رابطه گودمن سمت راست برای $\sigma_{em} > 0$

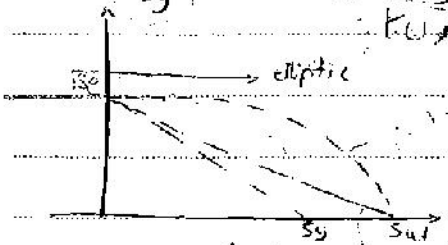
$$\frac{\sigma_{em}}{S_{ut}} + \frac{\sigma_{ea}}{S_e} = \frac{1}{SF} \longrightarrow SF = \frac{S_e \cdot S_{ut}}{\sigma_{ea} \cdot S_{ut} + \sigma_{em} \cdot S_e}$$

در این تئوری‌ها باز SF را داریم و برای بیان آن معادله با N = 1 تعیین می‌شود.

4) Elliptic (بیضوی) این تئوری توسط مؤسسه آمریکایی ارائه شده است و [illegible]
(ASME)

رابطه در این تئوری:

$$\left(\frac{SF \cdot \sigma_{em}}{S_y}\right)^2 + \left(\frac{SF \cdot \sigma_{ea}}{S_e}\right)^2 = 1.0$$



مقایسه بین ۴ تئوری:

- محافظه‌کارترین و محتاط‌ترین تئوری Sudeiberg
- جسورترین هم Geiber.
- معتبرترین تئوری هم جدیدترین است. یعنی همان Elliptic می‌باشد.

Soderberg → Elliptic → Goodman → Gerber

ولی در عمل از Goodman استفاده می‌شود. زیرا عملی‌تر از همان Elliptic است.

* نکته:

همان طور که ذکر شد σ_{em} و σ_{ea} از رابطه‌ی Von-Mises محاسبه می‌کنیم. طبق این رابطه همیشه مثبت می‌شوند. ولی گفته شد که σ_{em} می‌تواند منفی باشد. درحالی که چنین σ_m و همچنین τ_m داشته باشیم، حتی اگر یکی هم منفی باشد پس با مشکل مواجه خواهیم شد که بالاخره علامت σ_{em} چیست!

حل:

1) تنش‌های اصلی میانگین σ_3^m ، σ_2^m و σ_1^m
2) تعیین بزرگ‌ترین تنش از لحاظ مقدار قدر مطلق $\max|\sigma_m|$
3) علامت بزرگ‌ترین $\max|\sigma_m|$ را به σ_{em} در رابطه نسبت داده می‌شود.

$$\text{if } \max|\sigma_m| \begin{cases} > 0 \\ < 0 \longrightarrow SF = \dfrac{S_e}{\sigma_{ea}} \end{cases}$$

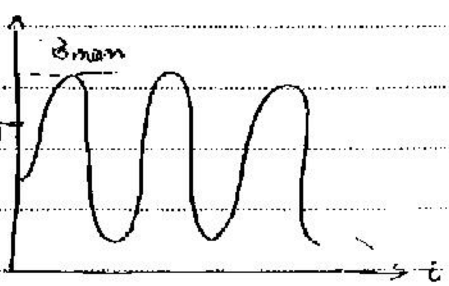
Subject:
Year. Month. Date. ( )

سوالی که پیش می‌آید (لحظه درنگیرد!) این است که محاسبه و بررسی واماندگی به ازای σem
ضروری تر است یا σem > 0 ؛ به ازای σem<0 ؛ چون چرخ این های متفاوت
داریم و بین چرخ این به ازای σem ها کمتر است.

با توجه به نکته‌ای که جلسه قبل مطرح شد، به ازای $\sigma_{em}<0$ و $\sigma_{ea}<S_e$ اگر باشد σem منفی
هم باشد، عمر بی‌نهایت می‌شود.

ضروری است تا Langer آمد تا برای نرخ تنش‌های بالا که قطعه در سیکل اول دچار
واماندگی نشود. برای این اتفاق خواهد افتاد:

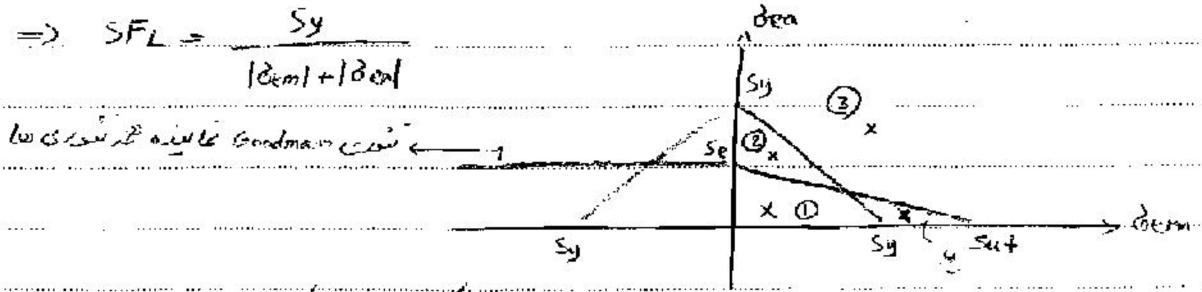
$\sigma_{max} > S_y \Rightarrow \sigma_{em} + \sigma_{ea} > S_y$



با این ناحیه امنی هم Langer به ما می‌دهد:

$|\sigma_{em}| + |\sigma_{ea}| = S_y$

$$\Rightarrow SF_L = \frac{S_y}{|\sigma_{em}|+|\sigma_{ea}|}$$

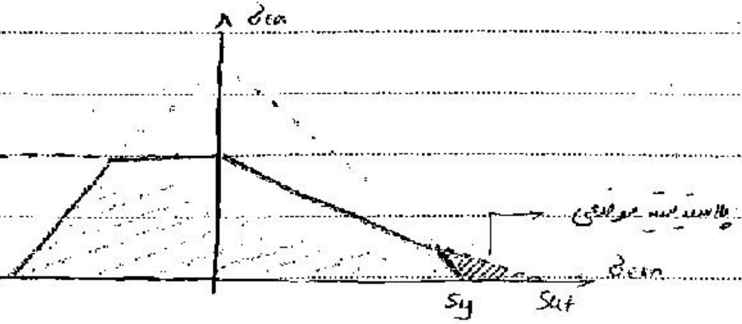


پس الان می‌بینیم نقطه‌ای را از چرخ این Langer عبور کرده باشد SFL بزرگتر از 1
باشد یعنی پایین چرخ امنیم.

مناطق ① و جدی ②، ③ تنش Goodman و Langer با هم توافق نظر دارند
ولی در ناحیه ④ این دو تا تنش با هم اختلاف نظر کمی دارند.
اونجا که کدام را قبول کنیم باز برای احتیاط از Langer پیروی می‌کنیم چون مطمئن‌تری

که ابتدا تنش متوسط را از failure یعنی تسلیم و گذر از Sy، یعنی نقطه‌ها از Sy به آن طرف حذف می‌کنیم.

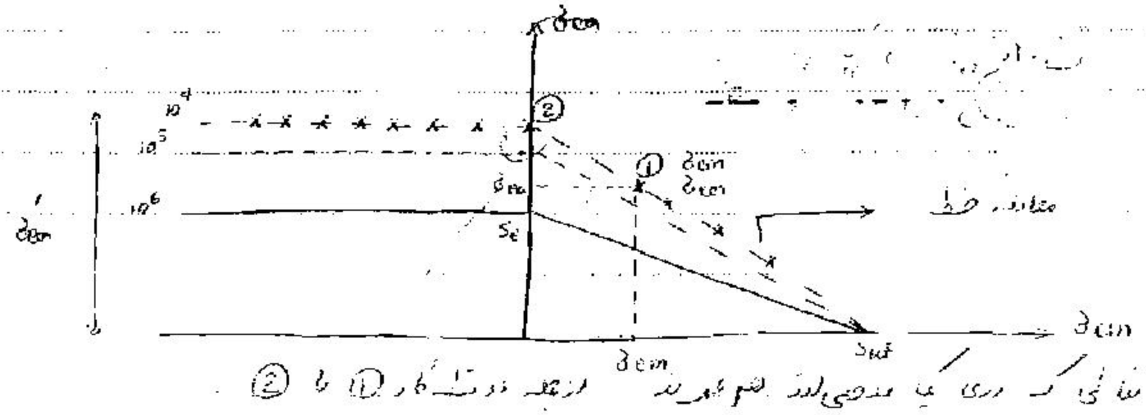
حتی چیزهایی که گفته شد، یعنی هر مورد استاتیکی حذف می‌شود:



منحنی تنهایی از قطعه دچار واماندگی می‌شود. به این معنی نیست که قطعه دچار تسلیم شده و دیگر قابل استفاده نیست. گاهی نقاطی از قطعه دچار واماندگی می‌شوند و در ناحیه پلاستیک قرار می‌گیرد (پلاستیسیته موضعی)، تا زمانی که این پلاستیسیته به حد necking نرسیده باشد، قطعه به کار خود ادامه خواهد داد.

خوب، با وجود همه این بررسی‌ها که مثلاً $SF_G < 1.0$ عمر محدود است، ولی هنوز مقدار این N را تعیین نکردیم. هنوز رابطه‌ای برایش کشف نشده!

اگر بیاییم یا مثلاً N از یک عدد را قطع کنیم، مثلاً $N=10^5$، نمودار زیر حاصل می‌شود. چون بایست توجه کنیم برای $\sigma_a < S_e$ عمر بی‌نهایت است.



تمام نقاطی که روی یک منحنی‌اند هم‌عمرند. از قطعه در شکل ① با ②.

برتری نقطه ② این است که σem ندارد ، پس عمر آن راحت مثل حالت کاملاً معکوس شونده تعیین می شود.

$$N = f(\sigma_{ea}) = \left(\frac{\sigma_{ea}}{a}\right)^{1/b}$$

مزیت نقطه ② دارای تنش کاملاً معکوس شونده متناظر با نقطه کاری ① است.
تنها کاری که می ماند این است که σ′ea را برحسب σea و σem بیابیم که آن هم از راه هندسه تعیین می شود.

$$\frac{\sigma_{ea}}{\sigma'_{ea}} = \frac{S_{ut}-\sigma_{em}}{S_{ut}} \Longrightarrow \sigma'_{ea} = \frac{\sigma_{ea}\cdot S_{ut}}{S_{ut}-\sigma_{em}}$$

$$\Longrightarrow N = \left(\frac{\sigma'_{ea}}{a}\right)^{1/b}$$

روش دیگری هم برای محاسبه عمر وجود دارد که معمولاً از این استفاده می شود.

$$\frac{\sigma_{em}}{S_{ut}} + \frac{\sigma_{ea}}{\sigma'_{ea}} = 1 \longrightarrow$$ معادله خطی که نقطه کاری روی آن است

$$\Longrightarrow \sigma'_{ea} =$$ مثل معادله بالا بدست می آید

جلسه بعدی 88/12/14

میان ترم شنبه 88/13/2

(جلسه چهارم) 88/12/14

ب - 1 : مواد غیر کاملاً همگن شونده (مواد نرم) (که بررسی شد)

ب - 2 : مواد غیر کاملاً همگن شونده (مواد ترد)

به دلایلی چون ریخته‌گری که یکی از مواد ترد رایج‌تر است، چدن‌هایی که ارزان بوده و مقاومت بالایی در برابر سایش دارند، استفاده می‌شود تا از این دسته مواد هم در بارگذاری زیادی استفاده شود.

این دسته از مواد ترد، چدن‌های چکش‌خوار (فشاری) هستند.

برای محاسبه Se مقادیر ($S'_e \times k_a \times k_b$) برای چدن‌های مختلف در جدول 9-22 داده شده است.

برای محاسبه k_c :

$$k_c = \begin{cases} 1.0 & \text{خمشی} \\ & \text{(برای بارگذاری پیچشی در صورتیکه Von-Mises اعمال می‌شود)} \\ 0.9 & \text{محوری} \end{cases}$$

این مقادیر به سه مقدار بحث بالا تعمیم می‌شود.

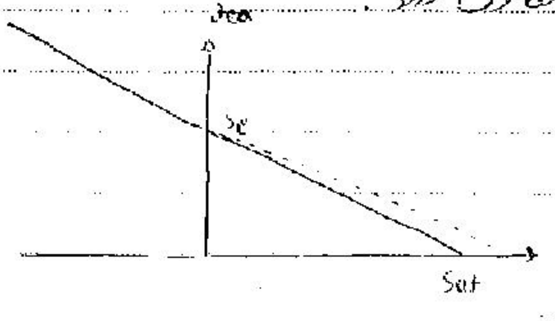
محاسبه‌ی k_d و k_e شبیه مواد نرم است.

برای k_{fs} :

مقدار مربوط به چدن چکش‌خوار

$$k_{fs} = 1 + 0.2\,(k_{ts} - 1.0)$$

تئوری‌های شکست برای مواد ترد به مقداری با مواد نرم تفاوت دارد.



• تئوری Smith - Dolan

برای تنش متوسط منفی ($\sigma_m < 0$) می‌توان از رابطه موجود در مواد نرم استفاده کرد.

چون که بقیه ترم منفی‌اند .

$$\frac{\sigma_{ea}}{S_e} + \frac{\sigma_{em}}{S_{ut}} = \frac{1}{SF} \qquad \sigma_{em} > 0$$

طبق تئوری Smith-Dolan :

$$\frac{SF \cdot \sigma_{ea}}{S_e} = \frac{1 - \frac{SF \cdot \sigma_{em}}{S_{ut}}}{1 + \frac{SF \cdot \sigma_{em}}{S_{ut}}} \qquad \sigma_{em} \geq 0$$

$$SF \cdot \sigma_{ea} = S_e + \left(\frac{S_e}{S_{ut}} - 1\right) SF \cdot \sigma_{em} \qquad \sigma_{em} < 0$$

به ندرت از رابطه‌ی $\sigma_{em} < 0$ استفاده می‌شود ، چون مواد ترد در معادلات استفاده می‌شوند که روابط خاص خود را دارند . ما معمولاً از این روابط چندان استفاده نخواهیم کرد

برای دیدن حالتی برای این ، مثال 6-13 را مطالعه فرمائید !

نکته :

$$S_{se} \xrightarrow{\text{معادل}} S_e \qquad \underline{S_{se} = 0.59\, S_e}$$

$$S_{su} \xrightarrow{\text{معادل}} S_{ut} \qquad \underline{S_{su} = 0.67\, S_{ut}}$$

$$\underline{S_{sy} = 0.5\, S_y}$$

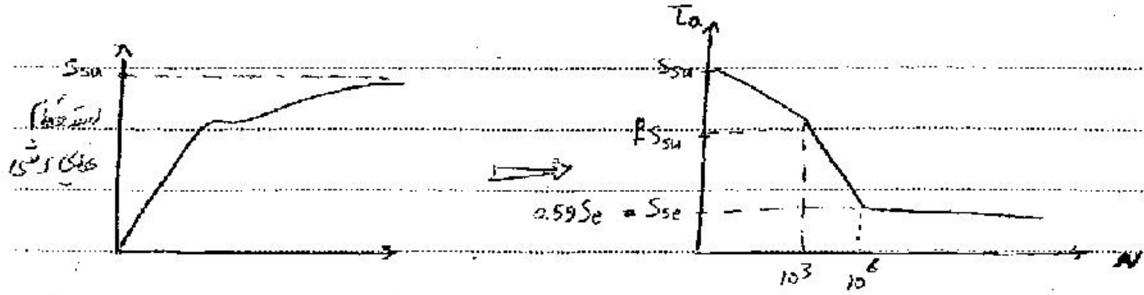
زمانی که تنها دارای تنش برشی هستیم ، می‌توانیم این‌طور عمل کنیم :

$$\tau_m \rightarrow \sigma_{em} = \sqrt{3}\, \tau_m$$

$$\tau_a \rightarrow \sigma_{ea} = \sqrt{3}\, \tau_a$$

تمام روابط هم برحسب σ_{em} و σ_{ea} وجود دارد ، برحسب σ_{ea} و σ_{em} به جواب می‌رسیم .
ولی به نظر می‌رسد که کمی ایراد دارد ، چون تا اینجا برش نداشتیم ، تنش برشی .

آزمایش‌هایی که برای تنش برشی انجام شده ، نتایج مشابه تنش‌های کششی دارد ، ولی در اینجا به جای S_{su} و S_{se} ، σ را به کار می‌بریم .



اگر در بارگذاری تنش برشی داشتیم ، می‌توانیم اول Se را محاسبه کنیم و بعد 0.59 را در آن ضرب کنیم
اگر تنها بارگذاری همین تنش برشی باشد ، با ضرب Kc=0.59 به Sse خواهیم رسید.

تئوری ها برای حالت تنش برشی :

تئوری Goodman برای حالت برشی خالص :

$$S_{se} : \quad \frac{\tau_a}{S_{se}} + \frac{\tau_m}{S_{su}} = \frac{1}{SF}$$

سوالی که پیش می‌آید این است که از کدام روش برای SF به نتیجه بهتری خواهیم رسید؟

اگر تمامی تنش های موجود در نقطه تحت بررسی برشی باشد ، از دو روش (هر کدام که دقت بیشتری دارد) می‌توانی استفاده کنی
اگر تنش های اعمالی مختلط چندین نوع باشد ، هم محوری هم برشی ، حتما باید از روش اول بررسی .

* نتایج مسأله دو روش کمی با هم اختلاف خواهند داشت .

* سعی کن در امتحان مستقیما از روش اول بری به جواب برسی .

ج - حالت تنش های نوسانی متغیر Varying fluctuating (6-15)

فرق این حالت با قبلی این است که علاوه بر نوسان تنش‌ها ، حد بالا و پایین و مقادیر میانی m و a در حال تغییر هستند .

