



دانشگاه صنعتی اصفهان  
دانشکده مهندسی مکانیک

جزوه درس:

## طراحی اجزاء

استاد: دکتر صالح اکبرزاده و دکتر محسن بدرسمای

دانشجو: مهندس علی نصر

نیمسال اول و دوم ۹۰-۱۳۹۱



Subject:

Year :      Month :      Day :      ( )

فصل اول: مفاصل اولیه و تحلیل تنش

حد انحرافی قابل تحمل در مقطع = حدی که جسم می تواند تحمل کند  
بر روی اجسام به مقطع      تنش که بر جسم اعمال می شود  
 $n = \frac{\sigma}{\sigma_{ult}}$   
 $m = n \cdot A$

ضریب ایمنی ضریب ایمنی  $n$   $S.F$   
حاشیه ایمنی  $m$

تنش قائم: مقدار نیروی عمودی که بر واحد سطح جسم اثر می کند

\* اصل سن-وان (Saint-Venant): با دور شدن از محل اعمال نیرو، تنش های موضعی بر یک مستطک می شوند و در تنش

یکپارچه می ریزیم

تنش برشی متدها: نسبت نیروی مماس بر آن مقطع به سطح مقطع

$$e = \frac{\delta}{L} = \frac{\text{مقدار تغییر طول قطعه}}{\text{اندازه طول اولیه قطعه}}$$
  
$$\nu = E \cdot e$$

گرایش  $e$  مقدار تغییر طول قطعه به طول اولیه

قانون هریک در باره الاستیک یا کشان ( $E$  مدول کشایی)

حقیقتاً: بزرگترین مقدار تنش که به ازای آن می توان قانون هریک را برای ماده ایستی به کار برد، متناسب آن ماده (مانند فولاد)

لاگرنش برشی: تنش برشی متدها  $\tau$  ضریب کشایی برشی با ضریب ملامت  $\nu = 0.3$

نسبت پواسون  $\nu = \frac{\text{گرایش جانبی}}{\text{گرایش محوری}}$

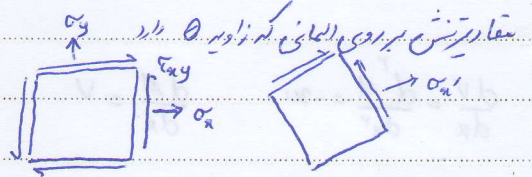
$$E = 2G(1 + \nu)$$

گراداری چند محوری

$$\epsilon_x = +\frac{\sigma_x}{E} - \nu \frac{\sigma_y}{E} - \nu \frac{\sigma_z}{E}$$
  
$$\epsilon_y = -\frac{\nu \sigma_x}{E} + \frac{\sigma_y}{E} - \nu \frac{\sigma_z}{E}$$
  
$$\epsilon_z = -\frac{\nu \sigma_x}{E} - \frac{\nu \sigma_y}{E} + \frac{\sigma_z}{E}$$

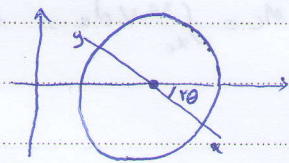
تحلیل تنش در دایره مور

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



$$\sigma_{ave} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}$$
 مرکز دایره

$$R = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$
 شعاع دایره



$$\left. \begin{aligned} \sigma_{min} &= \sigma_{ave} - R \\ \sigma_{max} &= \sigma_{ave} + R \end{aligned} \right\} \sigma_{max, min} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$



Subject:

Year : Month : Day : (2)

$$\tan \theta = \frac{\tau_{xy}}{\sigma_x - \sigma_y}$$

مقدار زاویه دوران لازم برای اینکه مقدار تنش برش در یک اهن همگن در تنش های اصلی زیاد شود

$$\tau_{max} = \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2}{4} + \tau_{xy}^2}$$

دوران به اندازه ۴۵ درجه

\* حاصل جمع تنش های قائم بر روی هر دو صفحه متعامد ثابت است

تنش سه محوری  $\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z = \text{const}$  و البته باقی تنش های اصلی

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

\* تنش برش همیشه به شعاع نیز تنش دایره بر دو ایت  $\tau = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}$  همیشه بر از تنش مقدار  $\tau = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}$

$$\sigma_1 = \frac{E\varepsilon_x(1-\nu) + \nu E(\varepsilon_r + \varepsilon_r)}{1-\nu-2\nu^2}$$

تنش های اصلی بر حسب کرنش

$$\sigma_r = \frac{E\varepsilon_r(1-\nu) + \nu E(\varepsilon_1 + \varepsilon_1)}{1-\nu-2\nu^2}$$

تعمیر کرده

$$\sigma_1 = \frac{E(\varepsilon_1 + \nu\varepsilon_1)}{1-\nu^2}$$

$$\sigma_r = \frac{E\varepsilon_r(1-\nu) + \nu E(\varepsilon_1 + \varepsilon_1)}{1-\nu-2\nu^2}$$

$$\sigma_r = \frac{E(\varepsilon_r + \nu\varepsilon_r)}{1-\nu^2}$$

تانسور تنش

$$\sigma_{ij} = \begin{bmatrix} \sigma_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_{zz} \end{bmatrix}$$

\* تنش های اصلی یک اهن برابر مقادیر ویژه تانسور تنش اهن

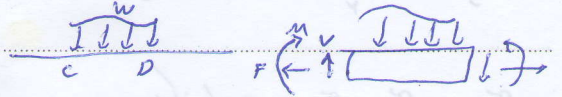
$$\lambda \rightarrow \begin{vmatrix} \sigma_x - \lambda & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y - \lambda & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z - \lambda \end{vmatrix} = 0$$

نیروی کشنده در ارتباط مختلف قطعه

$$\frac{dV}{dx} = \frac{d^2M}{dx^2} = -w \quad \frac{dM}{dx} = V$$

بار دایره w برش V گشتی M

$$V_D - V_C = - \int_{x_C}^{x_D} w dx = P, C \text{ سطح برشی تا برشی بقا}$$



$$M_D - M_C = \int_{x_C}^{x_D} V dx = \dots$$



Subject:

Year :      Month :      Day :      (3)

توابع استثنایی - توابع منفرد

$$F_n(x) = \langle x-a \rangle^n = \begin{cases} 1 & x=a \\ 0 & x \neq a \end{cases} \quad n < 0 \quad \int_0^x \langle x-a \rangle^n dx = \langle x-a \rangle^{n+1} \quad n < 0$$

$$F_n(x) = \langle x-a \rangle^n = \begin{cases} (x-a)^n & x > a \\ 0 & x < a \end{cases} \quad n > 0 \quad \int_0^x \langle x-a \rangle^n dx = \frac{\langle x-a \rangle^{n+1}}{n+1} \quad n > 0$$

تابع گام  $F_n(x) = M_0 \langle x-a \rangle^{-r} \quad V(x) = -M_0 \langle x-a \rangle^{-1} \quad M(x) = -M_0 \langle x-a \rangle^0 \quad \hookrightarrow M_0$

تابع پله  $F_n(x) = P \langle x-a \rangle^{-1} \quad V(x) = -P \langle x-a \rangle^0 \quad M(x) = -P_0 \langle x-a \rangle^1 \quad \hookrightarrow P$

تابع پاره  $F_n(x) = W_0 \langle x-a \rangle^0 \quad V(x) = -W \langle x-a \rangle^{-1} \quad M(x) = -\frac{1}{r} W_0 \langle x-a \rangle^r \quad \frac{W}{r}$

تابع شیب  $F_n(x) = K \langle x-a \rangle^1 \quad V(x) = -\frac{K}{r} \langle x-a \rangle^2 \quad M(x) = -\frac{K}{r} \langle x-a \rangle^r \quad \frac{K}{r}$

تابع موج  $F_n(x) = K \langle x-a \rangle^n \quad V(x) = -\frac{K}{n+1} \langle x-a \rangle^{n+1} \quad M(x) = -\frac{K}{(n+1)(n+2)} \langle x-a \rangle^{n+2} \quad \frac{K}{(n+1)(n+2)}$

تنش عمودی  $\sigma = \frac{M y}{I}$   $\sigma = \frac{M y}{I}$  تنش عمودی  $\sigma$  با فاصله از محور خنثی  $y$  و گذار تنش  $M$  در سطح مقطع  $I$  است.

تنش برشی ناشی از تنش برشی

تنش برشی  $\tau_{max} = \frac{rV}{A}$   $\tau_{max} = \frac{rV}{A}$   $\tau_{max} = \frac{rV}{A}$   $\tau_{max} = \frac{rV}{A}$

$\tau_{max} = \frac{rV}{A}$   $\tau_{max} = \frac{rV}{A}$   $\tau_{max} = \frac{rV}{A}$   $\tau_{max} = \frac{rV}{A}$

$\tau = \frac{Tr}{J}$   $\tau = \frac{Tr}{J}$   $\tau = \frac{Tr}{J}$   $\tau = \frac{Tr}{J}$

$\theta = \frac{TL}{JG}$  Radian

بردار تنش برشی  $\tau$  بر بردار  $T$  عمود است.

تنش در استوانه ای چهار ضلعی

شعاع درونی استوانه  $r_i$  شعاع خارجی  $r_o$  فشار داخلی  $P_i$  فشار خارجی  $P_o$

تنش شعاعی  $\sigma_r = \frac{P_i r_i^2 - P_o r_o^2 - (r_i^2 r_o^2 (P_o - P_i) / r^2)}{r_o^2 - r_i^2}$

تنش طولی  $\sigma_t = \frac{P_i r_i^2 - P_o r_o^2 + (r_i^2 r_o^2 (P_o - P_i) / r^2)}{r_o^2 - r_i^2}$

تنش طولی  $\sigma_t = \frac{P_i r_i^2}{r_o^2 - r_i^2}$   $\sigma_r = -P_i$   $\sigma_t = \frac{P_i r_i^2}{r_o^2 - r_i^2}$



Subject:

Year:

Month:

Day:

(4)

Subject:

Year:

Month:

Day:

تغیض در نمازین جدار نازک

نسبت دایره 1/20 شعاع تنش شعاعی خیلی کمید

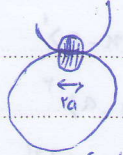
استاندارد جدار نازک  $\sigma_L = \frac{Pr}{2t}$  تنش طولی  $\sigma_t = \frac{Pr}{t}$  تنش شعاعی

تغیض شعاعی  $\epsilon_r = \frac{\Delta r}{r}$   $\epsilon_\theta = \frac{\Delta r}{r}$

نسبت  $\nu = \frac{\epsilon_\theta - 2\epsilon_L}{2\epsilon_\theta - \epsilon_L}$

$$a = \sqrt{\frac{r F [(1-\nu_r^2)/E_r] + [(1-\nu_r^2)/E_r]}{\pi (d_l + d_r)}}$$

تغیض شعاعی بهتر است  
شعاع تماس در این به شعاع a ناشی از دو کره بر قطر d و d



$$q_{max} = \frac{r F}{\pi a^2}$$
 فشار بیشترین در سطح

شعاع صاف  $d = d$  شعاع درونی  $d = d$

فشار بیشترین در مرکز شعاع تماس  
فشار در هر کره گسترش نمید بپذیری در آن

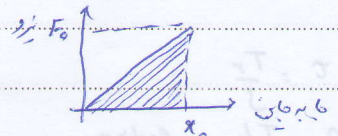
استاندارد

$$b = \sqrt{\frac{r F [(1-\nu_r^2)/E_r] + [(1-\nu_r^2)/E_r]}{\pi l (d_l + d_r)}}$$

$$q_{max} = \frac{r F}{\pi b l}$$

انرژی کشش انرژی پتانسیل ذخیره شده U در عضو کشان به اندازه x برابر سطح زیر نمودار نیرو-جابجایی

$$U = \frac{Fx}{2} = \frac{F^2}{2K}$$
 انرژی کشش  $K = \frac{F}{x}$



کشش  $U = \frac{F^2 L}{2EA}$   $U = \frac{T^2 L}{2GJ}$

کشش قائم  $U = \frac{\sigma^2 V}{2E}$   $U = \frac{\sigma^2 V}{2G}$

کشش منحنی  $U = \int \frac{M^2 dx}{2EI}$   
مقطع (M)



### فصل ۲. طراحی برای استحکام استاتیکی

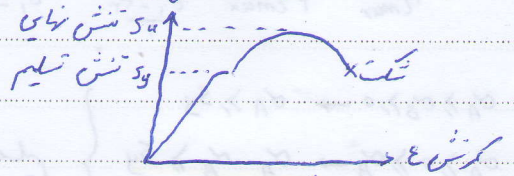
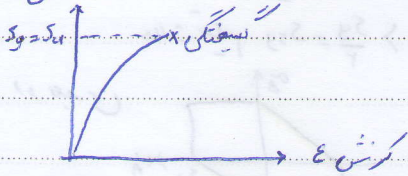
انواع بار وارده بر اجزای ماشین: ۱- بار استاتیکی (آرام و متعادل) ۲- بار دینامیکی یک طرفه ۳- بار دینامیکی کاملاً متعادل شود ۴- بار

استحکام  $S + strength$ : مقاومت در برابر تغییر شکل ← به سادگی بر حسب نقطه تسلیم بیان می شود

سفتی  $Toughness$ : مقاومت در برابر شکستگی ← فریب آجایش و بررسی شرایط شکستن

عملیاتی که استحکام فولاد را زیاد می کند سفتی را کاهش می دهد

در شگت مواد نرم برش نقش دارد در شگت مواد ترد اما سفتش برای کشش نقش دارد



برپایش مواد ترد شکست تحت زاویه ۴۵ درجه اتفاق می افتد

انرژی کششی  $U = \frac{\sigma^2 V}{2E}$  هتشن  $V$  حجم قطعه  $E$  مدول کشش

یکی از راه های تعریف سفتی دینامیکی ماده در مقابل فریب، سایه سطح زیر مکنی تنش کشش است. این مساحت برابر با مقدار کار لازم بر دانه هم قطعه برای شکستن آن است (جبریگی)

× سطح زیر مکنی تنش - کشش مواد نرم بیشتر از مواد ترد می باشد (برای دو قطعه با جنس یکسان)

× هر چه دانه ای یک ماده ریزتر ماده نرم تر است

× عوامل خارجی که موجب تردی و شکنندگی: ۱- کاهش درجه حرارت ۲- افزایش تنش سه محوری ۳- افزایش سرعت تغییر شکل

نظریه های شکستگی

- مواد نرم ← بر مبنای استحکام تسلیم
- مواد ترد ← بر مبنای استحکام نهایی

× استحکام مواد داکتیل تقریباً در کشش و فشار یکسان است اما در مواد ترد استحکام کششی باریک بسیار بیشتر از کشش نهایی است

× در مواد نرم عامل نفوذی بلوری بر روی هم تنش برش است اما در مواد ترد، تنش باعث جوامع بلوری بلوری می شود



معادله ای تعیین می شود

۱- نظریه تنش همجوشی بیشتر فقط برای تعیین اندازه قطعات چون فریب ایمنی بزرگی بر طرف می آید

$$n = \frac{S_y}{|\sigma_{max}|} \quad \text{فریب ایمنی} \quad S_y + = S_y -$$

اگر  $n < 1$  و ایمنی رخ نمی دهد

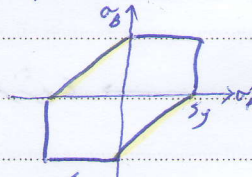
۲- نظریه تنش برشی بیشتر (ترسکا) معادله

$$n = \frac{S_y}{\tau_{max}} = \frac{S_y}{\tau \tau_{max}} = \frac{S_y / \tau}{\sigma_1 - \sigma_2} = \frac{S_y}{\sigma_1 - \sigma_2}$$

