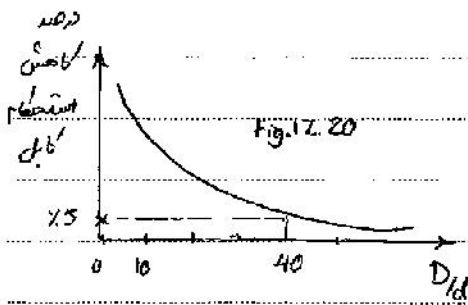


Subject:

Year: Month: Date: ()



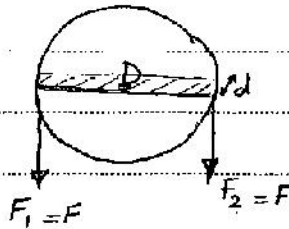
در نمودار 17-20 آنچه اندک کاری کرده اند که

در جای $\frac{D}{d}$ از $\frac{D}{d}$ استفاده کنیم چون

اندازه گیری به سهولت تر است دیگر!

پایانه دیگری که قابل ملاحظه است، نیروی کششی قابل است.

از جمله ضرایب دیگری که در جدول ها به جا می دهند، فشار کششی



قابل است.

قابل که می خواهد است در فشار کششی که اگر برایتان قابل نسبت کم

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

باشد، $F_1 = F_2$ بنا بر این

پس عمر قابل تابع دوتا عامل است، هر چه P ↑ و $\frac{D}{d}$ ↓ ، عمر قابل کم می شود!

- به طور مثالین، سطح مقطع خالص (فیزی) قابل را برای $0.88d^2$ در نظر می گیرند.

قابل ها بعد از تعدادی سیکل دچار خستگی می شوند. می گویند قابل خستگی پیوسته یا

progressive fatigue دارند. همی قابل ها با هم پاره می شوند. به طور تقریبی پاره می شوند

کمیته اول لایه های خارجی زودتر پاره می شوند.

⊖ زنجیر و قابل در امتحان می آید.

وقتی که می خواهیم قطر سازه ای را بزرگتر از قطر استاندارد کنیم، دو تا عنصر، بلا و پایداری، کنترل می کنیم. و آن که با هم

مربط است. اگر قطر به شکل هفتی قبل باشد، بار به صورت نقطه ای فقط در نقطه ای A وارد می شود.

فرضی دارد محاسبات و اول، این است که بار به وسط قطر وارد شود. برای اینکه تا آن قطر به سطح بلا می رود

پایینی از حالت تا من نقطه ای خارج شود، من اینده فرم حلقه های انتقالی را تغییر می دهند.

به شکل صاف قبل، ن لوبند حلقه های انتقالی ساده (Plain end coils).

چون یک راه این است که حلقه های آخر را سفت بزنند، صاف کنند. (حلقه های انتقالی سفت خورده

Ground end coils)

راه دیگر این است که حلقه های آخر را بچسبیم یا بپوشانیم صاف کنیم.

حلقه های انتقالی کت سه Squared end coils

کافی هم، هم سفت می زنند هم کت می کنند.

گاهی که به سبب این کار می توانیم این است که این حلقه های انتقالی تغییر یافته، در هر حال قبل در عملکرد

فرز، تغییر ایجاد می کنند.

تعداد حلقه های کل		end coils	
N			N_e
N_e, N_d	انتقالی	plain	0
N_a	مقال	ground	1
		squared	2
		ground & squared	2

حدود ۱-۱۰ کت
 $N_a = N - N_d$

در فرمول های N_a و N_d ، N همان تعداد کل حلقه ها است.

Subject:

Year: Month: Date: ()

$k_e = \sum k_i$ در حالت موازی

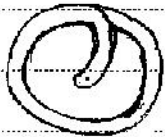
$\frac{1}{k_e} = \sum \frac{1}{k_i}$ در حالت سری

پس فرض کنیم از موازی هستیم به سری منتقل می‌شود، سخت تر از یکدیگر آنها است

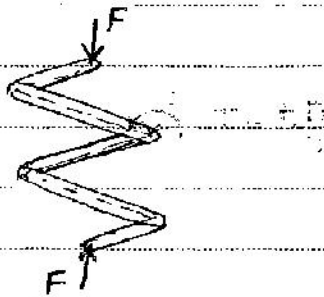
$k = \frac{d^4 G}{8 D^3 N_a}$

سختی فنر بر حسب پارامترهای دیگر فنر:

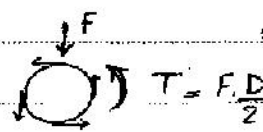
$F = k \delta \Rightarrow \delta = \frac{F}{k} = \frac{8 F D^3 N_a}{d^4 G}$



فکر از بالا



تحلیل فنر از نظر نیروی:



الف - بار استاتیکی

در این جا، چون اجزای مقطع نسبت به سایر اجزای مقطع کوچک است، تنش برشی نامی از

نیروی برشی در مقطع بلندتر است.