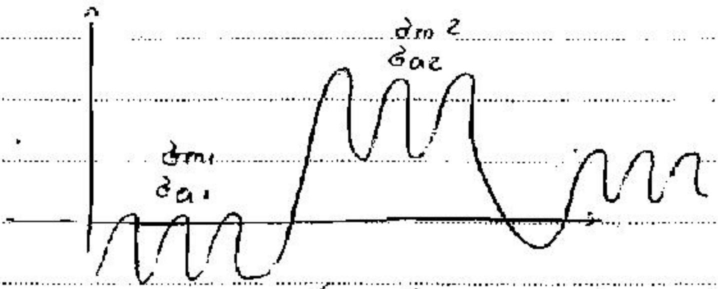
Subject:
Year. Month. Date. ( )

افرادی که در این زمینه کار کردند معروفترین Miner و ... مثلاً تئوری به تئوری
Miner معروف است.

فرض کنید تعداد عمرش N است. اگر قطعه کل عمرش را کار کرده باشد:

$\frac{n}{N} = 1$ $n = N$ (n مقدار سیکلی که قطعه تحت بارگذاری نوسانی تکرار شده است)

در حالت varying fluctuating قطعه تحت بارگذاری‌های مختلف قرار می‌گیرد.



این تئوری می‌گوید اگر قطعه تحت بارگذاری شماره ۱، n_1 سیکل کار کرده باشد $\frac{n_1}{N_1}$ از عمر قطعه صرف شده است. اگر تحت بارگذاری شماره 2، n_2 سیکل کار کند $\frac{n_2}{N_2}$ از عمر قطعه صرف می‌شود. برای p بارگذاری:

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \dots + \frac{n_i}{N_i} + \dots + \frac{n_p}{N_p} = 1.0$$

که آسیب ناشی از بارگذاری ①

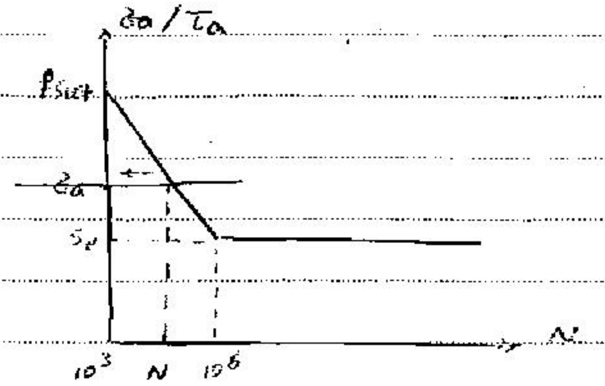
این تئوری، تئوری انباشتگی آسیب‌ها (Damage cumulation) نامیده می‌شود
که همان تئوری minor است.

وقتی این مجموع را برای مواد مختلف کالیبره می‌کنیم، عدد دقیق 1 نمی‌شود ولی نزدیک آن است

فرضی که در این تئوری انجام می‌شود این است که بارگذاری تأثیری در Se ندارد و Se تغییری
نمی‌کند. یعنی تئوری به سیستمی طراحی شده که در آن Se ثابت می‌ماند.

بررسی قطعه در این شرایط این‌گونه است که مثلاً:

88/2/19 (جلسه پانزدهم)



ادامه‌ای از جلسه‌ی گذشته :

$\text{if } \sigma_a < S_e \rightarrow N = \infty$

$\text{if } \sigma_a > S_e \rightarrow N = (\frac{\sigma_a}{a})^{\frac{1}{b}}$

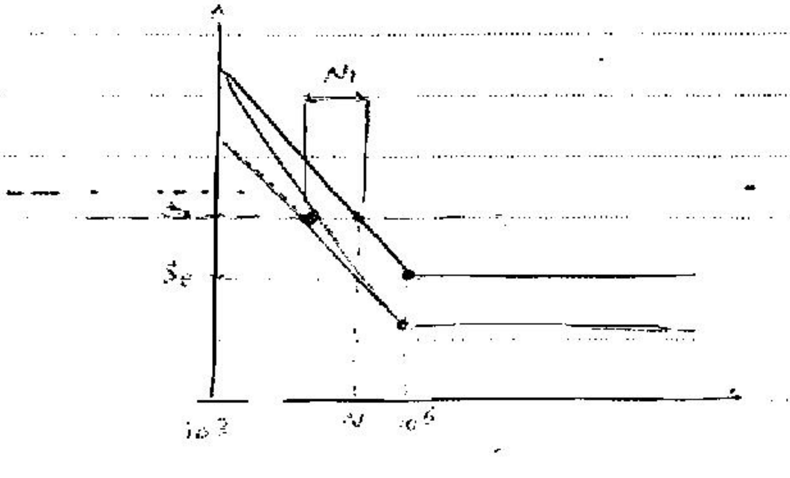
اگر تنش‌های با N معین را به کار ببریم، به تدریج از عمر آن کم می‌شود تا به 10^3 برسد (روی خط افقی گذرنده از σ_a)

حالا فرض کنیم تنشی اعمال کنیم N به پایان برسد و قطعه از کار خارج شده، سؤال این است که آیا حد دوام قطعه Se تغییر کرده و چگونه بدست می‌آید

در واقعیت هم تغییر می‌کند

برای یافتن S_e^* (جدید) تئوری‌های متعددی وجود دارد که ما یکی را انتخاب می‌کنیم :

ادعا این است که S_e^* را برای تنش عمر قطعه در حالت ثانویه نسبت (درصد) عمر بسته به این که بارگذاری اول کجا قرار می‌گیرد ؛ عمر قطعه متناسب با آن خواهد بود.



Subject:
Year. Month. Date. ( )

طراحی محورها : (shafts) (chapter 7)

محورها قطعاتی دوار یا ثابت اند که قطعات دیگر را نگه می‌دارند.

به مجموعه این نوع قطعه‌ها محور یا shaft می‌گویند ولی ممکن است بعضی از آنها اسم‌های خاص هم داشته باشند :

1) axle → شفتی که گشتاور پیچشی تحمل نمی‌کند

در اتومبیل چرخ‌هایی که غیر محرک اند روی axle نصب شده‌اند. یعنی این‌ها آزادانه روی axle می‌چرخند بدون این که axle بچرخد. ولی چرخ‌های محرک روی شفتی نصب شده‌اند که در برابر گشتاور پیچشی مقاومت می‌کند.

2) Spindle → شفت کوتاهی است که مقاومت پیچشی بالایی دارد و باید خیز بسیار ناچیزی داشته باشد.
این نوع شفت کوتاه با قطر بزرگ است.

معمولاً قطعاتی که روی شفت نصب می‌شوند، چرخ دنده‌ها، پولی‌ها، [illegible] هستند. گاهی کلاچ، ترمز و ... هم هستند.

یک اصل این است که این قطعات چگونه روی شفت نصب می‌شوند.

مثلاً روی شفت یک پین به عنوان مانع می‌گذاریم تا در صورت [illegible] انرژی محوری، چرخ دنده حرکت نکند یا می‌توان [illegible] استفاده کرد (همان [illegible] که [illegible]) یا shrink fit کردن.
یا چرخ دنده را داغ روی شفت بگذاریم که بعد به شفت محکم بچسبد ...

Subject:
Year. Month. Date. ( )

همان طور که قبلاً گفتیم اول از همه مهم است معیار طراحی را تعیین کنیم و برای این سیستم عمده معیارها :

1) استحکام (استاتیکی و خستگی)

2) تعیین شکل (خیلی یک منبع مهم در شکست هاست)

3) سرعت بحرانی

به خاطر آشنایی ما نیز استحکام معیار طراحی را استحکام گذاریم (معیار اول) ، ولی در موارد دیگر را چک می کنیم

به نکاتی که باید توجه شود :

1) تعیین نوع و موقعیت قطعاتی که روی محور سوار می شوند (نقطه ی مهم است که تعیین کنیم طول محور چقدر است و چیدمان قطعات چگونه است .)

2) تعیین نوع و موقعیت یاتاقان های محور را مشخص خواهیم کرد . (شکل جاگیری یاتاقان ها و نوع آنکه بسیار مهم است)

(از آنجایی که باید محور تحت کشش قرار گیرد تا تعادل ، تعادلی که کششی طراحی شود ترجیحاً تحت کشش است .)
(در اثر فشار ممکن است قطعه دچار کمانش شود ، این ها را هم باید چک شود)

3) تعیین نحوه ی نصب (تثبیت) قطعات روی محور (تمرکز تنش ها از این جا بر می خیزد)

4) محاسبه بارهای وارد بر محور از طرف قطعات نصب شده

5) تعیین (تخمین زدن) نقاط بحرانی محور و کنترل بارها روی آنها

Subject:
Year. Month. Date. ( )

6) انتخاب جنس، نوع ماشینکاری، عملیات حرارتی و صافی سطح

7) حدس زدن ابعاد ناپیوستگی (پارامترهایی که در حالت تمرکز تنش لازم است در اینجا تعیین می‌شود.)

- بعنوان حدس اولیه می‌توان به مقادیر زیر استناد کرد:

مثلاً در پله‌ای $\frac{D}{d} = 1.5$, $\frac{r}{d} = 0.02$ تا 0.1

(در جای پخ کف یاتاقان)

$\Rightarrow K_t$ و K_{ts}

یا استفاده از مقادیر پیشنهادی زیر را استفاده کنیم: (مقادیر پیشنهادی جدول 7-1 صفحه 361)

8) محاسبه تنش‌ها (بر حسب قطر مجهول) در نقاط بحرانی (همه بر حسب قطر)

9) کنترل شرط تنش (محاسبه قطر)

10) محاسبه ابعاد بخش‌های مختلف بین نواحی قطر مجهول (با داشتن [illegible]) (محاسبه قطر)

11) کنترل مطالب تمرکز تنش در نقطه‌های دیگر (Kb ، q ، ...)

12) کنترل معیارهای غیر تنشی مثل کمانش

(جلسه شانزدهم) 88/2/21

در مرحله محاسبه تنش‌های جاری M، T و F را بدست می‌آوریم. تنش برشی ناشی از نیروی برشی معمولاً حساب نمی‌شود چون هم مقدار تنش ناشی از آن ناچیز است و ثانیاً این تنش در نقاط کناری اتفاق نمی‌افتد.

$M \rightarrow \sigma$

$T \rightarrow \tau$

$F \rightarrow \sigma$

ولی فعلاً نمی‌دانیم این σ های نوشته شده σ_a است یا σ_m یا τ_a داریم یا τ_m. این موضوع بستگی به شرایط بار و همچنین خود شفت دارد.

- مثلاً برای τ:

اگر شفت ثابت و T ثابت باشد ← τ_m

اگر شفت در حال چرخش و T ثابت ← τ_m

اگر شفت ثابت و T متغیر ← τ_m و τ_a

" " در حال چرخش و T متغیر ← τ_m و τ_a

پس از اینکه شفت ثابت یا در حال دوران باشد، اگر T ثابت باشد تنها τ_m و برای ثابت یا در حال دوران بودن شفت، به ازای T متغیر τ_m و τ_a داریم.

- در مورد نیروی محوری F وضع مثل T است. به ازای F ثابت چه شفت دوران کند چه نکند σ_m و در صورت متغیر بودن F، σ_m و σ_a داریم.

- در مورد M:

M ثابت و شفت ثابت ← σ_m

M نوسانی باشد و شفت ثابت ← σ_a و σ_m

M ثابت و شفت دوران کند ← σ_a

M نوسانی باشد و شفت دوران کند ← σ_a و σ_m (اگر [illegible])

Subject:
Year. Month Date ( )

بنابراین در حالت کلی : σ_m و σ_a

τ_m و τ_a

σ_m و σ_a

در بررسی خستگی ابتدا تمام تنش‌ها را در k_f مربوط به خودش ضرب می‌کنیم و تنش‌های ناشی از نیروی محوری به k_c تقسیم هم می‌شود. در نهایت داریم :

$k_f \sigma_m \quad k_f \sigma_a$

$k_{fs} \tau_m \quad k_{fs} \tau_a$

(اگر داشتیم) $k_f \sigma_m \quad \frac{k_f \sigma_a}{k_c}$

در حالت کلی که σ و τ داریم :

$$\sigma_{em} = \sqrt{(k_f \sigma_m)^2 + 3(k_{fs} \tau_m)^2}$$

$$\sigma_{ea} = \sqrt{(k_f \sigma_a)^2 + 3(k_{fs} \tau_a)^2}$$

تبدیل حالت تنش به تنش معادل به روش‌های مختلفی انجام می‌گیرد. روش von-Mises یکی از آن روش‌ها. قبلاً Tresca هم رابطه‌ای برای کاهش تنش معادل ارائه داد ولی بیشتر روابط متروک شدند.

معیار تسلیم این است :

$$\sigma_{em} + \sigma_{ea} = \frac{S_y}{SF_L}$$

قبلاً می‌نوشتیم $SF_L = \frac{S_y}{\sigma_{em} + \sigma_{ea}}$ به خاطر این بود که ما آنالیز مسئله طراحی را داشتیم ولی الان SF_L را داریم و می‌خواهیم آن را طراحی کنیم. بنابراین کران بالای T بحث نمی‌شود و بررسی آن فقط در نقطه کرانی انجام می‌شود.

هم چنین به خاطر محیط اطمینان داریم با رابطه‌ی Goodman هم نظر سری درست می‌آید

$$\frac{\sigma_{em}}{S_{ut}} + \frac{\sigma_{ea}}{S_e} = \frac{1}{SF_G}$$

(برای سطح مقطع دایروی)

$M_{m/a} \longrightarrow \sigma_{m/a} = \frac{32 M_{m/a}}{\pi d^3}$ (1)

$T_{m/a} \longrightarrow \tau_{m/a} = \frac{16 T_{m/a}}{\pi d^3}$ (2)

$F_{m/a} \longrightarrow \sigma_{m/a} = \frac{4 F_{m/a}}{\pi d^2}$ (3)

این جا چون روابط (1) و (2) هر دو d^3 دارند و وجود (3) کار ما را سخت‌تر می‌کند اگر بتوانیم (3) را حذف کنیم و با (1) و (2) به نتیجه برسیم به این جهت کار راحت‌تر می‌شود.

روشی که ما استفاده می‌کنیم فرض می‌کنیم اول F وجود ندارد و بر حسب (1) و (2) قطر محاسبه و در پایان اگر واقعاً F وجود داشته باشد از روشی قطر محاسبه شده را تصحیح می‌کنیم

بنابراین :

- در حالت خاصی که نیروی محوری وجود ندارد می‌توان به جای بند ۱۰ از روابط زیر استفاده کرد :
(برای محاسبه قطر محور)

مثلاً ۸ روابط داریم در این ۸ تا دلیل این است که خود σ_{ea} و σ_{em} می‌توانند از روش DE یا Tresca محاسبه شوند. پس از محاسبه می‌توان از هر کدام از ۴ تئوری خستگی استفاده کرد، پس کلاً 2×4 = 8 تا می‌شود.

DE - Goodman

DE - Elliptic (دقیق‌ترین به نتایج عملی)

⋮

MSS - Goodman

⋮

● DE - Goodman

$$d = \left[\frac{16000 \cdot n_d}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4(k_f \cdot M_a)^2 + 3(k_{fs} \cdot T_a)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \right. \right.$$

$$\left. \left. \frac{1}{S_{ut}} \left[4(k_f \cdot M_m)^2 + 3(k_{fs} \cdot T_m)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (7.8)$$

در کتاب به جای 16000 ، ۳۲ گذاشته . در این حالت همه‌ی پارامترها براساس واحدهای معمول در سیستم خودشان قرار داده می‌شوند . (در SI d برحسب متر و در in برحسب ft می‌باشد) در این جا که 16000 ، d برحسب mm بدست می‌آید در این حالت

$S_e , S_{ut} \longrightarrow MPa$

$M_a , T_a \ (M_m , T_m) \longrightarrow N.m$

حال اگر بخواهیم ضریب اطمینان را حساب کنیم همان nd هست :

$$(n_d) \ \frac{1}{SF} = \frac{16000}{\pi d^3} \Big\{ \qquad \text{همان مقدار بالایی} \qquad \Big\} \quad (7-7)$$

● DE - Elliptic

$$d = \left\{ \frac{16000 \cdot n_d}{\pi} \left[4\left(\frac{k_f M_a}{S_e}\right)^2 + 3\left(\frac{k_{fs} \cdot T_a}{S_e}\right)^2 + 4\left(\frac{k_f \cdot M_m}{S_y}\right)^2 + \right. \right.$$

$$\left. \left. 3\left(\frac{k_{fs} \cdot T_m}{S_y}\right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (7-12)$$

$$\frac{1}{SF} = \frac{16000}{\pi d^3} \Big[\qquad \text{همان بالایی} \qquad \Big]^{\frac{1}{2}} \quad (7-11)$$

● DE - Gerber 7-10 (d) 7-9 (SF)

Subject:
Year. Month. Date. / /

DE - Soderberg 7-14 (d) و 7-13 (SF)

این رابطه‌ای که توسط یک مرکز صنعتی ارائه شده رابطه‌ی MSS - Soderberg توسط شرکت
westing house است که در آن زمان (حتی حالا هم) سازه‌سازی بوده ولی الآن
لوازم خانگی تولید می‌کند
(اگر تست‌های کشش انجام شده جوابشان با این رابطه درست در می‌آید)

برای کنترل شرط تسلیم هم از این رابطه استفاده می‌شود:

$$\sigma_e^{max} = \left[(\sigma_m + \sigma_a)^2 + 3(\tau_m + \tau_a)^2 \right]^{1/2}$$ (توصیه کتاب)

$$SF_L = \frac{S_y}{\sigma_e^{max}} \leq \frac{S_y}{\sigma_{em} + \sigma_{ea}}$$

روش دیگر این است که گام اول با داشتن σ_m و τ_m ، σ_{em} را حساب کرده و از روی
σ_a و τ_a ، σ_{ea} را حساب کرده سپس: $\sigma_e^{max} = \sigma_{em} + \sigma_{ea}$

⑤ صحت جواب بررسی کنید:
1) روش عادی همان است که آن را همراه ضرایب ها در نظر گرفته و یک معادله درجه 2 حل کنیم

2) در روش دوم برای بررسی ابتدا قطر حساب شده کمی باید بیشتر باشد، پس معمولاً در حدود 15
و 20٪ (بسته به این که برای کاری چقدر است) قطر حساب شده را افزایش داده
و با این قطر SF را حساب کرده، با مقدار داده شده چک کنیم.