۱- تنش سه بعدی و تنش های اصلی  $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$

$$\text{حالت تسلیم} \quad \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{\tau} > \frac{S_y}{\tau}$$

۲- تنش دو بعدی



$$\left. \begin{aligned} \sigma_A > \sigma_B > 0 &\rightarrow \sigma_A > S_y \\ \sigma_A > 0 > \sigma_B &\rightarrow \sigma_A - \sigma_B > S_y \\ 0 > \sigma_A > \sigma_B &\rightarrow \sigma_B - \sigma_A > S_y \end{aligned} \right\} \text{حالت تسلیم}$$

\* مقدار استحکام تسلیم در برش را ۱۵ درصد کمتر از مقدار واقعی پیش بینی می کنند

۳- نظریه انرژی واپسش (فون میز) بیشتر در وقت (تنش برش) تنش واپسش + تنش پایداریک = تنش سه بعدی

حاکم نیم انرژی لوجاج اوپسش از انرژی برده در زمان در تسلیم نمونه کشش کوپله باشد (معادله فون میز)

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

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

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

\* اگر  $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3$  انرژی واپسش صفر است

$$u_d = \frac{1+\nu}{2E} S_y^2 \quad \text{انرژی واپسش} \rightarrow (\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3 = 0) \text{ آزمون کشش و فشردن}$$

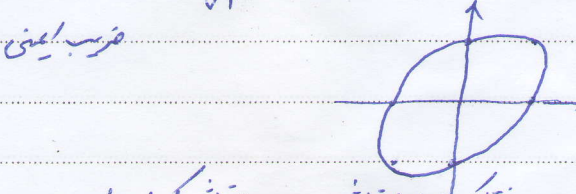
$$\sigma' = \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} = \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 4(\tau_{xy}^2 + \tau_{xz}^2 + \tau_{yz}^2)}$$

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_3\sigma_1} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_z^2 + 3\tau_{xy}^2}$$

\* و ایمنی زمانی اتفاق می افتد که  $\sigma' > S_y$

$$\sqrt{3\tau_{xy}^2} = S_y \rightarrow \tau_{xy} = \frac{S_y}{\sqrt{3}} = 0.577 S_y \rightarrow S_{sy} = 0.577 S_y$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma}$$



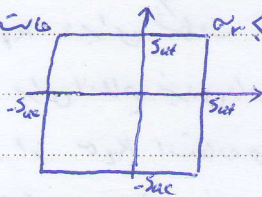
حدود ۱۵٪ بزرگتر از ترسکا



عیار بینگنی مواد ارتداد

حالت کشش  $n_1 = \frac{S_{ut}}{\sigma_e \max}$

حالت فشاری  $n_2 = \frac{S_{uc}}{\sigma_c \max}$



۱- نظریه تنش عمودی بینگنی اطلاعات نادرست

اگر  $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3 > \sigma_4 > \sigma_5$  و  $\sigma_1 < S_{uc}$  و  $\sigma_5 > S_{ut}$  پس باید که  $S_{ut} > \sigma_1 > S_{uc}$

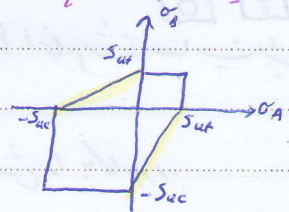
۲- نظریه کوکریب - مویر (اضطکاب داخلی) می نقطه نادرانه

$\sigma_A > \sigma_B > 0 \rightarrow \sigma_A > S_{ut}$

$\sigma_A > 0 > \sigma_B \rightarrow \frac{\sigma_A}{S_{ut}} - \frac{\sigma_B}{S_{uc}} = 1$

$0 > \sigma_A > \sigma_B \rightarrow \sigma_B < -S_{uc}$

شرایط تسلیم در تنش دو بعدی



$\frac{1}{n} = \frac{1 \sigma_1}{1 S_{ut}} + \frac{1 \sigma_2}{1 S_{uc}}$

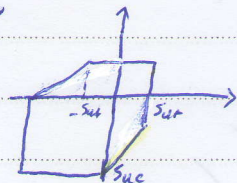
ضریب اطمینان این طراحی در ربع دوم و چهارم

۳- نظریه بهبود ریاضی مویر دقیق ترین

انجمنیات  $n = \frac{S_{ut}}{1 \sigma_1}$   
و ناصبر ربع اول و سوم

$\frac{1}{n} = \frac{1 \sigma_1}{1 S_{ut}} + \frac{1 \sigma_2 - 1 \sigma_1}{1 S_{uc}}$

نابین کج



\*  $S_{ut}$  برای مواد ترد و نرم برابر با MPa یا استاندارد از سختی برسیل Bhn  $Bhn = 3.45 S_{ut}$  برای مواد نرم

برای مواد ترد  $S_{ut} = 1.08 Bhn$  - ۴۲

تمرکز تنش: نابینگی تنش افزا در نواحی تمرکز تنش قرار دارند

$K_t = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_0}$

ضریب تمرکز تنش نظری یا هندسی  $K_e$  یا  $K_s$

$K_{fs} = \frac{\tau_{max}}{\tau_0}$

\* در مواد نرم، گزشتن ترک به دلیل تغییر شکل پلاستیک به آهستگی رخ می رسد اما در مواد ترد وجود ترک خطرناک تر است

\* افزایش فشاری است و کلفتی قطعه احتمال شکست تر در افزایش می رسد

\* کاهش ریا، افزایش نرخ گزشتن و شرایط استنش سه بعدی از محلی هستند که شکست را به سمت ترک تبدیل می کنند



Subject:

Year :

Month :

Day :

(8)

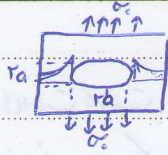
Subject:

Year :

Month :

Day :

$$K_d = 1 + \frac{r_b}{a}$$



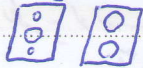
ضریب تمرکز تنش در لبه های سوراخ کوچک یعنی

برای سوراخ دایره ای  $K_d = 3$  و برای شکاف  $K_d = 1$

- ضریب اضافه بار  $n_F$  برای املاج نیروی دراز به قطعه در نیروی ضربی شود و در محاسبات طراحی از  $n_F F$  استفاده می شود.

- در طراحی به جای  $n$  از  $K_d n$  استفاده می شود.

همه گامی اوقات ایجاد خازن و سوراخ ای اضافی را برای سوراخ های کوچک تر که تنش می باشد و موجب تغییرات محاسباتی در سطح مقطع می شود.



\* فولاد ای در این درشت حیات کم تر و در این که عملیات حرارتی بر روی آن انجام شده حساسیت بیشتری

به وجود افتاق نشان می دهد.

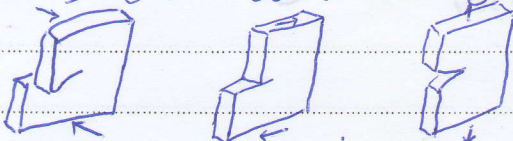
\* در مواد آکریل تحت بار ای استاتیکی اصطلاحاً لازم نیست ضریب تمرکز تنش را با یک برابر

در مواد نرم جهت ایجاد ترک اولیه با جهت تنش ای کشش زاویه  $45^\circ$  دارد

- در مواد ترد رشد ترک هنگامی اتفاق می افتد که انرژی کشش الاستیک ماده حداقل به اندازه انرژی لازم برای

ایجاد سطح ترک جدید کاهش یابد

\* در مواد ترد جهت ایجاد ترک اولیه بهاره بر جهت تنش ای کشش عمود است زیرا این مواد در کشش کمینده می شوند



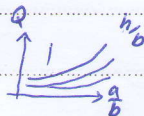
کشش ترک باز شوند / برش داخل صلبه یا لغزش / برش در جهت عمود

\* پس از رشد اولیه ترک جهت ترک بر جهت تنش ای کشش عمود می شود

$$K_o = \sigma \sqrt{\pi a}$$

واحد  $K_o$  و  $K_d$   $MPa \sqrt{m}$

$$Q = \frac{K_I}{K_o}$$



$$\frac{r_b}{r_o}$$

$$K_e = n \cdot K_I$$

مقاومت در برابر شکست با ضریب شدت تنش بحرانی

جغرافی شکست / ضریب ایمنی رشد ترک

$$K_e = \sqrt{EGc}$$

$$K_e = n Q \frac{F}{A} \sqrt{\pi a}$$

$$K_e = \sqrt{\frac{EGc}{1-\nu^2}}$$

PAYCO

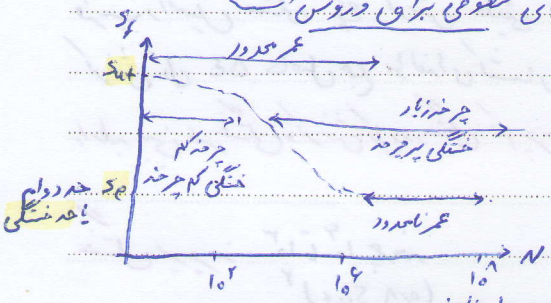
$G_c$  انرژی سطحی یا پیوستگی ترک



فصل ۳ - طراحی برای استحکام در برابر خستگی

\* در تنش های بالا، سطح کمی از شکست ناشی از خستگی می باشد و پس از آن شکست ناشی از تسلیم رخ می دهد. اما در تنش های پایین، بیشتر سطح شکست ناشی از خستگی و در شدت درجهی ترک می باشد و پس از آن به یکباره قطعه گسیخته می شود.

\* سطوح شکست ناشی از خستگی که روی باشد که به علت تدریجی بودن شکست خستگی و اثر عوامل محیطی روی این سطح در حین گسترش می باشد، اما شکست استاتیکی در صورت آبی درای سطوحی برافروشن است.



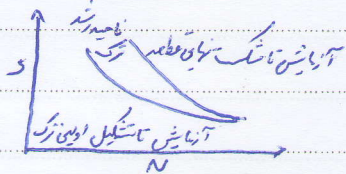
مقدار تنش عمر (S-N) یابد بعد

پیدا کنند می نتایج این آزمون در عمرهای کم زیاد نیست

ولی در عمرهای بیشتر پراکندگی زیاد است

مقدار S-N برای فولاد و آلومینیم به گاه افتضیحی شود و این سواد حد دوام ندارند

مقدار S-N برای فولاد و آلومینیم به گاه افتضیحی شود و این سواد حد دوام ندارند



S\_e = حد دوام نمونه چرخان برای قابلیت اعتماد ۷۰٪ است

مقدار حد دوام نسبت به استحکام تنش

$$\begin{cases} S_e = 0.5 S_{ut} & S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa} \\ S_e = 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases}$$

$$\begin{cases} S_e = 0.45 S_{ut} & S_{ut} \leq 600 \text{ MPa} \\ S_e = 275 \text{ MPa} & S_{ut} > 600 \text{ MPa} \end{cases}$$

\* ریز ساختمانی و بتن ترسیت  $\frac{S_e}{S_{ut}}$  بزرگتری دارند

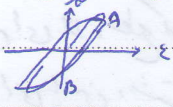
\* آلومینیم و سربیم و همچنین اکثر پلاستیک حد دوام ندارند

خستگی کم چرخه

اصل با ششدر میس از یک بارگذاری کششی یا فشاری که طی آن تنش وارد بر قطعه از حد الاستیک کششی آن تجاوز نمی کند و موجب تغییر شکل پلاستیک جسم می شود حد تسلیم در بارگذاری مخالف کاهش می یابد



حدود کشسانی فولادی آجکاری شده پهنکای که در عرضی چرخه های متکوس شده تنش قرار گیرند افزایش یافته و محدود کشسانی فولادی سرد کشیده شده کاهش می یابد



شیب خط AB برابر E است

فربس استحکام خستگی که تنش حقیقی مربوط به شکست در یک چرخه است

فربس داکتیل خستگی که تنش حقیقی مربوط به شکست در یک چرخه است

گرنش کل Δε حاصل جمع مؤلفه های کشسان Δεe و پوسمان Δεp گرنش می باشد Δε = Δεe + Δεp

با تطبیق بین عمر خستگی و گرنش کل در خستگی کبر چرخه (مانندون دکامین)

$$\frac{\Delta \epsilon}{2} = \frac{\sigma_f^e (2N)^b}{E} + \epsilon_p (2N)^c$$

مربوط به پوسمان      مربوط به کشش

خستگی پیر چرخه  $10^3$  تا  $10^6$  چرخه

$$\log S_f = b \log N + c \quad b = -\frac{1}{3} \log \frac{0.1A S_{ut}}{S'_e} \quad c = \log \frac{(0.7A S_{ut})^2}{S'_e}$$

$$S_f^2 = 10^c N^b \rightarrow S_f = 10^{c/2} N^{b/2}$$
$$N = 10^{-2c/b} S_f^{-2/b}$$

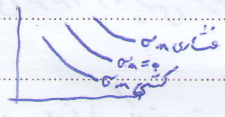
تنش ای نوسانی

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

تنش که توسط فشار اولیاد می شود مؤلفه های (استاتیکی) تنش نامیده می شود. این تنش با تنش میانگین برابر نیست

$$\sigma_m = \sqrt{\sigma_{nm}^2 + 3\tau_{nm}^2} \quad \sigma_a = \sqrt{\sigma_{na}^2 + 3\tau_{na}^2}$$

عوامل تنش میانگین مختلفی مفید و تنش کششی مفیدی دارند. بر چیزی که تنش کششی را کاهش دهد امکان شکست خستگی را کاهش می دهد



کارایی قطار با چرخه های کوچکتر و خوردگی سرد تنش ای فشاری ای می کنند و هر دو امر را به طور چشمگیری افزایش می دهند

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



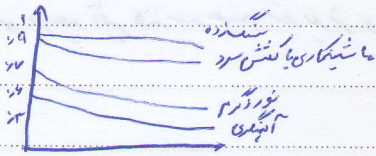
$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \cdot K_g \cdot S_e$

حد دوام اصلاح شده مکانیکی

افزایش تغییرات مدتها طولانی

اثر ضرایب اصلاحی حد دوام بر مقدار چرخه پایداری

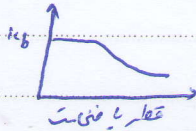
اثر پدیده سطح  $K_a$



ماده با استحکام  $S_{ut}$  بالا معمولاً تردتر و بنابراین بر اثر عملیات پرداخت کاری قابلیت ایجاد ترک بیشتری دارد

سنگ زدن حفزه‌ها را بیشتر می‌کند ولی آن را برهم رهنمی‌کند تا ترک ایجاد شود

عملیات گرم معمولاً مشکلات سطح ایجاد می‌کند زیرا ممکن است سوادی از روی سطح اکسید شوند و ایجاد حفزه کنند



اثر اندازه  $K_b$

هر چه اندازه حفزه افزایش یابد حد دوام بیشتر کاهش می‌یابد

در استحکام تنگی مولد تحت بارگذاری تنش منگوس شونده (خشک چرخان) یا بارگذاری محوری

$K_b = \begin{cases} 1 & d \leq 1.9 \text{ mm} \\ 1.194d^{-0.097} & 1.9 < d \leq 25.4 \text{ mm} \end{cases}$

برای مقطع دایره‌ای تحت تنش یا پیچش

اندازه موثر  $d$ : مساوی تر از  $d$  هم دارد به اندازه ۹۵٪ با هم شماره نمونه تر چرخان

