فهرست مطالب

فصل اول : طراحی استاتیکی و طراحی خستگی

فصل دوم : طراحی جوش

فصل سوم : طراحی پیچ - مهره - پین - خار

۱- طراحی پیچ های اتصال

۲- طراحی پیچ های انتقال قدرت

۳- طراحی پین و خار

طراحی استاتیکی

۱- تنش محوری $\quad n = \frac{\sigma_y}{\sigma} \quad \sigma = \frac{F}{A}$

۲- تنش برشی $\quad n = \frac{\tau_y}{\tau} \quad \tau = \frac{F}{A}$

۳- تنش خمشی $\quad n = \frac{\sigma_{yb}}{\sigma} \quad \sigma = \frac{Mc}{I}$

۴- تنش پیچشی $\quad n = \frac{\sigma_{yt}}{\sigma} \quad \sigma = \frac{T.r}{J}$

۲-۲

σ_y : تنش تسلیم محوری ← از جدول ۲-۶ پیدا می‌کنیم.

τ_y : تنش تسلیم برشی

σ_{yb} : تنش تسلیم خمشی

σ_{yt} : تنش تسلیم پیچشی

۲-۶

← تنش‌های معادل در شرایط خاص

معیار طراحی :

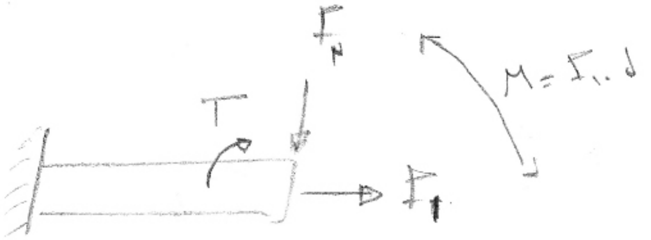
$\tau_y = 0.8\,\sigma_y$ فولادهای کم‌کربن و چدن‌ها

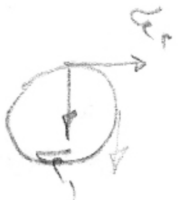
$\tau_y = 0.577\,\sigma_y$ فلزات نرم

$\sigma_{yb} = 1.4\,\sigma_y$

$\sigma_{yt} = 0.8\,\sigma_y$ فولادهای کم‌کربن و چدن‌ها

$\sigma_{yt} = 0.577\,\sigma_y$ فلزات نرم





کشش $\sigma_1 = \frac{F_1}{A}$

برش $\tau_1 = \frac{F_2}{A}$

خمش $\sigma_2 = \frac{M.c}{I}$

پیچش $\tau_2 = \frac{M.r}{J}$

$\rightarrow$ $\sigma = \sigma_1 + \sigma_2$

$\tau = \tau_1 + \tau_2$

$$\sigma_{max} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} < \sigma_y$$

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2} < \tau_y$$

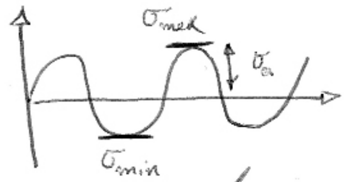
طراحی خستگی

شکست خستگی بسیار خطرناک‌تر و مهم‌تر از شکست استاتیکی است چرا که این شکست در تنش‌های کمتری صورت گرفته و همچنین شکست ناگهانی بوده و خبر نمی‌دهد.

بار نوسانی را به صورت $\sigma_m \pm \sigma_a$ نشان می‌دهند.

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{۲}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{۲}$$

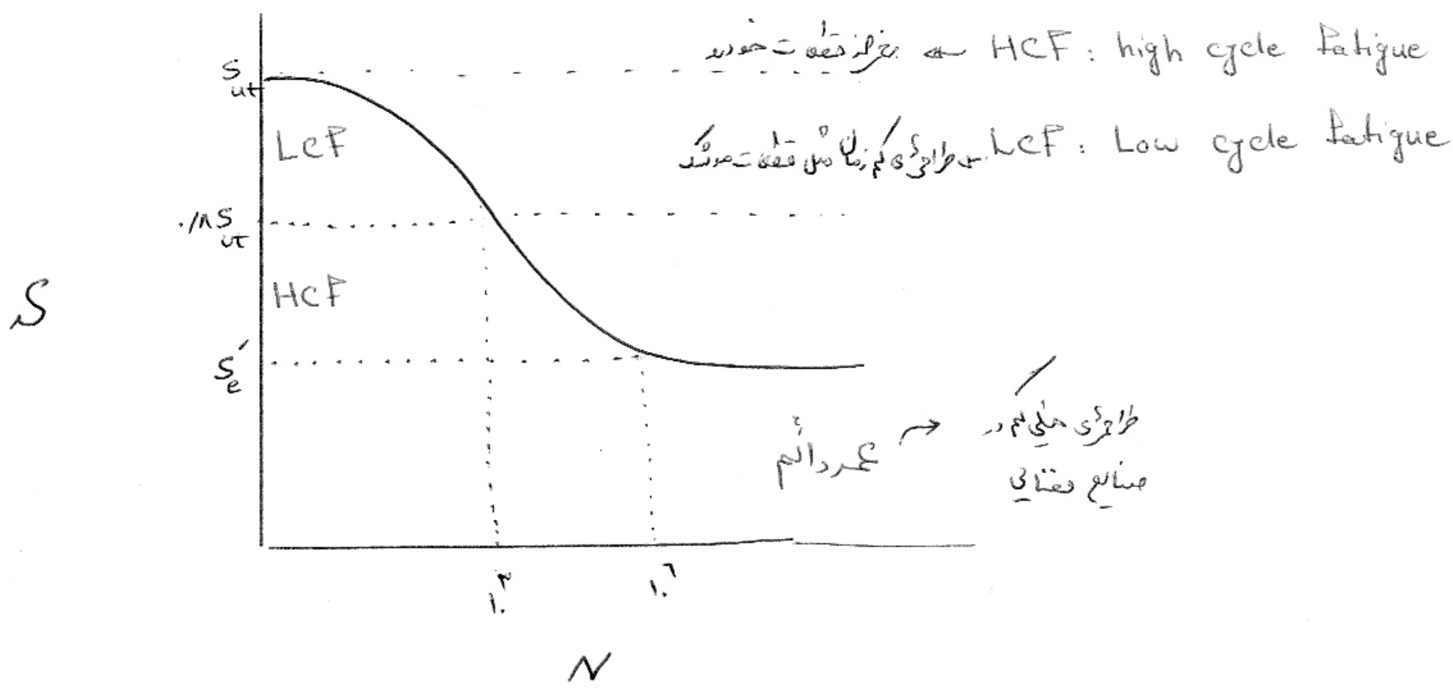


در شکست خستگی σ_u اصلاً مهم نیست بلکه S_e مهم است

مقاومت حد تحمل خستگی

$$S'_e = ۰/۵\,\sigma_{ut}$$

- اگر $\sigma > S'_e$ باشد قطعه خسته می‌شود.
- اگر $\sigma < S'_e$ باشد قطعه عمر نامحدود خواهد داشت.



$S = A N^{B} \Rightarrow \log S = \log A + B \log N$!