پس جانظور که مسأله در مورد، نقطه‌ی کلان، روی سطح مستوی و در طرف داخلی فنر است.

$T \rightarrow \tau_1 = \frac{16T}{\pi d^3} = \frac{8FD}{\pi d^3}$

من گویم که خیلی بیشتر از τ_2 است.

$F \rightarrow \tau_2 = \frac{F}{A} = \frac{4F}{\pi d^2}$

$\Rightarrow \tau = \frac{8FD}{\pi d^3} + \frac{4F}{\pi d^2} = \frac{8FD}{\pi d^3} \left(1 + \frac{0.5}{c}\right) = \frac{8FD}{\pi d^3} \left(\frac{2c+1}{2c}\right)$
 K_s

سین جی کو انیم فیو سیم : $\bar{k} = k_s$ (بار استاتیک) $\tau = \frac{8FD}{rcd^3} \times \bar{k}$

م \bar{k} کو گوند ضرب (قرائیں تیس برک) ! چونکہ استاتیک از این ضرب این است کہ در حالت
 نوسانی ہم را بطوری ج بہ صورت بلا نویسی نہ شود ، ہا این مساوت کہ در حالت نوسانی ضرب \bar{k}

بہ صورت دہری تعریف نہ شود

$$\tau = \bar{k} \times \frac{8FD}{rcd^3} \quad \text{with } \bar{k} : \begin{cases} k_s = \frac{2c+1}{2c} & \text{استاتیک} \\ k_w = \frac{4c-1}{4c-4} + \frac{0.615}{c} & \text{wahl} \\ k_B = \frac{4c+2}{4c-3} & \text{برگسٹراسر} \end{cases}$$

نوسان

در ضرب آٹای Wahl ، قسمت $\frac{0.615}{c}$ ، اثر تیس برسی را نشان ندهد و قسمت $\frac{4c-1}{4c-4}$ اثر
 احتیاطی تیر را لحاظ نہ کند . احتیاطی تیر یک دہری صلہ مرکز تیس دارد ، بہ خاطر همین مقدار
 بار نوسانی لحاظ اسں کردند . ضرب k_B ، ہدون تر است و حدود اند را در دل خود اسں دارد .

آٹای تسلل جی لوولہ ، برای عمری بارگذاری ہا ، متاہل بارگذاری استاتیک ، از k_B استفادہ اسند

در لیکور اسند ، چینہ بچہ نیست . برای استاتیک از k_s و برای نوسانی از k_B استفادہ
 مکنیم ! کسی k_B را بہ رسمیت مہن ساسد (!) .

ب - بار نوسانی : $F = F_{min} \sim F_{max}$

تھا کاری کہ جن گنہ دو بار تیس را حساب مکنیم یک بار برای F_{min} و یک بار برای F_{max} !

Subject:

Year: Month: Date: ()

$$\tau_{max} = \tau_{max} \text{ mpa } \tau_{ax} = \tau_{m} \text{ mpa } \quad \tau_m + \tau_a = \frac{1}{SF} \text{ تنش برای برش خاص}$$

• چنانچه که فقط تنش برشی داریم ، حق نداریم از رابطه گردن بر حسب تنش های عمودی معادل قوت میسر استفاده کنیم ، باید از رابطه بالا استفاده کنیم .

$$S_{su} = 0.67 S_{ut} \quad \bullet \text{ یادآوری}$$

$$S_{se} = 0.58 S_e$$

$$S_e = 0.5 S_{ut} \times k_a \times k_b \times k_c \times k_d \times k_e \times k_f$$

برای k_c و k_f ، بعد از این که ادم معلوم هستند ، این درنا مشکل دارند:

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{فشار} \\ 0.85 & \text{توری} \\ 0.58 & \text{برق} \end{cases} \quad \text{در صورتی چند جور تنش داریم، من توصیه در رابطه بالا، } k_c \text{ و } k_f \text{ را به یاد آور و مقدار مشخص آن را برای هر تنش جداگانه اعمال کنید. } \left(\frac{0.5 \times k_f}{k_c} \right)$$

در مورد k_c بجزیره به جزیره طراحان 1 مراجعه کن ولی سیستم این طوری بود که در حالت تنش ترکیب،

در S_e و k_c را یک فرمول داریم و فقط تنش عمودی یا برشی نه توری محوری را بر k_c این تقسیم کنیم

$$k_c \text{ خاصی که 1 است، } k_c \text{ برشی هم نه } S_e = \sqrt{0.243 S_e} \text{ خودم خود تا همین می رسد. } \left(\sqrt{3} = \frac{1}{0.58} \right)$$

• در مورد استحکام فولادهای ضربه:

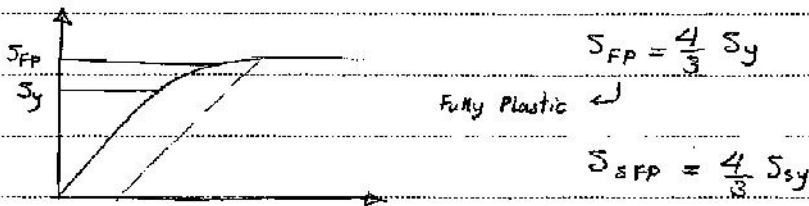
یکی از راه های بالا بدون استحکام ، کار سختی یا گرسنی نمی بود . مثلاً جوش کاری موضعی سطح ماده!

