\ S_{uc} \end{cases}$$

مکانیک سیم بر پایه

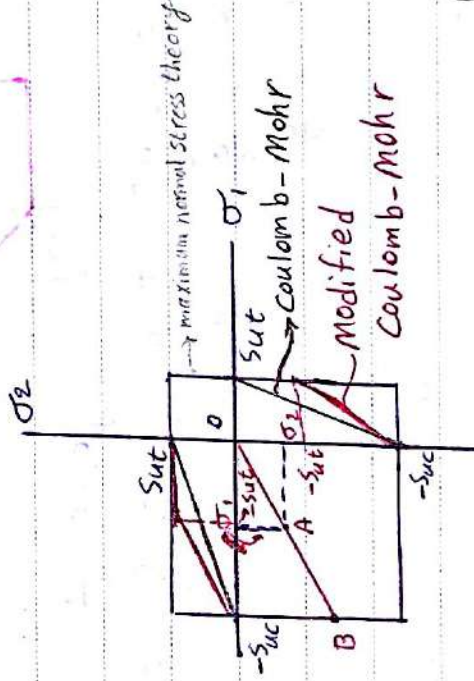
① Maximum normal stress Theory:

بر اساس این تئوری شکست قائم برای مواد ترد، برای محدودی
از شکست در این مواد باید:

$$-S_{uc} < \sigma_1 < S_{ut}$$

$$-S_{uc} < \sigma_2 < S_{ut}$$

$$-S_{uc} < \sigma_3 < S_{ut}$$



بر اساس این تئوری شکست قائم برای مواد
ترد، برای محدودی از شکست در این مواد
در این حالت باید:

$$\sigma_1 = \frac{S_{ut}}{F.S}$$

$$F.S = \frac{S_{ut}}{\sigma_1}$$

$$F.S = \frac{S_{ut}}{\sigma_2}$$

$$F.S = \frac{S_{uc}}{-\sigma_1}$$

$$F.S = \frac{S_{uc}}{-\sigma_2}$$

دستوردهای F.S < 1

② Coulomb-Mohr Theory

بر اساس این تئوری شکست قائم برای مواد ترد و شکنجه پذیر

$$1st \text{ region: } \begin{cases} \sigma_1 < S_{ut} \\ \sigma_2 < S_{ut} \end{cases}$$

$$3rd \text{ region: } \begin{cases} -S_{uc} < \sigma_1 \\ -S_{uc} < \sigma_2 \end{cases}$$

$$2nd \text{ region: } \begin{cases} \frac{-\sigma_1}{S_{uc}} + \frac{\sigma_2}{S_{ut}} < 1 \end{cases}$$

بر اساس تئوری کولمب، برای مواد شکنجه پذیر
در این حالت باید: (از معادله اول و دوم)
F.S دستوری که باید که محاسبه شود و از آنجا که F.S < 1

Subject _____

Date _____

4th region: $\frac{\sigma_1}{S_{ut}} - \frac{\sigma_2}{S_{uc}} < 1$

مردا "F.S" مشعر و σ_2 بسبب اعطال و...

$$-\frac{\sigma_1}{S_{uc}} + \frac{\sigma_2}{S_{ut}} = \frac{1}{F.S} \quad \frac{\sigma_1}{S_{ut}} - \frac{\sigma_2}{S_{uc}} = \frac{1}{F.S}$$

③ Modified!

تعديل

1st region: $\frac{\sigma_1}{S_{ut}} - \frac{\sigma_2}{S_{uc} - S_{ut}} < \frac{S_{uc}}{S_{uc} - S_{ut}}$

اگر يك نقطه را در اين نواحى قرار دهيم
با يه منفى اند

2nd region: $-\frac{\sigma_1}{S_{ut}} + \frac{\sigma_2}{S_{uc} - S_{ut}} < \frac{S_{uc}}{S_{uc} - S_{ut}}$

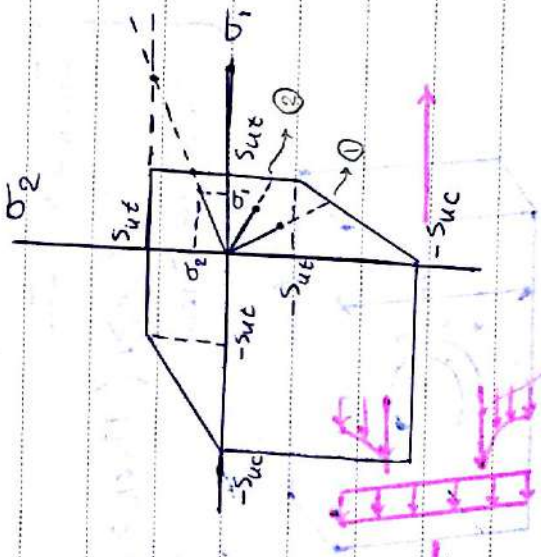
در حالت همصالح همواره رابطه بين σ_1 و σ_2 طولى است.

در اين نواحى رابطه بين σ_1 و σ_2 $F.S \rightarrow (F.S) \sigma$

$$\frac{\sigma_1}{S_{ut}} - \frac{\sigma_2}{S_{uc} - S_{ut}} = \frac{1}{F.S} \times \frac{S_{uc}}{S_{uc} - S_{ut}}$$

1 ناحيه: $\left\{ \begin{array}{l} \sigma_1 = \frac{S_{ut}}{F.S} \quad F.S = \frac{S_{ut}}{\sigma_1} \\ \sigma_2 = \frac{S_{uc}}{F.S} \quad F.S = \frac{S_{uc}}{\sigma_2} \end{array} \right.$

در اين ناحيه رابطه بين σ_1 و σ_2 $F.S$ است
اما در ديگر ناحيه ها رابطه بين σ_1 و σ_2 $F.S$ است



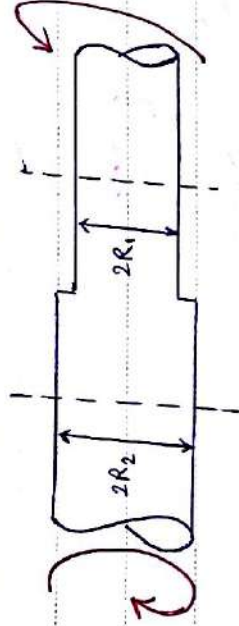
4 ناحيه: $\left\{ \begin{array}{l} \text{①} \quad \frac{\sigma_1}{S_{ut}} - \frac{\sigma_2}{S_{uc} - S_{ut}} = \frac{1}{F.S} \times \frac{S_{uc}}{S_{uc} - S_{ut}} \\ \text{②} \quad \sigma_1 = \frac{S_{ut}}{F.S} \end{array} \right.$

2 ناحيه: $\left\{ \begin{array}{l} -\frac{\sigma_1}{S_{uc} - S_{ut}} + \frac{\sigma_2}{S_{ut}} = \frac{1}{F.S} \times \frac{S_{uc}}{S_{uc} - S_{ut}} \\ \sigma_2 = \frac{S_{ut}}{F.S} \end{array} \right.$

$\frac{F}{S(b-v)} = \frac{F}{A} = \sigma \quad \sigma_3 = \sigma = 0$

Stress Concentration Factor:

(ضرب مرکز تنش)



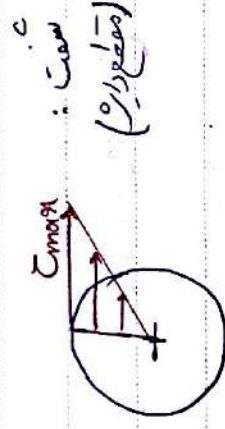
$$Z = \frac{I}{J}$$

دراصبع تغییر مقطع
مركز تنش ایجاد می دهد
که ممکن است تنش چند برابر تنش اسمی باشد

$$Z = \frac{TR_1}{J}$$

$$\sigma_{max} = K_t \cdot \sigma_{nom}$$

ضرب مرکز تنش



تنش اسمی $\sigma_{nom} = \sigma_{nominal}$
(تنش که از طریق فرمول های مقاومت مصالح می آید)

* برای همبستگی بیشتر K_t از نمودار استیفا دهی استفاده می شود که محدود می کند آن به یک ای با استیفا دهی بیشتر. بر حسب شعاع فلزی به شعاع داخلی مورد نیاز

شد است. خود نمودار به ما بگوید که σ_{nom} را از چه شعاعی باید استیفا دهی کرد.

* علاوه بر استیفا می توان از نمودار برای به دست آوردن K_t استفاده نمود (استیفا دهی کرد)

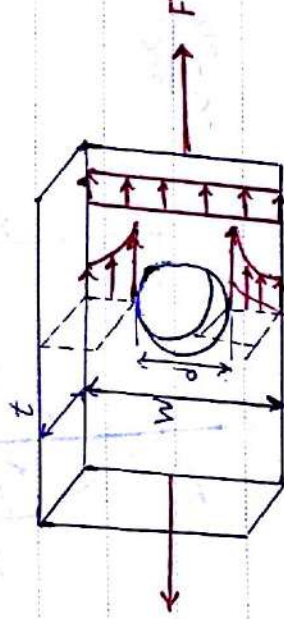
* (اینجا چون مسئله از نوع پیچش است، K_t را به جای K_f می گذاریم)

* اگر استیفا دهی ضعیف تر باشد، نمودار این σ_{nom} استفاده می شود.

$$\sigma_{max} = K_t \cdot \sigma_{nom}$$

(Theoretical stress concentration factor) > 1 ضریب مرکز تنش

$$\sigma_{max} = K_t \cdot \sigma_{nom}$$



$$\sigma_{max} = K_t \sigma_0 \quad \sigma_0 = \frac{F}{A} = \frac{F}{(w-t)t}$$

B ی

Al 3004 H38

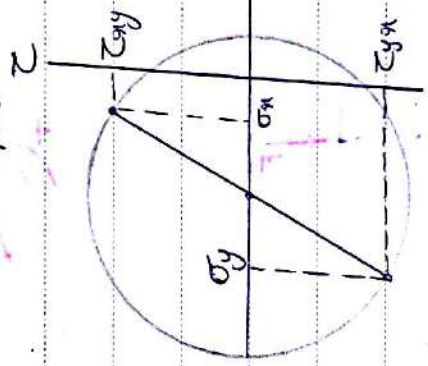
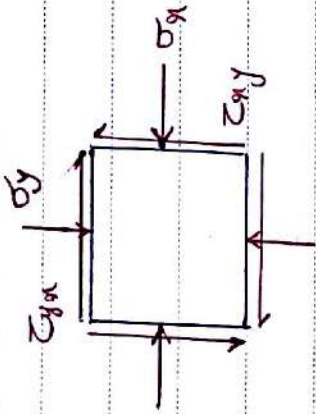
$$\begin{cases} \sigma_x = -10 \text{ mpa} \\ \sigma_y = -60 \text{ mpa} \\ \tau_{xy} = 30 \text{ ccw} \end{cases}$$

$$S_y = 234 \text{ Mpa}$$

$$S_{ut} = 276 \text{ Mpa}$$

مسئله 1 ب

در این مآثر با پیش‌فرض‌های اصلی رانسیس (الزام برای روشی نسبتاً دقیق برای بررسی خرابی من می‌توان بست نمود)



بر اساس دایره:

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} = 39.05 \text{ mpa}$$

$$\sigma_1 = \tau_{max} + \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} = 4.05 \text{ mpa}$$

$$\sigma_2 = -\tau_{max} + \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} = -74.05 \text{ mpa}$$

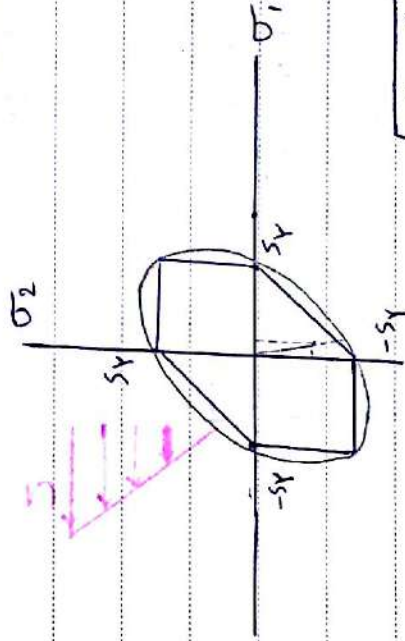
Tresca

$$\frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} < \frac{S_y}{2}$$

$$\sigma_1 - \sigma_2 = \frac{S_y}{F.S.}$$

$$4.05 + 74.05 = \frac{234}{F.S.}$$

$$F.S. = \frac{234}{78.1} = 2.99$$



Von Mises

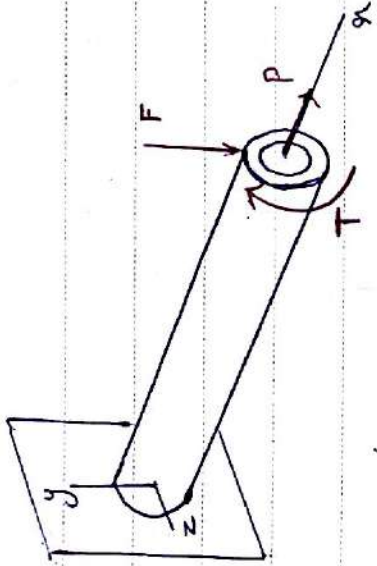
$$\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \sigma_2} = \frac{S_y}{F.S.}$$

$$\Rightarrow F.S. = \frac{S_y}{\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \sigma_2}} = \frac{234}{\sqrt{4.05^2 + 74.05^2 - (4.05)(74.05)}} = 3.07$$

Subject

Date

مسئله 4 سری B



$$\frac{D}{d} = 2 \quad F.S_1 = 1.8$$

$$F.S_2 = 1.5$$

$$P = 6.5 \text{ kN}$$

$$F = 1.1 \text{ kN}$$

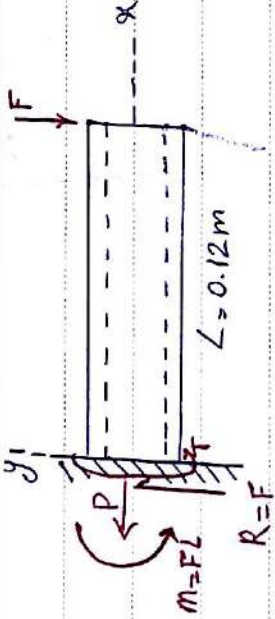
$$T = 35 \text{ N.m}$$

ATSI 1040 Annealed

$$S_y = 353 \text{ MPa}$$

$$S_{ut} = 519 \text{ MPa}$$

نیروی F ایجاد می‌کند از تنش در ناحیه‌ای از پیوسته برمی‌آید.
 ماکزیمم تنش در تنش در ناحیه‌ای از پیوسته برمی‌آید.



$$A: \left\{ \begin{aligned} \sigma_{xy} = \frac{M_c}{I} = \frac{FL \cdot D/2}{\frac{\pi}{64} (D^4 - d^4)} = \frac{32 FL D}{\pi (D^4 - d^4)} = \frac{32 (16) FL}{15\pi D^3} \end{aligned} \right.$$

$$\sigma_{xt} = \frac{P}{A} = \frac{P}{\frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)} = \frac{16 P}{3\pi D^2}$$

$$I_{xy} = \frac{yQ}{I_b} = \frac{F x^0}{I_b} = 0$$

$$I_{xz} = \frac{T D/2}{J} = \frac{T D/2}{\frac{\pi}{32} (D^4 - d^4)} = \frac{32 (8) T}{15\pi D^3}$$

حالت تنش در تنش در ناحیه‌ای از پیوسته برمی‌آید.

$$\sigma_x = \sigma_{xy} + \sigma_{xt} = \frac{16}{3\pi D^2} \left(P + \frac{32 FL}{5D} \right)$$

$$\sqrt{\frac{\sigma_x^2 + \sigma_y^2}{2} + 3(I_{xz})^2} = \frac{S_y}{F.S_1}$$

بر روی 1000 اعمال می‌شود.

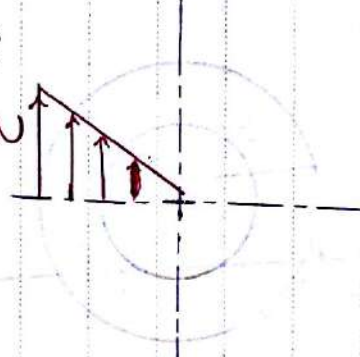
$$\sqrt{\sigma_x^2 + 3I_{xz}^2} = \frac{S_y}{F.S_1 F.S_2}$$

P4PCO

$$D^3 = H$$

برای محاسبه درجه به نسبت D

حالت تنش در تنش در ناحیه‌ای از پیوسته برمی‌آید.



Subject

Date

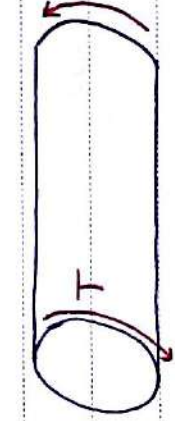
$$\frac{a}{D^6} + \frac{b}{D^4} \left(c + \frac{d}{D^2} + \frac{e}{D} \right) = \frac{a + bcD^2 + bd + ebD}{D^6} = f$$

$$\Rightarrow fD^6 + bcD^2 + ebD + g = 0$$

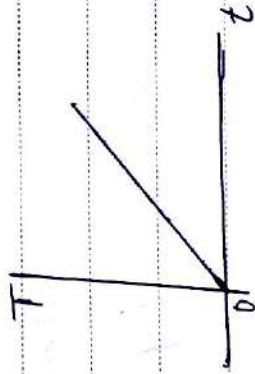
Fatigue Loading (بارگذاری خستگی)

ثابت (استاتیکی) بارگذاری

متغیر (خستگی)

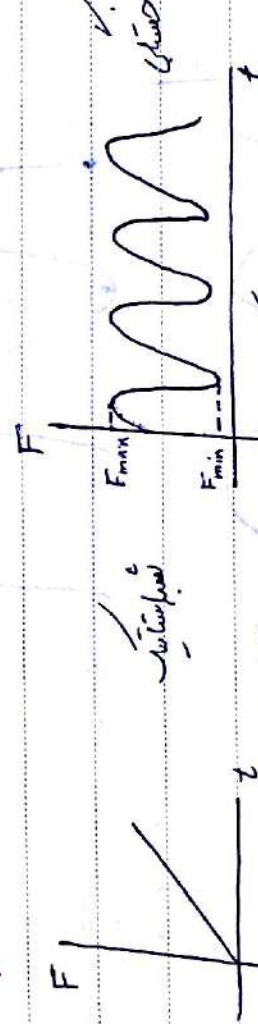


quasi-static



$$\tau = \frac{T}{\rho}$$

Fail کنه



در حالت خستگی، ضربه استاتیکی زمانی که نیرو باعث رسیدن به تنش تسلیم شود، fail رخ داده.

Subject

Date

در حین

$$\begin{cases} F_{max} \Rightarrow \sigma_{max} < S_{ut} \\ F_{min} \Rightarrow \sigma_{min} \end{cases}$$

* در بارگذاری حتمی با اعمال مکرر بار بر میزان چند بار، قطعه دچار رول حتمی می گردد

Standard Fatigue

Methods for Fatigue Loading Analysis:

این سه رابطه ضریب $\rightarrow$ Stress - Life Method

برای ماکرو حتمی

Strain - Life Method

مناسبت

Fracture Mechanics

(micro - mechanical)

$$10^{-3} \text{ mm} - 10^{-6} \text{ mm}$$

روی ماکرو در حین مطالعه می شود

کمتر حتمی: تعداد حتمی اعمال بار کمتر تا قطعه مناسبت مورد نظر دچار رول حتمی شود

ترکیب

Micro - Crack

رشد

Crack growth

ترکیب قابل مشاهده

macro - Crack

phenomen

Fracture mechanics

(Fatigue Life)

هیچ کدام از دو روش اول micro نیستند. در دو روش اول بدیه را دیده و آن را مدلسازی می کنیم و به اتفاقات طول ماکرو می پردازیم

① Stress - Life:



در طول حتمی عمر

حتمی با دامن ثابت اعمال می گردد (بار) - حتمی

پاسخ ماده

دامنه ثابت نسبت به تیراج دارد

اتفاقات در طول ماکرو افزایش می یابد

در طول حتمی عمر، دامن حتمی رس حتمی نیست

در تیراج افزایش می یابد

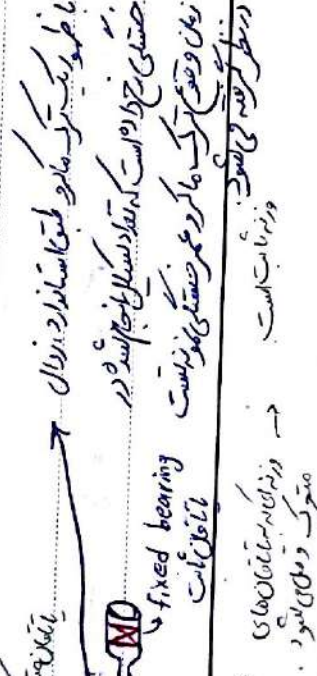


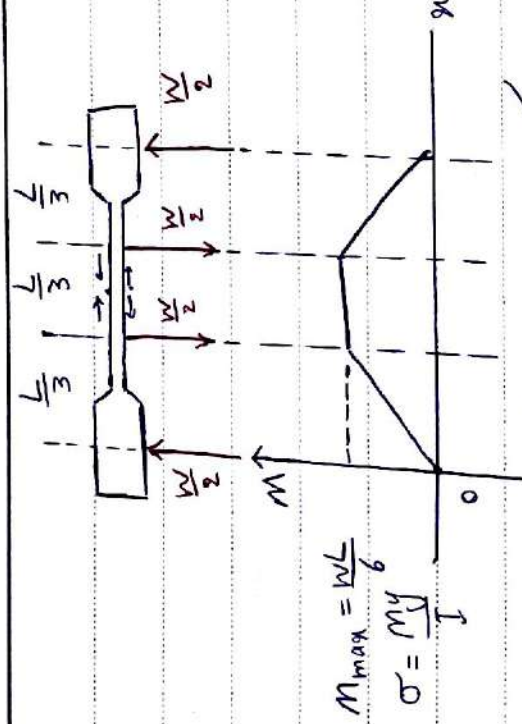
Stiffness Degradation

[illegible]

۱
لئے برای اس خصوص وہ مورد استعانت و تضرع ہیں۔

(تقریر سید ابوالحسن علی دہلوی)





پایانه ثابت (بلکه سه سازه)

قطعه را از دو ناحیه بارگذاری می کنند تا یک لحظه با نسبتاً و تنش ثابت بدست آید.