اگر SF محاسبه شده برابر همان SF داده شده باشد، پس قطر درست است.
اگر SF " " بزرگتر " " " یعنی قطر را بزرگتر از مقدار
معقول گرفتیم.

* جدول‌ها هم SF را بر همان رابطه‌ی تنش بدست می‌آوریم جدا از روابطی که نوشتیم

خطا نکردیم، تفاوت آزمون صحیح و خطاست (اصطلاح d را اصلاح می‌کنیم، SF را
محاسبه می‌کنیم تا به جواب معقول برسیم.

برتری روش دوم محاسبه d نسبت به روش اول این است که در روش اول باید در جاهای
مختلف حدس بزنیم، برای q ، k_b و K_f ولی این روش دوم این گونه نیست.

در هنگام استفاده از روش دوم، مقادیر K_f ، K_{fs} و k_b را از جدول 7-1 ابتدای
انتخاب حدس اولیه مقادیر (K_f و K_{fs}) می‌خوانیم و k_b هم به عنوان حدس
اولیه 0.9 می‌گیریم.

→ بعد از حدس نمودارها را می‌خوانیم

(A-13-18 $\frac{D}{d}$ و $\frac{r}{d}$)

* برای انتخاب ضریب تمرکز تنش در محل جاخار از مقادیر صفحه 380 استفاده می‌کنیم

$k_t = 2.14$

$k_{ts} = 2.62$

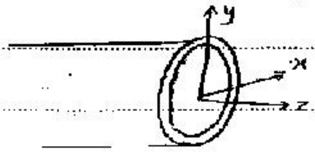
$\frac{r}{\boxed{d}} = 0.02 \longrightarrow r = \checkmark \longrightarrow \overline{q, \checkmark} \dashrightarrow K_f , K_{fs}$

که برای کاهش تنش، قطر کوچک را d در نظر می‌گیریم (فقط در مورد جاخار)

* برای کشش d را داریم
* اگر d نبود از مقادیر
7-1 استفاده می‌کنیم

یکی از کارها استفاده از محورهای توخالی معادل توپر آن است، به طوری که حجم ثابت یعنی کاهش نیابد ولی I افزایش یابد.

*I ای که این جا گفته می‌شود، I سطح است که نسبت به صفحه خمش می‌تواند x، y و یا z باشد.



معیار دیگر در مورد طراحی محور، میزان زاویه پیچش مجاز محور است، اگر یادتان باشد رابطه‌ای که داشتیم $\frac{TL}{GJ}$ است که هر چه L افزایش یابد، افزایش خواهد یافت، معیار برای زاویه‌ی مجاز پیچش: $\frac{0.5^{\circ}}{\text{طول}\ m}$

معیار دیگر سرعت بحرانی محور است:

هر کاری کنیم، محورها یک unbalancing یا ناهمگنی خواهند داشت که باعث می‌شود در حین چرخش و دوران نیروی گریز از مرکزی به دلیل همین ناهمگنی‌ها به محور وارد می‌شود. محور چون که یک ماده الاستیک دارد، می‌دانیم دارای خاصیت ارتجاعی و فنری است، یعنی اگر نیرویی به آن وارد، خاصیت ارتجاعی آن باعث می‌شود در اثر تغییر شکل ناشی از نیرو مقاومت کند، اگر نیرو حذف شود، شکل فنر به حالت اولیه‌اش برمی‌گردد.

دوران محور که نیروی گریز از مرکز تولید می‌کند، این نیرو با نیروی ناشی از خاصیت ارتجاعی محور خنثی می‌شود و در نتیجه محور پایدار می‌ماند، به شرطی که سرعت دوران محور به سرعت بحرانی آن برابر نشود. در صورتی که برابر با این سرعت بحرانی محور از حالت پایداری خارج شده، شروع به نوسان خواهد کرد که ناشی از همان نیروی گریز از مرکز وارد به آن است.

در حالت کلی سرعت کارکرد دستگاه باید خیلی دور از سرعت بحرانی آن باشد. معمولاً سرعت کارکرد باید به گونه‌ای باشد که سرعت بحرانی ۲ تا ۳ برابر سرعت کارکرد باشد.

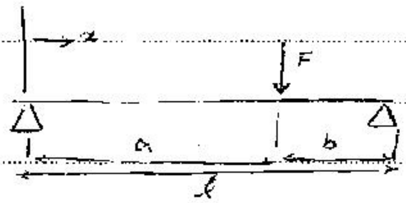
88/2/26 (جلسه هفدهم)

رابطه Westinghouse برای کالیبره قطر محور

$$\underset{mm}{d} = \left\{ \frac{32\,000\,\overset{SF}{\boxed{n_d}}}{\pi} \left[\left(\frac{k_f \cdot \overset{N.m}{M_m}}{\underset{MPa}{S_y}} + \frac{k_f \cdot \boxed{M_a}}{S_e} \right)^2 + \left(\frac{k_{fs} \cdot T_m}{S_y} + \frac{k_{fs} \cdot T_a}{S_e} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

در این جا قطر را بر مبنای استحکام بدست آوردیم ولی عوامل دیگر چون خیز و سرعت بحرانی را هم باید بررسی بشود.

- کنترل معیار تغییر شکل



در جدول 9-2 روابط مختلف آن را در اختیار می‌گذارد یکی از رایج‌ترین حالات این گونه است:

$$\delta_x = \frac{F \cdot b \cdot x}{6EIl}\left(x^2 + b^2 - l^2\right)$$

$$\delta_{max} = \frac{F \cdot b\left(l^2 - b^2\right)^{\frac{3}{2}}}{9\sqrt{3}\,EIl} \longrightarrow$$ بین گاه‌ها حاکم است.

باید معیاری داشته باشیم تا بتوانیم خیز را با آن مقایسه کنیم. در حالت کلی شرایط کار ما مشخص است که این مجموعه با چه دقتی کار می‌کند ولی یکی از شرایط عمومی - شرط این است شرط کلی نما کند:

$$\delta_{max} < \frac{1\,mm}{m\ \text{طول}}$$ → 1mm خیز برای هر متر طول

اگر با تکیه‌گاه ثابت است، خیز هر جای که از حد گذشت یا قطر را زیاد کنیم یا بیرینگ با بازی محدود ولی مجموعه تکیه‌گاه اضافی لازم است

برای محاسبه سرعت بحرانی از این رابطه ساده که رابطه‌ی Dunkerly است، استفاده می‌کنیم:

$$\omega^{rad/s} = \sqrt{\frac{g}{2\delta_{ii}}}$$

δ_{ii} خیز الاستیکی محور در محل جرم i ناشی از وزن i.

* نکته مهم این رابطه این است که تنها مربوط به جرم‌های وارد شده به محور است، هیچ ربطی به بارهای خارجی ندارد، تنها ناشی از جرم و توزیع جرم‌های روی محور است.

روش استفاده: خیز محور (الاستیکی) فقط ناشی از جرم شماره ۱ را با استفاده از $\delta_x = \frac{Fbx}{6EIl}($

$\delta_{11} =$ به دست می‌آوریم δ_{11}. حال می‌دهیم E_{vs} خیز ناشی از فقط جرم شماره 2

و همین‌طور ادامه می‌دهیم. برای یک بار گسترده خیز در مرکز جرم آن محاسبه می‌شود، پس:

$\sum\delta_{ii} = \delta_{11} + \delta_{22} + \delta_{33}$

با قرار دادن این مقادیر در رابطه ω، سرعت rad/s به دست می‌آید. معمولاً با مقدار rpm کار می‌کنیم، پس رابطه می‌شود:

$$\omega_{(rpm)} = \frac{30}{\pi}\sqrt{\frac{g}{2\delta_{ii}}}$$

بالاتر از سرعت بحرانی مقدار مطلوبی به دست نمی‌آید و باید l را افزایش داد تا ω کاهش یابد. در اینجا باز از محور توخالی استفاده می‌کنیم که باعث سبک شدن و افزایش l و سختی شفت برای خنک کردن آن می‌شود. ولی خود توخالی کردن آن کمی هزینه‌بر است.

اگر محور با دنده‌ای گیر کند، بدانیم چگونه مقدار آن را کاهش می‌کنیم؟

پس محور را معادل می‌گیریم که هم برای خمش، طول و بارگذاری یکسان، و ضریب اطمینان یکسانی داشته باشند.

قطر محور توپر

$$d_o = \frac{\textcircled{d}}{\sqrt[3]{1-\left(\frac{d_i}{d_o}\right)^4}}$$

d_o قطر خارجی محور توخالی معادل توپر

d همان قطری است که از همان روابط طولانی بدست می‌آید:

$$d_o = \frac{1}{\sqrt[3]{1-\left(\frac{d_i}{d_o}\right)^4}}\left\{ \qquad \right\}^{1/3}$$

$\frac{d_i}{d_o}$ که نسبت قطر داخلی به خارجی است مقداری است که در طراحی حدس زده می‌شود.

وقتی از محور توخالی استفاده می‌کنیم، حجم چیزی در حدود 30-40 % کاهش یافته و L افزایش می‌یابد. هم چنین طبق روابط d_o، قطر خارجی محور توخالی بزرگتر از قطر محور توپر خواهد بود.

(مثال 7-2 را بخوانید)

Handbook: Gieck + Gieck کتابهای مناسب جامع
Machinery's Handbook

در Handbook دیگر شده یک رابطه‌ی کلی برای محاسبه قطر بیان می‌کند:

$$d = B\sqrt{\frac{5100}{\sigma_s}\sqrt{(k_m \cdot M)^2+(k_t \cdot T)^2}}$$

M و T گشتاور خمشی و پیچشی

k_m و k_t ضرایبی هستند که بنا به شرایط بارگذاری از جداول مقادیر آنها برای ما مشخص می‌شود.

نوع اعمال بار	ساکن		دوار	
	km	kt	Km	kt
بار اعمالی تدریجی و یکنواخت	1.0	1.0	1.5	1
متغیر، با شوک کم	1.5 تا 2	1.5 تا 2	1.5 تا 2	1 تا 1.5
" " زیاد	—		2 تا 3	1.5 تا 3

(احتمالاً نباید از محور ساکن استفاده کرد)

همچنین: $\tau_s = (0.18\, S_{ut} , 0.3\, S_y)$ مقدار کوچکتر از مقادیر

$= 55\ MPa$ (در صورت نبودن اطلاعات این مقدار استفاده
(می کنیم)

در صورت وجود تمرکز تنش: $\tau_s \longrightarrow 0.75\, \tau_s$

یعنی توجه به نوع تمرکز تنش، می نویسیم $0.75\tau_s$ را برای ... ولی معمولاً این مقدار مربوط به جا خار است.

$$\begin{cases} B = \dfrac{1}{\sqrt[3]{1-\left(\dfrac{d_i}{d_o}\right)^4}} & \text{توخالی} \\ B = 1 & \text{توپر} \end{cases}$$

(رابطه صفحه قبل در حالت کلی با رابطه ای برای d_o است، اگر توپر باشد d_i را صفر قرار می دهیم، $B=1$.)

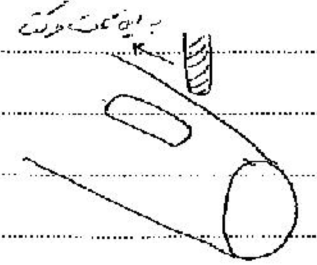
اگر لازم شد در روابط قبلی که ذکر شد، q و ks را بدست آوریم، معمولاً $\frac{r}{d}=0.02$ در نظر گرفته می شود.

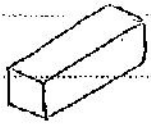
لازم به ذکر است که روابط کلی ذکر شده در handbook با ضریب اطمینان 1.5 است.

88/2/28

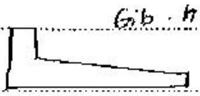
(جلسه هفدهم)

نحوه تثبیت قطعات روی محور





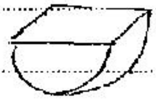
خار چهارگوش square key



خار گوه‌ای tapered key

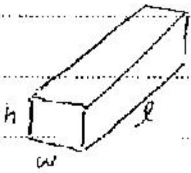
تا جایی که می‌شود آن را به داخل می‌کوبیم

علاوه بر جلوگیری از چرخش نسبت به هم [illegible] نیز عمل می‌کند



woodruff

خاری که ما بیشتر در صنعت متداول است خار چهارگوش است، بنابراین محاسبات آن را بررسی می‌کنیم:

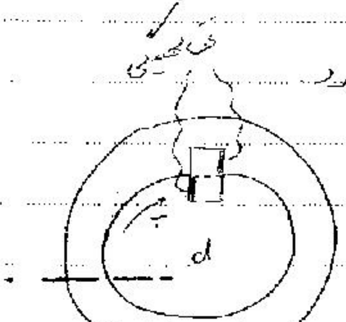


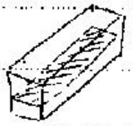
این که ابعاد خار چقدر باشد در جدول 6-7 کتاب استاندارد کرده‌ایم که بر مبنای قطر محورها ابعاد آن یعنی عرض و ارتفاع را برای مقطع مربعی و مستطیلی به ما می‌دهد.

ابعاد	قطر محور
$\frac{1}{4} \times \frac{1}{4}$	از $\frac{3}{4}$ تا 1.5

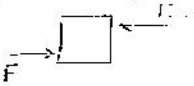
طول خار دست ماست و ما باید آن را تعیین کنیم

هرگاه گشتاور به حد بحرانی برسد، خار ممکن است از وسط ببرد.





جنس خار را از جنس محور و قطعه ضعیف‌تر انتخاب می‌شود تا اگر احیاناً شکستی پیش آمد تنها خار بشکند.



بارگذاری:

الف) برش خار

$$\tau = \frac{F}{wl} = \tau_{all} \Rightarrow l$$

$$F = \frac{T}{d/2} = \frac{2T}{d}$$

Subject:
Year. Month. Date. ( )

ب) له‌شدگی خار $\sigma_{\text{له‌شدگی}} = \dfrac{F}{\frac{h}{2} \cdot l} = \sigma_{all} \rightarrow l_2$

تنش له‌شدگی مجاز خار

ج) له‌شدگی محور $\sigma = \dfrac{F}{\frac{h}{2} l} = \sigma_{all} \rightarrow l_3$

تنش له‌شدگی مجاز محور

د) له‌شدگی توپی $\sigma = \text{"} = \underset{\text{توپی}}{\sigma_{all}} \rightarrow l_4$

مینیمم طول خار $= \max\{l_1 , l_2 , l_3 , l_4\}$

فراموش نشود همه این ها برای بارگذاری استاتیکی است. یعنی محور فقط در یک جهت و به ازای یک گشتاور می‌چرخد:

حال اگر بارگذاری نوسانی داشتیم مثل [illegible]:

T_{min} و $T_{max} \rightarrow F_{min}$ و $F_{max} \rightarrow F_m$ و F_a

$\Rightarrow F_m \rightarrow \sigma_m , \tau_m$
$F_a \rightarrow \sigma_a , \sigma_m$ → بررسی خستگی مثل قبل → $l =$ ✓

(از یک سوال امتحانی و اشکال [illegible])

von mises [illegible]

تکلیف: مسائل: 7-1 و 7-3 و 7-4 و 7-6 و 7-10

(مثال 7-6 کتاب را بخوان)

(برای جلسه بعد)

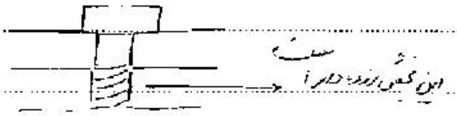
Subject:
Year. Month. Date. ( )

88/3/2 (جلسه نوزدهم) (پیچ)

طراحی اتصالات رزوه‌ای Threaded Fasteners

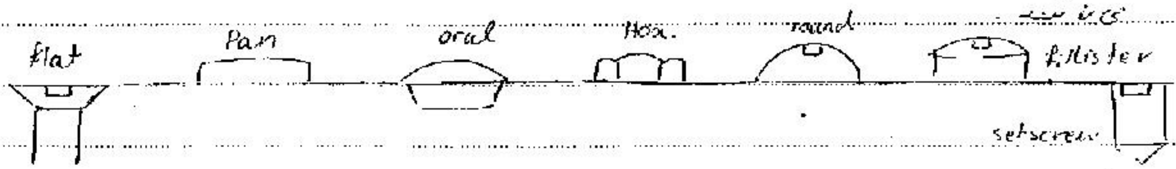
وقتی قطعات را می‌خواهیم به هم متصل کنیم دو نوع اتصال دائم و موقت داریم. اتصال دائم مثل جوش، چسب و اتصال موقت مثل پیچ، خار. در این میان پیچ‌ها در مطالعه قرار می‌گیرند

به پیچ bolt یا screw می‌گویند این دو با هم متفاوتند.
پیچ screw پیچ خودکار است که معمولاً انتهای آن مخروطی شکل است و نیازی به مهره ندارد.
پیچ‌هایی که نیاز به مهره دارند bolt نامیده می‌شوند.
گاهی مهره همراه با خود پیچ وجود ندارد، گاهی یکی از قطعات اتصالی نقش مهره را دارد.

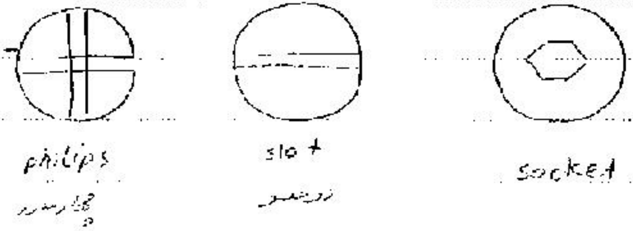

این قطعه نقش مهره دارد

- مجموعه پیچ و مهره bolt & nut می‌گویند
در بررسی پیچ‌ها به معرفی انواع رزوه‌ها و همچنین طراحی آنها در درس کتاب قرار می‌گیرد.

