



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



فصل اول: مفاهیم اولیه و تحلیل تنش

حداکثر نیروی قابل تحمل در مقطع = حدی که جسم می تواند تحمل کند
 نیروی اعمالی به مقطع تنش که بر جسم اعمال می شود
 $n = \frac{F}{A}$
 $m = n \cdot A$

ضریب ایمنی ضریب اطمینان n
 حاشیه ایمنی m

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

* اصل سن ونان (Saint-Venant) : در شدن از محل اعمال نیرو، تنش های موقتی برعکس متراکم می شوند و در تنش یکسانند می رسیم

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

گرش ϵ مقدار تغییر طول قطعه به طول اولیه
 قانون هوک در ماده الاستیک یا کشان (E مدول کشایی)

$$\epsilon = \frac{\delta}{L} = \frac{\text{مقدار تغییر طول قطعه}}{\text{اندازه طول اولیه قطعه}}$$

$$\sigma = E \cdot \epsilon$$

قانون هوک در ماده الاستیک یا کشان (E مدول کشایی)

مقتضای بزرگترین مقدار تنش که به ازای آن می توان قانون هوک را برای ماده ایسی به کار برد، مقتضای آن ها دانسته می شود

لاگرس برشی: تنش برشی متدها τ ضریب کشایی برشی با ضریب مقلابت ν
 نسبت پواسون ν
 $\nu = \frac{\text{گرش جانبی}}{\text{گرش محوری}}$
 $0 < \nu < 0.5$

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

گرزایی چند محوری

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

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

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

گرزایی چند محوری

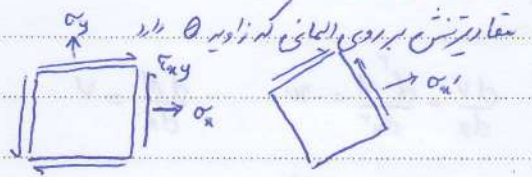
تحلیل تنش در زاویه

مقدار تنش بر روی المانی که زاویه θ دارد

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

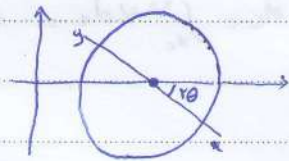
$$\sigma_{y'} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \cos 2\theta - \tau_{xy} \sin 2\theta$$

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



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

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



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

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 این محور تنش های اصلی زیاد شود

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

دوران به اندازه $\theta = \frac{\pi}{2} - \theta$

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

تنش سردگویی (الجه یا تنش های اصلی)

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

* تنش برش همیشه به شعاع بزرگترین دایره برده است

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

تنش های اصلی بر حسب کرنش

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

تعمیر کرده

$$\sigma_1 = \frac{E (\epsilon_1 + \nu \epsilon_1)}{1 - \nu^2}$$

$$\sigma_t = \frac{E \epsilon_t (1 - \nu) + \nu E (\epsilon_r + \epsilon_t)}{1 - \nu - 2\nu^2}$$

$$\sigma_2 = \frac{E (\epsilon_2 + \nu \epsilon_1)}{1 - \nu^2}$$

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 این برابر مقادیر ویژه تانسور تنش این

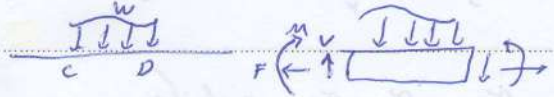
$$\lambda \rightarrow \begin{vmatrix} \sigma_x - \lambda & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y - \lambda & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z - \lambda \end{vmatrix} = 0$$

نیروی کشنده در ارتباط مختلف قطعه

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

بار دایره w برش V گشتش M

$$V_D - V_C = - \int_{x_C}^{x_D} w dx = P, C \text{ قطعه یاری نباشد}$$



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

Subject:

Year: Month: Day: (3)

توابع انتگرالی - توابع سفرد

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

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

تابع گویا	$F_n(x) = M_0 \langle x-a \rangle^{-r}$	$V(x) = -M_0 \langle x-a \rangle^{-1}$	$M(x) = -M_0 \langle x-a \rangle^0$	$\hookrightarrow M_0$
تابع پوی	$F_n(x) = P \langle x-a \rangle^{-1}$	$V(x) = -P \langle x-a \rangle^0$	$M(x) = -P_0 \langle x-a \rangle^1$	$\hookrightarrow P$
تابع پاره	$F_n(x) = W_0 \langle x-a \rangle^0$	$V(x) = -W \langle x-a \rangle^1$	$M(x) = -\frac{1}{r} W_0 \langle x-a \rangle^r$	$\frac{W}{r}$
تابع شیب	$F_n(x) = K \langle x-a \rangle^1$	$V(x) = -\frac{K}{r} \langle x-a \rangle^r$	$M(x) = -\frac{K}{r} \langle x-a \rangle^r$	$\frac{K}{r}$
تابع جوی	$F_n(x) = K \langle x-a \rangle^n$	$V(x) = -\frac{K}{n+1} \langle x-a \rangle^{n+1}$	$M(x) = -\frac{K}{(n+1)(n+2)} \langle x-a \rangle^{n+2}$	$\frac{K}{(n+1)(n+2)}$

تنش عمودی $\sigma = \frac{M y}{I}$ تنش خشی $\epsilon = \frac{\Delta L}{L}$ تنش برشی $\tau = \frac{V Q}{I b}$ تنش کششی $\sigma = \frac{F}{A}$

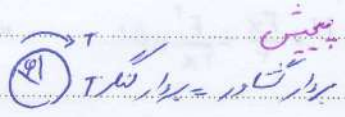
تنش برشی ناشی از تنش برشی

$t_{max} = \frac{rV}{rA}$ $t_{max} = \frac{rV}{rA}$ $t_{max} = \frac{rV}{rA}$
 طغ مقطع مستطیل طغ مقطع دایره ای طغ مقطع گرد توپالی
 $t_{max} = \frac{9V}{8A}$ $t_{max} = \frac{4V}{3A}$ $t_{max} = \frac{V}{Aw}$
 طغ مقطع لوزی شکل طغ مقطع [] شکل سمت چپ بر راست

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

$$\theta = \frac{T L}{J G} \text{ Radian}$$

تغییر در تنش قطبی τ بردار تنش دور = بردار تنش T



تنش در استوانه ای جدار ضخیم

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

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

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

$$\sigma_{t \max} = P_i \frac{r_o^2 + r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \quad \sigma_{r \max} = -P_i \quad \sigma_t = \frac{P_i r_i^2}{r_o^2 - r_i^2}$$

تغییر در طول و تغییر در مقطع

نسبت تغییر در طول به تغییر در مقطع

استاندارد تغییر در مقطع $\epsilon_r = \frac{\Delta r}{r}$

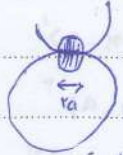
تغییر در طول $\epsilon_L = \frac{\Delta L}{L} = \frac{Pr}{Et}$

تغییر در مقطع $\epsilon_r = \frac{\Delta r}{r} = \frac{Pr}{Et}$

نسبت تغییر در طول به تغییر در مقطع $\nu = \frac{\epsilon_L}{\epsilon_r} = \frac{2\epsilon_L}{2\epsilon_r - \epsilon_L}$

نسبت تغییر در طول به تغییر در مقطع $a = \sqrt{\frac{rF}{\pi} \left[\frac{(1-\nu_r^2)/E_r}{(1-\nu_r^2)/E_r} + \frac{(1-\nu_r^2)/E_r}{(1-\nu_r^2)/E_r} \right]}$

تغییر در مقطع $q_{max} = \frac{rF}{\pi a^2}$



تغییر در طول به تغییر در مقطع d و d_0

تغییر در مقطع d و d_0

تغییر در مقطع به تغییر در طول d و d_0

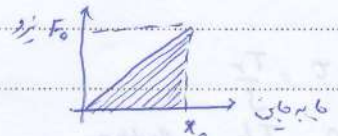
استاندارد

استاندارد $b = \sqrt{\frac{rF}{\pi l} \left[\frac{(1-\nu_r^2)/E_r}{(1-\nu_r^2)/E_r} + \frac{(1-\nu_r^2)/E_r}{(1-\nu_r^2)/E_r} \right]}$

تغییر در مقطع $q_{max} = \frac{rF}{\pi b l}$

انرژی کششی $U = \frac{Fx}{F} = \frac{F^2}{k}$

انرژی کششی $U = \frac{Fx}{F} = \frac{F^2}{k}$



تغییر در مقطع $U = \frac{F^2 L}{2EA}$

تغییر در مقطع $U = \frac{T^2 L}{2GJ}$

تغییر در مقطع $U = \frac{\sigma^2 V}{2E}$

تغییر در مقطع $U = \frac{\sigma^2 V}{2G}$

تغییر در مقطع $U = \int \frac{M^2 dx}{2EI}$

فصل ۲. طراحی برای استحکام استاتیکی

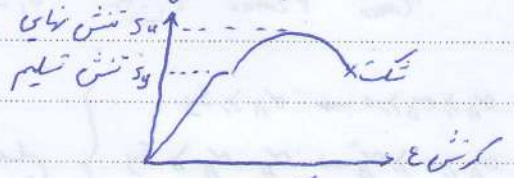
انواع بار وارده بر اجزای ماشین: ۱- بار استاتیکی (آرام و متعادل) ۲- بار دینامیکی یک طرفه ۳- بار دینامیکی کاملاً متعادل شوند ۴- بار

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

سفتی $Toughness$: مقاومت در برابر شکستگی ← فریب اجایش 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 نرمی است. شگت نقش دارد



بر پایش مواد ترد شگت تحت زاویه ۴۵ درجه اتفاق می افتد

انرژی کششی $U = \frac{\sigma^2 V}{2E}$ σ تنش 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 (جبری)

سطح زیر مکنی تنش-کشش مواد نرم بیشتر از مواد تردی 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 دجه حرارت ۲- افزایش تنش سه محوری ۳- افزایش سرعت تغییر شکل

نظریه های شکستگی } مواد نرم ← بر مبنای استحکام تسلیم
عبارت شکنندگی
مواد ترد ← بر مبنای استحکام نهایی

استحکام مواد را کنترل تقریباً در کشش و فشار یکسان است اما در مواد ترد استحکام کششی باری بسیار بیشتر از کشش نهایی است

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

معادله ای تعیین می شود

۱- نظر بر تنش عمودی بیشتر فقط برای تعیین اندازه قطعات چون فریب یعنی بزرگی بر طول می آید

$$n = \frac{S_y}{\sigma_{max}}$$

اگر $n < 1$ و ایمنی رخ می دهد

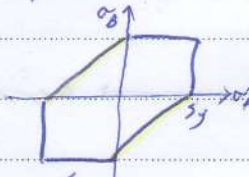
۲- نظر بر تنش برشی بیشتر (ترسکا) مطابق

$$n = \frac{S_y}{\tau_{max}} = \frac{S_y}{\frac{S_y}{\sqrt{2}}} = \frac{S_y \sqrt{2}}{S_y} = \frac{S_y}{\sigma_1 - \sigma_2}$$

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

$$\sigma_1 - \sigma_2 > \frac{S_y}{\sqrt{2}} = S_{sy}$$

۲- تنش دو بعدی



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

۳- مقدار استحکام تسلیم در برش را ۱۵ درصد کمتر از مقدار واقعی پیش بینی می کنند

۳- نظریه انرژی واپسین (فون میز) بیشتر در وقت (تنش برش) تنش واپسین + تنش پایداریک = تنش سه بعدی
حاکمیم انرژی کوپاج اوپسین از انرژی برده در زمان تسلیم نمودن گشتن کوپتر مانند (عبارت 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 $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3 = \sigma$ انرژی واپسین صفر است

$$u_d = \frac{1+\nu}{2E} S_y^2 \rightarrow \text{آزمون کشش و فشردن}$$

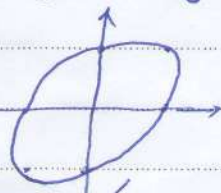
$$\sigma' = \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} = \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 2(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}$$

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

۴- وابستگی زمان اتلاف می افتد $\sigma > S_y$

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

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



در زمان جدا شدن چرخش شغلی تقریباً فرات و فقط آن تنش در صحنه باقی می ماند

فریب ایمن تر است تنش عمودی بیشتر (فون میز) < ترسکا مطابق

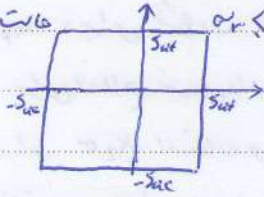
Subject:

Year: Month: Day: (7)