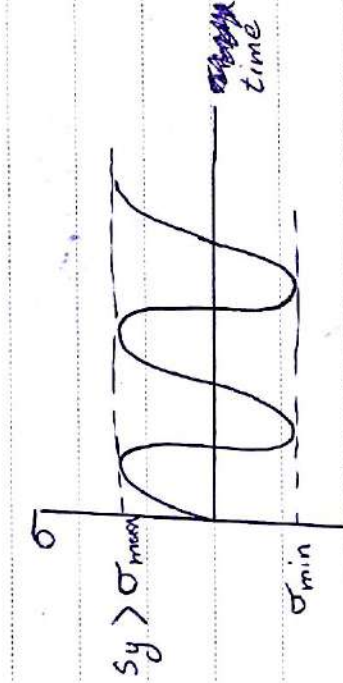
$$M_{max} = \frac{WL}{6}$$

$$\sigma = \frac{My}{I}$$

قطعه ای با لایه قطعه در حال فشار و فشرسی

پایین تحت کشش قرار دارد که قدرت مطلق این

دو تنش با هم برابرند. در این از خرد شدن نقطه ای که تحت فشار بود تحت کشش کششی برابر با همان مقدار تنش قرار می گیرد.



تنش زمانی که وزن جانب جابج شود و نیروی بارگذاری

$$M_{max} = \frac{WL}{6}$$

تغییر بلند،

وزن را طوری انتخاب می کنند که تنش مازاد هم

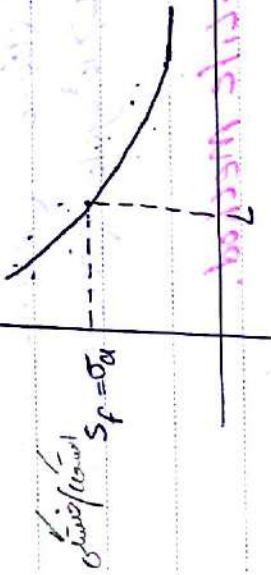
ناشی از آن از استحکام تسلیم کمتر باشد.

$$\sigma_{max} = -\sigma_{min} = \frac{Mc}{I}$$

که از تنش تارمانی که قطعه دچار سست شود ادامه می یابد.

در ناحیه ای که دارای تنش و تنش مازاد است: ترک به وجود آید با به طبق استاندارد مقدار خاصی را بسته به این که محسوس کرد.

Fatigue strength (MPa)



با فرضی استثنی در سبک برای قطعه یکسان اگر تنش را کم کنند.

Life (cycle) support

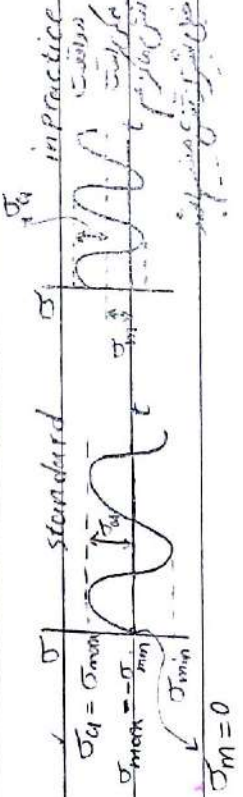
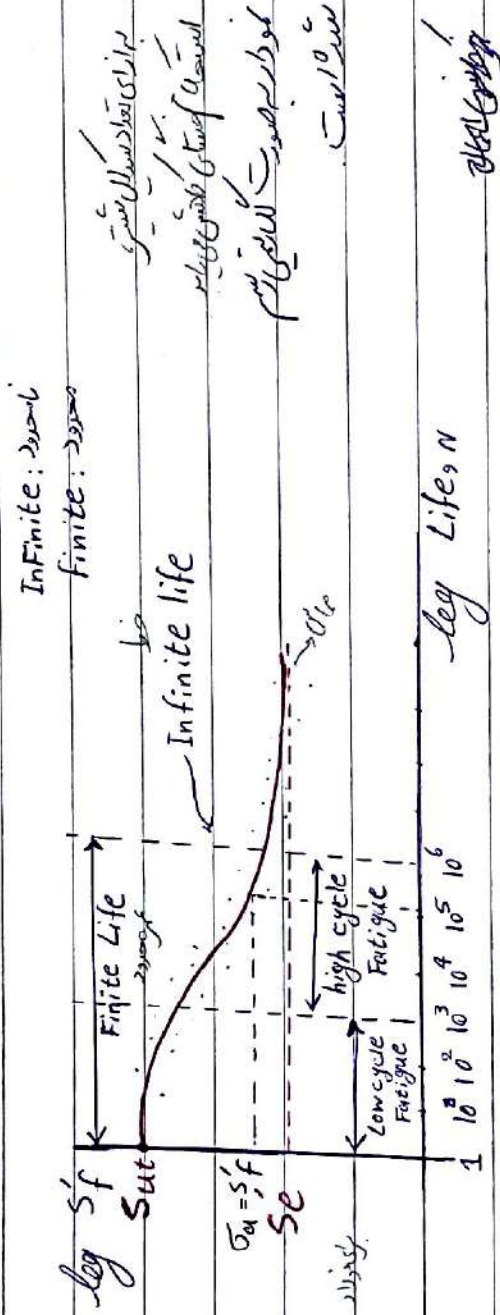
استحکام فشرسی یا مگر قطعه تنش است

$$\sigma_{alternating} = \sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{M}{2}$$

دامنه تنش

میانگین تنش

Fatigue strength - Life (S - N) Diagram:



alternating stress (استرس متناوب)
 (stress amplitude) (دامنه استرس)
 midrange stress (استرس متوسط)
 (average stress) (استرس متوسط)

$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$
 $\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$

standard Fatigue Test: $\sigma_m = 0$
 $\sigma_a = \sigma_{max}$

تعداد چرخه های خستگی در High cycle Fatigue
 طول عمر قطعه به این است که چرخه ها را در این استرس

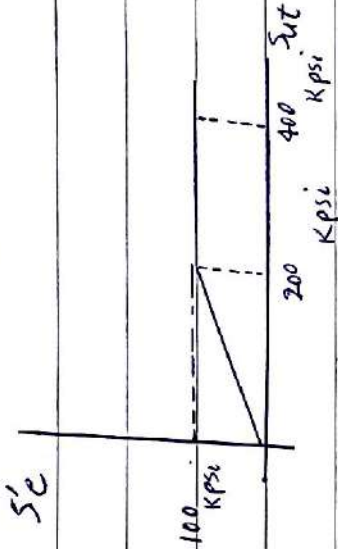
کم چرخه ها و استرس بالا
 *
 $S'_f = \text{Fatigue strength}$
 $S'_e = \text{Endurance limit}$
 Endure: تحمل کردن

فقط برای استاندارد است
 فقط برای استاندارد است
 only for standard specimen subjected to standard test

چون در صفحه قبل توضیح دادیم که برای طراحی باید از حدی که در آن تنش‌ها به حد تسلیم می‌رسد

تقریب‌هایی برای حد تحمل فولاد (approximations for Endurance limit:

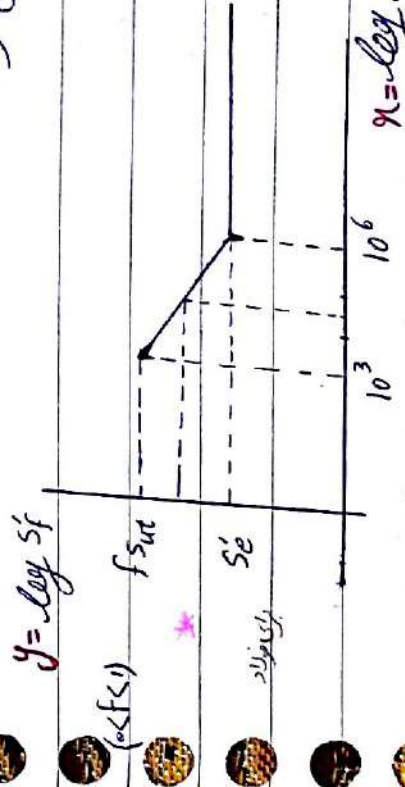
نسبت به سطح بر اساس کرنش $S'_{e1} = 0.5 S_{ut}$ $S_{ut} < 200 \text{ Kpsi}$ $S_{ut} < 1400 \text{ MPa}$
 نسبت به استحکام $S'_{e2} = 100 \text{ Kpsi}$ $S_{ut} \geq 200 \text{ Kpsi}$
 $S'_{e3} = 700 \text{ MPa}$ $S_{ut} \geq 1400 \text{ MPa}$



* در فصل طراحی برای بارگذاری حتمی باروش نمودار تنش عمر، برای محدوده‌های High cycle fatigue و عمر نامحدود استقامت مشخص شود. $(N > 10^3 \text{ cycle})$ و برای محدوده‌های Low cycle fatigue $(N < 10^3 \text{ cycle})$ که در این نمودار نشان داده شده که در این فصل از آن استفاده نمی‌کنیم.

Approximation for S-N diagram in High-cycle fatigue:

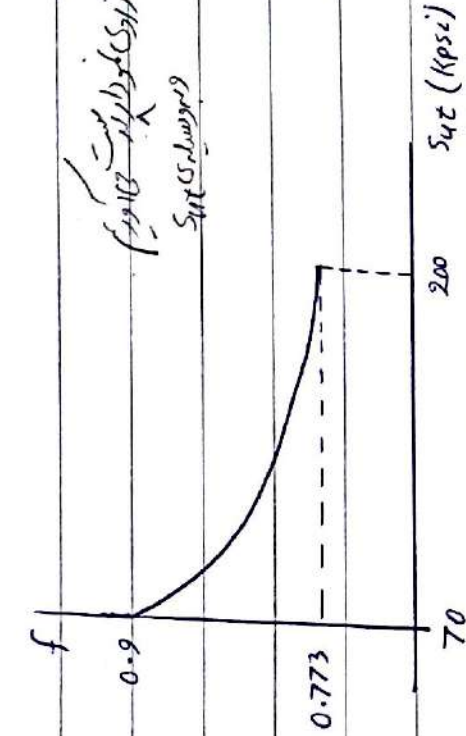
(تقریب نمودار S-N برای محدوده عمر بالا)
 * در نمودار تنش-عمر فوقی تنها تعداد بسیار کمی از بار مورد توجه قرار گرفته است و زمان لازم برای اعمال بار به تدریج لحاظ نمی‌شود. با بدیهه دانستن آنجا که مشخص کردیم تنش‌ها به حد تسلیم می‌رسد و باعث افزایش عمر می‌شود و بالعکس کاهش تنش باعث کاهش بارگذاری سبب کاهش عمر می‌شود اما این اثرات حدانی قابل توجه نبوده و در اولین تنش-عمر لحاظ نمی‌گردند.



مقدار تقریبی نمودار به سبب همبستگی بالا می‌باشد.

هدف مایه نیست آوردن معادله‌ای خطی است.

