طراحی اجزا (۱)

Mechanical Engineering Design

مؤلف: مهندس سام سهام
www.mohandesidl.ir

فهرست مطالب

مقدمه ۳

طراحی مهندسی ۴

ملاحضات طراحی ۴

ضریب اطمینان و دلیل استفاده از آن ۴

خستگی ۴

شکست ناشی از بارگذاری استاتیکی ۵

معیارهای واماندگی رایج تحت بار استاتیکی مواد نرم ۶

معیارهای رایج واماندگی تحت بارگذاری استاتیکی مواد ترد ۹

شکست ناشی از بارگذاری دینامیکی ۱۰

بارگذاری دینامیکی ۱۱

رابطه تنش-عمر ۱۵

بارگذاری نوسانی ۱۶

معیار های شکست خستگی تحت بار نوسانی (غیر کاملا معکوس شونده) ۱۶

معیار لانگر ۱۶

ترکیب بارگذاری ها ۱۷

خستگی قطعه تحت رژیم‌های مختلف بارگذاری ۱۷

طراحی محورها ۱۹

سرعت بحرانی ۲۰

تنش برشی در اجسام جدار نازک ۲۰

انواع پیچ ۲۰

انواع پوشش پیچ ها ۲۶

نامگذاری پیچ ها ۲۶

سفتی پیچ و قطعه ۲۷

ضرایب اطمینان ۲۹

پیچ تحت تنش برشی ۳۳

اتصالات دائم (جوش) ۳۵

مهندس سهام

مقدمه

این جزوه با هدف ارتقای سطح علمی دانشجویان، خصوصا در رشته مهندسی مکانیک نگاشته شده است. در تالیف این اثر سعی بر آن بوده تا مباحث طراحی اجزاء به صورت خلاصه مطرح شده و مثال‌ها و مسائل مورد استفاده جزؤ مسائل مهم و کاربردی بوده باشد.

این جزوه مطابق با کتاب طراحی اجزاء ماشین، اثر پروفسور شیگلی بوده و برخی از شماره جداول، نمودارها و... هماهنگ با این کتاب است.

امیدوارم که با تالیف این اثر به دانشجویان مهندسی کمکی هرچند ناچیزکرده باشم. همچنین از خوانندگان خواهشمندم که نظرات، انتقادات و پیشنهادات خود را از طریق رایانامه Mr.S.Saham@gmail.com با من در میان بگذارند تا در ویراست‌های بعدی ایرادات و مشکلات این اثر را بهبود بخشم.

با تشکر

مهندس سام سهام " دانش آموخته مهندسی مکانیک دانشگاه بین المللی امام خمینی (ره) "

مهندس سهام

طراحی مهندسی

طراحی مهندسی مکانیک: استفاده از علوم و دانش مهندسی مکانیک (استاتیک، دینامیک، مقاومت مصالح و...) و ایجاد دستگاه‌ها، مکانیزم‌ها، ماشین آلات برای نیازهای بشر و ارائه طرح با بکارگیری ابزار مهندسی (نقشه کشی صنعتی، گرافیک کامپیوتری و ...)

ملاحضات طراحی

۱. مستحکم باشد (در مقابل بارهای استاتیکی مقاومت کند)
۲. در دسترس بودن مواد اولیه و روش ساخت
۳. هزینه های ساخت تمام شده بهینه
۴. دوام
۵. متناسب با شرایط محیط
۶. قابلیت اجرا در محل
۷. کاربردهای متفاوت
۸. اندازه
۹. قابلیت حمل

مهندس سهام

ضریب اطمینان و دلیل استفاده از آن

۱. عدم قطعیت در بارگذاری
۲. عدم قطعیت از فرایندهای ساخت
۳. عدم قطعیت در کیفیت مواد

خستگی

خستگی عبارت است از واماندگی قطعه (ناکارآمدی قطعه) در بارگذاری دینامیکی.
بار دینامیکی: اگر اندازه یا جهت اعمال نیرو (یا هر دو) به قطعه تغییر کند بارگذاری دینامیکی خواهد بود.

نکته: معمولا عامل شکست در مواد نرم تنش برشی و در مواد ترد تنش عمودی (نرمال) است.
نکته: برای تحلیل و یا طراحی قطعات تحت بار، ابتدا باید صفحه‌ای که حداکثر تنش در آن رخ می‌دهد را (بر اساس علم مقاومت مصالح) بدست آورده و سپس به تحلیل و یا طراحی آن بپردازیم.

شکست ناشی از بارگذاری استاتیکی

Ludwig von Mises

معیارهای واماندگی رایج تحت بار استاتیکی مواد نرم

- معیار حداکثر تنش برشی (ترسکا-MSS)
- معیار حداکثر انرژی واپیچش (فون مایزز- DE)

تئوری ترسکا: طبق این تئوری واماندگی در قطعات نرم زمانی اتفاق می‌افتد که حداکثر تنش برشی وارده به قطعه ناشی از بارگذاری، از تنش برشی همان قطعه تحت بارگذاری کشش ساده در لحظه واماندگی بیشتر شود.

$$\sigma' = 2\,\tau_{max}$$

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\sigma_x - \sigma_y/2\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$S_y: Yield\ Strength$$

$$S.F: Safty\ factor$$

$$S.F = \frac{S_y}{\sigma'}$$

تنش معادل ترسکا در حالت یک بعدی:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + 4\tau_{xy}^2}$$

تئوری فون مایزز: طبق این تئوری قطعه ساخته شده از ماده نرم زمانی وامانده می‌شود که انرژی کرنشی واپیچش ناشی از بارگذاری آن از انرژی واپیچش قطعه استاندارد از همان ماده تحت تست کشش ساده در لحظه واماندگی بیشتر شود.

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

و یا:

$$S.F = \frac{S_y}{\sigma'}$$

$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}}\left[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6\left(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2\right)\right]^{1/2}$$

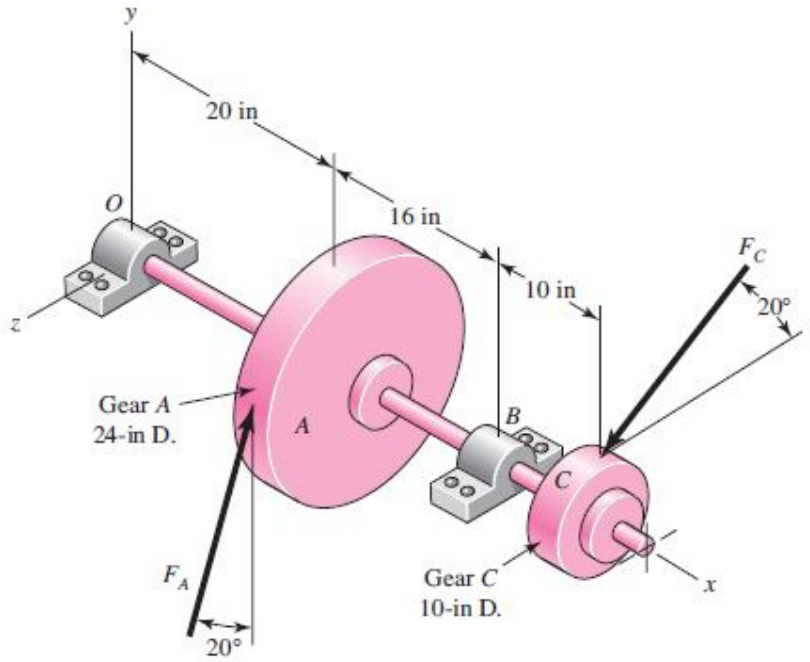
و برای تنش صفحه‌ای داریم:

$$\sigma' = \left(\sigma_x^2 - \sigma_x\sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2\right)^{1/2}$$

تنش معادل فون مایزز در حالت یک بعدی:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2}$$

مثال) نیروهای F_A =۳۰۰ lbf و F_C به صورت نشان داده شده به چرخ دنده‌های A و C وارد می‌شوند. با استفاده از معیار حداکثر تنش برشی و حداکثر انرژی واپیچش و با فرض ضریب طراحی ۳.۵ قطر شافت را تعیین کنید.(S_y=60 kpsi)



مهندس سهام

حل) قبل از طراحی شافت باید **نقطه بحرانی** در قطعه را که بیشترین تنش در آن اتفاق می‌افتد را تعیین کرد.

برای این منظور باید ابتدا مسئله را از نظر استاتیک و مقاومت مصالح مورد تحلیل و بررسی قرار دهیم.