تیر پرده ترکیبی  $0.0572d^2$  (چرخان)  $0.193d^2$  (فیلر چرخان)

مقطع مستطیلی  $0.05hb$

$S'_e = (1.822 - 9.28 \times 10^{-8} S_{ut}) S_{ut} S_{uc} > 400 \text{ MPa}$  در بارگذاری محوری

حد دوام در بارگذاری محوری مستقل از اندازه  $K_b = 1$

قابلیت اعتماد  $K_c$

درصد	50	90	98	99	99.9	99.99
$K_c$	1	0.897	0.857	0.812	0.783	0.752

اثر  $K_d$

$K_d = \begin{cases} 1 & T \leq 300^\circ\text{C} \\ 1.7 & 300 < T \leq 500^\circ\text{C} \end{cases}$

اعمال زیاد استحکام تنگی بسیاری از مواد را کاهش می‌دهد

اثر ترک‌خوردگی  $K_e$

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

$\sigma_{max} = K_e \sigma_n$  و  $\sigma_{max} = K_e \sigma_n$  نیاز می‌دهد که  $K_e$  در  $K_d$  در ارتعاش ای استاتیکی مورد نرم اعمال کردن این ضرایب باید

مواد با استحکام زیاد به تدریج سخت شده و سایر سردکاری شده اعمال شوند

$K_f = \frac{\text{حد دوام عمده بدون نقص}}{K_e}$  ضریب ترک‌خوردگی  $K_f < K_e$



Subject:

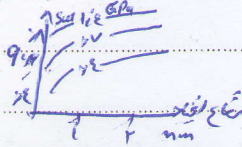
Year : Month : Day : (12)

برای موارد که برفاق خاص نیستند  $K_p = 0.9$  (مثلاً چین)  $q$  حساب به فاق  $q = \frac{K_{Es} - 1}{K_{Es} - 1}$   $q$  برقی  $q = \frac{K_{Es} - 1}{K_{Es} - 1}$

بهترین حالت (حاصل قابل)  $K_p = 0.9$  و  $q = 1$

و  $0.9 < K_p < 1$  و  $0 < q < 1$

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



موارد استقامت تسلیم ندارند ضرب تمرکز تنش  $K_t$  را باید بر استقامت  $S_{ut}$  یا  $S_{ae}$  و نیز در دوام اعمال کرد

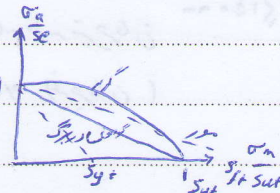
$$K_p = \begin{cases} 1 & \text{خشک چرخان} \\ 1.85 & \text{تعمیری (کشش فشار)} \\ 1.89 & \text{پیش قائل} \end{cases}$$

اثر بارگذاری  $K_p$

اثرات دیگر  $K_p$  مثل تنش های پسماند، خوردگی، آجکاری، ترک های موضعی، سایش و غیره

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_u} = \frac{1}{n_d}$$

معیارهای طراحی در برابر خستگی



$$\left( \frac{\sigma_a}{S_e} \right)^2 + \left( \frac{\sigma_m}{S_{ut}} \right)^2 = 1$$

معیار همبستگی

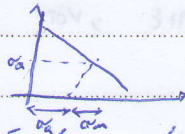
برای تنش های میانگین فشاری می توانیم از طریق برون یابی معیار اصلاح شده کوچن استفاده کنیم

در استقامت شکست و لقی نقطه می باشد و از  $S_{ut}$  بزرگتر است

در میزان تنش در نقطه شکست داده در نمودار تنش - کرنش واقعی (هندسی) است

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

معیار مودرن



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

معیار اصلاح شده کوچن، هنگامی برای چین آجکاری ورود که تنش میانگین کشش باشد و تنش میانگین فشاری هیچ اثری بر دوام ندارد

$$\eta_s = \frac{S_y}{\sigma_a + \sigma_m} = \frac{S_y}{\sigma_{max}}$$

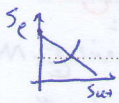
برای استقامت تسلیم استقامت  $\eta_s$  ضرب اطمینان استاتیکی 1.5



Subject:

Year: Month: Day: (13)

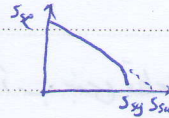
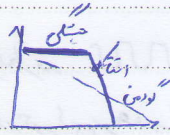
میزان تنش که باعث لسیزگی می شود  
تنش بهینه در شرایط کار



کمیابان رابطه در برابری می باشد ضرب این در صورت وجود افتا در بار نیست  
نسبت ثابت باقی مانده

ضرب این کمیابان

$$S_{se} = \frac{S_e}{\sqrt{r}} = 75.77 se$$



کاربرداری بیشتر

$$n_d = \frac{S_{se}}{\sigma_a}$$

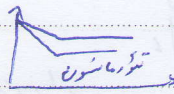
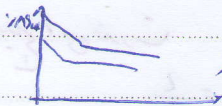
$$n_s = \frac{S_{sy}}{\sigma_a + \sigma_m} = \frac{S_{sy}}{\sigma_{max}}$$

$$\frac{1}{n_d} = \frac{\sigma_a}{S_{se}} + \frac{\sigma_m}{S_{se}}$$

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \dots + \frac{n_i}{N_i} = 1$$

$$\sum \frac{\text{Percent} \times N}{N_i} = 1 \rightarrow \frac{\% \text{Percent}}{N_i} = \frac{1}{N}$$

عیب فائز آن است که در بار اعمال تنش ۲ حاس به ترتیب امکان نشد



در صورتی که مقدار تنش از  $Se$  کمتر باشد عمر قطعه بی نهایت و  $N = \infty$  دورات

استوانه ای

$$S_c = \frac{2F}{\pi b w}$$

$$S_c = 2,174 HB = 79 MPa$$

استحکام سطح دو سطح روی هم می غلتند یا غلتش همراه با لغزش دارند

ب نصف سطح تماس استوانه ای

استحکام محدود می شود

Wear ناشی از سایش abrasive wear

افزایش مقدار رول برینگ به افزایش عمر

$$K_1 = \pi S_c^2 \left[ \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right] = \frac{F}{w} \left( \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right)$$

$$\frac{K_1}{n} = \frac{F}{w} \left( \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right)$$



فصل ۴ - پیچ و پرچ و خار

پیچ دنده مثلثی ← بارزده کم و غیر قابل برگشت و اصطکاک زیاد ← مقاومت خوبی برای انتقال حرکتی دارد (زاویه دنده ۳۰٪)  
 پیچ دنده مربعی ← بارزده بیشتر

پیچ دنده ارادی ← برای انتقال نیرو یک طرفه

پیچ دنده گرد ← برای انتقال قدرت در محورهای بر قدرت و آب بندی قطعات

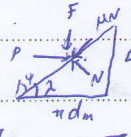
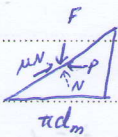
پیچ دنده دوزنقداری ← برای استحکام بیشتر در برش در مقابل دنده مربعی

P گام و فاصله بین دو رزوه متوالی      زاویه مارپیچ      زاویه جلوبندی یا پیشروی

یا پیشروی یا جلوبندی: فاصله ای که مهره برای یک دور بسته شدن به موازات محور پیچ می پیماید

پیچ چند راسه: جهت نیروی انتقالی کم و طول گرسی زیاد و درازمان زیاد

علاقت  $M \times Y \leftarrow X$  قطر بزرگ      زاویه پیچ



پیچ ایمن / چپ

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

یا برای آزمون بار

$$P = \frac{F[\mu - l/\pi d_m]}{1 + (\mu l / \pi d_m)}$$

$$T = \frac{F d_m}{2} \left[ \frac{l + \pi \mu d_m}{\pi d_m - \mu l} \right]$$

یا در دناز برای بالایی

$$P = \frac{F(\mu + l/\pi d_m)}{1 - \mu l / \pi d_m}$$

$$T = \frac{F d_m}{2} \left[ \frac{\pi \mu d_m + l}{\pi d_m - \mu l} \right]$$

$$\pi \mu d_m > l \rightarrow \mu > \tan \lambda$$

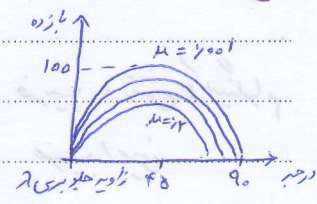
پیچ خود قفل کننده در مورد بار برای پایین بری مثبت باشد

زاویه لانه برای بالایی

$$e = \frac{T_0}{T} = \frac{F L}{2 \pi T}$$

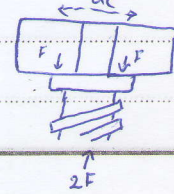
گشتاور اختلافی

$$T_c = \frac{F \mu d_m}{2}$$



اگر پیچ خود زنگنه ای بود: زاویه دنده ای پیچ α و در هر دو رابط بالا باید به جای μ از  $\frac{\mu}{\cos \alpha}$  استفاده کرد

استفاده از برش یا ناغان گفت گردد گشتاور اضافی برای غلبه بر اصطکاک نیاز است





تنش در دندان

$$\tau = \frac{rF}{\pi d_1 h}$$

(ارتفاع مهره h)

تنش برشی میانگینی برای زرد پوچ دندان برشی

$$\tau = \frac{rF}{\pi d_2 h}$$

تنش برشی میانگینی برای زرد پوچ مهره از زرد پوچ مهره در قطر بزرگ  $d_2$  بریده می شوند

\* میزان تنش برشی در دندان های پایینی تراکمتر از میزان تنش در دندان های بالایی است

\* در پوچ های دندان شکنی و زود نقدای پوچ در ریشه زرد پوچ برده بلکه در حای می برده فاصله مطابق  $P$  باشد زیرا در ریشه سطح مقطع افزایش در نتیجه تنش کاهش می یابد

\* استحکام دندان های پوچ انتقال قدرت دندان خود نقدای در مقابل برشی تنش از پوچ دندان برده است

\* تنش محوری در پوچ های قدرت خیلی کوچک هستند بست های دندان دار باید همواره دارای تنش کافی باشند تا در ریشه های دندان به طور موضعی بدون مواجهه آب و بار را تحمل کنند

\* عمداً جنس پوچ و مهره از طوری انتخاب می کنند که قرار باشد پوچ با مهره برنده مهره برد

انتقال پوچ و مهره ای در تنش

انتقال قطعات بیکدیگر با بار کشش اولیه  $F_i$

\* در انتقال پوچ و مهره ای اعضاء در صورتی که عضو جدا نشده باشند و افزایش تغییر شکل پوچ با کاهش تغییر شکل مهره برابر است

$$\frac{P_b}{k_b} = \frac{P_m}{k_m}$$

در انتقال پوچ و مهره ای اعضاء با بار خارجی  $P$  برابر  $P = P_b + P_m$

$$F_b = P_b + F_i = \frac{k_b P}{k_m + k_b} + F_i = cP + F_i \quad c = \frac{k_b}{k_b + k_m}$$

$$F_m = P_m - F_i = \frac{k_m P}{k_m + k_b} - F_i = (1-c)P - F_i$$

در یک انتقال و اثر بار پیش بار باید آنقدر زیاد باشد که بتوان از ماده ای با مقدار کمین فشار در ریشه استفاده کرد  $F_i > A_g P$

$P$  حداقل فشار در ریشه و اثر  $A_g$  سطح مقطع و اثر در انتقال و اثر بار  $F_m > A_g m P$

$m$  ضریب و اثر حدود ۴ تا ۲ فشاری که تحمل دارد دو نیمه اتصال را جدا کند

\* در بارگذاری استاتیکی اعمال پیش بار مفید نیست ولی در بارگذاری دینامیکی سب کاهش آسیب تنش و افزایش عمر پوچ اثر

\* پیش بار زیاد باعث دست انتقال پوچ شده و در برابر شکنی و اثر فصل کردن بهبود می بخشد

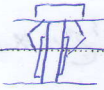


معادله سختی پیچ و اتصال

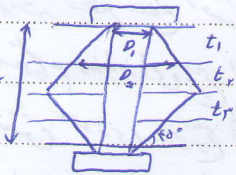
$$\frac{1}{k_m} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \dots + \frac{1}{k_n}$$

زمانی که چندین عضو با پیچ در هم وصل می شوند و سختی معادل آن

\* اگر یکی از اعضا دایره نرم باشد از سختی سایر اعضا چشم پوشی می کنیم و سختی معادل برابر سختی و اثرات  
\* با کاهش E و اثر سختی دایره در نتیجه سختی معادل اعضا کاهش می یابد



\* برای پیچ بدون سره تراشیده از طول رزوه شده به عنوان مبنای برای شروع محروم توزیع فشار است



$$k_i = \frac{\pi E i d}{\ln \left[ \frac{(r t_i + D - d)(D_i + d)}{(r t_i + D + d)(D_i - d)} \right]}$$

ا فضاات اعضا

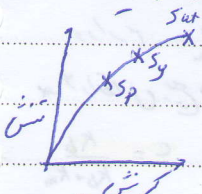
$$k_m = \frac{\pi E d}{2 \ln \left( \frac{L + r d}{L + r d} \right)}$$

در حالتی که فقط ۲ قطعه با هم برابر و هم جنس  $D_i = 1.5d$

$$k_m = \frac{\pi (r d)^2 E}{2} = \frac{r d E}{2}$$

\* اگر در این حالت خوب به هم چسبیده باشد سختی کل برابر  $k_m$  است  
\* سختی معادل با افزایش طول  $L$  کاهش می یابد

$$F_b = C n_p P + F_i \quad F_i = n_p P (1 - C) \quad P = \text{مقدار نیروی جرای}$$



برای اتصالات دائمی پیش پیچ دومه که توسط  $F_b$  ایجاد شده باشد از استحکام تسلیم تجاوز کند  
اگر قرار باشد پیچ دوباره مورد استفاده قرار بگیرد تنش پیچ همواره نباید از استحکام گراه تجاوز کند  
(اگر گراه برای قطعه نیروی بسته بندی است که بدون تغییر شکل دائمی تحمل کند)

استحکام تسلیم گراه تقریباً یکسانند اما چون استحکام تسلیم معمولاً بر اساس  $\sigma_{2.7}$  ضریب شکل دائمی است بیشتر از استحکام گراه است

\* نرم یا نامهار بودن سطوح اتصال موجب کاهش یا حتی پیش بار اعمالی که موجب افزایش احتمال شکل شدن پیچ است

\* پیچ را از فولاد ترودی سازند تا اگر اشتباه  $F_i$  افزاین به پیچ واردند همان موقع بکنند و سختی نامرئی شکل نرود

$$F_i = \begin{cases} 0.75 F_p & \text{اتصالات نامرئی} \\ 0.9 F_p & \text{اتصالات دائمی} \end{cases} \quad F_p = A_s S_p = 1.8 S_y \quad F_p = A_s S_p \quad S_p = 1.8 S_y$$

$$T = k F_i d \quad \mu = 0.15 \rightarrow k = 0.2 \quad T = 0.2 F_i d$$

$$N = \frac{S_y}{S_{ut}} \quad M \times 100 = S_{ut} (\mu P) \quad \text{که } M, N \text{ گریه پیچ}$$



Subject:

Year: Month: Day: (17)

انتخاب بهره

\* در پروژه های درشت حدود ۱۸٪ و در پروژه های ریز حدود ۲۳٪ ارزش میانگین دارد بر همه رزدهای بهره برابری از آنجا