مثلاً باید جت پرستار به جهت (Shot Peening - Shot Blast) .

در مورد قطر هم فقط سطح داخلی را Peened می کنند که سختی سطحی می دهد.

کار دیگری که بیشتر در مورد فنرهای گسی انجام می دهند، Set removal یا Pre-setting است.

است که یک تنش اولیه ای، قبل از استفاده از فنر در آن قرار می دهند. فنر را در دانه ای بلاستیک می کنند و در نتیجه یک نیروی در فنر باقی می ماند که با نیروی کاری فنر معادل می کند.



برای این مورد خاص، فنر را وارد ناحیه بلاستیک کنید، باید تنش فنر بر این σ_{FP} برسد!

۱۹/۱۰/۱۳

یکی سر این بود که خواص مکانیکی فولادهای فشری را از کجا می آوریم.

در مورد فولادهای فشری، برعکس سایر فولادهایی که برای ساخت سازه اجزاء ماسین به کار می روند

می شوند، خواص مکانیکی، تابع ابعاد جسم است (یعنی عملاً قطر فنر) عکس این است

که مختص فنر را محصوله به وسیلهی استرورن می سازند که باید می شود تنش زیادی در آن ایجاد شود.

خواص مکانیکی فولادهای فشری:

۱) σ_{ut} استاییلی

$$\sigma_{ut} = \frac{A}{d^m} \quad \text{MPa} \cdot \text{mm}^m$$

, A, m from Table 10-4

(MPa) mm

خواص مکانیکی فولادهای فشری را در جدول 10-5 می توانید ببینید!

Subject:

Year: Month: Date: ()

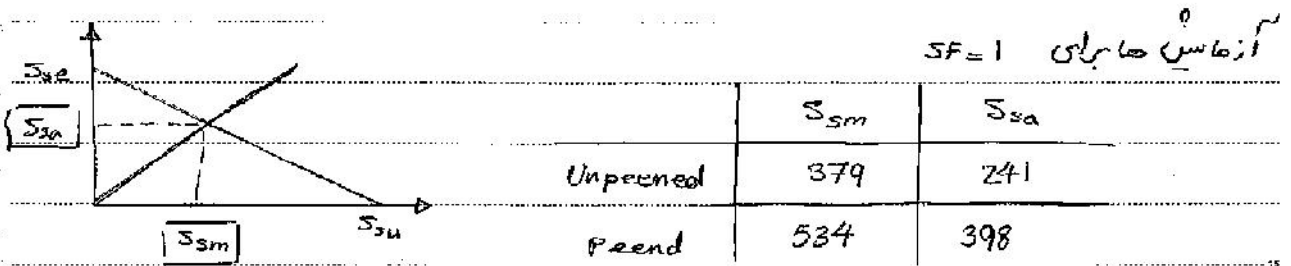
$$\tau_{all} = \alpha \% \times S_{ut}$$

α از جدول 10-6 ، بر حسب جنس فولاد در جدول انجام شده روی آن

$$SF = \frac{\tau_{all}}{c}$$

نکته: Shot Peening باعث می شود S_{ut} در حدود ۱,۲۰ افزایش پیدا کند.
این در جدول لحاظ شده است.

نوسانی 2)



$$\frac{S_{sm}}{0.67 S_{ut}} + \frac{S_{sa}}{S_{se}} = 1 \rightarrow \left\{ \begin{array}{l} S_{se} = \frac{161.5 (S_{ut})}{0.67 S_{ut} - 379} \quad \text{unpeened} \\ S_{se} = \frac{266.7 (S_{ut})}{0.67 S_{ut} - 534} \quad \text{peened} \end{array} \right.$$

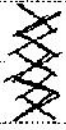
مسئله اینجا بود که برای فولادهای قری S_{su} را دانستیم ولی S_{se} و هم مطابق دیگر S_e را ندانستیم حالا برای S_{se} راهی یالا ، S_{se} را هم داریم . حالا از رابطه زیر استفاده کنیم

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

Subject: _____

Year: _____ Month: _____ Date: _____

برای این دو این مورد، حلقه‌های یک متر زرد لایه حلقه‌های فنر دیگری از جمع شدن آن جلوگیری



کند، فنرها را چپ در راست می‌اندازیم تو هم!