$\operatorname{Ln} S = \operatorname{Ln} A + B \operatorname{Ln} N$

$$\begin{cases} \dfrac{\sigma_m}{S_{ut}} + \dfrac{\sigma_a}{S_e} = 1 \\ \sigma_a = \alpha\, \sigma_m \end{cases} \Longrightarrow$$ می‌توانیم σ_a و σ_m را در نقطه بحرانی B محاسبه کنیم $\Longrightarrow n = \dfrac{\sigma_{a_B}}{\sigma_{a_A}} = \dfrac{\sigma_{m_B}}{\sigma_{m_A}}$

ضریب اطمینان

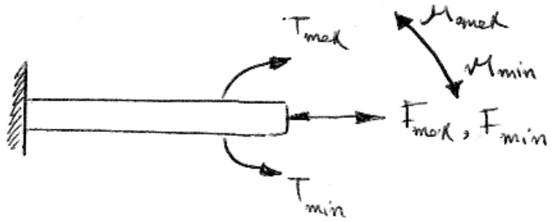
گاهی برای حل مسئله بهتر است که از روابط زیر استفاده شود:

$$\frac{\sigma_m}{S_{ut}} + \frac{\sigma_a}{S_e} = 1 \xrightarrow[\text{ضریب اطمینان}]{\text{معادله را با}} \frac{\sigma_m}{S_{ut}/n} + \frac{\sigma_a}{S_e/n} = 1$$

$$\Downarrow$$

$$\frac{\sigma_m}{S_{ut}} + \frac{\sigma_a}{S_e} = \frac{1}{n}$$

در تدریس قبل از شروع مثال: تک به تک تنش‌ها به طور جزء به جزء و سپس همه را از اول اجسام باید کار کرد



$\Longrightarrow$ تحلیل استاتیکی شفت

بار محوری $\begin{cases} F_a, F_m = \dfrac{F_{max} \pm F_{min}}{2} \\ \sigma_{a_1} = \dfrac{F_a}{A} \quad , \quad \sigma_{m_1} = \dfrac{F_m}{A} \end{cases}$

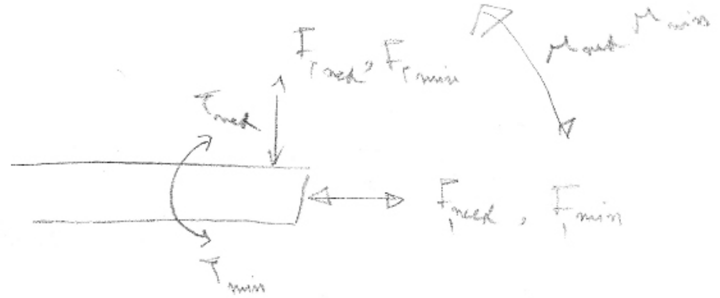
ترکیب تنش‌های محوری و خمشی $\begin{cases} \sigma_a = \sigma_{a_1} + \sigma_{a_2} \\ \sigma_m = \sigma_{m_1} + \sigma_{m_2} \end{cases}$

بار خمشی $\begin{cases} M_a, M_m = \dfrac{M_{max} \pm M_{min}}{2} \\ \sigma_{a_2} = \dfrac{M_a c}{I} \quad \sigma_{m_2} = \dfrac{M_m \cdot c}{I} \end{cases}$

بار پیچشی $\begin{cases} T_a, T_m = \dfrac{T_{max} \pm T_{min}}{2} \\ \tau_a = \dfrac{T_a \cdot r}{J} \quad \tau_m = \dfrac{T_m \cdot r}{J} \end{cases}$

ترکیب تنش‌های محوری و خمشی با تنش پیچشی $\begin{cases} \sigma'_a = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} \\ \sigma'_m = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2} \end{cases}$

S_{ut} و S_e را با استفاده از جداول یا آزمایش مورد نظر پیدا می‌کنیم و به همراه σ'_a و σ'_m به دست آمده در فرمول فوق گودمن یا سودربرگ قرار داده و می‌توان ضریب اطمینان را محاسبه کرد. اگر به سازه نیروی پیچشی اعمال گردد، با تنش پیچشی برآیندگیری می‌شود. همانطور که بارگذاری و خمشی برآیندگیری می‌شوند.



تنش محوری
$$\sigma_{a_1} = \frac{F_{1max} - F_{1min}}{۲}$$
$$\sigma_{m_1} = \frac{F_{1max} + F_{1min}}{۲}$$

تنش برشی
$$\tau_{a_1} = \ldots$$
$$\tau_{m_1} = \ldots$$

تنش خمشی
$$\sigma_{a_2} = \frac{M_{a_2} \cdot C}{I} \qquad M_a = \frac{M_{max} - M_{min}}{۲}$$
$$\sigma_{m_2} = \frac{M_{m_2} \cdot C}{I} \qquad M_m = \frac{M_{max} + M_{min}}{۲}$$

تنش پیچشی
$$\tau_{a_2} = \frac{T_{a_2} \cdot r}{J} \qquad T_a = \frac{T_{max} - T_{min}}{۲}$$
$$\tau_{m_2} = \frac{T_{m_2} \cdot r}{J}$$

$$\sigma'_a = \sigma_{a_1} + \sigma_{a_2}$$
$$\sigma'_m = \sigma_{m_1} + \sigma_{m_2}$$
$$\tau'_a = \tau_{a_1} + \tau_{a_2}$$
$$\tau'_m = \tau_{m_1} + \tau_{m_2}$$

$$\sigma_a = \sqrt{\sigma_a'^{۲} + ۳\tau_a'^{۲}}$$
$$\sigma_m = \sqrt{\sigma_a'^{۲} + ۳\tau_a'^{۲}}$$

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = ۱/n$$

مثال: شفت ساکنی تحت بارگذاری گشتاور پیچشی $T_{max}=40\times10^{2}\ N.m$ و $T_{min}=0$ قرار دارد. قطر آن

برای الف) عمر دائم ب) 10^3 سیکل حساب کنید. سطح شفت ماشینکاری شده است.

$k_a=0.8$

$k_b=0.4$

$k_c=k_d=k_e=1$, $n=2$, $\sigma_{ut}=600\ MPa$, $\sigma_y=400\ MPa$

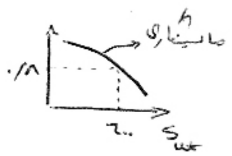
$$T_a=T_m=20\times10^{2}\ N.m$$

$$\begin{cases}\tau_a=\dfrac{T_a\cdot r}{J}=\dfrac{T_a\cdot d/2}{\pi d^4/32}=\dfrac{16T_a}{\pi d^3}=\dfrac{16\times20\times10^5}{\pi d^3}\\[2ex] \tau_m=\dfrac{T_m\cdot r}{J}=\dfrac{16\times20\times10^5}{\pi d^3}\end{cases}$$

$$\sigma'_a=\sqrt{0^2+3\tau_a^2}=\sqrt{3}\,\tau_a=\frac{176.5\times10^5}{d^3}$$

$$\sigma'_m=\sqrt{0^2+3\tau_m^2}=\sqrt{3}\,\tau_m=\frac{176.5\times10^5}{d^3}$$

$$S_e=k_a\cdot k_b\cdot k_c\cdot k_d\cdot k_e\ \overbrace{S'_e}^{0.5\,S_{ut}}$$



$k_a=0.8$

$k_b=0.3$ بدترین حالت

$k_c=1$

$k_d=1$

$k_e=1$ چون ت.ت نداریم

$$\Rightarrow S_e=0.8\times0.3\times0.5\times600=72\ MPa$$

$$\frac{\sigma'_a}{\underbrace{S_e}_{72\,MPa}}+\frac{\sigma'_m}{\underbrace{S_{ut}}_{600\,MPa}}=\frac{1}{n}\Rightarrow\frac{2.45\times10^5}{d^3}+\frac{0.29\times10^5}{d^3}=\frac{1}{2}\Rightarrow d=82\ mm$$