برای طراحی از این $N \leq 10^6$ $N \leq 10^3$ $N > 10^6$
 $y = \log S$ $x = \log N$
TAT
 ضرایب محدود



منطق 6-18 و 245

مقدار f با افزایش $\log N$ کم می شود

تغییر بعد است

درجه استاندارد

مقدار f در f از f کم می شود

درجه استاندارد $N=10^6$

$$\log S_f' = b \log N + \log a$$

$$S_e' = 0.5 S_{ut}$$

$$S_f' = a N^b$$

$$N = \left(\frac{S_{ut}}{S_f'} \right)^{\frac{1}{b}}$$

$$\begin{cases} S_f' = f S_{ut} & N = 10^3 \\ S_f' = S_e' & N = 10^6 \end{cases}$$

$$\log S_f' = b \log N + \log a \Rightarrow \log N^b + \log a = \log S_f'^b$$

$$S_f' = a N^b \quad 10^3 \leq N \leq 10^6$$

$$\Rightarrow \begin{cases} f S_{ut} = a (10^3)^b \\ S_e' = a (10^6)^b \end{cases} \Rightarrow \frac{S_e'}{f S_{ut}} = \left(\frac{10^6}{10^3} \right)^b = 10^{3b}$$

$$b = \frac{1}{3} \log \frac{S_e'}{f S_{ut}}$$

برای نیروی اعمال از طریق S_e' و f و S_{ut} را بدست

آورده و سپس از طریق این دو در جدول مربوطه f و S_{ut} را

تقریب می دهیم.

$$a = \frac{S_e'}{\left(\frac{S_e'}{f S_{ut}} \right)^2} = \frac{(f S_{ut})^2}{S_e'}$$

از این دو مقدار a و b در جدول

Modification Factors for S_f' and S_e' : (مناسب تصحیح برای f و S_e')

مقادیر تعدیل بین فاصله منحنی و منحنی استاندارد.

1. S_f' and S_e' are for standard test specimen.

f و S_e' برای نمونه استاندارد را فرض می کنند.

۵۴ درج برای قطعه ای استاندارد تحت شرایط استاندارد و برای استفاده از آن ها برای یک قطعه باید تصحیح شود

2. Mechanical Element (مکانیکی)

شرایط قطعه ای با شرایط قطعه استاندارد متفاوت است مثلاً "لطیف"، "دانه درشت"، "دانه درشت درشت"

قطعه برای آزمایش تحت "خف" $T=40^{\circ}C$

سطح برافتنده = Surface Finish

بارگذاری

بارگذاری - سطح خرابی

ایجاد

$$\begin{cases} S_f = \text{Fatigue strength for a mechanical element} \\ S'_f = \text{" " " standard test specimen} \end{cases}$$

$S_e = \text{Endurance limit for mechanical element}$

$S'_e = \text{" " " standard test specimen}$

ضریب تصحیح تنش

$$\begin{cases} S_f = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S'_f \\ S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S'_e \end{cases}$$

کردن کار ضرایب برای حالت استاندارد (است)

$$K_a < 1 \text{ و } K_f > 1$$

$K_a = \text{Surface finish Modification factor}$ ضریب تصحیح سطح

$$K_a = a' S_{ut}^{b'}$$

مطابق این رابطه با تغییر سطح تنش S_{ut} تغییر می کند

جدول 2:

ب	$(1/K_{bs})^{c1}$	$(1/K_{ms})^{c1}$	نوع سطح
0.8			البرافتنده سطح برافتنده
0.7			البرافتنده سطح برافتنده
0.6			البرافتنده سطح برافتنده
0.5			البرافتنده سطح برافتنده
0.4			البرافتنده سطح برافتنده
0.3			البرافتنده سطح برافتنده
0.2			البرافتنده سطح برافتنده
0.1			البرافتنده سطح برافتنده

* در صورت عدم ابرافتنده سطح
استفاده از این جدول
در صورت عدم ابرافتنده سطح
استفاده از این جدول
در صورت عدم ابرافتنده سطح
استفاده از این جدول

Modification Factors:

برای آنکه بدانیم که سطح آن به سطح استاندارد باشد (معمولاً تصحیح)

* $K_b = \text{size Modification Factor}$ (تصحیح اندازه)

برای آنکه بدانیم که سطح آن به سطح استاندارد باشد (معمولاً تصحیح)

* δ mm δ mm δ mm

$$\frac{\delta}{\delta_0} = \frac{2}{15} \approx 0.13$$

$$\sigma = \frac{F}{A} \rightarrow \sigma = \frac{F}{A} \rightarrow \sigma = \frac{F}{A}$$

* در واقع در محاسبه ضریب اصلاحی باید به این نکته توجه داشت که سطح استاندارد را در نظر بگیریم.

* قطر نمونه تست استاندارد 1 cm

تفاوت بر روی استاندارد 50 cm

* سطح آزمون ضریب اصلاحی استاندارد این دو فاکتور را در نظر بگیریم.

* در محاسبه ضریب اصلاحی باید به این نکته توجه داشت که سطح استاندارد را در نظر بگیریم. سطح آزمون ضریب اصلاحی استاندارد این دو فاکتور را در نظر بگیریم. سطح آزمون ضریب اصلاحی استاندارد این دو فاکتور را در نظر بگیریم.

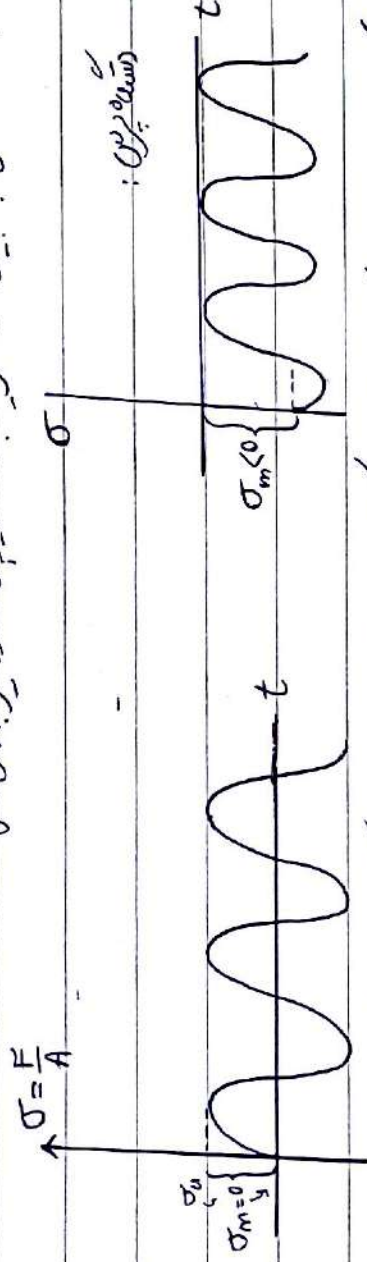
Bending and Torsion Loading: (بارگذاری خمشی و پیچشی)

$$K_b = \begin{cases} \left(\frac{d}{0.3}\right)^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ in} \\ 0.21d^{-0.157} & 2 < d < 10 \text{ in} \end{cases}$$

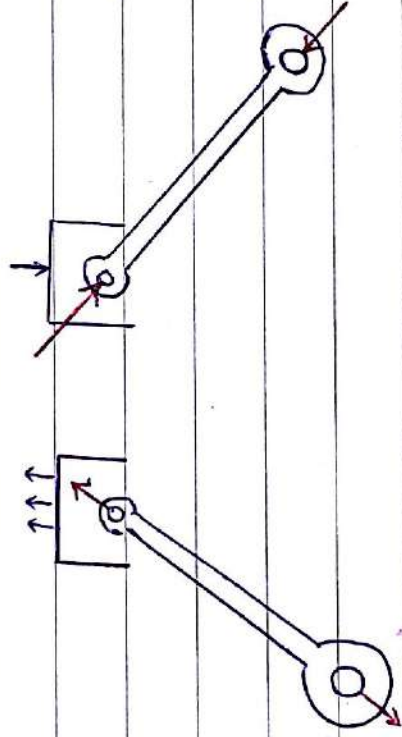
$$K_b = \begin{cases} 0.124 d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51 d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

Axial Loading (بارگذاری محوری): $K_b = 1$

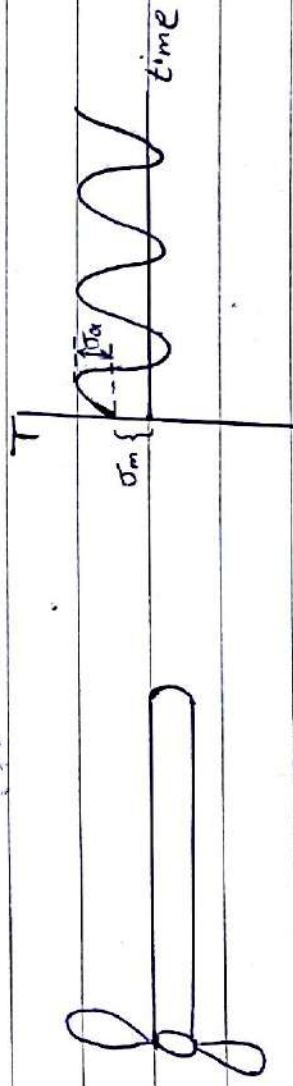
بارگذاری محوری قبلاً بیان شد. توقف بارگذاری به محض دوری به فرمان شکل است.



یک مثال برای اعضای که تحت اثر کشش و فشرده قرار می‌گیرند (دسته سازه‌ای است).



یک مثال برای قطعاتی که تحت بیخیش قرار می‌گیرد، است که فشار و کشش است. این قطعه است این قطعات به خصوص برای سازه‌ها که در حالتی قرار می‌گیرد و فشرده و کشش است (معمولاً در فشار).

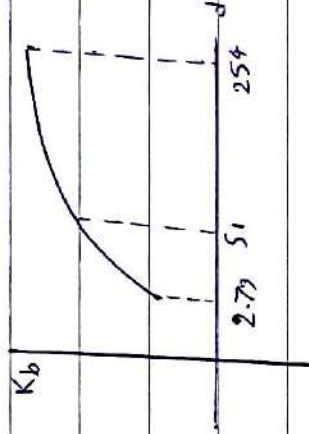


الترنج‌های قطعه‌نمایی است استاندارد برای اساس‌ها و پایه‌ها. K_b به نسبت آویز و پایه‌های موضوع توجه دارد و در صورتی که قطر برای K_b در این استاندارد شود، K_b برابر یک می‌شود و نیازی به تعیین نیازی به تعیین نیست.

$$K_b = 1 = 0.879 d^{-0.107}$$

$$K_b = 1 = 1.94 d^{-0.107} \rightarrow d = 7.46 \text{ mm}$$

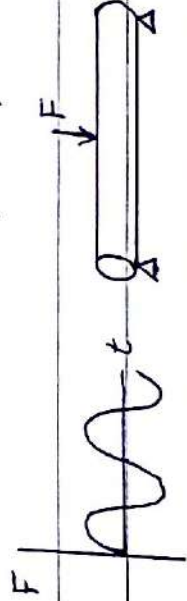
(تایید ورودی باشد چون $7.46 < 51$ پس رابطه است. در غیر این صورت غلط است.)
(مثلاً برای $K_b = 1$: $51 < d < 254$ ، مقدار d برابر 13.80 mm می‌شود که چون از این فاصله مورد قبولی باشد)



* کمترین است استاندارد فاصله: { مقطع دارای در حال جوش

حالت اول: * قطعه مکانیکی با قطر d مقطع دارای مستطیل از روابط K_b استاندارد می‌شود.