نکته دیگر این است که اگر تراش نوسان فنر برای تراش طبیعی این مورد، پیروی سبب
رجحش بعد که در مورد فنر آن surge می‌گویم

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad \text{و} \quad \sqrt{\frac{k \times g}{\omega}} \quad \text{و} \quad \text{(فنر اینه آل، فنری است که سبک و سخت باشد.)}$$

این فنر به بستن به سبب

سوار کردن فنر در محل فنر

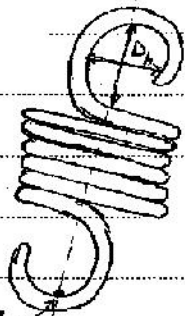
دارد. در کتاب هست.

* فنرهای لکسی ۳

فنر لکسی چون فنر نیست هیچ وقت کت فشار قرار نگیرد، معمولاً حلقه‌های با برهم پیوسته

می‌سازند. (در نتیجه) طول آزاد و طول صلب یکی می‌شود.

۴ برای اعمال بار، بر قلاب احتیاج داریم.



۵ فنر حلقه‌ای باشد، محل اعمال بار، loop و اگر قلاب باشد،

hook می‌ماند! این قلاب خودش شخصیت مستقلی دارد

در یک طراحی فنر لکسی!

$$L_0 = (N+1)d + 2D_h$$

اعمال بار در

Subject: طراحی: سرعت باد 40

Year: Month: Date: ()

اگر یک روزی در بخش تنش مجزی داشته و بر S_e احتیاج پیدا کردی:

$$S_e = \frac{S_{se}}{0.58} \rightarrow \frac{\sigma_m}{S_{ut}} + \frac{\sigma_a}{S_e} = \frac{1}{SF}$$

✓ فنر نسبی علاوه بر اینکه در معرض خطر شکست به خاطر بالا رفتن تنش قرار دارد، در معرض خطر آبرنگی نیز قرار دارد.

- مثلاً دچار گمانش کردی، برای اینکه گمانش نکنی:

$$L_0 < 2.63 \frac{D}{\alpha}$$

از جدول 10-2
 $0.5 \sim 2$

حالا آزمون بر یک α ای احتیاج داریم که شرط بالا را ارضا کند، مثلاً می توانیم

محدودش کنیم، یک لوله بندازیم دور فنر یا یک حلیه بندازیم روی فنر!

- فرض کن به یک قطر با K حلیه زیاد احتیاج داشته باشیم:

$$K = \frac{d^4 G}{8D^3 N_a}$$

اگر قطر مستقل را زیاد کنیم، اگر α را زیاد کنیم (صلبیت بیجستی بیشتر)، اگر قطر فنر کم کنیم، اگر تعداد حلیه ها را کم کنیم، K زیاد می شود.

فرض کن نوزده هیچ کدام از کارهای بالا را انجام ندهی، یک ایده ای دیگر این است که فنرها را موازی کنیم - برای اینکه جای کمتری بگیرد، آنها را کوچک و نزدیک هم سازیم و می اندازیم روی هم:

Nested Springs متداخل

لاطی نایبه دارد. احتمال گمانش کمتری هست اگر طول ها را متفاوت بسازیم، می شود K تغییر

هم داشته باشیم.

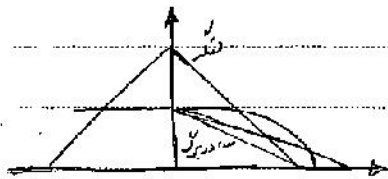
Subject:

Year: Month: Date: :

همان کتاب در مورد فنرها را بخوانید

این مثال یک ایرادی دارد. نکته انجام: موقع چپ کردن سرط Langer، به جای F ، $F - F_i$ را می‌نویسند.

در هنگام استفاده از نما ۲ تئوری‌های حسگر باید سرط Langer را همان طاماندگی در سبیل اول را بررسی کنیم. خط در تئوری سادوپرک لازم نیست. این کار را انجام بدهیم.



دلیل این است که تئوری سادوپرک، برخلاف حسگر، فقط درون سرط

نکته قرار دارد.

در مورد نحوه‌ها هم چون وسایلها و سنسورها از تئوری سادوپرک استفاده کرده،

از آن وسایلها و سنسورها که لازم نیست سرط لنگر را استفاده کنیم.

برای اینکه جفت‌ها در حالت اولیه به هم چسبیده باشند، یک نیروی فشاری به آنها وارد می‌کنند، که اسم آن را گذارنده اند (تنس اولیه): F_1 . برای مقدار نیروی کششی است که باید به فنر وارد شود تا جفت‌ها شروع به حرکت کنند.