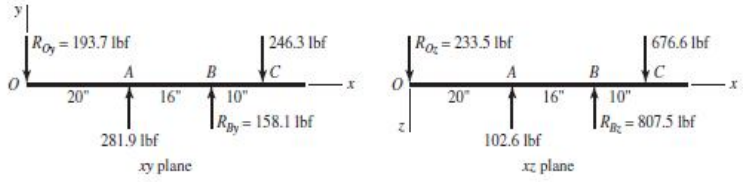
با توضیحات داده شده ابتدا مقدار F_c را بدست می آوریم:

$$(F_A)_t = 300\cos 20 = 281.9\ \text{lbf}, \quad (F_A)_r = 300\sin 20 = 102.6\ \text{lbf}$$

$$T = 281.9(12) = 3383\ \text{lbf}\cdot\text{in}$$

$$(F_C)_t = \frac{3383}{5} = 676.6\ \text{lbf} \qquad (F_C)_r = 676.6\tan 20 = 246.3\ \text{lbf}$$

حال با داشتن مقدار F_c به تحلیل تنش می‌پردازیم:



$$M_A = 20\sqrt{193.7^2 + 233.5^2} = 6068\ \text{lbf}\cdot\text{in}$$

$$M_B = 10\sqrt{246.3^2 + 676.6^2} = 7200\ \text{lbf}\cdot\text{in} \quad \text{(maximum)}$$

که مشخص می‌شود گشتاور در نقطه B ماکزیمم است؛ بنابراین نقطه B ،**نقطه بحرانی** است

با بدست آوردن نقطه بحرانی محاسبات خود را روی نقطه بحرانی متمرکز کرده و طراحی خود را براساس نقطه B ادامه می‌دهیم

مقدار تنش نرمال و تنش برشی حاصل از خمش و پیچش عبارت است از:

$$\sigma_x = \frac{32(7200)}{\pi d^3} = \frac{73\,340}{d^3}$$

$$\tau_{xy} = \frac{16(3383)}{\pi d^3} = \frac{17\,230}{d^3}$$

حال با استفاده از تئوری حداکثر تنش واپیچش داریم:

$$\sigma' = (\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2)^{1/2} = \frac{S_y}{n}$$

$$\left[\left(\frac{73\,340}{d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{17\,230}{d^3}\right)^2\right]^{1/2} = \frac{79\,180}{d^3}$$

$$\frac{79\,180}{d^3} = \frac{60\,000}{3.5}$$

با حل این معادله داریم:

$$d = 1.665\,\text{in}$$

که این میزان قطر جزء قطرهای استاندارد نمی‌باشد.پس ناچار به انتخاب نزدیکترین قطر استاندارد هستیم؛ اما توجه داریم که قطر انتخابی باید بزرگتر از میزان بدست آمده باشد پس:

$$\boldsymbol{d = 1.75\ in}$$

حال مسئله را با استفاده از تئوری ترسکا پیش می‌بریم:

$$\sigma' = \sqrt{\frac{73340^2}{d^3} + 4\left(\frac{17230}{\mathrm{d}^3}\right)^2} = \frac{81032}{d^3}$$

$$3.5 = \frac{60000}{(\frac{81032}{d^3})}$$

که نتیجه می‌دهد: $d = 1.68\ in$

مقایسه: با حل مسئله بر اساس دو تئوری فون مایزز و ترسکا نتیجه می‌گیریم که تئوری ترسکا محتاطانه تر از تئوری فون مایزز است.

معیارهای رایج واماندگی تحت بارگذاری استاتیکی مواد ترد

معیار حداکثر تنش برشی (رنکین) (MNS)

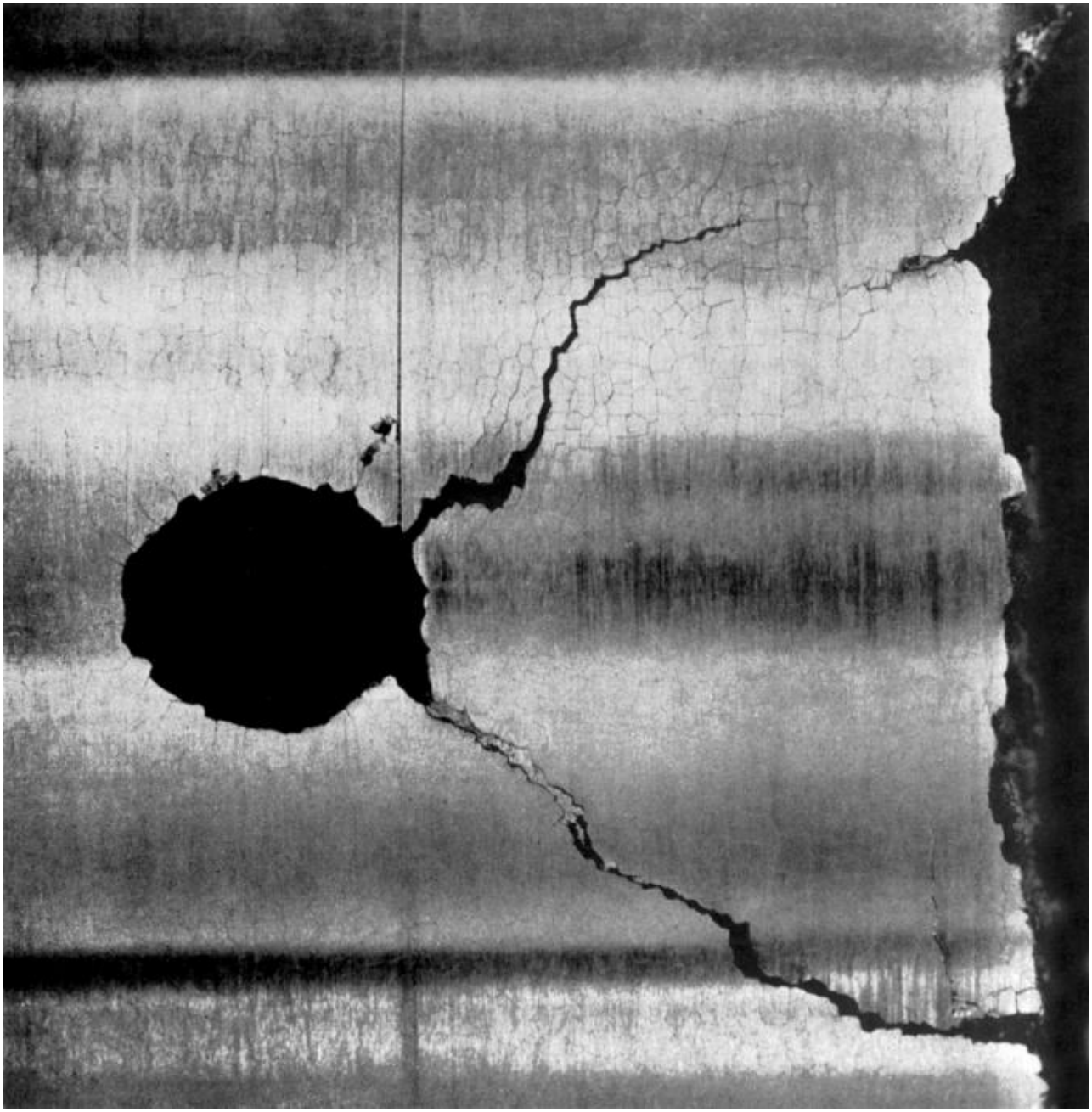
$$S.F = \frac{S_y}{\sigma'}$$

معیار مور

$$\frac{\sigma_t}{S_{ut}} + \frac{\sigma_c}{S_{uc}} = \frac{1}{S_f}$$

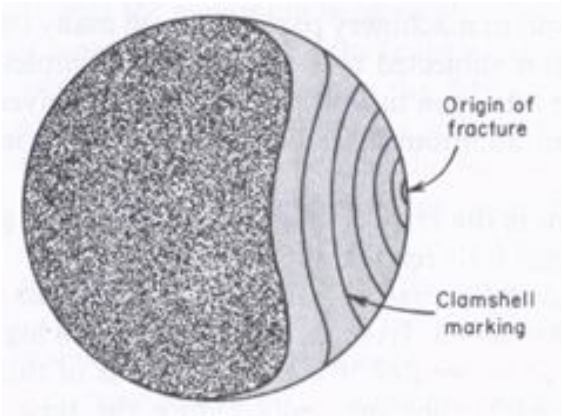
مهندس سهام

شکست ناشی از بارگذاری دینامیکی



Fracture Mechanics

بارگذاری دینامیکی



آزمایشات صورت گرفته روی رفتار مواد تحت بارگذاری دینامیکی نشان می‌دهد که در بسیاری موارد بر اثر وارد شدن تنش‌های نوسانی حتی کمتر از استحکام نهایی ماده (یا حتی کمتر از استحکام تسلیم) ماده می‌شکند. این پدیده را واماندگی ناشی از خستگی می‌گویند.

روش های بررسی پدیده خستگی:

۱. مکانیک شکست
۲. کرنش-عمر
۳. تنش-عمر

که در اینجا از روش **تنش-عمر** استفاده می‌کنیم.

در این روش عمر قطعه براساس تعداد سیکل بارگذاری که می‌توان د تا لحظه شکست تحمل کند محاسبه می‌گردد.