شکل کلی پیچ می‌تواند شش گوش، مربع یا شکل‌های دیگر باشد.
گاهی می‌خواهیم سطح کار صاف صاف داشته باشد. در این حالت کلی پیچ کاملاً داخل می‌باشد.


flat
Pan
oval
Hex.
round
fillister
setscrew

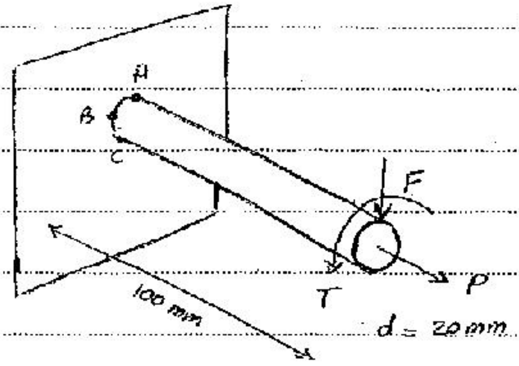
انواع پیچ خوری:


philips
چهارسو
slot
دوسو
socket

87/12/19 جلسه اول T.A طراحی اجزاء

یادآوری از مقاومت :

مثال :



$F = 550\ N$

$T = 30\ N.m$

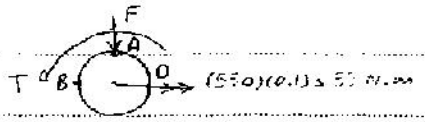
$P = 2000\ N$

$d = 20mm$

جنس تیر فولاد با $S_y = 330\ MPa$

مطلوبست محاسبه تنش Von-Mises در نقاط A و B .

مقطع بحرانی همین مقطع کناری است .



* در مقطع انتهایی نسبت به بارگذاری که در نقطه A و همچنین C بیشتر است و بین آنها برابر است

A : $\sigma_{bending} = \frac{Mc}{I} = \frac{55(0.01)}{\frac{\pi d^4}{64}} = 70\ MPa$

$\sigma_P = \frac{4P}{\pi d^2} = \frac{4 \times 2000}{\pi (0.02)^2} = 25.5\ MPa$

$\tau = \frac{Tc}{J} = \frac{(16)(30)}{\pi (0.02)^3} = 19.1\ MPa$

$\Rightarrow \sigma_x = 55.5\ MPa$ و $\tau_{xy} = 19.1\ MPa$

$\sigma_e = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2} = 101\ MPa$

* تنش برشی ناشی از نیروی برشی در مقاطع بیرونی ناشی از پیچش خیلی کوچکتر و قابل صرف نظر کردن است .

B : $\sigma_P = 25.5\ MPa$, $\sigma_{ben} = 0$ (تار خنثی)

$\tau_1 = \frac{4}{3} \tau_{ave} = \frac{4}{3} \left(\frac{F}{A}\right) = 2.3\ MPa$, و $\tau_2 = 19$

ناشی از پیچش

$\sigma_x = 25.5\ MPa$, $\tau_{xy} = \tau_1 + \tau_2 = 21.4\ MPa$

$\Rightarrow \sigma_e = 45.0\ MPa$

* نقطه B نسبت به D بحرانی‌تر است، چون جمع دو تنش برشی است
با محاسبه σ_e های بدست آمده B بحرانی‌ترین نقطه است.

$SF = \frac{S_y}{\sigma_e} = \frac{330}{101} = 3.27$

اگر SF را در B حساب کنیم، بیشتر می‌شود، مرز امن را با اطمینان‌تر نشان می‌دهد

مثال 8

$S_y = 420\ MPa$

a.) $\sigma_x = 180\ MPa = \sigma_y$ $\sigma_z = 0$ no shear stress

b) $\sigma_x = 140$, $\sigma_y = \sigma_z = 0$, $\tau_{xy} = 80\ MPa$ $\tau_{xy} = \tau_{yz} = 0$

c) $\tau_{xy} = 200\ MPa$, $\tau_{xy} = \tau_{yz} = 0$, no normal stress

	σ_1	σ_2	σ_3	τ_{max}	σ_e	SF(Ran.)	SF (Tres.)	SF(VM)
a	180	180	0	90	180	2.33	2.33	2.33
b	176	0	-36.3	106.3	196.7	2.39	1.98	2.14
c	200	0	-200	200	346	2.1	1.05	1.21

* تا یک ترم خواسته با تنش سوم صفحه‌ای max را قرار ندهی!

$$\sigma_e = \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot \left[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$SF_{Rank.} = \frac{S_y}{\sigma_{max}} \qquad SF_T = \frac{S_y/2}{\tau_{max}} \qquad SF_{VM} = \frac{S_y}{\sigma_e}$$

Subject.
Year. Month. Date. ( )

مثال:

* مشخصین مواد نرم و ترد: ① مواد نرم $\varepsilon_u > 0.05$ و مواد ترد $\varepsilon_u < 0.05$

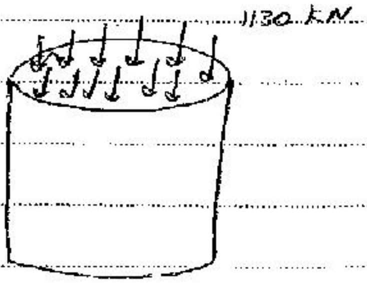
② برای مواد نرم $S_{yt} = S_{yc}$ و $S_{ut} = S_{uc}$ ولی مواد ترد اصلاً S_y ندارند و $S_{ut} \neq S_{uc}$.

یک مخزن جدار نازک:

$D = 200$ mm $t = 10$ mm

$S_{ut} = 910$ MPa $S_y = 770$ MPa

$P = 35$ MPa

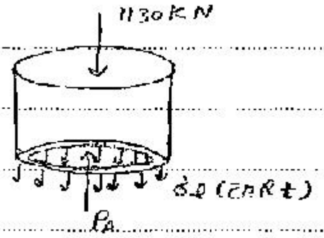


* برای مخزن سطح داخلی سطح بحرانی است و روابط σ_r و σ_t و σ_ℓ برای جداره داخلی استفاده می‌شوند

$$\sigma_r = -P \quad , \quad \sigma_\ell = \frac{Pr}{2t} \quad , \quad \sigma_t = \frac{Pr}{t}$$

* اگر $\frac{D}{t} < 10$ فرض جداره نازک بودن فرض درستی است

تأثیر بار نیرو بر σ_ℓ است که برخلاف $\frac{Pr}{2t}$ عمل می‌کند



$$\sigma_\ell = \frac{Pr}{2t} - \frac{F}{\pi D t} = \frac{35(100)}{2(10)} = -5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_t = \frac{PR}{t} = 350 \text{ MPa}$$

$$\sigma_r = -35 \text{ MPa}$$

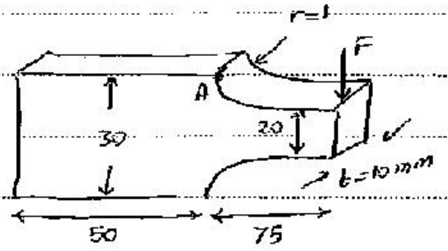
$\sigma_1 = 350$ MPa , $\sigma_2 = -5$ MPa $\sigma_3 = -35$ MPa $\tau_{max} = \frac{350 - (-35)}{2} = 192.5$ MPa

$$\sigma_e = \frac{\sqrt{2}}{2} \left[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\Rightarrow \quad SF_{V.M} = \frac{S_y}{\sigma_e} = 2.07$$

$$SF_{Tr} = \frac{S_y/2}{\tau_{max}} = 2.00$$

جلسه دوم T.A طراحی اجزا



مثال: حداکثر F برای اینکه عمر بی‌نهایت باشد؟

AISI 1050 QT @ 425 °C

$Rel = 50\%$

$S_{ut} = 1090\ MPa \qquad S_y = 793\ MPa$

$S_e = S'_e\, k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f$

$S'_e = 0.5\, S_{ut} = 545\ MPa$

$k_a = a\,(S_{ut})^b = 1.58\,(1090)^{-0.085} = 0.87$

$k_b = \left(\frac{d_e}{7.62}\right)^{-0.107}$ 6-4 جدول $d_e = 0.808\sqrt{10\times20} = 11.42\ mm$

$\Rightarrow k_b = 0.96$

$k_c = 1.0$ (خمش)

$k_d = 1.0$ و $k_e = 1.0$ ، $k_f = \frac{1}{K_F} = \frac{1}{1+q(K_t-1)}$

6.20 شکل [illegible] table A-15

* در فولادهای نرم اگر تکیه گرد باشد یا تیز، ضریب تمرکز تنش را باید داشته باشیم. در بارگذاری استاتیک تنها برای حالت ترد وارد می‌شود

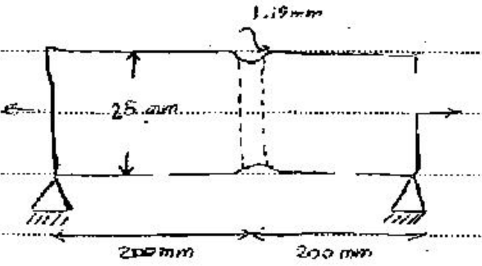
ما همین اینجا را برای A حساب کردیم چون آن‌جا تمرکز تنش داریم [illegible] سطح مقطع [illegible] هم کران باشد ولی حساب کنیم نسبت سطح مقطع استحکام [illegible] Kf لازم دارد تمرکز تنش)

گاهی = بعضی کتاب‌ها Kf [illegible]

ضریب اطمینان nF $= \frac{S_e}{\sigma_a} = \frac{k_a \cdot k_b \cdots k_e\, S'_e}{K_f\, \sigma_a}$ $SF = 1 \Rightarrow S_e = \sigma_a$

بارگذاری خستگی fatigue خستگی [illegible] $\Rightarrow 220 = \frac{0.07\,F \times [illegible]}{\frac{1}{12}\times [illegible]}$

Subject:
Year. Month. Date. ( )



1015 HR , non-rotating bar & machined مثال ۵:

• دو طرف [illegible] — تحت بار [illegible] شده است

$Rel = 99.9\%$ قابلیت اطمینان

$S_e = ?$ $S_{ut} = 340\ MPa$

$S'_e = 170\ MPa$

$k_a = a\,(S_{ut})^b \Rightarrow k_a = 0.962 \quad (a = 4.51 \quad b = -0.265)$

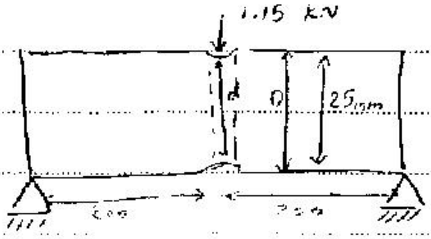
$k_b = 1.0 \quad k_c = 0.85 \quad k_d = 1.0 \quad k_e = 0.753$

$\frac{D}{d} , \frac{r}{d} \quad d = D - 2r = 25 - 2(\overset{0.595}{1.19}) = 23.81$

$r = \frac{1.19}{2} = 0.595$

$k_e = 0.753 \qquad k_f = 1 + \overset{0.5}{q}\,(k_t - 1) = 1.825$

$S_e = k_a\, k_b\, k_c\, k_d\, k_e\, \frac{1}{k_f}\, S'_e = 57.4\ MPa$



مثال ۶. [illegible] است

$k_b = \left(\frac{25}{7.62}\right)^{-0.107} = 0.88$

$k_c = 1.0$

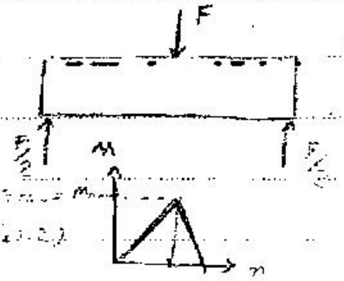
$k_t = 2.6$ [illegible] $K_f = 1.8$

پس k_t [illegible].

$\Rightarrow S_e = 60\ MPa$

$N = \left(\frac{\sigma_a}{a}\right)^{1/b}$

[illegible]:



$\sigma_a = \frac{32 M}{\pi D^3} = \frac{32 \times 115 \times 1000}{\pi (25)^3} = 75\ MPa$

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

$b = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{f \cdot S_{ut}}{S_e} \right) \quad , \quad f = \frac{S_{ut} + 345}{S_{ut}} (2000)^b$

example 6-9 را بخوان !

Subject:
Year: Month: Date: ( )

$b = \dfrac{\log\left(\dfrac{S_{ut}+345}{S_e}\right)}{\underbrace{\log(2\times10^{6})}_{6.3}}$ ✓ و $a = \dfrac{(f \cdot S_{ut})^2}{S_e}$ ✓ f را از نمودار [illegible] می‌خوانیم

$\Rightarrow f = 0.9$ از نمودار و $a = 1560$, $b = -0.236$

$\Rightarrow N = \left(\dfrac{75}{1560}\right)^{-\frac{1}{0.236}} = 384600$ cycle

از نمودار خودمان :

$f = 0.56 \quad b = -0.168 \quad a = 604.2$

$N = \left(\dfrac{75}{604.2}\right)^{-\frac{1}{0.168}} = 247500$ order [illegible])

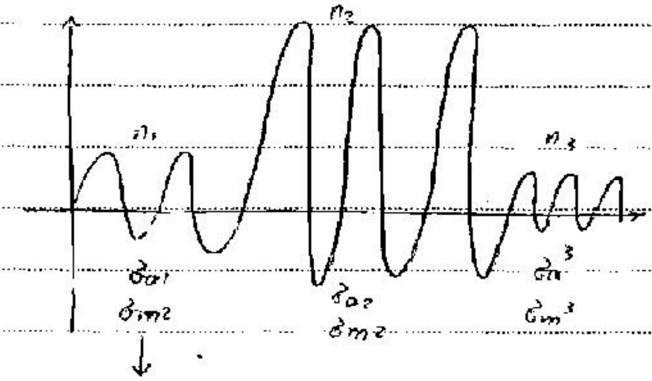
2.4 و 3.8

Subject:
Year. Month. Date. ( )

88/2/21 جلسه سوم T.A. طراحی اجزاء ۱

رابطه‌ی Miner :

$\sum \frac{n_i}{N_i} = 1.0$



n_1
n_2
n_3
σ_{a1}
σ_{m2}
σ_{a2}
σ_{m2}
σ_{a}^{3}
σ_{m}^{3}

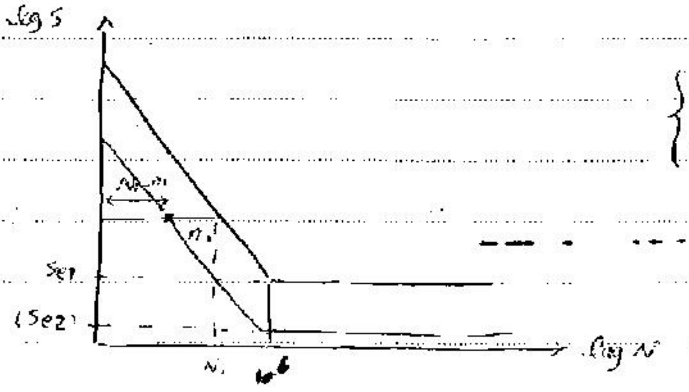
$N_1 = \left(\frac{\sigma_{a1}}{\alpha}\right)^{1/b}$

$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \frac{n_3}{N} = \alpha$ (Miner number)

$\frac{1}{\alpha}$ = تعداد مجموعه‌ها تکرار شونده

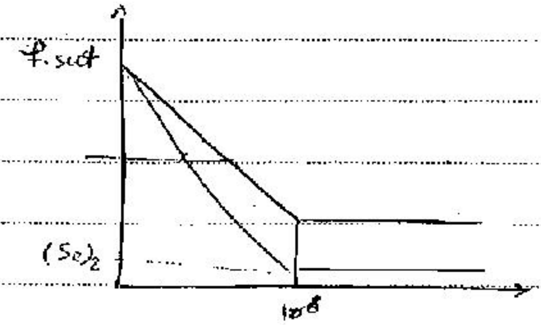
$x = \frac{n_1+n_2+n_3}{\alpha}$ تعداد چرخش‌ها

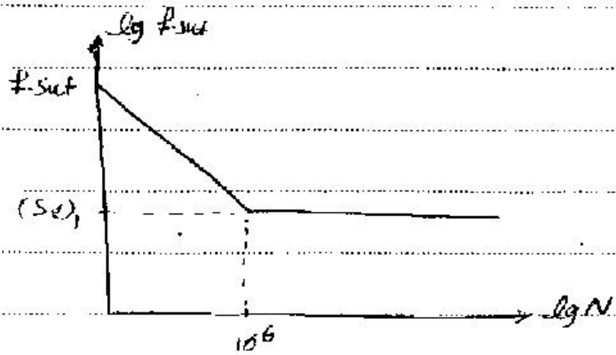
بررسی حالتی که قطعه تحت بارگذاری تکرار شونده و بعد بارگذاری قطع شود، Se چه می‌شود؟



Subject:
Year. Month. Date. ( )

روش دیگر (Manson)





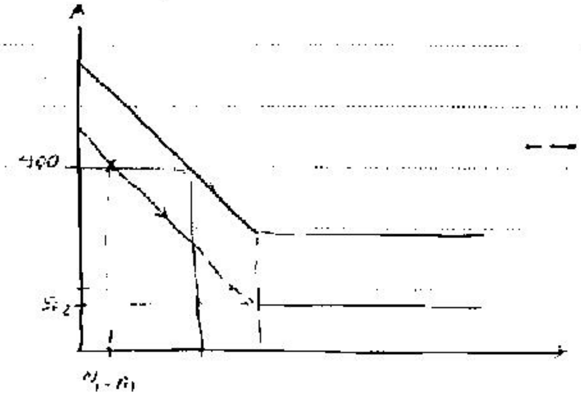
مثال:
$(S_e)_1 = 300$ MPa
S_{ut} = ~~400~~ 575 MPa
$(\sigma_a)_1 = 400$ MPa for 5000 cycles
$(\sigma_a)_2 = 200$ MPa $\Rightarrow N_2 = ?$

می‌دانیم:
$N = 10^3 \longrightarrow \sigma_a = f.S_{ut}$
$N = 10^6 \longrightarrow \sigma_a = S_e$ figure 6-18 $\longrightarrow f = 0.87$

$\lg \sigma_a = -a \lg N + b$ $a = 0.0587$
$b = 2.829$

$N_1 = \left(\frac{\sigma_{a1}}{a}\right)^{1/b} = 7347$ cycles واضح است که عمر کمتر است $(\sigma_{a1} > S_{e1})$

سپس کمی بعد [illegible] مقدار:
$N_1 - n_1 = 7347 - 5000 = 2347$



$a' = a = 0.0587$
$\lg \sigma_a = -a' \lg N + b'$
$\lg 400 = -0.0587 \lg (N_1 - n_1) + b'$ $\xleftarrow{} N_1 - n_1$
$\Rightarrow b' = 2.8$

Subject:

Year. Month. Date. ( )

برای یافتن Se2 با استفاده معادله جدید به ازای $N=10^6$ بدست می‌آید.