یک بیج بهره مرکزی شود

\* رزدهای درشت از رزدهای ریز قویترند و ضرب تمرکزشان کوچکتری دارند

\* بیج های رنده ریز در مقابل گشتاور سف کردن یکسان، قطعات را بیشتر از بیج های رنده درشت می فشارند

بیج های رنده ریز به علت داشتن گام کوچک فنی هستند، اینرسی اتصال زیاد را بوجود آورده و به علاوه به علت داشتن

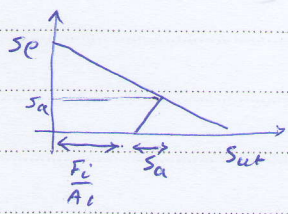
سطح اصطکاک زیاد نسبت به بیج های ریز در اثر ارتعاشات به طور ناخواسته با زمین می شوند

بارگذاری خستگی را

$$F_{min} = F_i \quad F_{max} = F_b$$

$$\sigma_a = \frac{F_b - F_i}{2A_t} = \frac{k_b}{k_b + k_m} \frac{P}{2A_t} = \frac{C P}{2A_t}$$

$$\sigma_m = \sigma_a + \frac{F_i}{A_t} = \frac{C P}{2A_t} + \frac{F_i}{A_t}$$



ضرب این یعنی بر طبق معیار باربری

$$S_a = \frac{S_{ut} - (F_i/A_t)}{1 + (S_{ut}/S_e)}$$

برش در اتصالات

در برش از بیج استفاده می شود (A مساحت بر اساس قطر اسمی بیج) تنش برشی در بیج  $\tau = \frac{F}{A}$

برش بیج و بیج تحت بارگذاری خارج از مرکز

مرکز سطح مجموع مدارات  $\bar{X} = \frac{\sum AX}{\sum A}$

مساحت مقطع بیج  $\bar{X} = \frac{\sum AY}{\sum A}$

$F_i = \frac{V}{n}$   $F_b$  بار مستقیم از برش اولیه و  $\tau$  برش برنا بیج ؟ برش ثانویه (بارگذرد)

$$\frac{F_i}{r_i} = \frac{F_b}{r_b}$$

$$F_i = \frac{M r_i}{r_1^2 + r_2^2 + \dots + r_n^2}$$



Subject:

Year :

Month :

Day :

(18)

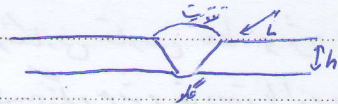
خارج از سطحی دو گویه آورنده

خارج از سطحی که با کسی یعنی در شیار بر طبق کاره می شود و از حرکت طولی قطع سوار شده در روی محور حرکت می شود  
خارج از سطحی که در دستگاه های انتقال حرکت و تغییر موری که در آن مقطع سوار شوند به راسته از محور حرکت  
طولی راسته باشد

خارج از سطحی که در روی شیار روی محور نصب شده و می تواند حرکت طولی قطع سوار شوند را نیز نیز به همراه خود امکان پذیر کند  
خارج از سطحی یا وودانف روی محور عمود سطحی مورد استفاده قرار می گیرد و فقط در انتقال نیروی کم کاربرد دارد  
وضوح آن تکه خار و جای خار آسان و خود تنظیمی

تنش در خار  $\sigma$  به نیروی ناشی از پیچش در شیار بستند  $F$  و سطح مقطع در تماسی خار محور  $A$  برابر  $\sigma = \frac{F}{A}$





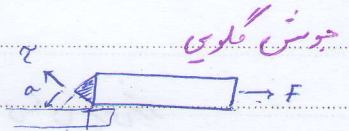
فصل ۵ - جوش

جوش لب به لب

مساحت گزیده  $F$  را تحمل می کند برابر با  $h$  است و قسمت تقوین برای بارگذاری است. برای بارگذاری است و برای بارگذاری سنگین را از طریق گندیدن حاف تمرکز تنش افزایش می یابد

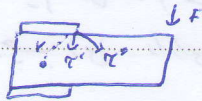
$$\sigma = \frac{F}{hL} \quad \tau = \frac{F}{hL}$$

$$A = hL \cos 48^\circ = 0.67 \cdot hL \rightarrow \sigma_x = \frac{F}{A} = \frac{F}{0.67 \cdot hL} \left\{ \begin{array}{l} \sigma_{max} = 1.418 \frac{F}{hL} \\ \sigma_{min} = 1.118 \frac{F}{hL} \end{array} \right.$$



$$\tau = \frac{F}{0.67 \cdot hL} = \frac{\sqrt{2} F}{hL}$$

برای مقاصد طراحی معمول تنش عمودی به حساب نمی آید  
برای جوش موازی هم باید هوا سانس به مساحت (تعداد نواری جوش) باشد



بارگذاری خارج از محور جوش

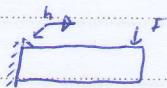
۱- ترکیب بارگذاری برشی و پیچش (نزد در صند جوش از مرکز)

$$\tau = \frac{V}{A} \text{ برشی اولیه} \quad \tau = \frac{Mr}{J} \text{ برشی ناشی از پیچش جوش}$$

$$J = J_0 + A r_0^2 \quad J_0 = 0.707 \cdot h \cdot J_u$$

$$A = 0.707 \cdot h \cdot l \quad J_u = \frac{d^4}{12}$$

$$A = 1.414 \cdot h \cdot r \quad J_u = \pi r^4$$



۲- ترکیب بارگذاری برشی و خمشی (نزد در صند جوش نباشد)

$$\tau = \frac{F}{A} \text{ تنش برشی اولیه} \quad \sigma = \frac{Mc}{I} \text{ تنش عمودی حاصل از گره}$$

$$I = I_0 + A r^2 \quad I_0 = 0.707 \cdot h \cdot I_u$$

$$I_u \text{ گشت در اینجا یا گشت در دوم قطعی برای سطح واحد}$$

$$J_u = \frac{d^4}{12}$$

$$I_u = \pi r^4$$

مولفه ای تنش  $\sigma$  و  $\tau$  را باید اگر در و بعد با استفاده از زاویه مورد نظر بر یک مساحت از تنش برشی بیشترین ترکیب کنیم  
- فرآیند کاهش استحکام سنگی  $K_0$  و ضریب ایمنی  $n$  در نوع بارگذاری و نوع جوش متفاوت است



Subject:

Year :

Month :

Day :

(29)

جوشکاری نقطه جوش، درز جوش و جوش سر به سر با استفاده از تقادست الکتریکی  
نسبیت جوش تقادستی یا از بریده شدن جوش یا از پارگی فلز دور جوش ناشی می شود. برای جلوگیری از پارگی بهتر است  
از پارگی های کششی انتقال جوشکاری شده تقادستی پررین کرد.  
قطعات مورد اتصال بر سبیل جوش تقادستی معمولاً تحت برش ها لهن با گردادی می شوند.  
ضرب ایمنی در جوش در مقابل پیچ به خاطر تغییرات مکانیکی بیشتر باشد.

انتقال پیوندی

در درز جوشکاری حرارت زیاد فلز پرکن را مذاب کرده و توسط خاصیت موئینگی فضای خالی پر می شود.  
۱۱ توانای انتقال مواد با مشاب ۱۲ عدم تغییر شده به عنوان مکانیکی مواد پایه ۱۳ انتقال مواد با ضخامت متفاوت  
۱۴ بدون نیاز به پرداخت کاری

۲. لیم کاری (دای گستر و فلز پرکن نرم تر دمای بار خارجی توسط مواد پایه تحمل می شود

در لیم کاری لازم است نقطه ذوب لیم از نقطه ذوب بر دو نقطه انتقال پایینی تر باشد.

۳. چسب زنی دارای تنبلی گینواخت و عیب آن با حایت دای بیشتر آن نسبت به انفالات مکانیکی



Subject:

Year :      Month :      Day :      (4)

فصل ۲ - فنر ها

فنر های مارپیچی      قطر بیرونی فنر  $D_o$       قطر داخلی فنر  $D_i$       قطر میانی فنر  $d$       شاقص فنر  $C = \frac{D_o}{d}$

$$\alpha_{max} = \pm \frac{Tr}{J} + \frac{F}{A} = \frac{\Delta F D}{\pi d^3} + \frac{4F}{\pi d^2} = \frac{\Delta F D}{\pi d^3} \left(1 + \frac{1}{4C}\right) = K_s \frac{\Delta F D}{\pi d^3}$$

$$K_s = 1 + \frac{1}{4C}$$

$$\tau = K \frac{\Delta F D}{\pi d^3}$$

$K$  برای بران انگی از  $K_w$  یا  $K_B$  یا  $K_s$  یا  $K_{\phi}$  یا  $K_{\psi}$  یا  $K_{\theta}$  یا  $K_{\delta}$  فنر برگ اشتر  $K_{\delta} = \frac{4C+2}{4C-3}$  برای بارگذاری خیلی

$K_c$  به عنوان ضریب کاهش استحکام خیلی به جای ضریب افزایش بار می توان برای بار خیلی استفاده کرد  $K_c = \frac{K}{K_s}$

$N$  مقدار حالت فعال و  $G$  مدول الاستیسیتة برش  $K = \frac{F}{\delta} = \frac{d^4 G}{8 N D^3}$  ضریب فنریت یا سختی فنر

در فنر های فشاری طول فنر نباید اندازه ای زیاد باشد تا در حین کار کمکش ایجا نشود  $l = 2.8 + \frac{5.0 \sqrt{5} D^2}{\delta}$

\* عواملی مانند خارج از مرکز بودن بار، اثر حلقه های انحرافی و اشغال آن باعث کمکش فنر اندکی کمتر از مقدار بالا باشد  
طول همیاری دیگر فنر های پیچیده بندی که طول آزاد آن از چهار برابر قطر میانی کمیشتر باشد ممکن است بر اثر کمکش فعین شوند



$$K = \frac{r_m}{r_i}$$

فنر های کششی

- ۱- تنش همزایی در یک فنر کششی اغلب در قلاب های انتهایی رخ می دهد
- ۲- کاهش قطر پیچیده به دلیل کوتاه تر شدن بازوی گشتاور باعث کاهش تنش می شود
- ۳- پیچ ضریب تمرکز تنش برای سوزن های همزایی مورد نیاز نیست

$$\tau = K K_s \frac{\Delta F D}{\pi d^3} \quad (K = \frac{r_m}{r_i})$$

$$\sigma = \frac{F}{A} + K \frac{M_o C}{I} \quad (M = F r_m)$$

یک فنر دانی بران هم به صورت کششی در صورت وجود استقامت قرار داد و به دلیل تمرکز تنش از قطع مربعی استفاده نمی شود  
طول آزاد فنر  $l = l_B + l$  طول بی تنش + طول قلاب

حلقه های فعال و غیر فعال      فقط در فنر های فشاری  $N_D = 6$  است  $N_D = 2$  سرعت یا نسبت بسته نگه  $N_D = 1$  ساده و نگه دار  $N_D = \frac{1}{4}$



Subject:

Year :      Month :      Day : (22)

روش ساخت فرفرای فشاری: ارتفاعشان را به ارتفاع برده فولاد می کشند تا تنش پسماند در جهت مخالف با تنش کار ایجاد شود تا استحکام فرفرا افزایش پیدا کند که باعث کاهش خوردگی ناشی از لایه وارفتگی می شود و افزایش عمر بیشتر فرفرا را می دهد.

جنس فرفرا

برای انتقال معمولی  $S_{Se} = 310 \text{ MPa}$

برای انتقال با چرخ های  $S_{Se} = 425 \text{ MPa}$

مقاومت کششی در انتقال فرفرا  $S_{ut} = \frac{A}{d^m}$   $A, m$  از جدول

استحکام تسلیم یکسوی سوار فرفرا  $S_y = 0.75 S_{ut}$

$S_{Sy} = 0.577 S_y$

وقتی اطلاعاتی از جنس نداریم

فولاد کربن دار برشته شده      فولاد کربن دار روکمی آلیاژ کربن دار و بازنیت      فولاد ضد زنگ آستنیتی و آلیاژ نیکر آستنیتی

$S_y = \sigma_{all}$        $0.35 S_{ut}$        $0.5 S_{ut}$        $0.5 S_{ut}$

$S_y = \sigma_{all}$        $0.41 S_{ut}$        $0.47 S_{ut}$        $0.48 S_{ut}$

ارتعاش یا موج زدن فرفرا

فرفرا درگیر  $\omega_n = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{k}{m}}$

فرفرا سردگیر  $\omega_n = \frac{1}{4} \sqrt{\frac{k}{m}}$

$\omega_n = \frac{d}{N \pi D^2} \sqrt{\frac{G}{\Delta P}}$   $m = A \rho = \frac{\pi^2 d^2 D \Delta P}{4}$   $\omega_n$  بزرگتر فرفرا درگیر

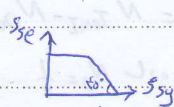
فرفرا کشش طبعی اصلی فرفرا ۱۰ تا ۱۵ برابر فرفرا کشش نیروی وارده حرکت فرفرا باشد تا بدیهه نشد به رخ زدن

بارگذاری چرخشی

نیروی متغیر  $F_m = \frac{F_{max} + F_{min}}{2}$       نیروی میانگین  $F_a = | \frac{F_{max} - F_{min}}{2} |$

در تحلیل چرخشی فرفرا ضرب ضرب شونده در تنش برشی هم در دامن تنش و به هم به تنش میانگین اعمال می شود. برای محاسبه تنش های متوسط ترا ضرب تصحیح تنش  $K_s$  و تنش های میانگین با  $K_c, K_t$  انگیزیم

$\tau_m = K_s \frac{\Delta F_m D}{\pi d^3}$        $\tau_a = K_c K_s \frac{\Delta F_a D}{\pi d^3} = K_B \frac{\Delta F_a D}{\pi d^3}$



$\tau_a = S_{Se}$   
 $\tau_{max} = \tau_a + \tau_m = S_{Sy}$

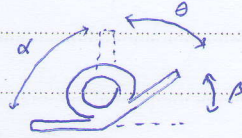
کسی که چرخشی در فرفرا سوار به هیچ زمان رخ می دهد که یکی از حالات در جدول ارائه شده

$n = \min \left[ \frac{\tau_a}{S_{Se}}, \frac{\tau_a + \tau_m}{S_{Sy}} \right]$

معیار هم انفرکان را در نسبت به بالای  $\frac{\tau_a}{S_{Se}} + \frac{\tau_m}{S_{Se}} = \frac{1}{n}$  معیار هم انفرکان کار را در نسبت به بالای  $S_{Se} = 0.4 S_{ut}$



\* یک قاعده کلی در طراحی فنرهای است که یعنی سیم‌های فنر باید بیشتر از  $\frac{D}{10}$  باشد به خصوص در فنرهای کوبیده و ستاره ای با رنگ‌های می‌شوند (خشکی)



فنرهای پیچشی مارپیچی

زاویه زاویه زاویه زاویه زاویه زاویه

زاویه زاویه زاویه زاویه زاویه

$\theta + \alpha = \text{ثابت}$

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

تاریکی

$K_o = \frac{FC^2 + C - 1}{4C(C + 1)}$

تاریکی

$D_i = \frac{N D_i}{N}$

قطر درونی فنر پیچشی

$\sigma = k \frac{MC}{I}$

$\sigma = K \frac{r F r}{\pi d^3}$

تنش کششی در سیم‌های مارپیچی

$k = \frac{d^4 E}{9 \phi DN}$

ضریب فنریت فنرهای پیچشی برای تغییر شکل زاویه ای

$k = \frac{d^4 E}{10.18 DN}$

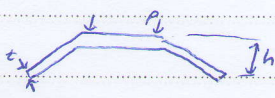
ضریب فنریت " " با استفاده از مقدار دور پیچیده

