طراحی اجزاء – ۱

زمستان ۱۳۹۰

زمان/مکان	شنبه، دوشنبه ۱۰:۳۰-۱۲ ابن سینا ۲۵
مدرس	سعید بهزادی پور اتاق ۲۰۶ دانشکده مکانیک تماس: ۶۶۱۶۵۵۴۲ – behzadipour@sharif.edu ساعات مراجعه: شنبه، دوشنبه ۹ – ۱۰
دستیار آموزشی	امیر مبینی اتاق همکف ۳ دانشکده تماس: amobini@mech.sharif.edu ساعات مراجعه: دوشنبه ۱۲-۱۳
کتاب مرجع	Shigley's Mechanical Engineering Design 9th Edition
پروژه	سه پروژه بصورت تک نفره هرکدام ۱۰٪ نمره کل درس
امتحان میان ترم	۲۳/۱/۱۳۹۱ – ساعت ۱۶:۰۰ - تا سر طراحی شافت –۲۰٪ نمره کل درس
امتحان پایان ترم	۳/۴/۱۳۹۱ ساعت ۱۵:۰۰– از طراحی شافت به بعد– ۵۰٪
نمرات تشویقی	گزارش یک تا دو صفحه ای از یک طراحی خلاقه و جالب مرتبط با موضوعات با توجه به کیفیت گزارش/ طرح – درس و یا مسائل مطرح شده در کلاس حداکثر تا نیم نمره

LearnElement.ir

ملاحظات طراحی

۱. کارآیی و کیفیت

۲. هزینه اولیه + هزینه تعمیر و نگهداری

۳. انعطاف پذیری

۴. تعمیر

۵. تعمیر و نگهداری

۶. اندازه (حجم، وزن)

۷. قابلیت تطبیق با محیط

۸. زیبایی ظاهری

۹. آلودگی صوتی - محیط زیست

۱۰. سادگی نگهداری

۱۱. ایمنی کاربر

۱۲. جلوگیری از اشتباه کاربر Fool proof

۱۳. قابلیت بازیافت

۱۴. حمل و نقل آسان

۱۵. سادگی نصب و راه اندازی

۱۶. قابلیت اطمینان

۱۷. اخلاق مهندسی

LearnElement.ir

مراحل طراحی محصول مثال: ماشین پرپست کن سیب زمینی

۱. تشخیص دقیق مسئله و کمی سازی خواسته ها

- برداشتن لایه ای به ضخامت ۱ تا ۳ میلیمتر از سطح سیب زمینی

- نوع سیب زمینی: پتنده

- اندازه سیب زمینی: قطر بزرگ بین ۵ تا ۲۰ سانتیمتر

⋮

۲. طرح ایده - راه حل

- طرح راه حلها بدون در نظر گرفتن ملاحظات طراحی

- استفاده از ابزارهای تقویت کننده ایده پردازی مانند طوفان ذهنی

* سیب زمینی چرخان + تیغه ثابت

* سیب زمینی ثابت + تیغه متحرک

* سیب زمینی چرخان + تماس با صفحه زبر

* سیب زمینی متحرک + سطح زبر ثابت

⋮

LearnElement.ir

طرح ساخته شده ایده اول



* برای ایده های دیگر به تصاویر پیوست مراجعه نمایید.

۳. طراحی مفهومی : ارائه پیاده سازی (از هر طرح برگزیده)

مثال : دو پیاده سازی در فیلمهای پیوست از ایده شماره ۴

۴. غربالگری طرح ها : حذف طرح هایی که با توجه به ملاحظات طراحی مناسب نیستند

- انتخاب ملاحظات : کارائی ، هزینه ایده ، سادگی ، اندازه و حجم

- انتخاب وزن هریک از ملاحظات (معیارها)

روشی برای مرتب کردن معیارها

LearnElement.ir

	کارآئی	هزینه	اندازه	سادگی
کارآئی	۱	۱	۵	۱
هزینه	۵	۱	۵	۵
اندازه	۱	۱	۱	۱
سادگی	۵	۱	۵	۱
	۲	۱	۵	۳

میزان اهمیت ←

آن مدل معیار را طراح می‌تواند تعیین کند

- مقایسه طرح‌ها

دو طرح مفهومی از ایده ی

ایده / معیار	هزینه (۴)	سادگی (۳)	کارائی (۲)	اندازه (۱)	امتیاز
۱	۲	۱	۱	۱	۱۴
۲	۱	۲	۲	۲	۱۶

۵. مدل سازی : ایجاد یک مدل ریاضی از طرح با منظور تعیین پارامترهای دستگاه - طرح

- مدل تحلیلی

- مدل عددی

- مدل تجربی

۶. طراحی جزئی ← در این درس انجام می‌شود

LearnElement.ir

۷. نمونه سازی

۸. نمونه آزمایی، تست و بهینه سازی

۹. ارزیابی نهایی (براساس نتایج مرحله ۱)

۱۰. ارائه طرح و مستند سازی

LearnElement.ir

تخمین و تقریب مهندسی:

* شکستن مسئله به قسمتهای قابل حل و بررسی
* یافتن مکانیزمهایی که کمیت مورد تخمین را می سازند

مثال: مقدار انرژی حرارتی آزاد شده از سوختن یک لیتر بنزین؟

- بنزین مصرفی 7 lit/100km در سرعت ثابت 80 km/hr
- نیروی مقاومت هوا 10 hp
- اصطکاک 20٪
- راندمان موتور (25-30٪) 26٪

$$t = \frac{100\ km}{80\ km/hr} = 1.25\ hr = 4500s$$

$$E_{out} = 4500\left(12 \times 750\right) = 40.5\ MJ$$

$$E_{in} = \frac{40.5}{0.26} = 156\ MJ \rightarrow E_{one\ lit} = \frac{156}{7} = 22.2\ MJ$$

جواب دقیق: 32.5 MJ ← (خطا 32٪)

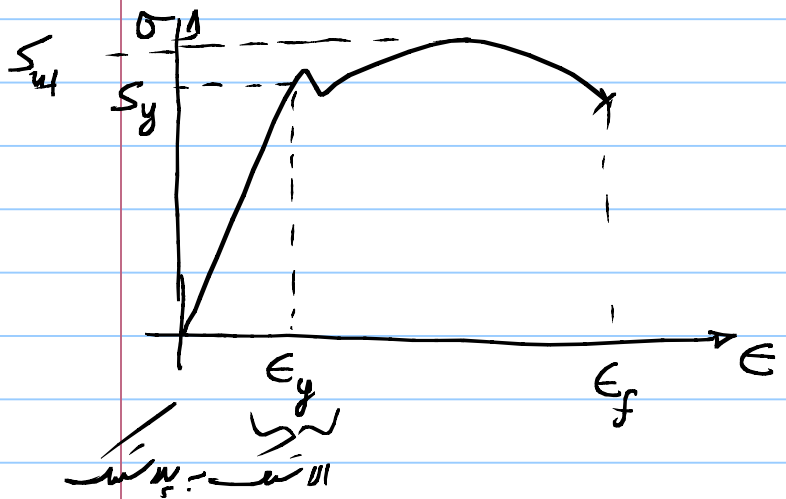
LearnElement.ir

برای هیدروژن مایع ← $E = 11.4 \frac{MJ}{kg}$

برای باطری Li-ion ← $E = 0.36 - 0.9 \frac{MJ}{kg}$

خواص اساسی مواد :

مواد فلزی ← شبکه کریستالی دررانه‌ها و اتصالات‌ها به هم با نیروهای ضعیف

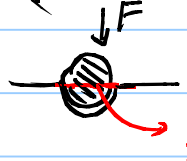


چکش خواری :

$\epsilon_f < 5\%$ ← مادهٔ ترد

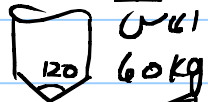
$\epsilon_f > 5\%$ ← چکش خوار

سختی (مقاومت سنجش روشی است برای تخمین استحکام نمونه بدون تخریب)



$HB = \frac{F}{A}$ (از نوع فشار)

۱. برینل

۲. راکول ← 

۳. ویکرز : شبیه برینل اما بجای ساچمه از یک مخروط الماسی شکل استفاده می‌شود

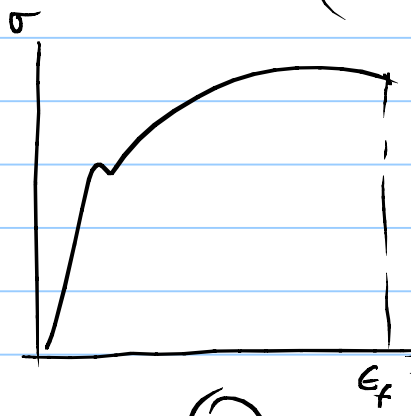
LearnElement.ir

برای فولادها، روابط تجربی زیر بین HB و S_{ut} برقرار است

$200 < HB < 450 \quad (Mpa) \rightarrow \quad S_{ut} = 3.41\,HB \quad (Mpa)$

for Cast iron $\rightarrow \quad S_{ut} = 1.58\,HB - 86 \quad (Mpa)$

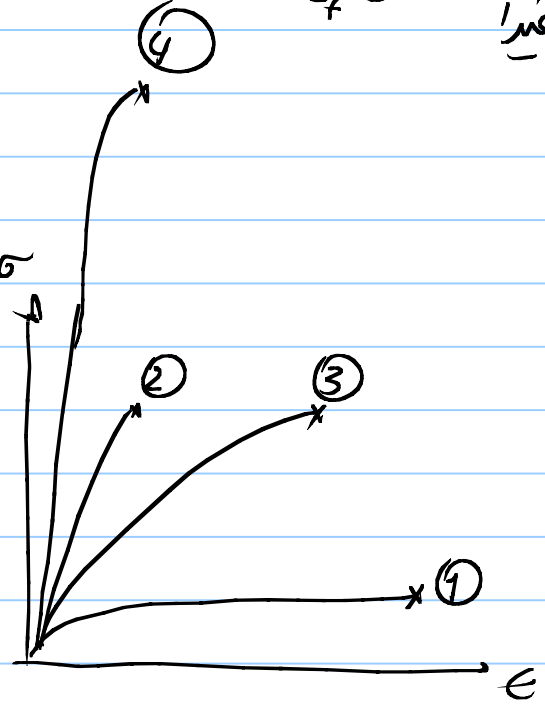
چقرمگی:
مقاومت در مقابل پیشرفت ترک (تحمل ضربه)



مدول چقرمگی $= \quad M_T = \int \sigma\, d\epsilon$

(انرژی در واحد حجم)

برای مقایسه مواد بر حسب تحمل ضربه مفید است



۱. چدن خاکستری - استحکام پایین
چقرمگی پایین

۲. ترد، چقرمگی پایین

۳. استحکام در حد ② آنا
چدن خاکستری با الیاژ چقرمگی
بیشتر

۴. استحکام بالا، چدن چقرمگی بسیار بالا

LearnEngineering.ir

مثال :

سیلندر شیشه‌ای ← زلزله و ضربه مهم است ← چگونگی بالا

و پیچ ← تغییر نرم پلاستیک برای سفت شدن پیچ مهم است ← مکش خلاء

LearnElement.ir

عملیات حرارتی

هدف:
۱. حذف تنش‌های پسماند
۲. افزایش چقرمگی خستگی
۳. افزایش سختی

Annealing: آنیل کردن

عبارت است از گرم کردن فولاد تا 300-350 درجه سانتیگراد و سرد کردن تدریجی

در اثر این عمل دانه‌ها حرکت کرده و به جای‌های جدیدی می‌روند که در آن کار سرد محدود فراهم می‌شود. همچنین باعث حذف تنش‌های پسماند می‌شود

Tempering:

شبیه آنیل کردن است با دمای پایین‌تر تا حداکثر 200°C
تنش‌های پسماند را حذف نمی‌کند اما کاهش سختی و باز گرداندن چقرمگی خستگی بسیار محدود اتفاق می‌افتد

Quenching:

عبارت است از گرم کردن تا بالای دمای بحرانی و سرد کردن ناگهانی
به این ترتیب سطح فولاد سخت شده و استحکام خستگی آن نیز افزایش می‌یابد

* باعث ایجاد تنش‌های پسماند بین لایه‌ها شده که ممکن است باعث پوسته شدن فولاد شود

* خنک کردن ناگهانی با دوش آب / فرو کردن در آب یا روغن و گاهی با سرد

LearnElement.ir

Case Hardening : سخت سازی سطح بدون ایجاد تنش پسماند

مثال : Carburizing قرار دادن فولاد در کوره به همراه پودر کربن که باعث دفیوژ شدن کربن در سطح فولاد شده و سختی آن را افزایش می دهد

مواد مهندسی در طراحی :

چدن : Cast iron سیمان، خاکستری و سیاه، بسته به میزان کربن

$$S_{y_t} = \frac{1}{6} S_{y_c}$$

دانه ها اشباع از کربن و اضافه کربن در مرز دانه ها رسوب کرده که باعث ترک عمل کرده و باعث افت استحکام کششی می شود

* اضافه کردن منیزیم باعث افزایش چقرمگی خواهد شد

* وجود کربن اضافه در مرز دانه ها باعث ایجاد خاصیت دنبیل شده و لذا از چدن در ساخت پایه ماشین آلات استفاده می شود

فولاد :

فولادهای ساختمانی :

S_f بالا - چقرمگی خوب ، استحکام معمولاً در حدود 350 - 600 Mpa

در استاندارد DIN با St و یک عدد دو رقمی نشان داده می شود

St37 → 0.37٪ کربن → $S_{ut} \simeq 370$ Mpa → ($S_y = 210$ Mpa)

* در ساخت پرو فیلها و تیرهای ساختمانی و ... همچنین در قطعات ماشینهای کاربرد گسترده ای دارد

* ماشین کاری آسان

LearnElement.ir

* چون برای کنیج نمی شود در جدول های چدن شکنندگی نگارند

فولادهای آلیاژی :

استحکام کششی 450 - 1000 Mpa

۱. کروم :

Ductility ↑
Toughness ↑
critical temperature ↑
Wear resistance ↑

۲. نیکل

Strength ↑ (Sy, Su)
Ductility

* معمولاً همراه با کروم کاربرد دارد

۳. گوگرد : برای خارج کردن گوگرد از فولاد که باعث کاهش استحکام کار

باعث امکان پذیری عملیات حرارتی کمتر کاری می شود

۴. سیلیسیم :

Hysteresis ↓
Magnetic permeability ↑
Ductility ↓

در ماشین های الکتریکی مانند هسته ترانسفورماتور و موتورهای الکتریکی کاربرد دارد

۵. مولیبدن و وانادیم و تنگستن

دمای بحرانی ↑ جهت کاربردهای بالا (ابزار)
تنگستن باعث افزایش چقرگی نیز می شود

LearnElement.ir

انواع آلومینیم:

E_f در حدود 60٪، جرم حجمی تقریباً $\frac{1}{3}$ فولاد، مدول یانگ نیز در حدود 70 GPa
($\frac{1}{3}$ فولاد)

در هفت سری تولیدی می شوند که با اعداد چهار رقمی نشان داده می شوند

۱. سری 1000 : نرم، قابلیت انتقال حرارت و جریان الکتریسیته - کاربرد در کابلهای آلومینیمی، مبدلهای حرارتی

۲. سری 2000 : آلیاژ با مس، با کارسرد استحکام در حد فولاد پیدا می کنند، قابلیت خوب برای ماشینکاری (بسیار پرکاربرد در مصارف ماشین سازی)

۳. سری 3000 : آلیاژ با منگنز، کارپذیری، استحکام متوسط، مقاوم در مقابل خوردگی قابلیت جوشکاری - کاربرد در ورق سازی، ظروف آشپزخانه

۴. سری 4000 : آلیاژ با سیلیسیم. استحکام متوسط، قابلیت لحیم، قابلیت انجام عملیات حرارتی، قابلیت جریان یابی خوب در فرآیندهای تغییر شکل - شکل پذیری در فرم جنگ

۵. سری 5000 : آلیاژ با منیزیم: مقاوم در خوردگی، مقاوم در دماهای بسیار پائین جوش پذیری - کاربرد در ساخت مدیه کشتی، المنت های تحت فشار

۶. سری 6000 : آلیاژ با منیزیم و سیلیسیم: استحکام بالا خصوصاً پس از کارسرد قابلیت تغییر فرم خوب در آستردن، مقاوم در خوردگی، کاربرد در ساخت پره های آلومینیمی

LearnElement.ir

۷. سری 7000 ، آلیاژ، تلخ (مشخصات فیزیکی مشابه سری 2000)

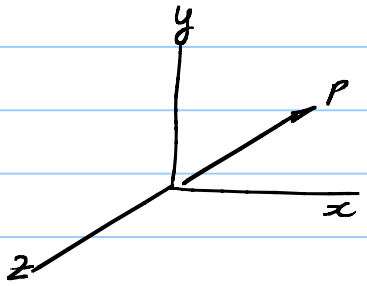
کاربرد در صنعت هوافضا

* برای توضیحات بیشتر به جزوه مربوطه در CW مراجعه نمایید *

بارگذاری (نیرو)

تنش یک کمیت تنسوری است که زبان ریاضی آن را با یک تانسور نشان می‌دهند.

برای بیان تنش می‌توان پس از فرض نمودن یک دستگاه مختصات (مثلاً دستگاه کارتزین XYZ) آن را با تصاویر مؤلفه‌های تنش در صفحات اصلی و جهات اصلی این دستگاه مختصات نشان داد.



بردار نیز کمیتی ریاضی است که می‌توان آن را با مؤلفه‌هایش در یک دستگاه مختصات نشان داد

$$\vec{P}\cdot\hat{e}_x = P_x \quad , \quad \vec{P}\cdot\hat{e}_y = P_y \quad , \quad \vec{P}\cdot\hat{e}_z = P_z$$

$$\vec{P} = P_x\hat{e}_x + P_y\hat{e}_y + P_z\hat{e}_z \quad = \text{بازگی} = \begin{bmatrix} P_x \\ P_y \\ P_z \end{bmatrix}$$

با تغییر جهات دستگاه مختصات $(x'y'z')$ مؤلفه‌های P_x، P_y، P_z دیگر معتبر نیستند

مؤلفه‌های جدید $(P_{x'}, P_{y'}, P_{z'})$ بر حسب مؤلفه‌های قبلی و با کمک تبدیل R بدست می‌آیند

$$\begin{bmatrix} P_{x'} \\ P_{y'} \\ P_{z'} \end{bmatrix} = R \begin{bmatrix} P_x \\ P_y \\ P_z \end{bmatrix}$$

در مورد تانسورهای مرتبه دو (مانند تنش نیز داریم):

LearnElement.ir

$T_{\hat{e}_i}$. $\hat{e}_j$: مؤلفه تنش که مربوط به صفحه $\hat{e}_i$ بوده و در امتداد $\hat{e}_j$ است

مثلاً $T_{xz} = \hat{e}_z \cdot T\hat{e}_x$ مؤلفه تنش در روی صفحه YZ (یا عمود $\hat{e}_x$) و در

امتداد $\hat{e}_z$ است. به این ترتیب در این دستگاه مختصات می‌توان تنش T را با مؤلفه‌های

آن نشان داد:

$$T = \begin{bmatrix} T_{xx} & T_{xy} & T_{xz} \\ T_{yx} & \ddots & \end{bmatrix}$$

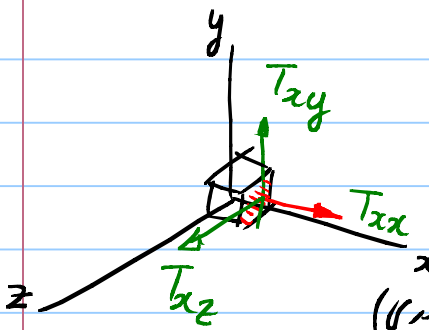
اگر دستگاه مختصات تغییر کند طوری که تبدیل R (یا R^t) این تبدیل را نشان دهد، داریم:

$$T_{(x'y'z')} = R\, T_{(xyz)}\, R^t$$

LearnElement.ir

* تنش یک کمیت تانسوری است

* با داشتن یک دستگاه مختصات کارتزین XYZ میتوان تانسور تنش را با آرایه‌ای از مولفه‌های اسکالر بیان نمود



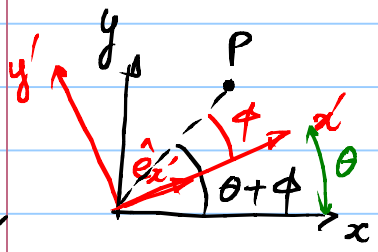
$$T_{xx} = \hat{e}_x \cdot T \hat{e}_x$$

و با داشتن دستگاه مختصات (کمیت تانسوری) T تغییر نمیکند اگرچه مولفه‌های آن در دستگاه جدید متفاوت خواهند بود

$$T_{(x'y'z')} = R\, T_{(xyz)}\, R^t$$

تنش صفحه‌ای:

$$T = \begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} \\ \tau_{xy} & \sigma_y \end{bmatrix}$$



$$R = \begin{bmatrix} \hat{e}_{x'} & \hat{e}_{y'} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\theta & -\sin\theta \\ \sin\theta & \cos\theta \end{bmatrix}$$

(که بردار P را در دستگاه x'y' به xy تبدیل میکند)

* با دقت در بیان بردار P در دستگاه‌های x'y'z و xyz متوجه میشویم که این تبدیل

بردار را به اندازه θ در جهت CW دوران داده است.

پس اگر قرار باشد θ مثبت در جهت CCW باشد باید در ماتریس R

LearnElement.ir

ماتریس دوران اندازه θ درجه CCW

$$R = \begin{bmatrix} \cos\theta & \sin\theta \\ -\sin\theta & \cos\theta \end{bmatrix}$$

θ را $-\theta$ جایگزین می‌کنیم

همچنین R بیان بردار P را از دستگاه xy به دستگاه $x'y'$ می‌برد

$$\vec{P}_{(x'y')} = R\,\vec{P}_{(xy)}$$

با استفاده از همین تبدیل می‌توان بیان تانسور تنش را نیز تغییر داد

$$T_{(x'y')} = R\,T_{(xy)}\,R^t$$

$$T_{(x'y')} = \begin{bmatrix} c & s \\ -s & c \end{bmatrix}\begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} \\ \tau_{xy} & \sigma_y \end{bmatrix}\begin{bmatrix} c & -s \\ s & c \end{bmatrix}$$

$$T = \begin{bmatrix} \sigma_x c^2 + 2\tau_{xy} cs + \sigma_y s^2 & -\sigma_x cs + \sigma_y cs + \tau c^2 - \tau s^2 \\ \vdots & \end{bmatrix}$$

$$\sigma_{x'} = \sigma_x c^2 + 2\tau_{xy} cs + \sigma_y s^2 = \sigma_x c^2 + \sigma_y (1-c^2) + \tau_{xy} \sin 2\theta$$

$$= \frac{1}{2}(\sigma_x + \sigma_y) + \frac{1}{2}(\sigma_x - \sigma_y)(2c^2 - 1) + \tau_{xy} \sin 2\theta$$

$$\sigma_{x'} = \frac{1}{2}(\sigma_x + \sigma_y) + \frac{1}{2}(\sigma_x - \sigma_y)\cos 2\theta + \tau_{xy} \sin 2\theta \quad (I)$$

$$\tau_{x'y'} = -\frac{1}{2}(\sigma_x - \sigma_y)\sin 2\theta + \tau_{xy} \cos 2\theta \quad (II)$$

LearnElement.ir

* سؤال: σ کی ماکزیمم یا مینیمم میشود؟

$$\frac{d}{d\theta}\sigma_{x'} = 0 \quad \cdots\cdots$$

$$\Rightarrow \tan 2\theta_p = \frac{2\tau_{xy}}{\sigma_x - \sigma_y} \Rightarrow \theta_{p_1} - \theta_{p_2} = \pm 90^\circ$$

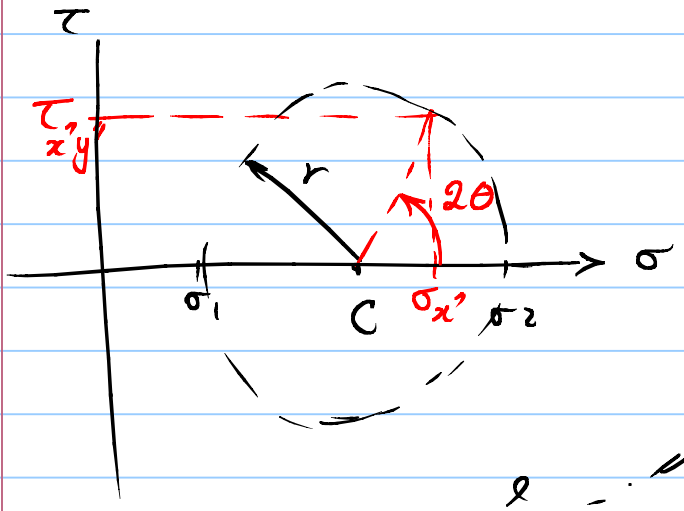
θ_{p_1} ← σ_1 ماکزیمم (σ_2 مینیمم) است (σ_1) ← در آن $\tau = 0$

* سؤال: τ کی ماکزیمم میشود

$$\frac{d}{d\theta}\tau_{x'y'} = 0 \Rightarrow \tan 2\theta_s = \frac{\sigma_y - \sigma_x}{2\tau_{xy}}$$

$$\theta_{s_1} - \theta_{s_2} = \pm 90$$

معمولاً از روابط فوق استفاده نمیشود بلکه $\begin{bmatrix}\sigma_{x'} \\ \tau_{x'y'}\end{bmatrix}$ را بصورت هندسی یک دایره، را بدی صورت که تعدد معانی آن σ و τ هستند نشان میدهد



$$C = \begin{bmatrix}\frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \\ 0\end{bmatrix}$$

$$r = \left[\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2\right]^{1/2}$$

که به این دایره، دایره مور گفته میشود

LearnElement.ir

پس اگر تنش σ_x، σ_y، τ_{xy} اندازه‌گیری شده باشد ← σ_1، σ_2، $\tau_{1/2}$ قابل محاسبه و زوایای وقوع آنها نیز مشخص می‌شود

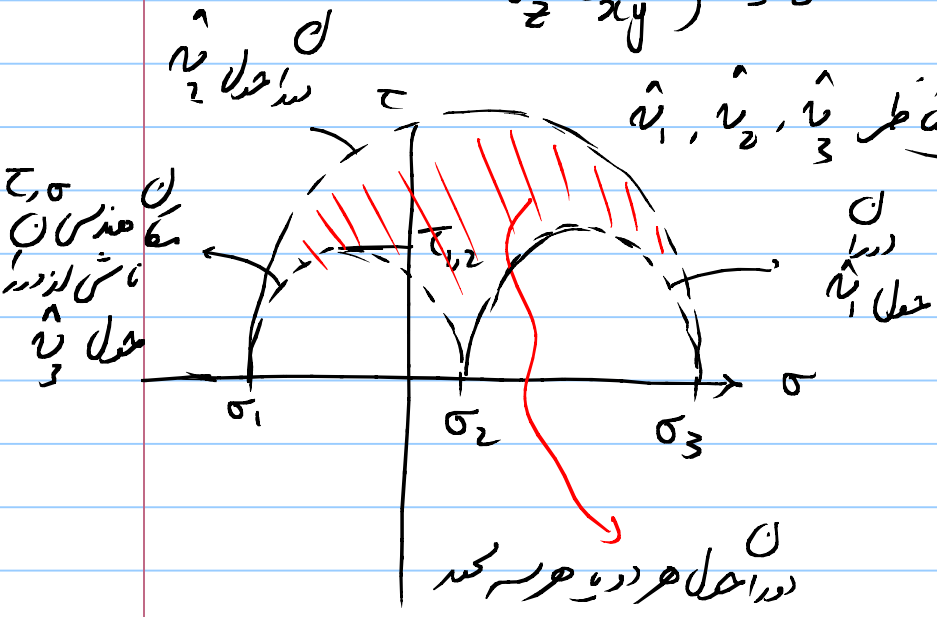
* قرارداد علامت برای τ: اگر تنش برشی τ بخواهد المان را CW بچرخاند، τ را مثبت یعنی بالای کدر σ در نظر می‌گیریم

* در تنش‌های سه بعدی روند به این صورت است که تنش‌های اصلی (ماکزیمم‌ها) و دایره‌های مربوطه را از حل معادله زیر به دست می‌آوریم

σ_1، σ_2، σ_3 از حل معادله زیر به دست می‌آیند

$$\sigma^3 - (\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z)\sigma^2 + (\sigma_x\sigma_y + \sigma_x\sigma_z + \sigma_y\sigma_z - \tau_{xy}^2 - \tau_{yz}^2 - \tau_{zx}^2)\sigma - (\sigma_x\sigma_y\sigma_z + 2\tau_{xy}\tau_{yz}\tau_{zx} - \sigma_x\tau_{yz}^2 - \sigma_y\tau_{xz}^2 - \sigma_z\tau_{xy}^2) = 0$$

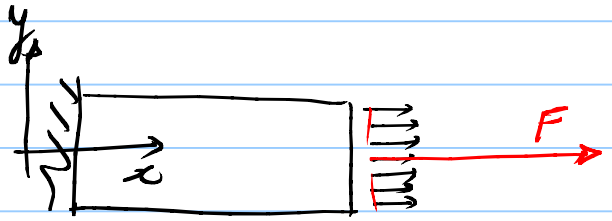
$\sigma_1 < \sigma_2 < \sigma_3$ و جهت‌های تنش اصلی $\hat{n}_1$، $\hat{n}_2$، $\hat{n}_3$



LearnElement.ir

مرور بارگذاری‌های کشش

۱. کشش یا فشاری



فرضیات: - مقطع ثابت

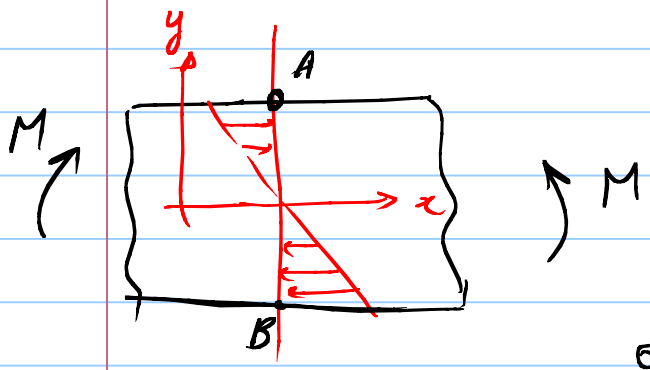
- بار به صورت توزیع شده و یکنواخت عمود بر مقطع

$$\Rightarrow \quad \sigma_x = \frac{F}{A} \qquad \tau_{xy} = 0$$

$$\sigma_y = 0$$

* برای تمام نقاط جسم

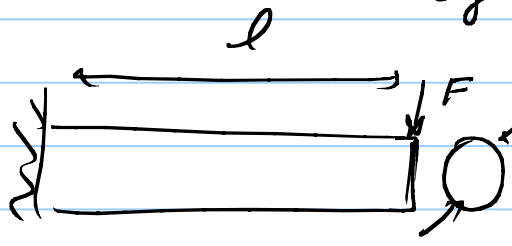
۲. خمش ← تیرهای تیر اویلر-برنولی



بحرانی‌ترین نقطه A و B است در این

$$\sigma_x = -\frac{My}{I}$$ نقاط

$$\sigma_y = \tau_{xy} = 0$$



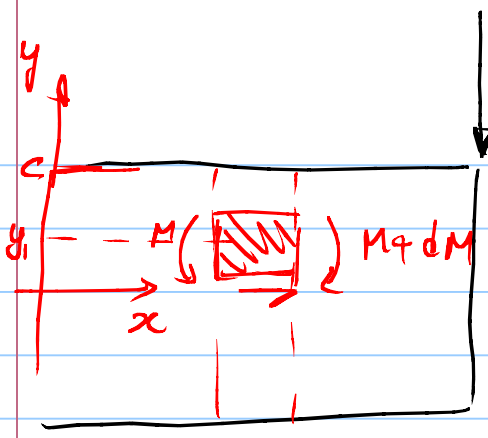
اگر بارگذاری خمش در اثر بار برشی باشد

سوال این است که چه موقع اثر خمش شدیدتر است و چه موقع اثر برش

$\frac{l}{d} < 10 \rightarrow$ معمولاً برش شدیدتر است

$\frac{l}{d} \geq 10 \rightarrow$ خمش تعیین کننده است

LearnElement.ir



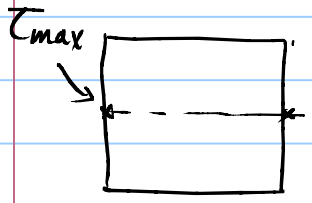
۳. بارگذاری برشی

(* بار برشی اثر محض نیز دارد که عدداً برابر حاصل برش است ← σ)