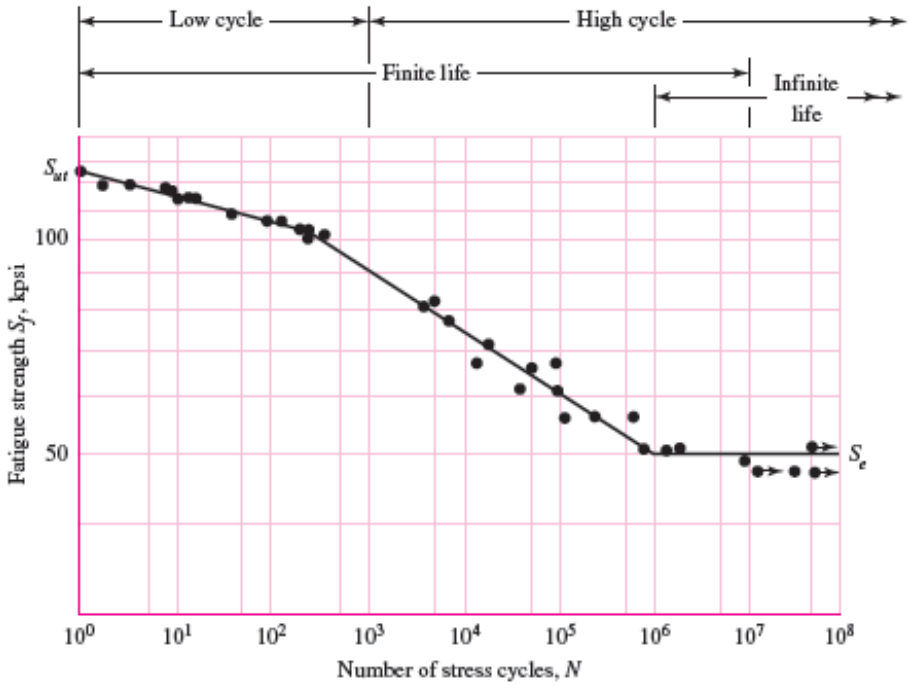
اگر تعداد سیکل تحمل بار بیش از $۱۰^۶$ سیکل باشد قطعه مورد نظر دارای عمر نامحدود است؛ اما اگر کمتر از این مقدار باشد دارای عمر محدود بوده و می‌توان تعداد سیکل تا نقطه شکست را بدست آورد.

مبنای تئوری خستگی بر اساس روش تنش-عمر بر پایه **آزمایش تیر چرخان** است.

در این آزمایش نمونه تحت بار معینی قرار می‌گیرد سپس شروع به چرخیدن می‌کند. در این صورت یک نقطه از قطعه دائما تحت کشکش و در لحظه ای دیگر تحت فشار قرار می‌گیرد تا بشکند (بارگذاری کاملا معکوس شونده) تعداد سیکلی که تا لحظه شکست طی می‌شود ثبت می‌شود، که نشان دهنده عمر قطعه است.

حد دوام: بر اساس نمودار تنش-عمر استحکامی از ماده قابل تعریف است که اگر بار دینامیکی کمتر از این استحکام به قطعه وارد شود هیچوقت شکست اتفاق نخواهد افتاد. که به این استحکام **حد دوام** می‌گویند. و آن را با S_e نشان می‌دهند.

مهندسین سهام



نکته: حد دوام ذکر شده، تحت شرایط آزمایشگاهی بدست آمده، در صورتی که در واقعیت قطعه مورد نظر دارای کیفیت قطعه آزمایشگاهی نبوده در نتیجه ضرایبی تحت عنوان **ضرایب تصحیح** به حد دوام آزمایشگاهی اضافه می‌گردد تا محاسبات مهندسی را به واقعیت نزدیکتر کند.

حد دوام فولادها در شرایط آزمایشگاهی:

0.5 S_u Mpa S_u<1400Mpa=200Ksi

700 Mpa S_u>1400 Mpa

حد دوام واقعی عبارت است از:

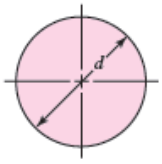
$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_{e'}$$

K_a: ضریب صافی سطح (جدول ۲-۶) $K_a = a.S_{ut}^b$

Surface Finish	Factor *a* S_{ut}, kpsi	Factor *a* S_{ut}, MPa	Exponent *b*
Ground	1.34	1.58	−0.085
Machined or cold-drawn	2.70	4.51	−0.265
Hot-rolled	14.4	57.7	−0.718
As-forged	39.9	272.	−0.995

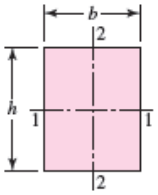
K_b: ضریب اندازه

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \le d \le 2 \text{ in} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \le 10 \text{ in} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \le d \le 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \le 254 \text{ mm} \end{cases}$$



$$A_{0.95\sigma} = 0.01046d^2$$
$$d_e = 0.370d$$

قطرهای معادل برای مقاطع غیر چرخان:
(جدول ۳-۶)



$$A_{0.95\sigma} = 0.05hb$$
$$d_e = 0.808\sqrt{hb}$$

نکته: برای بار محوری ضریب اندازه برابر ۱ خواهد بود.

K_c: ضریب بار

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{bending} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsion}^{17} \end{cases}$$

K_d: ضریب دما (جدول ۴-۶)

Temperature, °C	S_T/S_{RT}	Temperature, °F	S_T/S_{RT}
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1000	0.698
550	0.672	1100	0.567
600	0.549		

مهندس سهام

K_e: قابلیت اعتماد (جدول ۵-۶)

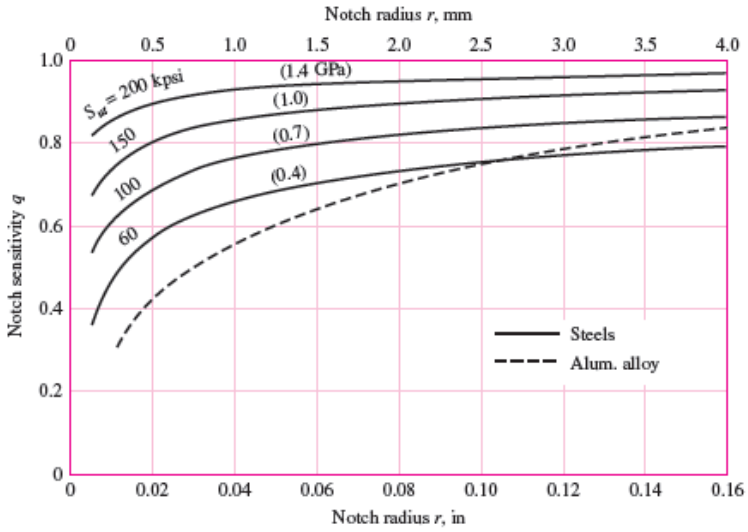
Reliability, %	Transformation Variate z_a	Reliability Factor k_e
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

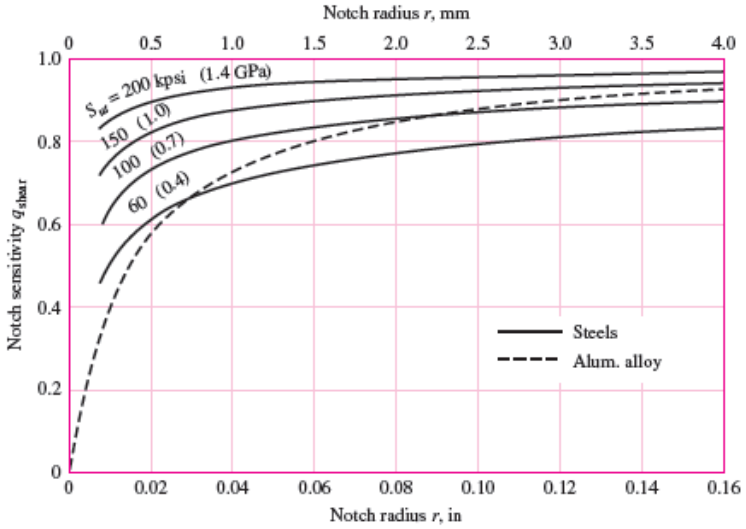
K_f: ضریب تمرکز تنش

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

That: K_t and K_{ts} از نمودارهای مرتبط با تمرکز تنش

q and q_s از نمودار ۶-۲۰ و ۶-۲۱





رابطه تنش-عمر

$$S_f = aN^b$$

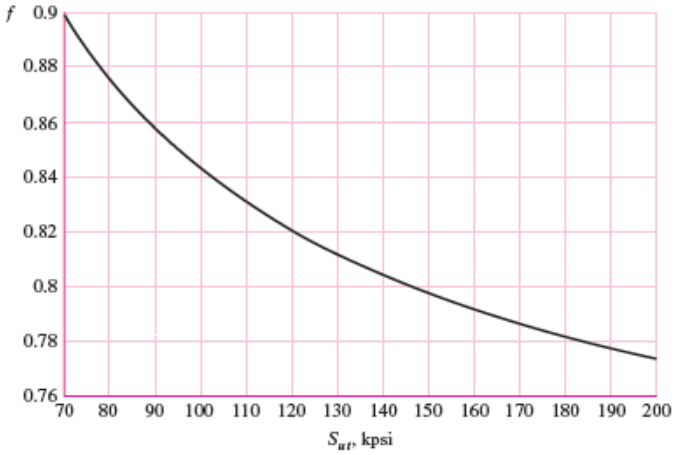
یا

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

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

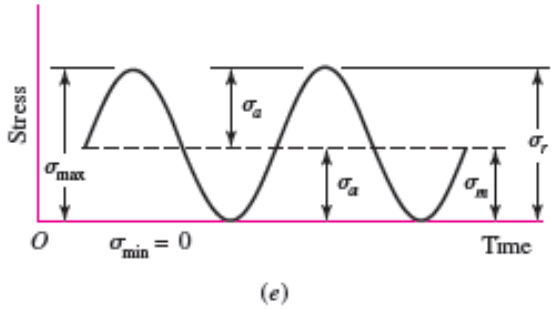
$$b = -\frac{1}{3}\log\left(\frac{f S_{ut}}{S_e}\right)$$

که ضریب f از نمودار مقابل بدست میاید:



بارگذاری نوسانی

در بارگذاری نوسانی باید تنش میانگین و دامنه تنش را مشخص کرده، سپس از آن‌ها در روابط بارگذاری دینامیکی نوسانی (که در قسمت بعد به آن می‌پردازیم) استفاده کنیم.