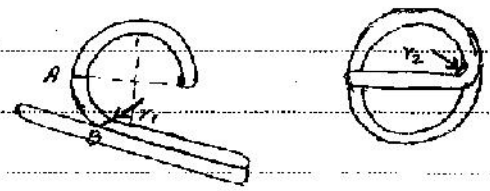
رابطه های فنرهای فشاری در مورد کششی هم صادق است با چند تفاوت کوچک. یکی آنکه اینجا کمتر داریم. رابطه ی δ هم فرق دارد.

$$\delta = \frac{8(F - F_1)D^3 N_a}{d^4 G}$$

رابطه ی کششی است که تغییر می‌کند فقط در F یا $F - F_1$ منهای! $F - F_1$ منهای!

$$\tau = K_B \frac{8FD}{\pi d^3}$$

فنر کششی علاوه بر آن لغزشی بخوان فنرهای فشاری، برای دو نقطه بحرانی در قسمت طاق هم



در نقطه B، محضول هند دوگانه است.

$$\sigma_A = \left(K_{(A)} \frac{16D}{\pi d^3} + \frac{4}{\pi d^2} \right) F \quad , \quad K_{(A)} = \frac{4C_1^2 - C_1 - 1}{4C_1(C_1 - 1)} \quad , \quad C_1 = \frac{2r_1}{d}$$

$$\sigma_B = K_{(B)} \frac{8FD}{\pi d^3} \quad , \quad K_{(B)} = \frac{4C_2 - 1}{4C_2 - 4} \quad , \quad C_2 = \frac{2r_2}{d}$$

در A تنش داریم و شعاع آنجا بزرگتر است. در B تنش داریم و شعاع کوچکتر است.



اگر فنر را به صورت روبرو ببینیم، بازوی نیروی F برای کشش درهای نقاط A و B که جل می‌شود و کمتر بخوانی می‌شوند (در این نقاط فنر تا حدی در بارنگ پیوسته می‌مانند)

Subject: 1

حل تمرین طراحی 2

Year: .

Month: .

Date: .

()

19, 1, 1

مسئله های پایتختان لغزینی:

1- مسئله های کتاب، یک پایتختان لغزینی طراحی شده داده، یک سری پارامترهای آن را بنویسید.

$$l = 25 \text{ mm}$$

$$\text{shaft: } d = 50 \text{ mm}^{-0.01}$$

$$\text{bearing: } d = 50.05^{+0.01}$$

$$W = 2000 \text{ N}, \quad N = 840 \text{ rpm}$$

$$T_{ave} = 55^\circ \text{C} \quad \# \text{ SAE 30}$$

minimum clearance \rightarrow Find h_o, \dot{W}, Q_s

$l/d \checkmark$

$$c = \frac{d_{\text{bearing}} - d_{\text{shaft}}}{2} = \frac{50.05 - 50}{2} = 0.025 \text{ mm}$$

$$s = \frac{2 \times 10^{-9} \mu \text{N} r l}{60 W} \left(\frac{r}{c}\right)^2 = 0.2975$$

$$\text{Fig 12-13, } T_{ave} = 55, \text{ SAE 30} \rightarrow \mu = 34 \text{ mPa}\cdot\text{s}$$

$$\text{Fig 12-16, } s, l/d \rightarrow \frac{h_o}{c} = 0.39 \rightarrow h_o = 0.00973$$

$$\dot{W} = \frac{T \cdot N}{9550}, \quad T = F \cdot W \cdot r$$

$$s, l/d, \text{ Fig 12-18} \rightarrow \frac{r}{c} f = 7.5 \rightarrow f = 0.0075 \rightarrow T = F \cdot W \cdot r = 0.375$$

$$\rightarrow \dot{W} = \frac{(0.375)(840)}{9550} = 33 \text{ W}$$

$$\text{Fig 12-19} \rightarrow \frac{Q}{rcND} = 4.90 \rightarrow Q = 10.72 \text{ mm}^3/\text{s} \quad \text{در این$$

Subject:

Year: Month: Date: | |

Fig 12-20 $\rightarrow \frac{Q_s}{Q} = 0.74 \Rightarrow Q_s = 793.2 \text{ mm}^3/s$ این نسبتی اولین

۲- با این روشی از پارامترها را طراحی کنیم در این مسئله.

Air Compressor (Main shaft)

$W_{if} = 2.5 \text{ kW}$

Commercial Grade \rightarrow برای پیدا کردن c ، این یعنی وقتی پاشید!

$d_{\text{shaft}} = 25 \text{ mm}$

$N = 1200 \text{ rpm}$, $T_0 = 27^\circ\text{C}$ \rightarrow Find k_0, W, Q_s

$\rightarrow W = \frac{2.5 \times 10^3}{2} = 1250 \text{ N}$

Table 12.5 $\rightarrow P = 2 \text{ MPa}$, $P = \frac{W}{\ell \omega}$ $\rightarrow \ell = 25 \text{ mm} \rightarrow \frac{\ell}{d} = 1$

$500 < \frac{r}{c} < 1000$ commercial grade $\rightarrow \frac{r}{c} = 625$ (استروفیت کارون سید) $\rightarrow c = 0.02$

حالا می رسم به جدول برای ΔT (به چیزی بین 25 تا 40 درجه سانتیگراد)

$\Delta T = 25^\circ\text{C} \Rightarrow T_{\text{ave}} = T_0 + \frac{\Delta T}{2} \rightarrow T_{\text{ave}} = 39.5 \rightarrow T_{\text{max}} = 52 < 77^\circ\text{C}$

SAE 30

چون روغن بالاست و روغن با μ پایین انتخاب می کنیم.