$\lg S_e = -0.0587 \lg(10^6) + 2.8$

$\Rightarrow (S_e)_2 = 280$ MPa

حال به ازای بارگذاری جدید:

$\lg 290 = 0.0587 \lg N_2 + 2.8 \Rightarrow N_2 = 564{,}000$ cycle

مثال:

$S_{ut} = 430$ MPa

$S_e = 310$ MPa

$S_y = 410$ MPa

تغییرات: تنش‌ها بر اساس زمان

i	n_i	σ_{max}^{i}	σ_{min}^{i}	σ_a	σ_m	SF_L	SF_G
1	2	150	-50	100	50	>1.0	1.09
2	4	200	-50	125	75	>1.0	<1
3	2	340	-140	220	120	>1.0	<1
4	1	400	-300	350	50	>1.0	<1

Repeated every 60 sec.

$\sum \frac{n_i}{N_i} = 1.0$

برای هر بارگذاری N را حساب می‌کنیم

برای محاسبه N:

$N = \left(\frac{\sigma_a'}{a}\right)^{1/b}$ $a = \frac{(f.S_{ut})^2}{S_e} = 1517$

$b = -\frac{1}{3} \lg\left(\frac{f.S_{ut}}{S_e}\right) = -0.187$

σ_a'	N
— [illegible]	∞
148.1	397135
293.2	9716
330.7	1736

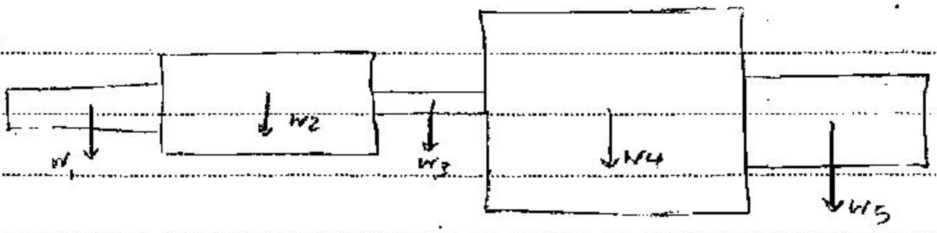
$$\alpha = \frac{4}{359835} + \frac{2}{8416} + \frac{1}{1736} + 0 = 8.28 \times 10^{-4}$$

$$N_{tot} = \frac{\Sigma n_i}{\alpha} = \frac{9}{\alpha} = 10922 \text{ cycle}$$

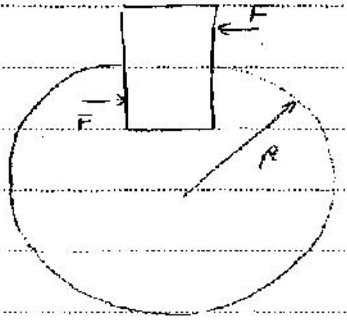
$$life = \frac{60 \text{ sec}}{\alpha} = 72745 \text{ sec} = 20.2 \text{ h}$$

Subject:
Year. Month. Date. ( )

$$\omega = \sqrt{\frac{g}{\Sigma \delta_{ii}}} \qquad g = 9.81 \ m/s^2$$



جرم خود شفت
و چرخ دنده ی
روش



ابعاد خار:

$T = FR \rightarrow F = \frac{T}{R}$

$\tau = \frac{F}{l w}$ ضریب اطمینان $SF = \frac{\tau_{all}}{\tau} = \frac{0.577 S_y}{\frac{F}{l_1 w}}$

$\rightarrow l_1 = \checkmark$

$SF = \frac{\sigma_{all}}{\sigma} = \frac{S_y)_{key}}{\frac{h}{2} l_2} \rightarrow l_2$

$SF = \frac{\sigma_{all}}{\sigma} = \frac{(S_y)_{shaft}}{\frac{h}{2} l_3} \rightarrow l_3$

$SF = \frac{\sigma_{all}}{\sigma} = \frac{(S_y)_{Gear}}{\frac{h}{2} l_4} \Rightarrow l_4 =$

نکات: $\sigma_m < 0 \longrightarrow$ ناحیه دوم $\longrightarrow SF = \frac{S_e}{\sigma_a}$

رابطه گودمن $\frac{1}{SF} = \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}$ قطعات برای [illegible]

$\tau_m = \frac{16 T_m}{\pi d^3} \qquad \tau_a = \frac{16 T_a}{\pi d^3}$

$\sigma_m = \frac{-4F}{\pi d^2} \qquad \sigma_a = \frac{32 M}{\pi d^3}$

چون σ_m منفی است پس [illegible] شده

Subject:
Year. Month. Date. ( )

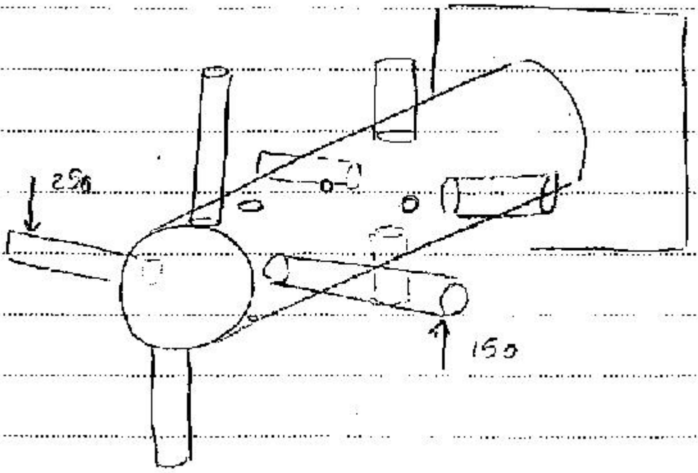
$$SF_L = \frac{S_y}{\sigma_{ea} + |\sigma_{em}|}$$

* σ_{em} ای که حساس برای ، ______

بیشتر باشد باعث شکست ها خواهد بود

$$K_b = \left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.197}$$ اگر تنها کمتری بود ۱ = K_b برای بارگذاری های محوری :

همانطور حالت بحرانی تنش کلی بی نهایت باشد چک کن .

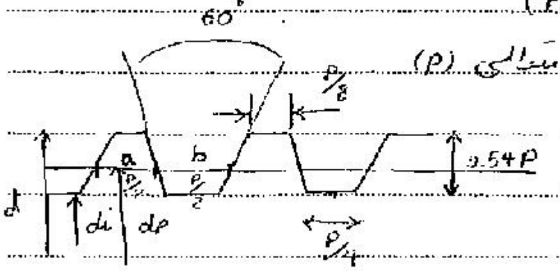


* علاوه بر سطح ها تحت
با سطح های تیک
هم چک شود

در مورد پیچ‌های استاندارد :

در این میان یک گام پیچ مطرح می‌شود (Pitch)

گام عبارتست از فاصله نقاط متناظر روی دو دندانه متوالی (P)



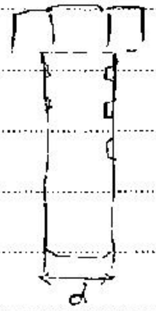
در مورد یک نوع پیچ رزوه خاص که در مورد بحث ما است داده شده .

ابعاد دندانه‌ها به صورت استاندارد این گونه اند :

این‌ها نشان می‌دهد که ابعاد دندانه‌های پیچ (هندسه دندانه‌ها) تابعی از گام پیچ است

در نمایش پیچ‌ها دو سیستم متریک و unified مورد استفاده قرار می‌گیرد

اولین مقدار قطر خارجی پیچ است (از بالاترین نقطه تا نقطه متناظر آن در پایین)



(این قطری است که اولین اندازه قطر اصلی - خارجی - نامی d
می‌گیرد یعنی روی دندانه‌ها قرار می‌گیرد) قطر سر دنده

قطر ریشه قطر پای دندانه است .

قطر دیگر، قطر گام نامیده می‌شود، این قطر بین قطر بالا و پایین است . در این
قطر، دو کمیت a و b هم طول اند

$M\ \overset{d}{8} \times \overset{P}{125}$

نمایش پیچ در سیستم متریک :

هر پیچ با یک d با چند نوع گام ساخته می‌شود : مثلاً

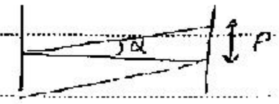
M 8 x 1.0 → دندانه‌ها ریزتر هستند به همین دلیل به آن می‌گویند ریز دنده (fine thread)

M 8 x 1.25 → دنده درشت، ابعاد درشت‌تر است (coarse thread)

پیچ درشت دنده چون گام بزرگ‌تر است، پس سریع‌تر بسته می‌شود، ولی استهلاک کمتری دارد دیرتر خراب می‌شود
در قطرهای بالا این سرعت بارزتر است

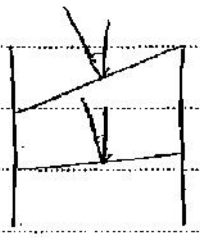
سوالی که پیش می‌آید این است که مزیت پیچ‌های دندانه ریز چیست؟

هرچه p (گام) بزرگ‌تر می‌شود، دندانه‌ها شیب بیش‌تری دارند



$\tan\alpha = \frac{p}{\pi d}$

حال :



نیروی عمود بر سطح در دندانه ریز بیش‌تر است، این نیرو بین پیچ و مهره است و به این معناست که پیچ و مهره به هم بیش‌تر نشسته شده‌اند. پس پیچ با دندانه‌های ریز در حقیقت بیش‌تر به هم نزدیک می‌کند و در این حالت نیروی بین آنها بیش‌تر است.

برخی پیچ‌ها سرتاسری دندانه‌دار می‌شوند، ولی برخی‌ها فقط قسمتی دندانه‌دار است، این هم بستگی دارد به کاربرد پیچ که برخی از آنها تا انتها مهره در آنها حرکت نمی‌کند، پس دلیلی ندارد تا انتها دندانه‌دار باشند.

روی پیچ دو عدد نوشته می‌شود. مثل : (a.b) (10.8)

(طبق استاندارد باید روی کلگی پیچ حک شود)

این عدد property class پیچ را مشخص می‌کند (گروه جنس مواد)

با این عدد نوع جنس پیچ به راحتی مشخص می‌شود

معرفی این دو عدد : استحکام جنس پیچ $100a = S_{ut}$ (MPa)

$10ab = S_y$ (MPa)

* توجه شود که این دو عدد مقادیر حدودی خواص مکانیکی پیچ را می‌دهد، مشخصات دقیق خواص مکانیکی در جدول 8-11 کتاب صفحه 420 آمده است.

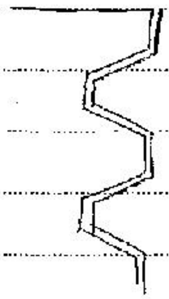
پیچ‌ها یک دسته‌بندی هم دیگر نیز دارند :

Subject :
Year . Month . Date . ( )

در اکثر قطعات معیار محاسبات ما Sy است ، سعی می‌کنیم تنش وارده به قطعه به Sy نرسد ولی در پیچ ها ما حتی نباید به Sy نزدیک شویم

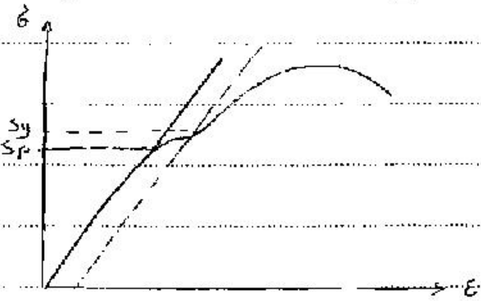
یادآوری : Sy مقدار تنش به ازای (ε) کرنش می‌باشد
0.2

در حالتی که وارد تغییر شکل پلاستیک شود ، با چرخش مهره تک تک دنده ها یکی پس از دیگری نابود می‌شوند می‌رود



زمانی که پیچ تحت نیروی (بار) محوری قرار می‌گیرد ، ما اجازه نداریم برای بررسی آن از Sy استفاده کنیم ، یعنی در صورتی که در کنار بارهای دیگر ، بار محوری هم وجود داشته باشد

در این شرایط از مشخصه‌ای به نام proof strength استفاده می‌شود که عبارت است از مقدار تنش وارد به قطعه به ازای صفر درصد کرنش ، یعنی ما وقتی به آن رسیدیم که در ابتدای ناحیه پلاستیک می‌رسیم



در بررسی تنش در پیچ ، ممکن است در تعیین مقدار قطر در رابطه تنش دچار مشکل شویم ؛ در این حالت ، از چیزی به اسم سطح مؤثر کشش ، و در واقع سطح مؤثر تنش استفاده می‌کنیم ، و این سطح تنها زمانی که تحت بار کشش قرار می‌گیرد مورد استفاده قرار می‌گیرد .

سطح بررسی کششی در پیچ به چه بستگی دارد ؟ $\frac{\pi d_r^2}{4}$ $\frac{\pi d^2}{4}$

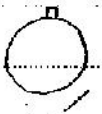
در حالتی که سطح مقطع مورد بررسی ناحیه رزوه شده باشد $\frac{\pi d_r^2}{4}$ مورد استفاده قرار می‌گیرد. اگر ناحیه مورد بررسی رزوه نشده باشد $\frac{\pi d^2}{4}$ بکار می‌رود.

برای یک پیچ با قطر مشخص و با گام مشخص، می‌خواهیم پیچ خارجی را تا جایی که ممکن است سریع ببندیم، علاوه بر این که پیچ با گام بزرگ‌تر را انتخاب می‌کنیم، می‌توان از پیچ‌های چند نخه استفاده می‌کنیم

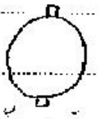
در پیچ تک نخه یک گام حرکت می‌کنیم و اگر مارپیچ را روی پیچ قرار دهیم همه رزوه‌ها طی می‌شود.

اگر پیچ دو نخه باشد، یکی در میان رد می‌شوند و به همین ترتیب در سه نخه و ...

راه دیگر تشخیص این است که از بالا به پیچ نگاه کنیم، در اولین نخ آن چیزی که می‌بینیم:

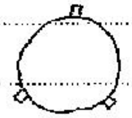


تک نخه



دو نخه (قطر روبرو)

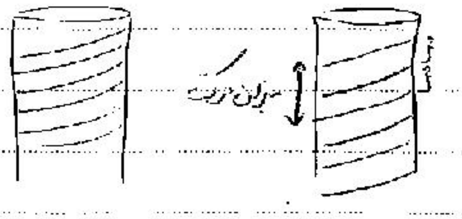
= موازات هم پیچیده شده‌اند



سه نخه

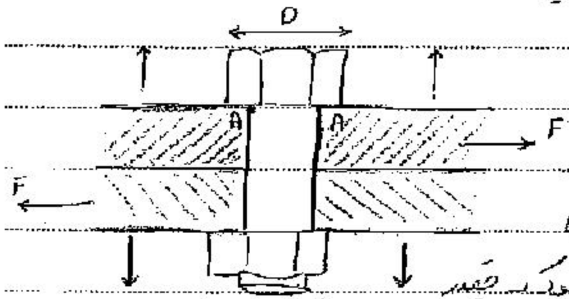
(زاویه‌ها ۱۲۰ درجه)

پس برای تسریع بستن پیچ از چند نخه‌ها می‌توان استفاده کرد



88/3/4 (جلسه بیستم)

می‌خواهیم ببینیم که چطور یک اتصال پیچی را تحلیل کنیم



bolt (b)

members (m)

می‌دانیم پیچ می‌تواند کاملاً رزوه شده باشد یا تنها قسمتی از آن . درصورتی که در مسئله مطرح نشده که چقدر آن رزوه شده که مشکلی ندارد ، ولی اگر مقدار رزوه شدن پیچ اعلام شود ، حداقل طول رزوه شده‌ی پیچ از رابطه‌ی زیر بدست می‌آید :

$$l_{min}^{t} = \begin{cases} 2d+6 & L \leqslant 125 \\ 2d+12 & 125 < L \leqslant 200 \\ 2d+25 & 200 < L \end{cases}$$

در جدول (8-11) کتاب آمده .

(washer)

در جدول A-31 ابعاد پیچ و مهره‌ها آمده است . در این قسمت سه نوع مهره آمده

(A-27) → Regular thick JAM (A-29)

معمولاً از Regular استفاده می‌شود ، ولی اگر نیاز به مهره با رزوه‌های بیشتری باشد از thick و اگر نازکی خواسته شود از JAM . ابعاد هم در همین جدول A-31 آمده

برای این چیزی به صورت مهره شش‌گوش باشد ، قطر داخلی مهره را 1.5 برابر قطر پای (قطر خارجی) می‌گیریم .