حالت دوم: * قطعه مکانیکی در حال جوش نیست (بازرسی و توالی جهت قش باشد)



$$d_{eq} = 0.37d$$

حالت سوم: قطعه مکانیکی دارای مقطع مستطیلی است و در حال جوش نیست. بنابراین استفاده از روابط و سپس در رابطه K_b قرار داده شود.

$$d_{eq} = 0.808 (hb)^{\frac{1}{2}}$$

میانگین
مستطیلی

حالت چهارم: قطعه مکانیکی در حال جوش نیست.

* جدول 6-3: برای قطر معادل سایر مقاطع (برایین جدول رجوع می کنیم)

250

$$* K_C = \text{Load Modification Factor}$$

ضریب تصحیح بارگذاری

* بر صورت تجربی بررسی شده است.

* قطعه اگر عایق تحت بارگذاری خمشی است. برای قطعه واقعی ممکن است بارگذاری بر صورت محاسباتی یا محوری باشد پس به واسطه ضریب تصحیح می توانیم به مقدار واقعی تبدیل شویم.

محوری

axial

$$K_C = \begin{cases} 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsional} \end{cases}$$

محشی

torsional

1

bending

در نظر گرفته می شود

250

$$* K_D = \text{Temperature Modification Factor}$$

(ضریب تصحیح دما)

معمولاً در دمای ۲۰ درجه سانتیگراد دمای دیگری باشد از ضریب تصحیح که استفاده می شود.

$$K_D = 0.975 + 0.432 (10^{-3}) T_F - 0.115 (10^{-5}) T_F^2 + 0.104 (10^{-8}) T_F^3 - 0.595 (10^{-12}) T_F^4$$

(6-27)

در صورتی که در آن دما دمای سلسیوس داده شود باید به استاندارد قابلیت تبدیل شود و در دما قرار داده شود.

250

$$* K_e = \text{Reliability Modification Factor}$$

(ضریب تصحیح قابلیت اعتماد)

{ Rely

قابل اعتماد

Reliable

{ Reliability

قابلیت اعتماد

$$\frac{7}{6} \leq \frac{m}{110} \rightarrow m = \frac{700}{6} = 116$$

* قابلیت اعتراض مقدار استحقاق آنرا در یک سیکل چقدر است؟
 $\left\{ \begin{array}{l} S_{ut} = 250 \text{ mpa} \\ S'_f = 150 \text{ mpa} \quad N = 2 \times 10^4 \text{ cycle} \\ S'_e = 125 \text{ mpa} \end{array} \right.$
 * اگر خطی با اندازه یک بر یک یک نقطه دیگر قابلیت امتداد 150 است. (مقدار بین مقدار ریسک باشد)
 اگر برابر 90 درصد یعنی از هر 10 نقطه 9 نقطه به این نتیجه می رسد.

Reliability = probability of survival (احتمال بقا)

جدول 5-6: مقدار K_e برای مقادیر مختلف R

$R(\%)$	K_e	از طریق مقدار در جدول Reliability
50	1	
90	0.897	مقدار K_e را می نویسیم
95	0.868	
:	:	
99.999	0.620	بافتنس R ، مقدار K_e کاهش می یابد

126	125	115	127	128	130
1	2	3	4	5	6

برای R : 100٪ : 115

* $K_f =$ ضریب تصحیح مقدار
 { اثر فرکانس
 اثر رطوبت
 اثر ...

از تغییرات در حالت کارکرد K_f
 و ...
 که ...

ضریب تمرکز تنش برای بارگذاری خطی:

K_t : ضریب تمرکز تنش هندسی
 هندسی
 برای بارگذاری ثابت (استاتیکی)

برای پوست آوردن ضریب تمرکز تنش در بارگذاری خطی، ابتدا مقدار K_t را برای خاصه تمرکز تنش پوست می داریم سپس K_e را در ضریب تمرکز تنش خطی و در نهایت ضریب تمرکز تنش K_f را در پوست می آوریم و
 $K_f = 1 + q_s (K_{ts} - 1)$

$K_f = 1 + q_s (K_{ts} - 1)$
 ضریب تمرکز تنش خطی

نسبت از طریق
 $T_{max} = K_f T_o$
 $T_{max} = K_f T_o$

TAT
 مقدار تنش در خاصه تمرکز تنش را در سمت چپ آوریم

ضرب صلاست ناصیه کرنش = q

$0 \leq q \leq 1$

نسبت برضای ناصیه کرنش نسبت برضای مساحت

$1 \leq K_f \leq K_t$

اسم

Notch = ناصیه کرنش

$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}}$

Notch Radius

فرمولی برای $\sqrt{a}$

$\sqrt{a} = \begin{cases} \text{Bending or axial load} & (6-35a) \text{ منحنی} \\ \text{Torsion} & (6-35b) \text{ منحنی} \end{cases}$

دلیل برای بارگذاری منحنی و محوری

و بارگذاری بصورتی برای محوری

ارائه در دسترس

$\begin{cases} \sigma_{max} = K_f \sigma_0 \\ \tau_{max} = K_f \tau_0 \end{cases}$

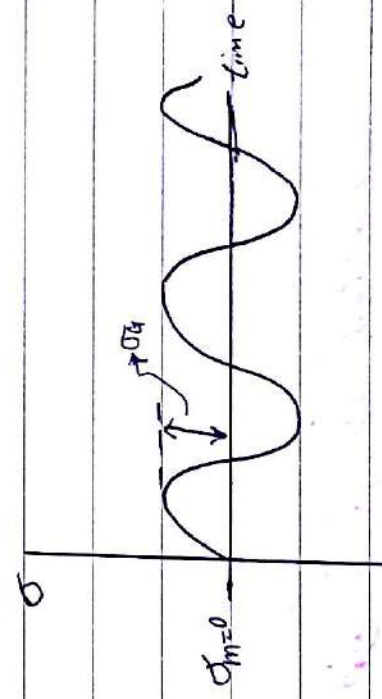
بارگذاری منحنی و محوری

بارگذاری منحنی و محوری

shear

برای فولاد و K_{psi}

Fatigue Failure Theories:



$\begin{cases} \sigma_m = 0 \\ \sigma_a \neq 0 \end{cases}$ Completely Reversed

Loading (بارگذاری)

(بارگذاری کامل و معکوس)

$\sigma_{max} = -\sigma_{min}$

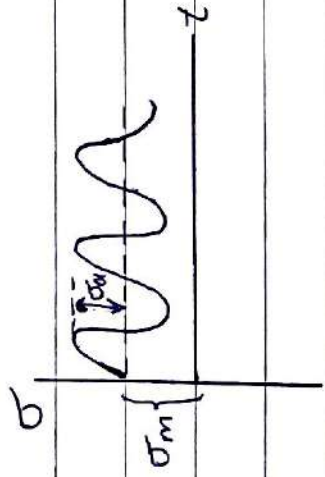
$\begin{cases} \sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} > 0 \\ \sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \end{cases}$

کابل

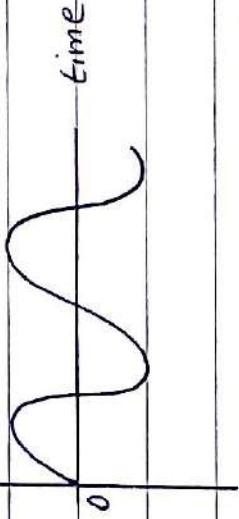
هنگامی که بارگذاری منحنی و محوری، σ_a مساوی صلاست و هیچ کاهش توان منحنی شوچون اصل در حالت فشاری $K_{min} \leq K_{max}$

TAT

در صورتی که سبب از بین بردن تنش منقسم باشد و سبب از بین بردن طول استفاده می باشد



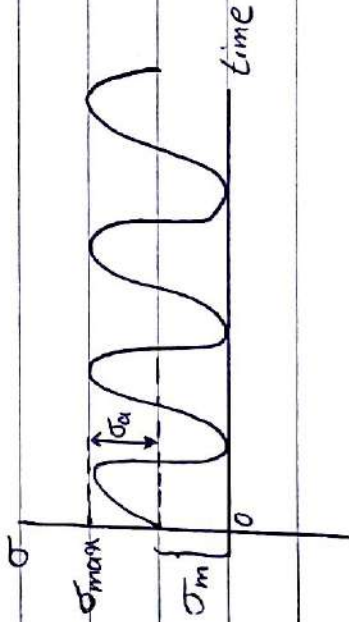
standard test = Completely reversed stress



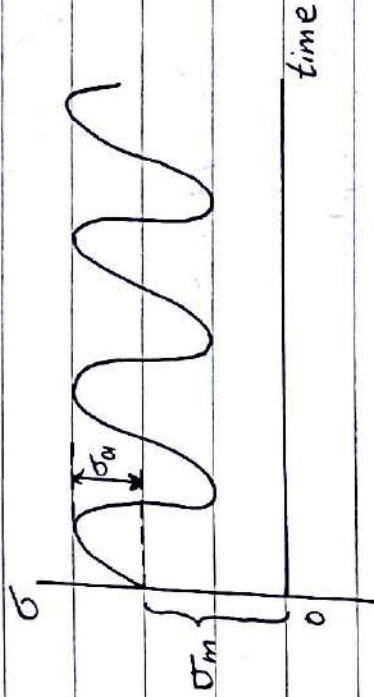
$$\sigma_m = 0$$

$$\sigma_a = \sigma_{max}$$

Repeated Stress

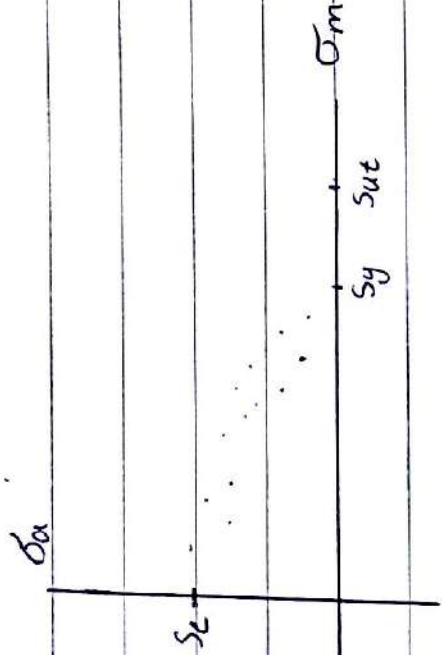


$$\sigma_m = \sigma_a = \frac{\sigma_{max}}{2}$$

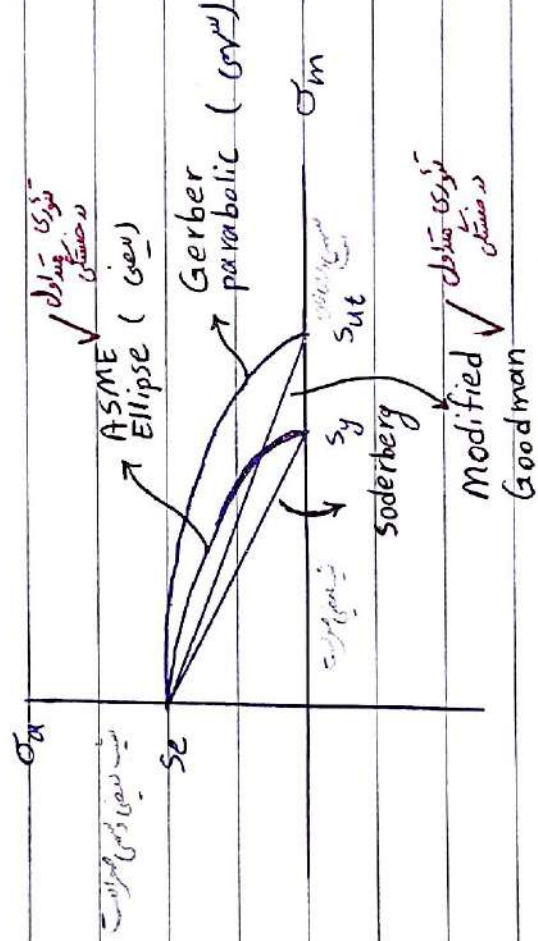


مذہب و σ_m برائی انداز گیری ہے کہ

الترجیح را بر اعمی و در اولیاس اعمی
خالف لیس م، ه، ک، هس می اند
که هس سوز را از لیس استعلا می شود
وقتی با لیس استعلا می باشد، در صورتی که با لیس
باشد وقتی به استعلا لیس می رسد و بار
نزال می شود.