عبارت ریاضی موارد تردد

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

$n_2 = \frac{S_{ut}}{\sigma_c \max}$ حالت فشار



۱- نظریه تنش عمودی برپایه اطلاعات ثابت

آرپی $\sigma_A > \sigma_B > \sigma_C$ و $\sigma_A < S_{uc} < S_{ut}$ یا $\sigma_B > S_{ut} > S_{uc}$ یا $\sigma_C > S_{ut} > S_{uc}$

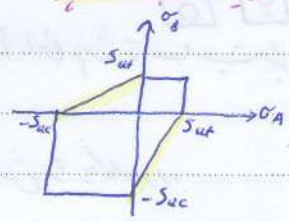
۲- نظریه کوکوب - مور (اصطکاک داخلی) یا نقطه فرمانه

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

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

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

شرایط تسلیم در تنش دو بعدی



$\frac{1}{n} = \frac{1 \sigma_A}{1 S_{ut}} + \frac{1 \sigma_B}{1 S_{uc}}$

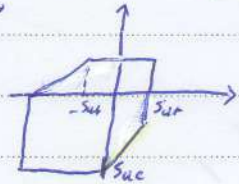
ضریب ایمنی از این طرف در ربع دوم و چهارم

۳- نظریه بهبود یافته مور دقیق ترین

$n = \frac{S_{ut}}{1 \sigma_A}$ یا ضریب ایمنی
و ضریب ایمنی اول دوم

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

نصیب کج



* S_{ut} برای موارد تردد و نرم بر لب MPa با استفاده از سختی برپایه Bhn $S_{ut} = 3.45 Bhn$ برای موارد نرم

* برای موارد تردد $S_{ut} = 1.68 Bhn = 42$

تمرکز تنش: ناپایداری تنش افزا در زوایای تیزتر تنش قرار داره

ضریب تمرکز تنش نظری یا هندسی K_t یا K_f

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

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

* در موارد نرم گزینش ترک برپایه تغییر شکل پلاستیک نه آهستگی رخ می رسه اما در موارد تردد وجود ترک خطرناک تره

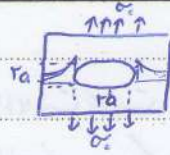
* افزایش ضریب ایمنی و کلفتی قطعه احتمال شکست تردد را افزایش می دهه

* کاهش ربا، افزایش نرخ گزینش در شرایط سایش سه بعدی از عواملی هسته که شکست را به سمت شکست ترد میل می کنه

Subject:

Year : Month : Day : (8)

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

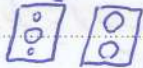


ضریب تمرکز تنش در لبه های سوراخ کوچک یعنی

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

- ضریب اضافه بار n_F برای اطمینان از عدم پارگی در برش و فرسایش و در جاهای بحرانی از n_F استفاده می شود.
- در طراحی به جای n_F از K_d استفاده می شود

به گامی از دقت ایجاد خازن و سوراخ ای اضافی برای سوراخ های کوچک تر است و موجب تغییرات محلی در تنش و در سطح مقطع می شود



× فولاد ای در این درشت حاشیه کم تر و در این که عملیات حرارتی بر روی آن انجام شده حاشیه بیشتری به وجود می آید نشان می دهد

× در موارد آکسیل تحت بار ای استاتیکی اصطلاحاً لازم نیست ضریب تمرکز تنش را با یک برابر

در موارد نرم جهت ایجاد ترک اولیه با جهت تنش ای کشش زاویه 45° دارد

- در موارد ترد جهت ترک بنگاهی اتفاق می افتد که انرژی کشش الاستیک ماده حداقل به اندازه انرژی لازم برای ایجاد سطح ترک جدید کاهش یابد

× در موارد جهت ایجاد ترک اولیه به واسطه بر جهت تنش ای کشش عمود است زیرا این مورد کشش کمینه می شود



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

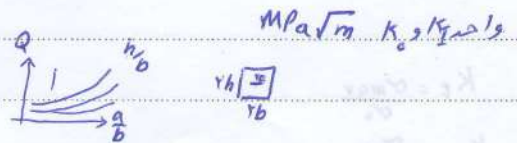
$$K_o = \sigma \sqrt{\pi a}$$

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

$$K_c = n \cdot KI$$

ضریب ایمنی رشد ترک

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



$$K_c = \sqrt{EG_c}$$

$$K_c = \sqrt{\frac{EG_c}{1-\nu^2}}$$

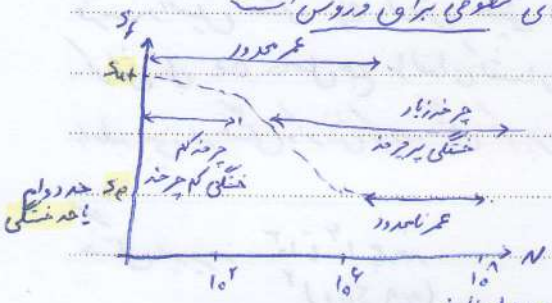
PAYCO

Gc انرژی سطحی با 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 در شده و بقی ترک می باشد و پس از آن به یکباره قطعه کسیده 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 است که برای طراحی سطوحی برای درون است

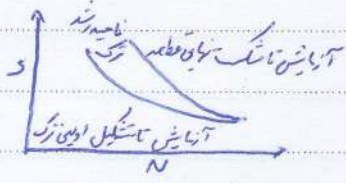


مقدار تنش عمر (S-N) باید بد

پیدا کنند می نتایج این آزمون در عمرهای کم زیاد نیست ولی در عمرهای بیشتر پراکندگی زیاد است

* مقدار S-N برای فلزات و آلیاژهای غیر آهنی هیچ گاه اقصی نمی شود و این مواد حد درام ندارند

* برای فلزات شکل پذیر، حد درام در پیش شکست شونده در حدود ۵۸٪ حد درام در حین شکست شونده است



S_e = حد درام نمونه چرخان برای قابلیت اعتماد ۷۰٪ است

مقدار حد درام نسبت به استحکام کششی

برای نمونه آلیاژی از جنس فولاد و آهنی ای کار شده مقدار حد درام

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

برای نمونه آلیاژی از جنس چدن و فولاد ریخته مقدار حد درام

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

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

* آلیاژهای آلومینیوم و منیزیم و همچنین اکثر پلاستیک حد درام ندارند

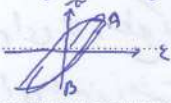
خستگی کم چرخه

اصل باشد پس 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

Subject:

Year : Month : Day : (10)

حدود کششای فولادی آجکاری شده به هنگامی که در عرض چرخه های مگلو سیکل شده تنش قرار گیرند افزایش یافته و محدود کششای فولادی سرد کشیده شده کاهش می یابد



شیب خط AB برابر E است

فرب استخام خستگی ϵ_f تنش حقیقی مربوط به شکست در یک چرخه است

فرب درکتیل خستگی ϵ_f کرنش حقیقی مربوط به شکست در یک چرخه است

کرنش کل $\Delta \epsilon$ حاصل جمع مؤلفه های کشسان $\Delta \epsilon_e$ و دوام $\Delta \epsilon_p$ کرنش می باشد $\Delta \epsilon = \Delta \epsilon_e + \Delta \epsilon_p$

رابطه بین عمر خستگی و کرنش کل در خستگی کم چرخه (استون و کافین)
$$\frac{\Delta \epsilon}{2} = \frac{\sigma_f^b (2N)^b}{E} + \epsilon_f (2N)^c$$

مربط به دوام مربوط به کشش

خستگی پر چرخه 10^6 تا 10^8 چرخه

$$\log S_f = b \log N + c \quad b = -\frac{1}{3} \log \frac{0.18 S_{ut}}{S'_e} \quad c = \log \frac{(0.18 S_{ut})^2}{S'_e}$$

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

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

تنش ای نوسانی

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$
 تنش میانگین
$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$
 تنش پهنه تنش
تنش که در یک چرخه بارگذاری می شود مؤلفه های (استاتیکی) تنش نامیده می شود. این تنش با تنش میانگین برابر نیست.
اگر علاوه بر تنش مددی به تنش برشی τ داشته باشیم
$$\sigma_m = \sqrt{\sigma_{nm}^2 + 3\tau_{nm}^2} \quad \sigma_a = \sqrt{\sigma_{na}^2 + 3\tau_{na}^2}$$

عوامل تنش میانگین و تنش پهنه تنش مغزی اند. هر چیزی که تنش کششی را کاهش دهد امکان شکست خستگی را کاهش می دهد.



کارایی قطار با چمد زنی و جکشن مغزی و خوردگی سرد تنش ای فشاری ای می کنند و حدود و دام را به طور چشم گیری افزایش می دهند

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

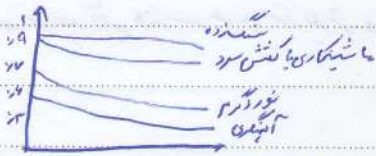
$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \cdot K_g \cdot S_e$

حدودام اصلاح شده مکانیکی

فرازیب تصحیح محدثه شکل

* اثر فرازیب اصلاحی حدودام بر مقدار چرخه پایداری

اثر پدانت سطح K_a

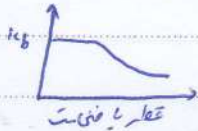


ماده با استحکام S_{ut} بالا معمولاً تردتر و بنابراین بر اثر عملیات پرداخت کاری قابلیت ایجاد ترک بیشتری دارد

* سنگ زدن حفزه را بیشتر می کند ولی آن را بهبودی در اصل می کند تا ترک ایجاد شود

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

اثر اندازه K_b



هر چه اندازه حفزه افزایش یابد حدودام بیشتر کاهش می یابد

* در استحکام تنگی مولد تحت بارگذاری تنش منگونی شده < خوش چرخان > بارگذاری محوری

$K_b = \begin{cases} 1 & d \leq 19 \text{ mm} \\ 1,199d^{-0.097} & 19,1 \leq d \leq 190 \text{ mm} \end{cases}$

برای قطع دایره ای تحت تنش یا پیش

اندازه موثر d : سوادی تراشیدن حجم ۰.۰۹ به اندازه ۰.۹۵ به حجم مشابه موثرتر چرخان

* تیر پر و تقابلی $0.0572d^2$ (چرخان) $0.193d^2$ (فیلر چرخان)

* مقطع مستطیلی $0.05hb$

$S'_e = (1.822 - 9.71 \times 10^{-8} S_{ut}) S_{ut} S_{uc} \leq 40.0 \text{ MPa}$ در بارگذاری محوری

حدودام در بارگذاری محوری مستقل از اندازه $K_b = 1$

قابلیت اعتماد K_c

۵۰	۹۰	۹۵	۹۹	۹۹,۹	۹۹,۹۹
K_c	۱	۰,۸۹۷	۰,۸۷۷	۰,۸۱۴	۰,۷۵۳

اثر K_d

$K_d = \begin{cases} 1 & T \leq 350^\circ \text{C} \\ 1,75 & 350 < T \leq 500^\circ \text{C} \end{cases}$

اعمال زیاد استحکام تنگی بسیاری از مواد را کاهش می دهد

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

اثر تراش K_e

$\sigma_{max} = K_e \sigma_u$ و $\sigma_{max} = K_e \sigma_u$ نیاز می نیت که K_e و K_d در ارتش ای استاتیکی مورد نرم اعمال کردن این فرازیب باید

مواد با استحکام زیاد، تراش سخت شده و سایر سردکاری شده اعمال شوند

$K_f = \frac{\text{حدودام معدوم بدون تراش}}{\text{فرازیب تراش تنگی}}$ $K_f < K_e$

برای موارد که بقیه مسائل نیستند $k_p = 0.9$ (مثل چین) q حساب به همان $q = \frac{k_p - 1}{k_t - 1}$ q برسی $q = \frac{k_p - 1}{k_t - 1}$ $0.9 < k_t < 1$ $q = 1$ $k_p = k_t$ و $q = 1$ $k_p = k_t$ و $q = 1$

$$k_p = 1 + q(k_t - 1)$$



موارد استهکام تسلیم ندارند ضرب نرخشان k_p را باید بر استهکام استاتیکی S_{st} یا S_{st} و نیز عدد دوام اعمال کرد

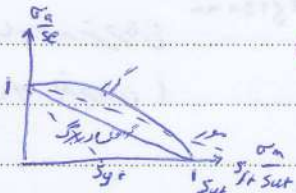
$$k_p = \begin{cases} 1 & \text{خشک چرخان} \\ 1.85 & \text{تعمیری (کشش بقیه)} \\ 1.89 & \text{پیش قالی} \end{cases}$$