(e)

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

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

معیار های شکست خستگی تحت بار نوسانی (غیر کاملا معکوس شونده)

Soderburg	$\sigma_a/S_e + \sigma_m/S_y = 1/n$
mod-Goodman	$\sigma_a/S_e + \sigma_m/S_{ut} = 1/n$
Gerber	$n\sigma_a/S_e + (n\sigma_m/S_{ut})^2 = 1$
ASME-elliptic	$(\sigma_a/S_e)^2 + (\sigma_m/S_y)^2 = 1/n^2$

معیار لانگر

در بعضی موارد ممکن است قطعه در اولین سیکل بارگذاری دچار شکست استاتیکی شود. از این رو علاوه بر بررسی خستگی لازم است تا شکست در اولین سیکل بارگذاری را توسط معیار لانگر مورد بررسی قرار دهیم.

معیار لانگر : $S_f = \frac{S_y}{\sigma_a + \sigma_m}$

نکته: برای بدست آوردن عمر قطعه تحت بارگذاری نوسانی ابتدا باید تنش معادل آن را تحت تنش کاملا معکوس شونده بدست آورده و سپس از روابط تنش-عمر، عمر قطعه را بدست آوریم

برای این منظور σ_{rev} را جایگزین S_e کرده و با بدست آوردن σ_{rev} ، می‌توان آن را با حد دوام مقایسه کرد، و یا از آن در رابطه تنش عمر استفاده کرد.

بنابراین σ_{rev} در رابطه گودمن به صورت مقابل بدست می‌یاید:

$$\sigma_{rev} = \frac{\sigma_a}{1 - (\sigma_m/S_{ut})} \qquad (\sigma_m > 0)$$

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_{rev}} + 0 = \frac{1}{n} \quad \overset{\text{پس}}{\Rightarrow} \quad n = \frac{\sigma_{rev}}{\sigma_a} \quad (\sigma_m \le 0) \quad \overset{\text{که}}{\rightarrow} \quad \sigma_a = \sigma_{rev}$$

نکته: در بارگذاریی که موجب تنش برشی (خالص) در قطعه می‌شود علاوه بر جایگزین τ به جای σ بایستی جایگزینی‌های مقابل را نیز انجام داد:

S
S

ترکیب بارگذاری ها

در ترکیب بارگذاری‌ها برای بدست آوردن تنش‌های معادل لازم است تا از روابط زیر استفاده کنیم:

سپس این تنش‌ها را در روابط معیارهای شکست (گودمن، سادربرگ، لانگر و ...) بکار می‌بریم.

$$\sigma'_a = \left\{ \left[(K_f)_{bending}(\sigma_a)_{bending} + (K_f)_{axial}\frac{(\sigma_a)_{axial}}{0.85} \right]^2 + 3\left[(K_{fs})_{torsion}(\tau_a)_{torsion} \right]^2 \right\}^{1/2}$$

$$\sigma'_m = \left\{ \left[(K_f)_{bending}(\sigma_m)_{bending} + (K_f)_{axial}(\sigma_m)_{axial} \right]^2 + 3\left[(K_{fs})_{torsion}(\tau_m)_{torsion} \right]^2 \right\}^{1/2}$$

خستگی قطعه تحت رژیم‌های مختلف بارگذاری

تئوری انباشتگی: براساس این تئوری در هر رژیم از بارگذاری به اندازه $\frac{n_k}{N_k}$ از عمر قطعه کاسته می‌شود. یعنی اگر قطعه‌ای تحت رژیم‌های بارگذاری مختلف قرار گیرد می‌توان نوشت:

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \ldots \frac{n_k}{N_k} = ۱ \qquad \text{Miner method}$$

مثال) یک فنر تخت دارای تنش نوسانی σ_{max}=360Mpa و σ_{min} =160 Mpa می‌باشد که برای 8×10^4 سیکل به آن وارد می‌شود. اگر این بار به σ_{max}=320Mpa و σ_{min} =-200 Mpa تغییر پیدا کند. عمر فنر چند سیکل خواهد بود؟ (S_{ut}=470Mpa, S_e=175Mpa, f=0.9)

حل) برای هر رژیم ، مقدار میانگین تنش و دامنه تنش را بدست می‌آوریم، سپس با استفاده از معیارهای خستگی (در اینجا گودمن) تنش معادل معکوس شونده را بدست آورده و پس از آن طبق رابطه تنش-عمر، عمر قطعه را بدست می‌آوریم و در نهایت طبق روش ماینر کل عمر فنر را بدست می‌آوریم:

First Loading: $(\sigma_m)_1 = \frac{360+160}{2} = 260 \text{ MPa}, \quad (\sigma_a)_1 = \frac{360-160}{2} = 100 \text{ MPa}$

Goodman: $(\sigma_a)_{e1} = \frac{(\sigma_a)_1}{1-(\sigma_m)_1 / S_{ut}} = \frac{100}{1-260/470} = 223.8 \text{ MPa} > S_e \therefore \text{finite life}$

عمر قطعه تحت بارگذاری۱ :

$$a = \frac{[0.9(470)]^2}{175} = 1022.5 \text{ MPa}$$

$$b = -\frac{1}{3}\log\frac{0.9(470)}{175} = -0.127767$$

$$N = \left(\frac{223.8}{1022.5}\right)^{-1/0.127767} = 145\,920 \text{ cycles}$$

عمر قطعه تحت بارگذاری ۲:

$$(\sigma_a)_{e2} = \frac{260}{1-60/470} = 298.0 \text{ MPa}$$

Second loading: $(\sigma_m)_2 = \frac{320+(-200)}{2} = 60 \text{ MPa}, \quad (\sigma_a)_2 = \frac{320-(-200)}{2} = 260 \text{ MPa}$

$$N_2 = \left(\frac{298.0}{1022.5}\right)^{-1/0.127767} = 15\,520 \text{ cycles}$$

طبق روش ماینر:

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} = 1 \quad \Rightarrow \quad \frac{80\,000}{145\,920} + \frac{n_2}{15\,520} = 1 \quad \Rightarrow \quad n_2 = 7000 \text{ cycles} \quad \textit{Ans.}$$

طراحی محورها

محورها ساده ترین جزء ماشین هستند که وظیفه انتقال توان با استفاده از اجزای دیگر که رویشان نصب می‌شود (چرخ دنده‌ها، چرخ زنجیرها و ...) را بر عهده دارند.

در تحلیل محورها ابتدا با استفاده از تئوری های واماندگی استاتیکی و سپس با استفاده از معیار های خستگی، قطعه را مورد بررسی قرار می‌دهیم. علاوه بر آن محور را بایستی از نظر سرعت بحرانی و حداکثر خیز و همچنین مقدار پیچش ماکزیمم مورد بررسی قرار دهیم.

سرعت بحرانی

سرعتی که در آن شافت ناپایدار می‌شود و در آن ارتعاش رخ می‌دهد و برای طراحی شافت لازم است تا سرعت کارکرد شافت از سرعت بحرانی به میزان قابل توجه‌ی کوچکتر باشد.

مشکلات ارتعاش معمولا در اولین سرعت بحرانی ایجاد می‌شود که به آن سرعت بحرانی می‌گویند.

$$f=\frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{g(W_1y_1+W_2y_2+W_3y_3+\dots)}{W_1y_1^2+W_2y_2^2+W_3y_3^2+\cdots}}$$

W_i : وزن اجسام گردان

y_i: خمش استاتیکی ناشی از وزنه ها (خیز)

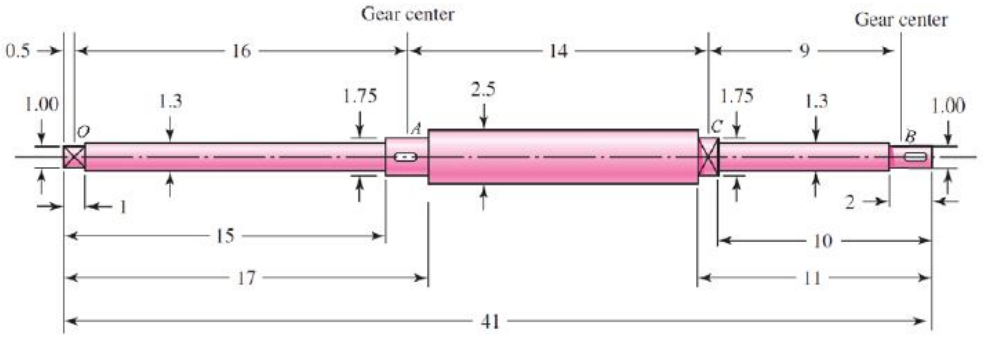
تنش برشی در اجسام جدار نازک

$$\tau_{max}=\frac{T}{2At}$$

اگر جسم جدار نازک در یک قسمت ناپیوسته باشد؛ آنگاه :

$$\tau_{max}=\frac{T}{0.33At^2}$$

مثال) در شکل مسئله زیر جنس شافت مورد نظراز AISI 1018 CD می‌باشد.کمترین ضریب اطمینان خستگی را تعیین کنید.



حل) با توجه به اینکه در نقاط A و C به خاطر وجود جای خار و فیلت تمرکز تنشی متفاوت با هم دارند.پس تحلیل خود را در خود نقطه A واقع روی خار، و سمت چپ و سمت راست نقطه C متمرکز می‌کنیم.