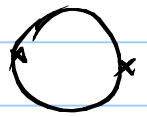
$$\tau \neq \frac{V}{A} \quad \text{بلکه} \rightarrow \quad \tau = \frac{VQ}{Ib}$$

Q ممان اول سطح، I ممان دوم سطح، b عرض سطح

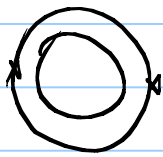
$$Q = \int_{y_1}^{c} y\,dA$$



$$\rightarrow \quad \tau_{max} = \frac{3}{2}\frac{V}{A}$$

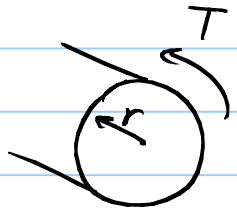


$$\rightarrow \quad \tau_{max} = \frac{4}{3}\frac{V}{A}$$



$$\rightarrow \quad \tau_{max} = 2\frac{V}{A}$$

پیچش:



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

J ممان قطبی

کمترین $\tau_{max} = \frac{Tr}{J}$ که سطح دایره توپر باشد

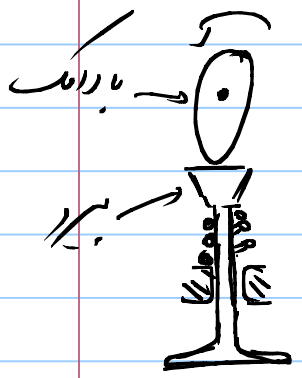
تعیین مقطع بحرانی، نقطه بحرانی و جهت بحرانی از مهارتهای اساسی طراحی است

- تسلط به روابط بارگذاری مختلف

LearnElement.ir

بارندازی تماس (نرمال بر سطح)

- در اثر تماس در جسم جامد تغییر شکل پذیر حاصل می‌شود
- معمولاً چون سطح تماس کوچک است مقادیر تنش تماس بزرگ خواهد بود
- مثال: - تماس چرخ با ریل



- تماس دندانه‌های چرخ دنده
- تماس بار وارد بر بیرار
- تماس ساچمه با رینگ در یاتاقان غلطشی

اهمیت ← اثر تخریبی
۱. ترک crack
۲. تغییر فرم Pit
۳. پوسته شدن flake

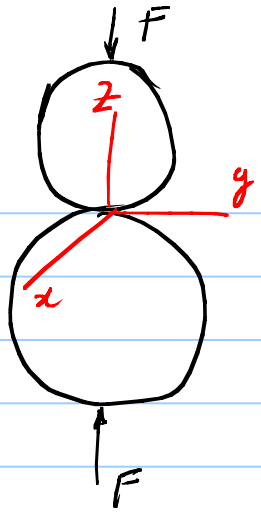
تئوری هرتز

تماس دو کره: سطح تئوریک تماس یا یک نقطه باشد (به فرض جامد بودن دو کره)
اما در عمل این سطح تبدیل به یک دایره با شعاع a می‌شود

$$a=\left[\frac{3F}{8}\,\frac{\frac{(1-\nu_1^2)}{E_1}+\frac{(1-\nu_2^2)}{E_2}}{\frac{1}{d_1}+\frac{1}{d_2}}\right]^{1/3}$$

F: نیروی تماس

LearnElement.ir



اگر یکی از دو کره، صفحه باشد ← $a = \infty$

تنشهای اصلی در وسط دایره تماس که بحرانی‌ترین نقطه است:

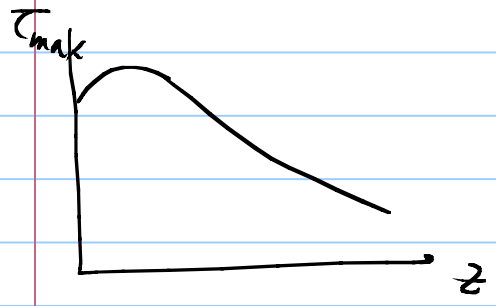
$$\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_x = \sigma_y = -P_{max}\left[(1-\left|\frac{z}{a}\right|\tan^{-1}\frac{1}{|z/a|})(1+\nu) - \frac{1}{2(1+\frac{z^2}{a^2})}\right]$$

$$\sigma_3 = \sigma_z = \frac{-P_{max}}{1+\frac{z^2}{a^2}}$$

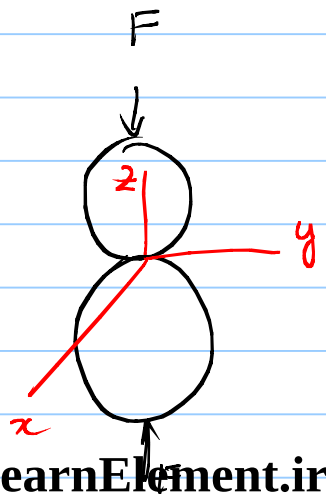
$$P_{max} = \frac{3F}{2\pi a^2}$$

- تنشهای اصلی برشی در نقطه تماس بیشینه هستند

- اما اگر τ_{max} را حساب کنیم در نقطه‌ای با فاصله اندک از سطح تماس (روی محور z) قرار می‌گیرد. این تنش باعث ایجاد ترک‌های مویی زیر سطح شده و در اثر تداوم آنها پوسته شدن سطح اتفاق می‌افتد



تماس دو استوانه



سطح تماس مستطیل است به عرض $2b$ و طول l

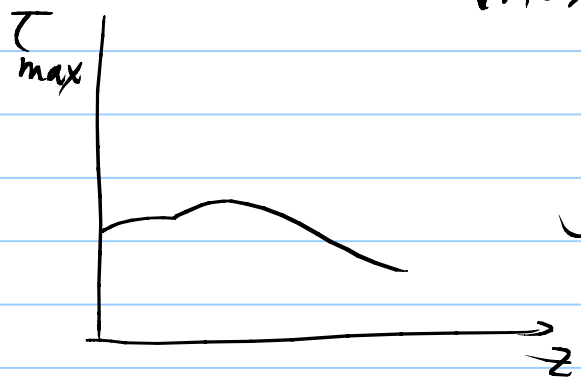
LearnElement.ir

$$b = \left[\frac{2F}{\pi l} \cdot \frac{\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}}{\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2}} \right]^{1/2}, \quad P_{max} = \frac{2F}{\pi b l}$$

$$\sigma_1 = \sigma_x = -2\nu P_{max} \left(\sqrt{1 + \frac{z^2}{b^2}} - \left| \frac{z}{b} \right| \right)$$

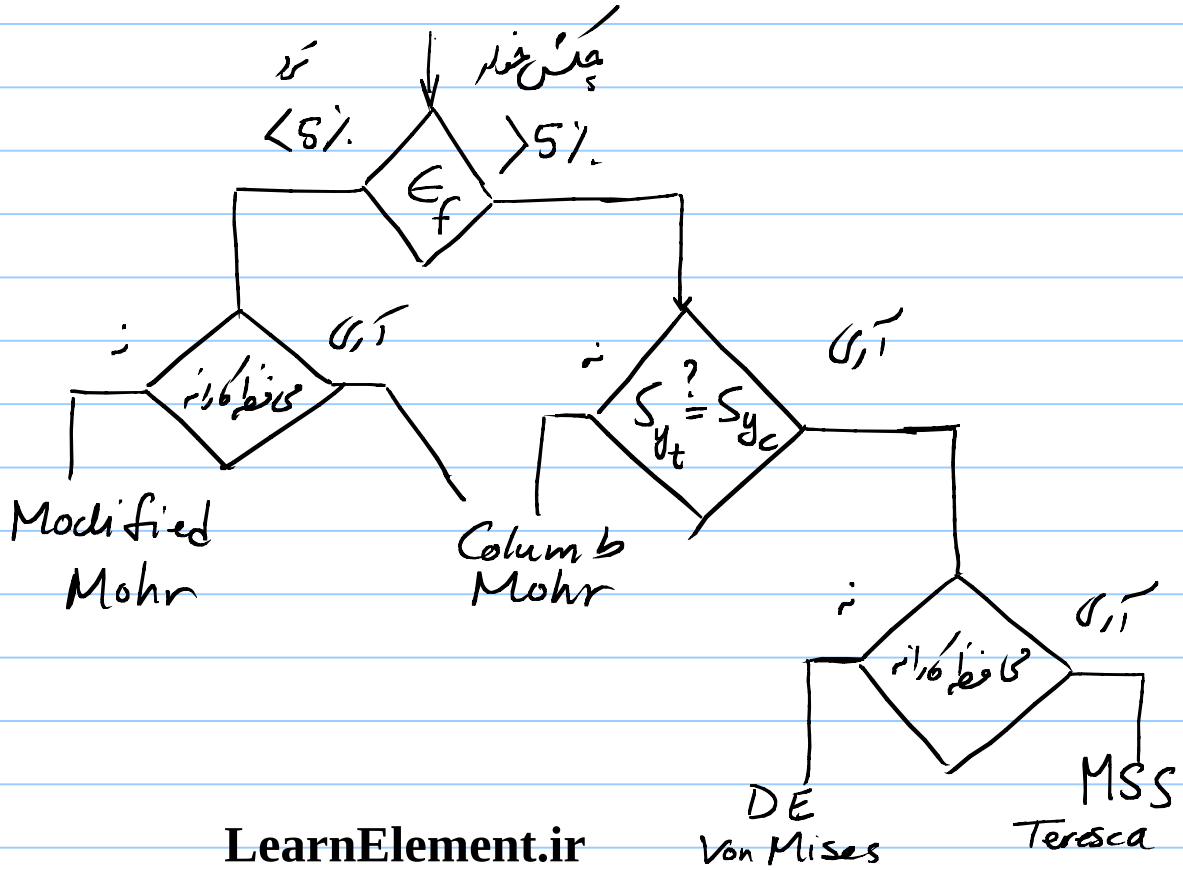
$$\sigma_2 = \sigma_y = -P_{max} \left(\frac{1 + 2\frac{z^2}{b^2}}{\sqrt{1 + \frac{z^2}{b^2}}} - 2\left| \frac{z}{b} \right| \right)$$

$$\sigma_3 = \sigma_2 = \frac{-P_{max}}{\sqrt{1 + z^2/b^2}}$$



وحداکثر تنش برشی ماکزیمم در نقطه ای
زیر سطح تماس به مقدار ثابتی می رسد

تئوری های شکست - استاتیک



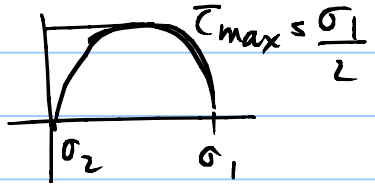
LearnElement.ir

Tresca : شکست در اثر عبور τ_{max} از استحکام برشی اتفاق می‌افتد

استحکام برشی ← ست کشش :



$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1}{2} = \frac{S_y}{2}$$

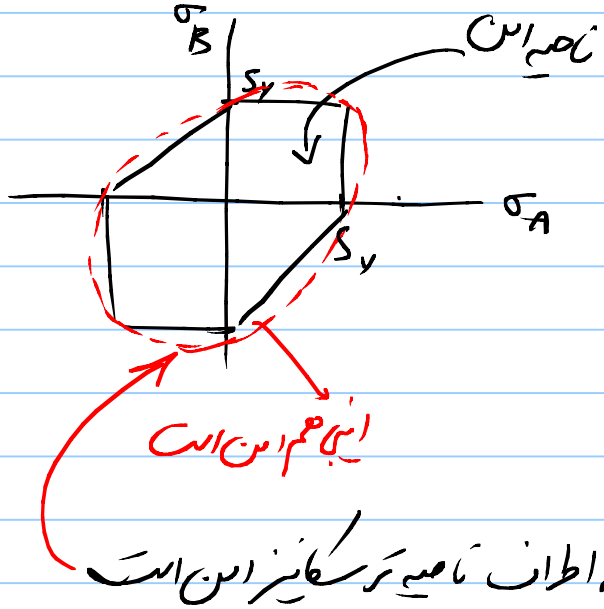


$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$

$$\rightarrow (\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3) \Rightarrow \tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \leq \frac{S_y}{2}$$

شکست اتفاق نمی‌افتد

در حالت تنش صفحه‌ای که یکی از تنش‌های راستای صفحه‌ایست ← تنش‌های اصلی σ_A, σ_B



تئوری انرژی : Von Mises

نتایج تست تنش را در هر که اطراف ناحیه‌تر سکایز این است

ناحیه امن : $$\sigma_{eq} = \left[\frac{1}{2}\left[(\sigma_1-\sigma_2)^2 + (\sigma_1-\sigma_3)^2 + (\sigma_2-\sigma_3)^2\right]\right]^{1/2} \leq S_y$$

در حالت صفحه‌ای ($\sigma_3 = 0$ یا σ_3 صفر) ←

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2} \leq S_y$$

LearnElement.ir

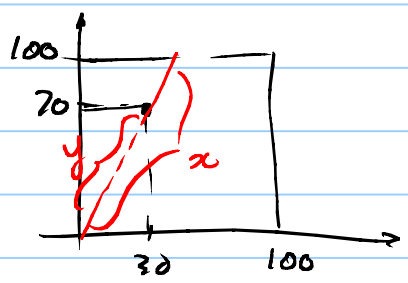
$$= \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 3\tau_{xy}^2} \leq S_y$$: تا صیه این

مثال: $\epsilon_f = 0.55$, $S_{y_t} = 100$ kpsi

a) برای تنش زیر، ضریب اطمینان را به دست آورید

$\sigma_1 = 30$ kpsi , $\sigma_2 = 70$, $\sigma_3 = 0$

Teresca :



$$n = \frac{x}{y} = \frac{100}{70}$$

Von Mises : $\sigma_{aw} = \sigma_{vm} = \left[70^2 - 70(30) + 30^2\right]^{1/2} = 60.8$ kpsi

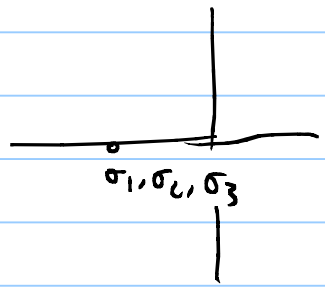
$$n = \frac{100}{60.8}$$

(b

LearnElement.ir

(ادامه مثال)

هیدرواستاتیک $\sigma_1 = -30\ Mpa, = \sigma_2 = \sigma_3$



MSS: $\tau_{12} = \tau_{13} = \tau_{23} = 0$

$$\Rightarrow n = \frac{S_y}{\tau_{max}} = 0$$

$$DE: \quad \sigma_{vm} = \left[\frac{(30-30)^2 + 0 + 0}{2}\right]^{1/2} = 0 \rightarrow n = \frac{S_y}{\sigma_{vm}} = 0$$

* طبق تئوریهای MSS، DE، تنش هیدرواستاتیک هرگز باعث تسلیم نمی‌شود
* در تنش هیدرواستاتیک فشاری، تئوری است که $\sigma_H > S_y$ را باعث تسلیم می‌داند

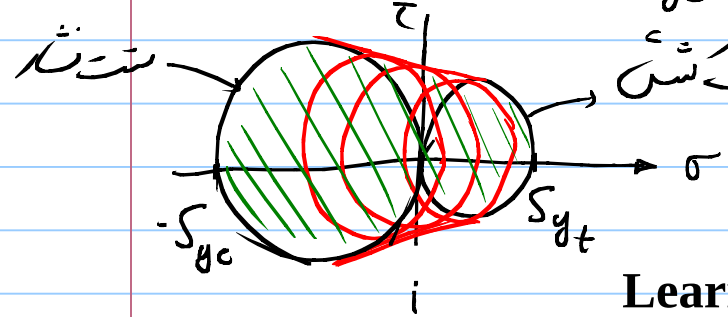
در نظر گیرید

* از آنجائیکه در تنش هیدرواستاتیک کشش تقریباً غیر ممکن است، تئوری دوانش محدود

وجود ندارد

تئوری کولمب مور

* در حالتی که $S_{yc} \neq S_{yt}$، از این تئوری استفاده می‌شود



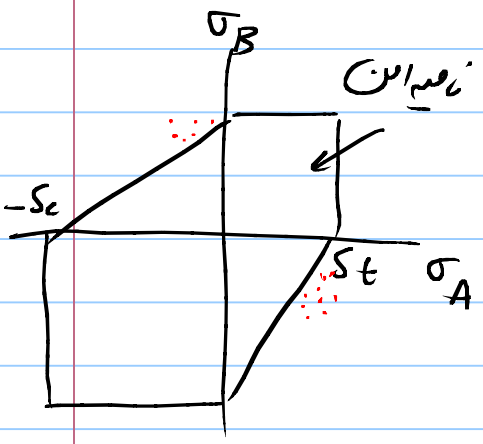
* داخل ناحیه‌ها شکست خورده

طبق این تئوری این است

LearnElement.ir

* خطوط تاس بر روی این نشان داده شده، که در واقع نمی‌هستند آنها را این تئوری با تقریب

آنها را خط راست فرض می‌کنیم

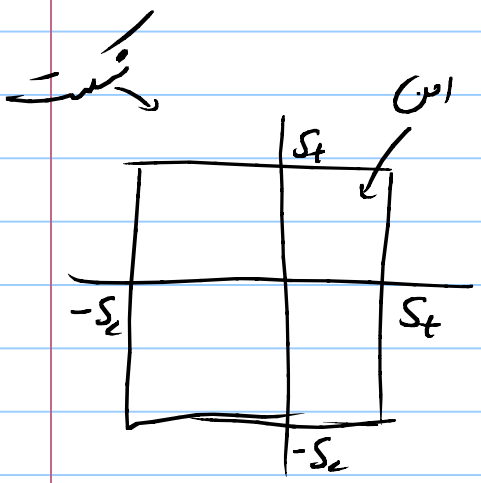


1. $\sigma_A > \sigma_B > 0 \rightarrow n = \frac{S_t}{\sigma_A}$

2. $\sigma_A < \sigma_B < 0 \rightarrow n = \frac{-S_c}{\sigma_A}$

3. $\sigma_A > 0 > \sigma_B \rightarrow \frac{\sigma_A}{S_t} - \frac{\sigma_B}{S_c} = \frac{1}{n}$

تئوریهای شکست از مواد ترد



1. تئوری تنش نرمال ماکزیمم

به دلیل اینکه این تئوری خیلی خوشبینانه بوده،

از آن کمتر استفاده می‌گردد

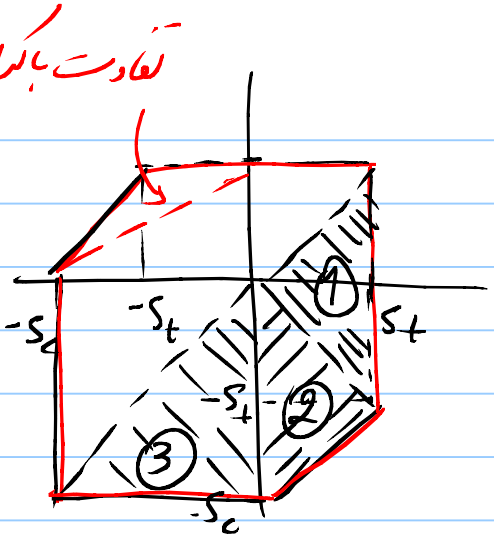
* از آن برای تعیین ناحیه شکست استفاده می‌شد و در ناحیه امن دقیق نیست

2. تئوری کولمب - مور

* برای مواد ترد پیش بینی محافظه کارانه‌ای از ناحیه امن ارائه می‌کند

(روابط خطی مانند حالت بالا برای مواد چکش خوار)

LearnElement.ir



۳. تئوری گرایب - مدر تغییر یافته

* برای سایر داده‌های تجربی نمونه شکست نشان داده شده نیز خروجی به این

صورت باشد

1. $(\sigma_A > \sigma_B > 0)$ یا $(\sigma_A > 0 > \sigma_B \ \& \ \left|\frac{\sigma_B}{\sigma_A}\right| \leq 1)$

$$n = \frac{S_t}{\sigma_A}$$

2. $\sigma_A > 0 > \sigma_B \ \& \ \left|\frac{\sigma_B}{\sigma_A}\right| > 1$

$$n = \frac{S_c^2 S_t}{S_c \sigma_A (S_c - S_t) - S_c S_t \sigma_B}$$

3. $0 > \sigma_A > \sigma_B$

$$n = \frac{\sigma_B}{-S_c}$$

نتیجه:

* اثر خستگی عبارت است از شکست مواد در بارگذاری‌های تکراری با بارهای کمتر از حد استحکام ماده

* علت وقوع این پدیده به احتمال زیاد بازمی‌گردد به وجود ناخالصی‌ها، نابجایی‌ها در ابعاد میکرو که در ماده وجود دارد و تأثیر آن‌ها در مقیاس ماکرو مشاهده می‌شود

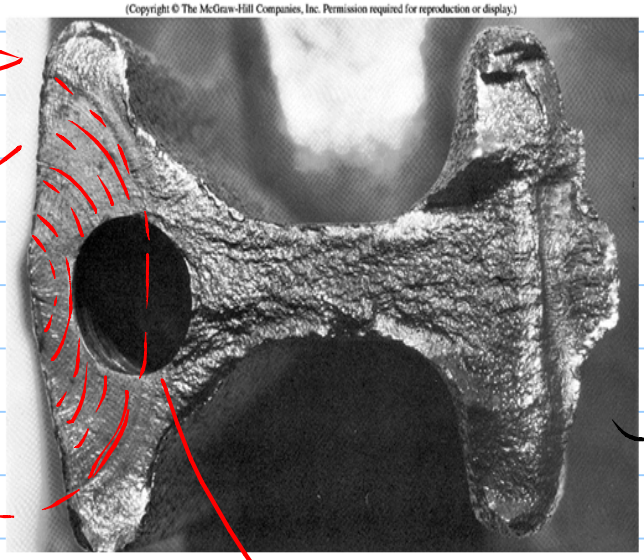
LearnElement.ir

نمی‌شود. تکرار بارندگی‌های سنگین باعث ایجاد ورسُد ترک در این نواحی شده و نهایتاً

باعث شکست ناگهانی جاده می‌گردد

LearnElement.ir

خستگی : (ایجاد ترکهای میکروسکوپی و رشد آنها در اثر تکرار بارگذاری)


(Copyright © The McGraw-Hill Companies, Inc. Permission required for reproduction or display.)

قرانده سلامت خستگی که بصورت موضعی در اثر تکرار بارگذاری اتفاق افتاده است

مقطع تیر که در اثر بارگذاری دچار شکست شده است

مثال از یک مقطع دایروی تحت بارگذاری خستگی در طرف خطوط ساحلی Beach Mark

وقتی مقطع به این نقطه می رسد سلامت استاتیکی اتفاق می افتد

تیر مدور تحت بارگذاری پیچشی تکراری

خطوط ساحلی تقریباً بصورت دوایر متحدالمرکز

تحلیل خستگی معمولاً بر اساس روشهای مطالعه تجربی صورت می گیرد. در این مطالعات نمونه هایی مهندسی هستند به نام استاندارد خستگی که تحت تأثیر تحمل متوسط آن ماده در یک تعداد معین سیکل بارگذاری کنترل شده، شکست می دهد.

LearnElement.ir

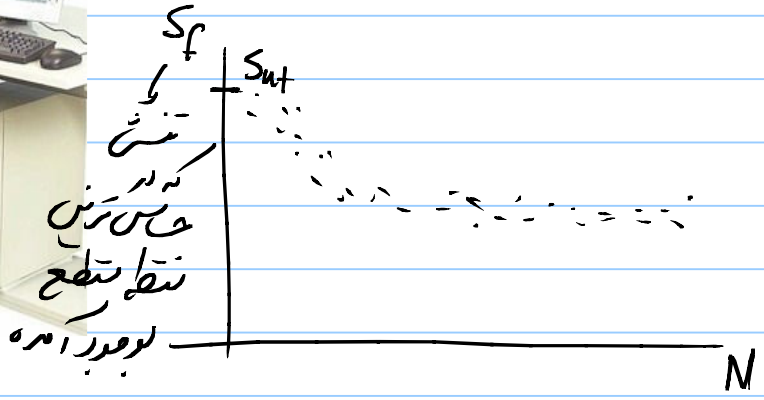


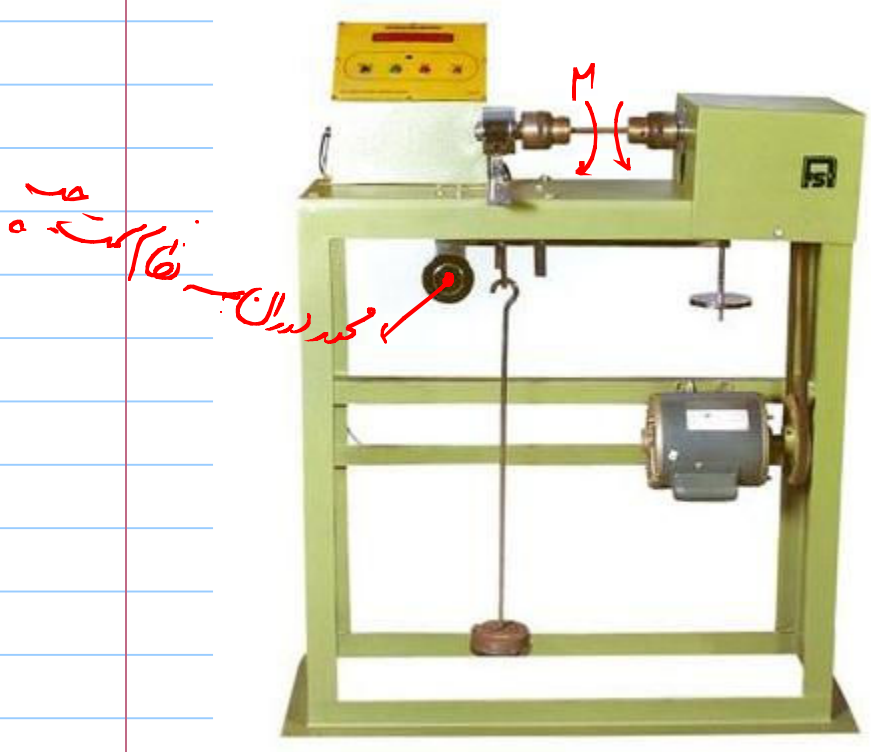
دستگاه تست خستگی MTS

که در آن قطعه استاندارد

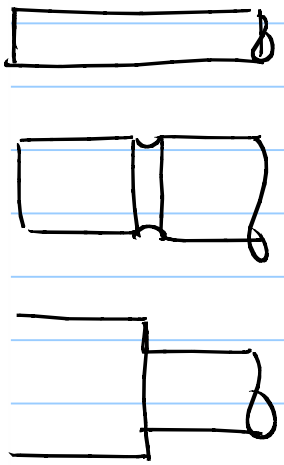
تحت بارگذاری خمشی گردان قرار

می‌گیرد





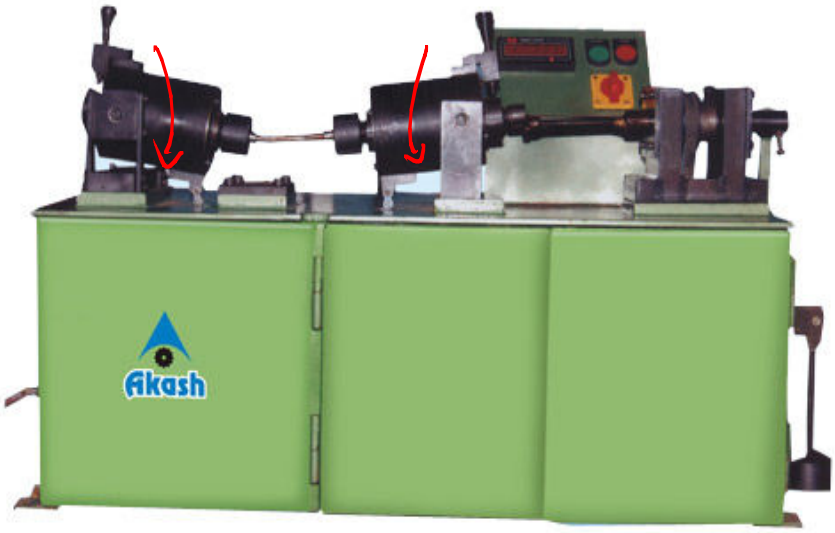
قطعه استاندارد



قطعه تحت بارخمشی مانند قرار دارد که

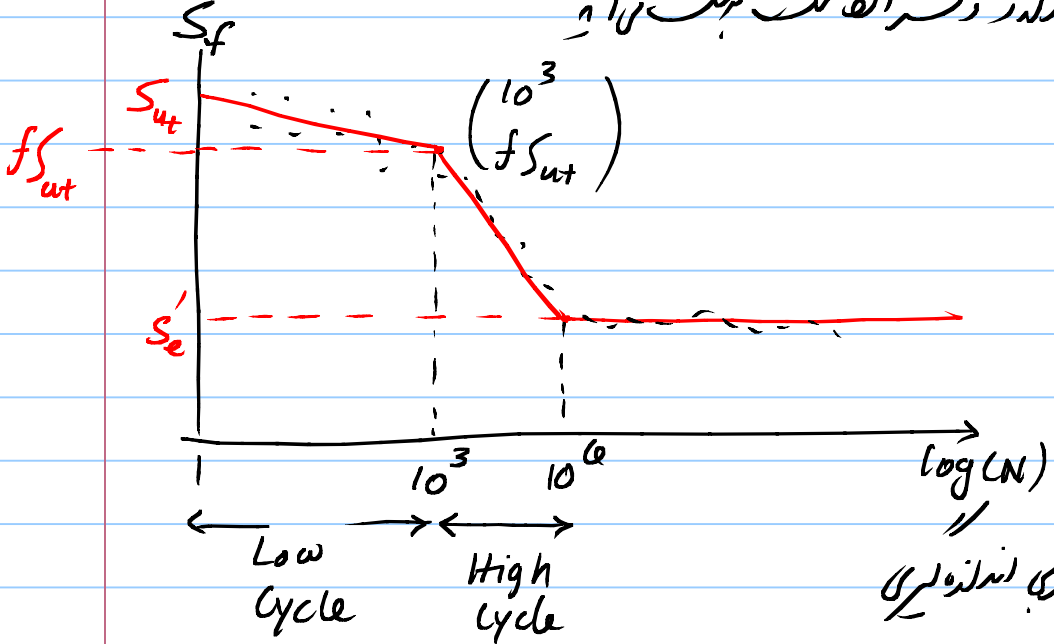
در آن کرنش اندازه‌گیری می‌شود. چرخش قطعه باعث ایجاد بارگذاری تکراری به صورت سینوسی می‌باشد

LearnElement.ir



با ایجاد یک خمش یعنی تنگ
دو سر نظام این دستگاه، ما را
کرنش هارمونیک (متن)
به قطعه اعمال میدارد

برای این اطلاعات بهت کمک، از نمونه‌های فولادی، یک مدل تجربی از استحکام خستگی این
نقطه‌ها استخراج و دسترسی سریعتر می‌آید



S_e': استحکام حد دوام اثر خستگی برای نمونه‌های کمتر از S_e' ناچیز است

S_e' عموماً نتیجه تست تجربی اندازه‌گیری می‌شود.