$S_e = 827 \text{ MPa}$

برای منحنی منحنی

$S_e = 809 \text{ MPa}$

برای منحنی با چرخه کاری شده



فنرهای شکستنی با بلویل

$\sigma_e = k \frac{E \epsilon^2}{b^2}$

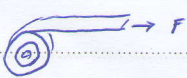
اگر مقدار بار تغییر می‌کند یا بسته که خیز فنر  $k$  برابر  $h$  و  $\frac{h}{b}$  باشد می‌توان برای سازه‌های شکستنی در فنر از آن به‌کار برد. در هر دو داخلی سطوح فوقانی موجودی آید

لا اگر فنرهای بلویل در جهت هم روی هم سوار شوند، حالت ترکیبی موازی و اگر در خلاف جهت هم روی هم سوار شوند حالت سری می‌باشد



فنرهای پیچشی ارتفاع مرده فنر همان پنجاه درصد است

مهمترین فنریت این فنرهای پیچشی برای حالتی که پیچیده در زمین کار می‌کنیم در تقاسیم هستند این است که اصطکاک فنرهای این آن‌ها موجب می‌راند این ارتعاشات گذرای ناخواسته ترکیبی می‌شود

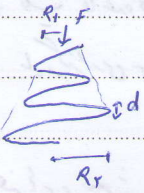


فنر دراز شو



Subject:

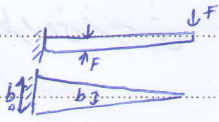
Year: Month: Day: (24)



فرد خود طوسی  
 از هر طرف گیری فرادوان  
 فز مار پیچی که در شکل نمودار پیچیده شده  
 فضای کمی اشتغال

$$K = \frac{d^3 G}{14N(R_1 + R_2)(R_1^2 + R_2^2)}$$

سختی پیچش فنر



فرد سختی

$$b_0 = \frac{4FL}{h^2 \sigma}$$

$$K = \frac{b h^3 E}{4 L^3}$$

تابت فنر شلیش

فرد شلیش دراز شود. از پیچش پیچش و تغییر آنکه باعث ایجاد نیروی فنر می شود

در فنر شلیس مار پیچی کشش و فشاری، پیچش نیروی فنر ایجاد می شود



فصل ۷ - روانکاری و ناآمان ای لغزشی

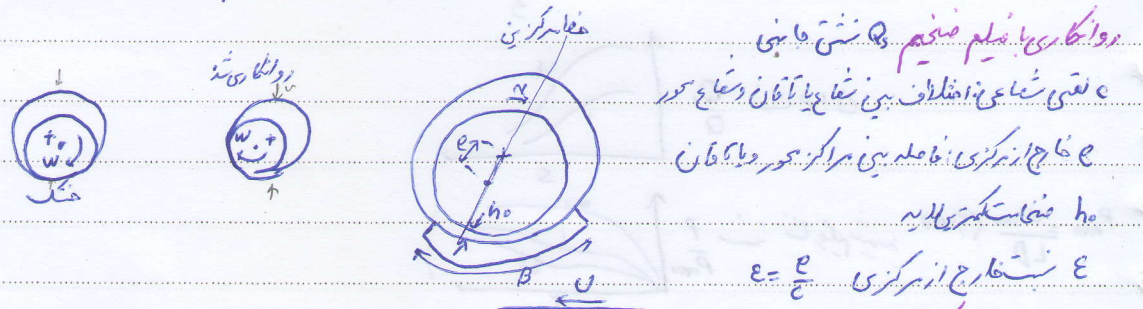
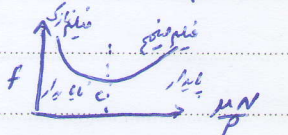
روانکاری سید روئینا یکی یک لایه نسبتاً منبسط روان ساز فشار فیلم یالاید، ترساخته خود سطح متحرک ایجاد می شود  
روانکاری سید روئینا یکی فشار لایه روان ساز از یک منبع خارجی تأمین می شود، در طراحی با ناآمان ای با سرعت کم مقاومت اصطکاک کمتری را  
روانکاری سید روئینا یکی اجسام کاملاً به هم گیر را می پوشانند و علاوه بر لغزش، غلظت را هم مانند پر خنده ها، با یک روئینا لغزش  
روانکاری سید روئینا یکی اپای بی بودن سرعت متحرک ۲، کافی بودن سطح مقطع ۳، کاهش مقدار روانکار ۴، افزایش بار ناآمان ۵، افزایش دمای روانکار  
باعث کاهش ویسکوزیته می شود

روانکار فیلم جامد در دمای بالا افزایش زیاد غلظت اصطکاک، کاهش و آسیب دیدن سطوح از فیلم جامد مانند گرافیت یا  
رسی بولفید و لیسین ضرورت می یابد

لزجت یا ویسکوزیته  
 $T = \frac{F}{A} = \mu \frac{U}{h}$   $\mu (Pa \cdot s) = 10^{-3} Z (cP)$   $\mu (poise) = Z (cP) / 100$   
 $\nu = \frac{\mu}{\rho} (cm^2/s) St$   
لزجت مطلق = لزجت سینماتیک

قانون پتروف  
 $F = \mu \frac{U}{h} = \frac{2\pi r \mu N}{c}$   $T = \tau A r = \frac{4\pi^2 r^3 \mu N}{c}$   $P = W / 2\pi r h$   
فشار برای W کم محاسبه پتروف صادق است  $\rightarrow f = 2\pi^2 \left(\frac{\mu N}{P}\right) \left(\frac{c}{r}\right)$   
c لغزشی شعاعی  $N (rev/s)$

روانکاری سید روئینا یکی  $0.5 \text{ mm} < f < 5 \text{ mm}$  روانکاری تر  $0.001 < \mu < 0.01$  روانکاری سید روئینا یکی  $0.001 < \mu < 0.01$  روانکاری سید روئینا یکی



توزیع برش در لایه روئینا یکی  $u = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} (y^2 - h^2) - \frac{U}{h}$   
\* هنگامی که فشار بیشینه است  $\frac{dp}{dx} = 0$  در مستطیلی است  
مقدار برش چرخنده

سرعت زاویه ای در هر  $\omega^* = \omega_b + \omega_j - 2\omega$   
سرعت زاویه ای در هر  $\omega^* = \omega_b + \omega_j - 2\omega$   
سرعت زاویه ای در هر  $\omega^* = \omega_b + \omega_j - 2\omega$   
 $S = S \left(1 + \frac{\omega_b}{\omega_j} - 2 \frac{\omega}{\omega_j}\right)$



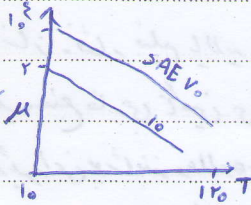
Subject:

Year:      Month:      Day: (26)

معنی گامای بی یا تا قانون استوانه‌ای

$$T_{av} = T_f + \frac{\Delta T}{f}$$

$$\Delta T_c = \frac{1}{f} P (m/s) \times \frac{f r/c}{Q/rCNL}$$

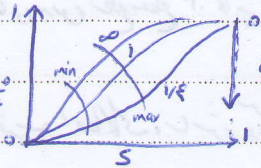


TK 121 c در اکثر دمای کار

$$h_0 = c - E$$

$$\frac{h_0}{c} = 1 - E$$

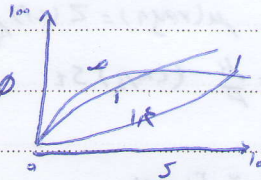
کترین فعالیت در سیر



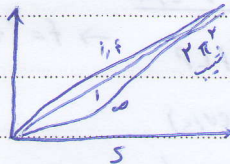
$$h_0 > 0.005 + 0.750005 D (mm)$$

\* یا تا قانون با بارگذاری یک به نام فیلد نزدیک  
تکلیف ←

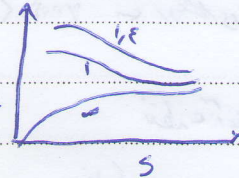
در قسمت کترین فعالیت در



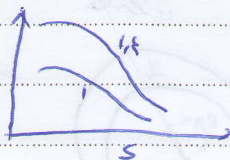
در قسمت کترین فعالیت در



در قسمت کترین فعالیت در

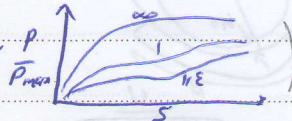


در قسمت کترین فعالیت در



$$P_{mean} = \frac{W_{star} (Y/MG)}{LD}$$

در قسمت کترین فعالیت در



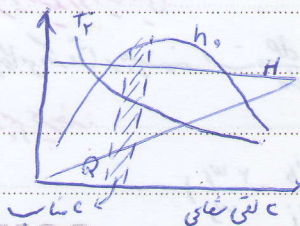
این شای و طراس برهید

کم بخار است که در اثر گذر از آن حالت بی مقدار

T\_f دمای خردی در معنی

H افت توان با تاکن

حالت برهید h\_0 یا اگر نیم





Subject:

Year :      Month :      Day : (27)

تولرانس حرف بزرگ IT سوراخ حرف کوچک it محور  $\phi$  قطر سوراخ کم  $\phi_A$  قطر سوراخ کم  $\phi_a$  قطر سوراخ زیاد

انطباق

ردان	H7/h6	۰/۰۳	۰/۰۴
آزاد	H8/d9	۰/۰۷	۰/۰۴

یاتاقان یا تغذیه فشاری

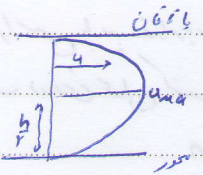
اثر ایجابی رینولدز در یاتاقان با  $\frac{L}{d}$  کمتر و فشاریست لایه روغنی کم  
بار بیشتری را بدون گرم شدن حمل کند و جهت جریان روان تر و دوامتای خود را از دست می دهد

$$P = -\frac{P_s}{L} x + P_s$$

$$u = \frac{P_s}{4\mu L} (h^2 - 4y^2)$$

$$u_{max} = \frac{P_s h^2}{4\mu L}$$

$$\Delta T_c = \frac{9\sqrt{N} \times 10^4}{1 + 1.05 \epsilon^2} + \frac{(f r k) S W r}{P_s r^2 \epsilon}$$



$$u_{av} = \frac{2}{3} \frac{P_s h^2}{4\mu L}$$

$$Q_s = \pi P_s r c^2 (1 + 1.05 \epsilon^2) \frac{r \mu L}{W r^2}$$

$$P = \frac{W r^2}{r L^2}$$

$w$  (kN)     $P_s$  (kPa)     $r$  (mm)

گرای دفع شده یاتاقان خودرنگ

یاتاقانی با قطعه ناشکی که روانکار دارد خود روستیت یاتاقان را خنثی می کند  
 $H = \frac{CA}{B+1} (T_L - T_A)$      $C = \begin{cases} 11.4 \frac{W}{m^2 K} & \text{درایه های} \\ 15.3 & \text{حرکت پودا} \\ 37.5 & \end{cases}$

مورد یاتاقان

تعمیر یاتاقان را با قرار دادن لایه ای از نیت پرروی فولاد افزایش دارد  
یاتاقان برنزی برای بار سنگین و درست کم    یاتاقان چینی بار نه چندان خشن    یاتاقان کربنی در مواردی که در جهت است

یاتاقان بار روانکاری موزی

زمان راه اندازی یا توقف افزایش بار و کاهش روغنی  
 در انگاری با ضلع منوط (شرایط بهبود دینامیکی + شرایط فیلم نازک)  
 ۱- دیکور ستر کم    ۲- سرعت یاتاقان کم    ۳- بار اضافی بر یاتاقان    ۴- لغی بسیار کم    ۵- مورد یاتاقان هم راستا نباشند



فصل ۸ - آباتان غلشی

\* در آباتان غلشی اصطکاک آغاز کار در حدود دو برابر اصطکاک جنبش می باشد و اصطکاک کلی آن اکثر از لغزشی است و فریب اصطکاک با افزایش سرعت دوران آباتان به صورت نسبتاً خطی کاهش می یابد. مقدار مشخصی سرعت دوران در دسترس قرار می گیرد و پس از آن در صورتی که سرعت دوران زیاد شود، اصطکاک در حدی که با برابری فریب آباتان، برابری شود. در این شرایط استفاده از آباتان معمولاً به جهت تحمل بار بالا در این مورد از آباتان برای زمانی و سایر فضای شغلی از آباتان بزرگی استفاده می شود.

\*  $L_1 = \left(\frac{F_r}{F_1}\right)^a$   $L_2 = \left(\frac{F_r}{F_2}\right)^a$   $a = 2$   $a = 0.2$   
 با فرض اینکه در حدود چهار تا پنج برابر عمر تنگش ۱۰ است  $a = 2$  و در دیگر موارد  $a = 0.2$  باشد.

یک میلیون دور چرخش بزرگ در روزی تحمل کند (C)  $L_{10} = \left(\frac{C}{F}\right)^a$   $L_{10h} = \frac{10^6}{90h} \left(\frac{C}{F}\right)^a$   
 برای اساسی از این رابطه می توان استفاده کرد که در صورتی که در یک روز ۱۰ میلیون دور چرخش در یک روزی تحمل کند (C)  $n$  سرعت دوران rpm.