اثر با بزرگداری k_p

اثرات k_p و q مثل تنش ای پسماند، خوردگی، آجکاری، ترک ای بوضعی، ساید چرخان

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

معیار ای طراحی در برابر خستگی



$$\frac{1.0 \sigma_a}{S_e} + \left(\frac{0.5 \sigma_m}{S_{ut}} \right)^2 = 1$$

محدوده معیار همگرایی

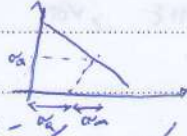
برای تنش های میانگین فشاری می توانیم از طریق برون ایی معیار اصلاح شده کوکس استفاده کنیم

در استهکام شکست و خستگی نقطه ای باشد و از S_e بزرگتر است

در میزان تنش در نقطه شکست داده در نمودار تنش مکانیک واقعی (نیمه منحنی) است

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

معیار مودرن



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

معیار اصلاح شده کوکس برای چدن آجکاری ورود تنش میانگین کشش باشد و تنش میانگین فشاری هیچ اثری بر دوام ندارد

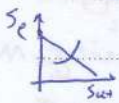
$$1.5 = \frac{S_y}{\sigma_a + \sigma_m} = \frac{S_y}{\sigma_{max}}$$

برای گسیختن بر اثر تسلیم استاتیکی $n = 1.5$ ضریب اطمینان استاتیکی

Subject:

Year: Month: Day: (13)

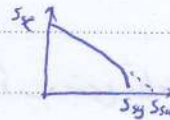
میزان تنش که باعث لسیج شدن می شود
تنش بیش از حد در شرایط کار



فریب ایمن کیسلیان

کیسلیان رابطه دیردوامی می باشد فریب ایمن در صورت وجود افتا فرما نیست ثابت باقی مانده

$$S_{se} = \frac{S_e}{\sqrt{r}} = 0.577 S_e$$



ماده لایتنی همیشه

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

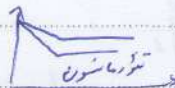
$$n_s = \frac{S_{sg}}{\sigma_a + \sigma_m} = \frac{S_{sy}}{\sigma_{max}}$$

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

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

اینجا ما این را می بینیم که در بار اعمال تنش ۲ حاس به ترتیب اعمال می شود

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



در صورتی که مقدار تنش از S_e کمتر باشد عمر قطعه بینهایت و $N = \infty$ دورات

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

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

ب نصف سطح تماس مستطین استوانه ای

استحکام محدود می شود

$$S_c = 2,174 \text{ HB} = 79 \text{ MPa}$$

شدت ناشی از سایش Wear سایش abrasive wear

افزایش معیار رولبرینگ 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 پرج و جار

پیچ دنده شستی ← بازده کم ، غیر قابل برگشت و اصطکاک زیاد ← مقاومت خوبی برای انتقال حرکتی دارد (بزرگتر از ۵۰٪)
 پیچ دنده مربعی ← بازده بیشتر

پیچ دنده ارادی ← برای انتقال نیرو یکطرفه

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

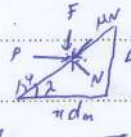
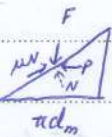
پیچ دنده دوزنقاری ← دارای استحکام بیشتر در برش در مقابل دنده مربعی

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

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

پیچ چند رابره : جهت نیروی انتقالی کم و طول گرسی زیاد و در انسان زیاد

علاقت $M \times Y \leftarrow X$ قطر بزرگ ، Y فاصله پیچ



پیچ ایمن و چپ

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

یا $P = \frac{F[\mu - l/\pi d_m]}{1 + (\mu l/\pi d_m)}$ در صورتی که زاویه مارپیچ از زاویه جلوبندی یا پیشروی کوچکتر باشد

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

یا $P = \frac{F(\mu + l/\pi d_m)}{1 - \mu l/\pi d_m}$ در صورتی که زاویه مارپیچ از زاویه جلوبندی یا پیشروی بزرگتر باشد

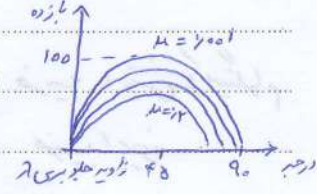
$$T = \frac{F d_m}{2} \left[\frac{\pi \mu d_m + l}{\pi d_m - \mu l} \right]$$

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

پیچ خود قفل کننده در صورتی که زاویه مارپیچ از زاویه جلوبندی یا پیشروی کوچکتر باشد

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

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



اگر پیچ خود قفل کننده ای بوده ، زاویه دندانه ای پیچ α و درجه رول با μ برابر به جای μ از $\frac{\mu}{\cos \alpha}$ استفاده کرد

استفاده از روش باقی مانده کن کردن گشتاور اضافی برای غلبه بر اصطکاک نیاز است



تنش در دندانه

$\tau = \frac{rF}{\pi d_p h}$ (ارتفاع مهره h)

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

- تنش برشی سیالگینی برای زرده بیج دندان برشی
- تنش برشی سیالگینی برای زرده مهره در قطر بزرگ⁴ بریده می شوند
- * میزان تنش برشی در دندانه های پایینی تراکمتر از میزان تنش در دندانه های بالایی است
- * در بیج های دندان شلخی و دوزن نقدای، بیج در ریشه زرده ای برده بلکه در جایی می برد که حاصله مطابق P باشد زیرا در ریشه سطح مقطع افزایش در نتیجه تنش کاهش می یابد
- * استحکام دندان های بیج انتقال قدرت دنده خود نقدای در مقابل برشی تنش از بیج دنده برده است
- * تنش محوری در بیج های قدرت خیلی کوچک هستند بست های دندان دار باید همواره دارای تنش کافی باشند تا در ریشه ای دندان به طور موضعی بدون مواجهه آب و بار را تحمل کنند
- * عمده اجتناس بیج و مهره از طوری انتخاب می کنند که قرار باشد بیج با مهره برنده مهره برد

انتقال بیج و مهره ای در تنش

انتقال قطعات بیکدیگر با بار کشش اولیه F_i

* در انتقال بیج و مهره ای اجزاء در صورتی که عضو جدا نشده باشند و افزایش تغییر شکل بیج با کاهش تغییر شکل عضو برابر است

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

در انتقال بیج و مهره ای اجزاء بار خارجی P برابر $P = P_b + P_m$

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

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

در یک اتصال واشر دار پیش بار باید آنقدر زیاد باشد که بتوان از ماده ای با مقدار کمینه فشار در دندانه استفاده کرد $F_i \geq A_g P$

P حداقل فشار در دندانه واشر A_g سطح مقطع واشر در اتصال واشر دار مقدار بار F_m $F_m \geq A_g m P$

m ضریب واشر حدود ۰.۲ تا ۰.۳ فشاری که تحمل دارد دو نیمه اتصال را جدا کند

* در بارگذاری استاتیکی اعمال پیش بار مفید نیست ولی در بارگذاری دینامیکی سب کاهش دندانه تنش و افزایش عمر بیج را دارد

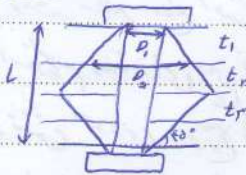
* پیش بار زیاد، مقاومت اتصال بیج شده را در برابر خشکی و واشر فصل کردن بسیار می بخشد

معادله سختی پیچ و اتصال

زمانی که چندین عضو با پیچ در هم وصل می شوند و سختی عادلانه است
 اگر یکی از اعضا دایره نرم باشد از سختی سایر اعضا چشم پوشی می کنیم و سختی عادل برابر سختی و اثرات
 با کاهش E و اثر سختی دایره در نتیجه سختی عادل اعضا کاهش می یابد



برای پیچ بدون بره تراشیمی از طول درزده شده به عنوان مبنا برای شروع محروم توزیع فشار استراب می شود
 سختی هر یک از اعضا با پیچ یکدیگر مقول می شود برابر



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

ل اتصال اعضا

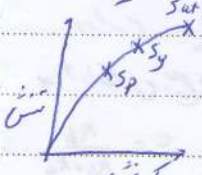
$$k_m = \frac{\pi E d}{2 \ln \left(\frac{L + r_{td}}{L + r_{td}} \right)}$$

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

$$k_m = \frac{\pi (r_{td} - d)^2 E}{2L} = \frac{r_{td} E}{L}$$

اگر در این حالت خوب در هم چسبیده باشد سختی کل برابر k_m است
 سختی عادل با افزایش طول ل کاهش می یابد

$F_b = C n_p P + F_i$ $F_i = n_p P (1 - C)$ $P =$ مقدار نیروی جدایی



برای اتصالات دائمی پیش پیچ دومه که توسط F_b ایجاد شده تا از استحکام تسلیم تجاوز نکند
 اگر قرار باشد پیچ دوباره مورد استفاده قرار بگیرد تنش پیچ همواره نباید از استحکام گدازه تجاوز کند
 (اگر گدازه برای قطعه نیروی بیشینه ای است که بدون تغییر شکل دائمی تحمل کند)

استحکام تسلیم گدازه تقریباً یکسانند اما چون استحکام تسلیم معمولاً بر اساس ۰.۲٪ تغییر شکل دائمی است بیشتر از استحکام گدازه 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 اشتباهی افزایش به پیچ وارد شد همان موقع شکست و خرابی مازگدازه ای شکل نمود

اتصالات مازگدازه $F_p = 1.15 S_y$
 اتصالات دائمی $F_p = 1.9 S_y$
 استحکام گدازه $S_p = 1.15 S_y$
 استحکام گدازه $S_p = A_2 S_y$

$T = k F_i d$ $T = 2 F_i d$ $k = 2$ $\mu = 0.15$
 گره مورد نیاز برای پیش بار $k = 1.8$ $\mu = 0.15$
 گریس در با قوی لگروا $\mu = 0.15$ $\mu = 0.15$

$N = \frac{S_y}{S_{ut}}$ $M \times 100 = S_{ut} (\mu P)$ که M, N گریس 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 زردهای بهره برابری ندهد

یک بیع بهره مرکب می شود

* زردهای درشت از زردهای ریز قویترند و ضرب تمرکزشان کوچکتری دارند

* بیع های دنده ریز در مقابل گشتاد سف کردن یکبار، قطعات را بیشتر از بیع های دنده درشت می نشانند

بیع های دنده ریز به علت داشتن گام کوچک فنی، بستن، آبیروی انتقال زیاد را با وجود آورده و به علاوه به علت داشتن

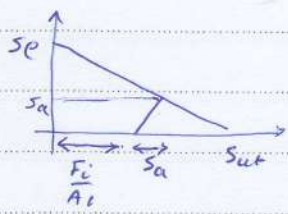
سطح اصطکاک زیاد نسبت به بیع های ریز در اثر ارتعاشات به طور ناخواسته با زمین می شوند

بارگذاری خستگی را

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

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

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



ضرب ایمنی بر طبق معیار باربری

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

برش در اتصالات

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

برش بیع و بیج تحت بارگذاری خارج از مرکز

$$\bar{X} = \frac{\sum AX}{\sum A} \quad \bar{Y} = \frac{\sum AY}{\sum A}$$

$$\bar{X} = \frac{\sum AY}{\sum A}$$

A مساحت بیع

$F_c = \frac{V}{n}$ $F_c = \frac{M r_c}{r_1^2 + r_2^2 + \dots + r_n^2}$

$$\frac{F_c}{r_1} = \frac{F_c}{r_2} = \dots$$

Subject:

Year : Month : Day : (18)

خارجی نیروی ناموازی را

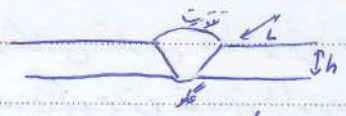
خارجی انطباقی که باکسی یعنی در شیار بر طبق جاذبه می شود و از حرکت طولی قطع سوار شده در روی محور حرکت می شود
خارجی لغزشی که در دستگاه های انتقال حرکت و تغییر مدی که در آن مقطع سوار شوند به راسته از محور حرکت
طولی راسته باشد

خارجی می باشد که در روی شیار روی محور نصب شده و می تواند حرکت طولی قطع سوار شوند را نیز به همراه خود بکشد
خارجی بزرگی یا و در طرف روی محور عمود خطی مورد استفاده قرار می گیرد و فقط در انتقال نیروی کم کاربرد دارد
و نسبت آن تکه خار و جای خار آسان و خود تنظیمی

تنش در خار σ به نیروی ناشی از بیخس در شعاع بیخس F و سطح مقطع در تاسی خار A برابر $\sigma = \frac{F}{A}$

Subject:

Year: Month: Day: (19)

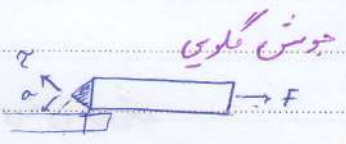


بفضل ۵ - جوش

جوش لب به لب

مساحت گنبدی F را تحمل می کند برابر با hL است و قسمت تقوین برای بارگذاری استاتیکی است. در برای بارگذاری خنگی را از طریق گنبدن هاف تمرکزش افزایش می یابد

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

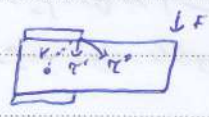


جوش گلوئی

$$A = hL \cos 48^\circ = 0.67 \cdot hL \rightarrow \sigma_x = \frac{F}{A} = \frac{F}{0.67 hL} \begin{cases} \sigma_{max} = 1.418 \frac{F}{hL} \\ \tau_{max} = 1.118 \frac{F}{h} \end{cases}$$

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

برای مقاصد طراحی معمول تنش عمودی به حساب نمی آید. برای جوش موازی هم باید هواسان به مساحت (تعداد برآر جوش) باشد



بارگذاری خارج از محور جوش

۱- ترکیب بارگذاری برشی و جوش (بزرگ در عمده جوش و خارج از مرکز)

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

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

$$A = 0.707 h L \quad I_u = \frac{d^3}{12}$$

$$A = 0.518 h L \quad I_u = \frac{1}{2} \pi r^3$$



۲- ترکیب بارگذاری برشی و جوش (بزرگ در عمده جوش نباشد)

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

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

$$I_u = \frac{d^3}{12}$$

$$I_u = \frac{1}{2} \pi r^3$$

I_u گشت در اجزای یا گشت در دوم قطعی برای سطح واحد. مولفه ای تنش σ و τ را باید اگر در بهر با استفاده از ابره بود و نظریه میخاطبه تنش برشی بیشتر تر سکا تبدیل می کنیم. - مزایب کاهش استحکام خنگی K و ضریب ایمنی n در نوع بارگذاری و نوع جوش تناد است

Subject:

Year : Month : Day : (29)

جوشکاری تقادستی نقطه جوش، درز جوش و جوش سرد سرد با استفاده از تقادست الکتریکی
تعمیراتی 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 پرهیز کرد.
قطعات مورد انتقال 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 زرد جوشکاری حرارت زیاد فلز پرکن را مذاب کرده و توسط خاصیت موئینگی فضای خالی پر می شود
۱۱ توانای انتقال مواد مذاب ۲۷ عدم تغییر شدت به خواص مکانیکی مواد پایه ۲۳ انتقال مواد با ضخامت متفاوت
۲۴ بدون نیاز به پرداخت کاری

۲. لیم کاری (۱) کمتر و فلز پرکن نرم تر و تمامی بار خارجی توسط مواد پایه تحمل می شود
در لیم کاری لازم است نقطه ذوب لیم از نقطه ذوب بر دو نقطه انتقال پایین تر باشد
۳. چسب زنی دارای تنش نباشد گینواخت و عیب آن در حیات دایمی 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 خارجی فنر D قطر مفرد فنر d شاقص فنر $C = \frac{D}{d}$

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



فنر های فشرده شدن برشی

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

برای بارگذاری خشکی

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

برای بران انگلی از K_w یا K_B یا K_s با سبکتر $K_B = \frac{4c+2}{4c-3}$ فنر برگ اشتر $K_w = \frac{4c-1}{4c} + \frac{2418}{c}$ فنر اصلاحی وال

بر معیار فنر کایش استیکام خشکی به جای فنر افزایش براری توان برای بار خشکی استفاده کرد $K_c = \frac{K}{K_s}$

N تعداد حلقه فعال G مدول الاستیسیت برشی $K = \frac{F}{\delta} = \frac{d^4 G}{8 N D^3}$ فنر فنریت یا سختی فنر

در فنر های فشاری طول فنر نباید اندازه ای زیاد باشد تا در حین کار کمانش ایجا نشود $l = 2.8 + \frac{0.5 \sqrt{D^2}}{8}$

* عواملی مانند خارج از مرکز بودن بار، اثر حلقه های انتهایی و اشغال آن باعث کمانش فنر اندکی کمتر از مقدار بالا باشد
 طبق هماری دیگر فنر های پیچیده بندی که طول آزاد آن از چهار برابر قطر میانی بیشتر باشد ممکن است بر اثر کمانش ضعیف شوند



فنر مرکز کشش $K = \frac{r_m}{r_i}$

فنر های کششی

- * کشش بجز برای در یک فنر کشش اغلب در قلاب های انتهایی رخ می دهد
- * $\frac{2}{3}$ کایش قطر پیچیده به دلیل کوتاه تر شدن بازوی کشنده باعث کاهش کشش می شود
- * هیچ فنر مرکز کششی برای سوزن های محوری بار مورد نیاز نیست

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

کشش زیان در قلاب $\alpha = \frac{F}{A} + K \frac{M_o C}{I}$ ($M = F r_m$)

* یک فنر زانی بران هم به صورت کشش و هم به صورت فشاری مورد استفاده قرار داد و به دلیل مرکز کشش از قطع مربعی استفاده نمی شود
 طول آزاد فنر $l_B = d(N+1)$ طول بدن l_B + طول قلاب

حلقه های فعال و غیر فعال $N = N_{Total} - N_{Inactive}$
 فقط در فنر های فشاری $N_D = 2$ است $N_D = 1$ برکت یا سبک باشد $N_D = 1$ ساده و سنگین $N_D = \frac{1}{4}$ ساده

Subject:

Year : Month : Day : (22)

روش ساخت فرای قشیری: ارتفاعشان را به ارتفاع برده نزدیک می کنند تا تنش پسماند در جهت مخالف با تنش کار ایجاد شود تا استحکام فر افزایش پیدا کند باعث کاهش خوردگی ناشی از لایه وارفتگی می شود و افزایش عمر بیشتر فر را می دهد

جنس فنر؟

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

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

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

استحکام تسلیم پیش برآورد فر $S_y = 1.75 S_{ut}$

$S_{Sy} = 1.877 S_y$

وقتی اطلاعاتی از جنس نداریم

فولاد کربن دار پر کشیدگی شده فولاد کربن دار و کم آلیاژ فولاد پر کشیدگی فولاد فولاد آستنیت و آلیاژ نیکل

$S_y = \tau_{all} \quad ; \quad 1.35 S_{ut} \quad ; \quad 1.8 S_{ut} \quad ; \quad 1.8 S_{ut}$

$S_y = \sigma_{all} \quad ; \quad 1.41 S_{ut} \quad ; \quad 1.87 S_{ut} \quad ; \quad 1.87 S_{ut}$

ارتفاع فنر یا موج زدن فنر

فنر در درگاه $w_n = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{k}{m}}$

فنر یک در درگاه $w_n = \frac{1}{4} \sqrt{\frac{k}{m}}$

$w_n = \frac{d}{N \pi D^2} \sqrt{\frac{G}{\Delta P}}$ $m = A \Delta P = \frac{\pi^2 d^2 D \Delta P}{4}$ جرم فنر با چسب

فرکانس طبیعی اصلی فنر باید ۱۵ تا ۲۰ برابر فرکانس نیروی وارده حرکت فنر باشد تا پدیده تشدید رخ ندهد

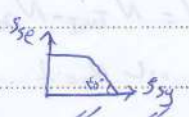
بارگذاری خشکی را

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

در تحلیل خشکی فنر از ضرب ضرب شونده در تنش برشی هم دامنه تنش و هم به تنش میانگین اعمال می شود

برای محاسبه تنش ای متوسط تنش برشی K_s و تنش ای نوسان K_a و K_c استفاده می شود

$\tau_m = K_s \frac{1}{\pi d^3} F_m D$ $\tau_a = K_c K_s \frac{1}{\pi d^3} F_a D = K_B \frac{1}{\pi d^3} F_a D$



$\tau_a = S_{Se}$ $\tau_{max} = \tau_a + \tau_m = S_{Sy}$ کسینوسی خشکی در فرآیند بارچسب زدن رخ می دهد که یکی از حالات در جدول پست است

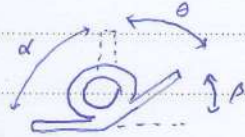
$n = \min \left[\frac{\tau_a}{S_{Se}}, \frac{\tau_a + \tau_m}{S_{Sy}} \right]$

معیار همگانه کار از نسبت بالای $\frac{\tau_a}{S_{Se}} + \frac{\tau_m}{S_{Se}} = \frac{1}{n}$ معیار همگانه کار از نسبت بالای $S_{Se} = 1.4 S_{ut}$

Subject:

Year : Month : Day : (23)

* یک قاعده کلی در طراحی فنرهای است که لقی سیم ای غز باید بیشتر از $\frac{D}{10}$ باشد به خصوص در فنرهای که به طور متناوب بارگذاری می شوند (خشکی).



فنرهای پیچشی مارپیچی

زاویه انحراف θ
زاویه پیچش α

زاویه فنر θ
ثابت $\theta + \alpha$
$$K_i = \frac{FC^2 - C - 1}{4C(C-1)}$$

تاریک

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

تاریک

قطر درونی فنر پیچشی
$$D_i = \frac{N D_i}{N}$$

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

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

تنش خمشی در سیم ای

$$K = \frac{d^4 E}{9FDN}$$

ضریب فنریت فنرهای پیچشی برای تغییر شکل زاویه ای θ

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

ضریب فنریت " " با استفاده از مقدار دور پیچ

$S_e = 527 \text{ MPa}$ برای فنرهای معمولی

$S_e = 189 \text{ MPa}$ برای فنرهای ساخته شده



فنرهای شکستنی یا بلویل

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

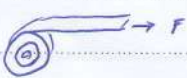
اگر مقدار بار تغییر می باشد که خیز فنر k برابر h و $h = \frac{h}{2}$ باشد می توان برای سیم پیچش در فنر از σ_e به تنس σ با کمترین در فنر بلویل در مرز داخلی سطوح فوقانی موجودی آید

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



فنرهای پیچشی ارتفاع مرده فنر همان پنجاه درصد است

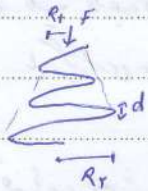
مهمترین فنریت این فنرهای پیچشی برای حالتی که سیم یک درجه بندی کار با هم در تماس هستند این است که اصطکاک فنریش این آن موجب میرا شدن ارتفاعات گذرای ناخواسته ترکیبی می شود



فنر دار شو

Subject:

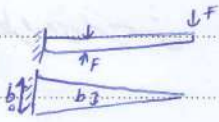
Year: Month: Day: (24)



فردر و طوسی
 از فرم گیری نر و ان
 فز مار پیسی کر شکل نر و ا پی پی ر شده
 فضای کی اتصال

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

سختی پیچش فنر



فردر و طوسی

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

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

ثابت فنر کشی

فردر و طوسی
 از فرم گیری نر و ان
 فز مار پیسی کر شکل نر و ا پی پی ر شده
 فضای کی اتصال

فردر و طوسی
 از فرم گیری نر و ان
 فز مار پیسی کر شکل نر و ا پی پی ر شده
 فضای کی اتصال

فصل ۷ - روانکاری و مایعات لایه لغزشی

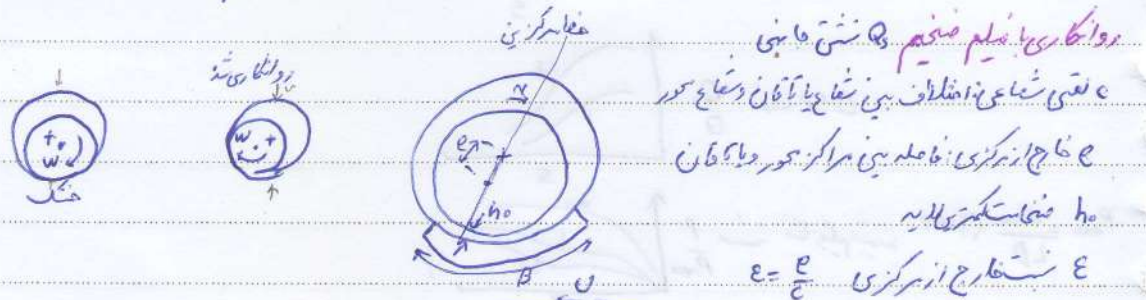
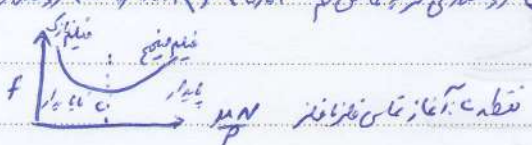
روانکاری سیدرودنیایی یک لایه نسبتاً منبسط روان ساز فشار فیلم لایه، توسط خود سطح متحرک ایجاد می شود
روانکاری سیدرودنیایی فشار لازم روانکاری از یک منبع خارجی تأمین می شود، در طراحی یاتاقان ای با سرعت کم، مقاومت اصطکاک کمتر از
روانکاری الاستوستیک سیدرودنیایی اجسام کاملاً به هم گیر را می پوشانند و علاوه بر لغزش، غلظت داریم مانند چرخنده ها، تا یک روانکاری
روانکاری مرئی ۱. پایی بودن سرعت متحرک ۲. کافی بودن سطح مقطع ۳. کاهش مقدار روانکار ۴. افزایش بار یاتاقان ۵. افزایش دمای روانکار
باعث کاهش ویسکوزیته می شود