طراحی شفت برای عمر دائم

تحلیل استاتیکی پشت صفحه

$$S_e=k_a\cdot k_b\cdot k_c\cdot k_d\cdot k_e\cdot A N^B$$

تعیین A و B با نمودار اصلاح شده

N	1000	10^6
σ_a	$0.8\,S_{ut}$	72

$$\Rightarrow\begin{cases}72=A(10^6)^B\\480=A(1000)^B\end{cases}\Rightarrow\begin{cases}\ln72=\ln A+B\ln10^6\\\ln480=\ln A+B\ln10^3\end{cases}$$

$$\tau = \frac{T \cdot r}{J} = \frac{\tau_y}{n}$$

$$\frac{۴۰ \times ۱۰^{۲} \times ۱۰^{۳} \times d/۲}{\pi d^{۳}/۳۲} = \frac{۰٫۵۷۷ \times ۴۰۰}{۲}$$

$$\Rightarrow \quad \frac{۲٫۰۳۱۸ \times ۱۰^{۵}}{d^{۳}} = ۱۱۵٫۴$$

$$\boxed{d = ۵۶ \ mm}$$

- K_c (ضریب قابلیت اطمینان)

K_c را با n_s اشتباه نکنیم. K_c به طراحی اجزاء وابسته نیست و یک کمیت آماری است. میزان انحراف استاندارد [illegible] از نمودار S-N را نسبت به پراکندگی نمودار آزمایشگاهی را با K_c نشان می‌دهند. میزان انحراف استاندارد [illegible] را نسبت به پراکندگی نمودار آزمایشگاهی با K_c نشان می‌دهند.

- K_d (ضریب اثر دما)

If $T \leq 350\,^{\circ}c \Rightarrow K_d = 1$

If $T \geq 450\,^{\circ}c \Rightarrow K_d = 0.5$

- K_e (ضریب اثر تمرکز تنش و حساسیت به شیار)

$$K_e = \frac{1}{K_f}$$

عوامل موثر بر K_f عبارتند از:

۱- تیزی شیار
۲- نوع شیار
۳- نوع بارگذاری
۴- مقدار تنش

$$K_f = q(K_t - 1) + 1$$

K_f: فاکتور کاهش استحکام خستگی

q: ضریب حساسیت به شیار

K_t: ضریب تمرکز تنش

q و K_t از جداول استاندارد استخراج می‌گردند. در مواد خالص و [illegible] ~~[illegible]~~ $K_t = K_f$ در نظر گرفته می‌شود.

- K_f (ضریب اثر عوامل متفرقه).

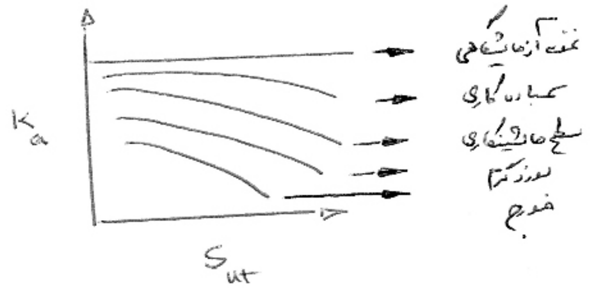
$$S = AN^{B} \Rightarrow \ln S = \ln A + B \ln N$$

مقدار S'_e بدست آمده به نمونه آزمایش مربوط می‌شود و در عمل می‌بایست برخی ضرایب تصحیح در نظر گرفته شود:

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

- k_a (ضریب اثر پرداخت سطح)

اگر سطح قطعه پرداخت کامل شده باشد در این صورت $k_a = 1$ خواهد بود چون خستگی نسبت به کیفیت سطح بسیار حساس است. برای k_a از نمودارهایی شبیه نمودار شکل زیر در کتب استاندارد استفاده می‌شود.

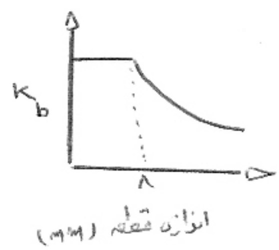


- k_b (ضریب اثر اندازه قطعه)

قطر قطعه آزمایشگاهی ۸mm است. اگر قطر قطعه کمتر از ۸mm باشد در این صورت $k_b = 1$ است. با افزایش قطر قطعه مقاومت به خستگی کاهش می‌یابد. چون سطح افزایش می‌یابد و ترک خستگی از سطح شروع می‌شود.

If $d \le 8\,mm \Rightarrow k_b = 1$

If $d > 8\,mm \Rightarrow$ استفاده از نمودارهای استاندارد.



If اگر قطعه چرخان و مقطع دایره‌ای باشد $\Rightarrow k_b = 1.189\,(d)^{-0.097}$

If " " غیرچرخان و " " $\Rightarrow k_b = 1.189\,(0.37d)^{-0.097}$

If " " چرخان " " غیردایره‌ای باشد $\Rightarrow k_b = 0.3$ جز حالات خاص است

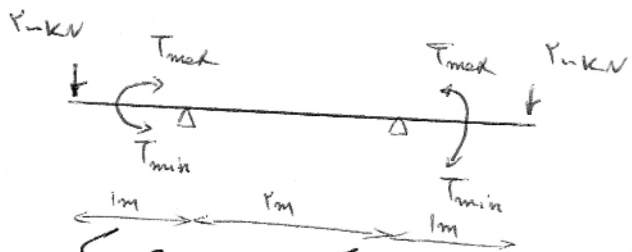
هنگامی که شک داشتید جهت اطمینان $k_b = 0.6$ در نظر گرفته شود.

$$\Rightarrow \begin{cases} B = -0.1275 \\ A = 4200 \end{cases} \Rightarrow S_e = 0.3^{-0.1275} \times 0.8 \times 320 \, (1.0) = 114.9 \text{ MPa}$$

$$\frac{\sigma_a'}{115} + \frac{\sigma_m'}{600} = \frac{1}{2} \Rightarrow \frac{\sqrt{3}\,\tau_a}{115} + \frac{\sqrt{3}\,\tau_m}{600} = \frac{1}{2} \Rightarrow \frac{1.53\times10^{5}}{d^3} + \frac{0.129\times10^{5}}{d^3} = \frac{1}{2}$$

$$\Rightarrow d = 71 \text{ mm}$$

مثال: در شفت چرخان زیر، قطر شفت را با ضریب اطمینان ۲، برای عمر دائم حساب کنید. سطح آهنگری شده و $S_{ut} = 1400$ MPa ، $k_a = 0.6$ و $k_c = k_d = k_e = 1$



$$T_{max} = 4\times10^{4} \text{ N.m}$$

$$T_{min} = -2\times10^{4} \text{ N.m}$$

در شفت شکل فوق هم گشتاور خمشی و هم پیچشی اعمال می‌گردد. تنش خمشی استاتیکی است ولی پیچشی سیکلی است.