در مورد فولادها دیده شده که تغییرات آن با یک رابطه تجربی زیر با دقت خوبی قابل تخمین است

$$S_{ut} < 1400\ MPa \rightarrow S_e' \simeq 0.5\, S_{ut}$$

$$> 1400\ , \rightarrow S_e' = 700\ MPa$$

LearnElement.ir

f : ضریب استحکام خستگی در 10^3 سیکل $\quad 0.6 < f < 0.9$

رابطه تجربی زیر را برای تخمین f در فولاد کوصیه می‌کند SAE

$$f = \frac{\sigma_F'}{S_{ut}} (2000)^{b'} \qquad \sigma_F' = S_{ut} + 345\ MPa$$

$$b' = -\frac{\log(\sigma_F'/S_e')}{\log(2\times10^6)}$$

LearnElement.ir

اگر اطلاعات فنی $S_f - N$ در دستگاه log-log رسم شود سه پاره خط بدست می‌آید (مطابق شکل جلسه قبل) و لذا می‌توان این منحنی را بگیرد این سه پاره خط مدل نمود

خط گذرنده $(1, S_{ut})$ و $(10^3, fS_{ut})$: Low cycle Fatigue

$$\log S_f = c \log N + e$$

$$\text{let } e = \log d \Rightarrow \log S_f = c \log N + \log d$$

$$\Rightarrow S_f = d N^c$$

$$(1, S_{ut}) \Rightarrow S_{ut} = d (1)^c \Rightarrow d = S_{ut}$$

$$(10^3, fS_{ut}) \Rightarrow fS_{ut} = S_{ut} (10^3)^c \Rightarrow c = \frac{1}{3} \log f$$

$$S_f = S_{ut} N^{(\frac{1}{3}\log f)}$$

High Cycle Fatigue

خط گذرنده $(10^3, fS_{ut})$ و $(10^6, S_e')$ در مقیاس لگاریتمی

$$S_f = a N^b$$

$$(10^3, fS_{ut}) \Rightarrow fS_{ut} = a (10^3)^b \Rightarrow \log(S_{ut} f) = \log a + 3b$$

$$(10^6, S_e') \Rightarrow S_e' = a (10^6)^b \Rightarrow \log S_e' = \log a + 6b$$

LearnElement.ir

$$\Rightarrow \boxed{a = \frac{(f S_{ut})^2}{S_e'}} \quad , \quad \boxed{b = -\frac{1}{3}\log\frac{f S_{ut}}{S_e'}}$$

مثال: برای یک فولاد آلیاژی با استحکام نهایی $S_{ut} = 780\ MPa$

الف. استحکام خستگی چقدر است؟

$$S_{ut} < 1400 \rightarrow S_e' = 0.5 S_{ut} = 390\ MPa$$

ب. عمر تحت تنش برشی $\sigma_a = 300\ MPa$ چقدر است؟

$$\sigma_a < S_e' \rightarrow N \geq 10^6 \rightarrow \text{عمر نامحدود}$$

ج. عمر تحت تنش برشی $\sigma_a = 480\ MPa$ چقدر است؟

ابتدا استحکام در 10^3 سیکل را به دست می‌آوریم

$$(S_f)_{10^3} = f S_{ut} \quad , \quad f = \frac{\sigma_F'}{S_{ut}}(2000)^{b'}$$

$$\sigma_F' = S_{ut} + 345\ MPa = 1125\ MPa$$

$$b = -\frac{\log(\sigma_F'/S_e)}{\log(N_e)} = -\frac{\log\left(\frac{1125}{390}\right)}{\log(10^6)} = -0.0767$$

$$f = \frac{1125}{780}(2000)^{-0.0767} = 0.805$$

LearnElement.ir

$$\Rightarrow (S_f)_{10^3} = 0.805\,(780) = 627.9\ Mpa > 480$$

$$\Rightarrow \text{High Cycle} \rightarrow S_f = a N^b$$

$$a = \frac{(f S_{ut})^2}{S_e} = 1010.9\ Mpa$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \frac{f S_{ut}}{S_e} = -0.0689$$

$$\Rightarrow S_f = 480 = 1010.9\,(N)^{-0.0689}$$

$$\Rightarrow N = 49522 \simeq 50K$$

تصحیح استحکام خستگی

S_e در آزمایش استاندارد تحت شرایط خاص آزمایشگاهی، با بارداری خاص، شکل قطعه خاص و تعیین و... انجام می‌شود. در عمل با تغییر این پارامترها استحکام خستگی S_e تغییر می‌کند که با رابطه تجربی زیر بیان می‌گردد

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

که تمام ضرایب فوق کوچکتر یا مساوی یک می‌باشند

LearnElement.ir

k_a : ضریب سطح - برای سطح پرداخت خورده این ضریب مقدار ماکزیمم (یک) دارد و برای حالات دیگر از رابطه تجربی زیر استفاده می‌شود

$$k_a = a S_{ut}^{\ b}$$

ضرایب a و b از جدول 6-2 کتاب

k_b : ضریب اندازه : با تغییر اندازه قطعه استحکام خمشی تغییر می‌یابد.

$$k_b \begin{cases} 1 & d \le 3\ mm \\ 1.24\, d^{-0.102} & 3 < d \le 51 \\ 1.51\, d^{-0.157} & 51 < d < 254 \end{cases}$$

درصورتی که مقطع غیر دایروی باشد، یک قطر معادل محاسبه می‌شود. برای این منظور ابتدا ناحیه‌ای از مقطع دایروی که $0.95\,\sigma_{max}$ یا بیشتر را شامل می‌شود پیدا می‌کنیم. این ناحیه حدوداً لایه خارجی سطح مقطع است

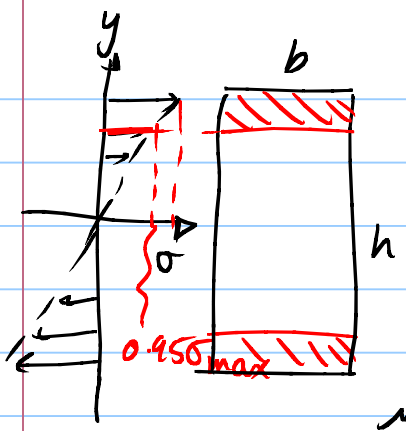
$$A_{0.95} = \frac{\pi}{4}\left(d^2 - (0.95d)^2\right) = 0.0766\, d^2$$

در هر مقطع با شکل مقطع غیر دایره‌ای، $A_{0.95}$ آن را پیدا کرده و

$$A_{0.95} = 0.0766\, d^2$$

برای d حل کرده

LearnElement.ir



مثال: مقطع مستطیل تحت بارخمشی قرار

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

مثل تصویر خطی از $\frac{h}{2}$ تا $-\frac{h}{2}$ تغییر می‌کند

پس $0.95\sigma_{max}$ در $0.95\frac{h}{2}$ اتفاق می‌افتد

$$A_{0.95} = 2\left(b \cdot 0.05\frac{h}{2}\right) = 0.05bh = 0.0766d^2$$

$$d = \sqrt{\frac{0.05}{0.0766}bh}$$

K_c : ضریب بار

نوع بارگذاری استحکام خستگی را تعریف می‌کند

$$K_c = \begin{cases} 1 & \text{Bending} \\ 0.85 & \text{Axial} \\ 0.59 & \text{Torsion} \end{cases}$$

K_d : ضریب دما : تغییر دمای کاری قطعه استحکام خستگی را تعریف می‌کند

$$K_d = \frac{S_T \rightarrow \text{استحکام خستگی در دمای } T}{S_{RT} \rightarrow \text{استحکام خستگی در دمای اتاق}}$$

جدول 4-6 کتاب

LearnElement.ir

K_e : اعتمادپذیری : از آنجاکه یک نمونه بتری در آزمایش به دست می‌آید

با این ضریب می‌توانیم میزان اعتماد به مقدار آن را تعیین کنیم

$$K_e = 1 - 0.08\, z_a$$

z_a از جدول 6-5 کتاب

K_f : سایر اثرات (مانند خوردگی، پرتش پسماند، اثرات اصطکاک و ...)

اثر تمرکز تنش در خستگی

این اثر را گاهی نمونه ضریب در بارگذاری پیوسته گاهی استفاده می‌کنند

با این ضریب تقسیم می‌شود

* اثر تمرکز تنش در خستگی نمونه ضریب K_f و K_{fs} بیان می‌شود که اگرچه تابع K_t و K_{ts} (ضرایب تمرکز در بارگذاری استاتیک) هستند اما مقادیر متفاوتی دارند

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad , \quad K_{fs} = 1 + q_s(K_{ts} - 1)$$

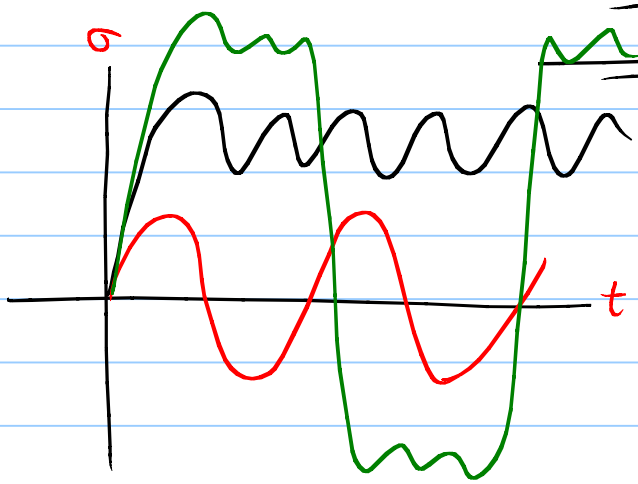
K_t, K_{ts} از جدول A-15

q و q_s حساسیت شکاف و برای S_{ut} مقابل جداول

LearnElement.ir

6-20 و 6-21 کتاب مبحث مطالعه می‌شوند

ترکیب بارگذاری‌های استاتیک و دینامیک



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

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \right|$$

σ_m : تنش متوسط یا استاتیک

σ_a : دامنه تنش یا دامنه تغییرات

LearnElement.ir

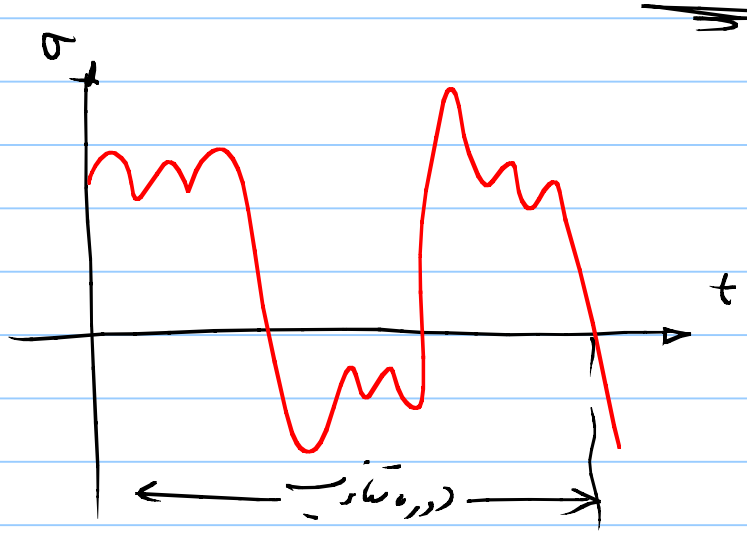
تحلیل خستگی در شرائط واقعی

باید به خاطر داشت که اطلاعات کلیت خستگی در شرائط ویژه آزمایش مهیا می‌آید در حالت بارگذاری واقعی اطلاعات زیر باید انجام گیرد:

۱. ترکیب بار تناوبی و ثابت (در حالت آزمایش استاندارد بار ثابت نداریم)

۲. ترکیب انواع بار (خمش، محوری، پیچشی)

۳. مجموع آثار خستگی در دوره‌های بارگذاری



ترکیب بار ثابت و تناوبی

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

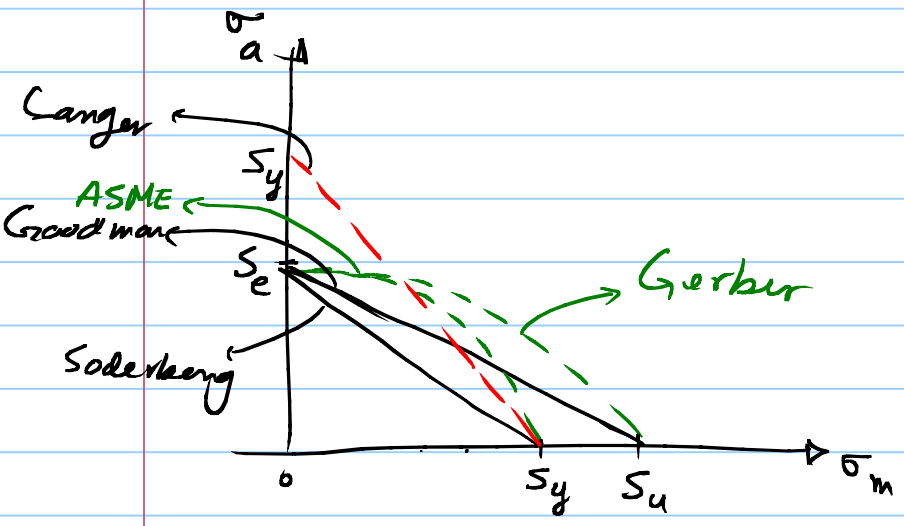
$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \right|$$

σ_m : تنش متوسط

σ_a : دامنه تنش

تئوری‌های شکست خستگی در مدار چشم خار

این تئوری‌ها در صورتی که در حضور $\sigma_m \neq 0$ ناحیه این بارگذاری را تعیین نمایند



Soderberg : $\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n}$ می‌فظ محافظه‌کارانه‌ترین تئوری

Goodman : $\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_u} = \frac{1}{n}$

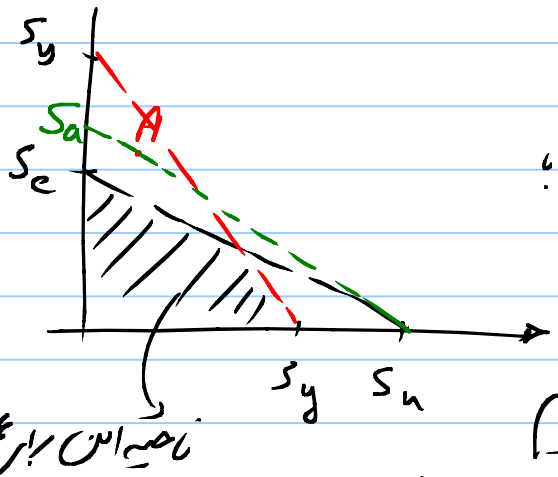
(Langer : $\frac{\sigma_a}{S_y} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n}$)

ASME : $\left(\frac{\sigma_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_m}{S_y}\right)^2 = \frac{1}{n^2}$

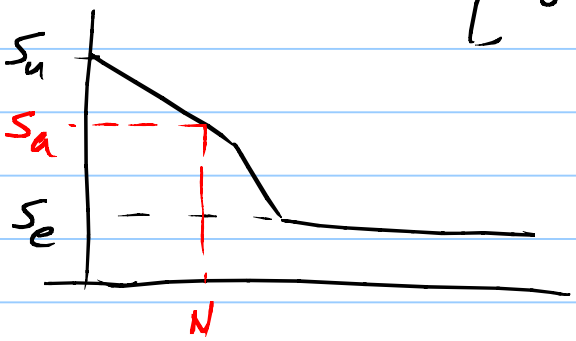
Gerber : $\frac{n\sigma_a}{S_e} + \left(\frac{n\sigma_m}{S_u}\right)^2 = 1$

LearnElement.ir

در تحلیل قطعه ای که تحت سوله های ثابت دوران قرار دارد ممکن است شرایط زیر اتفاق افتد



درصورتی که بارگذاری همانند نقطه A باشد، با استفاده از ایده تئوری گودمن خط از S_n به A رسم کرده و استدلال می کنیم تا کدوم عمری را در S_a قطع نماید مثال با یک نمودار S-N عمر قطعه را در بار S_a بدست می آوریم



نکته:

۱. از آنجایی که S_e براساس تست خمش بدست می آید، اگر تنش ناشی از بارگذاری محوری باشد بجای آنکه K_b را در S_e ضرب کنیم تنش را بر K_b تقسیم می کنیم

$$\sigma \leftarrow \frac{\sigma}{0.85}$$

۲. ضریب اطمینان ناشی از خطا Langer در تحلیل خستگی کاربرد ندارد مقدار آن کمتر از ضریب اطمینان تئوری شکست خستگی بود یعنی آن این است که

LearnElement.ir

احتمال شکست استاتیک بیشتر است. اگر این ضریب (خط Langer)
از یک کمتر باشد معنی آن این است که بالای خط Langer قرار داریم و
"شکست استاتیک" در اولین سیکل بارگذاری اتفاق می افتد

۳. در صورت وجود اثر تمرکز تنش باید ضریب آن در هردوی σ_a ، σ_m
ضرب شود.

از آنجایی که ممکن است در نوک ترک (منظور ناحیه ای است که بیشترین تمرکز
را دارد) تنش وارد ناحیه پلاستیک شود در این صورت میتوان از
اصلاحیه زیر استفاده نمود:

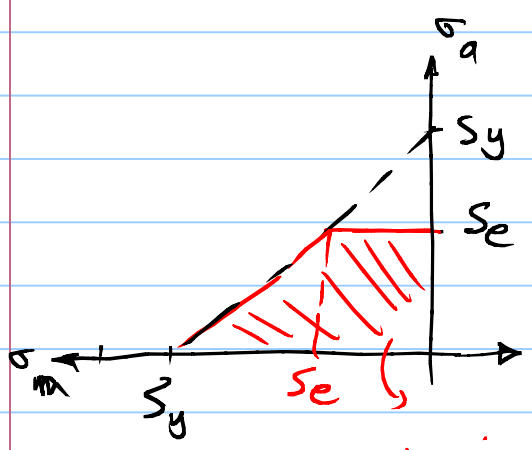
- اگر حداکثر تنش $K_f \sigma_{max}$ به S_y نرسد از همان K_f طبق
بالا استفاده کنید
- اگر حداکثر تنش از S_y بیشتر شد:

$$\sigma_a \leftarrow K_f \sigma_{ao} \quad , \quad \sigma_m \leftarrow \sigma_{mo}$$

در مدول موارد از آنجاکه تحمل آنها در بارگذاری خستگی خیلی کم است (یک کیس)
معمولاً در کاربردهای با بارندگی استفاده نمی شوند. با این حال تئوری زیر تقریباً

LearnElement.ir

متداول ترین تئوری برای طراحی آنهاست :



در واقع این تئوری نشان می دهد که مواد ترد که بارگذاری نوسانی تا $\sigma_m = S_e$ حالت ناصیه این به تنش ثابت شکاری ندارند

تکمیل خستگی در حضور بارگذاریهای ترکیبی

اگر بارگذاری ترکیبی از بار خشی، کششی ... باشد، چاره، این است که با یک تئوری ارزش تنش معادل دل مایز را حساب کرده، و بقیه تکمیل را براساس آن انجام دهیم :

$$\text{Axial} \rightarrow \quad (\sigma_a)_A = K_f (\sigma_{A_0})_A$$

$$(\sigma_m)_A = K_f (\sigma_{m_0})_A$$

$$\text{Bending} \rightarrow \quad (\sigma_a)_B = K_f (\sigma_{a_0})_B$$

$$\text{Torsion, Shear} \rightarrow \quad (\tau_a)_T = K_f (\tau_{a_0})$$

$$(\tau_m)_T = K_f (\tau_{m_0})$$

LearnElement.ir

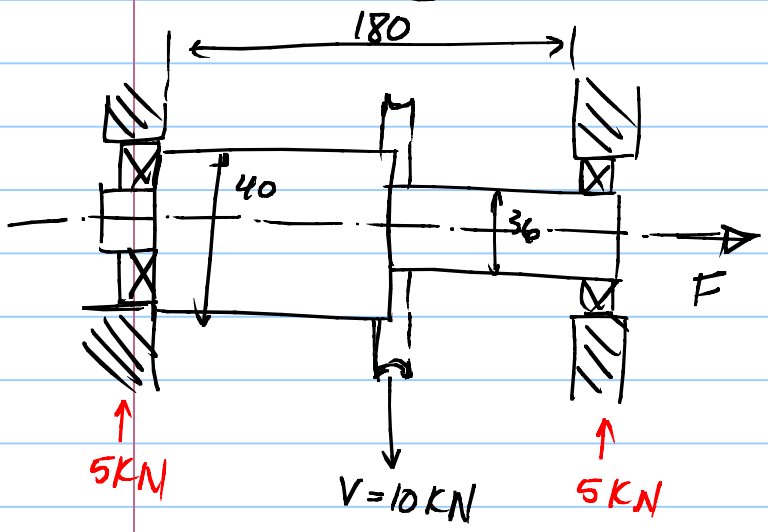
$$\sigma_a' = \left[\left[(\sigma_a)_B + \frac{(\sigma_a)_A}{0.85} \right]^2 + 3(\tau_a)_T^2 \right]^{1/2}$$

$$\sigma_m' = \left[\left[(\sigma_m)_B + (\sigma_m)_A \right]^2 + 3(\tau_m)_T^2 \right]^{1/2}$$

LearnElement.ir

* اصلاحیه : ضریب اندازه k_b در شرائطی که بارگذاری محوری باشد مساوی یک است *

مثال :



ضریب اطمینان شافت روبرو در مقابل بارگذاری استاتیکی و نوع شافت می باشد کنید

قابلیت اطمینان = 90٪

C_f = 97٪ ، شافت با تراشکاری ساخته شده ، S_{ut} = 620 , S_y = 500 Mpa

a) $F=0$ ، ضریب اطمینان استاتیک و خستگی = ؟

مقطع حاصل سر پله و بارگذاری موثر خمش خواهد بود

$$M_{max} = \frac{5(10^3) \times 90}{1000} = 450\ N.m$$

$$\sigma_{max} = \frac{Mc}{I} = \frac{M\frac{d}{2}}{\frac{\pi d^4}{64}} = 98.2\ Mpa$$

ضریب تمرکز تنش K_t :

$$A_15_9 \rightarrow \begin{cases} \frac{r}{d} = 0.027 \quad (0.025 - 0.03 \text{ مقدار متداول}) \\ \frac{D}{d} = 1.4 \end{cases}$$

برای استیل (جدول 6.20): $S_e' = 0.5 S_{ut} = 0.5(620) = 310 \text{ Mpa}$

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_e'$$

شرایط سطح - ماشینکاری $\rightarrow$ $k_a = 4.51 (620)^{-0.265} = 0.82$

قطعه دوار با مقطع دایره $\rightarrow$ $k_b = 1.24 (36)^{-0.107} = 0.84$

36 = قطر بحرانی

بارگذاری خمشی $\leftarrow$ $k_c = 1$

دمای کاری در حد اتاق منظور شده $\leftarrow$ $k_d = 1$

ضریب اطمینان: 90%

جدول $R = 90\% \Rightarrow z_a = 1.288$

$$\Rightarrow k_e = 0.897 \simeq 0.9$$

سایر اثرات $\leftarrow$ $k_f = 1$

$$S_e = 0.82 (0.84) 0.9 (310) = 191.5 \text{ Mpa}$$

ضریب تمرکز تنش خمشی: $k_t = 2.1$

حساسیت برشی q: جدول 6.20 $\begin{cases} S_{ut} \simeq 0.6 \text{ Gpa} \\ r \simeq 1 \text{ mm} \end{cases} \Rightarrow q = 0.75$

$$\Rightarrow k_f = 1 + 0.75 (2.1 - 1) = 1.82$$

LearnElement.ir

استاتیک : $n_{sf} = \frac{S_y}{K_f \sigma_{max}} = \frac{500}{2.1(98.2)} = 2.42$ ←

خستگی : $K_f \sigma_a = 1.82(98.2) = 178.7 \text{ Mpa} < S_e = 191.5$

$\Rightarrow$ عمر بی‌نهایت $\rightarrow \left(n_{sf}\right)_f = \frac{S_e}{K_f \sigma_a} = 1.07$

در نتیجه ضریب اطمینان در خستگی پایین‌تر است که نشان می‌دهد قطعه در صورت افزایش بار در اثر خستگی خواهد شکست.

b) فرض کنید $V = 5 \text{ KN}$, $F = 70 \text{ KN}$ = Const.

$$\sigma_m = \frac{F}{\frac{\pi d^2}{4}} K_f = 1.82 \frac{70(10^3)}{\frac{\pi}{4}(0.036)^2} = 125 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_a = K_f \cdot \frac{98.2}{2} = 89.4 \text{ Mpa}$$

Soderberg : $\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n} \Rightarrow \frac{89.4}{191.5} + \frac{125}{500} = \frac{1}{1.4}$

$$n = 1.4$$

Langer : $\frac{\sigma_a}{S_y} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n} \rightarrow n = 2.33$

Goodman : $\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \rightarrow n = 1.5$

LearnElement.ir

ASME: $\left(\frac{n\sigma_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{n\sigma_m}{S_y}\right)^2 = 1 \Rightarrow n = 1.89$

Gerber:

$$\frac{n\sigma_a}{S_e} + \left(\frac{n\sigma_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1 \Rightarrow \frac{n\ 89.4}{191.5} + \left(\frac{n\ 125}{620}\right)^2 = 1$$

$$\Rightarrow n = 1.9$$

* در مدود اثر تمرکز تنش در حالت استاتیک و یا در σ_m در مقادیر چکش خوار

در این در بس چدنی $K_f\sigma_{max}$ و یا $K_t\sigma$ از S_y بیشتر و از S_{ut} کمتر باشند (به فرض اینکه تغییر هندسه قطعه در اثر کرنش پلاستیک هم نباشد) از ضریب تمرکز صرفنظر می‌کنیم در نتیجه

$K_t = K_f = 1$

LearnElement.ir

تئوریهای جمع آثار خستگی

اگر قطعه تحت بار σ_{1a} برای n_1 سیکل قرار گیرد مقداری از تحمل خستگی روی آن جمع می‌شود و در نتیجه عمر آن برای باربرداریهای بعدی کمتر از یک قطعه‌ای که دست نخورده خواهد بود.

تئوری مایز Miner

$$\sum \frac{n_i}{N_i} = C$$

n_i : تعداد سیکل تحت بارگذاری σ_i

N_i : عمر قطعه دست نخورده اگر تحت بار σ_i قرار گیرد

$C = 0.7 \sim 2.2$ که برای فولادها بصورت تقریبی $C \cong 1$

مثال : عمر قطعه با مشخصات زیر را بدست آورید

$S_u = 800\ Mpa$, $S_e = 300\ Mpa$, $\sigma_1 = 400\ Mpa$

$$S_f = aN^b \qquad b = -\frac{1}{3}\log\frac{fS_u}{S_e} \qquad f \simeq 0.9$$

$$= -\frac{1}{3}\log\frac{0.9(800)}{300} = -0.127$$

$$a = \frac{(fS_u)^2}{S_e} = \frac{(0.9\times800)^2}{300} = 1730\ Mpa$$

$$N = \left(\frac{400}{1730}\right)^{1/-0.127} = 12.2\times10^3$$

LearnElement.ir

حال اگر این قطعه با نرخ کار 100 بار در دقیقه بارگذاری شود، و پس از یک روز کاری (۸ ساعت) بار آن به $\sigma_2 = 350$ تغییر کند، عمر باقیمانده چقدر است؟

$$n_1 = 8(60)100 = 48\,000$$

برای بارگذاری دوم، ابتدا N_2 را بدست می‌آوریم

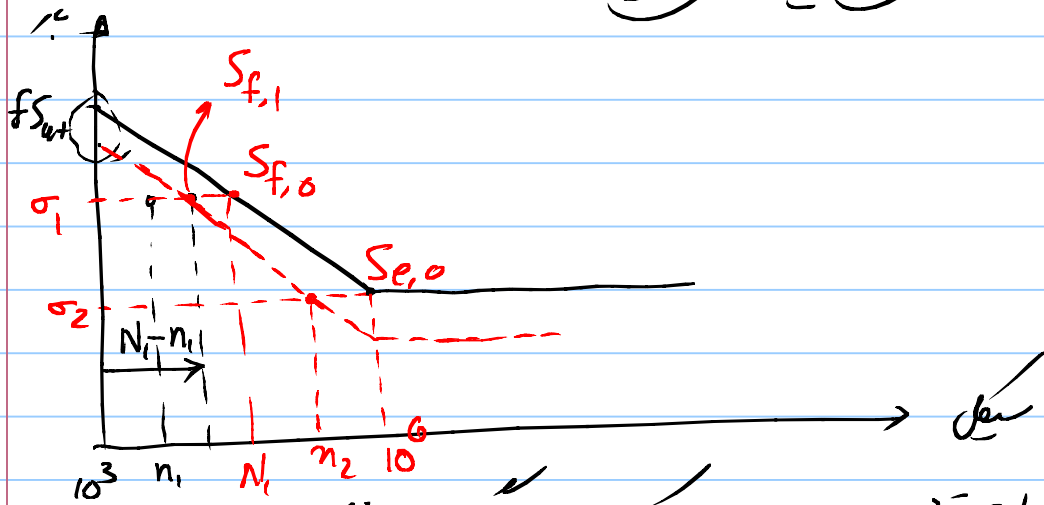
$$\sigma_2 = aN_2^{b} \Rightarrow N_2 = \left(\frac{350}{1730}\right)^{\frac{1}{-0.127}} = 296 \times 10^3$$

$$\Rightarrow \text{خطی} \Rightarrow \frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} = 1 \Rightarrow \frac{48}{102} + \frac{n_2}{296\times10^3} = 1$$

$$\Rightarrow n_2 = 157 \times 10^3 \text{ سیکل}$$

* تئوری خطی برای تحلیل High Cycle استفاده می‌شود

* ترتیب بارگذاری در این تئوری اهمیتی ندارد.



نتیجه: طبق تئوری خطی پالمگرین در یک دوره بارگذاری تنشی عمر به کمتر یا بیشتر

LearnElement.ir

شیفت می‌کند. برای اثبات این قضیه یک بارگذاری دوم مانند σ_2 را در نظر می‌گیریم

$$\hookrightarrow \frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} = 1 \Rightarrow n_2 = N_2\left(1 - \frac{n_1}{N_1}\right) \quad (*)$$

که در اینجا n_2 عمر به‌دست‌آمده تقاطع و

N_2 عمر تقاطع (که کجاست) است.

$\Leftarrow$ پس نمی‌عمر با بردار $\begin{pmatrix}\sigma_2\\ n_2\end{pmatrix}$ بدست آمد

$$S_f = a N^{b'} \Rightarrow \log S = \underline{b'} \log N + \log a$$

شیب نمی‌عمر

$$b' = \frac{\log \sigma_2 - \log \sigma_1}{\log n_2 - \log(N_1 - n_1)} = \frac{\log \sigma_2/\sigma_1}{\log \frac{n_2}{N_1 - n_1}} \overset{(*)}{=} \frac{\log \sigma_2/\sigma_1}{\log \frac{N_2(1-\frac{n_1}{N_1})}{N_1 - n_1}}$$

$$= \frac{\log \sigma_2/\sigma_1}{\log N_2/N_1} \quad \begin{pmatrix} N_1 = \left(\frac{\sigma_1}{a}\right)^{1/b} \\ N_2 = \left(\frac{\sigma_2}{a}\right)^{1/b} \end{pmatrix} = \frac{\log \sigma_2/\sigma_1}{\log \left(\frac{\sigma_2}{\sigma_1}\right)^{1/b}}$$

$$= \frac{1}{1/b} = b \Rightarrow$$

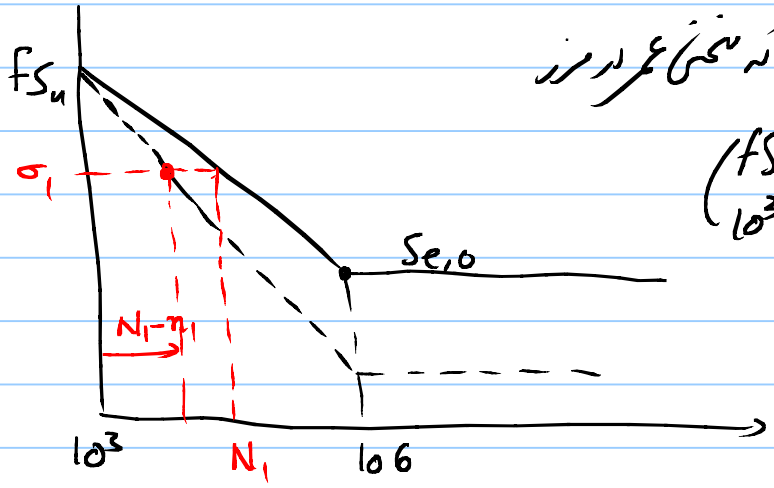
شیب نمی‌عمر تغییر نمی‌کند

* طبق این تئوری، نمی‌عمر شیفت نمی‌یابد در صورتی که عمر تقاطع در کاسیکل دیگر نیز عوض می‌شد. درحالی که طبق نتایج تجربی جمع آثار خستگی در ناحیه عمر کم و زیاد همچنین در اسکوا استیک بسیار ناچیز است.