برای استفاده از معیارهای خستگی نیازمند چندین پارامتر هستیم.

این پارامترها عبارتند از:

۱. حد دوام واقعی (حد دوام آزمایشگاهی+ ضرایب تصحیح)
۲. میانگین تنش
۳. دامنه تنش
۴. استحکام تسلیم و یا استحکام نهایی

استحکام نهایی کمتر از 200 ksi است پس:

$$S'_e = 0.5(64) = 32.0 \text{ kpsi}$$

ضریب صافی سطح: (Cold-Drown)

$$k_a = 2.70(64)^{-0.265} = 0.897$$

ضریب قابلیت اعتماد و ضریب دما : (در صورت سوال ذکر نشده)

$$k_c = k_d = k_e = 1$$

ضریب بار: (بار خمشی)

در نقطه :A

$$d = 1.75 \text{ in}, \qquad r/d = 0.02 \text{ for typical}$$

Table 7-1: $K_t = 2.14,\ K_{ts} = 3.0$
Fig. 6-20: $q = 0.65$
Fig. 6-21: $q_s = 0.71$

ضریب تمرکز تنش:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) = 1 + 0.65(2.14 - 1) = 1.7$$
$$K_{fs} = 1 + q_s(K_{ts} - 1) = 1 + 0.71(3.0 - 1) = 2.4$$

ضریب اندازه:

$$k_b = \left(\frac{1.75}{0.30}\right)^{-0.107} = 0.828$$

حال می‌توان حد دوام واقعی را بدست آوریم:

$$S_e = 0.897(0.828)(32) = 23.8 \text{ kpsi}$$

مهندس سهام

حال با بدست آوردن نیروی پیچشی و خمشی در نقطه A می‌توان تنش معادل متغییر (σ_{ea}) و تنش معادل ثابت (σ_{em}) را بدست آوریم .

$$M_m = T_a = 0,$$

$$\sigma_{ea} = \frac{(1.7)(5324)}{\frac{\pi}{4}(0.875^3)} = 17200 \text{ psi}$$

$$\sigma_{em} = \sqrt{3\left(\frac{(2.4)(2819)}{\frac{\pi}{2}(0.875)^3}\right)^2} = 11135 \text{ psi}$$

$$\text{Goodman: } \frac{17.2}{23.8} + \frac{11.135}{64} = \frac{1}{n_f}$$

$n_f = 1.2$

سپس مشابه همین عملیات را برای نقطه C از سمت چپ و از سمت راست انجام می‌دهیم.

با انجام محاسبات به نتایج زیر می‌رسیم:

سمت چپ نقطه C : $n = 0.96$

سمت راست نقطه C : $n = 0.45$ ⟸ پاسخ

دقت شود که شافت را از نظر استاتیکی نیز مورد تحلیل قرار دهیم

طبق معیار لانگر (سمت راست نقطه C) :

$$\sigma_{max} = \sigma_{ea} + \sigma_{em} = 55.8\ kpsi$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma_{max}} = \frac{54}{55.8} = 0.97$$

با بررسی ضرایب اطمینان بدست آمده و مقایسه آن‌ها با یکدیگر در میابیم که چون ضریب اطمینان خستگی در سمت راست نقطه C کمتر از سایر ضریب اطمینآن‌ها است، در نتیجه تهدید در این نقطه می‌باشد.

مثال) یک میله توپر با مقطع مربع و طول ۰.۶ متر به صورت یک سر درگیر به یک تکیه گاه متصل شده است. یک نیروی عرضی 2 KN-+ به صورت کاملا معکوس شونده به سر آزاد میله وارد می‌شود. این میله از یک فولاد گرم شده AISI 1080 ساخته شده است.اگر بخواهیم این میله بار مذکور را برای 10^4 سیکل با ضریب اطمینان ۱.۵ تحمل کند ابعاد سطح مقطع میله چه باید باشد؟ (از هر گونه تمرکز تنش در محل تکیه گاه صرف نظر کنید)

AISI 1080 : $S_{ut} = 770 \text{ MPa}, S_y = 420 \text{ MPa (Table A-20)}$

حل) همانند مسائل قبل ابتدا لازم است تا حد دوام واقعی را تعیین کنیم. اما همانطور که می‌دانیم ضریب اندازه (K_b) به قطر قطعه وابسته است و از آنجایی که قطر مسئله مجهول است پس با یک معادله با دو مجهول مواجه هستیم.

در مسائل این چنینی ابتدا یکی از مجهولات را حدس زده و به حل مسئله می‌پردازیم و با کمک ضریب اطمینان حدس خود را می‌سنجیم. در صورتی که طراحی ما با کمتر از ۱۰٪ خطا همراه باشد، طراحی قابل قبول است.

پس:

$$S'_e = 0.5(770) = 385 \text{ MPa}$$
$$k_a = 57.7(770)^{-0.718} = 0.488$$

مقدار K_b را به صورت فرضی برابر ۰.۸۵ در نظر می‌گیریم

حال حد دوام واقعی عبارت است از:

$$S_e = 0.488(0.85)(385) = 160 \text{ MPa}$$

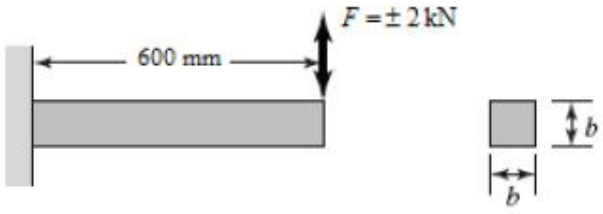
از نمودار ۱۸-۶ ضریب f را بدست می‌آوریم:

Fig. 6-18: $f = 0.83$

$$a = \frac{(f S_{ut})^2}{S_e} = \frac{[0.83(770)]^2}{160} = 2553 \text{ MPa}$$

$$b = -\frac{1}{3}\log\left(\frac{f S_{ut}}{S_e}\right) = -\frac{1}{3}\log\left(\frac{0.83(770)}{160}\right) = -0.2005$$

حال به محاسبه تنش می‌پردازیم (بارگذاری کاملا معکوس شونده)



$$\sigma_{\max} = \frac{Mc}{I} = \frac{M(b/2)}{b(b^3)/12} = \frac{6M}{b^3} = \frac{6(1200)}{b^3} = \frac{7200}{b^3} \text{ Pa}$$

حال با استفاده از رابطه تنش-عمر اندازه b را بدست می‌آوریم:

$$n.\sigma_{rev} = aN^b$$

$$(1.5)\left(\frac{7200}{b^3}\right) = (2553 \times 10^6)(10^4)^{-0.2005}$$

b=29.93 mm ≈ 30mm

حال باید عرض بدست آمده را چک کنیم تا از محاسبات خود اطمینان حاصل کنیم.

پس همانطور که گفته شد با b=30 mm ضریب اطمینان را بدست می‌آوریم.

دقت داریم چون تیر مورد نظر غیر چرخان است پس قطر معادل آن را بدست می‌آوریم

$$d_e = 0.808(hb)^{1/2} = 0.808b = 0.808(30) = 24.24 \text{ mm}$$

$$k_b = \left(\frac{24.2}{7.62}\right)^{-0.107} = 0.88$$

S_e=0.488 (0.88)(385)=165.33 Mpa

$$\sigma_{rev} = \frac{7200}{0.03^3} = 266.67\ MPa$$

n=$\frac{403}{266.67}$ = 1.51 > 1.5 OK √

پس طراحی ما قابل قبول بوده و طول و عرض b=30 mm قابل قبول است.

مهندس سهام

اتصالات غیر دائم (پیچ ومهره)

پیچ‌ها جزء اتصالات غیر دائمند که در مواقع نیاز می‌توان آن‌ها را باز نمود.

پیچ‌ها از نظر جنس و پوشش تفاوت دارند و متناسب با شرایط محیط استفاده می‌شوند.

انواع پیچ

۱. پیچ خودکار (خودرو)
۲. پیچ و مهره

انواع پوشش پیچ ها

پوشش روی: جنس خود پیچ از فولاد کم کربن است که لایه نازکی از روی باعث می‌شود تا پیچ در برابر خوردگی مقاوم‌تر شود. رنگ این پیچ‌ها نقره‌ای مایل به آبی است.

پوشش گالوانیزه: این پیچ‌ها همانند نوع قبلی بوده با این تفاوت که پوشش روی آن‌ها ضخیم‌تر است و مقاوت در برابر خوردگی و رطوبت بیشتری دارند. رنگ این پیچ‌ها خاکستری است.

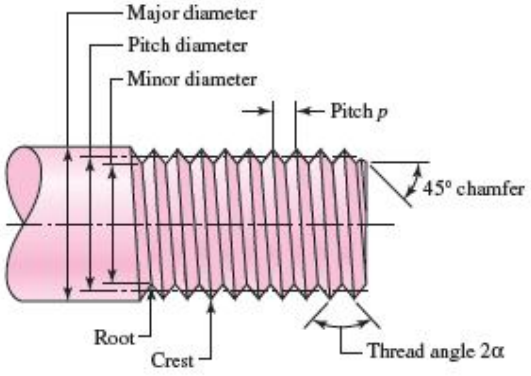
پوشش کروم و نیکل: مقاومت در برابر خوردگی متوسط و ظاهری براق و شکیل.

پوشش برنز: مقاومت در برابر خوردگی عالی و ظاهری زیبا که داری رنگ زرد می‌باشند.