Fatigue Failure Theories



المسودات FS، FS، FS، FS

$$\sqrt{\frac{\sigma_m^2}{2} + \frac{\sigma_a^2}{2}} = 1 \quad \text{ASME} \quad \text{این برای نیروی معنی دار است}$$
$$\frac{\sigma_m}{\sigma_{ut}} + \frac{\sigma_a}{s_e} = 1$$

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{\sigma_m^2}{s_y^2} + \frac{\sigma_a^2}{s_e^2} &= \frac{1}{F \cdot S^2} \\ \frac{\sigma_m}{s_{ut}} + \frac{\sigma_a}{s_e} &= \frac{1}{F \cdot S} \end{aligned} \right.$$

Several Variable Stress Components:

(ضریب مؤلفه مقعر نسبی)

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_x : \sigma_{x\alpha} \text{ و } \sigma_{xm} \\ \sigma_y : \sigma_{y\alpha} \text{ و } \sigma_{ym} \\ \sigma_z : \sigma_{z\alpha} \text{ و } \sigma_{zm} \\ \tau_{xy} : \tau_{xy\alpha} \text{ و } \tau_{xym} \end{array} \right.$$

تغییرات نسبی
در حالت صافی و در حالت مقعر نسبی
مقعر نسبی

$$\sigma_{req} = \sqrt{\frac{(\sigma_{xm} - \sigma_{x\alpha})^2 + (\sigma_{ym} - \sigma_{y\alpha})^2 + (\sigma_{zm} - \sigma_{z\alpha})^2}{2} + 3(\tau_{xym}^2 + \tau_{x\alpha}^2 + \tau_{y\alpha}^2)}$$

$$\sigma_{meq} = \sqrt{\frac{(\sigma_{xm} - \sigma_{ym})^2 + (\sigma_{xm} - \sigma_{zm})^2 + (\sigma_{ym} - \sigma_{zm})^2}{2} + 3(\tau_{xym}^2 + \tau_{yzm}^2 + \tau_{xzm}^2)}$$

ضریب مؤلفه مقعر نسبی و ضریب مقعر نسبی:

$$\frac{\sigma_m}{S_{ut}} + \frac{\sigma_a}{S_e} = \frac{1}{F.S}$$

(مربوط به نسبی در محاسبه)

$$\sigma_{req} = \sqrt{(K_{fb} \sigma_{x\alpha})^2 + 3(K_{fs} \tau_{xy\alpha})^2}$$

برای حالتی که مقعر نسبی با بارگذاری ترکیبی
نسبی و مقعر نسبی است

Nominal normal stress
Nominal shear stress

$$\sigma_{x\alpha} = \frac{\sigma_{x_{max}} - \sigma_{x_{min}}}{2}$$

$$\sigma_{meq} = \sqrt{(K_{fb} \sigma_{xm})^2 + 3(K_{fs} \tau_{xym})^2}$$

نسبی و مقعر نسبی

برای بارگذاری همزمان با بار مقعر نسبی و بار مقعر نسبی

تشریح معادله هندسی در سال ۱۹۱۸ است. تشریح کامل با تشریح از روش در سال ۱۹۱۸ است

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(K_f \sigma_a + K_f \sigma_m)^2 + 3(K_f \tau_{xy})^2}$$

$$\sigma_{meq} = \sqrt{(K_f \sigma_{mb} + K_f \sigma_{ym})^2 + 3(K_f \tau_{xy})^2}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\left[K_f \sigma_{bending} + K_f \sigma_{axial} \frac{\sigma_{axial}}{\sigma_{ys}} \right]^2 + 3(K_f \tau_{torsion})^2}$$

مسئله ۱- سری C:

$$\sigma_{meq} = \sqrt{\left[K_f \sigma_{bending} + K_f \sigma_{axial} \right]^2 + 3(K_f \tau_{torsion})^2}$$

$$S_{ut} \leq A-20$$

S_y

$$K_a = 0.5 \frac{b}{ut} \leq b \text{ و } a \leq 2-6 \text{ جردل } \frac{b}{ut}$$

$$\frac{3}{4} = D, \quad \frac{3}{16} = \frac{3}{16} = R$$

۳.۱۶

۳.۱۶

مسئله برای دو خاصیت در تشریح

۵-۱۵-A-۱۵

$$K_{t \rightarrow q} = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r_h} \cdot \epsilon}}$$

$$\Rightarrow K_{t_f} = 1 + q(K_t - 1)$$

مقطع میل

$$\sigma_0 = \frac{F}{d^2} \begin{cases} d = 1 \frac{1}{2} \\ t = \frac{1}{4} \end{cases}$$

۱-۱۵-A-۱۵

$$K_{t \rightarrow q} = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r_h} \cdot \epsilon}}$$

مقطع سوراخ

$$\Rightarrow K_{t_h} = 1 + q(K_t - 1)$$

$$\sigma_0 = \frac{F}{(w-d)t} \begin{cases} w = 1 \frac{1}{2} \\ d = \frac{3}{4} \\ t = \frac{1}{4} \end{cases}$$

TAT

محورهای تنش F_{max} و F_{min} را بر حسب F_a و F_m بیان کنید. F_a تنش متوسط و F_m تنش متغیر است.

$$F_{max} \text{ و } F_{min} \Rightarrow \begin{cases} F_a = \frac{F_{max} - F_{min}}{2} = 1000 \\ F_m = \frac{F_{max} + F_{min}}{2} = 0 \end{cases}$$

$$\sigma_{meq} = 0 \quad \sigma_{eq} = K_{ft} \sigma_a = K_{ft} \frac{1000}{(1.5)(0.25)}$$

$$\sigma_{meq} = 0 \quad \sigma_{a eq} = K_{fh} \sigma_a = K_{fh} \frac{1000}{(1.5 - 0.75)(0.25)}$$

چون در صورت تنش و استرس برای هر دو در یک سطح است و در این صورت $K_{fh} = K_{ft}$

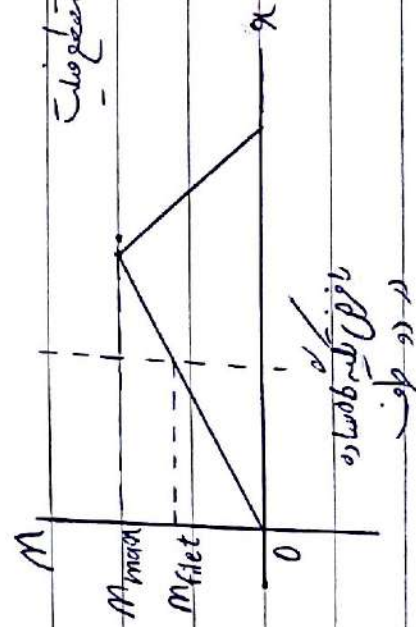
$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S_e$$

$$\begin{cases} S_{ut} = 98 \text{ Kpsi} \\ S_y = 54 \text{ Kpsi} \end{cases} \quad S'_e = 0.5 S_{ut} = 0.5(98) = 49 \text{ Kpsi}$$

$$\begin{cases} K_c = 0.85 \\ K_b = 1 \\ K_a = \dots \end{cases} \Rightarrow S_e = \dots$$

$$\frac{\sigma_{a eq}^2}{S_e^2} + \frac{\sigma_{meq}^2}{S_y^2} = \frac{1}{F.S^2}$$

$$\frac{\sigma_{a eq}}{S_e} + \frac{\sigma_{meq}}{S_{ut}} = \frac{1}{F.S}$$

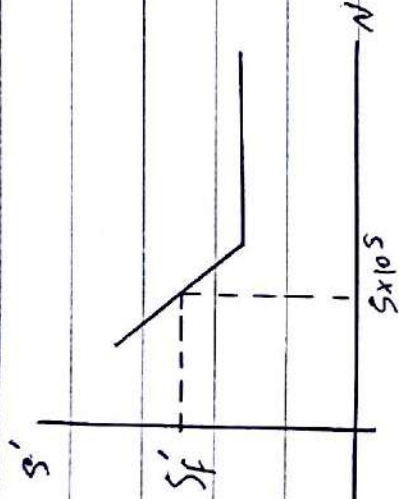


از سرهای کلمه کلمه R_2 و R_1 از طریق تعادل نیست باید $\frac{مساحت}{مساحت}$

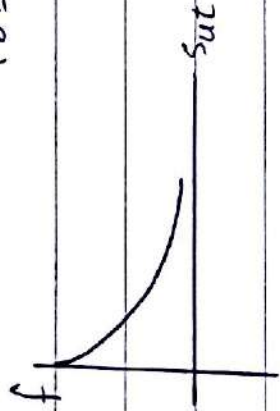
از سرهای کلمه کلمه R_2 و R_1 از طریق تعادل نیست باید $\frac{مساحت}{مساحت}$

با فرض اینکه ساده در دو طرف

$\sigma_m = 0$: میانگین تنش
 $N = 5 \times 10^5$ cycle



$S'_e = 0.5 S_{ut}$ $S_{ut} < 200 \text{ Kpsi}$
 $\sigma S'_f \rightarrow \sigma S'_f = a N^b$ $\begin{cases} a = \frac{(S'_{ut})^2}{S'_e} \\ b = \frac{1}{3} \log \frac{S'_e}{S'_{ut}} \end{cases}$



$S_f = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S'_f$

K_b : روابط استاتیکی برای قطر بزرگتر
 در نقطه تنش
 K_a : برای تنش در سوراخ

در نقطه تنش در سوراخ و در سوراخ با قطر بزرگتر از قطر
 در نقطه تنش در سوراخ با قطر بزرگتر از قطر
 در نقطه تنش در سوراخ با قطر بزرگتر از قطر