\rightarrow SAE 30, $T_{\text{ave}} = 39.5 \rightarrow \mu = 50 \text{ mPa}\cdot\text{s}$

$\rightarrow S = \frac{(2 \times 10^6)(50)(1200)(12.5)(25)}{(60)(1250)} (625)^2 = 0.195$

Fig 12-24, $S, \ell_d \Rightarrow \frac{0.12 \Delta T}{P} = 1.5 \Rightarrow \Delta T = 25^\circ\text{C}$

Fig 12-16 $\Rightarrow \frac{h_o}{c} = 0.525 \Rightarrow h_o = 0.0105$

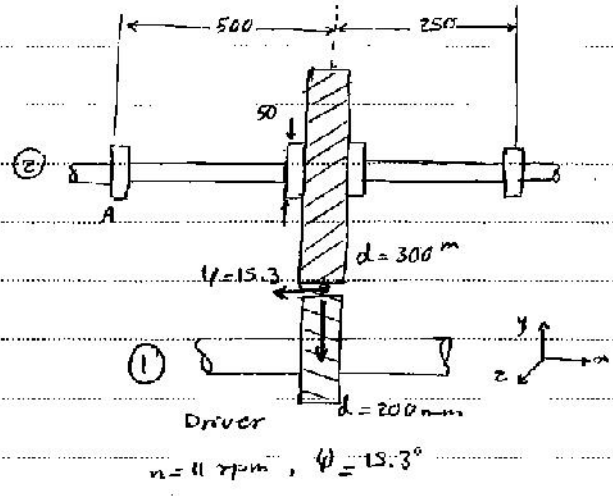
$\frac{h_o}{c} \geq 0.0001 + 0.0$ ✓
 $\frac{0.0105}{0.006}$

Fig 12-19 $\Rightarrow \frac{Q}{rcN\ell} = 0.59 \Rightarrow Q = 5.125 \times 10^{-7} \text{ mm}^3/\text{s}$

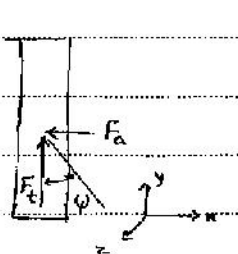
Fig 12-20 $\Rightarrow \frac{Q_s}{Q} = 0.59 \Rightarrow Q_s = 3.02 \times 10^{-7} \text{ mm}^3/\text{s}$

Fig 12-18 $\Rightarrow \frac{r}{c} f = \checkmark$

$T = f \cdot \omega \cdot r = 0.10625 \text{ N.m} \Rightarrow \dot{W} = \frac{T \cdot \omega}{9550} = 0.0133 \text{ kW}$



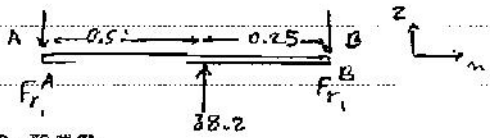
A, A, A
 = سنة ١٦٤٠



$F_t = \frac{60000 (4.4)}{1000 \cdot 11} = 38.2 \text{ kN}$

$F_a = F_t \tan \psi = 10.45 \text{ kN}$

at xz plane:

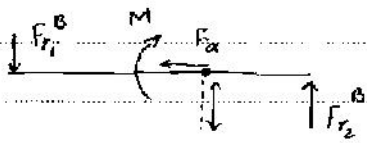


$38.2 (0.25) = F_r^A (0.75)$

$\Rightarrow F_r^A = 12.73 \text{ kN}, F_r^B = 25.47 \text{ kN}$

Subject:

Year: Month: Date: ()



$$M = F_a (d_{r2}) = 1.5675 \text{ kN.m}$$

at any plane:

$$F_{r2}^A (0.75) = -1.5675 \rightarrow \begin{cases} F_{r2}^A = -2.09 \text{ kN} \\ F_{r2}^B = 2.09 \text{ kN} \end{cases}$$

در bearing مناسب برای A و B براساس کنیم!

حالت اول اینکه تمام نیروی محوری را تحمل کند. در این حالت:

$$\begin{cases} F_r^A = (12.73^2 + 2.09^2)^{1/2} = 12.9 \text{ kN} \\ F_a = 10.45 \text{ kN} \end{cases}$$

$$\begin{cases} F_r^B = (25.47^2 + 2.09^2)^{1/2} = 25.5 \text{ kN} \\ F_a^B = 0 \end{cases}$$

سرعت نسبی ۲، (اصولاً می‌توانیم با بررسی کردن استاتیسیته و دینامیک!)

$$n_2 = 11 \text{ rpm} \left(\frac{200}{300} \right) = 7.33 \text{ rpm} < 10 \text{ rpm} \rightarrow \text{قابل استاتیسیته}$$

$$\text{at A: } \frac{F_a}{F_r} = \frac{10.45}{12.9} = 0.81 > 0.8 \rightarrow F_e = 0.6(12.9) + 0.5(10.45) = 12.965 \text{ kN}$$

$$11.5 \text{ rpm} \rightarrow \text{سرعت نسبی} \rightarrow f = 4.5$$

$$C_0 = 1.5(12.965) = 19.45 \text{ kN}$$

$$\text{Table (11-2)} \rightarrow d = 50 \text{ mm } C_0 = 19.6 \text{ kN } \checkmark$$

$F_a \neq 0 \rightarrow$ We cannot use Roller Bearing!