$$\text{خمش} \begin{cases} \sigma_m = 0 \\ \sigma_a = \dfrac{M.c}{I} = \dfrac{20\times10^{3}\times1000\times d/2}{\pi d^4/64} = \dfrac{20.4\times10^{9}}{d^3} \end{cases}$$

$$\text{پیچش} \begin{cases} \tau_a = \dfrac{T_a . r}{J} = \dfrac{3\times10^{4}\times1000\times16}{\pi d^3} = \dfrac{1.53\times10^{8}}{d^3} \\ \tau_m = \dfrac{T_m . r}{J} = \dfrac{1\times10^{4}\times1000\times16}{\pi d^3} = \dfrac{0.51\times10^{8}}{d^3} \end{cases}$$

$$\sigma_m' = \sqrt{0^2 + 3\tau_m^2} = \sqrt{3}\,\tau_m = \frac{0.88\times10^{8}}{d^3}$$

$$\sigma_a' = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_m^2} = \sqrt{\frac{416\times10^{16}}{d^6} + \frac{2.83\times10^{16}}{d^6}} = \frac{20.5\times10^{8}}{d^3}$$

$$S_e = \underbrace{K_a}_{۰٫۶} \cdot \underbrace{K_b}_{۰٫۴} \cdot \underbrace{K_c \cdot K_d \cdot K_e}_{۱} \cdot S'_e = ۱۲۶\ Mpa$$

$$\frac{۲۰٫۱۵ \times ۱۰^{۸}}{d^{۳} \times ۱۲۶} + \frac{۰٫۸۸ \times ۱۰^{۸}}{d^{۳} \times ۱۴۰۰} = \frac{۱}{۲} \Rightarrow \frac{۰٫۱۶ \times ۱۰^{۸}}{d^{۳}} + \frac{۰٫۰۰۶۴ \times ۱۰^{۸}}{d^{۳}} = \frac{۱}{۲}$$

$d = ۳۱۷mm = ۳۲cm.$

به همراه این دو مثال، بحث طراحی شفت و محور نیز تدریس شود .

مثال دستگاه پرس : $F = ۲۰\ ton$, $\sigma_{UTS} = ۴۰۰\ Mpa$

$\sigma_y = ۲۴۵$, $d = ۱۰cm \Rightarrow A = ۷۸٫۵\ cm^{۲} = ۷۸۵۰\ mm^{۲}$

تحلیل خستگی

$\sigma_{max} = ۲۵٫۴\ Mpa$

$$\begin{cases} \sigma_a = ۲۵٫۴ / ۲ = ۱۲٫۷\ Mpa \\ \sigma_m = ۱۲٫۷\ Mpa \end{cases}$$

$$S_e = ۰٫۸ \times ۰٫۴ \times ۰٫۵ \times ۴۰۰ = ۹۸\ Mpa$$

$$\frac{۱۲٫۷}{۹۸} + \frac{۱۲٫۷}{۴۰۰} = \frac{۱}{n} \Rightarrow \boxed{n = ۶٫۴}$$

تحلیل استاتیکی

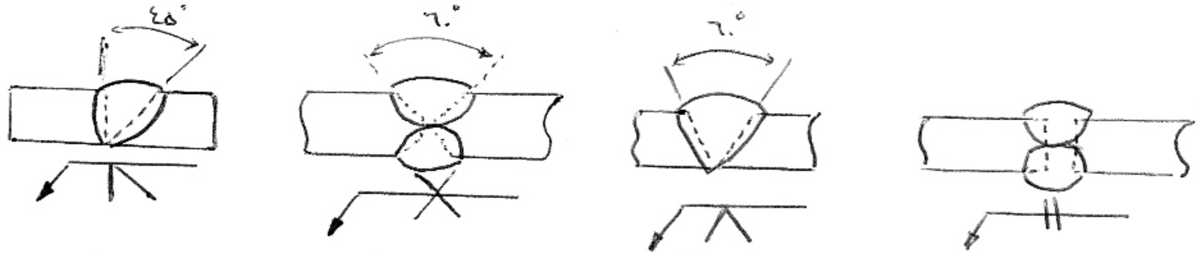
$$\begin{cases} \sigma = \frac{F}{A} \\ \sigma = \frac{\sigma_y}{n} \end{cases} \Rightarrow n = \frac{A \cdot \sigma_y}{F} = \frac{۷۸۵۰ \times ۲۴۵}{۲۰۰۰۰۰}$$

$$\boxed{n = ۹٫۲}$$

فصل اول : انواع جوش

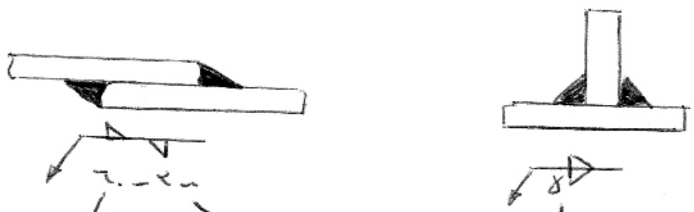
در نقشه‌ی ساخت ، نشانه‌ی جوش توسط انجمن جوشکاری آمریکایی (AWS) استاندارد شده است.

در شکل زیر چند نوع جوش لب به لب نشان داده شده است. به علائم دقت کنید.



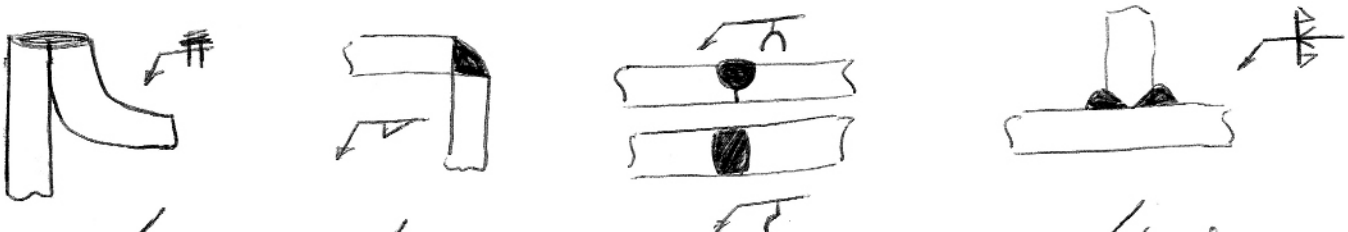
لب به لب ساده دوطرفه — لب به لب V شکل — لب به لب X شکل — لب به لب کج

در شکل زیر دو نوع جوش گلوئی (Fillet) نشان داده شده است

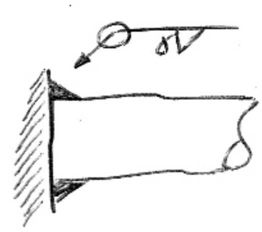


طول جوش (mm) — فاصله دو جوش — ساق جوش (mm)

در شکل زیر چند نوع جوش که برای مصارف خاص کاربرد دارند نشان داده شده است.

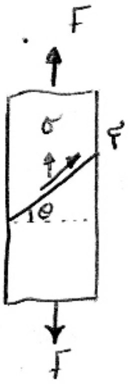


برای ورق‌های ضخیم — برای ورق‌های ضخیم — برای کارهای سبک — درزهای نازک به صورت روی هم و برای کارهای سنگین



علامت دایره به معنای جوش دور تا دور است.

پس از معرفی و شناخت انواع جوشکاری حال به طراحی هر کدام از آنها می‌پردازیم:



$$\sigma_{max} = \frac{F}{A}$$

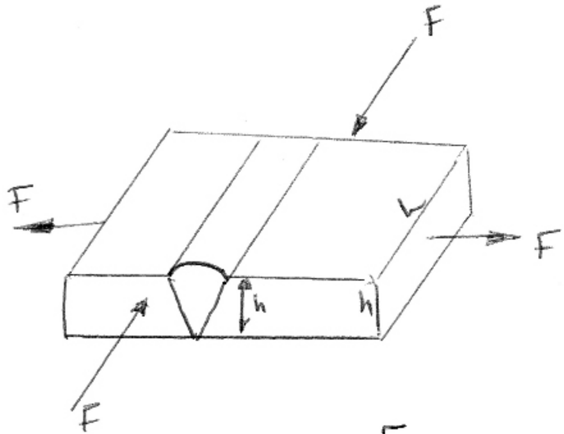
$$\tau_{max} = \frac{F}{2A} \ , \ \theta = 45^\circ$$

$$\tau = \frac{F}{2A} \sin 2\theta$$

- تنش برشی حداکثر در صفحه‌ای که نسبت به صفحه ۴۵° قرار دارد وارد می‌شود.