$C_R = F \left[ \frac{L_D}{L_R} \frac{n_D}{n_R} \right]^{\frac{1}{a}}$   $C_R$  میزان بار اساسی مربوط به مدت از عمر  $L_D$  در سرعت  $n_D$   $F$  فضای عملی آباتان  $n_R$  فضای عملی آباتان  $L_R$  عمر لازم برای طرح رعب ساعت در سرعت  $n_D$

$L_{10} = \frac{L}{7.02 + 4.34 \left[ \ln \left( \frac{1}{R} \right) \right]^{\frac{1}{1.98}}} = \frac{L}{9.84 \left[ \ln \left( \frac{1}{R} \right) \right]^{\frac{1}{1.98}}}$

$C_R = F \left[ \frac{L_D n_D / L_R n_R}{L \left[ \ln \left( \frac{1}{R} \right) \right]^{\frac{1}{1.98}}} \right]$

$F_r$  مؤلفه شعاعی بار  $F_a$  مؤلفه مماسی بار  $F_e = \sqrt{F_r^2 + F_a^2}$  بار شعاعی معادل  $F_e = X \sqrt{F_r} + Y F_a$   $X$  ضریب شعاعی  $Y$  ضریب مماسی  $V = 1$  برای که بزرگ درونی دوران بزرگ  $V = 1.2$  برای که بزرگ درونی دوران در (شانه غلشی کمرات) اگر  $X > Y$  تحمل بار مماسی آباتان بیشتر از بار شعاعی است  $C_i = 1$  بار کمرات  $C_i = 1.5$  بار اجزای کوچک  $C_i = 2$  متوسط  $C_i = 3$  بار ضربدری  $C_i = 4$  بار از معادله ظرفیت استاتیکی می درازد

بار شعاعی معادل در شانه  $\left\{ \begin{aligned} F_e &= C_i \sqrt{F_r} \\ F_e &= C_i (X \sqrt{F_r} + Y F_a) \end{aligned} \right.$   $C_i = 1.5$  بار اجزای کوچک  $C_i = 2$  متوسط  $C_i = 3$  بار ضربدری  $C_i = 4$  بار از معادله ظرفیت استاتیکی می درازد



Subject:

Year :      Month :      Day :      (29)

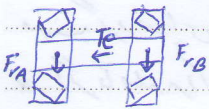
روبرینگ مخروطی

بار شعاعی قابل تحمل یاتاقان مخروطی  $F_a = \frac{0.47 F_r}{K}$

K نسبت میزان بار شعاعی به میزان اسکوی (α یعنی الزاویه شیب پاره)  $K = 0.289 \cos \alpha$

هنگامی که K برای یاتاقان شیب تند

\* بارهای شعاعی معادل برای روبرینگ های مخروطی با استفاده از رابطه های  $F_e = 0.47 F_r + 0.5 F_a$  می شوند تا این تفاوت که برای این یاتاقان از فریب دوران رینگ استفاده می شود



$$F_{eA} = 0.47 F_{rA} + K_A \left( \frac{0.47 F_{rB}}{K_B} + T_e \right)$$

$$F_{eB} = 0.47 F_{rB} + K_B \left( \frac{0.47 F_{rA}}{K_A} - T_e \right)$$

اگر بار شعاعی واقعی دارد بر یاتاقان از مقدار  $F_e$  بیشتر باشد به جایی  $F_e$  از بار شعاعی واقعی برای آن یاتاقان استفاده شود

\* پیش باردهی سبب بر طرف کردن لغزش داخلی، افزایش عمر خشکی و کاهش شیب محور در محل یاتاقان

\* به ازای هر ۱۰۰۰ دور در یاتاقان شیب افشانی محور از هر یاتاقان در حدود ۰.۲۰٪ کاهش می یابد

\* در زمینه های محدودی در صورت های خاص، در صورت نیاز استفاده می شوند



فصل ۹ - چرخنده

P گام دایره‌ای: فاصله‌ای بر روی یک نقطه بر روی دایره تا نقطه‌اش بر روی دایره بعد از P

$$m = \frac{d}{N}$$



$$\left(\frac{\omega}{v_r}\right) = \frac{r}{r}$$

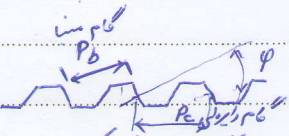
شعاع انحنای این دایره بر طول پیراسته تغییر نمی‌کند. در نقطه روی دایره در هر دو انحنای شعاع را داریم  
در اینجه بی‌شعاع در جهت آن زاویه‌ای  
در خط‌ها در امتداد آن می‌رویم که بر اینجه بی‌شعاع عمل می‌کنند. P زاویه شعاع است و بین ۰ تا ۱۸۰ درجه  
دایره هم‌مسیر بر خط افق = دایره هم‌مسیر

$$c = b - a \quad a = m \quad b = 1,25 \text{ dm} \quad t = \frac{P}{c}$$

اگر فاصله بر آن چرخنده در آنجا در یکیم. در اینجه شعاع افزایش و طول خط عمل و نسبت درگیری کاهش می‌یابد  
برای بی‌شعاع در زاویه شعاع شرط لازم جهت درگیری دو چرخنده است

تماس در همه نقاط غیر از نقطه گام حرکت نسبی یک لغزش به علاوه غلش است که لغزش مستقیماً با  
فاصله بی‌شعاع تماس و نقطه گام متناسب است. هر که لغزش لغزشی به‌شعاعی رخ می‌دهد که کوچک‌تر از زاویه‌اند  
چرخنده دیگر در تماس باشد

زاویه عمل و مجموع زوای دیدار در زاویه شعاع در چرخنده است  $q_a$  کلان دیدار  $q_a$  کلان دیدار  
 $q_t = q_a + q_b$



$$P_b = P_c \cos \phi$$

منه‌شان‌دای  
مختصی پریش با این دایره است که در نقطه‌شان‌خط‌استی است که زاویه آن با خط‌المرکز بی‌شعاع دیدار است  
شعاع دیدار بین گام گام دایره‌ای چرخنده به محور است آنرا می‌توانی داد

نسبت‌گیری می‌توانیم مقدار جهت‌های در حال تماس را مشخص می‌کنیم. طول‌سنجی دیدار  
 $m_c = \frac{\text{کلان عمل}}{\text{گام دایره‌ای}} = \frac{q_c}{P}$  تعداد دایره‌ای است

$$m_c = \frac{L_{ab}}{P_c \cos \phi} = \frac{L_{ab}}{P_b} = \frac{\sqrt{r_{ap}^2 - r_{bp}^2} + \sqrt{r_{aq}^2 - r_{bq}^2} - c \sin \phi}{P_b}$$

فاصله مرکزی چرخنده  $r_a$  شعاع دایره دیدار  
 $r_b$  شعاع دایره‌شان  
فاصله بین مرکز دایره‌ها  $c$

تداخل می‌تواند با افزایش شعاع تداخل بیشتر و حذف کرد. در بیشتر اشیا وی‌دایره‌ها ضعیف‌تر شود  
با زاویه شعاع بیشتر تداخل کاهش می‌دهد. این عمل به‌ایجاد دایره‌های که هر چه مغز می‌شود وی‌دایره‌ها ضعیف‌تر و با شعاع  
بیشتر و نسبت‌گیری کم می‌شود



Subject:

Year :      Month :      Day :      (31)

حد اکثر شعاع دایره سر دنده  $r_a(max)$  برای جلوگیری از تنش  
 \* حداقل تعداد دندانه پینیون  $N_p$  برای  $\phi = 20^\circ$  برابر 18 و برای  $\phi = 25^\circ$  برابر 12 عدد می باشد  
 \* قطر خارجی یک چرخنده  $d_g = m(N_g + 2)$  باشد  $h_g$  می باشد



بار منتقل شده توسط چرخنده = مؤلفه تماس و واکنش در محل درگیری دندانه  
 گشتاور پینیون (لنگر داخلی)  $T$   
 سرعت خطی  $v$  (m/s)  
 توان منتقل شده  $H$  بر حسب وات  $W$   
 $W_t = \frac{F_t v}{1000}$   
 $T = d_f W_t$   
 $v = \frac{\pi d n}{60}$  *سرعت دندانه  $n$  در  $rev/min$  قطر  $d$*   
 $H = W_t v$

ضریب تنش  $\sigma$   
 $\sigma = \frac{Mc}{I} = \frac{F W_t l}{F_t r} = \frac{W_t}{F m Y}$   
 $F$  ضخامت دندانه  $P$  گام دایره ای و ضریب شکل لایسن  
 $W_t$  گشتاور  
 $l$  عرض  
 $r$  شعاع گردی  
 $F_t$  نیروی تماس  
 $m$  گام  
 $Y$  ضریب شکل اصلی لایسن

اثرات دینامیکی  $K_v$   
 $K_v = \frac{1 + \sqrt{v}}{1 + \sqrt{v_0}}$   
 $K_v = \frac{1 + \sqrt{v}}{1 + \sqrt{v_0}}$  *بازرسی تراشیده*  
 $K_v = \frac{1 + \sqrt{v}}{1 + \sqrt{v_0}}$  *بر وجه سطح صافتر در مقیاس  $K_v$  بزرگتر*

اثر تراش  $K_f$   
 $K_f = H + \left(\frac{t}{H}\right)^2 + \left(\frac{t}{H}\right)^m$   
 ضریب همزیستی  $J$  (AGMA)  
 $J = \frac{Y}{K_f m W}$        $\sigma = \frac{W}{F m J}$        $\sigma = \frac{K_v W_t}{F m J}$   
 $\sigma_p < F < \sigma_p$

استحکام خمشی  $S_e$   
 $S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f K_g S'_e$   
 اگر برود چرخنده ایک جنس باشد پینیون در اصل درشت تر است بیشتر ضعیف تر است

ضریب سطح  $K_a$   
 $K_a = \left\{ \begin{array}{l} 1 \\ 1.189 d^{-0.0725} \end{array} \right.$  *دندانه  $d$  در  $mm$*   
 $K_b = \left\{ \begin{array}{l} 1 \\ 1.447 d^{-0.107} \end{array} \right.$  *دندانه  $d$  در  $mm$*   
 $K_c = \left\{ \begin{array}{l} 1 \\ 1.588 d^{-0.262} \end{array} \right.$  *دندانه  $d$  در  $mm$*   
 $K_d = \left\{ \begin{array}{l} 1 \\ 0.25 d^{-0.157} \end{array} \right.$  *دندانه  $d$  در  $mm$*   
 $K_e = \left\{ \begin{array}{l} 1 \\ 1.447 d^{-0.107} \end{array} \right.$  *دندانه  $d$  در  $mm$*   
 $K_f = \left\{ \begin{array}{l} 1 \\ 1.447 d^{-0.107} \end{array} \right.$  *دندانه  $d$  در  $mm$*   
 $K_g = \left\{ \begin{array}{l} 1 \\ 1.447 d^{-0.107} \end{array} \right.$  *دندانه  $d$  در  $mm$*

ضریب همزیستی  $J$   
 $J = \frac{Y}{K_f m W}$   
 $\sigma = \frac{W}{F m J}$   
 $\sigma = \frac{K_v W_t}{F m J}$   
 $S'_e = \frac{S_{ut}}{2}$   
 $S_{ut} < 1400 MPa$



Subject:

Year :      Month :      Day :      (32)

معادله اصلاح شده لورین

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

$$n_G = k_b k_m n \quad W^{tp} = n_G W^t$$

ضریب ایمنی

کامپریب تصحیح اضافه بار      کامپریب توزیع بار      n ضریب عدم اطمینان بر حسب بار

k<sub>b</sub> شوک      k<sub>m</sub> اسی احتمالی ناشی از منبع قدرت یا بار بازشو      k<sub>m</sub> احتمال توزیع غیر یکدست نیروی درازانه بر پهنای بورد

تشن تماسی سطح به سطح

$$\sigma_c = \sqrt{\frac{W^t}{\pi F \cos \psi} \frac{(1/\nu_1) + (1/\nu_2)}{[(1-\nu_1^2)/E_1] + [(1-\nu_2^2)/E_2]}}$$

دوام سطح

$$r_1 = \frac{d_p \sin \psi}{2} \quad r_2 = \frac{d_G \sin \psi}{2}$$

r<sub>1</sub> و r<sub>2</sub> شعاع های انتهایی آبی نشان داده شده در نقطه گیری  
تشن تماسی به سطح به سطح برآیندی از نزدیکی لغزشی ندارد

ضریب کشش c<sub>p</sub>

$$c_p = \left[ \frac{1}{\pi \left( \frac{1-\nu_p^2}{E_p} + \frac{1-\nu_G^2}{E_G} \right)} \right]^{\frac{1}{2}}$$

I = ضریب پهنایی

$$I = \begin{cases} \frac{\cos \psi_t \sin \psi_t}{r m_N} \frac{m_G}{m_G + 1} & \text{چرخنده خارجی} \\ \frac{\cos \psi_t \sin \psi_t}{r m_N} \frac{m_G}{m_G - 1} & \text{چرخنده داخلی} \end{cases}$$

$$\sigma_c = -c_p \sqrt{\frac{k_v W^t}{F d_p I}}$$

$$m_G = \frac{N_G}{N_p} = \frac{d_G}{d_p}$$

m<sub>N</sub> = 1 برای چرخنده ها      φ<sub>t</sub> = φ<sub>ن</sub> = φ<sub>د</sub>

S<sub>c</sub> = 2.76 HB - 70 MPa      استحکام خستگی سطح HB      استحکام خستگی سطح

S<sub>H</sub> =  $\frac{C_L C_H S_c}{C_{TR}}$       استحکام خستگی AGMA

C<sub>L</sub> = ضریب عمر      C<sub>H</sub> = ضریب سختی (چرخنده ها)      C<sub>TR</sub> = ضریب (برای دمای کمتر از 120 درجه سانتیگراد)  
C<sub>p</sub> = ضریب قابلیت اعتماد

C<sub>L</sub> برای افزایش استحکام هنگامی که مدت کوتاهی از چرخنده استفاده شود

$$S_H = c_p \sqrt{\frac{k_v W^{tp}}{F d_p I}}$$

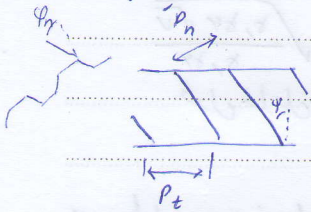


Subject:

Year :      Month :      Day :      (33)

چرخنده های مارپیچی موازی

فلکی تدریجی و انتقال آکرم مار و توانایی انتقال بارهای سنگین در سرعت های بالا از ویژگی های این چرخنده است



زاویه مارپیج  $\psi$  ← ۱۵ یا ۲۳ یا ۳۰ یا ۴۵

زاویه مارپیج  $\psi$   $P_n$  گام دایره ای عرضی (معمولاً "گام دایره ای")

$P_n = \pi m_n$        $P_n = P_t \cos \psi$        $P_n$  گام دایره ای عمودی

$P_t = \pi m_s$        $P_n = \frac{P_t}{\tan \psi}$        $P_n$  گام عمودی

$P_n$  گام عمودی از نظر فیزیکی مانند گام یک مارپیج

$\cos \psi = \frac{\tan \phi_n}{\tan \phi_t} \rightarrow \phi_n < \phi_t$        $m_n = m_t \cos \psi$        $m_n$  مدول عمودی

از یک چرخنده مارپیج به میل با عمود بودن با انتزاعی فکر نشود. معمولاً منظور میل بودن آن با انتزاع است

$R = \frac{D}{2 \cos \psi}$

R شعاع گام ظاهری در چرخنده مارپیج

$N' = \frac{N}{\cos \psi}$

N' تعداد کازی

در یک سبب استحکام خمشی از آن های مارپیچی و مقادیر ضریب شکل بودن ۲ برابر مقادیر نظر در چرخنده ساده که مقدار درازانه آن برابر درازانه کازی N' در چرخنده مارپیج و زاویه فشاری برابر  $\phi_n$  باشد

شعاع انحنای به ظاهر بزرگتر R مقدار درازانه ای کمتر در ساخت چرخنده ای مارپیچی را میسر می سازد و ریسک تراش کمتری شود

حالت تعداد درازانه ای سینورین برای چرخنده ای مارپیج بودن متداخل با چرخنده دیگر  $N_p = \frac{FK \cos \psi}{9 \sin^2 \phi_t} (1 + \sqrt{1 + 2 \sin^2 \phi_t})$

K=1 برای درازانه با عمق کامل K=1.7 برای درازانه کوتاه

$N_p = \frac{FK}{9 \sin^2 \phi_t} (1 + \sqrt{1 + 2 \sin^2 \phi_t})$  چرخنده ساده       $N_{p \min} = \frac{2 K \cos \psi}{(1 + 2 m_G) \sin^2 \phi_t} [m_G + \sqrt{m_G^2 + (1 + 2 m_G) \sin^2 \phi_t}]$

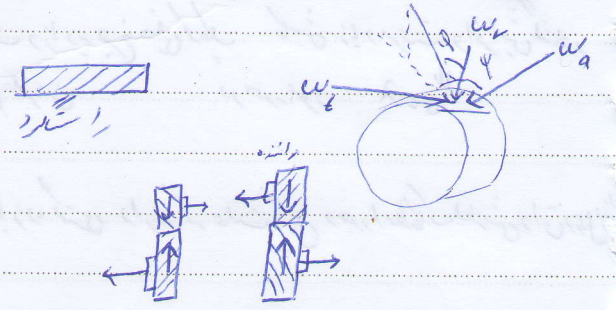
$N_{p \min} = \frac{f K \cos \psi}{2 \sin^2 \phi_t}$  بیشترین بار درازانه       $N_G = \frac{N_p' \sin^2 \phi_t - f K^2 \cos^2 \psi}{f \cos \psi - 2 N_p \sin^2 \phi_t}$