اول ببینیم چه بارهایی ممکن است سر پیچ بیاید .
۱- ممکن است پیچ در حین بستن به دلیل اعمال گشتاور پیچشی ببرد . چون اتصال زیادی محکم شود پیچ در اثر گشتاور پیچشی دارد ـ پیچ

Subject:
Year. Month. Date. ( )

باید ببینیم نقاط بحرانی پیچ کجاست. یکی در نقاط A که محل پیچ است و تمرکز تنش دارد

جای دیگر در محل رزوه شده است. این جا هم تمرکز تنش وجود دارد

کاری که در این مورد می‌توان انجام داد این است که بتوان کمی آن را در حین

ساخت تا میزان تمرکز تنش کاهش یابد

می‌توان نقاط A را هم fillet در ساخت.

$\tau = \frac{Tr}{J}$ (پس τ بستگی به نقاط بحرانی دارد که در بالا توضیح داده شد)

حال فرض کنید قطعات به هم متصل شدند و تحت بار قرار گرفتند :

(بارکششی)

2) فرض کنید نیروهای کششی به قطعه اتصالی وارد شود، پس به پیچ نیروی محوری وارد می‌شود.

F_b نیروی محوری خالصی است که به پیچ وارد می‌شود در اتصال

حالت ساده این است :

$$\sigma = \frac{F_b}{A_t} \longrightarrow \text{سطح مقطع موثر}$$

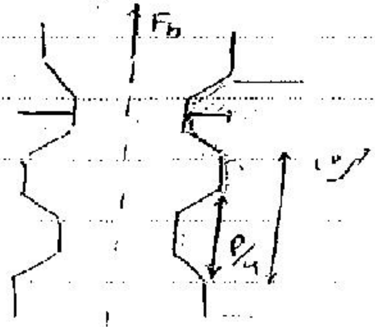
که در جدول 8-1 آمده

اگر ثابت باشد در حالت نیروی محوری از A_t استفاده می‌کنیم.

از جدول 8-1 هم مقدار S_p را می‌خوانیم، پس $\sigma = \frac{S_p}{SF}$ مقدار σ را داده از آن

A_t حاصل می‌شود.

توجه کنید تا اینجا داریم تحلیل استاتیکی می‌کنیم که برای این حالت K_t را 1 می‌گیریم.



نقاط دیگر بحرانی شده‌هاست، یعنی محل رزوه‌های

زیرا این بلای تنش‌اند که دندانه مهره درگیر هستند

سطح مقطع برشی هم سطح جانبی مهره است

پس :

$$\tau = \frac{F_b}{\frac{\pi}{4}(d^2 - d_i^2)\,\frac{h}{p}}$$

تعداد/ارتفاع مهره

h را از جدول A- بدست می‌آید

اتفاق بعدی برش دنده‌هاست (thread stripping)، مثل این است که دنده‌ها را با یک کاردک همه را ببریم. در این حالت تنش برشی داریم

$$\tau = \frac{F_b}{0.75P \cdot \pi \cdot d_i \cdot \frac{h}{P}}$$

3) فرض کنیم نیروی برشی به پیچ وارد شود. در این حالت:

$$\tau = \frac{F}{\pi \frac{d^2}{4}}$$

گفتیم سطح برشی در نظر گرفتنی باید در محل دنده‌ها باشد. برای احتیاط بیشتر $\pi \frac{d_i^2}{4}$ را اختیار می‌کنیم تا جواب محافظه‌کارانه باشد.

حال برمی‌گردیم به اول:

ببینیم پیچ را باید با چه گشتاوری ببندیم. T_i گشتاور اعمال شده به لوله پیچ

اصولاً علت اینکه پیچ را سفت می‌کنیم چیست؟ برای اینکه باز نشود، یعنی هرچه پیچ محکم‌تر می‌شود نیروی بین پیچ و مهره بیشتر می‌شود. این نیرو در اثر کشش گشتاور مقاومی ایجاد می‌کند که برای باز کردن پیچ باید با این گشتاور مقابله کرد، پس هرچه بیشتر باشد، باز شدن سخت‌تر.

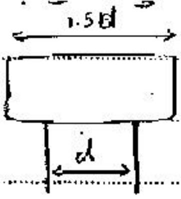
$$\mu \boxed{F_b} \frac{d}{2} = T$$

نیروی طولی

منبع دیگر این است که هرچه پیچ محکم‌تر و سفت‌تر بسته شود، نیروی اصطکاک بین صفحات به هم متصل شده زیاد می‌شود. این نیرویی است که بسیاری از نیروهای خارجی را خنثی می‌کند به طوری که خود پیچ نیروی کمی را تحمل می‌کند.

بارهای روی پیچ در قطعات اتصالی تقسیم می‌شود. هرچه پیچ سفت‌تر بسته شود بارهای کمتری پیچ را تحت تأثیر قرار خواهند داد. (این مبحث توضیح اضافه دارد)

ببینیم T_i چقدر باید باشد:



قطر متوسطی که F_b عمل می‌کند $\frac{1.5d+d}{2} \simeq 1.25d$ ،

$\mu F_b \frac{1.25d}{2}$

مقدار max F_b می‌تواند (S_pA_t) باشد، مقدار متوسط μ هم

این 0.32 در نظر بگیرید:

$$0.32\,(A_tS_p)\,\frac{1.25d}{2} = 0.2\,S_pA_t\,d$$

حال این مقدار، یک مقدار مرزی است، یعنی اگر بیشتر نیرو وارد شود، پیچ می‌برد. در صورتیکه باز شرایط معلوم نباشد همیشه می‌آییم این مقادیر را بگیریم:

در این حالت قطعه باز و بسته می‌شود و دوباره ← Reused (چند بار مصرف)
مورد استفاده قرار می‌گیرد

$$T_i = \begin{cases} 0.75 \text{ ،} \\ \qquad (0.2)\,S_p.A_t.d \\ 0.9 \text{ ،} \end{cases}$$

یکبار بسته می‌شود و تا آخر همینطور باقی ← Permanent یکبار مصرف
می‌ماند

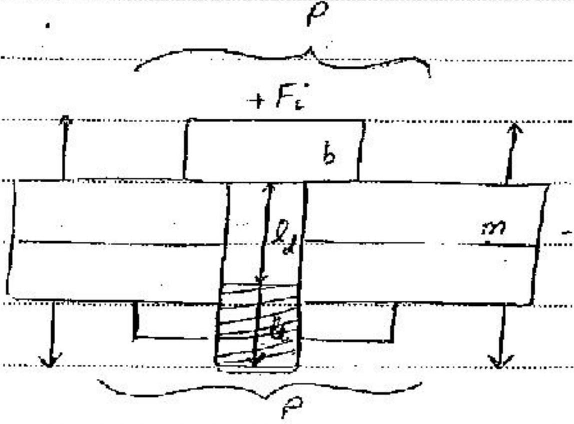
فرض کنید پیچ تک $T_i = 100\,N.m$ با چه ترتیبی ... ناشی از این T_i ، F_i ای که نیروی کششی ناشی از T_i است ایجاد می‌شود. این نیرو را باید بدست آورد تا بتوان تنش‌های حاصل در پیچ را کنترل کنیم:

$F_i = \frac{5T_i}{d}$

این رابطه تقریبی است که ... را می‌دهد ...

نکته: دقت کنید این F_i با F_b یکسان نیست! ... اعمال ... در مرحله ...
... که می‌بینیم $F_b = F_i + P_b$

88/3/11 (جلسه)



تحلیل اتصالات پیچ‌دار

الف) بارگذاری محوری

الف-۱) بارگذاری استاتیکی

(قسمتی از قطعات که بین سر grip
و مهره قرار می‌گیرد)

فرض کنید پیچ با گشتاور T_i محکم شده است:

$$T_i \longrightarrow F_i = \frac{5T_i}{d}$$

این نیروی F_i ناشی از محکم کردن پیچ، قطعات را به هم می‌فشارد، یعنی در قطعات $-F_i$، ولی پیچ دچار کشش می‌گردد، یعنی در پیچ $+F_i$

به جز این نیرو، نیروهای خارجی هم در پیچ حضور دارد. بار خارجی کششی از آن توسط قطعه‌ها تحمل می‌شود، قسمتی از آن هم توسط پیچ به صورت کششی تحمل می‌شود، یعنی:

$$F_b = P_b + F_i$$

$$F_m = P_m - F_i \qquad \text{و} \qquad P = P_b + P_m$$

اگر کل این حالت را داشت، شرط سازگاری لازم است تغییر طول‌ها برابر (جابجایی‌ها برابر)

$$\begin{cases} P_b = k_b \cdot \delta_b \\ P_m = k_m \cdot \delta_m \\ \delta_b = \delta_m \end{cases} \Rightarrow P_b = \frac{k_b}{k_b + k_m} P$$

قسمتی از بار خارجی که توسط پیچ تحمل می‌شود

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

نتیجه‌ای که پیش می‌آید این است که از آنجایی که این نسبت بزرگتر است، سختی قطعات تحت فشار قطعه‌ها به مراتب بالاتر از سختی پیچ است ($k_m > k_b$) سهم عمده بار خارجی که توسط قطعه‌ها تحمل می‌شود، بیشتر است.

Subject:
Year. Month. Date. ( )

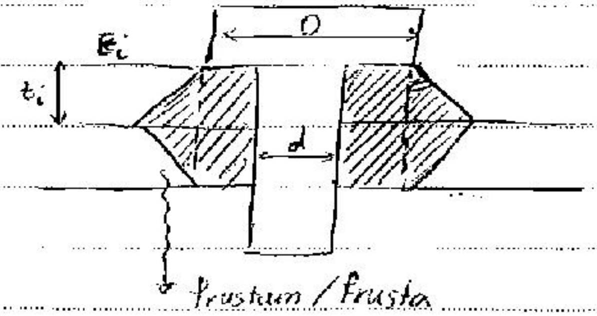
ld: طول رزوه نشده که قطر d دارد.
lt: طول رزوه شده (قسمتی که بیرون از مهره است، دیگر هیچ اهمیتی ندارد)

$$k_t = \frac{A_t E}{l_t} \qquad k_d = \frac{A E}{l_d}$$

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

این روابط kt و kd تقریبی اند. اگر مقدار کمی رزوه شده باشد، کل پیچ را رزوه نشده در نظر می‌گیریم و یا اگر مقدار کمی رزوه نشده باشد، کل را رزوه شده می‌گیریم.

در مورد ضریب سختی قطعه‌کار:
قاعدتاً کل سطح مقطع قطعه‌کار را باید دخیل بدهیم. چیزی که محتمل به نظر می‌رسد این است که ناحیه‌ای که باید سفتی آن حساب شود یک استوانه با قطر داخلی و خارجی است. ولی آزمایش‌ها نشان می‌دهد، حجمی که در سفتی تأثیر دارد، ناحیه مخروط ناقص شکل است.



هرچه پیچ بیشتر سفت شده باشد دیده شده این مخروط ناقص بیشتر می‌آید. ولی معمولاً زاویه نشان داده شده 45° (معمولاً در کتب) گرفته می‌شود، ولی در کتاب خودمان آن را 30° خواهیم گرفت.

برای یکی از دیسک‌ها ضریب سختی داریم:
قطرهای پیچ

$$k_i = \frac{0.5774 \cdot \pi \cdot E_i \cdot d}{\ln \dfrac{(1.155\, t_i + D - d)(D + d)}{(1.155\, t_i + D + d)(D - d)}}$$

که روابط دیگر هم هست، ولی همه این‌ها فرمول‌های تقریبی محسوب می‌شوند.

$$\frac{1}{k_m} = \frac{1}{k_{m_1}} + \frac{1}{k_{m_2}} + \cdots$$

برای حالت خاص که:

$$D = 1.5d \;,\; E_1 = E_2 = E \;,\; t_1 = t_2 = t$$

$$k_m = \frac{0.5774 \cdot \pi \cdot E \cdot d}{2\ln\left(5\,\frac{0.5774\,l + 0.5d}{0.5774\,l + 2.5d}\right)}$$

l ← ضخامت [illegible]

پس از این‌ها F_b بدست می‌آید، پس:

$$\sigma = \frac{F_b}{A_t} = \frac{S_p}{SF}$$

تا این جا پیچ را کلا بررسی کنترل استاتیکی کامل کردیم.

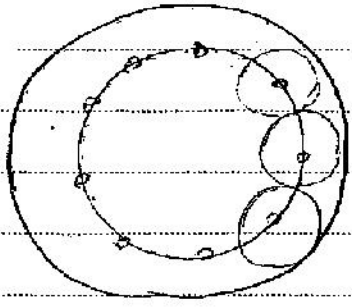
گاهی بین مهره و قطعه‌ها واشر قرار می‌دهند. این قطر واشر با قطر مخروط برابر باشد که حالت ما در محاسبه D همان قطر ثقلی است. ولی اگر قطر واشر بیشتر یا کمتر باشد باید قطر واشر برای D استفاده شود.

علت استفاده از واشر با قطر بزرگتر:

1) مقدار تنش را کاهش می‌دهد که از ساییدگی زیاد جلوگیری می‌کند.

2) علت مهم‌تر این است که قطعات که با هم تنها در محدوده داخلی مخروط به هم فشرده می‌شوند. این جاهای دیگر می‌توانند از هم باز شوند. پس هر چه مخروط ما بزرگتر و بازتر باشد به نفع ما است. پس واشر بزرگتر این امکان را فراهم می‌کند.

مثلاً در اتصال دو لوله [illegible]، چون سیال از نواحی بیرون محدوده مخروطی خارج می‌شود، هر چه بزرگتر باشد [illegible] کمتر خواهد بود.



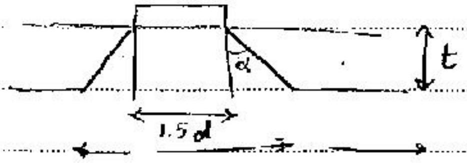
به صورت حالتی چون زیر :

فاصله بین پیچ‌ها و تعدادشان .

بهترین حالت زمانی است که محدوده فشاری حول هر پیچ بر هم مماس شوند و نزدیک به هم قرار بگیرند (می‌توانند هم‌پوشانی هم داشته باشند)

بیرونی

طول محیط دایره‌ای که پیچ‌ها قرار می‌گیرند را حساب می‌کنیم. این محیط عبارت است از : جایی که دو قطعه در آن‌جا با هم تماس دارند و پیچ شده‌اند.



این طول = $1.5\,d + 2t \cdot \tan\alpha$

این طول که پیدا شود بقیه مجهولات راحت بدست می‌آید.

نکته‌ی مهمی که باید به آن توجه کنیم آن است که اگر $F_m < 0$ یعنی این که قطعات کار از هم جدا شده‌اند. عاملی که باعث می‌شود این اتفاق بیفتد این است که F_i زیاد نباشد و پیچ خوب سفت نشده، بار خارجی خیلی زیاد باشد یا پیچ سفت نشده باشد.

پس پیچ باید از ابتدای کار کاملاً سفت شود، و بار خارجی در حد معقول باشد و سطح پیچ صاف باشد.

نکته: همه‌ی این بحث‌ها برای کاملاً جدا نشدن قطعات کار است. بنابراین زمانی که این روابط می‌نویسیم که $F_m < 0$ است

الف ـ ج) بارگذاری محوری نوسانی

در این حالت P_b بین مقادیر max و min در حال نوسان است. $F_b = P_b + F_i$

F_i ثابت است.

$P = P_{min} \sim P_{max} = 0 \sim P_{max}$

چون غالباً پیچ برای کمی بار پیشی (در 99% موارد این‌گونه نوسان می‌کند)

بکار می‌رود در 99% مواقع به این نوسان این‌گونه است. ولی اگر حتی کمی فشار

حالت بر پیچ مشکلی پیش نمی‌آید

ضریب سختی

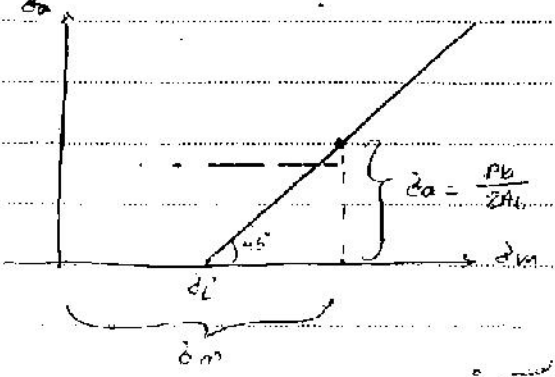
برای حالت $0 \sim P_{max}$

$$P_m = P_a = \frac{P}{2} \Rightarrow \begin{pmatrix} P_m^b = C\,\frac{P}{2} \\ P_a^b = C\,\frac{P}{2} \end{pmatrix}$$

$$\begin{cases} F_b^{max} = P_b + F_i \\ F_b^{min} = F_i \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} F_m^b = \frac{P_b}{2} + F_i \\ F_a^b = \frac{P_b}{2} \end{cases}$$

تنش‌ها برای پیچ :

$$\Rightarrow \begin{cases} \sigma_m = \frac{P_b}{2A_t} + \sigma_i \\ \sigma_a = \frac{P_b}{2A_t} \end{cases} \longrightarrow \sigma_m = \sigma_a + \sigma_i$$



اگر خط بحرانی Goodman را برای پیچ بنویسیم :

نکته‌ای که هست این است که σ_i تا آخر عدد ثابتی است. هدف از یافتن SF این است که آن مقداری که تنش وارد به پیچ تغییر کند چقدر می‌تواند افزایش یابد تا نقطه وارد ناحیه نشود. در این حالت σ_i تغییر نمی‌کند، فقط تنش ناشی از P_b در حال تغییر است، پس SF در σ_i ضرب نمی‌شود:

$$\frac{SF\cdot \overset{\sigma_a}{\frac{P_b}{2A_t}}+\sigma_i}{S_{ut}}+\frac{SF\,\frac{P_b}{2A_t}}{S_e}=1.0 \longrightarrow$$

$$SF=\frac{S_{ut}-\sigma_i}{\sigma_a\left(1+\frac{S_{ut}}{S_e}\right)}$$

همچنین: $SF_L=\frac{S_p-\sigma_i}{2\sigma_a}$

سؤال دیگر این است که در این حالت k_c و k_f چگونه اعمال می‌شوند، مقادیری که به ما می‌دهد k_c در آنها اثر داده شده، پس از k_c ما صرف نظر می‌کنیم (اثر k_c در پیچ‌ها صرف نظر می‌شود.) جدول 8-16
برای k_f ضریب تمرکز تنش k_f را به ما می‌دهد، چون حالت k_f خیلی پیچیده است و با تغییر فرایند تولید پیچ تغییر می‌کند.