LearnElement.ir

در نتیجه برای رعایت ترکیب بارگذاری و همچنین بالابردن دقت در بازه‌های نزدیک fS_{ut}

از تئوری سعدی (مانسون) استفاده می‌کنیم. (همچنان فقط برای High Cycle)



در این تئوری فرض می‌شود که بخشی عمر در مرز $\left(\begin{matrix} fS_{ut} \\ 10^3 \end{matrix}\right)$ Low cycle تغییر نمی‌کند

برای بقیه آن دوران شیب

جدید بخشی عمر، در نظر

گرفته می‌شود $\left(\begin{matrix} fS_{ut} \\ 10^3 \end{matrix}\right)$, $\left(\begin{matrix} \sigma_1 \\ N_1 - n_1 \end{matrix}\right)$ که این بخشی از

$$\Rightarrow \quad b' = \frac{\log fS_{ut} - \log \sigma_1}{\log 10^3 - \log (N_1 - n_1)}$$

مثال قبل با یک تئوری مانسون:

$\sigma_1 = 400, \quad N_1 = 102 \times 10^3,$

$n_1 = 48000$

$$\Rightarrow \quad b' = \frac{\log (0.9)700 - \log 400}{3 - \log (102 - 48) 10^3} = -0.147 \Rightarrow S_f = aN^{b'}$$

$$S_f = 1730\, N^{-0.147}$$

$$\sigma_2 = 350\ Mpa \Rightarrow N_2 = \left(\frac{350}{1730}\right)^{\frac{1}{-0.147}} = 52600$$

LearnElement.ir

طبق تئوری مانکن عمر در صدد $\frac{1}{3}$ پایه تئوری مانیز بهبود آمد.

پایان بخش اول درس

بخش دوم — طراحی اجزای ماشین

طراحی شافتهای دوار :

محدودیت قدرت از پرکاربردترین مقولات ماشین آلات است عمرتا مدیل اینکه توان مکانیکی تقدیرت دوران با هزینه نسبتاً کمتر تولید می شود.

مثال : موتور اگزوز - موتور دوران سند (همگی توان را تقدیرت دوران تحویل می دهند)

فلاحظات غیر استحکام در طراحی واستقا دلالت شافت :

۱- کنترل یا تکان بندی : جنبه‌ای لصب شافت روی یاتاقانها طوری مدیل دوران اصطکاک تکلیف دوران داشته باشد

LearnElement.ir

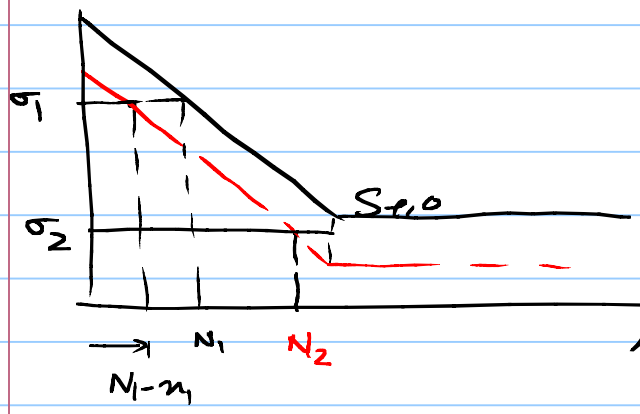
۲- نحوه نسبت قطعات روی شافت: چگونگی نصب قطعاتی مانند
چرخ دنده، پولی، چرخ زنجیر و ...

۳- نحوه اتصال دو شافت به هم (کوپلینگ)

LearnElement.ir

توضیح در مورد تئوری‌های ماینر و مانسون

همه‌ی این تئوری‌ها نسبت به بار کمتر از $S_{e,0}$ که در ابتدای دوره بارگذاری اعمال شود بی‌تفاوت هستند یعنی هیچ تخریبی را در نظر نمی‌گیرند. اگر اول بار $\sigma_1 > S_{e,0}$ وارد شده باشد و سپس $\sigma_2 < S_{e,0}$ وارد شود ممکن است عمر زیاد کند.



تئوری تئوری ماینر ←

اگر اول σ_1 و سپس σ_2 وارد شد عمر قطعه از N_2 بیشتر نمی‌تواند باشد

اگر اول σ_2 وارد شود هیچ ماینری برای آن عمر ندارد و می‌تواند به هر تعداد اعمال شود و سپس σ_1 اعمال گردد. این موضوع با فرض تئوری ماینر در تناقض است که گفته شد ترتیب بارگذاری مهم نیست.

در شکل در صورتی که بارگذاری با مقادیر کمتر از $S_{e,0}$ کار کنیم بهتر است از مانسون استفاده کنیم که دقیقاً ترتیب بارگذاری را در نظر می‌گیرد

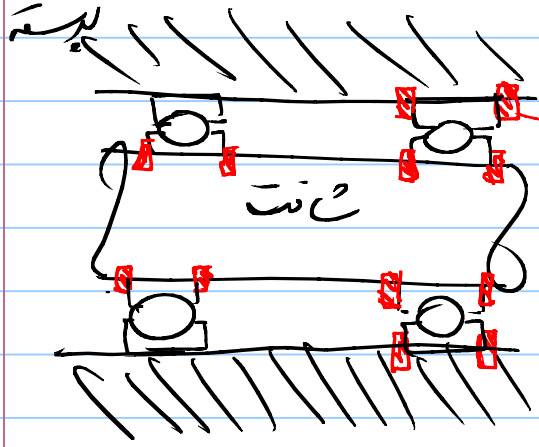
LearnElement.ir

مراحل طراحی شافت
- تعیین ابعاد برای استحکام و محکمی و مقدور نبودن
- تثبیت قطعات روی شافت
- تثبیت شافت روی بلبرینگ (یاتاقان)

تثبیت شافت روی بلبرینگ

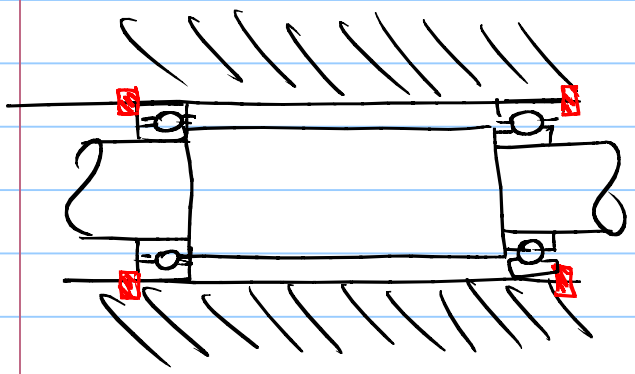
شافت نسبت به یاتاقانها و بلبرینگ باید تثبیت محوری شود

مثال



نکته: تثبیت شافت به بلبرینگ باید با حداقل قیود انجام شود زیرا غیر اینصورت باعث ایجاد بار محوری روی یاتاقانها شده و منجر به تخریب زودرس آنها میشود

تثبیت بگمگ پیچ



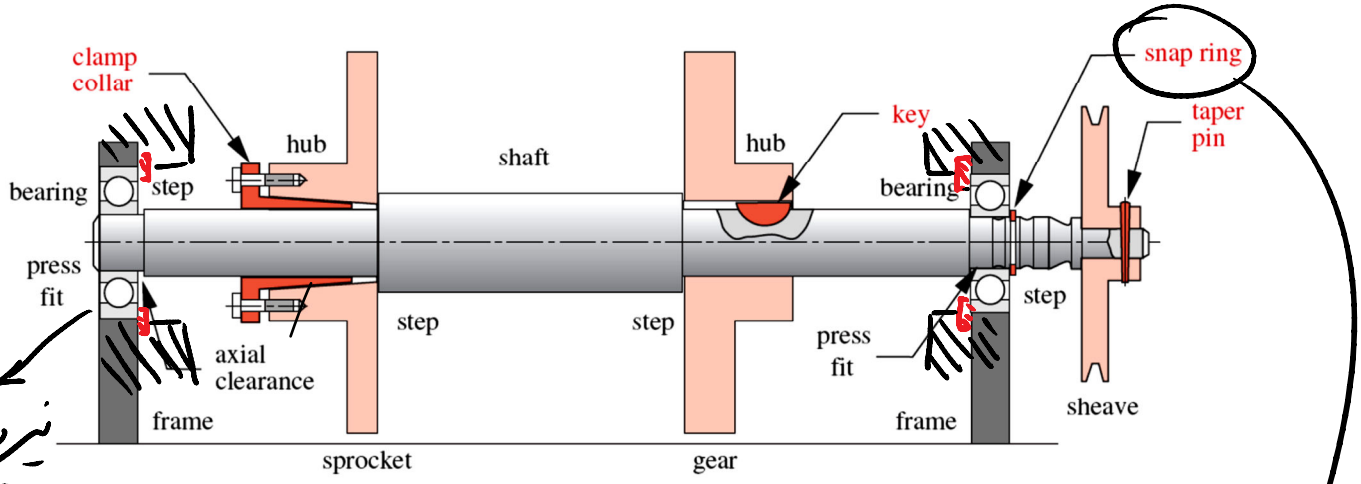
LearnElement.ir

بنام خدا

طراحی اجزا ۱

مدرس: سعید بهزادی پور

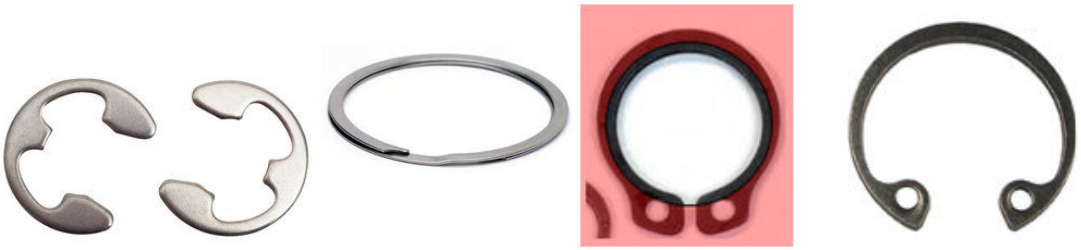
روشهای تثبیت اجزا روی شفت



تثبیت محوری

۱. پله

۲. خار فنری



E-style | خار فنری حلقوی | خار فنری ساده

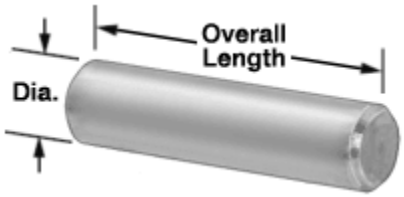
LearnElement.ir



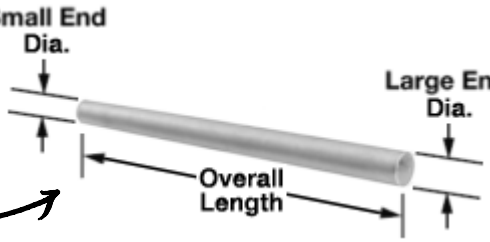
ابزار نصب خار فنری

۳. پین

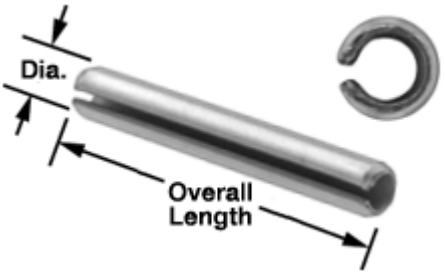
پین ساده



پین مخروطی

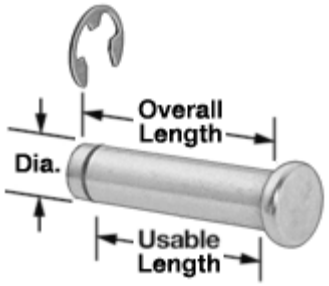


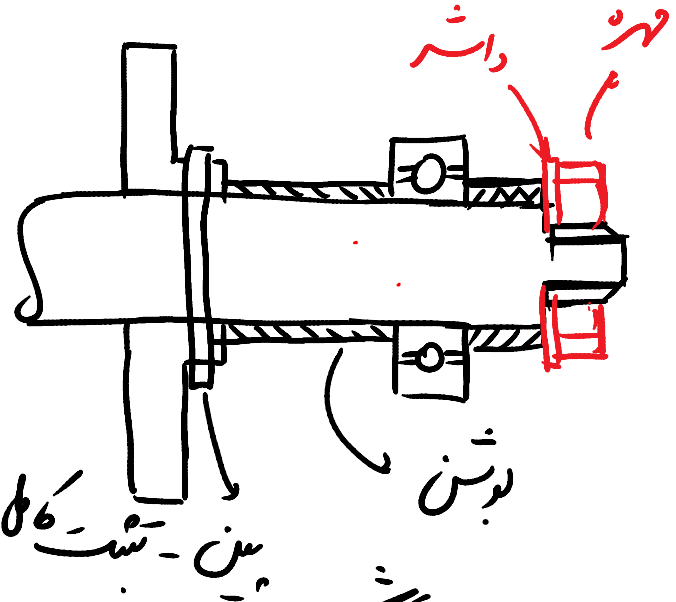
پین فنری



LearnElement.ir

- پین با خار فنری





٤. بوشن



٥. رزوه کردن انتهای شفت





برای باز نشدن مهره و پیچ در اثر ارتعاش از واشر فنری یا واشر مخروطی استفاده می شود

٦. پیچ تثبیت (set screw)



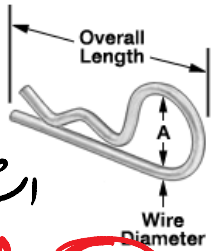
واشر فنری

انواع سری پیچ تثبیت



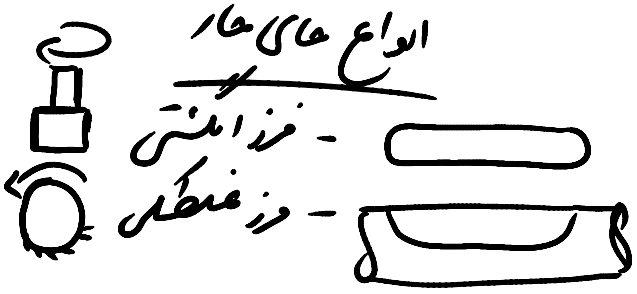
* معمولاً از دو یا سه پیچ تثبیت با توزیع زاویه‌ای یکسان روی ناف استفاده می‌شود

٧. اشپین (cotter pin)



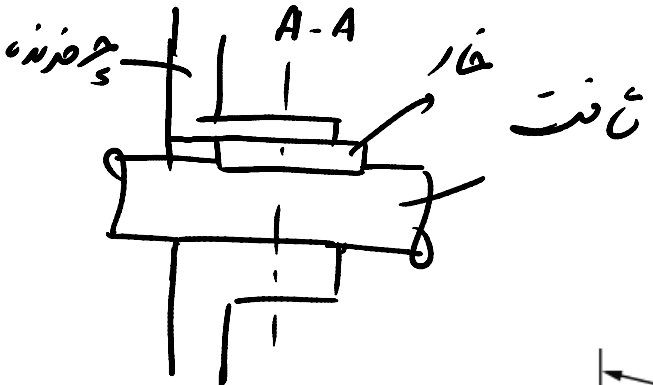


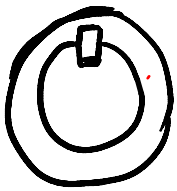
LearnElement.ir



۸. Shaft Collars تثبیت محوری



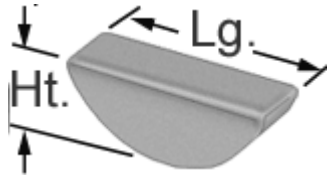


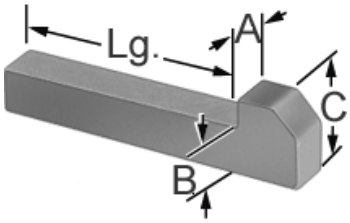


تثبیت دورانی

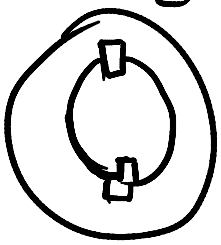
شکل‌های استفاده‌شده

۱. خارها









خار ناخنی خار گوه ای خار ساده

* در روند طراحی عرض خار را نمی‌توان تناسب مطلق انتخاب کرد و طول آن تناسب گشتاور نیروی برشی طراحی می‌گردد.

۲. هزارخار





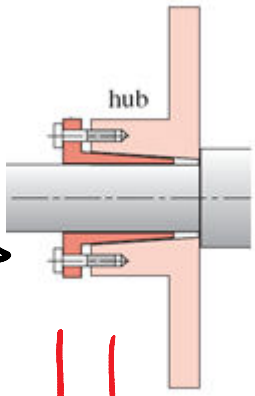
* جهت افزایش ظرفیت گشتاوری و نیز فضا برای بزرگ کردن ناف نداشته باشیم
* نیز قطعه روی محور حرکت خطی داشته باشد
* نیز گشتاور ضربه‌ای داشته باشیم

LearnElement.ir

۳. استفاده از سطوح مخروطی

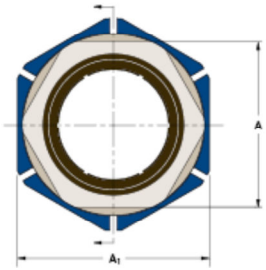
مثلا : استفاده از اثر گذره و نیروی اصطکاک زیاد

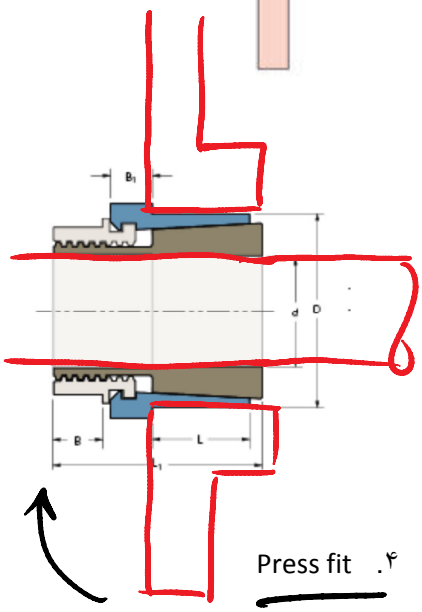
بیجها سه همزمان سفت شوند



مهره قفلی







۴. Press fit

* مسئله انبساری : چگونه میتوان مشکل عدم اطمینان در مدت عمر کمتری

قطعه را حل نمود ؟

با گرم کردن قطعه و سرد کردن شفت، قطعه را سوار کرد، پس از همدما شدن شفت و قطعه عمل سفت انجام میگیرد

- در مواردی که محدودیت شدید فضایی داشته باشیم استفاده
- امکان باز کردن قطعه بعد از صدمه دیدن تقریبا وجود ندارد

LearnElement.ir

بنام خدا

طراحی اجزا ۱

مدرس: سعید بهزادی پور

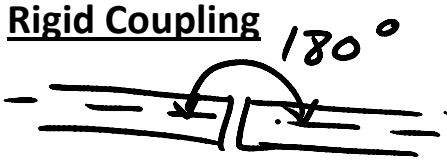
انواع کوپلینگ

چالشهای اصلی :

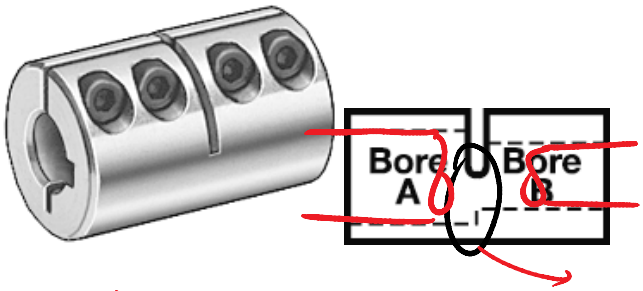
۱. همراستایی زاویه‌ای

۲. همراستایی محوری

Rigid Coupling

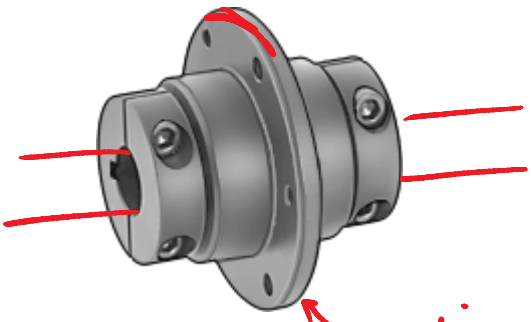


One-Piece Clamp-On Shaft Couplings



وجود این شیار باعث کاهش سختی شفت در این نقطه شده و اگر عدم همراستایی زاویه‌ای بین شافتها وجود داشته باشد، تغییر فرم در این ناحیه جذب می‌شود

One-Piece Mounting Flange Clamp-On Shaft Couplings

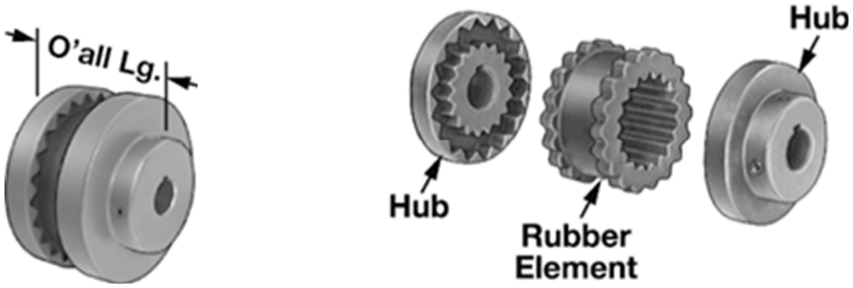


همان کوپلینگ نهایتاً توسط دو فلنج انجام می‌شود بین فلنجها جوری است که معمولاً نرم تراز شفت بوده و عدم هم محوریها را جذب کند

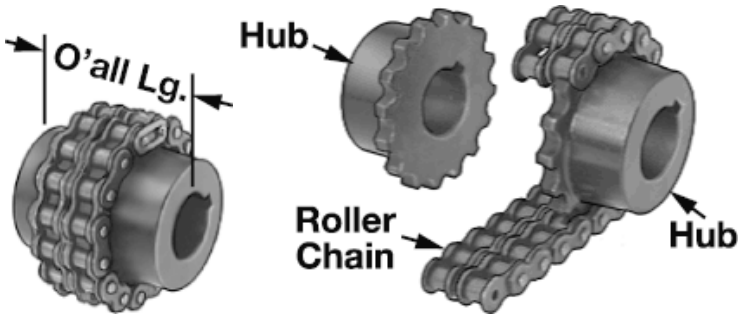
فلنج

Flexible Coupling

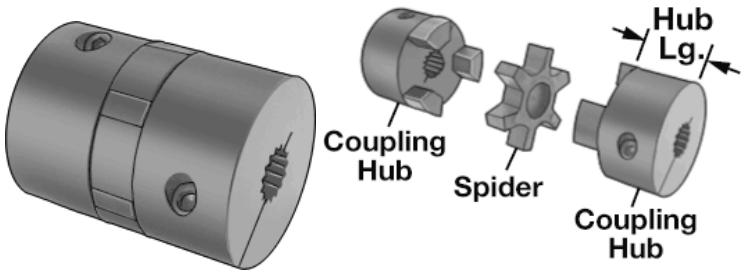
Multi-Flex Shaft Couplings



Roller-Chain Shaft Couplings

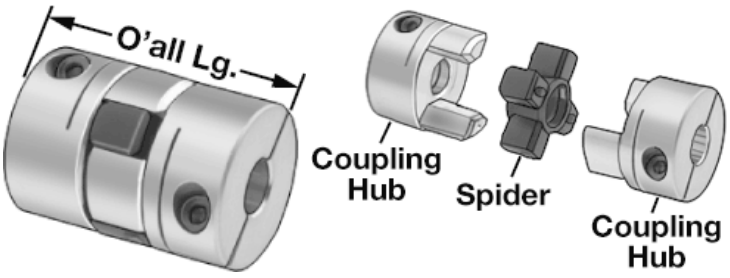


SAE-Splined Flexible Spider Shaft Couplings

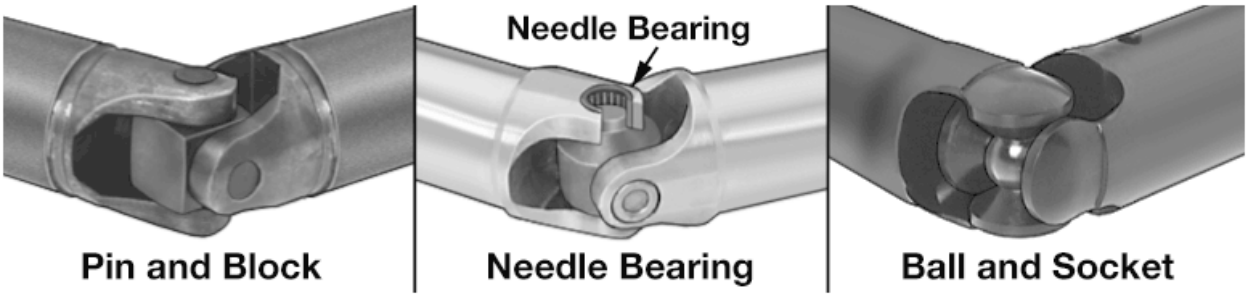


LearnElement.ir

Zero-Backlash Flexible Spider Shaft Couplings



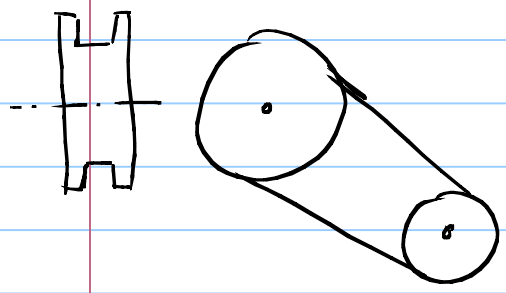
U-Joints



LearnElement.ir

تحلیل المان‌های شافت

۱- انواع بارگذاری روی شافت‌های دوار



الف - تسمه و پولی

شافت

- عدم نیاز به جهت محوری دقیق دو شافت

- سادگی - هزینه پایین

- اثر دمپینگ برای جذب لرزش‌ها

- امکان استفاده از شافت‌های دور از هم

از نقطه نظر طراحی شافت:

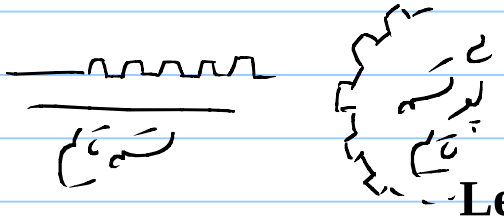
- نقطه یا روی شعاعی به شافت وارد می‌شود

- گشتاور پیچشی به شافت وارد می‌شود

* ظرفیت گشتاوری پولی تسمه تابع کشش تسمه و اصطکاک آن با پولی است

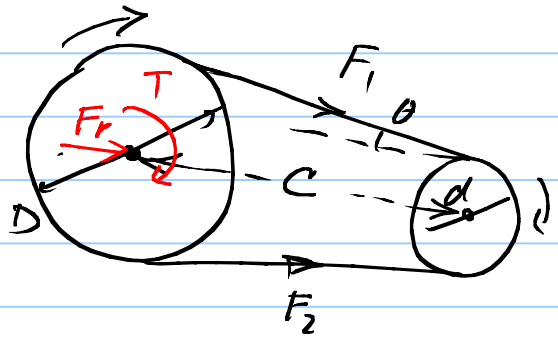
* درصدی که نیاز به ظرفیت بالا داشته باشیم (همچنین از سر خوردن تسمه روی پولی)

از تسمه تایم یا چرخ دنده استفاده می‌شود



LearnElement.ir

* مسئله امتیازی: چگونه می‌توان ایده تسمه را برای وقتی که پولی‌ها در یک صفحه نباشند تعمیم داد.



نیروی شعاعی:

$$F_r = (F_1 + F_2)\cos\theta$$

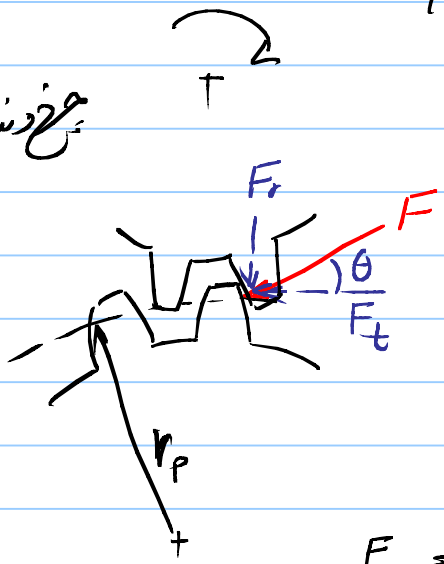
$$= (F_1 + F_2)\cdot \frac{C}{\sqrt{C^2 + \left(\frac{D-d}{2}\right)^2}}$$

گشتاور تسمه: $T = (F_1 - F_2)\frac{D}{2}$ (پولی محرک و پولی متحرک نباشد)

در حالت بازبودن گشتاور اتکا F_2 برابر صفر است

$$T = F_1 \frac{D}{2}$$ در نتیجه

چرخ دنده ساده



چرخ دنده:

θ زاویه فشار نامیده می‌شود

$\theta = 14^\circ, 20^\circ, 25^\circ$

$$F_r = F\sin\theta$$

$$F_t = F\cos\theta \Rightarrow T = r_p F\cos\theta$$

r_p شعاع دایره گام نامیده می‌شود

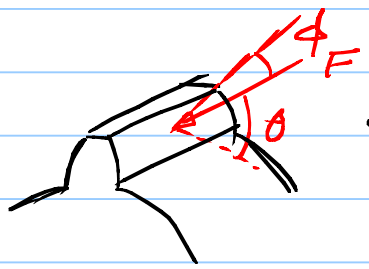
LearnElement.ir

* دقت کنید که F_r و F_t هردو باعث خمش در شافت میشوند

لذا در کیل خمش شافت بهتر است از مقدار F که بر آن اینرسی است

استفاده شود

چرخدنده هلیکال



ϕ : زاویه با محور شافت

که زاویه هلیکس نامیده میشود

θ : زاویه فشار

+ محور شافت

$$F_a = F \cos\phi$$

$$F_r = F \sin\phi \sin\theta$$

$$F_t = F \sin\phi \cos\theta$$

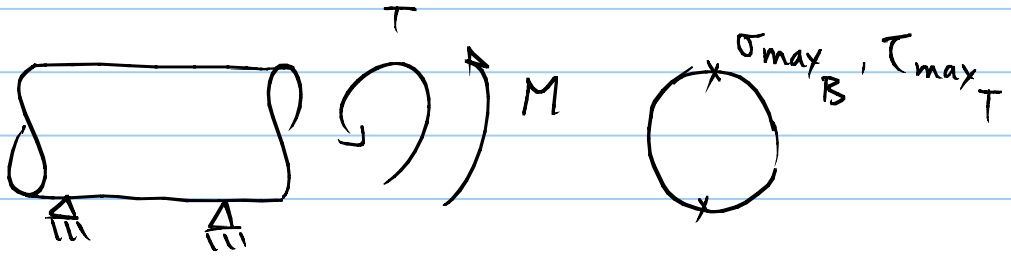
$$T = F_t \cdot r_p$$

۲. ملاحظات استحکامی در شافتهای با حرکت کم (شبه استاتیک)

اگر تعداد دفعات بارگذاری روی شافت از 1000 سیکل کمتر باشد

در اکثر موارد شافت را استاتیکی کیل میکنیم.