روانکار فیلم جامد در دمای بالا با افزایش زیاد غلظت اصطکاک، سایش و آسیب در بین سطوح از فیلم جامد مانند گرافیت یا
رسی بولفید و لیسین فرسایش می یابد

لزجت یا ویسکوزیته $\mu(\text{reyn}) = Z(\text{cP}) / 4,189 \times 10^6$
 $\mu(\text{Pa.s}) = 10^{-3} Z(\text{cP})$
 $T = \frac{F}{A} = \mu \frac{U}{h}$
 $\nu = \frac{\mu}{\rho} \text{ (cm}^2/\text{s) St}$
لزجت مطلق = لزجت سینماتیک

قانون پتروف $P = W / 2\pi r L$
فشار برای کم محاسبه پتروف ضرایب $f = 2\pi^2 \left(\frac{\mu N}{P} \right) \left(\frac{L}{r} \right)$
 $T = \mu \frac{U}{h} = \frac{2\pi r \mu N}{h} \rightarrow T = 2A r = \frac{4\pi^2 r^3 \mu N}{c}$
 $T = f W r = 2r^2 f L P$
علقه شغالی $S = \left(\frac{r}{c} \right)^2 \frac{\mu N}{P}$ $N(\text{rev/s})$

روانکاری مرئی $0.001 < f < 0.005$ روانکاری مرئی $0.005 < f < 0.01$ روانکاری مرئی $0.01 < f < 0.05$ روانکاری مرئی $0.05 < f < 0.1$ روانکاری مرئی $0.1 < f < 0.5$ روانکاری مرئی $0.5 < f < 1$ روانکاری مرئی $1 < f < 5$ روانکاری مرئی $5 < f < 10$ روانکاری مرئی $10 < f < 50$ روانکاری مرئی $50 < f < 100$ روانکاری مرئی $100 < f < 500$ روانکاری مرئی $500 < f < 1000$ روانکاری مرئی



توزیع سرعت در لایه $u = \frac{1}{2\mu} \frac{dP}{dx} (y^2 - h^2) = \frac{U}{h} \left(\frac{y^2 - h^2}{h^2} \right)$
 $f = \phi \left[\left(\frac{L}{r} \right)^2 \frac{\mu N}{P} \right]$
نظریه سیدرودنیایی $\frac{dP}{dx} = 0$ در منطقه است

سرعت زاویه ای در $\omega^* = \omega_b + \omega_z - 2\omega$
سرعت زاویه ای در $\omega^* = \omega_b + \omega_z - 2\omega$
 $S = 5 \left(1 + \frac{\omega_b}{\omega_z} - 2 \frac{\omega}{\omega_z} \right)$

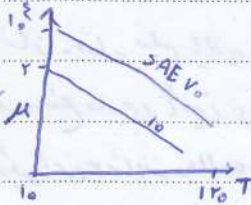
Subject:

Year: Month: Day: (26)

معنی گامای بی باقی قانون استوانه‌ای

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

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

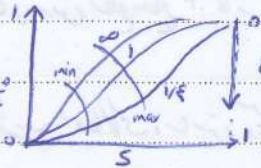


$T < 121^\circ C$ حداکثر دمای مجاز

$$h_o = c - E$$

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

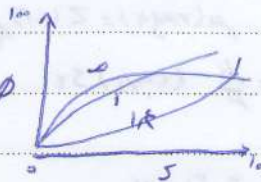
کمترین غلظت ماده در مسیر



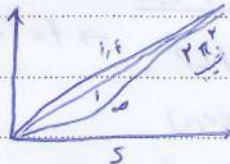
$$h_o > 77000 \pm 75000 \pm D (mm)$$

* باقی قانون با بارگذاری بیش از حد و کمترین

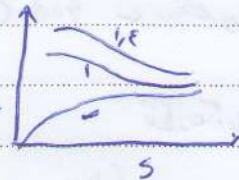
در صورت کمترین غلظت ماده



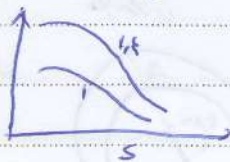
در f و f2 ضرب همگام



در Q/rCNL



در Q/Q



$$P_{max} = \frac{W_{star} (Y/M)}{LD}$$

در P/Pmax



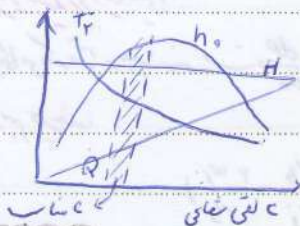
افزایش دمای و طراحی بر حسب

کم بخاطر اینکه در اثر کمبود آن حالت بی مقدار

T_f دمای خردی دروغی

H افت توان با زمان

حالت بر حسب h_o با کمترین



Subject:

Year : Month : Day : (27)

تولرانس حرف بزرگ IT سوراخ حرف کوچک تا محور قطر سوراخ کم قطر محور زیاد و A قطر سوراخ کم

انطباق

ردان	HA۶۷	۰/۰۴	۰/۰۳	۰/۰۲
آزار	HA۹۹	۰/۰۶	۰/۰۵	۰/۰۴

یاتاقان یا تقذیه فشاری

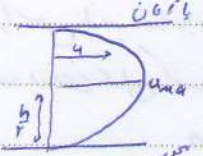
از ایما رینر به دو نیم یاتاقان $\frac{L}{d}$ کمتر و ضخامت لایه روغنی کم
بار بیشتری را بدون گرم شدن حمل کند و جهت جریان روان ساز در مسافتی کمی از مرکز به سمت لبه ای یاتاقان

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

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

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

$$\Delta T_c = \frac{9\sqrt{N} \times 10^4}{1 + 1.05 \epsilon^2} + \frac{(f r k) 5 W r}{P_s r \epsilon}$$



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

$$Q_s = \pi P_s r c^2 (1 + 1.05 \epsilon^2)$$

$$P = \frac{W/r}{2rL}$$

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

گرای دفع شده یاتاقان خودران

یاتاقانی با قطعه‌اشکی که در هنگام راند خود بر سطح یاتاقان از نظر روغنی کم
 T_L را به یاتاقان فیلم روغن
 $C = \begin{cases} 11.4 & \frac{W}{\mu k} \\ 1.5 r & \text{مردت پروا} \\ 3.75 & \end{cases}$

$$H = \frac{CA}{B+1} (T_L - T_A)$$

گرای دفع شده

موانع یاتاقان

عمر یاتاقان را با قراردادن لایه ای از نایت بر روی فولاد افزایش دارد
 یاتاقان برنزی برای بار سنگین درست کم یاتاقان چینی بار نه چندان خشن یاتاقان کربنی در مواردی که درجه حرارت بالاتر

یاتاقان بار و انگاری موزی

موانع راه افشاری یا توقف و افزایش بار و کاهش روغنی

در انگاری با فیلم مخلوط (شرایط سببزدنیایی + شرایط فیلم نازک)

۱- دیکور ستر کم ۲- سرعت یاتاقان کم ۳- بار اضافی بر یاتاقان ۴- لغت بسیار کم ۵- محور و یاتاقان هم راستا نباشند

فصل ۸ - یاتاقان غلتشی

* در یاتاقان غلتشی اصطکاک آغاز کار در حدود دو برابر اصطکاک جنبشی دارد است و اصطکاک کل آن اکثر از لغزشی است و فریب اصطکاک با افزایش سرعت دوران یاتاقان به صورت بی نهایت خطی کاهش می یابد. مقدار مشخصی سرعت دوران در این سیستم وجود دارد و بیشتر از آن در این سیستم می توان به پیش بار دیدن کرد که آن کار را در برای سرعت های دوران زیاد می نماید.

در عملی که با برای فریبی از ساین بر یاتاقان وارد می شود از دو جنب استفاده می شود اولی عدم قابلیت تحمل سرعت های بالا در آن و دومی از بار برای فریبی و دیگر فضای شعاعی از یاتاقان که در آن استفاده می شود.

* به a عمر میگویند در حدود چهار تا پنج برابر عمر تنبلی $a = 10$ است $a = 2$ است $a = 0.2$ در لبه است

بار اساسی L_{10} بار دینامیکی L_{10h} بار اساسی باید مقدار بار شعاعی ثابتی که کرده می باشد مطابق است با یاتاقان این توانسته برای عمر اساسی

یک میلیون دور در هر خوش بزرگ در روزی تحمل کند (C)

$$L_{10} = \left(\frac{C}{F}\right)^a$$

بر حسب میلیون دور

$$L_{10h} = \frac{10^6}{90h} \left(\frac{C}{F}\right)^a$$

بر حسب ساعت

n سرعت دوران rpm

$$C_R = F \left[\frac{L_D}{L_R} \frac{n_D}{n_R} \right]^a$$

C_R میزان بار اساسی مربوط به هر ساعت از عمر L_D در سرعت n_D شعاعی عملی یاتاقان

L_D عمر لازم برای طرح رعب ساعت در سرعت n_D

$$L_{10} = \frac{L}{7.02 + 4.34 \left[\ln \left(\frac{1}{R} \right) \right]^{1.4}} = \frac{L}{7.02 + 4.34 \left[\ln \left(\frac{1}{R} \right) \right]^{1.4}}$$

$$C_R = F \left[\frac{L_D n_D / L_R n_R}{7.02 + 4.34 \left[\ln \left(\frac{1}{R} \right) \right]^{1.4}} \right]^a$$

$F_e = \sqrt{F_r}$ بار شعاعی معادل

$F_e = X \sqrt{F_r} + Y F_a$ F_a مؤلفه شعاعی بار F_r مؤلفه شعاعی بار X فریب دوران بزرگ Y فریب شعاعی لایه فریب کروی

$V = 1$ زمانی که بزرگ درون دوران دارد $V = 1.2$ زمانی که بزرگ سردی دوران دارد (شاید عمر خستگی کمتری است)

اگر $X > 1$ تحمل بار کروی یاتاقان بیشتر از بار شعاعی است

$C_i = 1$ بار ذاتی

$C_i = 1.5$ بار اجزای که

$C_i = 2$ متعلق

بار فریبی نام بر از معادله سرعت استاتیکی می درازند

$$\left\{ \begin{array}{l} F_e = C_i \sqrt{F_r} \\ F_e = C_i (X \sqrt{F_r} + Y F_a) \end{array} \right.$$

بار شعاعی معادل در شرایط بار فریبی

Subject:

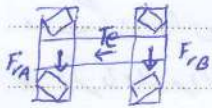
Year : Month : Day : (29)

ردبرینگ مخروطی

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

K نسبت میزان بار شغلی به میزان بار محوری (α یعنی انحراف شیب پیمانه)
K=1.2 برای یاتاقان شغلی ۷۵٪ برای یاتاقان با شیب تند

* بارهای شغلی معادل برای ردبرینگ های مخروطی با استفاده از رابطه های مثل $F_e = 0.8 F_r + 1.5 F_a$ می شوند تا این تفاوت که برای این یاتاقان از فریب دوران رینگ استفاده می شود



$$F_{eA} = 0.4 F_{rA} + K_A \left(\frac{0.47 F_{rB}}{K_B} + T_e \right)$$

$$F_{eB} = 0.4 F_{rB} + K_B \left(\frac{0.47 F_{rA}}{K_A} - T_e \right)$$

- اگر بار شغلی واقعی دارد بر یاتاقان از مقدار F_e بیشتر باشد به جایی F_e از بار شغلی واقعی برای آن یاتاقان استفاده شود
- * پیش باردهی سبب بر طرف کردن لغز داخلی، افزایش عمر خشکی دکایش شیب محور در محل یاتاقان
- * به ازای هر ۱۰۰ هزار در یاتاقان شیب افشانی محور از عمر یاتاقان در حدود ۲۰٪ کاهش می یابد
- * در زمینه های مختلفی در صنعت های گوناگون، در قسمت های مختلف استفاده می شوند