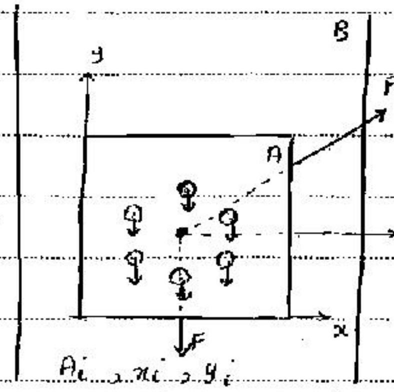
* جدول 8-17 که مقادیر S_e اصلاح شده را برای k_c و k_f داده است، پس بهتر است که از این استفاده کنیم.

نکته: در حالت بارگذاری استاتیکی:
F_i در این حالت بار ثابت است، پس:

$$SF\cdot P_b+F_i=S_p\cdot A_t \longrightarrow SF=\frac{S_p\cdot A_t-F_i}{P_b}$$

88/3/16 (جلسه)

طراحی اتصالات پیچی (پرچی) تحت بار برشی



فرض کنید قطعه A روی مثلاً ستون B پیچ شده است، نیروی برشی می خواهد پیچ ها را از کار بیندازد.

مرکز سطح مجموع پیچ ها را می یابیم: centroid

$$\bar{x} = \frac{\Sigma x_i A_i}{\Sigma A_i}$$

$$\bar{y} = \frac{\Sigma y_i A_i}{\Sigma A_i}$$

معمولاً کم پیش می آید برای پیچ ها مرکز سطح تعیین کنیم، چون معمولاً دور تا دور یک شکل هندسی قرار می گیرند و مرکز سطح آنها، مرکز سطح آن شکل هندسی خواهد بود.

حالا بیایید انواع نیروهای برشی را بررسی کنیم:

1) بار برشی از مرکز سطح پیچ ها می گذرد. (پس گشتاور پیچشی ایجاد نمی کند)

در بارگذاری کلی هم نیروی برشی داریم و هم گشتاور پیچشی داریم، می توان نقش هر کدام از این ها را جداگانه حساب کرد بعد با هم برآیند گرفت.
می رسیم برای مراحل این کار کنیم:

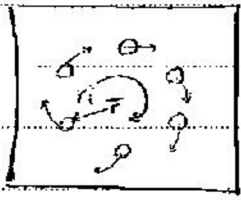
Subject:
Year. Month. Date. ( )

در حالت اول که تنش پیچشی نداریم، با فرض این که همه‌ی پیچ‌ها باهم بار برشی را تحمل می‌کنند، با توجه به کوچک بودن سطح مقطع پیچ‌ها داریم:

$$F_i = \frac{F}{N}$$

این عبارت به شرطی است که سطح مقطع همه‌ی پیچ‌ها یکی باشد، ولی اگر سطح مقطع‌ها تفاوت داشته باشند، هر چه سطح بزرگتر باشد بار بیشتری تحمل خواهد کرد و اگر پیچی سطح مقطعی دو برابر پیچ دیگر داشته باشد بار تحمل شده توسط آن دو برابر دیگری است.

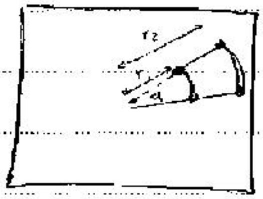
2) تنش پیچشی حول مرکز سطح پیچ‌ها ظاهر شود.



$$F_i = \frac{T r_i}{\sum_{j=1}^{N} r_j^2}$$

اثبات این رابطه در کتاب آمده.

برای تقریب به ذهن فرض کن پیچ‌ها با فنرهایی به هم متصل شده‌اند. طبق تئوری پیچش ($\frac{Tr}{J}$) هر چه پیچ دورتر باشد بیشتر کش و تنش پیچشی بزرگتری است.



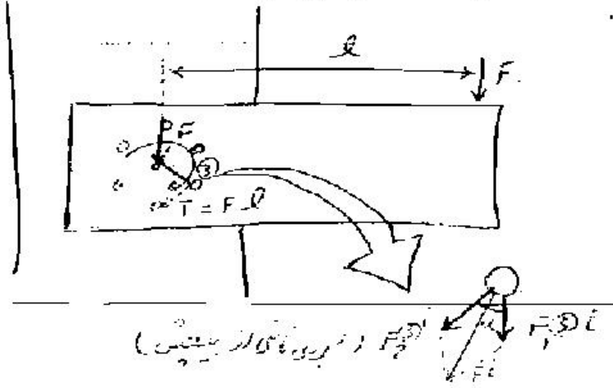
$$\frac{F_1}{r_1} = \frac{F_2}{r_2}$$

$F_1 = \delta_1 k_1 \qquad F_2 = k_2 \delta_2$

$T = \sum F_i r_i$

3) هم بار برشی و هم تنش پیچشی یعنی بار وارده از مرکز سطح نمی‌گذرد.
(بار خارج از مرکز)

بار را به مرکز سطح انتقال می‌دهیم.



بنابراین :

$$F_1^i = \frac{F}{N} \quad \text{و} \quad F_2^i = \frac{T r_i}{\sum r_j^2}$$

$$\Rightarrow F_i = \sqrt{F_1^{i\,2} + F_2^{i\,2} + 2F_1^i F_2^i \cos\alpha}$$

F_1^i برای همه‌ی پیچ‌ها با فرض سطح مقطع یکسان برابر است، ولی F_2^i برای همه یکسان نیست، پس F_i برای همه پیچ‌ها یکسان نیست. برای max مقدار F_i محاسبات را انجام می‌دهیم پس :

$$\tau_i = \frac{F_i}{A_t (/A_d)}$$

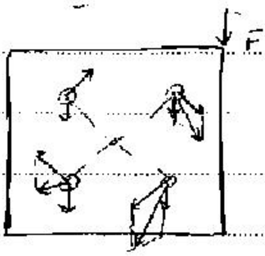
بسته به این که تنش برشی در محل رزوه شده است یا خیر از A_t یا A_d استفاده می‌کنیم.

$$\tau_i = \frac{\left.\begin{matrix} 0.5\,S_y \\ 0.58\,S_y \end{matrix}\right\} \tau_{all}}{SF}$$

τ_i را با مقدار max تنش برشی مقایسه می‌شود

نکته :

برابر بودن F_1^i و F_2^i به معنی برابر بودن F_i در تمام پیچ‌ها نیست، به دلیل حضور $\cos\alpha$ در رابطه، مثلاً

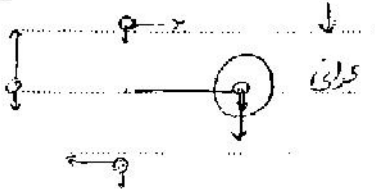


این جا می‌توان گفت برآیندها در پیچ سمت راست
است.

برای تشخیص پیچ بحرانی :

1) بیشترین شعاع یا فاصله را از مرکز سطح داشته باشد.

2) کوچک‌ترین زاویه α را داشته باشد. (زاویه بین نیروها)



بعضی جاها تشخیص این‌ها خیلی ملموس است!
(از آن‌جا که هر دو تا عامل به یک پیچ اعمال می‌شود
خیلی راحت تشخیص داده می‌شود.)
ولی گاهی عامل بیشتر یک پیچ و عامل بیشتر پیچ دیگر ظاهر می‌شود، تشخیص این‌ها دشوار می‌شود.

در این حالت باید با محاسبه Fi (تا آخر آخر کار) بری، نمی‌توانی دستها کجای بدن باشند تعیین دهی!

نکته: پیچ ها از نظر بار برشی کاملا مثل پین ها عمل می کنند ولی در بارگذاری برشی از پیچ به جای پین نباید، چون پیچ ها برای تحمل بار برشی طراحی نمی شوند. پیچ ها تنها دو صفحه پیچ شده را به هم فشرده کنند.

الف) تعیین مرکز سطح پیچ ها یا پرچ ها
ب) محاسبه نیروی برشی و گشتاور پیچشی در مرکز سطح
د) محاسبه سهم وارد شده به هر پیچ از نیروها
ج) محاسبه نیروهای برشی ناشی از نیروی برشی و پیچشی وارد به هر پیچ

در بارگذاری نوسانی که Fm و Fa بوجود می آید:

$$F_1^{i\,a/m} = \frac{F_{m/a}}{N}$$

یعنی محاسبات یکبار برای مولفه m و یک بار برای a محاسبه می شود.

$$F_2^{i\,a/m} = \frac{(F_{m/a}\,l)\,r_i}{\sum r_j^2}$$

بعد می توان از دستورالعمل های استفاده کرد کافی:

$\tau_m \rightarrow \sigma_{em} = \sqrt{3}\,\tau_m$
$\tau_a \rightarrow \sigma_{ea} = \sqrt{3}\,\tau_a$ $\Rightarrow$ ($\sigma_e = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$ بر اساس ون میزز رابطه)

$$\frac{\sigma_{em}}{S_{ut}} + \frac{\sigma_{ea}}{S_e} = \frac{1}{SF}$$

یا از تئوری خستگی برای حالت تنش برشی خالص استفاده کنیم:

$$\frac{\tau_m}{S_{su}} + \frac{\tau_a}{S_{se}} = \frac{1}{SF}$$

$S_{su} \to 0.67 S_{ut}$ ، $S_{se} \to 0.59 S_e$

معمولاً می‌دانیم نیروی محوری و نیروی برشی می‌توانند با هم برای پیچ اتفاق می‌افتند
ولی کتاب‌ها این مطلب را برای پیچیدگی مسئله نمی‌پردازند.
با فرضی که کردیم این بود که نیروی برشی کاملاً فقط توسط پیچ‌ها تحمل می‌شود
ولی در واقعیت مقداری توسط اصطکاک بین دو صفحه در تماس خنثی می‌شود.

فرض کنیم دو صفحه متصل به هم با نیروی بستن فشرده می‌شوند، پس:

$$\sum \mu F_i \, r_i = T_f \qquad if \quad T_f \geq T_{خارجی}$$

بنابراین پیچ‌ها هیچ گشتاور پیچشی تحمل نمی‌کنند و کاملاً امن هستند.

$if \quad T_f < T_{خارجی}$ باقی‌مانده‌ی گشتاور T بین پیچ‌ها تقسیم
می‌شود، یعنی:

$$F_2^i = \frac{(T-T_f)\, r_i}{\sum r_j^2}$$

پس F ای که این گشتاور را ایجاد کرده، مقداری توسط F_f خنثی می‌شود، بقیه بین پیچ‌ها
تقسیم می‌شود:

$$F_1^i = \frac{(F-F_f)}{N}$$

چون پیش‌تنش برخی از بار محوری به صورت وجود اصطکاک اثری روی نیروهای برشی دارد
و کلاً تنش محوری هم خواهیم داشت، پس در این جا

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

این σ خیلی بزرگ می‌شود. برای این که بتوانیم ارتباط را تعدیل کنیم، به این کار را داریم:

$\sigma_i \rightarrow$ تنش محوری ناشی از سفت کردن پیچ $\rightarrow \sigma_e = \sqrt{\sigma_i^2 + 3(\underline{\underline{SF}}\cdot\tau)^2} = \underline{\underline{S_p}}$

چون مقدار σ_i مقدار ثابتی است، SF تنها در τ ضرب می‌شود.

نکته: تفسیر این است همین که σ_i وارد محاسبات شد، با $\underline{S_p}$ کار می‌کنیم نه با S_y!

در حالت بارگذاری نوسانی:
$$\sigma_{em} = \sqrt{\sigma_i^2 + 3(SF\cdot\tau_m)^2}$$

$$\sigma_{ea} = \sqrt{3}\, SF\, \tau_a$$

در روابط خستگی Goodman می‌گذاریم.

نکته مهمی:

در بارگذاری استاتیکی، می‌گوییم بارگذاری استاتیکی است، پس F_i که ایجاد کردیم ثابت است، پس P_b هم ثابت است، چرا SF در P_b ضرب می‌شود ولی در F_i نه؟ درست است، ولی P_b یعنی خود بار استاتیکی می‌تواند پس از مدتی تغییر کند و بار استاتیکی دیگری جایگزین آن شود. ولی F_i همیشه همان مقدار است.

در تئوری‌های دینامیکی مثلاً همان تئوری Rankine، دلیل کشیدن خط بار دقیقاً به همین دلیل است که ممکن است جای ما از نقطه‌ای که هستیم تغییر کند.

در بارگذاری نوسانی هم همین خط بار رسم می‌شود، ولی مشکلش این است، یعنی [illegible] خودشان [illegible] نقطه σ_m و σ_a [illegible]، تنش در حال نوسان است، این مقدار σ_m و σ_a است که ثابت باشد، دلیل خط بار کشیدن در اینجا، این است که خود σ_m و σ_a می‌تواند تغییر کند.

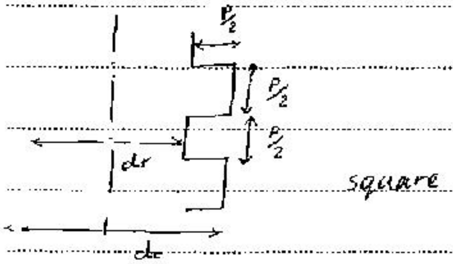
88 / 3 / 18 جلسه

طراحی پیچ های قدرت Power Screws

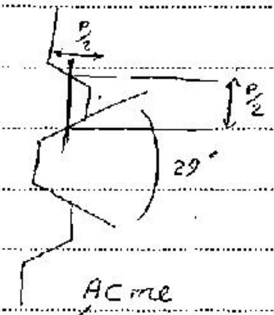
این پیچ ها برای انتقال حرکت یا جابجا کردن بار استفاده می‌شوند. تنها اسم مشابه پیچ های رزوه دار دارند.
مثلاً دستگاه های پرس که با پیچ قدرت حرکت می‌کنند

پیچ های قدرت به صورت دو نوع ساخته می‌شوند :

1) دندانه مربعی



2) دندانه ذوزنقه ای



در محاسبات هست که در اینجا ما از dr و do استفاده نمی‌کنیم، از dm، میانگین این دو قطر استفاده می‌کنیم

فرض کنید پیچ را بین صفحه‌ای قرار دهیم، صفحه را نگه داریم، پیچ مجبور است بالا و پایین برود. دنبال نیروی لازم برای این کار هستیم و به تبع آن دنبال توان لازم هستیم.

$P = T \cdot \omega$

به دلیل تغییرات مداوم پیچ، ترجیحاً دنبال گشتاور می‌رویم
ابتدا فرض کنید ما نیروی F را به اندازه‌ی یک پیشروی حرکت بدهیم
در مورد پیشروی می‌دانیم که گام l که فاصله بین دو نقطه متناظر در پیچ است.

در اینجا یک دنده داریم (N=1) پس گام برابر است. چون حرکت عرضی پاها بسیار کم است.

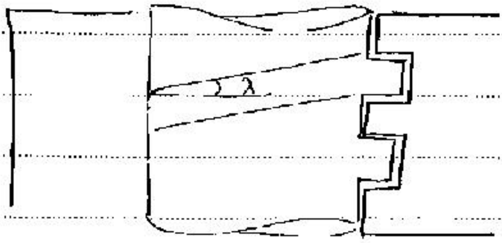
Subject:
Year. Month. Date. ( )

برای اینکه جهت سریع‌تر چرخیده شود راه‌های مختلفی هست. یکی افزایش گام است ولی محدودیت این است که مقدار گام با قطر پیچ رابطه دارد، پس نمی‌توان این را همیشه انجام داد.

روش دیگر استفاده از پیچ‌های چندراهه است، در اینجا کمیت پیشروی به میان می‌آید:

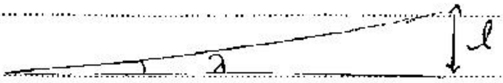
پیشروی $l = NP$

پس پیشروی N برابر گام پیچ است. استفاده از پیچ‌های چندراهه باعث می‌شود با N برابر گام پیچ حرکت کنیم



زاویه‌ی پیشروی : λ

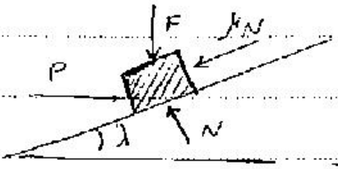
* فرض این است که بار F روی سطح شیب‌دار با زاویه‌ی λ به بالا هل داده می‌شود.

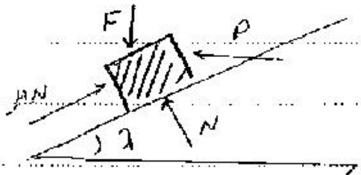


(رزوه‌ی باز شده در پیچ)

$$\tan\lambda = \frac{l}{\pi d_m}$$ رابطه‌ی هندسی

برای ما P مهم است، چون حاصل P در d به ما گشتاور را خواهد داد.





حالت دیگر پایین آوردن بار است

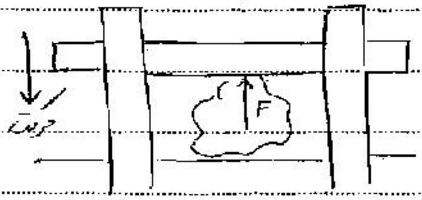
واضح است که گشتاور لازم برای حالت بالا بردن و پایین بردن یکی نخواهد بود. بالابرنده بیشتر است.

$T_{raising}$ گشتاور بالابرنده $T_{lowering}$ گشتاور پایین‌کشنده

تعریف علمی بالابردن: زمانی که انرژی پتانسیل (جهت بار) با جهت حرکت مخالف هم باشد، می‌شود بالابردن بار

اگر موافق هم باشند می‌شود پایین آوردن بار.