پیچ خشکه: جنس خود این پیچ‌ها از فولاد سخت (کربن بالا) و سطح خارجی آن‌ها اکسید شده و سیاه رنگ است که در برابر خوردگی مقاومت چندانی ندارند.

پیچ ضد زنگ: این پیچ‌ها به دلیل جنس Stain less بودن بدون پوشش بوده و داری استحکام و مقاومت به خوردگی بالایی هستند.

نامگذاری پیچ ها



سیستم متریک:

گام پیچ * قطر نامی پیچ M

سیستم اینچی:

تعداد رزوه در واحد طول UN قطر نامی پیچ

انواع دندانه: ریز (UNF)- درشت (UNC)

مثال: پیچ خارجی دندانه درشت با قطر in ½ و ۱۳ دندانه در اینچ از گروه انطباق 2A

مهندس سهام

$\frac{1}{2}^{"} - 13\ UNC\ - 2A$

پیچ داخلی دندانه ریز با قطر ½ in و ۱۳ دندانه در اینچ از گروه انطباق 2B

$\frac{1}{2}^{"} - 13\ UNF\ - 2B$

استحکام گواه: اگر کرنش ایجاد شده در پیچ از ۰.۲٪ بیشتر شود دیگر رزوه ها بار تحمل نمی‌کنند، لذا نباید اجازه دهیم این اتفاق بیافتد. استاندارد حداکثر تنش بدون ایجاد کرنش پلاستیک را تحت عنوان " استحکام گواه " تعریف می‌کند و آنرا با S_p نشان می‌دهد.

$$S_{ut} \approx 5 \times 100 = 500 \quad \text{Mpa}$$

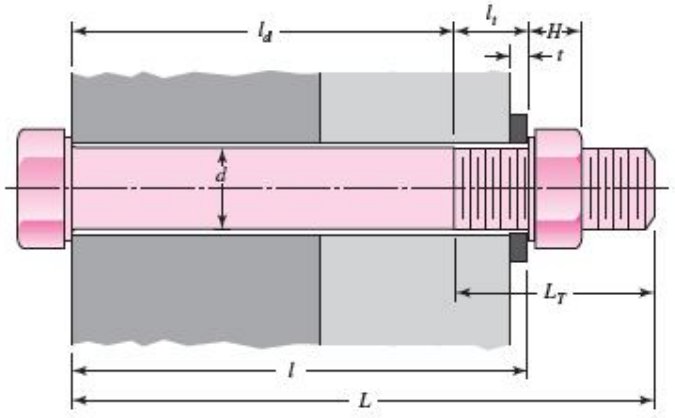
$$S_y \approx 0.8 \times S_{ut} = 400 \quad \text{Mpa}$$

$$S_p \approx 0.85 \times S_y = 340 \quad \text{Mpa}$$

نکته: برای تحلیل اتصالات پیچی ابتدا لازم است ضرایب سختی پیچ و قطعات را بدست آوریم.

سفتی پیچ و قطعه

پارامترهای مورد نیاز برای بدست آوردن سفتی پیچ :



مهندس سهام

Threaded length L_T: Inch series:

$$L_T = \begin{cases} 2d + \frac{1}{4}\text{ in}, & L \le 6\text{ in} \\ 2d + \frac{1}{2}\text{ in}, & L > 6\text{ in} \end{cases}$$

Metric series:

$$L_T = \begin{cases} 2d + 6\text{ mm}, & L \le 125\text{ mm},\ d \le 48\text{ mm} \\ 2d + 12\text{ mm}, & 125 < L \le 200\text{ mm} \\ 2d + 25\text{ mm}, & L > 200\text{ mm} \end{cases}$$

Length of unthreaded portion in grip: $l_d = L - L_T$

Length of threaded portion in grip: $l_t = l - l_d$

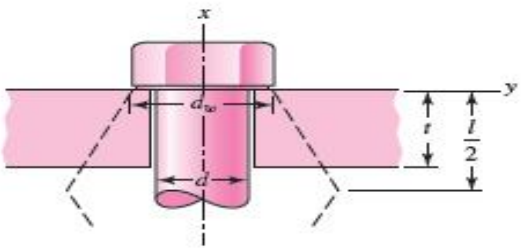
Area of unthreaded portion: $A_d = \pi d^2/4$

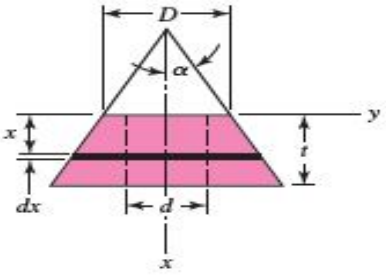
سفتی پیچ:

$$k_b = \frac{A_d A_t E}{A_d l_t + A_t l_d}$$

که A_t از جدول ۲-۸ و ۱-۸ بدست میاید

سفتی قطعه





برای سفتی قطعه داریم:

$$k_m = \frac{\pi E d \tan\alpha}{2\ln\dfrac{(l\tan\alpha + d_w - d)(d_w + d)}{(l\tan\alpha + d_w + d)(d_w - d)}}$$

برای چندین قطعه داریم:

$$\frac{1}{k_m} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3} + \cdots + \frac{1}{k_i}$$

$$C = \frac{K_b}{K_b + K_m}$$

$P_b = C.P$

$P_m= (1-C).P$

که P_b بار وارد به پیچ، P_m بار وارد به قطعه و P کل بار وارده می‌باشد.

هر چه سفتی قطعه کمتر شود سفتی پیچ بیشتر شده و در نتیجه پیچ بار بیشتری تحمل می‌کند.

که مقدار k برای اتصالات دائم ۰.۹، و برای اتصالات غیر دائم ۰۷۵ انتخاب می‌شود

$F_i= k.S_p.A_t$
$F_b=P_b+F_i$
$F_m=P_m-F_i$

k ضریب پیش بار، F_i نیروی پیش بار(نیروی ناشی از سفت کردن پیچ)

F_b کل نیروی وارده به پیچ

F_m کل نیروی وارده به قطعه

گشتاور مورد نیاز برای ایجاد پیش بار:

$T= 0.2\ F_i\ d$

نکته: وجود واشر **فنری** باعث می‌شود تا از کاهش F_i در مرور زمان جلوگیری شود.

نکته: هر گونه واشری که تغییر شکل پلاستیک دهد باعث کاهش F_i شده و برای اتصال مضر است.

در صورتی که بار به صورت ضربه ای به پیچ وارد شود، داریم:

$F_{eq}=\sqrt{2k_bF}$ F: مقدار بار ضربه‌ای

ضرایب اطمینان

ضریب اطمینان تسلیم:

$$n_p = \frac{S_p}{\sigma_b} = \frac{S_p}{(CP + F_i)/A_t}$$

ضریب فرابار: ضریبی است که به کل بار وارد می‌شود تا زمانی که پیچ به تسلیم برسد

$$n_L = \frac{S_p A_t - F_i}{CP}$$

ضریب جدایش: در ضریب جدایش بررسی میکنیم که چه باری موجب جدایش می‌شود

مهندس سهام

$$n_0 = \frac{F_i}{P(1-C)}$$

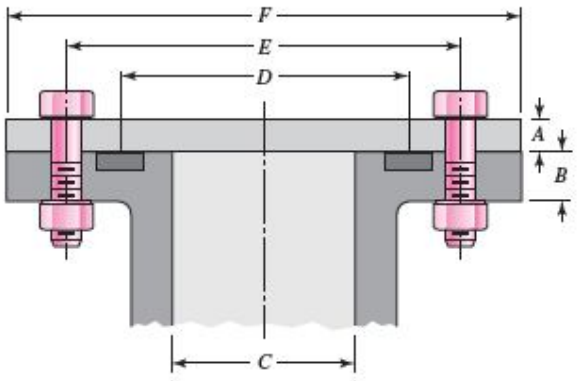
نکته: این ضرایب برای یک پیچ صادق است و در صورتی که تعداد N پیچ در قطعه وجود داشته باشد، می‌بایست مقدار بار P را بین تعداد پیچ‌ها تقسیم کرد. یعنی: $\frac{P}{N}$

نکته: اگر پیچ شل باشد تمامی بار به قطعه وارد می‌شود و پیچ سهمی از بار نخواهد داشت.

نکته: وقتی پیچ سفت می‌شود، پیچ تحت کشش و قطعه تحت فشار قرار می‌گیرد .

مثال) در شکل زیر یک مخزن از جنس چدن شماره ۳۰ را نشان می‌دهد که تحت فشار P_g می‌باشد. تعداد N پیچ و N تعداد واشر آب بند به صورت نشان داده شده از خروج گاز جلوگیری می‌کنند.(درپوش از جنس فولاد و سیلندر از جنس چدن grade 30 می‌باشد)

ضرایب اطمینان، فرابار و جدایش را محاسبه کنید.



A	20 mm
B	25 mm
C	0.8 m
D	0.9 m
E	1.0 m
F	1.1 m
N	36
p_g	550 kPa
Bolt grade	ISO 10.9
Bolt spec.	M10 × 1.5

حل) ابتدا به محاسبه سفتی پیچ، سفتی قطعه و پس از آن نیروی وارده به پیچ و در نهایت به محاسبه ضرایب اطمینان می‌پردازیم.

برای پیچ:

Grip: $l = 20 + 25 = 45$ mm.