Subject:

Year : Month : Day : (30)

فصل ۹ - چرخنده ۲

$P = \frac{nd}{N} = \pi m$ گام دایره ای: فاصله ای بر روی دایره گام از یک نقطه بر روی دایره تا نقطه ش بر بر روی دایره است. m مدول است قطر که یکی متر یا بر تعداد دندان

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



$$\left(\frac{\omega_1}{\omega_2}\right) = \frac{r_2}{r_1}$$

شعاع انحنای این دو است بطوریکه نسبت تغییر می کنند در نقطه روی دایره و مرکز دو دایره نیز شعاع را دارد

دایره بیض شعاع در سمت آن زیاد می باشد

خطاتر در راستای داشتن می باشد بر روی دایره بیض چرخنده اعلی می باشد P زاویه فشار است و بین 15° تا 20° دایره مماس بر خط فشار = دایره مماس

قیمت گرد برای دایره c $t = \frac{P}{c}$ $b = 1.25m$ $a = m$ $c = b - a$

اگر فاصله مرکز چرخنده را زیاد کنیم و دایره فشار افزایش و طول خط عمل و نسبت درگیری کاهش می یابد

برای مدول دایره فشار لازم جهت درگیری دو چرخنده است

مماس در همه نقاط عمود بر خط گام حرکت نسبی یک لغزش به علاوه لغزش است که نسبت لغزش صحتاً با

فاصله بیض نقطه مماس و نقطه گام متناسب است. هرگز نسبت لغزشی به گامی رخ می دهد که کوچکتر از دایره دندان

چرخنده دیگر در مماس باشد

زاویه عمل و مجموع زوای دایره و زاویه شعاع هر چرخنده است q_a کلان دایره q_b کلان دایره $q_t = q_a + q_b$ عمل

دنده شانزده ای $P_b = P_c \cos \varphi$ $P_a = P_c \sin \varphi$ P_c گام دایره ای φ زاویه فشار

مختصی پریش با این دو است بر سمت دنده شانزده ای است که زاویه آن با خط انحراف نسبی برابر زاویه فشار است

شعاع دایره مماس گام P_a دایره ای چرخنده با محور مماس آن است

نسبت درگیری می گوییم تعداد حجت می در حال تماس با استخفاف می کند $m_c = \frac{L_{ab}}{P_b} = \frac{q_t}{P}$ کلان بیضی دایره ای L_{ab} دایره ای مماس

$m_c < 2$ که نه نزدیک دایره دندان $m_c = 1.7$ قلی می کند

$m_c = \frac{L_{ab}}{P_c \cos \varphi} = \frac{L_{ab}}{P_b} = \frac{\sqrt{r_{ap}^2 - r_{bp}^2} + \sqrt{r_{aq}^2 - r_{bq}^2} - c \sin \varphi}{P_b}$ c فاصله مرکزی چرخنده r_a شعاع دایره دندان r_b شعاع دایره مماس

بالفراش نسبت درگیری با دایره بیضی و با فراتر گزینی منتقل می شود و در گامی در مقدار اشتقاقی ملاحظه می شود

تداخل می توان با افزایش تراش نسبت تداخل را حذف کرد (در بیشتر تراش) ولی دایره مماس ضعیف می شود

با زیاد شدن تراش در تداخل کاهش داد می عمل به ای کار دایره مماسی که هرگز مغز می شود ولی نزدی مماسی اصطلاحاً دایره مماسی

بیشتر نسبت درگیری کم می شود

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
 $d_k = m(N+2)$ می باشد d_k مجموع قطر دایره گام و عمق کاری h_k می باشد



با انتقال شده توسط چرخ دنده = مؤلفه تماس و اکشن در عمل درگیری دندانه
 گشتاور پینیون (کنگر. اعلائی) T
 سرعت خط گام v (m/s)
 توان منتقل شده H در حوض واحد W
 $W_t = \frac{F_t}{m}$
 $T = d W_t$
 $v = \frac{\pi d n}{60}$ *سرعت دندانه n در rev/min قطر گام d*
 $H = W_t v$

ضریب تنش σ
 $\sigma = \frac{Mc}{I} = \frac{F W_t l}{F_t r} = \frac{W_t}{F m Y}$
 F ضخامت دندانه P گام دایره ای و ضریب شکل لویس
 W_c بر حسب پینیون $m_s F$ بر حسب پینیون σ بر حسب MPa
 لایه ضریب شکل اصل لویس
 اجزای تنش σ

$\sigma = \frac{k_v W_t}{F m Y}$
 $k_v = \frac{1 + v}{1}$ *بر حسب تراشه* $k_v = \frac{1 + v}{1}$ *بر حسب تراشه*
 بر حسب سطح صافتر در مقیاس k_v بزرگتر

از تراش $K_f = H + (\frac{t}{r}) + (\frac{t}{r})^m$
 ضریب پینیون J (AGMA)
 $J = \frac{Y}{K_f m W}$ $\sigma = \frac{W}{F m J}$ $\sigma = \frac{k_v W_t}{F m J}$
 $\sigma_p \ll F \ll \sigma_p$

استحکام خمشی
 $S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f k_g S_e'$
 k_a ضریب سطح بر حسب با شنگاری

$k_b = \begin{cases} 1 & d \leq 2.5 \\ 1.189 d^{-0.19} & 2.5 < d < 10 \\ 1 & 10 < d < 25 \end{cases}$ *حالت d در deg $p = \pi m$*
 $k_e = 1$ ضریب تراش

ضریب اجزای گوناگون $k_g = 1$ برای خمش در طرفه و در دیگر موارد $k_g > 1$
 k_f برای خمش لایه طرفه 1, 2, 3
 $\sigma_a = \sigma_m = \frac{\sigma}{2}$
 $S_e' = \frac{S_{ut}}{2}$ $S_{ut} \ll 1400 MPa$

Subject:

Year : Month : Day : (32)

معادله اصلاح شده لورین

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

فریب ایمنی

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

کامفریب تصحیح افتادن بار کامفریب توزیع بار کامفریب عدم اطمینان در جنس و بار
 کامفریب شوک کامفریب احتمالی ناشی از منبع قدرت یا اعمال بار کامفریب احتمال توزیع غیر یکنواخت نیروی در زمان برپه‌های بزرگ

معادله سولومون

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

رادیوس

$$r_1 = \frac{d_p \sin \psi}{r} \quad r_2 = \frac{d_g \sin \psi}{r}$$

فریب کشش

$$C_p = \left[\frac{1}{\pi \left(\frac{1-\nu_p^2}{E_p} + \frac{1-\nu_g^2}{E_g} \right)} \right]^{\frac{1}{2}}$$

فریب پهنایی

$$I = \begin{cases} \frac{\cos \psi_t \sin \psi_t}{r m_N} \frac{m_G}{m_G + 1} & \text{چرخنده خارجی} \\ \frac{\cos \psi_t \sin \psi_t}{r m_N} \frac{m_G}{m_G - 1} & \text{چرخنده داخلی} \end{cases} \quad \sigma_c = -C_p \sqrt{\frac{k_v W^t}{F d_p I}}$$

نسبت پهنایی

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

نسبت کشش

$$m_N = 1 \quad \psi_t = \psi_s + \psi_n$$

استقامت خستگی سطح

$$S_c = 2.7 \psi HB - \psi_0 \text{ MPa}$$

استقامت خستگی AGMA

$$S_H = \frac{C_L C_H S_c}{C_{TR}}$$

$C_H = \text{فریب عمر}$
 $C_L = \text{فریب بار}$
 $C_{TR} = \text{فریب قابلیت اعتماد}$

برای افزایش استقامت سطحی که است کمترینی از چرخنده استفاده شود

استقامت خستگی

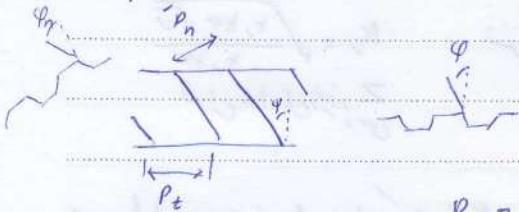
$$S_H = C_p \sqrt{\frac{k_v W^{tp}}{F d_p I}}$$

Subject:

Year : Month : Day : (33)

چرخنده ای مارپیچی موازی

فکری تدریجی ، انتقال آکرم بار و توانای انتقال بار برای سنگین در سرعت های بالا از ویژگی ای این چرخنده است



زاویه مارپیج ψ ۱۵ ، ۲۲ ، ۳۰ ، ۳۵

زاویه مارپیج ψ گام دایره ای عرضی (معمولا "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 پیچ

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

اگر یک چرخنده مارپیج راه ایلی با عمود بودن پارامتری ذکر نشود معمولاً منظور مایل بودن آن پارامتر است

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

R شعاع گام ظاهری در چرخنده مارپیج
N' تعداد کمازی

در یک سبب استحکام خمشی اندازه ای مارپیچی و مقدار فریب شکل بودن ۲ برابر مقدار قطر در چرخنده ساده که مقدار در اندازه آن برابر اندازه کمازی N' در چرخنده مارپیج و زاویه فشاری برابر ϕ_n باشد

شعاع انحنای به ظاهر بزرگتر R مقدار در اندازه ای کمتر در ساخت چرخنده ای مارپیچی امکان می سازد در بیشتر تراش کم تر شود

حالتی مقدار در اندازه ای سینورین برای چرخنده ای مارپیج بودن متداخل با چرخنده دیگر (با $\psi_1 \sin^2 \phi_1$)
K=1 برای در اندازه ای عین کامل K=1/2 برای در اندازه ای کوتاه

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

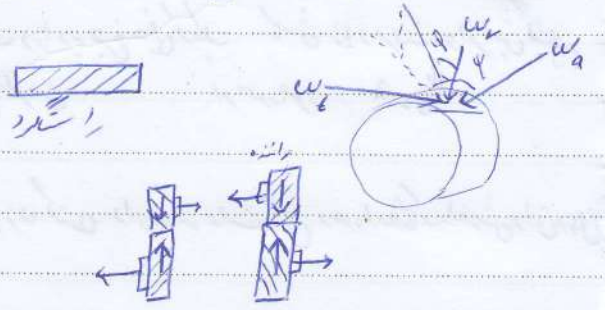
$N_{p \min} = \frac{f K \cos \psi}{\gamma \sin^2 \phi_t}$ $N_G = \frac{N_p' \sin^2 \phi_t - f K^2 \cos^2 \psi}{f \cos \psi - \gamma N_p \sin^2 \phi_t}$

F = ۲ P_x معمولاً پهنای رویه چرخنده مارپیج و در برابر گام عمودی

$w_r = w_s \sin \phi_n$

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

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



در دردی عمودی با زاویه چرخنده مارپیچ (درودی و فرودی) برای کاهش بار عمودی باید هر دو در یک جهت (راستگرد یا چپگرد) باشند

$$K_v = \sqrt{\frac{5,84 \cdot W_e}{5,84}}$$

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

$$c = \frac{c_p \sqrt{K_v \cdot W_e}}{F_{dp} I} \quad \text{تنش سطح}$$

$$m_N = \frac{P_N}{0,98 Z} \quad \text{نسبت اثرکننده}$$

$$P_N = P_N \cos \phi_N \quad \text{گام‌سای عمودی}$$

طول خط عمل در صفحه عمودی

در طراحی چرخنده مارپیچ باید کمترین لا انتخاب شود تا بیشترین توان انتقالی و کمترین حجم ممکن بدست آید
چرخنده‌ای مارپیچ با زاویه 45° معمولاً برای انتقال توان کارمندی روند فقط صدای کم دارند

چرخنده مارپیچ فرودی

در زمانه‌ای چرخنده‌ای مارپیچ فرودی با یکدیگر تماس نقطه‌ای دارند ← فقط باید یک عملی کنند
یک جهت چرخنده مارپیچ فرودی برود یا چپگرد یا راستگرد اما سازه‌ای متفاوت است
برای مشخص کردن اندازه لغزنده با زاویه دران عمودی استفاده کرد