به عنوان مثال:



جهت حرکت مهره خلاف جهت بار و نیرو است، این جا
مثل بالا بردن بار F است - (بدون در نظر گرفتن منفی)

با انجام محاسبات P بدست می‌آید پس:

$$T = P\,\frac{d_m}{2}$$

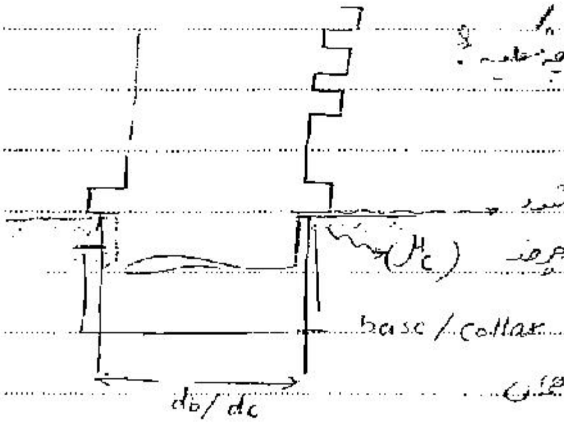
به طور کلی برای بالابری گشتاور این گونه خواهد بود:

$$T_R = \frac{F \cdot d_m}{2} \cdot \frac{l + \pi \mu d_m}{\pi d_m - \mu l}$$ (بالابرنده)

$$T_L = \frac{F \cdot d_m}{2} \cdot \frac{\pi \cdot \mu d_m - l}{\pi d_m + \mu l}$$ μ ضریب اصطکاک بین پیچ و مهره است.

μ در ابتدای حرکت استاتیکی و در حین حرکت دینامیکی است. راه کاری محافظه کارانه این است که از μ استاتیکی استفاده کنیم، چون به ازای آن max مقدار گشتاور بدست خواهد آمد.

سوال دیگری پیش می‌آید این است که خود پیچ که روی هوا نیست، باید یک جا تکیه کرده باشد
می‌آیند از یاتاقان استفاده می‌کنند.
بپرس: یاتاقان چه‌جوریه؟
شکل شماتیک و معادله:



یاتاقان استفاده شده یک قطر میانگین
دارد. حواست باشد این قطر معلوم نیست مثل
قطر میانگین پیچ باشد یا خیر.

تا اینجا گشتاور داریم صرف دو چیز می‌شود: 1) حرکت بار 2) غلبه بر اصطکاک بین پیچ و مهره

اگر همزمان با یاتاقان هم اصطکاک وجود داشته باشد، T که تا الآن حساب کردیم دیگر نمی‌تواند به اصطکاک این‌ها غلبه کند، باید به آن مقداری اضافه شود. پس:

$$T_R = \frac{F \cdot d_m}{2} \cdot \frac{l + \pi \mu d_m}{\pi d_m - \mu l} + \frac{\mu_c F d_c}{2}$$

* برای هر دو حالت بالا و پایین شبیه هم است.

$$T_L = \frac{F \cdot d_m}{2} \cdot \frac{\pi \mu d_m - l}{\pi d_m + \mu l} + \frac{\mu_c F \cdot d_c}{2}$$

اگر یاتاقان frictionless باشد، ترم پایانی حذف خواهد شد.

T_R همواره یک عبارت مثبت است، یعنی برای بالا بردن همواره باید خرج کنیم ولی T_L می‌تواند صفر و حتی منفی هم باشد. اگر T_L صفر یا منفی باشد خطرناک خواهد بود. می‌خواهیم کاری کنیم این اتفاق نیفتد. اگر این اتفاق نیفتد در اصطلاح گفته می‌شود سیستم «خودقفل» است (self-locked)

پس شرط خودقفلی: $T_L > 0$ ($T_L = 0$ در آستانه خودقفلی است)

* در حالتی که $\mu_c = 0$:

$$\pi \cdot \mu \cdot d_m > l \Rightarrow \mu > \overset{\tan\lambda}{\frac{l}{\pi d_m}}$$

$$\Rightarrow \text{پس برای } \mu_c = 0 \quad \boxed{\mu > \tan\lambda}$$

اصطکاک کمی هم برای پایین بردن به صورت $T_L > 0$ به نفع ما کار می‌کند، باعث خودقفل شدن سیستم می‌شود.

تعریف بازده این است:

$$\text{eff.} = \eta = \frac{\overset{\text{کاری که برای ما انجام شده}}{F \cdot l}}{\underbrace{2\pi \cdot T}}$$

$$P = \overset{\omega}{\left(\frac{2\pi}{t}\right)} \cdot T \quad \text{t = 1 فرض می‌کنیم} \Rightarrow (t\ \text{Const}) \quad P \times t = 2\pi T$$

* در حالت خاص که $\alpha = 0$ ، رابطه بازده ساده‌تر می‌شود

$$\frac{1-\tan\lambda}{1+\cot\lambda}$$

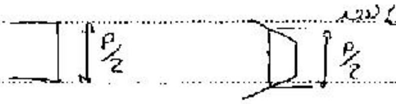
همه روابطی که معرفی شد برای پیچ دندانه مربعی بود. ولی با تقریب خوبی برای دندانه ذوزنقه‌ای هم بکار می‌روند. چون زاویه آن کوچک است

حال ببینیم معایب و مزیت هر کدام از دندانه ذوزنقه‌ای و مربعی چیست

ساخت پیچ دندانه ذوزنقه‌ای راحت‌تر است، ولی بازده کمتری دارد.
پیچ دندانه مربعی ساخت سخت‌تری دارد، ولی بازده بالاتری دارد

از نظر لقی هر دو پیچ یکسان است، چون تغییر سطح برایشان هم است و برای هر دو $\frac{P}{2}$ است

از نظر برشی پیچ دندانه ذوزنقه‌ای تحمل بیشتری نشان می‌دهد



→ انتهای دندانه بزرگ‌تر از $\frac{P}{2}$ است
پس سطح بزرگ‌تری دارد

از نظر استحکام این نوع پیچ‌ها معمولاً مورد بررسی قرار نمی‌گیرند، مگر این که صریحاً خواسته شود

تکلیف: 49 ، 48 ، 31 ، 8-30 و 8-20 و 8-10 و 8-9

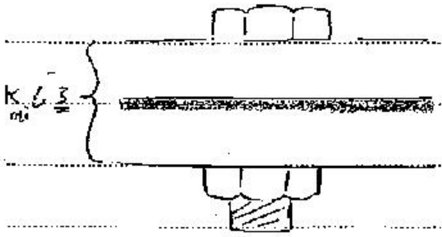
[illegible] 8-20 ، پیچ‌ها [illegible] [illegible] مورد [illegible] طول پیچ را [illegible] مطلب جدید
[illegible] 10

$T = 0.18 K_i d$ ، 30 [illegible]
q_t , q_p

Subject:
Year. Month. Date. ( )

مثال 7-8 کتاب بخش a و b

فرض کنید بین قطعات که واشر لاستیکی گذاشته شده باشد (Gasket)



$$\frac{1}{k_m}=\frac{1}{k_{m1}}+\frac{1}{k_{m2}}+\frac{1}{k_g}$$

بین یک قطعه فلزی و یک پلاستیک ضریب سفتی پلاستیک خیلی کم است و راحت تغییر شکل می‌دهد. پس

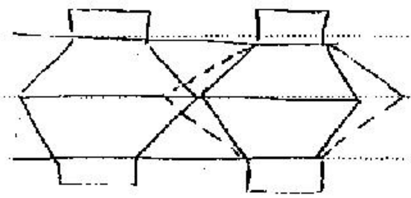
$$k_g \ll k_{mi} \Rightarrow \frac{1}{k_g} \gg \frac{1}{k_{mi}} \Rightarrow \frac{1}{k_m}=\frac{1}{k_{m1}}+\frac{1}{k_{m2}}+\frac{1}{k_g}\simeq\frac{1}{k_g}$$

خیلی کوچک $k_m = k_g$ ، ولی

پس این جوری باری که روی قطعات می‌افتد خیلی کاهش می‌یابد و اکثر آن می‌رود روی پیچ

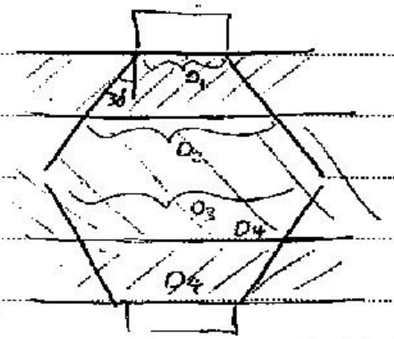
پس نتیجه: واشر پلاستیکی باعث کاهش زیاد استحکام پیچ می‌شود. علت درست‌تر این است که بار روی پیچ را افزایش می‌دهد

در مواقعی که قطعات خیلی به هم فشرده می‌شوند از واشر استفاده نمی‌کنیم چون باعث می‌شود اکثر بار روی پیچ بیفتد و پیچ نابود شود. برای این کار می‌آیند طوری طراحی می‌کنند تا به این صورت درآید که قطعات به هم فشرده شوند تا نیازی به واشر نداشته باشیم :



* با نزدیک بودن‌ها

در هم فرو بروند



بپرس

* حالا $\underline{k}$ برای وسطی زحمت

D_2 و D_3 برابر هستند

با دادن ضریب اطمینان همه در $\underline{P}$ ضرب می‌شود در F_i ضرب نمی‌شود.

حال با تعداد پیچ‌ها را با ضریب اطمینان جدایش $\underline{2}$ می‌خواهیم، حالت مرزی زمانی که در نقطه کار از هم جدا شده‌اند پس $F_m = 0$ ، تقسیم بر ضریب اطمینان $\underline{2}$:

$$2\left(\frac{88635}{N}\right) - 70650 = 0 \Rightarrow N = 2.51 \Rightarrow \boxed{N = 3}$$

جدایش در دو حالت: 1) پیچ تسلیم شود، 2) یا در حالتی که $F_m = 0$

حال با این حالت این که پیچ تسلیم شود هم بررسی شود:

$$SF = \frac{S_p A_t - F_i}{P_b} \Rightarrow \frac{94200 - 70650}{\frac{71365}{N}} = 2.0 \Rightarrow$$

$$N = 6.06 \Rightarrow \underline{N = 7}$$

پس بین 3 و 7 ، تعداد $\underline{7}$ انتخاب می‌شود. این با بررسی استحکام بود

$$\tau_{thread\ stripping} = \frac{2\left(\frac{71365}{N}\right) + 70650}{\pi(13.54)(0.75)(14.8)} = 0.577 \times 660$$

$$\begin{cases} d_r = 13.54 & A\text{-}31 \rightarrow h = 14\ mm \\ A_t = 157\,mm^2 & A_r = 144\,mm^2 \end{cases}$$

$$\Rightarrow N = 1.29 \simeq \underline{2}$$

$$\sigma_{thread\ bearing} = \frac{\left[2\left(\frac{71365}{N}\right) + 70650\right] \times 4 \times 2}{\pi(14.8)(16^2 - 13.54^2)} = 660$$

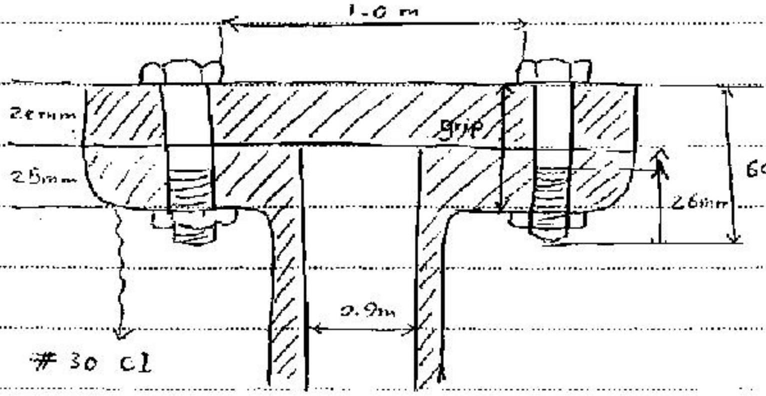
$$\Rightarrow N_{min} = 0.66 \rightarrow \underline{1}$$

بعد باید پیچ را باید حتماً برای سفت شدن هم چک شود در این مثال فعلاً ما را راحت کرده که مناسب سفت شده

$F_i = \frac{5T_i}{d} \Rightarrow T_i = \checkmark$

$\tau = \frac{16T_i}{\pi d^3} \Rightarrow SF = \frac{0.577\,S_p}{\frac{16T_i}{\pi d^3}}$

(متناسب با ابعاد به کار برده شده پیچ)



مثال ؛

سیلندر مفروض با 36 تا

پیچ بسته شده است

36 M10×1.5 (10.9)

$E = 96$ GPa

$P = 0 \sim 550$ kPa

(Reused) → 0.75

(SF) fatigue failure = ? (Goodman - Gerber)

$P_{max} = \frac{\pi (0.9)^2}{4} \cdot \frac{550{,}000}{36} = 9719 \ \frac{N}{bolt}$

Table 8-1 ⟹ 10 × 1.5 ⟹ $A_t = 58 \ mm^2$ $A_d = 78.5 \ mm^2$

Table 8-17 ⟹ $S_e = 162$ MPa

Subject:
Year: Month: Date: ( )

Table 8-11 → $S_{ut} = 1040$ MPa , $\sigma_p = 830$ MPa

[illegible] grip

$l = 60$ mm (ضخامت [illegible]) $l_{grip} = 20 + 25 = 45$ mm $l_d = 60 - 26 = 34$ mm

$$\frac{1}{k_b} = \frac{l_d}{A_d E_d} + \frac{l_t}{A_t E_b} \Rightarrow k_b = 3.32 \times 10^5 \ N/mm \qquad l_t = l_{grip} - l_d = 11 \ mm$$

$$k_{m1}(upper) = \frac{0.577(\pi)(207000)(10)}{\ln\left(\frac{(1.15(20)+5)(15+10)}{(1.15(20)+25)(15-10)}\right)} = 3.5 \times 10^6 \ \frac{N}{mm}$$

$$k_{m2}(lower) = 1.526 \times 10^6 \ N/mm \Rightarrow \frac{1}{k_m} = \frac{1}{k_{m1}} + \frac{1}{k_{m2}} \rightarrow K_m = 1.06 \times 10^6 = 10.6 \times 10^5 \ N/mm$$

$$P_b^{max} = \frac{3.32}{3.32 + 10.6}(9719) = 2318 \ N \qquad P_m^{max} = 7401 \ N$$

$$F_i = (0.75)(58)(830) = 36100 \ N \Rightarrow$$

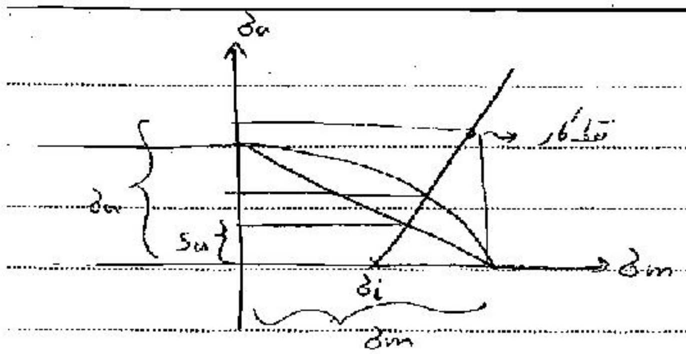
$$\sigma_i = \frac{F_i}{A_t} = 622.4 \ MPa \qquad \sigma_a = \frac{P_b}{2A_t} = \frac{2318}{2(58)} = 19.98 \ MPa$$

$$\sigma_m = 19.98 + \frac{36100}{58} = \overset{642.4}{\cancel{624}} \ MPa$$

ولی σ_a و σ_m حساب شده ، [illegible] در رابطه‌ی [illegible] ؟

$$SF_{Goodman} = \frac{1040 - 642.4}{19.98\left(1 + \frac{1040}{\underbrace{(162)}_{S_e}}\right)} = 2.82$$

نکته : ضریب $SF = \frac{S_a}{\sigma_a}$ که S_a [illegible] است .

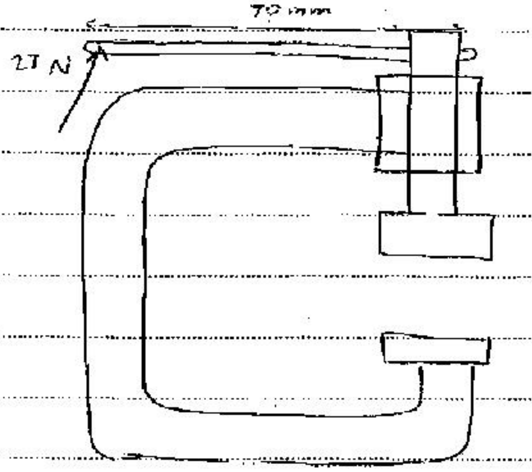


$SF_{Gerber} = 4.34$

$$(SF)_{Langer} = \frac{S_p - \sigma_i}{2\sigma_a}$$

$$= \frac{830 - 622.4}{2(19.98)} = 5.2$$

تمرین:



$d = 16$ mm $\quad d_b = 11$ mm

$P = 4$ mm $\quad F$(clamping Force) $= ?$

$\mu = \mu_b = 0.15$

$d_m = d - \frac{P}{2} = 16 - \frac{4}{2} = 14$ mm

$l = P = 4$ mm

$T = 27(70) = 1890$ N.m

$$T_{Raising} = \frac{F(14)}{2} \cdot \frac{4 + \pi(0.15)(14)}{\pi(14) - 0.15(4)} + \frac{F(11)(0.15)}{2}$$

$= 1890$ N.mm [illegible] clam [illegible]

$\boxed{F = 747 \text{ N}}$ [illegible] Traising است.

[illegible] Traising.

Subject:
Year. Month. Date. ( )

سؤالات:

۱) چرا برای حالت ضریب سفتی پیچ طول کشش بزرگ شده، فقط طول کشش رزوه داخل grip درنظر گرفته می‌شود و رزوه‌های داخل مهره درنظر گرفته نمی‌شوند؟