$H = 8.4$ mm

$L \geq l + H = 45 + 8.4 = 53.4$ mm. Round up to $L = 55$ mm

$L_T = 2d + 6 = 2(10) + 6 = 26$ mm

$l_d = L - L_T = 55 - 26 = 29$ mm, $l_t = l - l_d = 45 - 29 = 16$ mm

$A_d = \pi(10^2)/4 = 78.5$ mm^2, Table 8-1: $A_t = 58.0$ mm^2

$$k_b = \frac{A_d A_t E}{A_d l_t + A_t l_d} = \frac{78.5(58.0)207}{78.5(16)+58.0(29)} = 320.8 \text{ MN/m}$$

برای قطعه :

با تشکیل مخروط فشار مشاهده می‌شود که سه K_m متفاوت داریم.

Steel cyl. head: $t = 20$ mm, $d = 10$ mm, $D = 15$ mm, $E = 207$ GPa. Eq. (8-20),

$$k_1 = \frac{0.5774\pi(207)10}{\ln\dfrac{[1.155(20)+15-10](15+10)}{[1.155(20)+15+10](15-10)}} = 3503 \text{ MN/m}$$

به طریق مشابه برای دیگر سفتی ها داریم:

Cast iron: Has two frusta. Midpoint of complete joint is at (20 + 25)/2 = 22.5 mm

Upper frustum, $t = 22.5 - 20 = 2.5$ mm, $d = 10$ mm,
$D = 15 + 2(20)\tan 30° = 38.09$ mm, $E = 100$ GPa (from Table 8-8),
Eq. (8-20) $\Rightarrow k_2 = 45\,880$ MN/m

Lower frustum, $t = 22.5$ mm, $d = 10$ mm, $D = 15$ mm, $E = 100$ GPa

Eq. (8-20) $\Rightarrow k_3 = 1632$ MN/m

سفتی معادل قطعه:

$k_m = (1/3503 + 1/45\,880 + 1/1632)^{-1} = 1087$ MN/m

حال با داشتن سفتی قطعه و سفتی پیچ می‌توانیم

ضریب C را بدست آوریم

$C = k_b / (k_b + k_m) = 320.8/(320.8+1087) = 0.228$

سپس استحکام گواه را متناسب با استاندارد M 10 × 1.5 بدست می‌آوریم

Table 8-11: $S_p = 830$ MPa

با فرض اتصال غیر دائم نیروی پیش بار را بدست می‌آوریم

$$F_i = 0.75\,A_t\,S_p = 0.75(58.0)(830)10^{-3} = 36.1\ \text{kN}$$

نیروی حاصل از فشار گاز را بدست آورده و سهم هر پیچ را بدست می‌آوریم:

$$P_{total} = p_g A_c$$

$$P = \frac{P_{total}}{N}$$

So: $P = [550\pi(0.8^2)/4]/36 = 7.679\ kN/bolt$

حال می‌توانیم ضرایب مورد نظر را بدست آوریم.

ضریب اطمینان:

$$n_p = \frac{S_p A_t}{CP + F_i} = \frac{830(58.0)10^{-3}}{0.228(7.679) + 36.1} = 1.27 \qquad Ans.$$

ضریب فرابار:

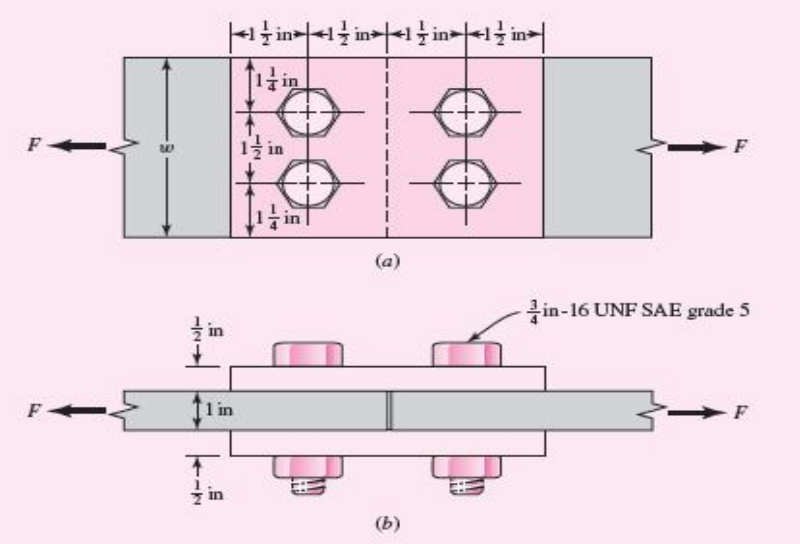
$$n_L = \frac{S_p A_t - F_i}{CP} = \frac{830(58.0)10^{-3} - 36.1}{0.228(7.679)} = 6.88\ Ans.$$

ضریب جدایش:

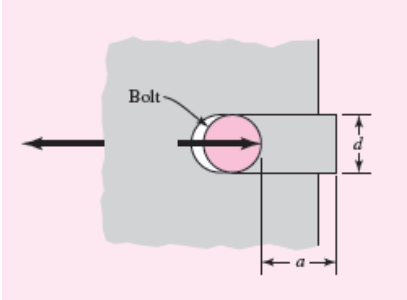
$$n_0 = \frac{F_i}{P(1-C)} = \frac{36.1}{7.679(1-0.228)} = 6.09 \qquad Ans.$$

پیچ تحت تنش برشی

مثال) دو قطعه از جنس AISI 1018 CD توسط چهار پیچ $\frac{3}{4}\text{in} - 16\text{UNF grade 5}$ مطابق شکل به هم متصل شده است. با ضریب طراحی ۱.۵ مقدار بار F که پیچ‌ها قادر به تحمل آن هستند را بدست آورید.



مهندس سیدام



حل) ابتدا استحکام تسلیم و استحکام نهایی قطعه و استحکام نهایی و استحکام گواه پیچ را از جداول مربوطه بدست می‌آوریم.

برای قطعه: S_y=54 kpsi s_{ut}=64kpsi

برای پیچ: S_p=85kpsi S_{ut}=120kpsi

محاسبه تنش عمودی در پیچ:

$$\sigma = \frac{F}{2td} = \frac{S_p}{n_d}$$

$$F = \frac{2tdS_p}{n_d} = \frac{2(1)\left(\frac{3}{4}\right)85}{1.5} = 85 \text{ kip}$$

محاسبه تنش عمودی در قطعه:

$$\sigma = \frac{F}{2td} = \frac{(S_y)_{\text{mem}}}{n_d}$$

$$F = \frac{2td(S_y)_{\text{mem}}}{n_d} = \frac{2(1)\left(\frac{3}{4}\right)54}{1.5} = 54 \text{ kip}$$

محاسبه تنش برشی در پیچ (در ریشه پیچ):

$$\tau = \frac{F}{4A_r} = 0.577\frac{S_p}{n_d}$$

$$F = \frac{0.577(4)A_r S_p}{n_d} = \frac{0.577(4)0.351(85)}{1.5} = 45.9 \text{ kip}$$

محاسبه تنش برشی در قطعه:

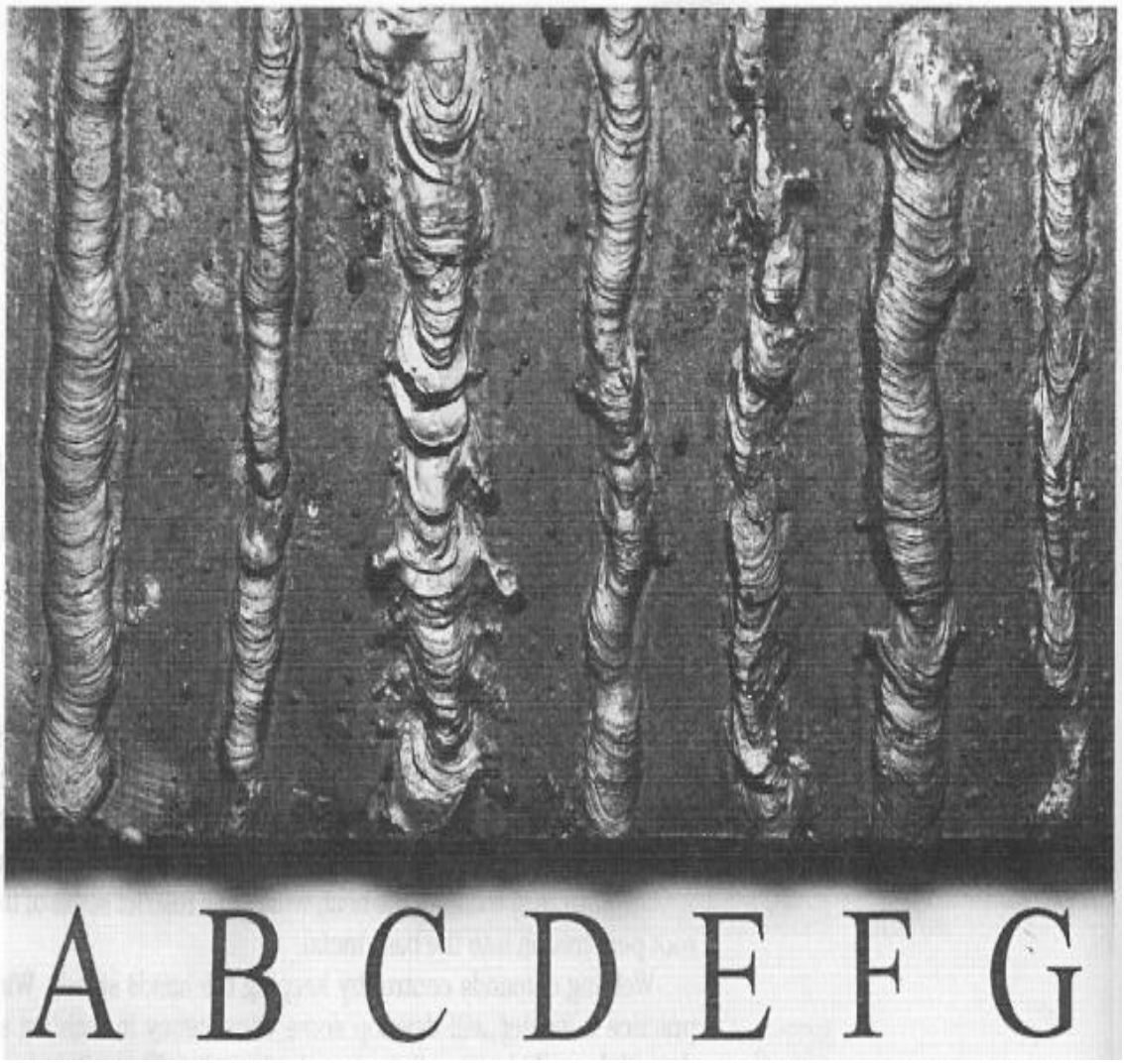
$$\tau = \frac{F}{4at} = \frac{0.577(S_y)_{\text{mem}}}{n_d}$$