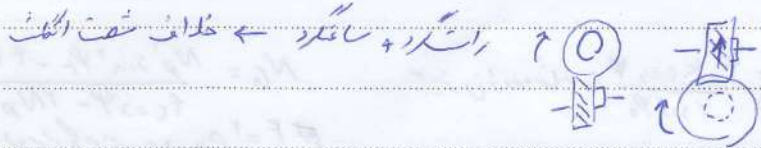
در راستگرد یا چپگرد

تغیبات جهت $\psi_p + \psi_c = \psi$ زاویه دردی

در مدل عمودی m مدل عرضی m زاویه مارپیچ $d = m_N = \frac{m \cdot n \cdot N}{\cos \phi}$

مداخل سرعت لغزشی زوایا بدست می‌آید که زاویه برای مارپیچ مساوی باشد و از چرخنده با زاویه مارپیچ برابرتر به عنوان لغزنده استفاده شده تا خود نقطه ایجاد شود

برای نت‌های تماس بیشتر معمولاً زاویه فشار کم و لغزنده‌ای همین تراشیده شده (مارپیچ فرودی)



غلزونی در جرخ غلزون زاویه مارپیچ غلزون خیلی بزرگ و زاویه جرخ خیلی کوچک کارش زیاد درست و افزایش لغزش

زاویه مارپیچ غلزون زاویه مارپیچ جرخ غلزون دو محور عمود $\psi_c = 2$

زاویه مارپیچ غلزون در محتم زاویه مارپیچ ψ_c

محور عمود چرخنده‌ای غلزون نسبت به سایر چرخنده‌ها بارزده‌تری دارند که علت آن وجود اصطکاک لغزشی و اتی دولی است

Subject:

Year : Month : Day : (85)

$$\frac{W_w}{W_G} = \frac{N_G}{N_w} = \frac{\text{تراشیده}}{\delta}$$

گام دوم برای حلزون P_n گام دایره‌ای عرضی P_e (گام دایره‌ای) برای چرخنده

قطر گام چرخ حلزون $d_G = \frac{N_G P_e}{\pi}$ c ضریب اصطکاک d_w قطر گام حلزون $\frac{c}{1.7} < d_w < \frac{c}{1.7}$ $\frac{c}{3} < d_w < \frac{c}{1.7}$

زاویه حلزوری $L = P_n N_w$ زاویه حلزوری $\tan \lambda = \frac{L}{\pi d_w}$

زاویه فشار بردار استفاده بشکلی به زاویه حلزوری دارد و باید به حد کافی بزرگ باشد تا از ریشترایش در زمانه چرخ حلزون در طرفی که تماس باید پایین مایه



عرضی (پنای رویه) F_G طول و تراشیده سر تراشیده (اندکندم) که تماس بر دایره گام حلزون

راست ← جهت شفت است



یک جهت چرخنده حلزوری بر روی چرخنده راستگرد

$$W_{wt} = -W_{Ga} = W^x = W \cos \phi_n \sin \lambda = W (\cos \phi_n \sin \lambda + f \cos \lambda)$$

$$W_{wr} = -W_{Gr} = W^y = W \sin \phi_n$$

$$W_{we} = -W_{Ge} = W^z = W \cos \phi_n \cos \lambda = W (\cos \phi_n \cos \lambda + f \sin \lambda)$$

حرکت شیبی در زمانه ای حلزون و چرخ حلزون لغزش خالص است عبارتی اصطکاک نقش مهمی دارد که برای چرخنده حلزوری η

بزرگی اصطکاک $W_{wt} = W_{Gt} \frac{\cos \phi_n \sin \lambda + f \cos \lambda}{f \sin \lambda - \cos \phi_n \cos \lambda}$ $W_f = f W = f W_{Gt}$

بازده حلزون $\eta = \frac{\cos \phi_n - f \tan \lambda}{\cos \phi_n + f \tan \lambda}$ $\eta = \frac{W_{wt} \text{ اصطکاک}}{W_{wt} \text{ اصطکاک}} = \frac{f \sin \lambda - \cos \phi_n \cos \lambda}{\cos \phi_n + f \tan \lambda}$

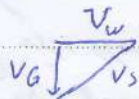
* با کاهش زاویه حلزوری λ در نتیجه افزایش زاویه تراشیدگی ϕ مقدار بازده η افزایش می‌یابد

خود قفل $f > \cos \phi_n \tan \lambda$

* با کاهش زاویه حلزوری λ در نتیجه افزایش زاویه تراشیدگی ϕ امکان خود قفل می‌یابد و استفاده از حلزون چرخنده

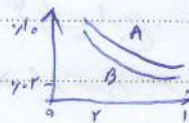
خاصیت خود قفل را از این می‌برد

سرعت لغزش $V_s = \frac{V_w}{\cos \lambda}$



V_G سرعت حفاظ گام چرخ حلزون و V_w سرعت حفاظ گام حلزون

فریب اصطکاک باعث سرعت لغزش را برای دو جهت



دریا تا قان لغزش با افزایش سرعت فریب اصطکاک افزایش می‌یابد و می‌چرخنده حلزوری در یک

توان افلاک $P = W_{Gt} V_G + W_f V_s$

Subject:

Year: Month: Day: (36)

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



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

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

$$N' = \frac{r_p r_b}{p}$$

تقریباً در دو گوشه فضای حاصل حاصله معلوم است
 N' تعداد تقریبی دندانها P گام در هر دندان

چرخنده مخروطی دندان سقیم استوار با استفاده از زاویه فشار 20 درجه و زاویه کابل تراشیده شود
 نسبت تماس افزایش می یابد و از دست تراشیده می شود و اسکام بهترین افزایش می یابد

$$W_t = \frac{T}{r \sin \psi} \quad W_a = W_t \tan \psi \cos \gamma$$

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

برای چرخنده تراشیده های 20 از 3 استفاده می شود

چرخنده مخروطی با ریبی در صورت بالا استفاده کرد

نسبت تماس در یک گوشه مخروطی بر روی تقسیم گام در این رابطه حاصل شده تا عمل واقعی دندان تراشیده انجام می شود
 در چرخنده مخروطی با ریبی زاویه بار 4 در شاقه سطح چرخنده اندازه گیری می شود

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

برای W_a زاویه تراشیدگی یا چرخنده با ریبی جهت چرخش سنگ در این
 برای یک سیزن با ریبی تراشیده و چرخش سنگ در یک چرخش با ریبی تراشیده

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

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

برای یک سیزن با ریبی چرخش سنگ در یک چرخش با ریبی تراشیده با ریبی تراشیده
 زاویه بار 4 زاویه نام سیزن 2 زاویه بار عمودی 4

* بار عمودی سیزن مخالف بار شاقه چرخنده و بار شاقه سیزن مخالف بار عمودی آن 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 سیزن می توان از چرخنده بزرگتر عنوان راننده استفاده کرد ولی بار عمودی با ریبی می تواند
 و نیز دایره اصطکاکی زیاد می تواند

Subject:

Year : Month : Day : 37

نصف ۱۰ - مورد ۱

$$\sigma_{ax} = \frac{r r M}{\pi d^3} \quad \sigma_{ay} = \frac{14 T}{\pi d^3}$$

طراحی مورد برای بار استاتیکی

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

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

$$d = \left[\frac{r r M}{\pi S_y} \left(M^2 + \frac{T^2}{4} \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} \quad \text{مبارهن نیز}$$

$$d = \left[\frac{1}{\sigma_p} \left[(c_m M)^2 + (c_t T)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} \quad \text{ضرب } c_m \text{ در } (از این زیر شرک و جنگلی) \text{ با AGMA}$$

$$\sigma_p = 1.3 S_{yt} \quad \sigma_p = 1.18 S_{ut} \quad \text{گروپری مقدار}$$

طراحی برای بار دینامیکی

$$d = \left[\frac{17 n}{\pi S_e} \left[2 (K_f M_a)^2 + 3 (K_{fs} T_a)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} \quad \text{ضرب شدن } K_f \text{ و } K_{fs} \text{ زیر متن پیشتر}$$

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

استقامت جنگلی تحت تاثیر دوردنش یا گین پیشتر قرار می گیرد و اگر آنکه این متن از عدد ۰.۵۰ از استقامت پیشتر باشد

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

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

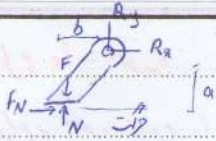
مبار ساررگ در بر بنای گین دارند ولی مبار گین و AGMA نظر کار این است

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{F} \quad \text{مبار گودن } \frac{1}{F}$$

$$w' = \left(\frac{\pi}{L} \right)^2 \sqrt{\frac{EI}{m}} = \left(\frac{\pi}{L} \right)^2 \sqrt{\frac{9EI}{48}}$$

رفت حرارتی

م در م دیده طول A ساعت قطع ۷ دزن و ویژه



محل ۱۱ - کلاچ ترمز کربید چرخ کننده

F نیروی عمل کننده N نیروی عمودی F ضرب اصطکاک FN نیروی اصطکاک

توزیع فشار یکدلت Pa

$$N = P_a A$$

$$F = P_a A (b - f_a)$$

$$R_x = f P_a A$$

$$R_y = P_a A - F$$

اگر $b - f_a > 0$ کمتر از حد است نیروی اصطکاک می تواند عمل کند پس \rightarrow از خود انرژی برای با خوردگی و لغزش در سایه می شود

اگر $b - f_a < 0$ نیروی اصطکاک با نیروی کارگر F مخالفت کند و ترمز را خود انرژی برمی گرداند

اگر $b - f_a = 0$ برابر می شود بنابراین نیروی F مثبت است و خود قفل می کند

کلاچ در ترمز خودرو ای کاسه های بزرگ با اثر شو

انواع کاسه ترمز عملکرد: ۱- انواع با اثر شو ۲- انواع برابری مرکز ۳- مرکز ۴- مخروطی ۵- پیرودک و غیره
و از اثرات گیر از مرکز سودی برود گشادتر از مرکز است در جهت کم انتقالی به



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

Pa فشار بیشینه برزایه θ ازین راه

برای $\theta = 90^\circ$ مقدار بیشینه را خواهد داشت و اگر برزایه θ باشد مقدار بیشینه P در لبه رخ خواهد بود

و برزایه $\theta = 0^\circ$ فشار صفر حاصل می شود بنابراین بار اصطکاک واقع در محل لا سهم اجزای در عمل ترمزگیری دارد

می توان آن را حذف کرد و ظرفیت اتلاف گرما بهیچ وجه

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

مانندی همان یکن

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

$$F = \frac{M_N - M_y}{a}$$

برای کلاچ از درون با اثر شو برزایه $M_N = M_y$ خود قفل می شود و به هیچ نیروی محرکی نیاز نیست بنابراین ا برطوری

انتخاب می کنند تا $M_N > M_y$ شود و خود قفل نشود

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

بر کاسه دایره ای خود

زمانی که جهت کش در دو طرف عملکرد می شود $F = \frac{M_N + M_y}{a}$ خود انرژی را می بینیم

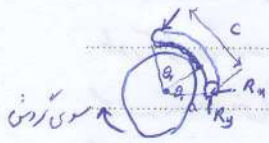
$$A = \left[\frac{1}{f} \sin^2 \theta \right]_{\theta_1}^{\theta_2} \quad B = \left[\frac{\theta}{f} - \frac{1}{f} \sin \theta \right]_{\theta_1}^{\theta_2}$$

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

$$R_y = \frac{P_a b r}{\sin \theta a} (B + f A) - F_y$$

Subject:

Year: Month: Day: (39)



کلاچ در زیر طوقه ای از نیروی جمع نو
 ۱. سولنژیدی ۲. اهرسی ۳. لولا افزار ۴. دستگاه بسور و سبکی و غیره
 در حالت فشار متولد گشت و گانه متعاب با سایش را سبکی نشانی نقاط مختلف گشت است
 توزیع فشار در لغت است به زاویه \$\theta\$ سینوسی است

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

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

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

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

در حالت چرخش با د ساکنه خود اثری است

در هنگام استوار از طرح ای خاص می اثر نیروی گریز از مرکز کاهش نیروی عمودی را در بر دارد و در صورت \$w\$ نیروی \$F\$ نیز از تیار است



عمل متعلق
 گشت در نیروی اصطکاک می حول محور می شود
 گشت نیروی متعادل با گشت فارسی می شود به صورت استوانه ای سایر می شوند در برابر سایش

کلیت \$P\$ فشار \$V\$ است طبق \$w(\theta) = K \cdot P \cdot V \cdot \theta\$
 \$w(\theta) = w_0 \cos \theta\$
 \$w(\theta) = K \cdot P \cdot V \cdot \theta\$