در شافت استاتیک یا شبه استاتیک از اثر تناوب بار در خستگی صرفنظر میشود



LearnElement.ir

$$\sigma_B = \frac{M d/2}{\frac{\pi}{64} d^4} = \frac{32M}{\pi d^3}, \quad \tau_T = \frac{T \cdot d/2}{\frac{\pi}{32} d^4} = \frac{16T}{\pi d^3}$$

حال با یکی از معیار های شکست آشنا می‌شویم

1. Tresca $\quad \tau_{max} \le S_{sy} \Rightarrow 2\tau_{max} \le S_y$



$$\Rightarrow \tau_{max} = \left[\left(\frac{\sigma_B}{2}\right)^2 + \tau_{max}^2 \right]^{1/2}$$

با جایگذاری در روابط بالا :

$$\left[\left(\frac{32M}{\pi d^3}\right)^2 + 4\left(\frac{16T}{\pi d^3}\right)^2 \right]^{1/2} \le S_y \quad \left(= \frac{S_y}{n_{SF}}\right)$$

برای حالتی $\rightarrow$ $\quad d = \left[\frac{32 n_{SF}}{\pi S_y} \sqrt{M^2 + T^2} \right]^{1/3}$

2. Von Mises

$$\sigma' = \left[\sigma_B^2 + 3\tau_T^2 \right]^{1/2} \le S_y \quad \left(= \frac{S_y}{n_{SF}}\right)$$

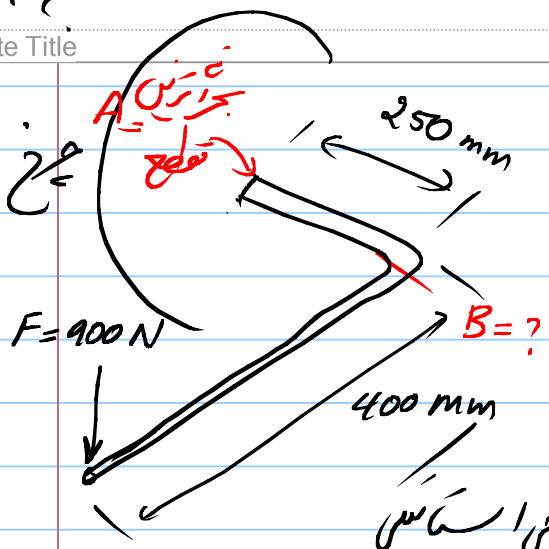
با جایگذاری $\Leftarrow$

$$d = \left[\frac{32 n_{SF}}{\pi S_y} \sqrt{M^2 + \frac{3}{4} T^2} \right]^{1/3}$$

LearnElement.ir

مثال : کمترین قطر مورد نیاز برای یک آچار چرخ

مطابق شکل روبرو چیست؟ (مقطع دایروی)



تعداد سیکل بارگذاری کمتر از ۱۰۰۰ بوده و لذا طراحی استاتیکی قابل قبول است.

نکته : روش ساخت معمولاً به روش آهنگری است (Forging)

فولاد ساخت آلیاژ مناسبی خواهد بود مثلاً St 45

St 45 → $S_y = 330$ Mpa

ضریب اطمینان $n = 2$

بحرانی‌ترین مقطع، مقطع A خواهد بود:

$T = 900(0.4) = 360$ Nm

$M = 900(0.25) = 225$ Nm

برای آلیاژ انتخاب اندازه شافت نیازمند یک تئوری شکست استاتیکی هستیم

ترسکا →

$$d_A = \left[\frac{32n}{\pi S_y}\sqrt{M^2+T^2}\right]^{1/3}$$

LearnElement.ir

$$d_A = \left[\frac{32(2)}{\pi(330\times10^6)} \cdot \sqrt{225^2 + 360^2} \right]^{1/3} =$$

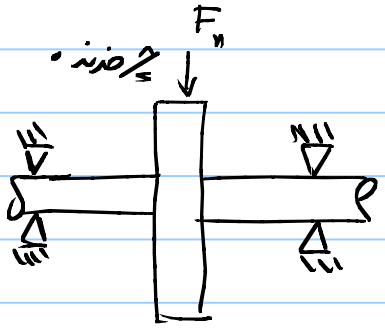
$$= 29.7 \text{ mm} \quad = 30 \text{ mm}$$

تمرین : d_A را براساس معیار انرژی نیز بدست آورید

محاسبات شافت متحرک :

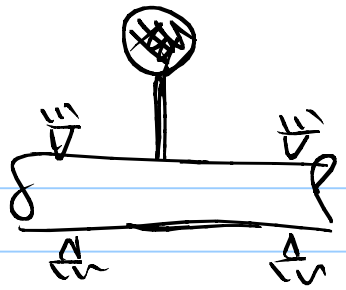
عوامل بارگذاری تغییر سرعت شافت

۱. گشتاور پیچشی که ممکن است براساس تغییر بودن بار در تغییر بودن گشتاور درگیری (مدکور اصطکاک داخلی) ثابت باشد



۲. گشتاور خمشی درصدد که شافت در آن گشتاور نیروهای F_t ، F_r بارندگی محسوب خواهند شد (مانند این است که شافت ثابت و این نیروها لنگر داشته باشند)

* اثر خستگی در این حالت باعث سه علت در شافت است



۳.

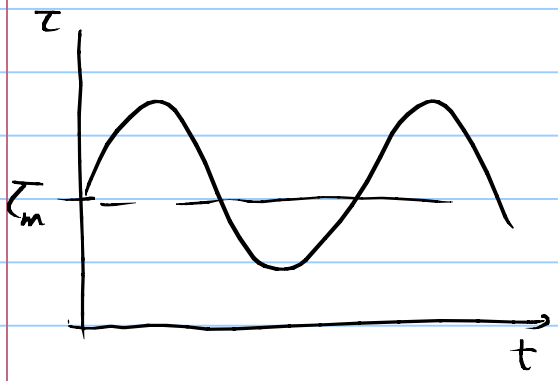
وجود جرم خارج مرکز روی شافت باعث بوجود آمدن بار خمشی

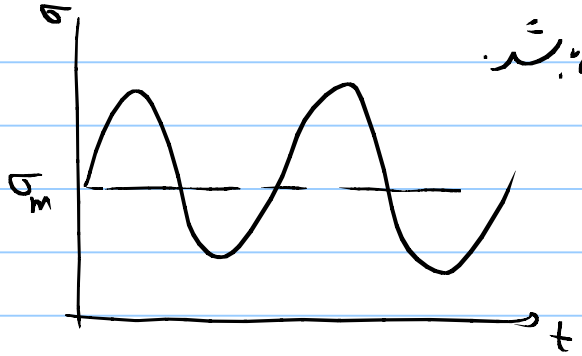
می‌شود که تابع سرعت شافت است ($m r \omega^2$) از این

بار گشتاور خمشی نوسانی ایجاد می‌کند چرا که بهر ازای شافت در حال

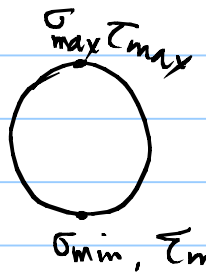
دوران است. (σ_m تکلیه می‌کند آنا $\sigma_a = 0$)

در حالت کلی هر مقطع شافت تحت بارگذاری پیچشی (ثابت یا متغیر) و خمشی (ثابت یا متغیر)





می‌باشد.



با فرض قطع دایروی نقاط بحرانی مقطع

در تنش (نرمال و برشی) در صورت

(استاتیکی و نوسانی) در مقطع شافت موجودند، لذا نیاز به یک تئوری

برای ترکیب تنشهای نرمال و برشی و یک تئوری شکست برای ترکیب بار

LearnElement.ir

استاتیک و مقاومت را بلدیم.

برای تئوری اول از انرژی استفاده می‌کنیم.

$$\sigma_a = K_f \frac{M_a c}{I} \qquad \tau_a = K_{fs} \frac{T_a c}{J}$$

$$\sigma_m = K_f \frac{M_m c}{I} \qquad \tau_m = K_{fs} \frac{T_m c}{J}$$

تئوری انرژی → $\sigma_a' = \left(\sigma_a^2 + 3\tau_a^2\right)^{1/2}$

$$\sigma_m' = \left(\sigma_m^2 + 3\tau_m^2\right)^{1/2}$$

برای تئوری دوم نیاز به تئوری شکست خستگی هستیم

1. Soderberg:

$$\frac{\sigma_a'}{S_e} + \frac{\sigma_m'}{S_y} = \frac{1}{n}$$

اگر σ_a'، σ_m' را از روابط بالا جایگذاری کنیم می‌توانیم d را به دست آوریم

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left[\frac{1}{S_y} \left(4K_f^2 M_m^2 + 3K_{fs}^2 T_m^2\right)^{1/2} + \frac{1}{S_e} \left(4K_f^2 M_a^2 + 3K_{fs}^2 T_a^2\right)^{1/2} \right] \right\}^{1/3}$$

LearnElement.ir

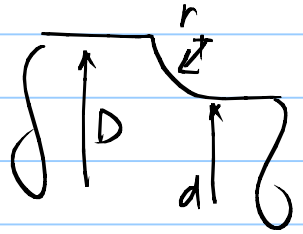
DE + ASME ⇒

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left[4\left(\frac{K_f M_a}{S_e}\right)^2 + 3\left(\frac{K_{fs} T_a}{S_e}\right)^2 + 4\left(\frac{K_f M_m}{S_y}\right)^2 + 3\left(\frac{K_{fs} T_m}{S_y}\right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

در روابط بالا K_f ، K_{fs} تابع d (و برای شفت‌های هندسی ثابت) هستند درحالیکه ما هنوز d را در دست نداریم. لذا این روند برای مقدار d را حدس زده و K_f و K_{fs} را حساب کنیم و سپس از رابطه بالا استفاده نمائیم. درصورت اختلاف بزرگ بین مقدار حدس زده شده و d بدست آمده، روند را تکرار می‌کنیم.

ضرائب تمرکز تنش در شفت:

پله ①



A-15 : 7, 8, 9

تخمین اولیه برای شروع (K_f, K_{fs}) (K_t, K_{ts})

$\frac{r}{d}$	خمشی	پیچشی	بارمحوری
0.02	2.7	2.2	3
0.1	1.7	1.5	1.9

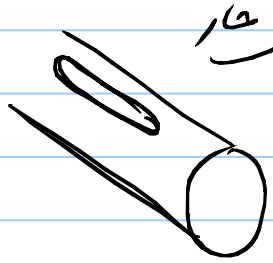
پرچ ②

A-15 : 10, 11, 12 :

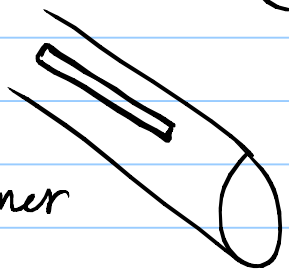


LearnElement.ir

③ جارو خار

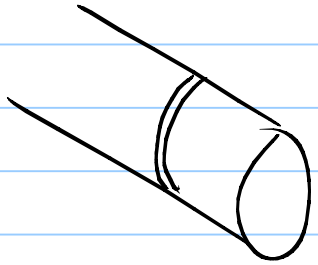


خشن	پیش	محدب	فرز انگشتی End mill
2.2	3	—	



			فرز غلطکی Sled runner
1.7	1.7	—	

④ خار تراشی

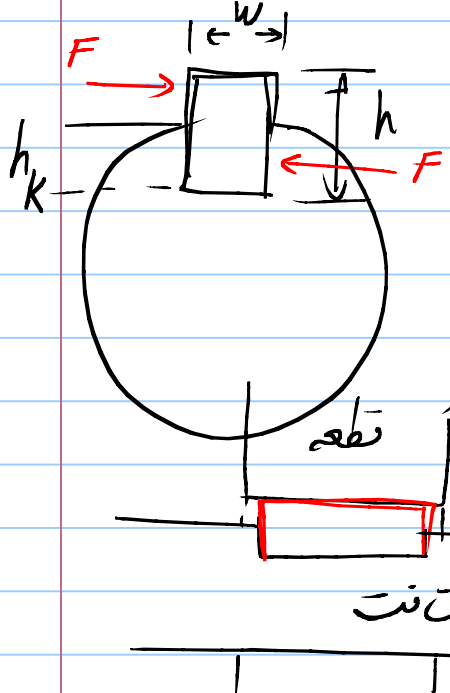


A-15, 16, 17

مقادیر تیزی

خشن	پیش	محدب
5	3	5

تمرین: روابط طراحی d در معدن F_a (و البته پیچ مقش) را به دست آورید



طراحی ابعاد خار:

(w,h)

برای تعیین ابعاد خار، بسته به قطر شفت از جدول 7.6 و 7.7 استفاده می‌کنیم. برای طول خار

LearnElement.ir

برای طراحی خار در سناریوی تکست وجود دارد:
۱. برش خار
۲. لهیدگی جای خار

۱. برش:

$$\tau = n_s \cdot \frac{F}{w \cdot L_2} \Rightarrow L_1 = \frac{4Tn}{dwS_y}$$

$$\left(\tau < S_{sy} = \frac{1}{2} S_y\right)$$

L_1 طول حداقل برای جلوگیری از برش خار (S_y مربوط خار)

۲. لهیدگی:

$$\sigma = n_s \cdot \frac{F}{h_k \cdot L_4} < S_y \Rightarrow L_4 = \frac{2T \cdot n}{h_k d S_y}$$

L_4 طول حداقل برای جلوگیری از لهیدگی (S_y مربوط به شفت)

* h_k در بعضی از کاتالوگ‌ها مقدار h_k داده می‌شود در غیر اینصورت

$$h_k = \frac{1}{2} h$$

* ۳: برای پایداری تماس شفت $L_3 \geq d$

$$L = \max(L_1, L_2, d)$$

LearnElement.ir

جلسه ۲۰

طراحی اجزاء ۱

Note Title 30/04/2012

ضریب اطمینان

در اکثر موارد ضریب اطمینان در روی سفله است که براساس کاربرد کل ماشین تعیین می‌گردد و غیر امکان‌پذیر است می‌توان از قاعده سرانگشتی زیر استفاده نمود

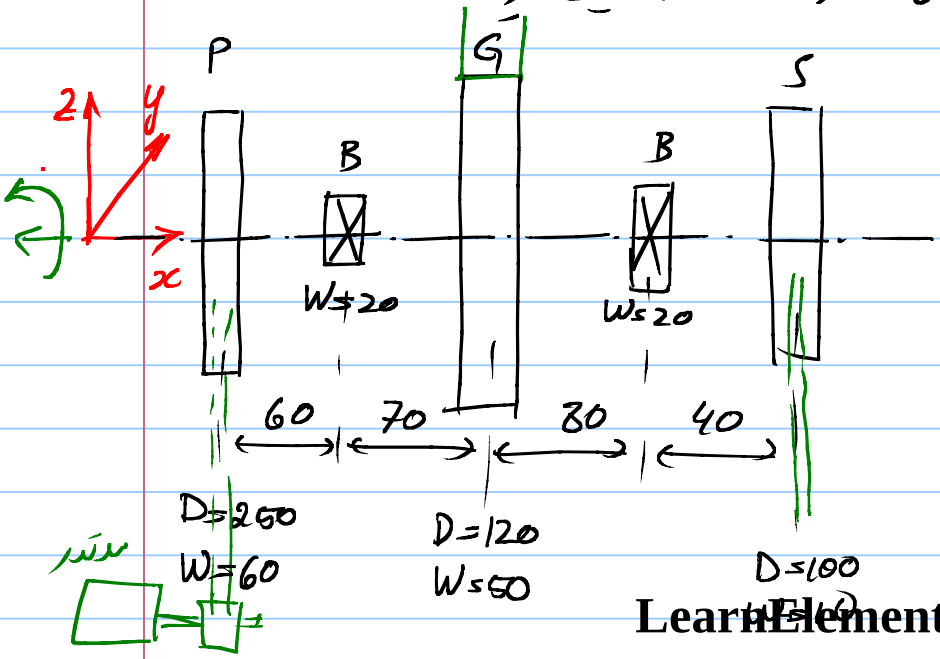
نوع بارگذاری	n
بارهیچ یکنواخت	1.5
" متغیر با ضربه ملایم	2 - 2.5
" " با ضربه شدید	3 - 4.5

مثال: ماشین‌آلات نساجی، ماشین‌آلات همزن خمیر، ...

مثال: آسیاب سنگ

مثال :

برای یک ماشین ساخت قوطی کنسرو شش فکی، آرایش زیر داده شده است

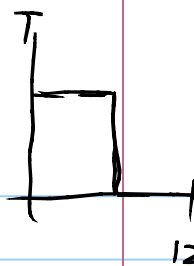


توان ورودی ماشین از پولی محرک 11 kW و در دور 720 rpm گرفته می‌شود

بازده ماشین 60٪ توان ورودی است که صرف تغییر شکل قوطی می‌شود

از چرخ دنده خارجی استفاده شده است

LearnElement.ir



ماکزیمم
گشتاور دورانی لحظه‌ای که 40٪ توان خروجی موتور را تولید می‌کند و با سرعت 2 دقیقه از چرخ زنجیر خارج می‌شود

جنس پولی از آلومینیم $S_y = 100, S_{ut} = 180\ mpa$

جنس دنده از VCL 140 $(S_y = 550, S_{ut} = 800 mpa)$

جنس شافت CK 45 $(S_y = 370, S_{ut} = 630\ "\ )$

سطح شافت با تراشکاری (ابزار) می‌شود و جای خارها با فرز انگشتی زده می‌شوند

زاویه فشار در چرخ دنده (ساده) 20°

حل:

ضریب اطمینان: $n = 3$ با کمی به نرمی سنگ زیاد گشتاور بیشتر ادرشافت.

۱. می‌سه گشتاورها و نیروها (چرخ دنده، پولی، چرخ زنجیر)



$$T_P = \frac{11000\ J/s}{720\left(\frac{2\pi}{60}\right) rad/s}$$

$$= 145.9\ Nm$$

برای نیروی روی شافت باید فرض کنیم که بیش کشش آن بیش از حد مورد نیاز نباشد $\leftarrow$

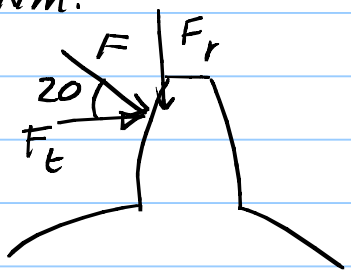
$$F = \frac{T_P}{P} = \frac{2T_P}{D}$$ (در لحظه انتقال گشتاور ماکزیمم T_P)

$$= \frac{2(145.9)}{0.05} = 1167\ N\ (-\hat{k})$$

LearnElementir

$T_G = 0.6\, T_p = 0.6(145.9)$: چرخ‌دنده

$= 87.5$ Nm.



$T_G = F_t \cdot \frac{D_G}{2} \Rightarrow$

$F_t = \frac{2T_G}{D_G} = \frac{2(87.5)}{0.12} = 1458\,(-\hat{j})$

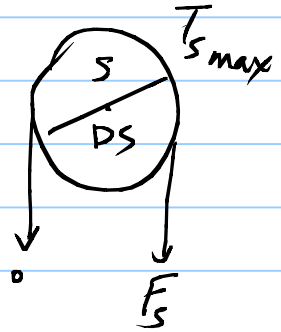
$\frac{F_r}{F_t} = \tan 20^\circ \Rightarrow F_r = F_t \tan 20^\circ$

$= 1458(\tan 20) = 530.8\,N\,(-\hat{k})$

: محور زنگ

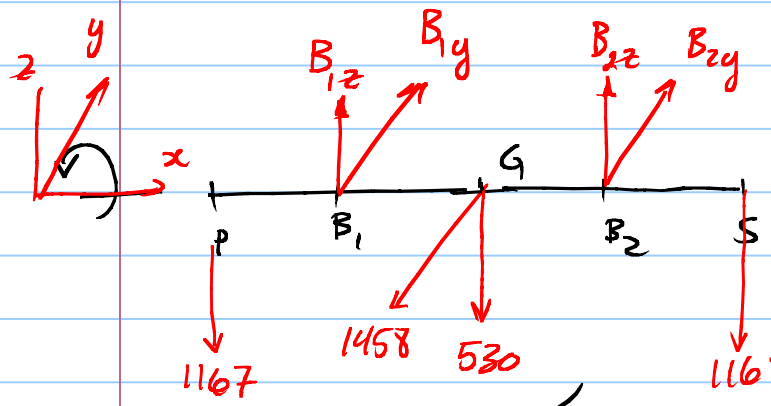
$T_{S_{max}} = 0.4\, T_p = 58.4$ Nm

$T_{S_{min}} = 0$ $\left(T_{Sm} = \frac{58.4}{2}\text{ Nm},\ T_{Sa} = \frac{58.4}{2}\text{ Nm} \right)$



$T_S = F_S \cdot \frac{D_S}{2} \Rightarrow F_S = \frac{2T_S}{D_S} = \frac{2(58.4)}{0.1}$

$F_S = 1168\,N\,(-\hat{k})$



محاسبه عکس‌العمل یاتاقان‌ها

$\sum F_z = 0$, $\sum F_y = 0$

$\sum M_y = 0$, $\sum M_z = 0$

از حل چهار معادله چهار مجهول یاتاقان‌ها

LearnElement.ir

$B_{1z} = 1605\ N,\quad B_{1y} = 778\ N,\quad B_{2z} = 1260\ N,\quad B_{2y} = 680\ N$

۲. طرح جانمایی شافت:

پولی: تبدیل محرکه: پله، رزوه، واشر، مهره

مواد اولیه: فولاد

یاتاقان‌ها: تبدیل محرکه: پله از یک طرف + بوش و واشر از طرف دیگر

چرخ‌دنده: مواد محرکه: پله از یک طرف + بوش و واشر از طرف دیگر

مواد اولیه: فولاد

چرخ زنجیر: مواد محرکه: پله، رزوه، واشر، مهره

مواد اولیه: فولاد

شکل جانمایی نهایی بعد از تعیین مقاطع حاصل خواهد شد (صفحه بعد)

۳. تعیین مقاطع حامل و محاسبه بار در این مقاطع

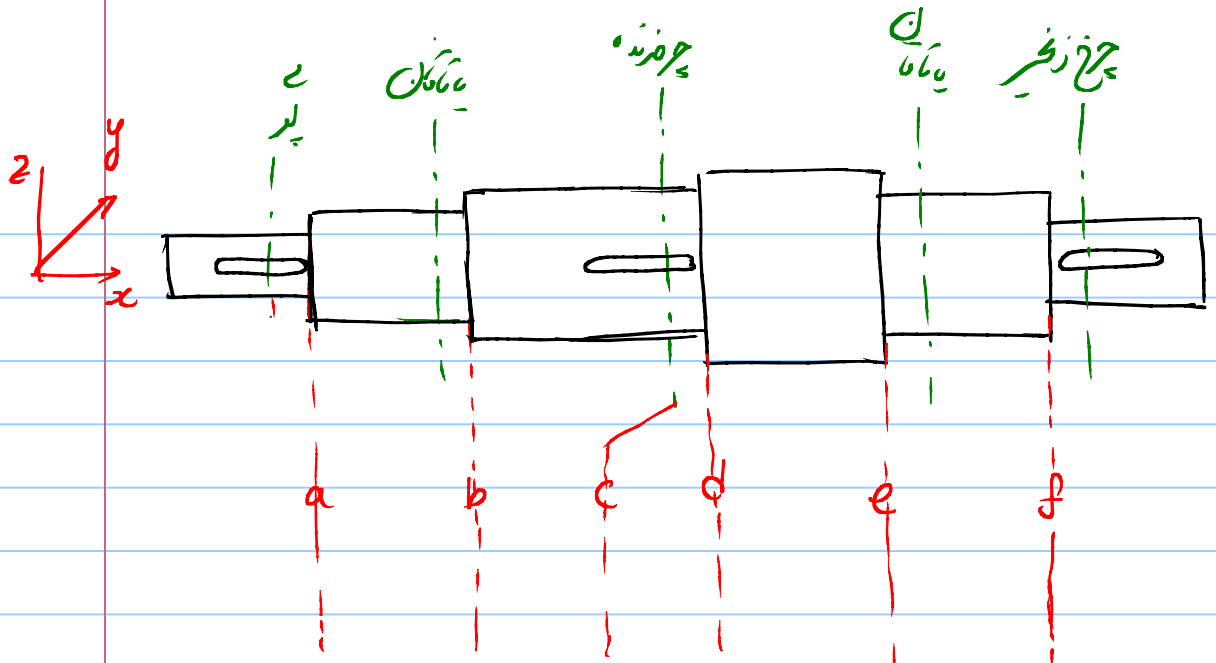
در محاسبه گشتاور خمشی باید دقت شود که اثر تمام نیروهای شعاعی لحاظ گردد برای این منظور صفحه را به گشتاور خمشی برآیند آنها محاسبه شد.

مثال: مقطع C:

$M_z = -778(70\times10^{-3}) = -54.5\ Nm$

$M_y = (-1167(130) + 1605(20))10^{-3} = 39.36 \Rightarrow M_c = \sqrt{M_z^2 + M_y^2} = 67.1\ Nm$

LearnElement.ir



M_a	35	66	67.1	55.5	46.2	5.8
M_m	0	0	0	0	0	0
T_a	29.2	29.2	29.2	29.2	29.2	29.2
T_m	116.7	116.7	116.7	29.2	29.2	29.2
K_f	1.94	1.94	1.6	1.94	1.94	1.94
K_{fs}	1.69	1.69	1.3	1.69	1.69	1.69

LearnElement.ir

۴. تخمین ضرایب تمرکز تنش : برای استفاده از رابطه طراحی تا مجبوریم مقدار تخمینی برای K_f یا K_{fs} در هریک از مقاطع داشته باشیم. برای این منظور نیاز داریم یک قطر متوسط بعنوان حدس اولیه در نظر بگیریم

(حدس) قطر حدودی شافت = 40 mm

$\frac{D}{d} = 1.2$, $\frac{r}{d} = 3\%$ ← تصمیم طراحی

با استفاده از نمودارهای A-15-8 , A-15-9 ← برای پله

$K_t = 2.3$, $K_{ts} = 1.8$

با استفاده از نمودارهای 6-20 , 6-21 و با برآوردی اولیه $S_{ut} = 630$

$q = 0.72$, $q_s = 0.86$

$K_f = 1 + q(K_t - 1) = 1.94$, $K_{fs} = 1.69$

در مقطع C ، برای محل تمرکز جای خار (فرز انگشتی) از تخمین داده شده در مثال

استفاده می‌کنیم K_t , K_{ts} ← $K_f = 1.6$, $K_{fs} = 1.3$

۵. استخراج حد دوام S_e

$S_e' = 0.5 S_u = 315$ MPa

ضریب اندازه $k_b = 1.24 (d)^{-0.107}$ این نیز بهتر از مقدار تخمینی

$= 1.24 (40)^{-0.107} = 0.83$ مگ بگیریم

LearnElement.ir

$$k_a = 4.51 (S_u)^{-0.265} = 0.82$$

$$k_c = 1, \quad k_d = k_f = 1$$

در مورد k_e اگر اطمینان پذیری داده نشده باشد، ۹۹٪ را لحاظ کنید

$$k_e = 0.814$$

$$S_e = 0.82 (0.83) 0.81 (315) = \underline{175} \text{ MPa}$$

LearnElement.ir

ادامه مثال از جلسه قبل

۶ طراحی تحت شدت :

ASME + DE

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left[4\left(\frac{K_f M_a}{S_e}\right)^2 + 3\left(\frac{K_{fs} T_a}{S_e}\right)^2 + 4\left(\frac{K_f M_m}{S_y}\right)^2 + 3\left(\frac{K_{fs} T_m}{S_y}\right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

با اعمال رابطه فوق مقادیر d برای مقاطع a تا f بدست می‌آید (جدول زیر)

* با توجه به مقادیر بدست آمده برای d، از آنجا که مقدار متوسط d (حدود 30) و مقدار حدس اول (140 mm) تفاوت بیش از 15٪ دارد. از آنجا که لازم است یکبار دیگر مراحل محاسبه را با $d=30$ تکرار کنیم. (تمرین در خانه)

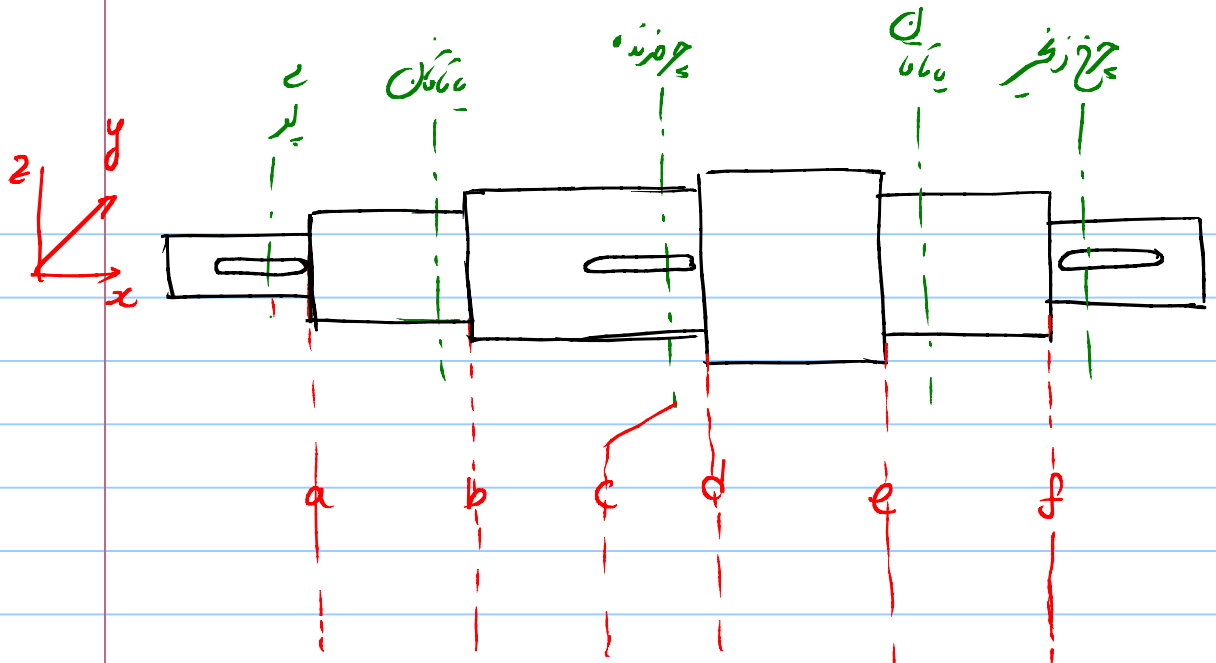
۷ تعیین هندسه شفت و پله‌ها با توجه به

الف - مقادیر بدست آمده از محاسبات استحکامی

ب - هندسه قطعات و شفت‌ها

ج - احتمال تمرکز تنش ایجاد شده در اثر وجود شیارهای قطعات استاندارد در شفت

LearnElement.ir



M_a	35	66	67.1	55.5	46.2	5.8
M_m	0	0	0	0	0	0
T_a	29.2	29.2	29.2	29.2	29.2	29.2
T_m	116.7	116.7	116.7	29.2	29.2	29.2
K_f	1.94	1.94	1.6	1.94	1.94	1.94
K_{fs}	1.69	1.69	1.3	1.69	1.69	1.69
d	27.1	30.1	27.2	27.3	26	20.4
d_1	28	31	33	33	36	33
d_2	31	33	33	36	33	30

LearnElement.ir

۸ : طراحی خار و ناتی ها :

ابتدا : پولی ، با توجه به جنس پد که معمولاً از شفت و خار نرم تر است ،

لهیدگی خار در پد محتمل ترین مکانیزم تخریب پد است :