$$F = \frac{4at0.577(S_y)_{\text{mem}}}{n_d} = \frac{4(1.125)(1)0.577(54)}{1.5} = 93.5 \text{ kip}$$

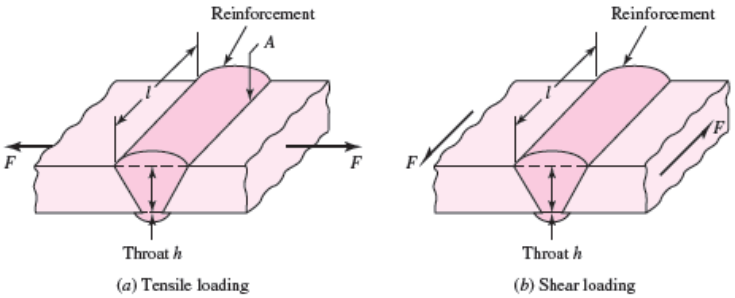
نتیجه: چون مقدار بار بدست آمده در تنش برشی در پیچ کمتر از سایر تنش‌ها است (۴۵.۹ kpsi) پس حداقل نیروی مجاز وارد به قطعه 45.9 kpsi است.

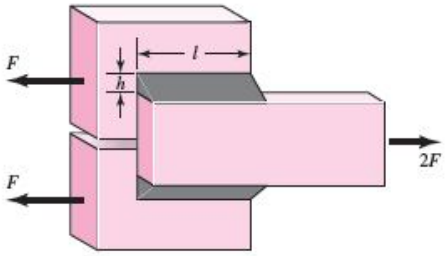
مهندس سهام

اتصالات دائم (جوش)



انواع جوش و محاسبات تنش و استحکام آن





نکته: در محاسبات تنش برای جوش می‌توانیم تنش نرمال را به صورت تنش برشی در نظر بگیریم

تنش‌ها عبارت است از:

جوش لب به لب:

$$\sigma_{axial} = \tau = \frac{F}{hl}$$

جوش ماهیچه‌ای:

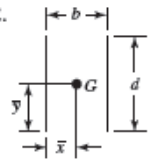
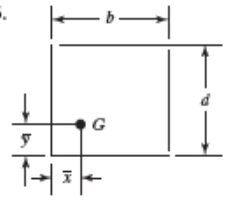
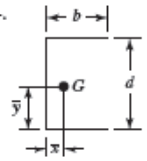
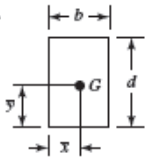
$$\sigma_{axial} = \tau = \frac{F}{0.707hl}$$

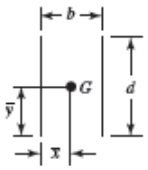
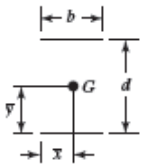
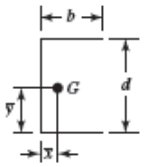
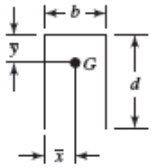
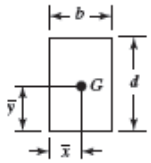
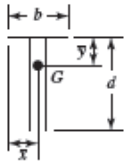
$$\sigma_{bending} = \tau = \frac{M\,c}{0.707\,h\,I_u}$$

$$\tau_{torsion} = \frac{T\,r}{0.707\,h\,J_u}$$

که I_u و J_u از جداول ۱-۹ و۲-۹ بدست میاید.

مهندس سهام

Weld	Throat Area	Location of G	Unit Second Polar Moment of Area
1.	$A = 0.707\,hd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = d^3/12$
2. 	$A = 1.414\,hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \dfrac{d(3b^2 + d^2)}{6}$
3. 	$A = 0.707h(b + d)$	$\bar{x} = \dfrac{b^2}{2(b + d)}$ $\bar{y} = \dfrac{d^2}{2(b + d)}$	$J_u = \dfrac{(b + d)^4 - 6b^2d^2}{12(b + d)}$
4. 	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \dfrac{b^2}{2b + d}$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \dfrac{8b^3 + 6bd^2 + d^3}{12} - \dfrac{b^4}{2b + d}$
5. 	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \dfrac{(b + d)^3}{6}$
6.	$A = 1.414\,\pi hr$		$J_u = 2\pi r^3$

Weld	Throat Area	Location of G	Unit Second Moment of Area
2. 	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{6}$
3. 	$A = 1.414hb$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{bd^2}{2}$
4. 	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b+d}$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{12}(6b + d)$
5. 	$A = 0.707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b+2d}$	$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b+2d)\bar{y}^2$
6. 	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{6}(3b + d)$
7. 	$A = 0.707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b+2d}$	$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b+2d)\bar{y}^2$
9.	$A = 1.414\pi hr$		$I_u = \pi r^3$

نکته: معمولا طول جوش را در اتصال لب به لب با l و در اتصال ماهیچه ای با d نمایش می‌دهند.

استحکام جوش: استحکام (الکترود) جوش طبق جدول زیر می‌باشد:

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

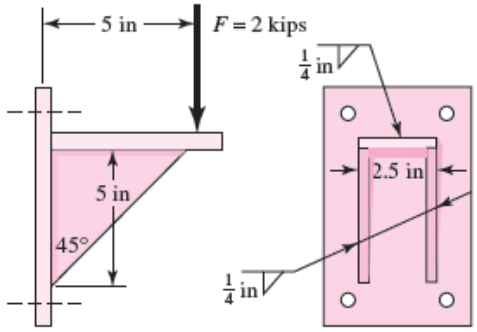
استحکام فلز در ناحیه اطراف جوش HAZ :

نیروی کششی و خمشی: $\tau_{all}=0.6\ S_y$

نیروی برشی:

$$\tau_{all}= min(0.4\ S_y, 0.3\ S_{ut})$$

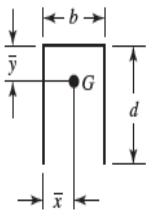
مثال) تنش برشی مجاز برای جوش ksi 18 است. نیروی F به طور استاتیکی وارد می‌شود. ضریب اطمینان را بدست آورید.



مهندسی سهام

حل) با توجه به شکل مقادیر طول جوش، فاصله بین دو خط جوش و ساق جوش مشخص است.

پس :

5. 

$$A = 0.707h(b + 2d) \qquad \bar{x} = b/2 \qquad \bar{y} = \frac{d^2}{b+2d} \qquad I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b+2d)\bar{y}^2$$

$h = 0.25$ in, $b = 2.5$ in, $d = 5$ in.

Table 9-2, case 5: $A = 0.707h\,(b + 2d) = 0.707(0.25)[2.5 + 2(5)] = 2.209$ in^2

$$\bar{y} = \frac{d^2}{b+2d} = \frac{5^2}{2.5+2(5)} = 2 \text{ in}$$

$$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b+2d)\bar{y}^2$$

$$= \frac{2(5^3)}{3} - 2(5^2)(2) + [2.5+2(5)](2^2) = 33.33 \text{ in}^3$$

$$I = 0.707\,h\,I_u = 0.707(1/4)(33.33) = 5.891 \text{ in}^4$$

Primary shear:

$$\tau' = \frac{F}{A} = \frac{2}{2.209} = 0.905 \text{ kpsi}$$

Secondary shear (the critical location is at the bottom of the bracket):

$$y = 5 - 2 = 3 \text{ in}$$

$$\tau'' = \frac{My}{I} = \frac{2(5)(3)}{5.891} = 5.093 \text{ kpsi}$$

$$\tau_{\max} = \sqrt{\tau'^2 + \tau''^2} = \sqrt{0.905^2 + 5.093^2} = 5.173 \text{ kpsi}$$

$$n = \frac{\tau_{\text{all}}}{\tau_{\max}} = \frac{18}{5.173} = 3.48 \qquad \textit{Ans.}$$