۱- تحلیل استاتیکی جوش

۱-۱- جوش لب به لب (Butt welding)



این نوع جوش فقط برای بارگذاری محوری و برشی کاربرد دارد و برای بارگذاری خمشی و پیچشی اصلاً مناسب نیستند چون هم ریشه جوش و هم گرده جوش در خمش و پیچش محل تمرکز حداکثر تنش هستند.

$$\sigma = \frac{F}{hL}$$

$$\tau = \frac{F}{hL}$$

تنش اعمالی ← $\sigma = \frac{\sigma_y}{n}$ ← تنش تسلیم

n ← ضریب اطمینان

تنش برشی اعمالی ← $\tau = \frac{\tau_y}{n}$ ← تنش تسلیم برشی

σ_y →	از جدول پیدا می‌کنیم
$\tau_y = 0.8\,\sigma_y$ →	برای فولادهای سخت و چدن‌ها
$\tau_y = 0.577\,\sigma_y$ →	برای فلزات نرم

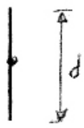
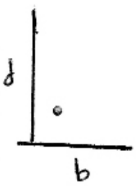
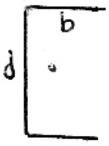
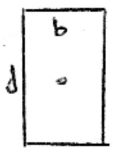
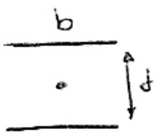
۲-۱- جوش گوشه (Fillet welding)

- این نوع جوش برای هر نوع بارگذاری مناسب است خصوصاً خمش و پیچش چون ریشه جوش در تار خنثی قرار دارد و تنش در آن نیست.

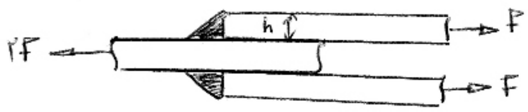
- اگر جوشکاری صحیح انجام شود جوش گوشه همیشه با زاویه ۴۵° می‌شکند چرا؟

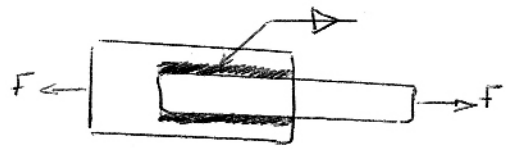
خواص هندسی جوش گوشه‌ای

۲-۲

فرم جوش	مساحت جوش	مرکز	$I \times 0.707h$	$J \times 0.707h$
	$A=0.707hd$	$\bar{x}=0$, $\bar{y}=d/2$	$d^3/12$	$d^3/12$
	$A=1.414hd$	$\bar{x}=b/2$, $\bar{y}=d/2$	$\frac{d^3}{6}$	$\frac{d(3b^2+d^2)}{6}$
	$A=0.707h(b+d)$	$\bar{x}=\frac{b^2}{2(b+d)}$, $\bar{y}=\frac{d^2}{2(b+d)}$	$\frac{2d^3}{3}-2d^2\bar{y}+(b+2d)\bar{y}^2$	$\frac{(b+d)^4-6b^2d^2}{12(b+d)}$
	$A=0.707h(2b+d)$	$\bar{x}=\frac{b^2}{2b+d}$, $\bar{y}=\frac{d}{2}$	$\frac{d^2}{12}(6b+d)$	$\frac{8b^3+6bd^2+d^3}{12}+\frac{b^4}{2b+d}$
	$A=1.414(b+d)h$	$\bar{x}=\frac{b}{2}$, $\bar{y}=d/2$	$\frac{d^2}{6}(3b+d)$	$\frac{(b+d)^3}{6}$
	$A=1.414\pi hr$	—	πr^3	$2\pi r^3$
	$A=1.414hd$	$\bar{x}=\frac{b}{2}$, $\bar{y}=d/2$	$\frac{bd^2}{2}$	$\frac{b^3+6bd^2}{12}$

الف) بارگذاری برشی





$$\tau = \frac{1.414F}{hL} \quad ①$$

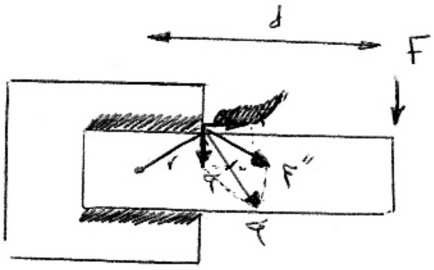
$$\tau = \frac{F}{1.414hL} \quad ②$$

$$\tau = \frac{2F}{A} = \frac{2F}{2\times 0.707hL} = \frac{1.414F}{hL}$$

$$\tau = \frac{F}{2\times 0.707hL} = \frac{F}{1.414hL}$$

ب) بارگذاری پیچشی
۲-۳

در این نوع بارگذاری دو نوع تنش برشی ناشی از F و پیچشی ناشی از گشتاور M.d بر جوش وارد می‌شود.



$$\tau' = \frac{F}{A}$$

$$\tau'' = \frac{M.r}{J}$$

J: از جدول پیدا می‌کنیم

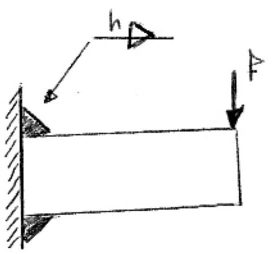
r: بیشترین فاصله سطح تا تار خنثی

$M = F.d$

$$\tau = \sqrt{\tau'^2 + \tau''^2 + 2\tau'\tau''\cos\alpha}$$

$$\tau = \frac{\tau_y}{n}$$

ج) بارگذاری خمشی



$$\tau = \frac{F}{A}$$

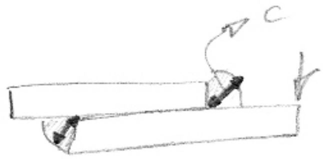
$$\sigma = \frac{Mc}{I}$$

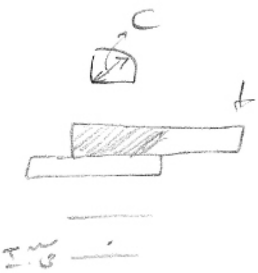
I: از جدول پیدا می‌کنیم

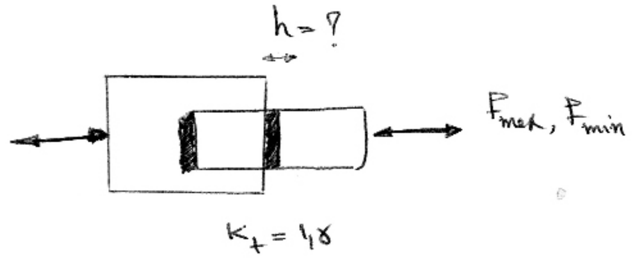
c: بیشترین فاصله تار خنثی تا سطح

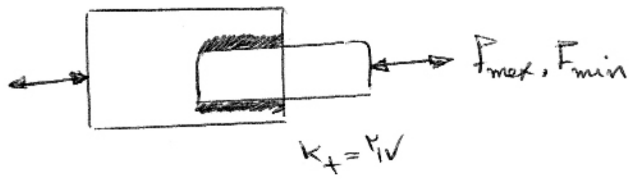
$$\tau_{max} = \sqrt{(\sigma/2)^2 + \tau^2}$$