با توجه به جدول 7.6 → 6×6 mm

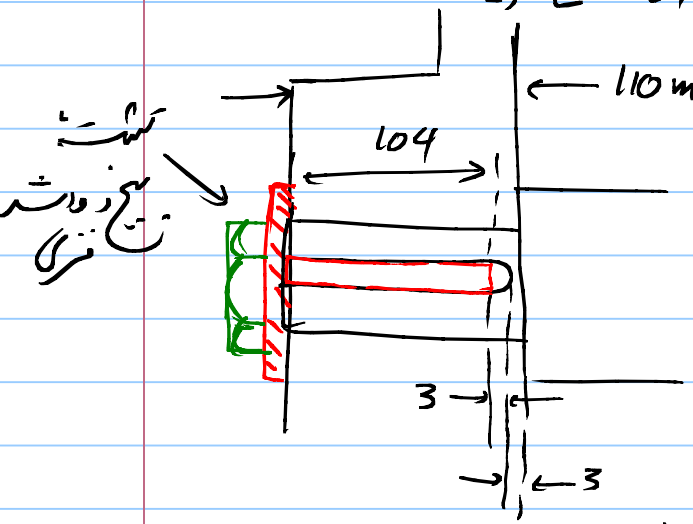
$d = 28$ ،

لهیدگی خار → $L = \dfrac{4n T_p}{h D S_y}$ $\quad n = 3,\ T_p = 145.9$ Nm

$h = 6$ mm, $D = 28$ mm,

$S_y = 100$ Mpa

$\Rightarrow L = 104$ mm $\quad (L > 28\text{mm}) \rightarrow L = 104$ mm



$\Rightarrow$ طول کل پد در سمت پد $= 104 + 3 + 3 = 110$ mm

طراحی ناتی و خار چرخ زنجیر بصورت مشابه انجام میشود

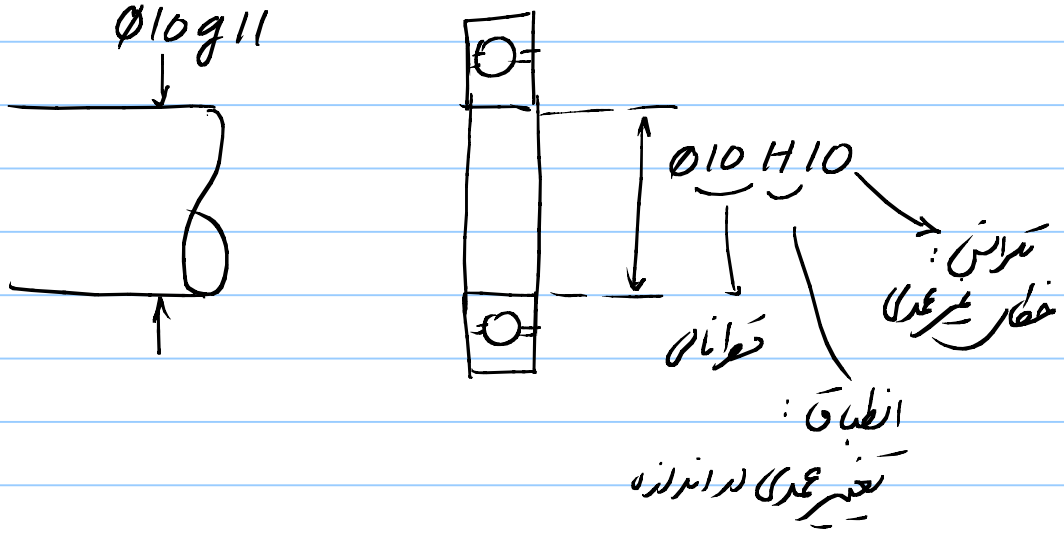
جنس چرخ زنجیر را مشابه جنس دندانه VCL140 در نظر میگیریم ($S_y = 560$)

در مورد چرخ زنجیر با توجه به اینکه چرخ زنجیر محکم تر از شفت است باید دو مکان

LearnElement.ir

نکته : لقمه‌های خارجی چرخ زنجیر ، لقمه‌های خارجی شافت برای گردد و طول خارجیت آمده ، ترانس برای حداکثر استفاده شد

ترانس گذاری برای شافت و قطعات :



شافت a b --- h --- z

انطباق : ← روان‌تر — چفت‌تر →

سوراخ A B --- H --- Z

خطای عمدی صفر

ترانس : 1, 2, --- , 15, 16

نادقیق‌تر ← → دقیق‌تر

LearnElement.ir

ترجمه انطباق و تلرانس به عدد اندازه :

سوراخ	شفت	
D	d	قطر اسمی
δf	δf	انحراف اساسی (خطای عمدی)
ΔD	Δd	تلرانس (خطای غیرعمدی)
$D_{min} = D + \delta f$	$d_{min} = d + \delta f - \Delta d$	
$D_{max} = D + \delta f + \Delta D$	$d_{max} = d + \delta f$	

برای تعیین انطباق و تلرانس با توجه به کاربرد، نوع فلزی ساخت و اندازه قطعه از جداول زیر استفاده می‌کنیم

Table A–12

Fundamental Deviations for Shafts—Metric Series

(Size Ranges Are for *Over* the Lower Limit and *Including* the Upper Limit. All Values Are in Millimeters)

Source: Preferred Metric Limits and Fits, ANSI B4.2-1978. See also BSI 4500.

Basic Sizes	Upper-Deviation Letter					Lower-Deviation Letter				
	c	d	f	g	h	k	n	p	s	u
0–3	−0.060	−0.020	−0.006	−0.002	0	0	+0.004	+0.006	+0.014	+0.018
3–6	−0.070	−0.030	−0.010	−0.004	0	+0.001	+0.008	+0.012	+0.019	+0.023
6–10	−0.080	−0.040	−0.013	−0.005	0	+0.001	+0.010	+0.015	+0.023	+0.028
10–14	−0.095	−0.050	−0.016	−0.006	0	+0.001	+0.012	+0.018	+0.028	+0.033
14–18	−0.095	−0.050	−0.016	−0.006	0	+0.001	+0.012	+0.018	+0.028	+0.033
18–24	−0.110	−0.065	−0.020	−0.007	0	+0.002	+0.015	+0.022	+0.035	+0.041
24–30	−0.110	−0.065	−0.020	−0.007	0	+0.002	+0.015	+0.022	+0.035	+0.048
30–40	−0.120	−0.080	−0.025	−0.009	0	+0.002	+0.017	+0.026	+0.043	+0.060
40–50	−0.130	−0.080	−0.025	−0.009	0	+0.002	+0.017	+0.026	+0.043	+0.070
50–65	−0.140	−0.100	−0.030	−0.010	0	+0.002	+0.020	+0.032	+0.053	+0.087
65–80	−0.150	−0.100	−0.030	−0.010	0	+0.002	+0.020	+0.032	+0.059	+0.102
80–100	−0.170	−0.120	−0.036	−0.012	0	+0.003	+0.023	+0.037	+0.071	+0.124
100–120	−0.180	−0.120	−0.036	−0.012	0	+0.003	+0.023	+0.037	+0.079	+0.144
120–140	−0.200	−0.145	−0.043	−0.014	0	+0.003	+0.027	+0.043	+0.092	+0.170
140–160	−0.210	−0.145	−0.043	−0.014	0	+0.003	+0.027	+0.043	+0.100	+0.190
160–180	−0.230	−0.145	−0.043	−0.014	0	+0.003	+0.027	+0.043	+0.108	+0.210
180–200	−0.240	−0.170	−0.050	−0.015	0	+0.004	+0.031	+0.050	+0.122	+0.236
200–225	−0.260	−0.170	−0.050	−0.015	0	+0.004	+0.031	+0.050	+0.130	+0.258
225–250	−0.280	−0.170	−0.050	−0.015	0	+0.004	+0.031	+0.050	+0.140	+0.284
250–280	−0.300	−0.190	−0.056	−0.017	0	+0.004	+0.034	+0.056	+0.158	+0.315
280–315	−0.330	−0.190	−0.056	−0.017	0	+0.004	+0.034	+0.056	+0.170	+0.350
315–355	−0.360	−0.210	−0.062	−0.018	0	+0.004	+0.037	+0.062	+0.190	+0.390
355–400	−0.400	−0.210	−0.062	−0.018	0	+0.004	+0.037	+0.062	+0.208	+0.435

عدد δf را با توجه به سایز و عدد تلرانس (که از جدول بعدی می‌خوانیم) برای شفت (میله) در جدول سمت راست پیدا می‌کنیم

و همچنین سمت چپ جدول برای سوراخ (که $\delta f = 0$ است)

LearnElement.ir

Table 7–9

Descriptions of Preferred Fits Using the Basic Hole System

Source: Preferred Metric Limits and Fits, ANSI B4.2-1978. See also BS 4500.

Type of Fit	Description	Symbol
Clearance	*Loose running fit:* for wide commercial tolerances or allowances on external members	H11/c11
	Free running fit: not for use where accuracy is essential, but good for large temperature variations, high running speeds, or heavy journal pressures	H9/d9
	Close running fit: for running on accurate machines and for accurate location at moderate speeds and journal pressures	H8/f7
	Sliding fit: where parts are not intended to run freely, but must move and turn freely and locate accurately	H7/g6
	Locational clearance fit: provides snug fit for location of stationary parts, but can be freely assembled and disassembled	H7/h6
Transition	*Locational transition* fit for accurate location, a compromise between clearance and interference	H7/k6
	Locational transition fit for more accurate location where greater interference is permissible	H7/n6
Interference	*Locational interference fit:* for parts requiring rigidity and alignment with prime accuracy of location but without special bore pressure requirements	H7/p6
	Medium drive fit: for ordinary steel parts or shrink fits on light sections, the tightest fit usable with cast iron	H7/s6
	Force fit: suitable for parts that can be highly stressed or for shrink fits where the heavy pressing forces required are impractical	H7/u6

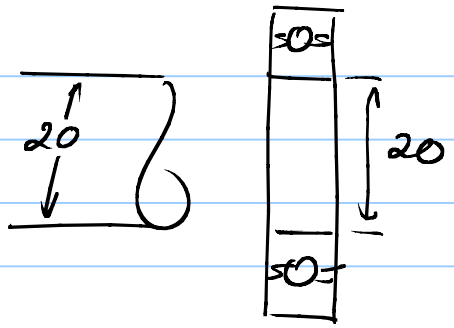
Table A–11

A Selection of International Tolerance Grades—Metric Series (Size Ranges Are for Over the Lower Limit and *Including* the Upper Limit. All Values Are in Millimeters)

Source: Preferred Metric Limits and Fits, ANSI B4.2-1978. See also BSI 4500.

Basic Sizes	Tolerance Grades IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11
0–3	0.006	0.010	0.014	0.025	0.040	0.060
3–6	0.008	0.012	0.018	0.030	0.048	0.075
6–10	0.009	0.015	0.022	0.036	0.058	0.090
10–18	0.011	0.018	0.027	0.043	0.070	0.110
18–30	0.013	0.021	0.033	0.052	0.084	0.130
30–50	0.016	0.025	0.039	0.062	0.100	0.160
50–80	0.019	0.030	0.046	0.074	0.120	0.190
80–120	0.022	0.035	0.054	0.087	0.140	0.220
120–180	0.025	0.040	0.063	0.100	0.160	0.250
180–250	0.029	0.046	0.072	0.115	0.185	0.290
250–315	0.032	0.052	0.081	0.130	0.210	0.320
315–400	0.036	0.057	0.089	0.140	0.230	0.360

LearnElement.ir



مثال: یاتاقان زیر از انطباق H7 استفاده می‌کند. کمترین قطر شفت را طراحی کرده و مقادیر عددی آن را بدست آورید.

حل: با استفاده از جدول 9-7، انطباق g6 برای شفت مناسب است.

$g \rightarrow$ جدول A-12 $(d=20) \rightarrow \delta f = -0.007$

$G \rightarrow$ جدول A-11, $d=20 \rightarrow \Delta d = 0.013$

$$\Rightarrow d_{max} = d + \delta f = 20 - 0.007$$

$$d_{min} = d + \delta f - \Delta d = 20 - 0.007 - 0.013 = 20 - 0.020$$

$$\phi 20 \; {}^{-0.007}_{-0.020}$$

LearnElement.ir

پیچ : (فصل ۸ از کتاب شیگلی)

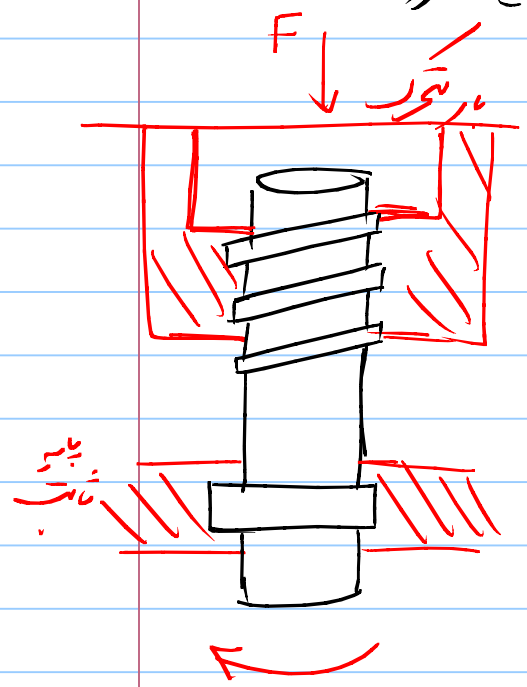
به عنوان :

۱. پیچ انتقال قدرت (Power screw)

۲. اتصال دهنده (Fastner)

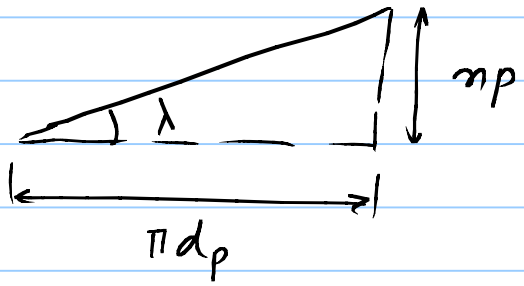
در مورد مکانیزم پیچ براساس قاعده گوه Wedge طراحی و استفاده می‌شود

(کاهش حجم و افزایش نیرو)



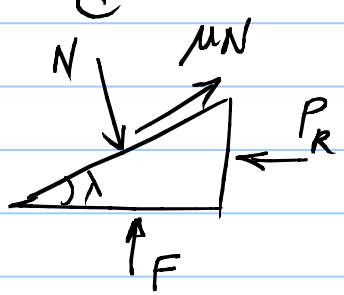
محاسبه پیچهای قدرت :

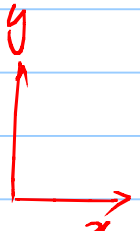
یک حلقه از رزوه پیچ را باز می‌کنیم



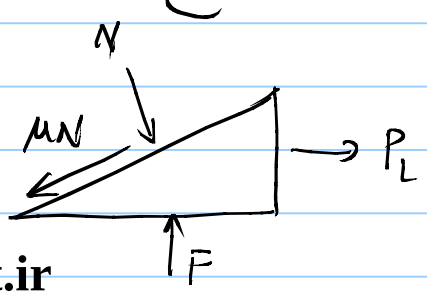
$$\tan\lambda = \frac{np}{\pi d_p}$$

بستن پیچ - بالا بردن بار





باز کردن پیچ



LearnElement.ir

در سنبه پیچ ← بالابرنده بار

$$\sum F_y = F - N\cos\lambda + \mu N \sin\lambda = 0 \quad \Rightarrow \quad N = \frac{F}{\cos\lambda - \mu\sin\lambda}$$

$$\sum F_x = -P_R + \mu N\cos\lambda + N\sin\lambda = 0$$

$$\Rightarrow -P_R + \frac{F}{\cos\lambda - \mu\sin\lambda}\left(\mu\cos\lambda + \sin\lambda\right) = 0$$

$$P_R = \frac{T_R}{d_p/2} = \frac{2T_R}{d_p}$$ گشتاور بالابرنده T_R

$$T_R = F\frac{d_p}{2}\frac{\mu\cos\lambda + \sin\lambda}{\cos\lambda - \mu\sin\lambda} = F\frac{d_p}{2}\cdot\frac{\mu + \tan\lambda}{1 - \mu\tan\lambda}$$

$$\left(\tan\lambda = \frac{n_p}{\pi d_p}\right) \Rightarrow T_R = F\frac{d_p}{2}\cdot\frac{\mu + n_p/\pi d_p}{1 - \mu\, n_p/\pi d_p}$$

$$T_R = F\frac{d_p}{2}\cdot\frac{\mu\pi d_p + n_p}{\pi d_p - \mu n_p} \qquad (1)$$

گشتاور پائین آورنده نیز بصورت زیر به دست می‌آید:

$$T_L = F\frac{d_p}{2}\frac{\mu\pi d_p - n_p}{\pi d_p - \mu n_p} \qquad (2)$$

۱. در رابطه (2) دیده می‌شود که اگر $\mu\pi d_p < n_p$ یا $\mu < \frac{n_p}{\pi d_p}$ در آنصورت

LearnElement.ir

گشتاور باز کننده منفی شده یعنی دراثر بار پیچ خود بخود باز می‌شود

$$\mu \geq \frac{\pi p}{\pi d_p} \leftarrow \text{پیچ خود قفل}$$

با افزایش p (و n) و کاهش d_p پیچ ممکن است خود قفل نباشد

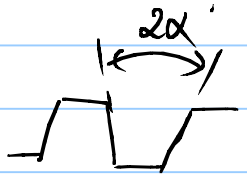
۲. مقدار گشتاور بالا برنده با d_p افزایش می‌یابد لذا در طراحی بهتر است تا کمترین d_p ممکن استفاده کنیم اگرچه ملاحظات استحکامی اجازه نمی‌دهند تا پیچ بیش از اندازه کوچک باشد

* اگر $\mu = \tan\phi \leftarrow$

$$T_R = F\frac{d_p}{2}\tan(\lambda + \phi)$$

$$T_L = F\frac{d_p}{2}\tan(\phi - \lambda) \Rightarrow \phi > \lambda \leftrightarrow \text{خود قفل}$$

* محاسبات بالا با صرفنظر کردن از شکل دندانه دست آمد. درصورتی که از دندانه‌های ذوزنقه‌ای با زاویه 2α استفاده شود



روابط فوق بصورت زیر در می‌آید

$$T_R = F\frac{d_p}{2}\cdot\frac{\pi p + \pi\mu d_p \sec\alpha}{\pi d_p - \mu \pi p \sec\alpha}$$

$$T_L = F\frac{d_p}{2}\cdot\frac{\pi p - \pi\mu d_p \sec\alpha}{\pi d_p - \mu \pi p \sec\alpha}$$

LearnElement.ir

راندمان پیچ های انتقال قدرت :

$$\eta_{\text{راندمان}} = \frac{W_{out}}{W_{in}} = \frac{F \cdot l}{T_R \cdot 2\pi} \rightarrow \text{با زاویه یک دور چرخش پیچ}$$

(برروی سر پیچ)

$$= \frac{F \cdot n \cdot P}{F \frac{d_p}{2} \tan(\lambda+\phi) \cdot 2\pi} = \frac{\frac{nP}{\pi d_p}}{\tan(\lambda+\phi)}$$

$$= \frac{\tan\lambda}{\tan(\lambda+\phi)}$$

با کوچک شدن λ تابع تانژانت ( ) در صورت افزایش افزایش می‌یابد

اصطکاک، راندمان شروع به افت می‌کند

LearnElement.ir

پیچ‌های اتصال :

استاندارد متریک :

$M8 \times 1.25 - 8.8$

- M: استاندارد متریک
- 8: قطر اسمی به میلیمتر
- 1.25: گام
- 8.8: $S_{ut} \simeq 800$ mpa ، $S_y \simeq 0.8 \times S_{ut} = 640$ mpa

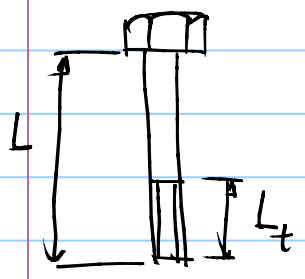
استاندارد اینچی :

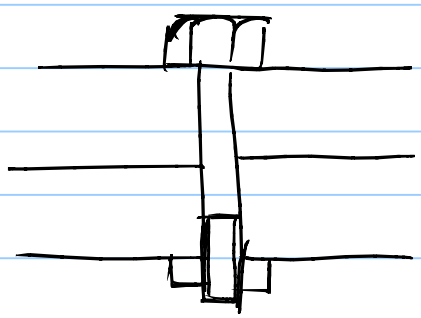
$UNF - \frac{1}{4} \times 20$

- UNF: استاندارد اینچی
- $\frac{1}{4}$: قطر خارجی نامی، مشخص نشده
- 20: تعداد دندانه در یک اینچ

F : fine
C : coarse
EF : extra fine

اصولاً در پیچ‌های اتصال بخش انتهایی دندانه نمی‌شود.





در استاندارد متریک:

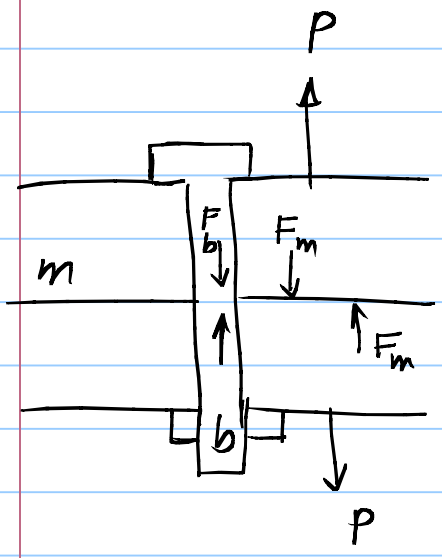
$$L_t = \begin{cases} 2D+6 & L \le 125\ mm \\ 2D+12 & 125 < L < 200 \\ 2D+25 & L \ge 200 \end{cases}$$

LearnElement.ir

$$L_t = \begin{cases} 2D + \frac{1}{4}'' & L \le 6'' \\ 2D + \frac{1}{2}'' & L > 6'' \end{cases}$$

در استاندارد ASME :

ملاحظات استحکامی پیچهای اتصال



P : بار خارجی وارد به اتصال

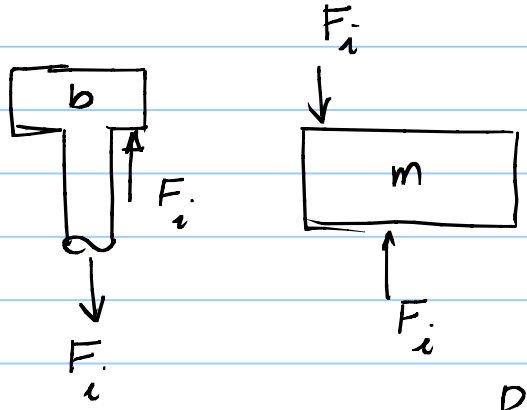
b : پیچ - F_b : نیروی کشش در قطعه پیچ

m : عضو - F_m نیروی فشاری وارد به قطعه

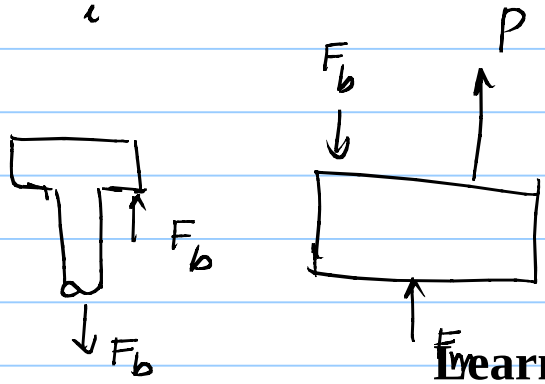
F_i : پیش بار در اثر سفت کردن پیچ

تحلیل استاتیکی اتصال :

الف : بار خارجی = ۰ $(P = 0)$



ب : بار خارجی



+

LearnElement.ir

قطعه ۱ : $P + F_m - F_b = 0 \quad (*)$

P_b : باری که در اثر P به پیچ اضافه می‌شود $\Leftarrow F_b = F_i + P_b$

P_m : باری که در اثر P از قطعه کم می‌شود $\Leftarrow F_m = F_i - P_m$

$\hookrightarrow (*) \Rightarrow P + F_i - P_m - F_i - P_b = 0 \Rightarrow$

$$P = P_b + P_m$$

برای یک اتصال پیچ و مهره داشته باشیم :

1. $F_m > 0$ ($F_m = 0$ در غیر اینصورت)

$F_i - P_m > 0$ دو قطعه از هم جدا می‌شوند

2. $F_b = F_i + P_b < A_t S_p$

A_t : ساحتی از قطعه که تحمل بارکشی می‌کند - جداول 8-1 و 8-2

S_p : تنش اثبات (Proof Strength) $\approx 0.9 S_y$ - جدول 8-11

برای بررسی شرط اول لازم است که توزیع بار خارجی (P_b ، P_m) را بدست آوریم

برای این منظور در نظر می‌گیریم که کلیت بار، قطعه و پیچ تغییر طول‌های δ_m ، δ_b را بگیرند

LearnElement.ir

$$\delta_m = \delta_b = \delta$$ کاسه

k_b : سختی پیچ

k_m : سختی قطعه

$$\delta_m = \frac{P_m}{k_m}, \quad \delta_b = \frac{P_b}{k_b}$$

$$\delta_m = \delta_b = \delta, \quad P_m + P_b = P$$

$$\Rightarrow P_m = \frac{k_m}{k_b} P_b \Rightarrow \underbrace{\frac{k_m}{k_b} P_b}_{P_m} + P_b = P \Rightarrow$$

$$P_b = \frac{k_b}{k_m + k_b} P$$

به شبیه $\Rightarrow P_m = \frac{k_m}{k_m + k_b} P$

پس برای بدست آوردن سهم پیچ و قطعه (P_b, P_m) از بارهای وارده باید k_m, k_b را بدست آوریم

سختی اتصال $C = \frac{k_b}{k_b + k_m}$

$$P_b = CP, \quad P_m = (1-C)P$$

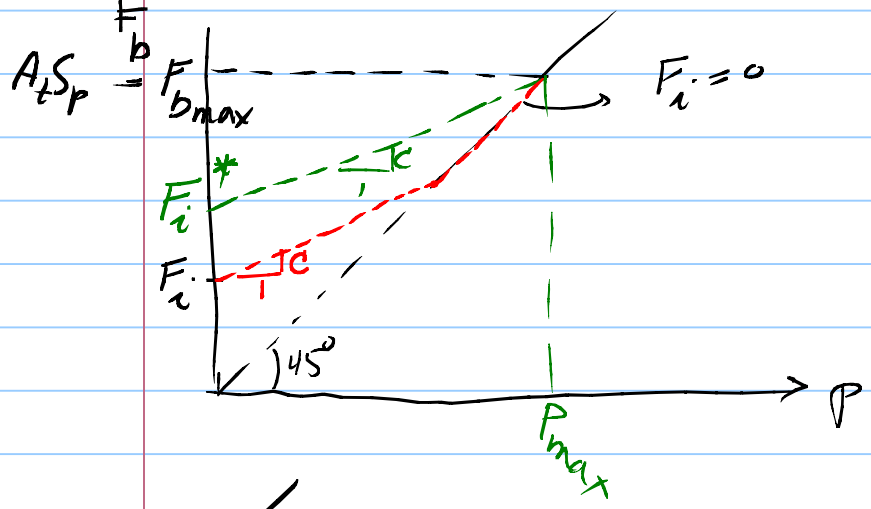
از طرفی $F_b = F_i + P_b \Rightarrow F_b = F_i + CP$

$$F_m = F_i - P_m \Rightarrow F_m = F_i - (1-C)P$$

معمولاً $0.15 < C < 0.35$

LearnElement.ir

نیروی پیچ برحسب نیروی خارجی را با کدام یک از روابط زیر می‌توان محاسبه نمود؟



الف- اگر $F_i = 0$ (بدون پیش بار)

نیروی پیچ مساوی با نیروی خارجی است

ب- برای $0 < F_i < F_i^*$

با پیچ با شیب C نسبت به P افزایش می‌یابد تا خط 45° را قطع کند یعنی جدایش اتفاق افتد. از آن پس افزایش نیروی پیچ مساوی افزایش بار خواهد بود

ج. $F_i = F_i^*$

نیروی پیچ با شیب C افزایش می‌یابد. جدایش در سطح پیچ هنوز اتفاق نیافتاده است

د. $F_i > F_i^*$ نیروی پیچ با شیب C افزایش می‌یابد اما پیچ قبل از P_{max} می‌شکند

می‌دانیم F_i^*:

$$F_b = F_i + CP \Rightarrow$$

$$F_{b\max} = A_t S_p = F_i^* + C P_{max} \quad (P_{max} = F_{b\max})$$

$$\Rightarrow F_i^* = A_t S_p - C A_t S_p = (1-C) A_t S_p$$

LearnElement.ir

یا $F_i^* = (1-C)P_{max}$

تعیین پیش بار:

برای تعیین مقدار پیش بار دو دیدگاه اصلی وجود دارد:

۱. $F_i \geq F_i^*$ تا جدایش اتفاق نیافتد

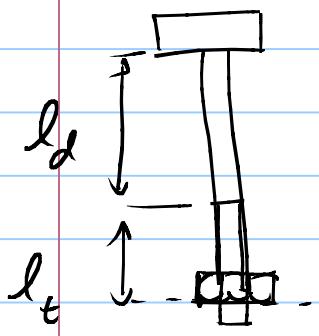
۲. $0.6 < \frac{F_i}{A_t S_p} < 0.9$

در اکثر موارد F_i^* در حیطه ۲ می‌افتد در غیر اینصورت باید پیش بار را حداکثر $0.6 A_t S_p$ گرفت و با بازنگری روی پیچ از تحمل P_{max} مطمئن گردید.