Disk clutches

Example:

A 3.0 kW, 50 rpm electromotor drives an initially-stationary shaft through a disk clutch with cast iron disks and a woven asbestos friction pad (dry). The disks have a $d = 50 \text{ mm}$ and a $D = 250 \text{ mm}$.

Determine the dimensions of the friction pad and the required actuating force. Also calculate the temperature increase if the driver and driven disks are 3 kg and 2 kg in mass. ($I = \int_{r_{in}}^{r_{out}} r^2 dm = \frac{m}{8} (D^2 + d^2)$ for a circular disk). Use the average values of the friction material properties.

Solution: $T = \frac{9550 (3 \text{ kW})}{50 \text{ rpm}} = 573 \text{ Nm}$, table 16-5 $\rightarrow \mu_{ave.} = 0.45$, $P_{max}^{ave.} = 525 \text{ kPa}$

Assume a $\frac{d}{D} = 0.8 \rightarrow D = 1.25d \rightarrow T_{max} = \frac{\pi (0.45) (0.525) (d)}{8000} [(1.25d)^2 - d^2]$
 $= 5.22 \times 10^{-5} d^3$

$T_{max} = 573 \text{ Nm} \Rightarrow d = 222.4 \text{ mm}$, $D = 278 > 250 \text{ mm}$ ✗ unacceptable

To fix this problem, we try a double-surface clutch ($n=2$)

$T_{max} = 1.044 \times 10^{-4} d^3 = 573 \text{ Nm} \rightarrow d = 176.5 \text{ mm}$, $D = 220.6 \text{ mm} < 250 \text{ mm}$ ✓

Rounding up the dimensions, we choose $d = 170 \text{ mm}$ and $D = 225 \text{ mm}$

We now re-calculate P to make sure it does not exceed P_{max} .

$T = 573 \text{ Nm} = \frac{2\pi (0.45) (p) (170)}{8000} (225^2 - 170^2) \Rightarrow p = 0.44 \text{ MPa} < 0.525 \text{ MPa}$ ✓

$F = \frac{\pi (0.44) (170)}{2} (225 - 170) \approx 6460 \text{ N}$

To calculate ΔT : $I_{driver} = \frac{3}{8} (0.26^2 + 0.05^2) = 0.026 \text{ kg m}^2$, $I_{driven} = 0.017 \text{ kg m}^2$

$50 \text{ rpm} = 5.24 \text{ rad/s}$

$E = \frac{(0.026)(0.017)(5.24)^2}{2(0.026 + 0.017)} = 0.14 \text{ J}$

$\Delta T = \frac{0.14}{500(3+2)} = 5.6 \times 10^{-5} \text{ }^\circ\text{C}$ which is negligible.

طراحی جوش

Parallel (load with weld line)

(Butt Weld)

$$L_s \tau = \frac{F}{R_t}$$

$$\text{Transverse } \sigma = \frac{F'}{R_t l}$$

ر. ماصیج ای (Fillet weld)

$$\tau = \frac{F}{0.707 R_t l}$$

تایید نیرو به صورت مستقیم بر روی در سطح طولی 0.707

T. 9.2, T. 9.1 in J_u و J_w

$$\tau_1 = \frac{F}{0.707 R_t l} \quad \tau_2 = \frac{(T=Fl) r}{0.707 R_t J_u} \quad \tau_3 = \frac{(M=Fl) c}{0.707 R_t J_w}$$

$$\tau = \sqrt{\tau_1^2 + \tau_2^2} + 2\tau_1 \tau_2 \cos \theta$$

خواص الزامی T. 9-3

$$C_{10} = f \cdot F_e^{des} \left(\frac{L_h^{des} \cdot 60n}{10^6} \right)^{1/4} \rightarrow \text{check with choosed } C_{10}$$

نظیر $T. 11-3$ و $T. 11-2 \leftarrow C_{10} = C_0$

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C_{10}}{f \cdot F_e} \right)^4$$

الترتیبی با دانسته f با سطح و محاسبه را بخواص:

باید از این معیارها زمان:

1) piecewise constant loading in cyclic pattern

$$F_{eq} = \left[\sum \frac{f_i}{L_i} (a_i \cdot F_{ei})^a \right]^{1/a} \quad L_{eq} = \frac{10^6 \cdot C_{10}}{F_{eq}^a}$$