معمولاً پهنای رویه چرخنده مارپیج خود برابر گام عمودی  $F = 2 P_n$

$w_p = w_s \sin \phi_n$

$w_t = w \cos \phi_n \cos \psi$

$w_a = w \cos \phi_n \sin \psi$





درودی همگونی با دو چرخنده مارپیچ (درودی و فریبی) برای کاهش بار همگونی باید هر دو در یک جهت (استوار یا استوار) باشد

$$K_v = \sqrt{\frac{5,84 W}{5,84}}$$

$$\sigma = \frac{K_v W_t}{F_m J} \quad \text{تنش خمشی}$$

$$\sigma = c_p \sqrt{\frac{K_v W_t}{F_d p T}} \quad \text{تنش سطح}$$

$$m_N = \frac{P_N}{0,982} \quad \text{نسبت اثرات کم}$$

$$P_N = P_N \cos \psi_N \quad \text{گام مسای عمودی}$$

$$\text{طول خط عمل در صفحه عرضی}$$

در طراحی چرخنده مارپیچ باید کمترین لا انتخاب شود تا بیشترین توان انتقالی و کمترین حجم ممکن بدست آید  
چرخنده ای مارپیچ پایه ۳۳ معمولاً برای انتقال توان کمتری روند فقط صدای کم دارند

### چرخنده مارپیچ فریبی

در زمانه ای چرخنده ای مارپیچ فریبی باید با یک تماس نقطه ای دارند ← فقط باید یک عملی کنند  
یک جهت چرخنده مارپیچ فریبی برود یا چرخنده مارپیچ استوار است  
برای شغلی کردن استفاده از زمانه مارپیچ از جدول عمومی استفاده کرد

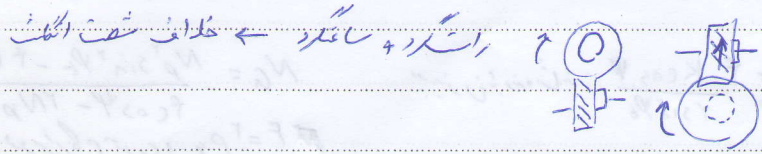
برای استفاده از جدول

$$\sum \psi_p + \psi_c = \psi_p + \psi_c$$

تفاوت جهت

در جدول عمومی m جدول عرضی  $\psi$  زاویه مارپیچ  
حد اعلى سرعت لغزشی برای بدست می آید که زاویه ای مارپیچ مساوی باشد و از چرخنده مارپیچ برترتر به عنوان دانسته  
استفاده شده تا خود نقطه ای بدست آید

برای نت ای تماس بیشتر معمولاً زاویه فشار کم و زمانه ای عمیق تر استفاده شده (مارپیچ فریبی)



غلزونی و فرخ غلزون زاویه مارپیچ غلزون خیلی بزرگ و زاویه فرخ خیلی کوچک کاهش زیاد سرعت و افزایش گشتاور  
در زاویه مارپیچ غلزون زاویه مارپیچ فرخ غلزون دو محور عمود  $\psi_c = 2$

زاویه مارپیچ غلزون در چشمه زاویه مارپیچ  $\psi_c$

مجموعه چرخنده ای غلزون نسبت به سایر چرخنده ای بزرگتری دارند که حالت آن در جدول اصطلاح لغزشی و اتی دول آمده







$$\tan \gamma = \frac{N_p}{N_G} \quad \tan \Gamma = \frac{N_G}{N_p}$$



$$\Sigma = \gamma + \Gamma \quad \tan \gamma = \frac{\sin \Sigma}{\frac{N_G}{N_p} + \cos \Sigma}$$

$$m_G = \frac{N_G}{N_p} = \frac{d_G}{d_p} = \frac{w_p}{w_G}$$

$$N' = \frac{2\pi r p}{p}$$

تقریباً نزدیکترین شعاعی عامل فاصله خواهد داشت  
 N تعداد تقریبی دندانها P گام در دندانها

چرخنده مخروطی دندانها سقیم استندار با استاندارد از او به فشار ۲۰ اندازه سردی با سردی کامل تراشیده می شود  
 نسبت تماس افزایش می یابد و از دست تراشی جلوگیری می شود و اسکام بیشترین افزایش می یابد

$$W_t = \frac{T}{r \sin \psi}$$

$$W_r = W_t \tan \psi \cos \gamma$$

$$W_a = W_t \tan \psi \sin \gamma$$

برای چرخنده تراش G های ۷ از ۳ استفاده می شود

چرخنده مخروطی با ریبی در صورت بالا در نظر دارد

نسبت تماس رویه که بیشتر در رویه تقسیم گام دارد این باید حداقل ۱.۲۵ باشد تا عمل واقعی دندانها را به انجام می شود  
 در چرخنده مخروطی با ریبی زاویه ریبی ۴ در شعاع متوسط چرخنده اندازه گیری می شود

$$W_t = \frac{T}{r \sin \psi}$$

بر روی Wa ، زاویه تراشیدگی یا چگوری با ریبی و جهت چرخش سنگ دارند

برای یک پیوستن با ریبی تراشیدگی و چرخش سنگ در یک ریبی چگور با چرخش سنگ

$$W_a = \frac{W_t}{\cos \psi} (\tan \psi \sin \gamma + \sin \psi \cos \gamma)$$

$$W_r = \frac{W_t}{\cos \psi} (\tan \psi \cos \gamma + \sin \psi \sin \gamma)$$

برای یک پیوستن با ریبی چگور و چرخش سنگ در یک ریبی تراشیدگی و چرخش سنگ با ریبی  
 زاویه ریبی ۴ زاویه گام پیوستن ۲ زاویه فشار عمودی ۱۱ زاویه فشار عمودی

\* با ریبی پیوستن مخالف با شعاعی چرخنده و با شعاعی پیوستن مخالف با ریبی عمودی است

\* در چرخنده ای مخروطی بر خلاف چرخنده ای ساده چرخنده بزرگتر نسبت نشان می دهد و لذا طراحی را با توجه به آن انجام می دهد

\* برای چرخنده با ریبی و پیوستن می توان از چرخنده بزرگتر به عنوان راننده استفاده کرد ولی با راننده خیلی بزرگتر می توان

و نیروی اصطکاکی زیاد می تواند



Subject:

Year :      Month :      Day :      37

نقطه ۱۰ - محور

$$\sigma_{xy} = \frac{14T}{\pi d^3} \quad \sigma_{xy} = \frac{14T}{\pi d^3}$$

طراحی محورها با استاتیکی

$$\sigma_{max} = \frac{14}{\pi d^3} \sqrt{M^2 + T^2} \quad \frac{S_{xy}}{n} = \frac{S_y}{F_n} = \frac{14}{\pi d^3} \sqrt{M^2 + T^2}$$

$$d = \left[ \left( \frac{r r_n}{\pi S_y} \right) (M^2 + T^2)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d = \left[ \frac{r r_n}{\pi S_y} \left( M^2 + \frac{r T^2}{r} \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d = \left[ \frac{r r_n}{\pi S_y} \left[ (C_m M)^2 + (C_t T)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} \quad \text{ضرب } C_m \text{ در } M \text{ (زاویه ترک و چنگل) با AGMA}$$

$$\tau_p = \gamma S_y \quad \tau_p = \gamma S_{ut}$$

طراحی برای بار دینامیکی

$$d = \left[ \frac{r r_n}{\pi S_e} \left[ 2 (K_f M_a)^2 + 2 (K_{fs} T_a)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} \quad \text{ضرب تنش چنگل } K_f \text{ و } K_{fs} \text{ ترک تنش پیوسته}$$

$$d = \left( \frac{r r_n K_f M_{an}}{\pi S_e} \right)^{\frac{1}{3}} \quad \text{تنش پیوسته با } M_{an}$$

استحکام چنگل تحت تأثیر دینامیک و تنش با کفین پیوسته قرار می گیرد و سگرا که این تنش در حدود ۰.۵۰ از استحکام کششی پیوسته باشد

$$d = \left\{ \frac{r r_n}{\pi} \left[ K_f \left( \frac{M_a}{S_y} + \frac{M_a}{S_e} \right)^2 + K_{fs} \left( \frac{T_a}{S_y} + \frac{T_a}{S_e} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad \text{عیار ساررگ}$$

$$d = \left\{ \frac{r r_n}{\pi} \left[ (K_f \frac{M_a}{S_e})^2 + (K_{fs} \frac{T_a}{S_y})^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad M_a = T_a = 0$$

عیار ساررگ در برنجایی گمانی دارند ولی عیار گوسن و AGMA نظر کار این است

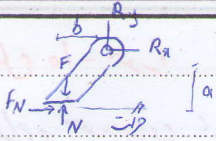
$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{F}$$

رفت حرارتی

$$w' = \left( \frac{\pi}{L} \right)^2 \sqrt{\frac{EI}{m}} = \left( \frac{\pi}{L} \right)^2 \sqrt{\frac{gEI}{A \gamma}}$$

م در م دیده طول A ساعت قطع و وزن ویژه





مضامین ۱۱ - کلاچ ترمز کربن گرافیت

F نیروی عمل کننده N نیروی عمودی f ضریب اصطکاک FN نیروی اصطکاک

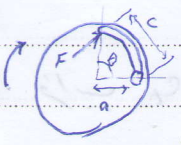
توزیع فشار یکسان است Pa

N = Pa A

F = Pa A (b - fa)      Rx = f Pa A      Ry = Pa A - F

اگر  $b > fa$  کمتر از حد است نیروی اصطکاک عمل کننده کمتر از نیروی برای یا خود قوی است لغت در سایه می شود  
 اگر  $b < fa$  نیروی اصطکاک برای کارگر F لغت کند در ترمز خود از نیروی برای می آید  
 اگر  $b = fa$  برابر می شود بنابراین نیروی F لغت است خود قوی است

کلاچ در فرط سرعت یا کاسه های پاندریون یا ترمز



انواع کاسه ترمز عملکرد ۱- انواع باز شو ۲- انواع گریز از مرکز ۳- سرکش ۴- خطایی در پیدرودیک و نیویاتیک  
 و از اثرات گریز از مرکز سودی برد و گشادگی در دو جهت کم انتقال می دهد

$\frac{P}{\sin \theta} = \frac{Pa}{\sin \theta a}$

Pa فشار بیشینه بر زاویه theta ازین راه

برای theta = 90 Pa مقدار بیشینه را خواهد داشت و اگر زاویه theta باشد مقدار بیشینه P در لبه رخ خواهد بود

در این حالت theta = 0 فشار صفر حاصل می شود بنابراین بار اصطکاکی واقع در محل لایه سهم اجتناب در عمل ترمزگیری دارد  
 می توان آن را حذف کرد به طریقی اختلاف گرا پیدا می یابد

$M_f = \frac{f Pa b r}{\sin \theta} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin \theta (r a \cos \theta) d\theta$

F نیروی کل F =  $\frac{M_N - M_f}{a}$

$M_N = \frac{Pa b r a}{\sin \theta} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin^2 \theta d\theta$

برای کلاچ از درون بار شو به ازای  $M_N = M_f$  خود قوی حاصل می شود و به هیچ نیروی محرکی نیاز نیست تا برای a رابطه ای

انتخاب می کنند تا  $M_N > M_f$  شود و خود قوی شود

$T = \frac{f Pa b r^2 (\cos \theta_1 - \cos \theta_2)}{\sin \theta}$

برگانه داری شود

زمانی که جهت کش و پادساغ کرده می شود  $F = \frac{M_N + M_f}{a}$  و خود از نیروی ترمزیم

$A = \left[ \frac{1}{f} \sin^2 \theta \right]_{\theta_1}^{\theta_2}$        $B = \left[ \frac{\theta}{f} - \frac{1}{f} \sin \theta \cos \theta \right]_{\theta_1}^{\theta_2}$

$R_x = \frac{Pa b r}{\sin \theta} (A - f B) - F a$

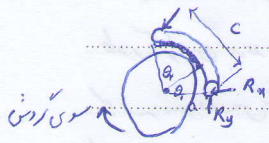
$R_y = \frac{Pa b r}{\sin \theta} (B + f A) - F y$



Subject:

Year:      Month:      Day:      (39)

کلاچ در تریز طوقه‌ای از تریزین جمع نو



انواع کلاچ: ۱. سولنوییدی ۲. ایمرسی ۳. لولا افزدار ۴. دستگاه پدروسیکی و غیره  
در حالت فنر شکسته گفتن و گاهی متعادل با سایش را نشان می‌دهد نقاط مختلف گفتن است  
توزیع فشار در لغت است به اندازه  $\theta$  سینوسی است

$$M_f = \frac{f P a b r}{\sin \theta a} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin \theta (r - a \cos \theta) d\theta$$

$$M_N = \frac{P a b r a}{\sin \theta a} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin^2 \theta d\theta$$

$$F = \frac{M_N + M_f}{c}$$

بار انتقال

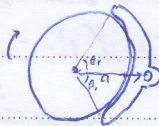
$$R_x = \frac{P a b r}{\sin \theta a} (A + f B) - F a$$

$$R_y = \frac{P a b r}{\sin \theta a} (f A - B) + F y$$

در حالت چرخش بار انتقال خود اثر می‌کند

در هنگام انتقال از طرح دی. فای. اثر تریز که گریز از مرکز کاهش می‌دهد و در سرعت بالا تریز  $F$  اثر تریز است

محل تقاطع



تث. در تریز اصطکاک حول محور می‌شود  
تث. تریز دی. فای. تقاطع با گفتن فارسی موجود به صورت استوانه‌ای سایه می‌شوند و بار  $\omega$  سایش است

$K$  چسبندگی  $P$  فشار  $V$  سرعت  $\omega$  زمان  $w(\theta) = K P V \omega$  مدل لغت شای سایش  $w(\theta) = w_0 \cos \theta$

$$P(\theta) = \frac{w(\theta)}{K V \omega} = \frac{w_0 \cos \theta}{K V \omega} = \text{ثابت} \times \cos \theta = P_0 \cos \theta$$

$P(\theta)$  فشار

مقدار  $P$  برای تریز با گفتن تقاطع در زاویه  $\theta$  همیشه است

$$a = \frac{f r \sin \theta r}{r \theta r + \sin \theta r} \leftarrow M_f = r f P a b r \int_{\theta_1}^{\theta_2} (a \cos \theta - r \cos \theta) d\theta$$

$$R_x = \frac{P_0 b r}{r} (r \theta r + \sin \theta r) \quad R_y = \frac{b a b r f}{r} (r \theta r + \sin \theta r)$$

$$T = a f N$$

گشت در چرخش



کلاچ در تریز برای تریز دی

طرف مستدار به یکدیگر ثابت و لغت مثل آن به ایمر می‌شود  
تث. برای بار انتقال تریز که چرخش می‌دهد

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{f a}$$

$$M = (T_1 - T_2) r$$

$$P = \frac{T}{b r} = \frac{T_1}{b r}$$

$$P a = \frac{T_1}{b D}$$

حداکثر فشار  $P_0$  در حد اکثر گفتن در برابر  $T_1$  است

تریز برای دی. فای. با تقاطع



$$F a = T_1 m r - T_2 m r = T_1 (m r - m_2 e^{\mu a})$$

تریز اصطکاک برای عمل تریز کردن به عملکرد از تریز می‌کند  
اگر  $m_2 e^{\mu a} > m r$  تریز از  $m r$  است حالت خود تریز است