محاسبه C یا سختی اتصال

$$C = \frac{k_b}{k_m + k_b}$$

محاسبه k_b یا سختی پیچ

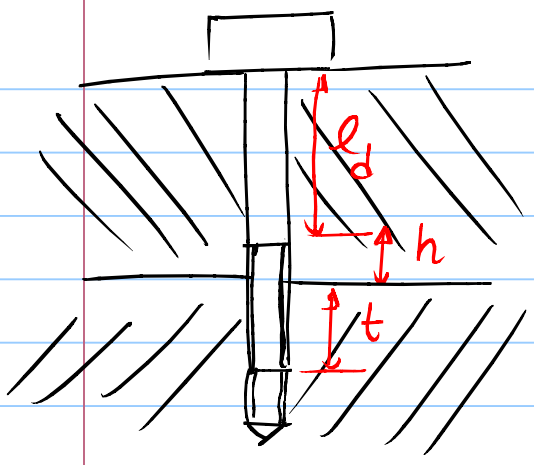


$$\frac{1}{k_b} = \frac{1}{k_d} + \frac{1}{k_t}$$

$k_d = \frac{E A_d}{l_d}$ که A_d با قطر نامی پیچ محاسبه می‌شود

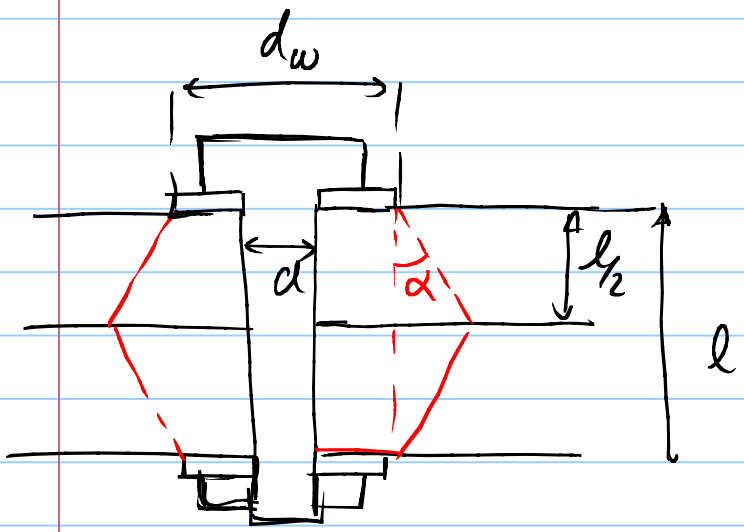
$k_t = \frac{E A_t}{l_t}$ که A_t همان سطح تنش است

LearnElement.ir



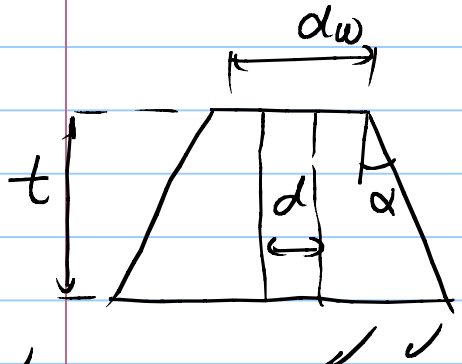
در این حالت $\rightarrow$ $l_t = \begin{cases} h + t/2 & t \le d \\ h + d/2 & t > d \end{cases}$

d قطر نابی پیچ



سختی K_m

با توجه به مدل در برد تنها بخشی از عضو که در درون دو مخروط ناقص قرار میگیرند در سختی عضو اثر دارند

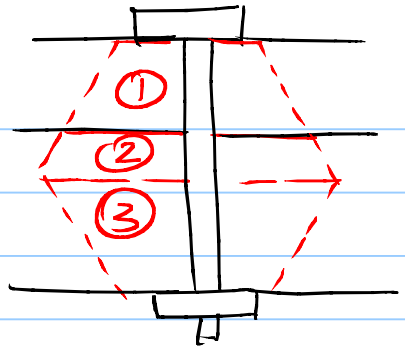


می سه سختی قطعه روبرو با در نظر گرفتن المان دیفرانسیل قابل ارزیابی خواهد بود. با استفاده از داشته های استاندارد α در حدود 30° می باشد و سختی پس از انتگرال گیری بصورت زیر بدست می آید

$(d_w = 1.5d)$

$$K = \frac{0.577\,\pi E d}{Ln\left(\frac{1.55t + d_w - d}{1.55t + d_w + d} \cdot \frac{d_w + d}{d_w - d}\right)}$$

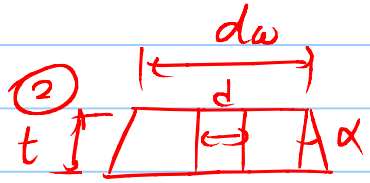
LearnElement.ir



E_1

E_2

مثال: درصدی که قطر در عضو دو یا چند لا سیستم سری باشند مانند مثال روبرو باید از سری (سختی) مجموع ناقص استفاده شود



درصدی که جنس در قطعه سری باشند E_1 و E_2 قطر داشته استفاده کنید ($d_w = 1.5d$) می‌توان از رابطه ساده شده زیر برای سختی قطعه استفاده کرد

$$K_m = AEd\, e^{B\frac{d}{\ell}}$$

A, B مقادیر ثابت که از جدول 8-8 بدست می‌آید



LearnElement.ir

مراحل طراحی اتصال پیچی :

طراحی اتصال پیچی شامل تعیین سه پارامتر زیر می باشد

- انتخاب تعداد و جنس و اندازه پیچها
- انتخاب نیمرخ
- تعیین گشتاور سفت کننده

انتخاب جنس پیچ :

کاربردهای صنعتی معمولی
- فولادهای نیمه سخت : 4.6, 4.8, 5.8
- " سخت : 6.8, 8.8

کاربردهای صنعتی خاص
- " " + عملیات حرارتی : 9.8, 10.9, 11.9, 12.9

ملاحظات ظاهری : در مورد انتخاب تعداد و قطر پیچ از روابط حدودی زیر استفاده کنید :

۱. آرایش پیچها متقارن باشد

۲. قطر پیچ در حدود ضخامت قطعه باشد

LearnElement.ir

در طراحی اتصالات پیچی : δ : فاصله مرکز پیچها از هم ، γ : فاصله مرکز پیچ تا لبه ورق

$$3 < \frac{\delta}{d} < 6$$

تقریباً

$$2 < \frac{\gamma}{d} < 2.5$$

معمولاً در آب بندی

ضریب اطمینان :

با توجه به عدم اطمینان های زیاد در خصوص پیچ ، ضریب اطمینان اتصالات پیچی از ۳ کمتر نمی شود

در کاربردهائی که بار گذاری ضربه ای داریم یا خطر جابجایی زیاد است ضریب اطمینان طراحی اتصال از ۵ کمتر نیست .

مثال :

در قسمتی از یک جرثقیل که ورق است بار 10 ton را تحمل کند ، ورق به ضخامت 15 mm با اتصال پیچی کاربرده است . یک طراحی مناسب برای این اتصال پیدا کنید . (بار بصورت کششی به اتصال وارد میشود)

ضریب اطمینان = 5

گرید پیچ : نوع کاربرد مناسب

LearnElement.ir

8.11 جدول $\longrightarrow$ $S_p = 600$ $\quad (S_p = 0.9 S_y$ تقریباً$)$

$$P_{ext} = 5 \times 10^{4}(10) = 5 \times 10^{5}$$

$$F_b = F_i + C\frac{P_{ext}}{n}$$ $\quad n$: تعداد پیچ

برای باز نشدن اتصال، باید داشته باشیم $F_i^* = (1-C)\frac{P_{ext}}{n}$ // از بالا

بیشترین بار طراحی را انجام دهیم $\quad F_{b_{max}} = \frac{P_{ext}}{n}$

$$F_{b_{max}} = \frac{P_{ext}}{n} = A_t S_p \Rightarrow n A_t = \frac{P_{ext}}{S_p} = \frac{5(10^5)}{600}$$

$$= 830 \text{ mm}^2$$

I) M12 $\rightarrow$ جدول 8.1 $\rightarrow$ $A_t = 84.3 \text{ mm}^2 \Rightarrow n = 9.8 \leq 10$

II) M16 $\rightarrow$ $A_t = 157 \text{ mm}^2 \longrightarrow n = 5.3 = 6$

اگر ابعاد دیگری را داشتیم چک می‌کردیم که فاصله پیچ‌ها برای هریک از انتخاب‌های بالا چقدر است. در حال حاضر انتخاب II به جهت تعداد کمتر پیچ از جهت اقتصادی بهتر است.

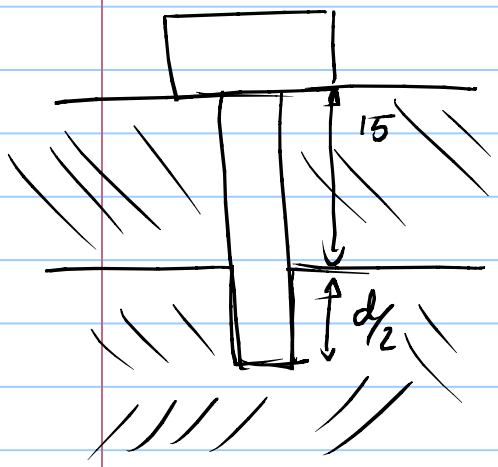
6 x M16

قبل از اتمام این مرحله باید از تناسب بودن F_i مطمئن شویم از این رو C را

LearnElement.ir

حساب می‌کنیم تا مقدار F_i^* بدست آید

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m}$$



k_b : برای محاسبه l_t , l_d طول

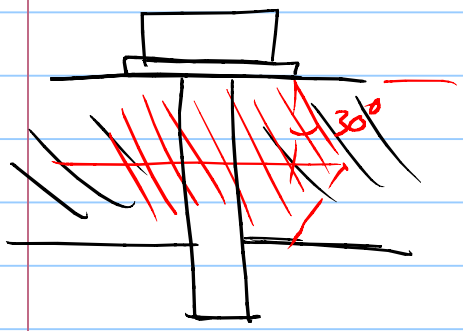
را داشته باشیم

$$L = 15 + \frac{16}{2} = 23 \text{ mm}$$

با توجه به اینکه $L < 2D + 6$ ← گام بعد

روزنه مقاطع بزرگ

$$k_b = \frac{E A_t}{l} = \frac{207\,(157)}{23} \simeq 1413 \ \frac{KN}{mm}$$



$$k_m = E d A e^{Bd/l}$$

$A = 0.78715$ ← 8-8 از جدول ، $E = 207\ GPa$

$B = 0.62873$

$d = 16 \text{ mm}$, $l = 15$

$$\Rightarrow k_m = 5098 \ \frac{KN}{mm}$$

$$C = \frac{1413}{5098 + 1413} = 0.22 \rightarrow F_i^* = (1 - C)\frac{P_{ext}}{n}$$

$$= 65 \text{ kN}$$

LearnElement.ir

$A_t S_p = 94.2\ kN \Rightarrow$

$$F_i^* = 0.69\, A_t S_p$$

F_i^* در این حالت از $0.6 A_t S_p$ بیشتر است و برای کنترل طراحی $0.9 F_i$ هیچ بازشدگی خواهد شد.

در بعضی از مراجع طراحی حداکثر های پیش بار برای بازشدن پیچ را بالاتر می گیرند

مثال:
$$F_i \begin{cases} 0.75\, A_t S_p & \text{اتصال غیر دائم} \\ 0.9\, A_t S_p & \text{اتصال دائم} \end{cases}$$

در این روند طراحی را برای پیش بار 75٪ تکرار می کنیم. بدین است که اگر طراحی فوق را با پیش بار 75٪ ادامه دهیم، تحت بار کمتر از 5×10^5 اتصال می شکند در نتیجه باید به قطر پیچ یا تعداد (یا هردو) را افزایش دهیم.

در این بلکه به ضخامت قطعه، قطر 16 را نگه داشته و به تعداد پیچ یکی اضافه کنیم

$$7 \times M16 \leftarrow (\text{ضریب اطمینان جدید} = ?)$$

$$F_{b_{max}} = 0.75 A_t S_p + C\frac{P_{ext}}{7}$$

$$= 0.75(157)600 + 0.22\cdot\frac{n_{SF}\cdot 10^5}{7} \simeq 70.6\ kN + 3142\, n_{SF}$$

$$= 157(600) = 94.2\ kN \Rightarrow n_{SF} = 7.5$$

پس ضریب اطمینان اسکلت پیچ نیز بیشتر شده است.

LearnElement.ir

گشتاور سفت کردن : این گشتاور برای کل پیچ بار، قطر و یک ضریب اصطکاک

$$T = K F_i d$$ بهبت می‌آید

$K \rightarrow$ 8-15 جدول $\longrightarrow K = 0.3$

$$T = 0.3\,(0.75\,(157)\,600)\,16$$

$$= 340\ NM$$

که با Torque wrench اعمال می‌شود

* در کاربردهای صنعتی درصدی که قطر پیچ با ضخامت قطعه ساده از نزدیک باشند

می‌توان با تقریب خوبی $C \simeq 0.25$ در نظر گرفت

طراحی پیچ برای خستگی :

$$\sigma_{min} = \frac{1}{A_t}\left(F_i + C\frac{P_{min}}{n}\right)$$

$$\sigma_{max} = \frac{1}{A_t}\left(F_i + C\frac{P_{max}}{n}\right)$$

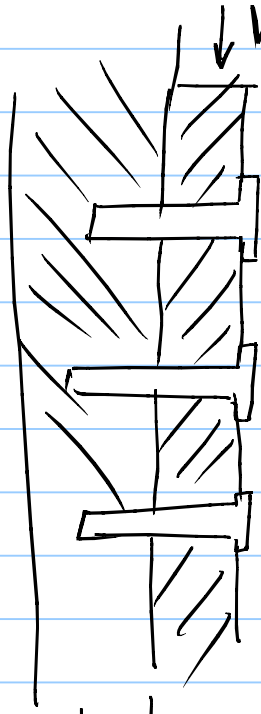
$$\Rightarrow \quad \sigma_m = \frac{1}{2}(\sigma_{min} + \sigma_{max})$$

$$\sigma_a = \frac{1}{2}(\sigma_{max} - \sigma_{min})$$

اگر P_{min} داده نشده باشد $\sigma_{min} = \frac{F_i}{A_t}$

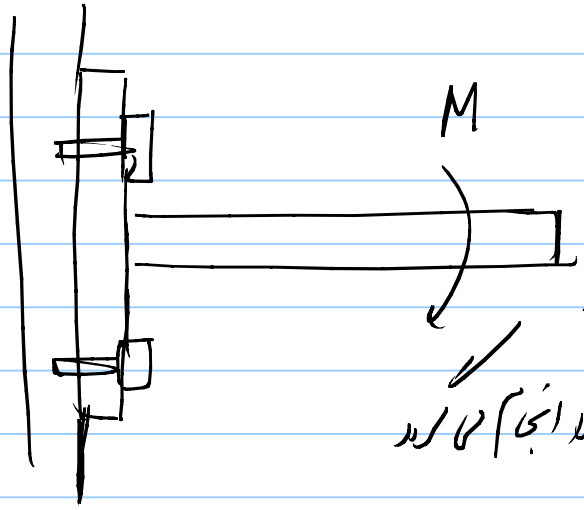
LearnElement.ir

* ضرایب تمرکز تنش خستگی برای پیچ وجود دارد از جدول 8-16 بهره می‌گیریم
* استحکام خستگی تصحیح شده از جدول 8-17 بهره می‌گیریم (که عوامل زیر را در نظر گرفته)
  پیچ تراش کاری شده)
* معیار گودمن نسبت به معیار معروفی در تحلیل خستگی پیچ است.
* در معیارهای خستگی پیچ‌ها از S_p استفاده می‌شود



پیچ تحت تنش برشی:

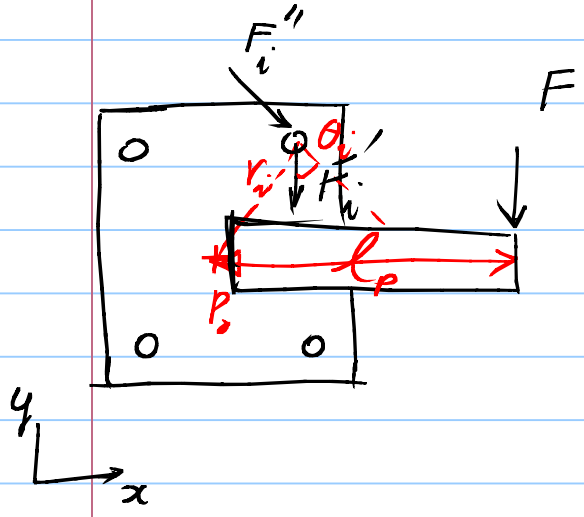
برش: در بارگذاری برشی، اگر بیش از یک ردیف پیچ داشته باشیم فرض معقول این است که تنها یک ردیف از پیچ‌ها بار برشی را تحمل می‌کنند که معمولاً ردیف اول (نزدیک‌تر به بار) را در نظر می‌گیریم



خمش: در بارگذاری خمشی ردیف پایین پیچ معمولاً تحمل لولا در نظر گرفته می‌شود و طراحی برای تحمل تنش در ردیف بالا انجام می‌گیرد

LearnElement.ir

بحث برش ناشی از پیچش اتصال



بار موجود در پیچ i:
۱. برش ناشی از پیچش بار
۲. برش مستقیم F
۳. برش ناشی از پیچش اتصال

برای به دست آوردن برش برآیند:

① مرکز هندسی اتصال را به دست آوردیم $P_0 = \begin{bmatrix} x_0 \\ y_0 \end{bmatrix}$

$$x_0 = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} x_i \quad , \quad y_0 = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} y_i$$

② تعادل لنگر در

$$\sum_{i=1}^{n} F_i'' \cdot r_i = F \cdot l_p$$

③ برای همه پیچ‌ها یکسان در نظر می‌گیریم که هر چه پیچ از مرکز اتصال دورتر باشد، برش بیشتری به آن وارد می‌شود (تناسب)

$$\frac{F_1''}{r_1} = \frac{F_2''}{r_2} = \cdots = \frac{F_n''}{r_n}$$

F_i'' به دست آمده ← یک معادله تعادل + (n-1 معادله)

LearnElement.ir

④ برای F_i' با کمک به نتایج تجربی داریم

$$F_i' \geq \frac{F}{n}$$

⑤ کل برش هر پیچ از جمع برداری F_i' و F_i'' بدست می‌آید

$$F_i = \left[F_i'^2 + F_i''^2 + 2F_i' F_i'' \cos\theta_i \right]^{1/2}$$

⑥ حال تنش برشی بیشینه بدست می‌آید که در رابطه طراحی τ_{max} مورد است

$$\tau_{max} = \max_{i=1} \left(\frac{F_i}{A_t} \right)$$

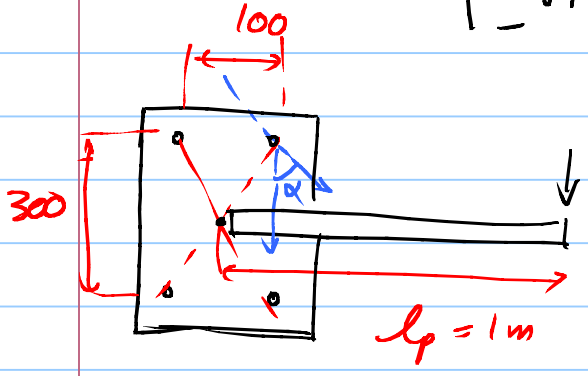
⑦ تنش معادل

$$\sigma_{MS} = \left[\sigma_i^2 + 3\tau_{max}^2 \right]^{1/2}$$

(تنش بیشینه بار σ_i)

⑧ حال طراحی را بر اساس σ_{MS} انجام می‌دهیم

مثال: با کمک به جاهای خالی، بارهای وارد شده بر هر پیچ را بیابید.



ضریب اطمینان 3 انتخاب شده

حل:

$$r_1 = \dots = r_4 = (50^2 + 150^2)^{1/2} = 158 \text{ mm}$$

$$F' = F_i' = \frac{10 \times 10^3 \times 3}{4} = 7.5 \text{ kN}$$

LearnElement.ir

$$F_i'' = F'' r \cdot 4 = F \cdot l_p \Rightarrow F'' = \frac{10(10^3)(3)1}{4(0.158)} = 47\ kN$$

$$F = \left(F'^2 + F''^2 + 2F'F''\cos\left(\pi/2 - \tan^{-1}\frac{100}{300}\right)\right)^{1/2}$$

$$\leq 50\ kN$$

$$\tau = \frac{F}{A_t} = \frac{50(10^3)}{A_t}, \quad \sigma = 0.75 S_p$$

گرید 5.6 با توجه به اینکه نظر نگارنده کتاب دست جاری می‌باشد خاصی برای طراح وجود داشته باشد، مناسب است

$$S_p = (0.6)500(0.9) = 270\ MPa$$

$$\Rightarrow \sigma_{av} = \left[\left(0.75(270)\right)^2 + 3\left(\frac{50(10^3)}{A_t}\right)^2\right]^{1/2}$$

$$= S_p = 270$$

$$\Rightarrow A_t = 485\ mm^2$$

انتخاب پیچ: با توجه به جدول 1-8، M30 انتخاب مناسبی است ($A_t = 561$)

پیش بار:

$$F_i = 0.75 A_t S_p =$$

$$= 0.75(561)270 = 113.6\ kN$$

گشتاور در سفت کردن:

$$T = K F_i \cdot d$$

جدول $\rightarrow K = 0.2 \Rightarrow T = 0.2(113.6)30 = 682\ kNm$

LearnElement.ir

تمرین در خانه:

۱. اگر ضخامت ورق 25mm باشد با محاسبه تنش اتصال بررسی کنید که آیا پیچ تحت بار ماکزیمم می‌شکند یا نه

۲. فرض کنید که F_p بصورت تنش از صفر تا 10 KN تغییر می‌کند. برای طراحی به آندوره ضریب اطمینان خستگی را با توجه به معیار Soderberg بدست آورید

جوشکاری:

اتصال دائم قطعات فلزی با یک ذوب موضعی قطعات یا یک ماده پر کننده؟

انواع:

۱. با جریان برق بصورت قوس الکتریکی - جوش الکترود - جوش آرک
۲. " " " خال جوش یا خط جوش
۳. با حرارت دهی موضعی توسط شعله: جوش برنج، لحیم کاری
۴. جوش اصطکاکی
۵. جوش کوره

LearnElement.ir

در این درس تنها به طراحی جوش توسط الکترود (مثال اول) می‌پردازیم

۱. جوش لغزی یا سر به سر



Butt Weld

۲. جوش ماهیچه‌ای



Fillet Weld



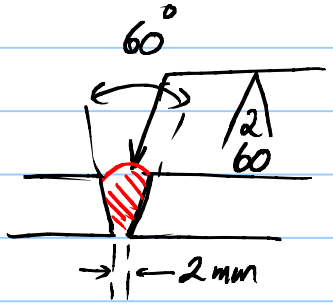
خواص کلی جوش توسط الکترود Arc Welding :

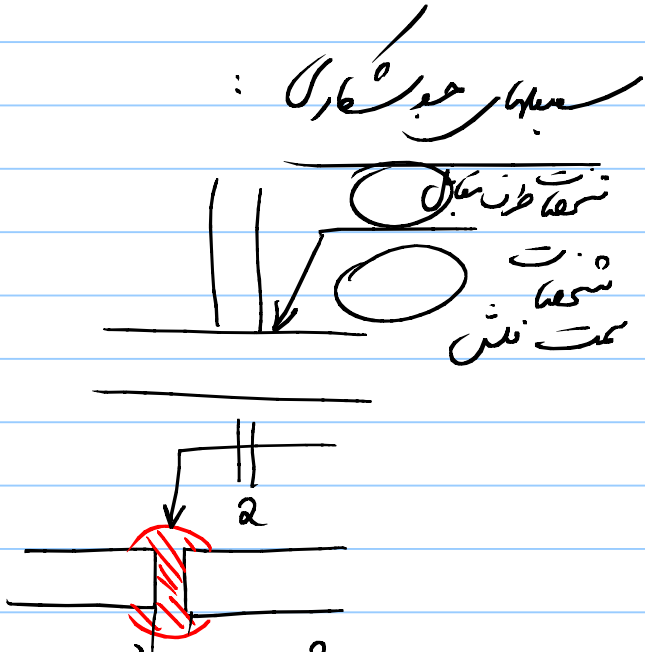
تغییرات شدید و سریع دمایی ← تنش پسماند ← (تغییر شکل)

← تغییر خواص ← مواد شکننده

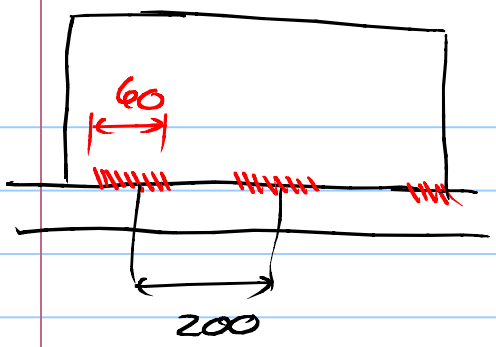
* جوش الکترود لفافدار بیشتر برای فولادهای کربنی رود که با سرد شدن در محیط دچار تغییر خواص آنچنانی نمی‌شوند مانند فولادهای ساختمانی

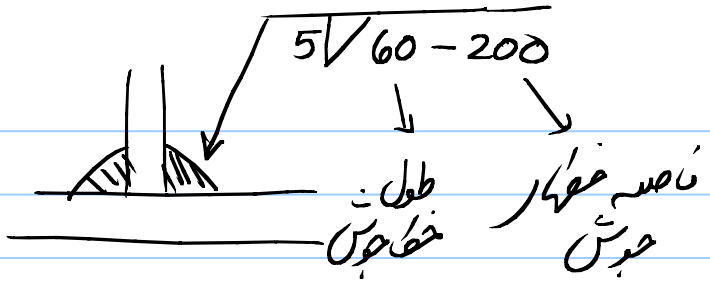
سطوح جوشکاری :

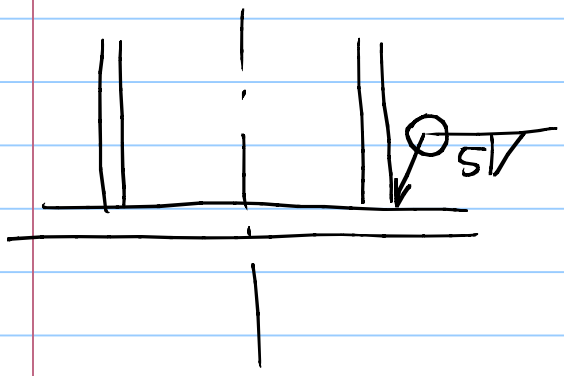




LearnElement.ir



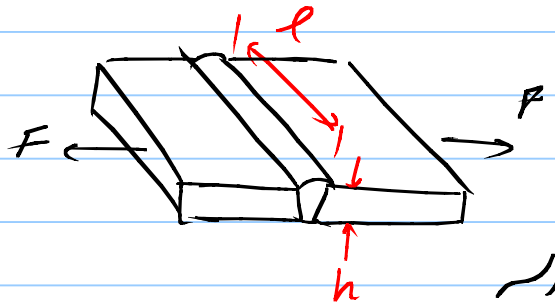




برای موارد دیگر به کتاب و سیکل مراجعه نمائید

LearnElement.ir

تحلیل استاتیکی طراحی جوش



۱. سربه‌سر (تخت)

از آنجائیکه در جوش سربه‌سر هندسه

درز کاملاً مشخص است، تنش در مقطع جوش همانند تنش در درز خواهد بود

تنش - بارگذاری کششی:

$$\sigma = \frac{F}{h \cdot l} n_{S.F.}$$

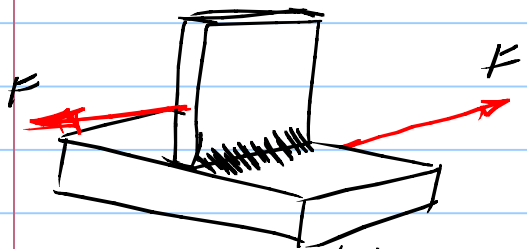
* در مورد ضریب اطمینان جوش:

از آنجائیکه جوش معمولاً توسط اپراتورانی اجرا می‌شود احتمال وقوع

نامحکمی و بی‌کیفیتی بیشتر بالاست لذا ضریب اطمینان در جوش

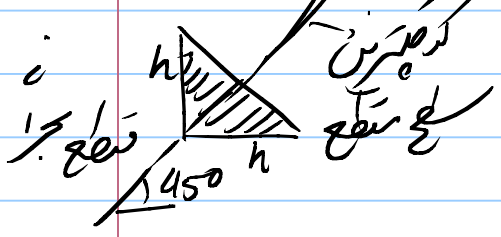
نزدیک به ۲ برابر در نظر گرفته می‌شود

۲. جوش ماهیچه‌ای



الف - بارگذاری برشی: استحکام

نیروی خط جوش برشی هستند



$$\tau_{max} = \frac{F}{l \cdot r_2 h} n_{S.F.} = \frac{F}{0.707 h l} n_{SF}$$

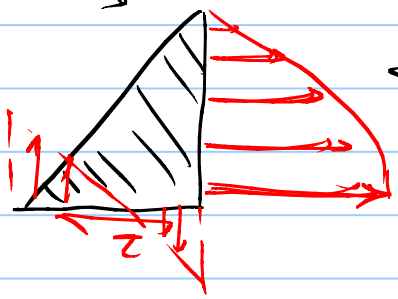
LearnElement.ir

l : مجموع طول خط جوش تحت بارگذاری مداوم

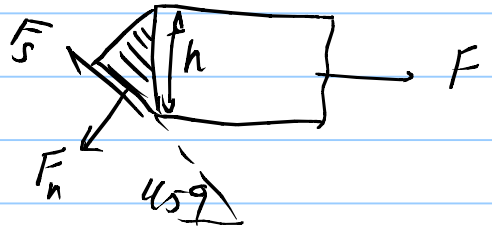
h : ارتفاع (قاعده) جوش

ب - بارگذاری عرضی (برش عمود بر امتداد خط جوش)





با توجه به همگن بودن توزیع تنش در واقعی امکان پذیر است آوردن رابطه ساده، جهت تعیین تنش بحرانی وجود ندارد. لذا با مراجعه به آزمایش ها پذیرفته شده که عمدتاً شکست همچنان در سطح 45° جوش اتفاق می افتد



$$F_n = \frac{F}{S} = \frac{\sqrt{2}}{2} F$$

$$\sigma = \tau = \frac{\frac{\sqrt{2}}{2} F}{l \frac{\sqrt{2}}{2} h} = \frac{F}{lh}$$

با استفاده از تئوری تنش برشی ماکزیمم $\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2} = \frac{F}{hl}\sqrt{\left(\frac{1}{2}\right)^2 + 1^2}$

$$= 1.12 \frac{F}{hl}$$

LearnElement.ir

در عمل باید تنش کمتری از مقدار محاسبه شده در رابطه فوق است. این بدان دلیل است که فلز جوش نمی‌تواند پاشنه جوش را کاملاً پر کند. از این رو رابطه تنش ماکزیمم را به صورت زیر تصحیح می‌کنیم

$$\tau_{max} = 1.414 \frac{F}{hl} n_{SF}$$

$$\cong \frac{F}{0.707 hl} n_{SF}$$

در نتیجه در هر دو حالت بارگذاری مداوم و عرضی رابطه طراحی یکی است.

استحکام جوش:

در جوش توسط الکترود، استحکام الکترود را بالاتر از استحکام قطعات انتخاب می‌کنیم اما نهایتاً استحکام جوش را براساس استحکام قطعه در نظر می‌گیریم مگر اینکه برای استحکام اتصال مقدار دقیقتری توسط سازنده الکترود اعلام شده باشد

Table 9-3
Minimum Weld-Metal Properties

AWS Electrode Number*	Tensile Strength kpsi (MPa)	Yield Strength, kpsi (MPa)	Percent Elongation
E60xx	62 (427)	50 (345)	17–25
E70xx	70 (482)	57 (393)	22
E80xx	80 (551)	67 (462)	19
E90xx	90 (620)	77 (531)	14–17
E100xx	100 (689)	87 (600)	13–16
E120xx	120 (827)	107 (737)	14

*The American Welding Society (AWS) specification code numbering system for electrodes. This system uses an E prefixed to a four- or five-digit numbering system in which the first two or three digits designate the approximate tensile strength. The last digit includes variables in the welding technique, such as current supply. The next-to-last digit indicates the welding position, as, for example, flat, or vertical, or overhead. The complete set of specifications may be obtained from the AWS upon request.