$\sigma_a = \sigma_0 = \frac{M_{Alet} C}{I}$

$\sigma_{aex} = K_{t6} \sigma_a$

$\sigma_{mey} = 0$

$\left\{ \begin{aligned} \frac{\sigma_{aex}}{\sigma_{Sf}} + \frac{\sigma_{mey}}{S_{ut}} &= \frac{1}{F.S} \\ \frac{\sigma_{aex}^2}{\sigma_{Sf}^2} + \frac{\sigma_{mey}^2}{S_y^2} &= \frac{1}{F.S^2} \end{aligned} \right.$

TAT

$$T_{max} = 1200 \text{ lb.in}$$

$$T_{min} = 0 \text{ lb.in}$$

$$T_e = T_m = \frac{1200}{2} \text{ lb.in}$$

بیشترین دقت در:

filet ϕ $\rightarrow \frac{1}{2} T_e$

$$\tau_m = \tau_a = \frac{T_e}{J}$$

میانگین

$$K_{fs} : K_{ts} \phi s$$

No.	σ_x (kpsi)	σ_y (kpsi)	τ_{xy} (kpsi)
1	-2	-8	4 cw
2	10	0	4 cw
3	-30	-60	30 ccw
4	-90	10	40 cw
5	-50	60	80 ccw
6	20	-60	40 cw

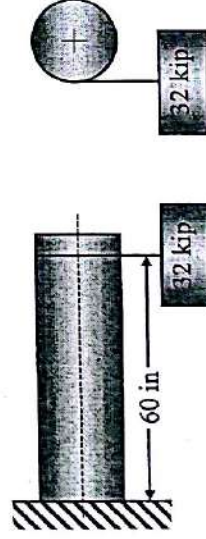
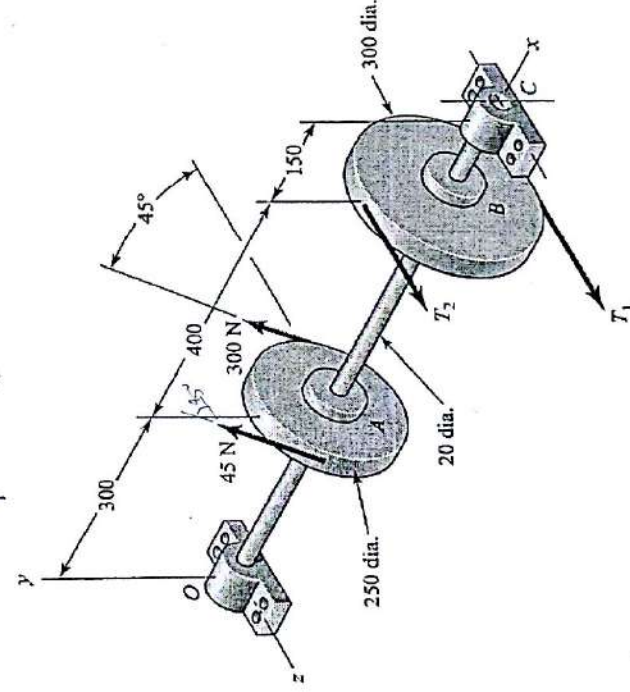
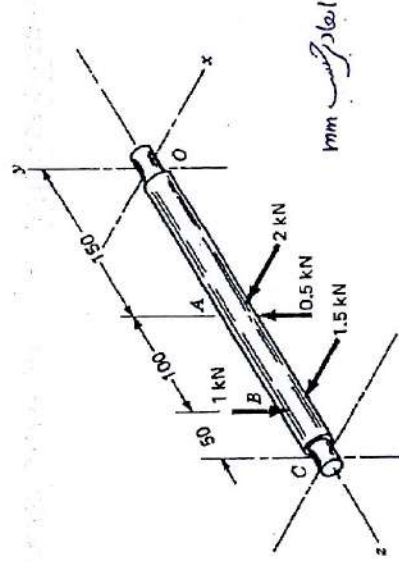
۱- هر سطر از جدول روبرو، وضعیت تنش صفحهای در یک نقطه از یک جسم بارگذاری شده را نشان می‌دهد. المان تنش مربوط به هر وضعیت تنش را رسم کرده و با رسم دایرهٔ مور مربوطه، تنش‌های اصلی و تنش برشی ماکزیمم و زوایای مربوط به آنها را بدست آورید. همچنین یک المان تنش در راستای کد تنشهای اصلی عمل می‌کند، را رسم نماسد.

۲- محور شکل روبه‌رو، روی یاتاقانهای در نقاط O و C قرار گرفته است. الف) دیاگرامهای لنگر خمشی و نیروی برشی در دو صفحهٔ خمش را رسم نموده و میزان آنها در نقاط A و B، و همچنین ماکزیم‌های آنها را بدست آورید. ب) برای سه نقطه که حدس می‌زنید بالاترین تنش‌ها را داشته باشند دایرهٔ موررا رسم کرده و تنشهای اصلی و تنش برشی ماکزیم را بدست آورید. ضمناً قطر ناحیهٔ وسط این محور 25 mm است.

محور شکل روبرو، روی یاتاقانهای در نقاط O و C قرار گرفته است. چنانچه این محور تحت گشتاورهای وارد بر پولی‌های A و B با سرعت ثابت در حال چرخش باشد، (الف) گشتاورهای وارد بر محور توسط پولی‌های A و B را محاسبه کنید. (ب) نیروهای کششی T_1 و T_2 را محاسبه نمایید طوری که نیروی کششی بزرگتر کصف نیروی کششی کوچکتر باشد. (پ) چنانچه یاتاقانهای O و C مانند تکیه‌گاه ساده عمل نمایند نیروهای عکس‌العمل در این یاتاقانها را بدست آورید. (ت) دیاگرامهای لنجر خمشی و نیروی برشی در دو صفحهٔ خمش XY و XZ را رسم نمایید. (ث) در مقطعی از تیر که تحت حداکثر لنجر خمشی قرار دارد التان تنش را برای بحرانی‌ترین تقاطع در آن مقطع رسم نموده و مؤلفه‌های تنش قائم و برشی را روی آن نمایش دهید. (ج) تنشهای اصلی و تنش برشی ماکزیمم را برای نقاط بحرانی محاسبه کنید.

۴- یک لوله از فولاد AISI 1020 CD (جدول A-20) دارای قطر خارجی 70 mm و ضخامت دیواره 8 mm است. چنانچه بخواهیم بزرگترین تنش اصلی در نقاط مختلف این لوله از 80 درصد استحکام تسلیم فولاد پستتر نشود ماکزیمم فشار خارجی وارد بر لوله را محاسبه نمائید.

۵- استوانه‌ای به قطر خارجی 20 in و قطر داخلی 10 in تحت یک فشار داخلی به میزان 500 psi قرار گرفته است. ضمناً وزنه‌ای به انتهای آزاد آن آویزان کرده‌ایم. تنشهای اصلی و تنش برشی ماکزیمم را برای نقاطی که حدس می‌زنید بالاترین تنشها را دارند محاسبه کنید.



$$S_y = 234 \text{ mpa}$$

$$S_{uts} = 276$$

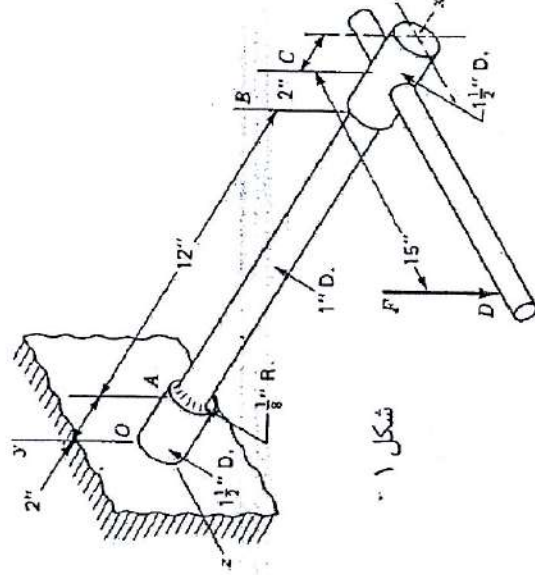
۱- می‌خواهیم چند قطعه مکانیکی را از یک آلیاژ آلومینیم با گد 3004 H38 (Table A-24 b) بسازیم بطوریکه وضعیت تنش در خطرناکترین نقاط آن قطعه‌ها بصورت موارد ذیل می‌باشد. برای هر یک از این موارد ضریب اطمینان برای قطعه را براساس هر یک از سه تئوری مربوط به مواد نرم ترسکا، فن میزس و کولمب - مور بدست آورید (کلیه تنشها برحسب MPa میباشند).

(الف) $\sigma_x = 70$, $\sigma_y = 30$

(ب) $\sigma_x = 70$, $\tau_{xy} = 30$ cw

(پ) $\sigma_x = -10$, $\sigma_y = -60$, $\tau_{xy} = 30$ ccw

(ت) $\sigma_x = 50$, $\sigma_y = 20$, $\tau_{xy} = 40$ cw



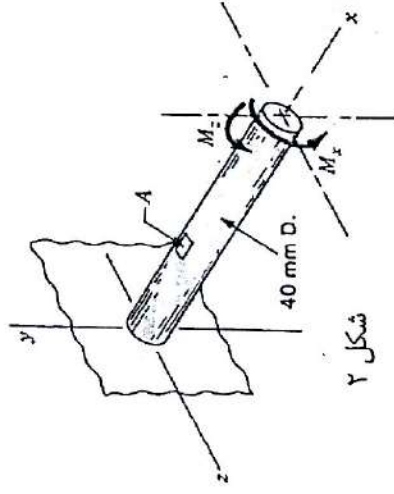
شکل ۱

۲- چنانچه محور OABC در شکل ۱ از فولاد ۱ (Table A-20) G10350 HR ساخته شده باشد، حداقل میزان نیروی F را که سبب زوال این محور می‌گردد براساس تئوری فن میزس و همچنین براساس تئوری ترسکا بدست آورید.

$$S_{uts} = 500 \text{ mpa} \text{ و } S_y = 270 \text{ mpa}$$

۳- میله چدنی ASTM 30 (Table A-24 a) در شکل ۲ تحت یک بردار لنگر بصورت $M = 3i + 2j$ برحسب kN.m قرار گرفته است. ضریب اطمینان را برای این میله براساس هر سه تئوری مربوط به مواد ترد بدست آورید.

$$S_{uts} = 31 \text{ Kpsi} \text{ و } S_{uc} = 10.9$$

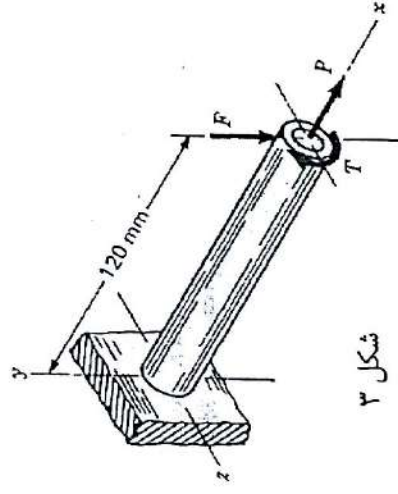


شکل ۲

۴- چنانچه محور فولادی AISI 1040 Annealed (Table A-21) در شکل ۲ محور توخالی با نسبت قطر $D/d=2$ باشد، با در نظر گرفتن ضریب اطمینانی معادل ۱/۸ برای تنش تسلیم فولاد، قطر خارجی محور را براساس تئوری ترسکا و تئوری فن میزس بدست آورید. $T=35 \text{ N.m}$, $P=6.5 \text{ kN}$, $F=1.1 \text{ kN}$ برای هر یک از این تئوری‌ها ضریب اطمینانی معادل ۱/۵ بکار ببرید.