۲- تحلیل خستگی جوش‌ها









$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \, S_e'$$

- K_a ← جدول $= ۰٫۴۴$
- K_b ← بدترین حالت $K_b = ۰٫۳$
- K_c ← جدول $= ۱$
- K_d ← ۱
- K_e ← $۱/k_t$
- S_e' ← $۰٫۵ \, S_{ut}$

$$F_a , F_m = \frac{F_{max} \pm F_{min}}{۲}$$

$$\tau_a = \frac{F_a}{A} \qquad \tau_m = \frac{F_m}{A} \Longrightarrow \sigma_a' = \sqrt{۰ + ۳\tau_a^۲} \qquad \sigma_m' = \sqrt{۰ + ۳\tau_m^۲}$$

و

$$\frac{\sigma_a'}{S_e} + \frac{\sigma_m'}{S_{ut}} = \frac{۱}{n}$$

معمولاً $n=۲$ در نظر گرفته و می‌توانیم h مورد نیاز برای تضمین ایمنی در برابر خستگی را محاسبه کنیم.

البته ممکن است جوش سالم بماند و قطعه خسته شود. بنابراین واضح است که تنش نوسانی کششی بر قطعه اعمال می‌گردد. بنابراین می‌بایست، بر اساس مباحث فصل خستگی، حداقل ضخامت قطعه را محاسبه کنید. البته چون جوش نسبت به قطعه حساس‌تر است از مقاومت قطعه صرفنظر می‌گردد.

حال اگر به قطعات جوش شده صفحه قبل نیروی نوسانی پیچشی وارد شود، داریم :

$$F_a , F_m = \frac{F_{max} \pm F_{min}}{2}$$

تنش های برشی
$$\begin{cases} \tau'_a = \dfrac{F_a}{A} \\ \tau'_m = \dfrac{F_m}{A} \end{cases}$$

تنش های پیچشی
$$\begin{cases} \tau''_a = \dfrac{T \cdot r}{J} \\ \tau''_m = \dfrac{T \cdot r}{J} \end{cases}$$

$$\Longrightarrow \begin{cases} \tau_a^2 = \tau_{a_1}^2 + \tau_{a_2}^2 + 2\,\tau_{a_1}\tau_{a_2}\cos\alpha \\ \tau_m^2 = \tau_{m_1}^2 + \tau_{m_2}^2 + 2\,\tau_{m_1}\tau_{m_2}\cos\alpha \end{cases}$$

$$\sigma'_a = \sqrt{0 + 3\tau_a^2}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{0 + 3\tau_m^2}$$

حال مقادیر را در معادله گودمن قرار می‌دهیم .

حال اگر به قطعات جوش شده صفحه قبل نیروی نوسانی خمشی وارد شود داریم :

$$F_a , F_m = \frac{F_{max} \pm F_{min}}{2}$$

تنش های برشی
$$\begin{cases} \tau_a = \dfrac{F_a}{A} \\ \tau_m = \dfrac{F_m}{A} \end{cases}$$

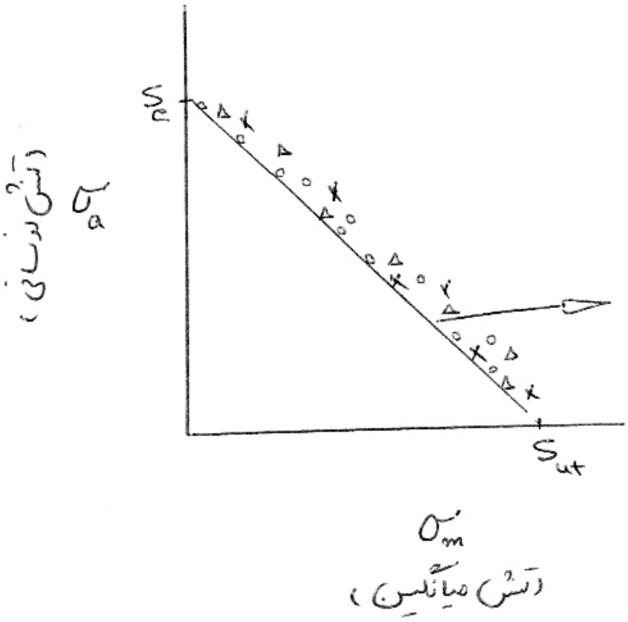
تنش های خمشی
$$\begin{cases} \sigma_a = \dfrac{M_a \cdot c}{I} \\ \sigma_m = \dfrac{M_m \cdot c}{I} \end{cases}$$

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2}$$

حال مقادیر را در معادله گودمن یا سادربرگ قرار می‌دهیم و مطلوبات را محاسبه می‌کنیم .

گودمن با آزمایشات فراوان نمودار زیر را استخراج نمود.



۰ قطعات مختلف تحت پیچش

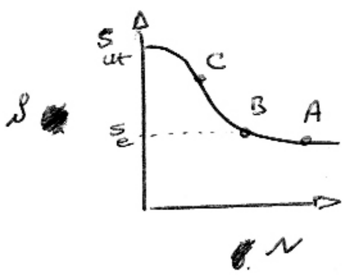
△ " " تحت بار محوری

X " " تحت خمش

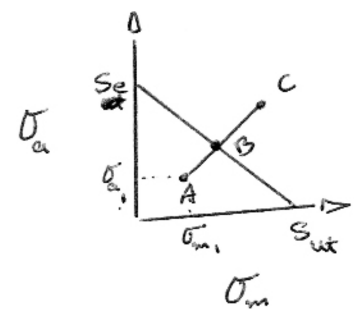
معادله خط ⟹

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

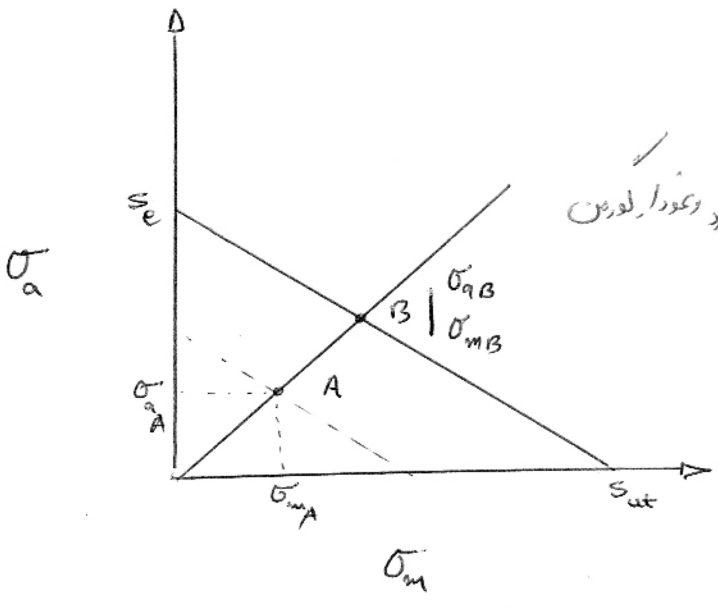
نمودار سادربرگ نسبت به نمودار گودمن امنی تر است زیرا S_{ut} ، S_y را در نظر می‌گیرند.