LearnElement.ir

در طراحی، استحکام واقعی جوش تحت اثر نوع بارگذاری خواهد بود که اصطلاحاً استحکام مجاز نامیده می‌شود و از جدول زیر بدست می‌آید

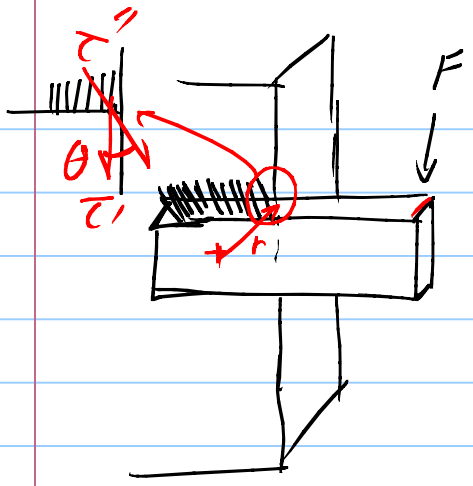
نوع جوش	نوع بارگذاری	استحکام مجاز
	کشش (یا فشار)	$0.9S_y$
نفوذی	کشش	$0.6S_y$
	خمش فشار	$0.6S_y$
	برش	$\min(0.3S_y, 0.4S_{ut})$ ؟
ماهیچه‌ای	برش	$0.3S_{ut}$

* معمولاً فلز پایه (قطعه) نباید استحکامی (S_{ut}) کمتر از $0.3S_{ut}$ داشته باشد

* ارتفاع جوش از 0.7 نازکترین ورق درگیر بیشتر نباشد
* ارتفاع جوش از مقدار بدست آمده از جدول زیر کمتر نباشد

ضخامت ورق	<6	6-12	12-18	18-32	32-50	50-150	>150
حداقل ارتفاع جوش	3	5	6	8	10	12	16

LearnElement.ir



ج. برش ناشی از پیچش

مقطع جوش تحت بارگذاری ترکیبی

1- τ' ناشی از برش مستقیم

2- τ'' ناشی از پیچش

1. برای τ' : $\tau' = \frac{F}{0.707\,h\,l}$ که h ارتفاع و l کل طول خط جوش است

2. برای τ'' از کتابهای پیچش مقاطع استفاده می‌کنیم $\tau'' = \frac{Tr}{J}$

r از C که مرکز هندسی مقطع جوش است حساب می‌شود

J را از جدول 1-9 کتاب لصیدرت زیر بدست می‌آوریم

$$J = 0.707\,h\,J_u$$

J_u ممان قطبی مقطع جوش با عرض واحد می‌باشد که از جدول بدست می‌آید

لذا : $\tau = \sqrt{\tau'^2 + \tau''^2 + 2\tau'\tau''\cos\theta}$

θ زاویه بین τ' و τ'' بوده و از هندسه بدست می‌آید

برای طراحی باید جایی که τ ماکزیمم می‌شود را بدست آوریم اما در اکثر

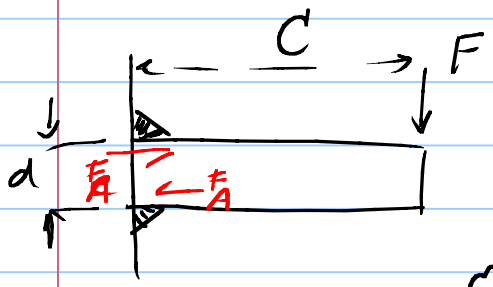
LearnElement.ir

موارد با دورشدن لنگ C هم و برآیند می‌شوند و هم θ کوچکتر

($\cos\theta$ بزرگتر) درنتیجه باکوچک‌تر شدن θ تا θ_{min} ثابت است،

τ' و τ'' در یک نقطه ماکزیمم می‌شوند یعنی

$$\tau_{max} = \sqrt{\tau'^2 + \tau''^2_{max} + 2\tau'\tau''_{max}\cos\theta_{min}}$$



د. خستن : (برش ناشی از خمش)

مثل حالت قبل بار F هم برش مستقیم

و هم برش ناشی از خمش

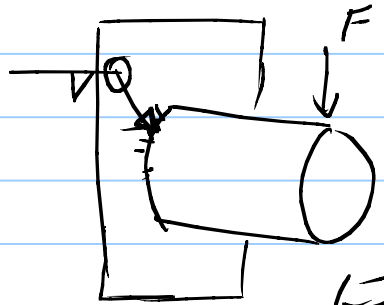
ایجاد می‌کند

اثر مستقیم F ← (بارگذاری عرضی) ← $\tau_1 = \dfrac{F}{0.707h(2l)}$

اثر خمش F : $F_A \cdot d = F \cdot C \Rightarrow F_A = \dfrac{F.C}{d}$

از قبل ← $\tau_2 = \dfrac{F_A}{0.707hl} = \dfrac{F.C}{0.707hld}$

* معمولاً $\dfrac{C}{d}$ بزرگ و در نتیجه τ_2 از τ_1 خیلی بزرگتر است و می‌توان از τ_1 صرفنظر نمود

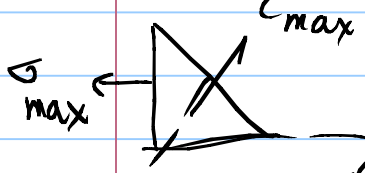


در حالت کلی فنرها ← F_A را نمی‌توان با روابط ساده بدست آورد

LearnElement.ir

لذا از شبیه سازی با مسئله خمش و با یک کمی فشار میگیریم σ_{max} را بدست آوریم

$$0.707\,\tau_{max} = \sigma_{max} = \frac{M \cdot d/2}{I}$$



* برای I از جدول 9-2 متعدد I_u را خوانده و : $I = h\, I_u$

$d/2$: بیشترین فاصله از تار خنثی

M : گشتاور خمشی که به المان وارد می شود

بارگذاری خستگی در مقاطع خمشی :

برای تحلیل و طراحی خمشی تحت بارگذاری نوسانی از فرضیات زیر استفاده میکنیم

1. $S_e' = 0.5 S_{ut}$ که S_{ut} استحکام کششی کدام یک از مواد مورد نظر است
2. K_a : سطح خمشی را آهنگری (Forged) در نظر میگیریم
3. $K_b = 1$
4. $K_c = 0.59$

LearnElement.ir

5. ضرایب تصحیح دیگر متناسب با شرایط

6. ضریب تمرکز تنش خستگی K_{fs} از جدول 5-9 کتاب

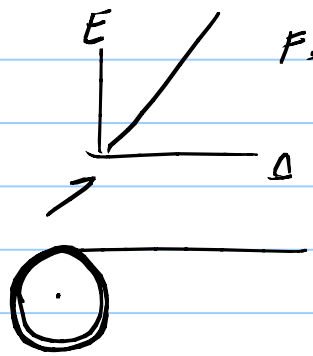
7. معیار شکست تداول Goodman و Gerber

LearnElement.ir

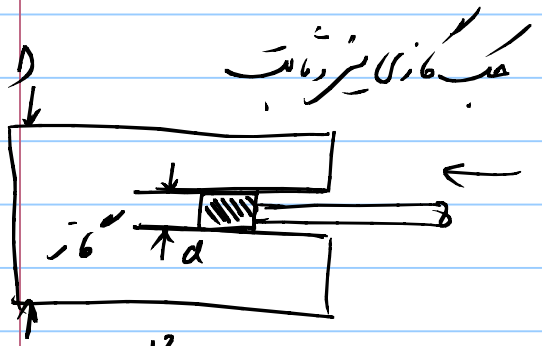
فنر

- ذخیره انرژی مکانیکی

$F = \frac{dF}{d\Delta} = Const.$



- ماشین بزرگ (ثابت یا متغیر)



جنگ‌گاری نیروثابت

مشعله انبساز: * فنر نیروثابت

* فنر سختی متغیر خالی

کنترل

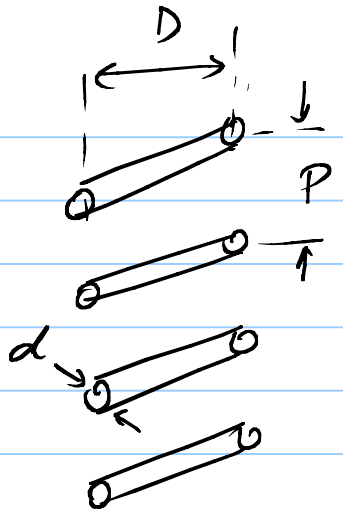
تغییرات F متناسب: $\left(\frac{d}{D}\right)^2 = \frac{\pi d^2}{\pi D^2}$

خواهد بود

فنرهای متداول برحسب بزرگ:

۱. فشاری ←
۲. کششی ←
۳. پیچشی

ترمینولوژی فنرهای لول



D : قطر نامی - قطر فنر

d : قطر مفتول

p : گام

N_a : تعداد حلقه های فعال

N_t : تعداد کل حلقه ها

l_f : طول آزاد (بدون بار)

l_s : طول سرد

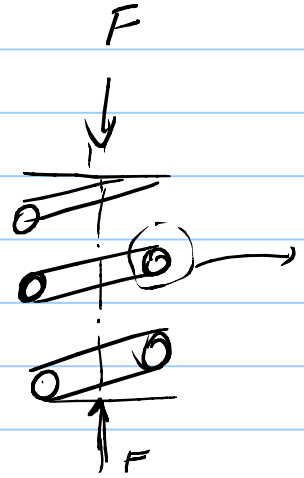
l : طول تحت بار

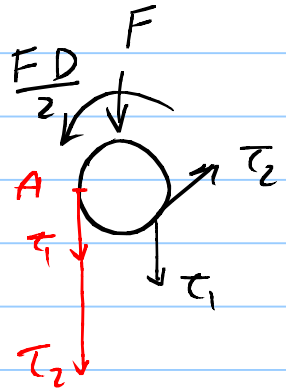
تحلیل فنرهای لول

۱. می سه بُعدی جهت اطمینان از استحکام

۲. می سه بُعدی سختی

۱. می سه بُعدی در فنرهای لول





$$\tau_{max} = \tau_1 + \tau_2$$

$$= \frac{4F}{\pi d^2} + \frac{16T}{\pi d^3} \qquad \left(T = \frac{FD}{2}\right)$$

$$= \frac{8FD}{\pi d^3}\left(1 + \frac{1}{2}\frac{d}{D}\right)$$

LearnElement.ir

* اندیس فنر $C = \frac{D}{d}$

* ضریب تنش برشی $K_s = 1 + \frac{1/2}{C}$

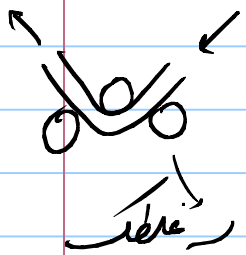
معمولاً در محاسبات تخمین تنش برشی بیشتر و لذا در اثر برش مستقیم از ضریب تنش برشی استفاده می‌شود. ضرایب تصحیح تنش برشی عبارتند از

ضریب واهل (دال) $K_W = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C}$ در محاسبات خستگی (گاهی محاسبات استاتیک)

ضریب برگ استرالیا $K_B = \frac{4C+2}{4C-3}$ ← در محاسبات استاتیک

$$\tau = K \frac{8FD}{\pi d^3}$$

در محدوده اندیس فنر C : برای اکثر فنرها $6 < C < 12$



$C \geq 9$: فنر در سرد

$C \leq 9$: فنر گرم + عملیات حرارتی (سخت کاری)

* ضریب تمرکز تنش برای فنر در نظر نمی‌گیریم

استحکام مواد فنری

معمولاً فنر از فولاد کربنی سخت ساخته می‌شود

$S_{ut} = 1000 - 1400$ Mpa

LearnElement.ir

$S_y \simeq 0.75 S_{ut}$, $S_{sy} = 0.577 S_y \Rightarrow S_{sy} \simeq 0.45 S_{ut}$ $(\geq \tau_{max})$

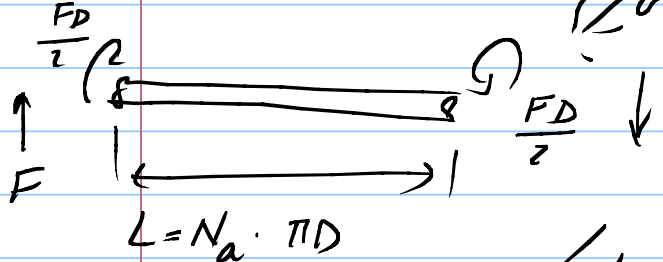
برای محاسبه S_{ut} از جدول 10.4 کتاب و رابطه $S_{ut} = \frac{A}{d^m}$

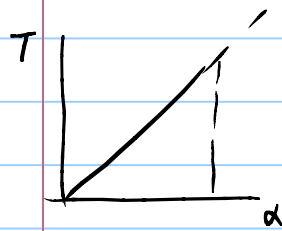
استفاده کنید (A و m را از جدول بدست آورید)

محاسبه ضریب سختی فنر لول

- روش محاسبه سختی یک انرژی مکانیکی و دوباره مشتق گیری خواهد بود
- از آنجایکه تمام مقاطع فنر تحت بار پیچشی یکسان هستند فنر را لول

یک سیم تحت پیچش در نظر میگیریم





α : زاویه پیچش

انرژی کرنش = انرژی مکانیکی $= E_1 + E_2$

E_1: ناشی از پیچش

E_2: ناشی از برش (ناچیز است)

$$E_1 = \frac{1}{2} T \alpha = \frac{1}{2} T \left(\frac{TL}{GJ}\right)$$

$$\Rightarrow E_1 = \frac{4 F^2 D^3 N_a}{G d^4}$$

$T = \frac{FD}{2}$, $L = N_a \pi D$

$J = \frac{\pi d^4}{32}$

LearnElement.ir

انرژی کرنشی ناشی از برش مستقیم : $E_2 = \frac{1}{2}\tau_1 \gamma_1 . \frac{L\pi d^2}{4}$ $\qquad \gamma = \tau/G$

(* برش مستقیم و کرنش ناشی از آن در مقطع یکنواخت فرض می‌شود)

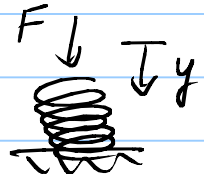
$$E_2 = \frac{2F^2 D\, Na}{Gd^2}$$

$$E = E_1 + E_2 = \frac{4F^2 D^3 Na}{Gd^4}\left(1 + \frac{1}{2C^2}\right)$$

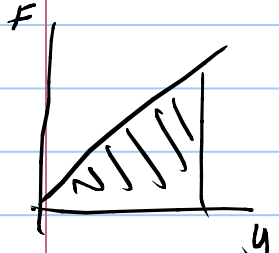
ناشی از برش مستقیم

با توجه به اینکه $C > 6$ ، $\frac{1}{2C^2}$ درصد زیادی است که می‌توان در محاسبات از آن صرف‌نظر کرد

$$E \sim E_1 = \frac{4F^2 D^3 Na}{Gd^4} \quad (1)$$



یادآوری : $U = \frac{1}{2} F . y .$



$$(y = \frac{F}{k}) \Rightarrow U = \frac{1}{2}\frac{F^2}{k} = \frac{F^2}{2k} \quad (2)$$

با مساوی قرار دادن (1) و (2)

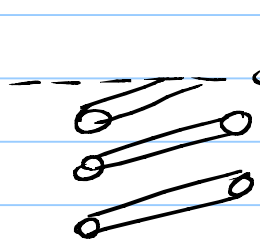
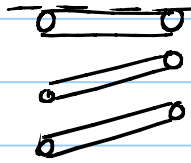
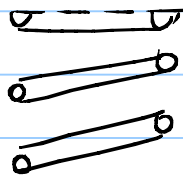
$$\frac{F^2}{2k} = \frac{4F^2 D^3 Na}{Gd^4}$$

$$\Rightarrow k = \frac{Gd^4}{8D^3 Na}$$

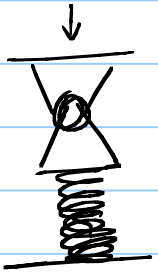
LearnElement.ir

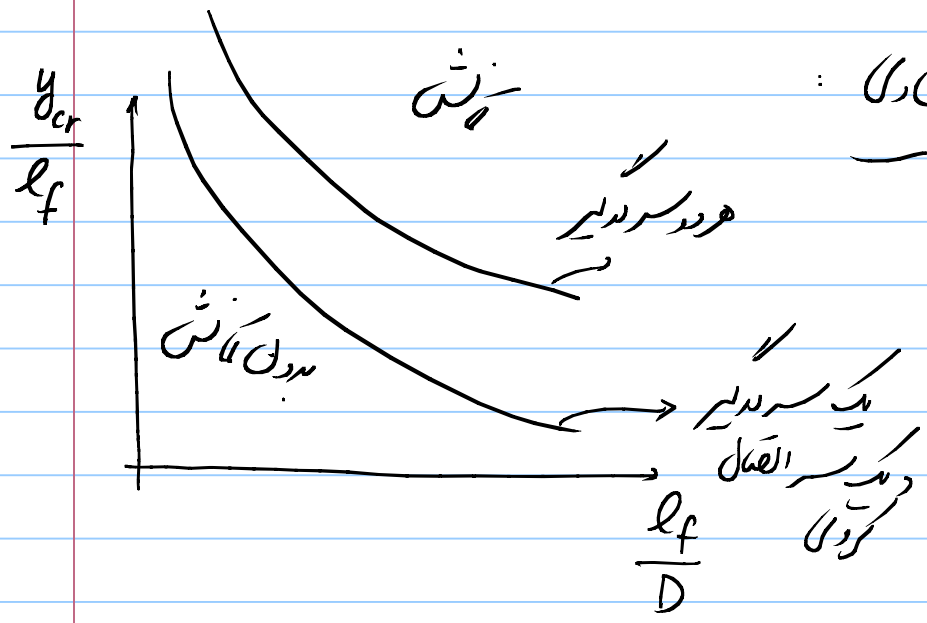
N_g : تعداد حلقه‌های فعال

فنرهای فشاری

۱. ساده		حلقه‌های غیر مؤثر	N_g / N_t	طول فرده	طول آزاد
		۰	N_t	$d[N_t] \simeq d(N_t+1)$	$PN_a + d$
۲. ساده، سنگ خورده		۱	$N_t - 1$	$N_t \cdot d$	$P(N_a+1)$
۳. تخت شده		۲	$N_t - 2$	$d(N_t+1)$	$PN_a + 3d$
۴. تخت شده سنگ خورده		۲	$N_t - 2$	dN_t	$PN_a + 2d$

تحلیل کمانش فنر لول فشاری :

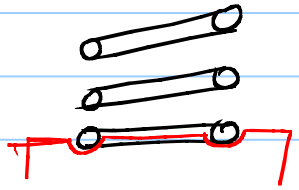




LearnElement.ir

رابطه اویلر $\frac{\gamma_{cr}}{l_f} = C_1\left(1-\left(1-\frac{C_2}{\lambda_{eff}^2}\right)^{1/2}\right)$

$$C_1 = \frac{E}{2(E-G)},\quad C_2 = \frac{2\pi^2(E-G)}{2G+E},\quad \lambda_{eff} = \alpha\frac{l_f}{D}$$



برای α :

۱. هر دو گیردار $\alpha = 1/2$

۲. یک سر گیردار و سر دیگر لولا $\alpha = 0.7$

۳. هر دو لولا $\alpha = 1$

۴. یک سر گیردار و سر دیگر آزاد $\alpha = 2$

اگر در رابطه بالا جواب حقیقی برای γ_{cr} پیدا نشد این جواب نامگذاری جایی تر قبل از کمانش است.

اگر جواب حقیقی برای γ_{cr} نداشته باشیم معنی آن این است که تیر کاملا ناپایدار است

$$1-\frac{C_2}{\lambda_{eff}^2} < 0 \Rightarrow \frac{C_2}{\lambda_{eff}^2} > 1 \Rightarrow l_f < \frac{\pi D}{\alpha}\left[\frac{2(E-G)}{2G+E}\right]^{1/2}$$

تیر پایدار است.

LearnElement.ir

فرکانس طبیعی تیر

تیر بعنوان آنکه دارای جرم می باشد در برخی فرکانس ها دچار تشدید گشته و موج ارتعاشی با دامنه زیاد در آن به حرکت در می آید که ممکن است باعث شکست تیر گردد.

تحلیل ارتعاشی تیر با توجه به گستردگی جرم در آن منجر به بدست آمدن فرکانس های تشدید به قرار زیر می گردد:

$$\omega_{(rad/s)} = n\pi\sqrt{\frac{k_s}{m}}$$

فرکانس تشدید تیر یا پیچ

$n = 1, 2, \dots$

$$\omega_{(Hz)} = \frac{1}{2}\sqrt{\frac{k_s}{m}}$$

(در صورتی که دو سر تیر بدرستی باشند یعنی تنها یک درجه آزادی برای حرکت داشته باشد)

$$\omega_{(Hz)} = \frac{1}{4}\sqrt{\frac{k_s}{m}}$$

در صورتی که فقط یک سر تیر درست باشد

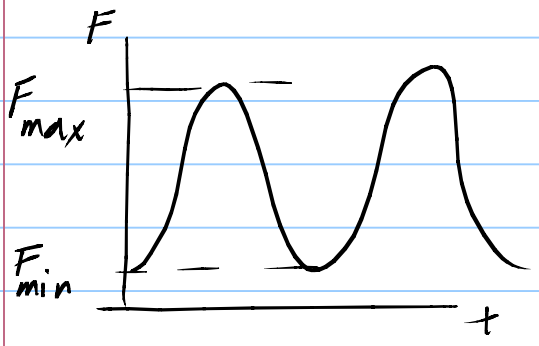
$$m = \frac{\pi d^2}{4}(\pi D N_a)\rho$$

چگالی

* فرکانس کاری تیر باید 10-15 برابر فرکانس طبیعی آن باشد

LearnElement.ir

بارگذاری دینامیکی فنر - خستگی

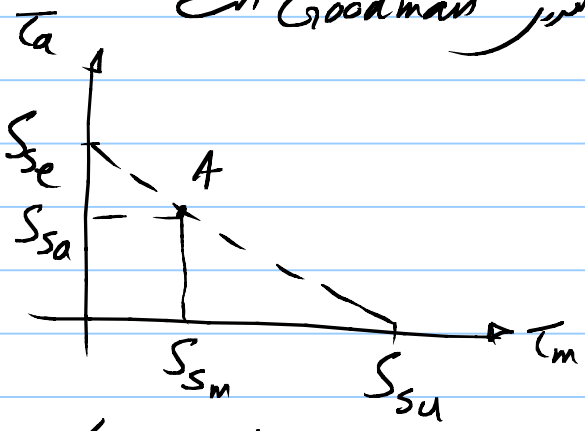


$$F_m = \frac{1}{2}(F_{min} + F_{max})$$

$$F_a = \frac{1}{2}(F_{max} - F_{min})$$

$$\tau_m = K_w \frac{8 F_m D}{\pi d^3}, \quad \tau_a = K_w \frac{8 F_a D}{\pi d^3}$$

تئوری شکست خستگی تحت تنش برشی در فنر، تئوری Goodman است.



در مدل S_{su} می‌توان از تقریب

$$S_{su} = 0.67 S_u$$

استفاده نمود

در مدل S_{se} اکثراً جایی وجود ندارد برای حل این مسئله از یک نقطه گذاری روی خط گذرنده مانند نقطه A استفاده می‌شود ←

$$S_{se} = \frac{S_{su} S_{sa}}{S_{su} - S_{sm}}$$

برای نقطه A :

- فنر سرد نشده

$S_{sa} \simeq 241$ MPa

$S_{sm} \simeq 379$ "

- فنر سرد نشده

$S_{sa} \simeq 398$ "

$S_{sm} \simeq 534$ "

LearnElement.ir

* S_{se} به دست آمده اصلاح شده و به عنوان مقاومت خستگی در نظر گرفته می‌شود.

عملیات تعدیل روی فنر

۱. عملیات حرارتی (کوئنچ) ← برای افزایش استحکام (دانه حرکت)

۲. شات پینینگ برای کاهش تردی فنر

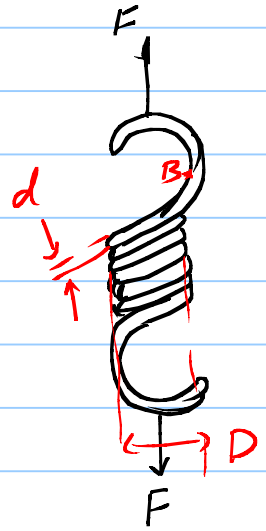
۳. ست پیمودن (برای افزایش استحکام خستگی)

۴. ست برداری (Set removal). برای جذب تغییر شکل پلاستیک و مقاومت در برابر

طول مرده (یا در فنر کشش = نیروی کشش) در سرد کاری مورد

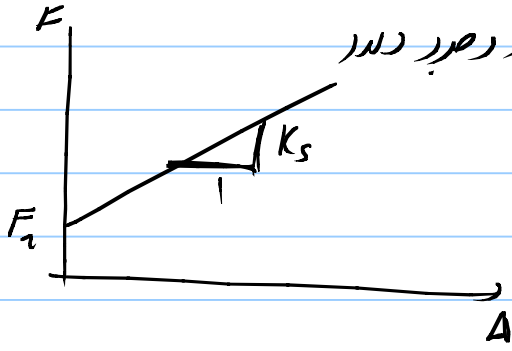
* جنس و قطر مفتول فنر در جداول 5-10، 3-10 کتاب *

فنرهای کششی:



معمولاً در فنرهای کششی مقداری پیش کشش یا

پیش بار وجود دارد



* برای ایجاد این پیش بار، سیم فنر را کمی حول خودش می‌پیچانیم.

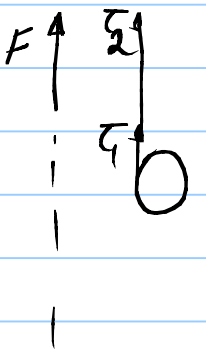
LearnElement.ir

تکمیل تنش : تنش در فنر کششی در دو نقطه ممکن است بحرانی شود

A : روی سطح داخلی حلقه‌ها (مانند فنر فشاری)

B : روی سطح داخلی حلقه در دورترین نقطه از امتداد F

A :



τ_2 تنش برشی

τ_1 تنش برشی مستقیم

تنش در این نقطه درست مانند فنر فشاری قابل محاسبه خواهد بود

$$\tau_A = K_A \frac{8FD}{\pi d^3} \qquad K_A = \frac{4C-1}{4(C-1)} \quad , \quad C = \frac{D}{d}$$

(K_A ضریب تصحیح برشی در فنر کششی مقاومت از K_B , K_W است)

B : تنش نرمال ناشی از کشش و خمش در لایه

$$\sigma = \frac{F}{\frac{\pi d^2}{4}} + \frac{F\frac{D}{2}\cdot\frac{d}{2}}{\frac{\pi d^4}{64}} = F\left(\frac{4}{\pi d^2} + \frac{16D}{\pi d^3}\right)$$

برای این حالت تنش نرمال ناشی از خمش با ضریب K اصلاح می‌شود

$$\sigma = F\left(\frac{4}{\pi d^2} + K\frac{16D}{\pi d^3}\right)$$

$$K = \frac{4C^2 - C - 1}{4C(C-1)}$$

LearnElement.ir

K برحسب C افزایش است پس با کاهش C در دو سر فنر، احتمال شکست در قلابهای دو سر فنر کاهش می یابد



با کاهش D،
C را کاهش داده ایم

هندسی فنرهای کششی : هندسه فنر شبیه فنر فشاری محاسبه می شود. اگرچه قلابهای دو سر فنر متفاوتند

اما یک سر دیگر وا حد هندسی دارد که با هندسی اصلی فنر سری است. آن چنان معمولاً هندسی اصلی فنر خیلی کمتر است، از هندسی خاصی قلابها صرفنظر می شود

مثال :

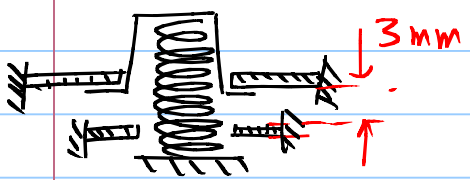
مطلوب است طراحی فنر زیر که های صفحه کلید یک ماشین.

این فنر دارای پیش بار به مقدار $F_i = 50\ gr$ ،

تغییرات نیرو طی باز شدن کلید 40٪ نیروی اولیه باشد $\Delta F = 0.4 F_i$

مقدار باز شدن $\Delta = 3\ mm$ و با 10٪ تغییر ممکن شیر به طول فنر برسد

سطح کلید یک ربع به ضخامت 8mm است.



حل :

LearnElement.ir

طراحی فنر به معنی پیدا کردن D ، l_f ، d ، K ، N_a و پیش فشردگی لازم

① جنس : با توجه به ظرافت طراحی و تعداد بالای فنر یک صفحه‌ی (اگر یک فنر بشکند کل صفحه‌ی به تعویض کردن) از سیم موسیقی استفاده می‌کنیم :

$$G = 82.7\ GPa$$

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m} \longrightarrow \text{جدول } 10.4 \longrightarrow A = 2211,\ m = 0.145$$

② قطر اندیس : قطر متوسط بصورت پیوسته نیست و براساس اندیس و جدول A-28 جدول دارد انتخاب میشود :

انتخاب اندیس : $C = 10$ برای ساخت فنر

چند حالت قطر متوسط را در نظر میگیریم

$$d = 0.1\ mm \longrightarrow \frac{D}{d} = 10 \longrightarrow D = 1\ mm$$

قطر سیم کم بوده و ممکن است منجر به کمانش فنر شود

$$d = 0.25\ mm \longrightarrow \frac{D}{d} \le 10 \longrightarrow D = \underline{2.5\ mm}$$

③ سختی

$$K = \frac{\Delta F}{\Delta l} = \frac{0.4\,(0.05 \times 10)}{3} = 0.067\ \frac{N}{mm}$$

LearnElement.ir

$$K = \frac{Gd^4}{8D^3 N_a} \rightarrow N_a = \frac{Gd^4}{8KD^3} = 39$$

با فرض دو سر تخت برای فنر $N_t = N_a + 2 = 41$

$$l_s = N_t (0.25) = 41(0.25) = 10.25 \text{ mm}$$

با توجه به 3mm کورس حرکتی طول فنر به بیش از 14mm و ضربت کیبورد در حدود 20-25 mm خواهد بود که زیاد است. برای کاهش حلقه‌ها (با ثابت نگه داشتن سختی) باید اندیس را زیاد کنیم (به عبارت دیگر D را زیاد کنیم)

$$C = 15 \rightarrow D = 15(0.25) = 3.75 \text{ mm} \quad (\text{L } 8\text{mm} \times 8\text{mm})$$

$$N_a = \frac{Gd^4}{8KD^3} = 11 \rightarrow l_s = (11+2)0.25 = 3.25 \text{ mm}$$

$$l_f \rightarrow l_1 \rightarrow l_2 \rightarrow l_s$$

(بیش بار — طول فنر)

$$l_2 - l_s = 0.1(3) = 0.3 \text{ mm} \rightarrow l_2 = 3.25 + 0.3 = 3.55 \text{ mm}$$

$$l_1 - l_2 = 3 \Rightarrow l_1 = 6.55 \text{ mm}$$

$$l_f - l_1 = \frac{0.05 \times 9}{0.067} = 7.46 \text{ mm} \Rightarrow l_f = 14 \text{ mm}$$

دو سر تخت $l_f = PN_a + 3d \Rightarrow P = \frac{14 - 3(0.25)}{11} = 1.2 \text{ mm}$

LearnElement.ir

④ تمرین : بارگذاری تندش

$\tau_{max} = K_w \frac{8FD}{\pi d^3}$ ، $K_w = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C}$ ← تنش برشی در فنر با توجه به بار وارد

$C = 15$ ، $K_w = 1.09$ ، $F = k(l_f - l_2) = 0.067(14 - 3.55)$

$\tau_{max} = 466$ Mpa

$\tau_{min} = K_w \frac{8(0.05 \times g)D}{\pi d^3} = 333$ Mpa

$\Rightarrow \tau_a = 66.5$ Mpa, $\tau_m = 399.5$ Mpa

$S_{su} = 0.67 S_u$ ، $S_u = \frac{A}{d^m} = \frac{2211}{(0.25)^{0.145}} = 3775$ Mpa

$\Rightarrow S_{su} = 2529$ Mpa

نتایج آزمایشگاهی ← $S_{su} = 398$

$S_{sm} = 534$

$\Rightarrow S_{se} = \frac{S_{su} S_{sa}}{S_{su} - S_{sm}} = 504.5$

Goodman $\frac{\tau_a}{S_{se}} + \frac{\tau_m}{S_{su}} = \frac{1}{n} \Rightarrow n = 3.45$

که ضریب اطمینان بسیار بالاتر از 1.2 < n < 1.4 است

LearnElement.ir

در مدتی که جاذبه ممکن است فنر به طول برده برسد. باید بررسی کنیم که در این لحظه

$\Delta l_{max} = l_f - l_s$ شکست اتفاق نیافتد

$= 14 - 3.25 = 10.75\ mm \rightarrow F_{max} = k\Delta l_{max} = 0.72\ N$

$\Rightarrow \tau = K_w \frac{8FD}{\pi d^3} = 455\ Mpa$

$S_{sy} = 0.45 S_u = 0.45(3775) = 1699\ Mpa$

$\Rightarrow F.S. = \frac{1699}{455} = 3.7$

⑤ پاسخ

$L_f < \frac{\pi D}{\alpha}\sqrt{2\frac{E-G}{2G+E}}$

$\rightarrow \alpha = 0.5 \Rightarrow \frac{\pi D}{\alpha}\sqrt{2\frac{E-G}{2G+E}} = 19.4\ mm$ تقریباً نصف دور

$L_f \simeq 14 < 19.4\ mm$

فنر پایداری مطلق دارد.

⑥ فرکانس طبیعی

$f = \frac{1}{2}\sqrt{\frac{k}{m}} \qquad k = 0.067\ \frac{N}{mm}$

$m = \frac{\pi d^2}{4}(\pi D N_a)\rho \qquad \rho = 7600\ \frac{kg}{m^3}$

$m \simeq 5 \times 10^{-2}\ gr$

$f = 581\ Hz$ تقریباً از سرعت نوسان

LearnElement.ir