$$S_{ul} = 519 \text{ mpa}$$

$$S_y = 353 \text{ mpa}$$



شکل ۳

۵- می‌خواهیم چند قطعه مکانیکی را از چدن ۵۰ ASTM 50 (Table A-24 a) بسازیم بطوریکه وضعیت تنش در خطرناکترین نقاط آن قطعه‌ها بصورت موارد ذیل می‌باشد. برای هر یک از این موارد ضریب اطمینان برای قطعه را براساس هر یک از سه تئوری مربوط به مواد ترد بدست آورید. (کلیه تنشها برحسب Kpsi)

(الف) $\sigma_x = 10$, $\sigma_y = -4$

(ب) $\sigma_x = 10$, $\tau_{xy} = 4$ cw

(ج) $\sigma_x = -2$, $\sigma_y = -8$, $\tau_{xy} = 4$ ccw

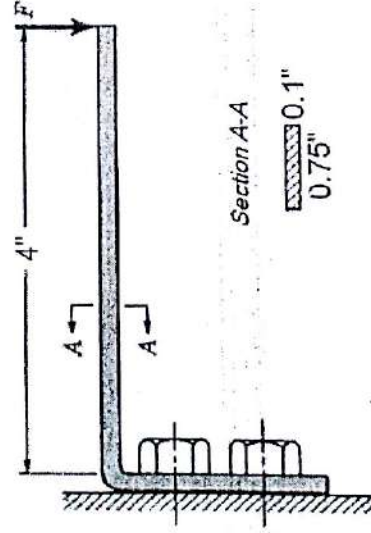
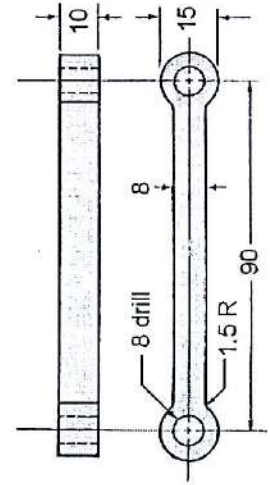
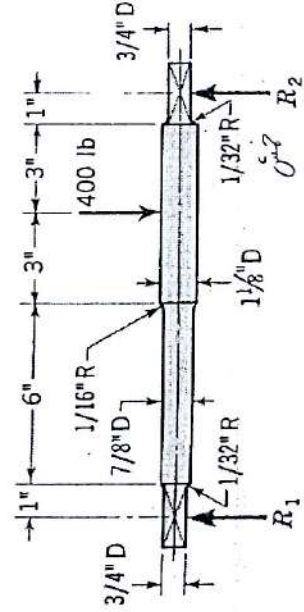
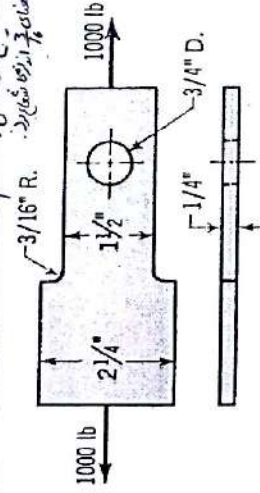
(د) $\sigma_x = 10$, $\sigma_y = -30$, $\tau_{xy} = 10$ cw

$$S_{ult} = 52.5 \text{ Kpsi}$$

$$S_{uc} = 164$$

آرایش اجزاء محور در نظر گرفته شده

محاسبه از روش شعاع



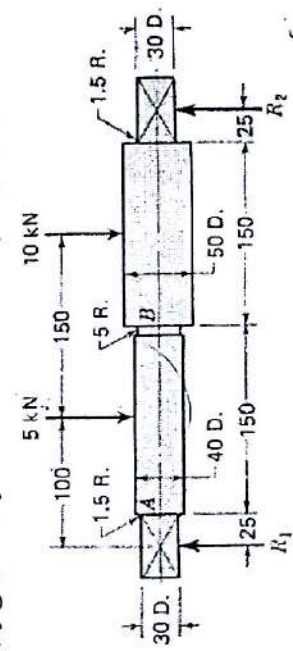
Section A-A

0.1" 0.75"

دری سطح صورت بر روی Ground

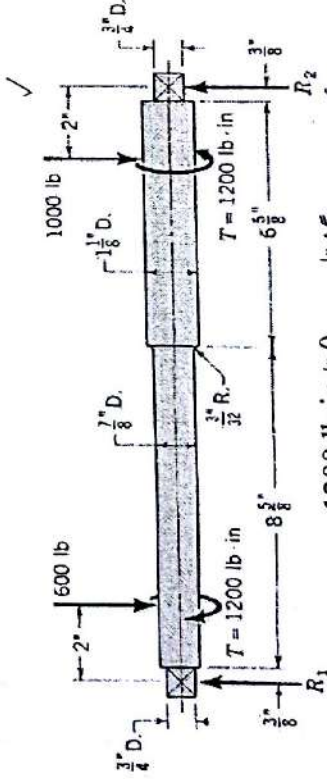
۵- قرار است محوره های چرخنده زیر از فولاد UNS G10400 و بصورت ماشینکاری و سپس Ground ساخته شوند. چنانچه یاتاقانها تکیه گاه ساده فرض گردند برای قابلیت اعتماد 90% ضریب اطمینان را برای طراحی این محورها با عمر نامحدود بدست آورید.

دری سطح صورت بر روی Ground



ابعاد بر حسب میلیمتر

دری سطح صورت بر روی Ground



گشتاور بین 0 تا 1200 lb.in متغیر

0 < T < 1200 lb.in

بعضی گشتاور

σ_m = 0

ادامه شده (ب)
C

Figure A-15-9:

$$\left(\text{Fillet in bending} \right) \left\{ \begin{aligned} \frac{D}{d} &= \frac{\frac{1}{8}}{\frac{7}{8}} = \frac{1}{7} = 1.286 \\ \frac{r}{d} &= \frac{\frac{3}{32}}{\frac{7}{8}} = \frac{3}{28} = 0.107 \end{aligned} \right\} k_t = 1.6$$

درجه (Completely reversed) $\sigma_m = 0$

$$\sigma_a = \sigma_o = \frac{M_F \frac{d}{2}}{\frac{\pi}{64} d^4} = \frac{M_F}{\frac{\pi}{32} d^3} = \frac{1650}{\frac{\pi}{32} \left(\frac{7}{8}\right)^3} = 25087 \frac{\text{lb}_f}{\text{in}^2} = 25.087 \text{ ksi}$$

Figure A-15-9: $\left\{ \begin{aligned} \frac{D}{d} &= 1.286 \\ \frac{r}{d} &= 0.107 \end{aligned} \right\} k_{ts} = 1.35$

(Fillet in torsion)

$$\tau_d = \tau_m = \frac{\frac{T_{max}}{2} \frac{d}{2}}{\frac{\pi}{32} d^4} = \frac{T_{max}}{\frac{\pi}{16} d^3} = \frac{600}{\frac{\pi}{16} \left(\frac{7}{8}\right)^3} = 4561.39 \frac{\text{lb}_f}{\text{in}^2} = 4.561 \text{ ksi}$$

Bending: $\sqrt{a} = 0.246 - 3.08(10^{-3}) S_{ut} + 1.51(10^{-5}) S_{ut}^2 - 2.67(10^{-8}) S_{ut}^3 = 0.0874$

Torsion: $\sqrt{a} = 0.19 - 2.51(10^{-3}) S_{ut} + 1.35(10^{-5}) S_{ut}^2 - 2.67(10^{-8}) S_{ut}^3 = 0.0655$

$$\left\{ \begin{aligned} q_f &= \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} = \frac{1}{1 + \frac{0.0874}{\sqrt{3/32}}} = 0.778 \\ q_s &= \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} = \frac{1}{1 + \frac{0.0655}{\sqrt{3/32}}} = 0.824 \end{aligned} \right\} \left\{ \begin{aligned} K_f &= 1 + q_f (k_t - 1) = 1 + 0.778 (1.6 - 1) = 1.467 \\ K_{fs} &= 1 + q_s (k_{ts} - 1) = 1 + 0.824 (1.35 - 1) = 1.288 \end{aligned} \right.$$

$$\sigma_{a_{eq}} = \sqrt{(K_f \sigma_a)^2 + 3(K_{fs} \tau_d)^2} = \sqrt{(1.467)^2 (25.087)^2 + 3(1.288)^2 (4.561)^2} = 38.179 \text{ ksi}$$

$$\sigma_{m_{eq}} = \sqrt{(K_f \sigma_m)^2 + 3(K_{fs} \tau_m)^2} = \sqrt{(1.467)^2 (0)^2 + 3(1.288)^2 (4.561)^2} = 10.178 \text{ ksi}$$

$$\frac{\sigma_{a_{eq}}^2}{S_f^2} + \frac{\sigma_{m_{eq}}^2}{S_y^2} = \frac{1}{F.S.^2} \Rightarrow F.S. = \sqrt{\frac{\sigma_{a_{eq}}^2}{S_f^2} + \frac{\sigma_{m_{eq}}^2}{S_y^2}} = \sqrt{\left(\frac{38.18}{29.58}\right)^2 + \left(\frac{10.18}{42}\right)^2} = 0.76 < 1$$

بر اساس معیار ASME این مورد در چارچوب خستگی است

$$\frac{\sigma_{a_{eq}}}{S_f} + \frac{\sigma_{m_{eq}}}{S_{ut}} = \frac{1}{F.S.} \Rightarrow F.S. = \left(\frac{\sigma_{a_{eq}}}{S_f} + \frac{\sigma_{m_{eq}}}{S_{ut}} \right)^{-1} = \left(\frac{38.18}{29.58} + \frac{10.18}{76} \right)^{-1} = 0.7 < 1$$

بر اساس معیار گوردن نیز این مورد در چارچوب خستگی است

* نکات هم در مورد فصل "زوال خشکی" درین طراس افراد I :

- کلیه روابط ارائه شده در خفزه کاملاً شبیه مطالب کتاب چاپ نهم است.

- تنها در مورد بارگذاری برکسی که در آن ۳ بار همیش و محوری و همیشه همزمان اعمال شوند رابطه تنش متغیر معادل σ_{eq} بصورت زیر تعریف می شود و تنش σ_m بصورت خفزه میسر است :

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(K_f \sigma_a + K_f \sigma_b)^2 + 3(K_f \tau_{a_{torsion}})^2}$$

- در رابطه فوق ضریب مایعجور $k_c = 0.85$ به خفج σ_{axial} اضافه شده است که در این حالت نیاز به اعمال ضریب تعجی در k_c و k_f نیست :

$$S_e = k_a k_b k_d k_e k'_e$$

$$S_f = k_a k_b k_d k_e k'_f$$

- چنانچه در بارگذاری برکسی فقط ۲ بار همیش و همیشه همزمان اعمال شوند باز هم تنش معادل σ_{eq} (بصورت فوق) در σ_m (بصورت خفزه) استفاده می شود و باز هم نیاز به اعمال k_c در

k_f و k_e (مانند فوق) نیست .

فقط در حالت همیش و خفج k_c را اعمال می کنیم