نمودار گودمن ⟹



نقطه A با تنش نوسانی $\sigma_{m_1} \pm \sigma_{a_1}$ ، از نظر طراحی خستگی یک نقطه امن می‌باشد.



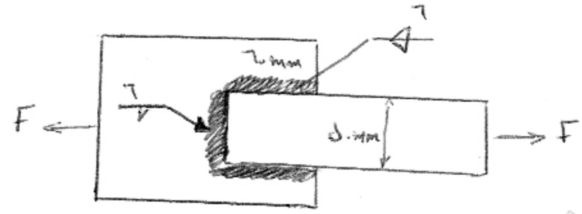
- فرض کنید A تنش طراحی شده $\sigma_m \pm \sigma_a$

- از مبدا مختصات خطی رسم تا از A بگذرد و نمودار گودمن را قطع کند معادله خط چنین است:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{aA}}{\sigma_{mA}}\,\sigma_m$$

$$\Longrightarrow \sigma_a = \alpha\,\sigma_m$$

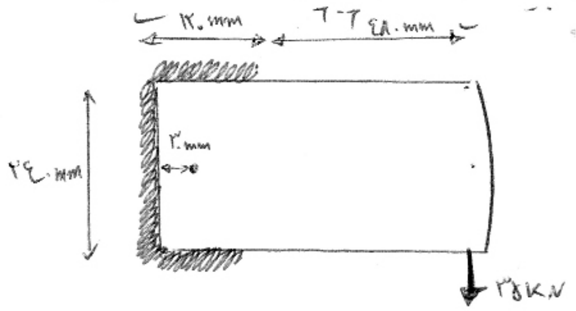
مثال ۱: تنش ~~مجاز~~ تسلیم جوش در شکل زیر ۱۴۰ Mpa است. مقدار مجاز نیروی F با ضریب اطمینان ۲، چقدر است؟

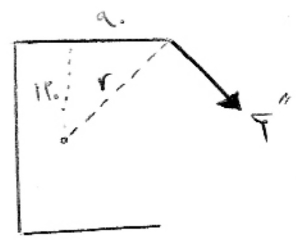


$$A = \underbrace{0.707h}_{6mm} \times 60 \times 2 + \underbrace{0.707h}_{6mm} \times 50 = 721.1\ mm^2$$

$$n = \frac{\tau_y}{\tau_{design}} \Rightarrow \tau_{design} = 70\ Mpa \quad , \quad \tau_{design} = \frac{F}{A} \Rightarrow F_{max} = 50.5\ kN$$

مثال ۲: اگر ممان اینرسی قطبی جوش $5.44 \times 10^{-3}\ m^4$ باشد، بیشترین تنش برشی را محاسبه نمائید.

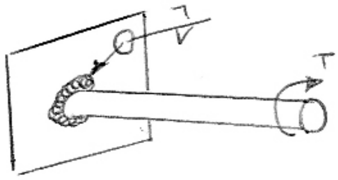




$$r = \sqrt{90^2 + 120^2} = 150\ mm$$

$$\tau'' = \frac{T \cdot r}{J} = \frac{35 \times 270 \times 150}{5.44 \times 10^{-6} \times 10^{12}} = \overset{.58}{\cancel{}}\ Mpa$$

مثال ۳: لوله‌ای به قطر ۱۰۰ mm جوشکاری شده است. حداکثر گشتاور پیچشی که صفحه و لوله را از هم جدا کند حساب کنید. $\tau_y = 300\ Mpa$.



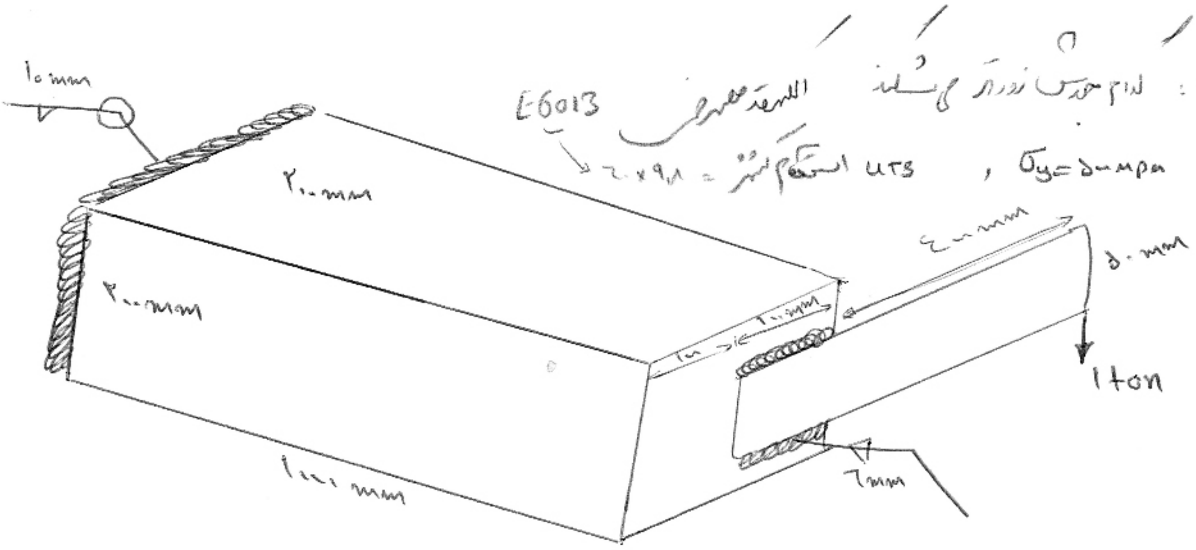
$$J = 2\pi r^3 \times h \times 0.707 = 3329970\ mm^4$$

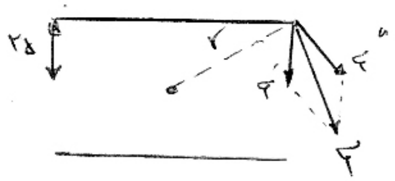
$$\tau = \frac{T \cdot r}{J} \Rightarrow 300 = \frac{T \cdot 50}{3329970} \Rightarrow T = 19.97\ kN.m$$

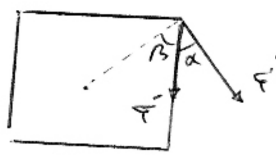
مثال ۴ : کدام جوش زودتر می‌شکند

الکترود مصرفی E6013

استحکام کششی = ۶۰×۹٫۸ UTS , $\sigma_y = 50\,MPa$







$\alpha + \beta = 90$

$\cos\alpha = \sin\beta = \frac{\text{ضلع مقابل}}{\text{وتر}}$

$r = \sqrt{50^2 + 25^2} = 55.9\ mm$

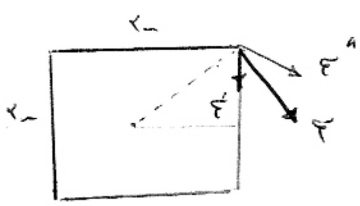
$\cos\alpha = \frac{50}{55.9} = 0.89$

$J = \frac{b^3 + 6bd^2}{12} \times 0.707h$

$\tau' = \frac{F}{A} = \frac{10000}{2 \times 0.707 \times 6 \times 120} = 11.7\ MPa$

$\tau'' = \frac{T \cdot r}{J} = \frac{450 \times 10 \times 10^3 \times 55.9\ mm}{883750\ mm^4} = 284\ MPa$