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

مقدار \$P\$ برای نیروی گشت متعادل در زاویه \$\theta\$ همیشه است

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

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

$$T = a f N$$



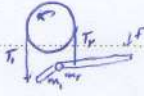
کلاچ در زیر برای سبکی
 طرف مستدار به گینه ثابت و طرف شل آن به اهرم عمل است نیروی \$F\$ لازم برای کار است و این نیرو را چرخه می دهد

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{f a} \quad M = (T_1 - T_2) \frac{D}{2} \quad P = \frac{T}{b r} = \frac{r T}{b D}$$

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

حداکثر فشار \$P_a\$ در جهه گشت در برابر \$T_1\$ است

توزیع فشاری دیگر اینجایی با نقطه ای



$$F_a = T_2 m r - T_1 m_1 = T_2 (m r - m_1 e^{\mu \alpha})$$

نیروی اصطکاک برای عمل تریز کردن به عملکرد از تریز گشته
 اگر \$m_1 e^{\mu \alpha} > m r\$ تریز از \$m r\$ است و در حالت خود تریز است

جلد گیری از دوران یکس - هنگامی که تیر از جهت پارابولیک در وسط اصطکاک عمایل دارد و از انشلی کند و کاسه به طور آهسته آهسته اگر جهت عدول کاسه تیر از اعکس کنیم نیروی اصطکاک به تیر از اثر کرده و در صورت وجود شرایط خود تیری کاسه به صورت قطبی شود

کلاچ ای هموری باغاس باشی (همزای یا دیگر)

تیرت - فقدان اثرهای گریز از مرکز - سطح اصطکاک زیاد - فشار کم - انکسارهای موثرتر و توزیع فشار مناسب تر و فقدان اثر خود قبلی اگر دیکر جاب باشد بیشترین مقدار سایش در زمانی بیرونی پیدا می آید چون کار اصطکاک در آن نواحی بیشتر است پس از مقدار سایش همایش توزیع فشار تغییر می کند تا سایش یکسان شود (فشار ثابت سایش ثابت)



حالت سایش یکسان

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

$P_r = P_a(d)$

کل نیروی عمودی $F = \frac{\pi P_a d}{r} (D-d)$

تیر اصطکاک موثر در شعاع متوسط عملی کند $T = \frac{\pi f P_a d}{4} (D^2 - d^2) = \frac{F f (D+d)}{4}$ گشت در پیچش

$F = \frac{\pi P_a}{f} (D^2 - d^2)$

$T = \frac{\pi f P_a}{12} (D^2 - d^2) = \frac{F f}{12} \frac{D^2 - d^2}{D^2 - d^2}$

حالت فشار یکسان

گشت در پیچش α گشت در پیچش برای جهت طبع در گشت است در برای کلاچ جبهه دیکر باید در تعداد جهت سطوح در گشت شود

تیرهای همزای خود از تیری را ندارند و به دلیل سبب تغییر فرب اصطکاک چند از آن حاصل نیستند

تیر تیر و کلاچ ای مخروطی

α می تواند از حدود 8° کمتر تا 15° کمتر است کلاچ بکلام کارگر کند و را بیشتر و نیروی زیادی برای در کردن

بخواهد α راج 8° تا 15°

اگر $\mu > \tan \alpha$ باشد نیروی فزاینده برای آزاد کردن کلاچ کابنیت و در غیر این صورت $\mu < \tan \alpha$ اگر فزاینده را به آزار در کردن

کلاچ سبب $N=1$ نیروی گریه کلاچ تنها حدود یک بیستم کلاچ با $N=1$ کاسته شود

حالت سایش یکسان

$P_r = P_a \frac{d}{r}$ $F = \frac{\pi P_a d}{r} (D-d)$

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

حالت فشار یکسان

$F = \frac{\pi P_a}{f} (D^2 - d^2)$

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

Subject:

Year : Month : Day : (91)

طرف کلاچ ۱. مشخصات ماده ۲. الزامی دفع گریز کلاچ

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

زمان لازم نگریز برای برآوردن سرعت دوران یک کلاچ

۳. زمان لازم برای نگریز یک کلاچ با اختلاف سرعت تناسب مستقیم و با گنگ تناسب عکس دارد

$$u = T\theta = T [\omega_1 - \omega_2] T \left[\frac{I_1 + I_2}{I_1 I_2} \right] \text{ دفع انرژی جنبین کلاچ گریز}$$

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

۴. آنگاه دفع انرژی در آنگاره = ۵. بیشترین مقدار را در نهایت کل انرژی دفع شده

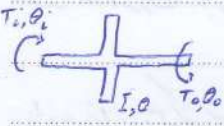
۶. انرژی دفع شده با محدود تعداد سرعت ای زاویه ای متناسب است و به گنگ در پیچش کلاچ وابسته نیست

مورد استثنای اصطکاک

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

برجسته گوی - مقاومت زیاد به سایش، بریدگی و خراش - اختلاف پذیری - سازگاری با محیط

چرخ گنگ



$$J\theta = T_0(\theta_0, \omega_0) - T_1(\theta_1, \omega_1) \text{ معادله حرکت}$$

$$E_p - E_1 = \frac{1}{2} I (\omega_p^2 - \omega_1^2) \quad \text{تغییر انرژی جنبش} \quad \omega = \frac{\omega_2 - \omega_1}{T} \quad \text{سرعت اولیه ای} \quad c_s = \frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega} \quad \text{فرب زمان}$$

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

$$\int T d\theta = \frac{1}{2} I (\omega_2^2 - \omega_1^2) \quad \text{انرژی جنبش} = \text{مساحت زیر منحنی } T-\omega$$

فصل ۱۲ - اجزای مکانیکی اصطکاک

تسمه برای تحت یا محاف برای انتقال توان کم کار برد دارند و تسمه ای ۷ برای چرخ های کوچک و خاصه مرکزی کوچکتر استفاده می شود. بازده تسمه ای ۷ در مقایسه با تسمه ای تحت انژکتور است. * در تسمه ای در زمان بار، تماس کشش در آن برای ایجاد بهنجایش ایمنی کافی است. مزایای تسمه در زمان بار عدم نیاز به کشش اولیه و حذف محدودیت سرعت و عیب آن. مزایای تسمه در زمان بار عدم نیاز به کشش اولیه و حذف محدودیت سرعت و عیب آن.

تسمه تخت یا گرد

بازده ارائه حدود ۹۸ درصد ولی بازده ارائه با تسمه ۷ حدود ۹۶ تا ۹۷ درصد است



تسمه صورت تسمه مخروطی



تسمه صورت بازده

زاویه تماس که تسمه باز $\theta_d = \pi + 2 \sin^{-1} \left(\frac{D-d}{2c} \right)$

طول تسمه $L = [4c^2 - (D-d)^2]^{1/2} + \frac{1}{2}(D\theta_d + d\theta_d) = \pi(R+r) + \frac{(R-r)^2}{c} + 2c$

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

$L = [4c^2 - (D+d)^2]^{1/2} + \frac{1}{2}(D+d)\theta = \pi(R+r) + \frac{(R+r)^2}{c} + 2c$

بنگامی که از آن کشش تسمه باز افقی استناد شود باید طرف شل در بالا باشد

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 سادس خواهد بود $F_1 = F_2 = F_i$

در حالت $F_1 = F_2 = F_i$ و $F_1 = F_2 = F_i$ بهترین کشش در تسمه برای انتقال توان بیشتر با برقرار کشش اولیه F_i برابر بود

$P = 2 F_i v$

با احتساب زوئی از این نظر

کشش خالص باید از $e^{f\theta}$ کمتر باشد زیرا این نقطه نقطه لغزش است و کشش اشتراک تسمه در دو طرف تسمه است

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

اگر F_c مغز شود کشش در انتقال مغزی شود

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

در حالت بدون انتقال کشش در 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 انت گشت باشد - افزایش زاویه تماس با استفاده از سیم یا طناب بزرگ
 b عرض سیم F_a کش بازنمانند C_p فربص قمره C_v فربص تعین حرکت $C_v = b F_a \rho C_p C_v$ بیشترین کش بازن سیم



تخمین غلزی نازک

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

تنش عرضی σ_b در هم شدن سیم در دور قمره بزرگتر از σ_b است

D = قطر قمره

E = فربص کشایی ν = فربص پواسون

تنش F_1 کش $\sigma_1 = \frac{F_1}{b t}$ تنش F_2 کش $\sigma_2 = \frac{F_2}{b t}$ کوپلین F_1 و F_2

سیم ν یا بزرگای عمر طولانی



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

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

* بیشترین فاصله دور که سیم تحت محدودیت ندارد (L) استفاده از سیم ν فاصله مرکزی زیادتر می شود زیرا لغزش زیاد است شکل سیم از عرضی می گاهد

* به طور کلی فاصله دور که بیش از سه برابر مجموع قطر دور قمره و کمتر از قطر قمره بزرگتر می شود یعنی باید $D < C < 2(D+d)$ سیم ν ارتعاش کمتر می داند و با فاصله مرکزی بزرگتر دور برابر با عرضی کم می شود و کاهش قطر قمره ν نیز باعث کاهش عمر ν برای سیم ν فربص اصطکاک بزرگتر از برابر $\frac{1}{\sin(\frac{\alpha}{2})}$ است که سبب شیارها را برابری است به سیم های تحت افزایش بار

تخمین اندازه دار استند تا بکند

بارده بین ۹۹ تا ۹۱ است در زمان قدرت انتقالی مورد نظر باشد بهترین گزینه است کاربرد سنگین کاربرد دین



درجه غلگی

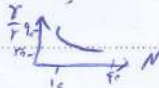
نسبت ثابت ، عمر طولانی ، امکان داشتن چند عدد ایک منبع قدرت

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

P کام زنجیر ν زاویه کام D قطر کام زنجیر

$$\gamma = \frac{340}{N}$$

* چون عمر راننده تابع سایش و استحکام هستی سطح غلگی است و باید زاویه مفصل بندی را تا جایی که ممکن است کاهش دهد



نوع تغییرات مقادیر زاویه مفصل بندی ν به صورت تابعی از تعداد دورها

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

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

کمترین سرعت فردی در قطر d که کوپلین از D است رخ می دهد $d = D \cos \gamma$

$$\frac{\Delta V}{V} = \frac{V_{max} - V_{min}}{V} = \frac{\pi}{N} \left[\frac{1}{\sin(\frac{110}{N})} - \frac{1}{\tan(\frac{110}{N})} \right]$$



Subject:

Year: Month: Day: (44)

برای آکرام کارگرن در سرعت ای متوسط و با استفاده از نرخ زخمی راننده ای با حداقل ۱۷ راننده متعاقبات
اگر تعداد در نظر گرفته شود عمر مورد انتظار افزایش و صدای زخمی کم می شود
بهترین کارایی زخمی برای نسبت ای (۶) سرعت حاصل می شود

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

زخمی مورد انتظار عمری برابر ۱.۵۰۰۰ ساعت دارد

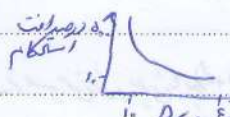
فرکانس ای $H = K_1 K_2 H_1$ توان تصحیح شده K_1 ضریب تصحیح راننده K_2 ضریب تصحیح دید

کابل سیمی

در کابل منظم سیم ای دیدی ترند که تقریباً با محور کابل موازی اند و سطح مقطع منفرجه ، باز می شوند
کابل ای با تاب بلند در مقابل سایش حاصل از زخمی در کابل با تاب منظم مقدار کمتری در طول سیم
و باز شدن منظم تر است

$$F_a = 2 \times 10^7 \times \text{مقدار سیم}$$

توان تصحیح ای $\sigma = E \cdot \frac{d_w}{D}$ قطر کابل d_w قطر قرقره D



$$F_b = \sigma A_m = E \cdot \frac{d_w}{D} A_m$$

نسبت ای $n_s = \frac{F_a - F_b}{F_b}$ کشش ای F_a کشش در مقابل حمل F_b کشش در مقابل کشش در کابل

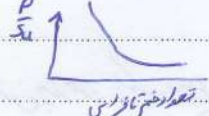
کابل با بارگذاری شده بر روی جرم می شود کابل مانند فنر کش می آید مقدار سایش به میزان فشار کابل بیشتر در جرم سبک دارد

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

فشار کششی ای برای ضخ ۳۴۰ در کابل روی قرقره dD مساحت تقریب شده کابل روی قرقره و اگر زاویه حمل کابل ۱۸۰ باشد مقدار نسبت منته و فشار ۲ برابری شود

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

مقاومت خستگی کابل



$$n_f = \frac{F_f - F_b}{F_b}$$

نسبت ای n_f ضریب اطمینان خستگی