جلوگیری از دوران منگولس - هنگامی که تیر از جهت پارابولیک در بی طرفه اصطکاک عمایل دارد و از انشلی کند و کاسه به طور عمودی گردد اگر جهت عدول کاسه تیر از اعکس کنیم نیروی اصطکاک به نزار انشلی گردد و در صورت وجود شرایط خود تیری کاسه به صورت عمودی شود

کلایج ای عمودی با تماس با شش (عمودی یا دیگر)

تیرت - فقدان اثرشای گریز در تیر که سطح اصطکاک زیاد و تماس کم و انکس گران و عمیقتر و توزیع فشار مناسب تر و فقدان اثر خود قتل اگر دیگک طلب باشد بیشترین مقدار سایش در نواحی بیرونی پیدا می آید چون کار اصطکاک در آن نواحی بیشتر است پس از مقدار سایش همایش توزیع فشار تغییر می کند تا سایش یکنواخت شود (افشارت سایش ثابت)



حالت سایش یکنواخت

مقدار کار انجام شده در شعاع r با مقدار کار انجام شده در شعاع d برابر است

$F = \frac{\pi P a d (D-d)}{4}$  کل نیروی عمودی

$T = \frac{\pi f P a d (D^2 - d^2)}{4} = \frac{F f (D+d)}{4}$  گشت در پیچش

حالت فشار یکنواخت

$F = \frac{\pi P a (D^2 - d^2)}{4}$

$T = \frac{\pi f P (D^2 - d^2)}{12} = \frac{F f (D^2 - d^2)}{12}$  گشت در پیچش

گشت در پیچش برای جهت طبع در گشت است و تیری کلایج چیده دیگک باید در تعداد جهت طوع در گشت فریب شود تیرهای عمودی خود از تیری زا ندارند و به دلیل سبب تغییر فریب اصطکاک چند انج حاصل نیستند

تیر تیر و کلایج ای مخروطی

$\alpha$  می تواند از حدود  $8^\circ$  کمتر باشد اگر نه ممکن است کلایج به کاسه کار گیر کند و در این صورت و نیروی زیادی برای در کردن

بخواهد  $\alpha$  راج  $8^\circ$  تا  $15^\circ$

اگر  $\mu > \tan \alpha$  باشد نیروی فشر برای آزاد کردن کلایج کافیست و در غیر این صورت  $\mu < \tan \alpha$  اگر کمتر تا به آزار در کردن کلایج نیست  $N=1$  نیروی گیرایی کلایج تنها حدود یک بیستم کلایج دیگر با  $N=1$  کاسته شود

حالت سایش یکنواخت

$P_a = P_a \frac{d}{r}$   $F = \frac{\pi P a d (D-d)}{4}$

$T = \frac{\pi f P a d (D^2 - d^2)}{4 \sin \alpha} = \frac{F f (D+d)}{4 \sin \alpha}$  گشت در پیچش

حالت فشار یکنواخت

$F = \frac{\pi P a (D^2 - d^2)}{4}$

$T = \frac{\pi f P a (D^2 - d^2)}{12 \sin \alpha} = \frac{F f (D^2 - d^2)}{12 \sin \alpha}$



Subject:

Year :      Month :      Day :      (4)

طرف کلاچ استخفاف ماده ۲ از ای دفع گریز کلاچ

$$t_p = \frac{I_1 I_2 (\omega_1 - \omega_2)}{T (I_1 + I_2)}$$

زمان لازم دیگری برای برابر شدن سرعت دوران یک کلاچ

در زمان لازم برای دیگری یک کلاچ با اختلاف سرعت تناسب معکوس و با کلاچ تناسب عکس دارند

با فرض ثابت بودن گشتاور پیچش (کلاچ) کلاچ می توان آنگ دفع انرژی عین کلاچ گریز  $u = T\theta = T[\omega_1 - \omega_2] \frac{(I_1 + I_2)t}{I_1 I_2}$

$$E = \frac{I_1 I_2 (\omega_1 - \omega_2)^2}{2(I_1 + I_2)}$$

آنگ دفع انرژی در آنگاره = ۱/۲ پیچش مقدار را در نهایت کل انرژی دفع شده

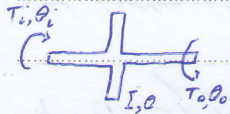
انرژی دفع شده با مقدار تعداد سرعت ای زاویه ای متناسب است و گشتاور پیچش کلاچ وابسته نیست

مورد استثنای اصطکاک

فرب اصطکاک زیاد و پدیدار - تاثیر پذیری از شرایط محیط و رطوبت - تحمل دانه ای بالا - رسانایی گرمایی خوب - خاصیت

برجسته گی - مقاومت زیاد به سایش - بردگی و فرسایش - انعطاف پذیری - سازگاری با محیط

چرخ گنگ



$$J\theta = T_0(\theta_0, \omega_0) - T_0(\theta_0, \omega_0)$$

$$E_p - E_1 = \frac{1}{2} I (\omega_1^2 - \omega_2^2)$$

$$\omega = \frac{\omega_2 - \omega_1}{2} \quad \text{سرعت اولیه ای} \quad \omega_2 = \frac{\omega_2 - \omega_1}{2}$$

$$E_p - E_1 = C_s I \omega^2$$

$$\int T d\theta = \frac{1}{2} I (\omega_1^2 - \omega_2^2)$$

انرژی جنبش = مساحت زیر منحنی T.w

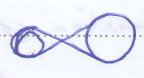


فصل ۱۲ - اجزای مکانیکی اعطاف پیچ

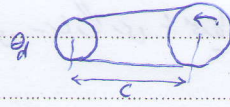
تسمه برای تحت یا صاف برای انتقال توان کم کاربرد دارند و تسمه های ۷ برای چرخ های کوچک و خاصه در کربن موتور استفاده می شود. بازه تسمه های ۷ در مقایسه با تسمه های تحت (نوی) کم تر است. در تسمه های راننده را در تماس تراشیدن دارند برای ایجاد بهمه گنجایش ایمنی کافی است. مزایای تسمه در انتقال توان عدم نیاز به کشش اولیه و حذف محدودیت سرعت و عیب آن در سوراخ شدن و پاره شدن و به وجود آمدن لرزش و دینامیک بر اثر نگرام در پیچ

تسمه تحت یا گرد

بازه راننده حدود ۹۸ درصد و پی بازه راننده با تسمه ۷ حدود ۷۰ تا ۹۲ درصد است



تسمه به صورت تسمه فرنیس



تسمه به صورت بازه  $\theta$

زاویه تماس تسمه با چرخ  $\theta_d = \pi - 2 \sin^{-1} \left( \frac{D-d}{2C} \right)$   $\theta_D = \pi + 2 \sin^{-1} \left( \frac{D-d}{2C} \right)$

طول تسمه  $L = [ \pi C^2 - (D-d)^2 ]^{1/2} + \frac{1}{2} (D\theta_D + d\theta_d) = \pi (R+r) + \frac{(R-r)^2}{C} + \pi C$

زاویه تماس در تسمه فرنیس  $\theta = \pi + 2 \sin^{-1} \left( \frac{D+d}{2C} \right)$

$L = [ \pi C^2 - (D-d)^2 ]^{1/2} + \frac{1}{2} (D+d)\theta = \pi (R+r) + \frac{(R+r)^2}{C} + \pi C$

بنگامی در اثر آرایش تسمه از افق استناد شود باید طرف نشی در بالا باشد

$\frac{F_1}{F_2} = e^{f\theta}$

طرف محکم  $F_1$  طرف شل  $F_2$

$P = (F_1 - F_2) V$  توان انتقال شده

زمانی که هیچ کاری منتقل نشود کشش های دو طرف تسمه مساوی خواهد بود  $F_1 = F_2 = F_i$

در حالت  $F_1 = F_2 = F_i$  و  $F_2 = F_1$  بیشترین کشش در تسمه در برای انتقال توان بیشترین مقدار کشش اولیه  $F_i$  را باید در نظر گرفت

$P = 2 F_i V$

$\frac{F_1 - F_2}{F_1 + F_2} = e^{-f\theta}$

با احتساب نزدی ازین امر که

کشش خالص باید از  $e^{f\theta}$  کمتر باشد زیرا این نقطه نقطه لغزش احتمالی فعلی مشترک تسمه در پیچ است

$F_i = \frac{F_1 + F_2 - F_2}{2} = \frac{T}{D} \frac{e^{f\theta} + 1}{e^{f\theta} - 1}$

اگر  $F_2$  مغز شود کشش در انتقال صفر می شود

$F_1 = F_i + F_2 + \frac{T}{D} = F_2 + F_i \frac{e^{f\theta}}{e^{f\theta} + 1}$

$F_2 = F_i + F_2 - \frac{T}{D} = F_2 + F_i \frac{1}{e^{f\theta} + 1}$

در حالت بدون انتقال کشش اولیه برابر  $F_1 = F_2 = F_c$  است



Subject:

Year : Month : Day : (93)

برای اجتناب از لغزش باید عبارت  $e^{f_0}$  بزرگتر از نسبت کش باشد - افزایش زاویه تماس با استفاده از سیم یا طناب بزرگ  
b عرض سیم  $F_a$  کش بکارمانده  $C_p$  فرب تصعیم قرقره  $C_v$  فرب تصعیم حرکت  $(F_1)_a = b F_a e_p C_v$  بیشترین کش بکارمانده



تصمیم فلزی نازک

$$\sigma_b = \frac{Et}{(1-\nu^2)D}$$

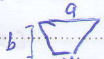
تنش عمش  $\sigma_b$  از هم شدن سیم در قرقره پدید می آید

$D$  = قطر قرقره

$E$  = فرب کشانی  $\nu$  = ضریب پواسون

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{b t} \quad \sigma_2 = \frac{F_2}{b t}$$

تنش های کششی  $\sigma_1$  و  $\sigma_2$  ناشی از کشش های  $F_1$  و  $F_2$  کوپلین



سیم  $\nu$  یا بزرگای عمر طولانی

$$L_p = r_c + \frac{\pi(D+d)}{2} + \frac{(D-d)^2}{4r_c}$$

$$C = 2.5 \left\{ [L_p - \frac{\pi}{2}(D+d)] + \sqrt{[L_p - \frac{\pi}{2}(D+d)]^2 - 2(D-d)^2} \right\}$$

\* بیشترین فاصله دیگر که سیم تحت محدودیت ندارد (با استفاده از سیم  $\nu$  با فاصله مرکزی زیادتر می شود زیرا لغزش زیادست شکل سیم از عمش سی کاپه

\* به طور کلی فاصله دیگر که بیش از سه برابر مجموع قطر دو قرقره و کمتر از قطر قرقره بزرگتر می شود یعنی  $D < C < 2(D+d)$  سیم  $\nu$  ارتعاش کمتری دارد و با فاصله مرکزی بزرگتر و دوری برابر با عمش کمی شود و کاهش قطر قرقره این نافع کاهش عمر  
\* برای سیم  $\nu$  فرب اصطکاک بجز  $\frac{1}{\sin(\frac{\theta}{2})}$  است که سبب شیارها را برآورد سیم به سیم است افزایش وار

تصمیم انداز دار استند تا بکند

بارده بین ۹۹ تا ۹۹۹ است در زمان قدرت انتقالی مورد نظر باشد بهترین گزینه است کاربرد گشایی کاربرد دیگر



زنجیر فلکی

نسبت ثابت ، عمر طولانی ، امکان داشتن چند محور با یک منبع حرکت

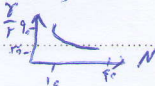
$$\sin \frac{\gamma}{2} = \frac{P}{D} \quad D = \frac{P}{\sin(\frac{\gamma}{2})}$$

$P$  گام زنجیر  $\gamma$  زاویه گام  $D$  قطر گام زنجیر

$$D = \frac{P}{\sin(\frac{12.5}{N})}$$

$$\gamma = \frac{360}{N}$$

\* چون عمر زنجیر تابع سایش و استحکام هستگی سطح فلک است باید زاویه مفصل بندی را تا جایی که ممکن است کاهش داد



نمود تغییرات مقادیر زاویه مفصل بندی  $\gamma$  به صورت تابعی از تعداد انداز

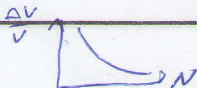
$$V = \frac{N p n}{40} \quad (n_2)$$

$$V_{min} = \frac{\pi d n}{40} = \frac{\pi n p \cos(\gamma/2)}{40 \sin(\gamma/2)}$$

کمترین سرعت فردی در قطر  $d$  که کوچکتر از  $D$  است  $d = D \cos(\frac{\gamma}{2})$  رنجی نسبت

$$\frac{\Delta V}{V} = \frac{V_{max} - V_{min}}{V} = \frac{\pi}{N} \left[ \frac{1}{\sin(\frac{12.5}{N})} - \frac{1}{\tan(\frac{12.5}{N})} \right]$$

PAYCO





برای آرام کردن در سرعت ای متوسط و بالا استفاده از پیچ زنجیر رشته ای یا حداقل ۱۷ دندان مناسب است  
 اگر تعداد درگیر بیشتر به عمر مورد انتظار افزایش و صدای زنجیر کم می شود  
 بهترین کاربرد زنجیر برای نسبت ای (۶ تا) سرعت حاصل می شود

$$\frac{L}{P} = \frac{r_c}{P} + \frac{N_1 + N_2}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 \left(\frac{P}{S}\right)}$$

زنجیر معمولاً عمری برابر ۱۵۰۰۰ ساعت دارد

ک<sub>۱</sub> ضریب تصحیح دندان ک<sub>۲</sub> ضریب تصحیح دین  
 توان ای H = k<sub>۱</sub> k<sub>۲</sub> H<sub>۱۰۰</sub> توان تصحیح شده

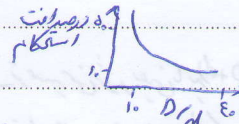
کابل سیمی

در کابل منظم سیم ای دیده می شود که تقریباً با محور کابل موازی اند و سطح مقطع منفرجه یا زنجیری شوند  
 کابل ای با تاب بلند در مقابل سایش حاصل از زنجیری در گسیختگی ناشی از خشکی از کابل ای با تاب منظم مقاوم ترند ولی هیچگونه  
 واز شدن منظمی ندارند

$$2.5 \times 10^7 = \text{تعداد رشته} \times \text{مقاومت سیم}$$

$$\sigma = E \cdot \frac{dw}{D}$$

تقریباً  $dw$  قطر قرقره  $D$



$$F_t = \sigma A_m = E \cdot \frac{dw}{D} A_m$$

$$n_s = \frac{F_u - F_b}{F_t}$$

$F_u$  بیشترین در مقابل حمل  $F_b$  کمترین کشش در کابل

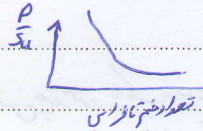
کابل با بارگذاری شده بر روی جرفی خم می شود کابل مانند فنر کش می آید و مقدار سایش به میزان فشار کابل بستند و جرفی شکل دارد

$$P = \frac{2F}{dD}$$

فشار کشیدگی برای خم ۳۹۰ در کابل روی قرقره

$dD$  مساحت تقریب شده کابل روی قرقره و اگر زاویه خم کابل ۱۸۰ باشد تقریب نصف می شود و فشار ۲ برابری شود

$$F_t = \frac{1}{4} \left(\frac{P}{S_u}\right) S_u d D$$



مقاومت خشکی کش کابل

$$n_f = \frac{F_u - F_b}{F_t}$$