$\tau = \sqrt{11.7^2 + 284^2 + 2 \times 11.7 \times 284 \times 0.89} = 298\ MPa$



$\cos\alpha = \sin\beta = \frac{100}{100\sqrt{2}} = \frac{\sqrt{2}}{2}$

$r_A = \sqrt{100^2 + 100^2} = 141\ mm$

$\tau' = \frac{F}{A} = \frac{10000}{4 \times 0.707 \times 10 \times 200} = 0.06\ MPa \rightsquigarrow 0$

$$\tau' = \frac{T \cdot r_A}{J} = \frac{500 \times 1000\,N\cdot mm \cdot 141\,mm}{75416666\,mm^4} = 9.18\ Mpa \qquad J = \frac{(b+d)^3}{6} \times 0.707h \qquad J = 75416666\,mm^4$$

$$\tau \cong 10\ Mpa$$

$$\sigma = \frac{M \cdot C}{I} = \frac{1000\,N \times 1000\,mm \times 100\,mm}{37706666\,mm^4} = 26.5\ Mpa \qquad I = \frac{d^2(3b+d)}{6} \times 0.707h \qquad I = 37706666\,mm^4$$

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2} = \sqrt{13.25^2 + 10^2} = 16\ Mpa.$$

جوش شماره ۱ بسیار محافظه‌کار طراحی شده است اگر از الکترود E6013 جهت جوشکاری استفاده شود.

۵۰ ۲۶۰

که در این صورت $\tau_y = \boxed{60 \times 9.81} \times 0.577 = 340\,Mpa$ ، بنابراین محافظه‌کار و طراحی ناصحیح است. چون $n \leq 1$ ضریب اطمینان ولی در جوش دوم $n = \frac{300}{16} = 18.78$ ضریب اطمینان بالا است.

مثال ۵: اگر در مثال قبل بار ۱ تن به صورت نوسانی اعمال گردد، در هر دو جوش ضریب اطمینان را حساب کنید.

$$F_a = F_m = \frac{10000}{2} = 5000\,N \qquad K_a = 0.6,\ K_c = 1 = K_d,\ K_e = 0.5$$

تنش برشی اولیه

$$\tau_{a_1} = \frac{F_a}{A} = \frac{5000}{2 \times 0.707 \times 6 \times 100} = 5.88\ Mpa$$

$$\tau_{m_1} = \frac{F_m}{A} = 5.88\ Mpa$$

تنش برشی ثانویه ۲-۲

$$\tau_{a_2} = \frac{T_a \cdot r}{J} = \frac{5000 \times 450 \times 55.9}{883750} = 142\ Mpa$$

$$\tau_{m_2} = 142\ Mpa$$

$$\tau_a^2 = \tau_{a_1}^2 + \tau_{a_2}^2 + 2\,\tau_{a_1}\tau_{a_2}\cos\alpha = 5.88^2 + 142^2 + 2 \times 142 \times 5.88 \times 0.89$$

$$\Rightarrow \tau_a = 147\ Mpa$$

$$\tau_m = 147\ Mpa.$$

$$\sigma'_a = \sqrt{\text{٠} + \text{٣}\tau_a} = \text{٢٥٤ MPa}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{\text{٠} + \text{٣}\tau_m} = \text{٢٥٤ MPa}$$

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot S'_e = \text{٠٫٦} \times \text{٠٫٥} \times \text{٠٫٣} \times \underbrace{\text{٠٫٥} \times \text{٦٠٠}}_{S'_e} = \text{٢٧ MPa}$$

$$\frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} = 1/n \Rightarrow \frac{\text{٢٥٤}}{\text{٢٧}} + \frac{\text{٢٥٤}}{\text{٦٠٠}} = \frac{1}{n} \Rightarrow n = \text{٠٫١}$$

طراحی کاملاً اشتباه است. حداقل باید ضریب اطمینان ۱ شود.

$\tau' \approx$ ۰ تنش برشی

تنش های پیچشی T-T

$$\tau_a = \frac{T \cdot r_A}{J} = \frac{\text{٥٠} \times \text{٥٠٠٠} \times \text{١٤١}}{\text{٧٥٤١٦٦٦٦}} = \text{٤٫٧٨ MPa}$$

$$\tau_m = \frac{T \cdot r_A}{J} = \text{٤٫٧٨ MPa}$$

تنش های خمشی

$$\sigma_a = \frac{M \cdot c}{I} = \frac{\text{٥٠٠٠} \times \text{١٠٠} \times \text{١٠٠}}{\text{٣٧٧٠٦٦٦٦}} = \text{١٣٫٢٥ MPa}$$

$$\sigma_m = \text{١٣٫٢٥ MPa}$$

$$\sigma'_a = \sqrt{\text{١٣٫٢٥}^{\text{٢}} + \text{٣}(\text{٤٫٧٨})^{\text{٢}}} = \text{١٥٫٦ MPa}$$

$$\sigma'_m = \text{١٥٫٦ MPa}$$

$$\frac{\text{١٥٫٦}}{\text{٢٧}} + \frac{\text{١٥٫٦}}{\text{٦٠٠}} = \frac{1}{n} \Rightarrow n = \text{١٫٦}$$

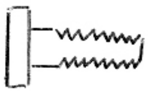
با ضریب اطمینان ۱٫۶ سازه ایمن است.

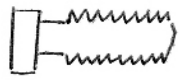
فصل ششم :

" طراحی پیچ و مهره "

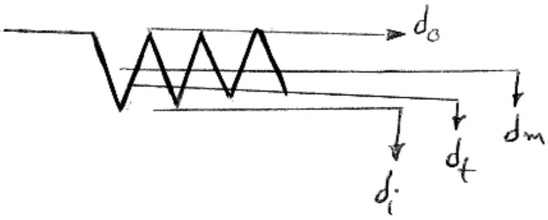
پیچ و مهره ها قطعاتی هستند که برای متصل کردن اجزای مختلف یک سازه بکار می روند.

انواع پیچ ها:
۱- پیچ های اتصال
۲- پیچ های قدرت
۳- پیچ های تنظیم (پیچ لوس)


رزوه داخلی


رزوه خارجی

انواع رزوه:
۱- داخلی
۲- خارجی



d_i : قطر داخلی

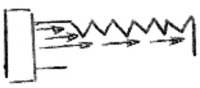
d_o : قطر خارجی

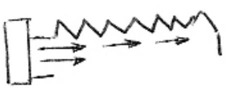
$d_m = \frac{d_o + d_i}{2}$: قطر متوسط

$d_t = \frac{d_m + d_i}{2}$: قطر مورد استفاده جهت محاسبه سطح تنش.

- در پیچ های اتصال تمرکز تنش در رزوه اول زیاد بوده ($K_t = 4$) و بنابراین پیچ ها معمولاً از رزوه اول می شکنند.

روش های کاهش تمرکز تنش:


۱- زاویه دادن به رزوه که البته سایش را افزایش می دهد.


۲- استفاده از رزوه خارجی به جای رزوه داخلی

- اشکال استاندارد رزوه:

← پیچ های دنده مثلثی

۱- رزوه پیچ های اتصال

دارای تمرکز تنش زیاد است. در اتصالات بسته بکار می روند. و در دو فرم ~~[illegible]~~ ISO و DIN ساخته می شوند که در کتاب جداول استاندارد موجود معرفی شده اند. (رجوع استحکام) لیست صفحه

قطر پیچ (mm)　　طول پیچ (mm)

M XX × XX — درجه استحکام پیچ

ص ١٦٤ عبدالله ورزنداد