T. 11-5

2) How much life is left if the next level of stress is held until failure?

$$\sum \frac{L_i}{L_i} = 1$$

طراحی لغزشی

(Reyn $\times 6890 = \text{mPa.s}$) Fig. 12-13 \leftarrow mPa.s بر حسب

$$C_v = \frac{d \cdot \cos \alpha}{p} \quad r = \frac{d \cdot L}{2} \quad 500 \leq \gamma_c \leq 1000$$

$$P = \frac{W}{R_d} \quad \frac{P}{P_{max}} \quad \text{Fig. 12-21} \quad T. 12-5 \leftarrow P$$

$$e = 1 - \frac{h_o}{c} \quad \frac{h_o}{c} \text{ from Fig. 12-16, } \phi(h_o) \text{ Fig. 12-17}$$

$$P = \mu \cdot 2R \cdot n \rightarrow f = 2R^2 \frac{\mu n}{F} \quad \gamma_c \cdot f \text{ Fig. 12-18}$$

$$e = \mu \cdot 2R \cdot n \rightarrow f = 2R^2 \frac{\mu n}{F} \quad \gamma_c \cdot f \text{ Fig. 12-18}$$

$$\text{thick film lubrication: } \frac{h_o}{c} \geq 1.7 \times (10^{-6})$$

Q: Fig. 12-19 \leftarrow Fig. 12-19

Qs: Fig. 12-20

T_o: Fig. 12-20

T_{max}: Fig. 12-20

$$\Delta T = T_{max} - T_o \quad \text{Fig. 12-24}$$

$$T_{ave} = T_o + \frac{\Delta T}{2}$$

- Triumpher Design Criteria:

$$h_o \geq 0.0004d + 0.005$$

$$T_{max} < 107^\circ C \quad , \quad T_{ave} < 77^\circ C$$

$$\frac{W_{st}}{ld} \leq 2068 \text{ kPa} \quad , \quad SF \geq 2$$

$$\text{Sommerfeld number: } S = \frac{2 \times 10^{-9} \cdot \mu \cdot n \cdot r \cdot l}{60 \cdot W} \cdot \left(\frac{r}{c} \right)^2$$

Fig. 12-16: \leftarrow Fig. 12-16

طراحی غلظتی

از قطر 17 mm به قطر 20 mm آخر غده روی بلبرینگ را در 5000 دور در دقیقه، مقدار μ را تعیین می‌کنند.

این معادله \leftarrow Fig. 12-18 \leftarrow Fig. 12-18

این معادله \leftarrow Fig. 12-18 \leftarrow Fig. 12-18

13 \leftarrow Fig. 12-18 \leftarrow Fig. 12-18

14 \leftarrow Fig. 12-18 \leftarrow Fig. 12-18

15 \leftarrow Fig. 12-18 \leftarrow Fig. 12-18

$$C_{10} = 10^6 \left(\frac{C_{10}}{f \cdot F_e} \right)^4 \quad n > 10 \text{ rpm} \quad n \leq 10 \text{ rpm}$$

$$F_e = X_v F_r + Y_v F_a$$

$$X_v, Y_v = \begin{cases} 1, 0 & F_a/F_r \leq 0.8 \\ 0.56, 1.4 & F_a/F_r > 0.8 \end{cases}$$

برای انتخاب بلبرینگ:

11 \leftarrow Fig. 12-18 \leftarrow Fig. 12-18

12 \leftarrow Fig. 12-18 \leftarrow Fig. 12-18

$$F_e \leq C_{10} \quad \text{Fig. 12-18} \quad \text{Fig. 12-18}$$

$$F_e \cdot L_h^a = C_{10} \quad a = \begin{cases} 3 & \text{صلب} \\ 10/3 & \text{غلیظ} \end{cases}$$

$$L_h = \frac{L}{60n}$$

$$F_e = X_v F_r + Y_v F_a \quad v = \begin{cases} 1 & \text{بدون لغزش} \\ 1.2 & \text{لغزش} \end{cases}$$

16 \leftarrow Fig. 12-18 \leftarrow Fig. 12-18

زاویه فشار: زاویه بین خط المکزی و خط مماس بر دایره
 زاویه بین خط مماس رو خط مماس دوری نام

$\phi = 14.5^\circ, 20^\circ, 25^\circ$

بنابر تقریب اثر حکاکی، برای ثابت ماندن نسبت سرعت ها، پروفیل را به صورت involute و سیکلوئیدی می سازند.

دایره جین: $d_b = d \cos \phi$

نسبت تماس: میانگین زمانی مقدار دندانه های اولیه در چرخ دنده (Contact Ratio 1.2)

Contact Ratio = $\frac{AB}{P \cos \alpha}$
 شکل دایره جین
 دایره دوری دایره جین

توجه: به وجهی داخل و برای جلوگیری از undercutting

$N_p^{min} = \frac{2k}{(1+2m_g) \sin^2 \phi} (m_g + \sqrt{m_g^2 + (1+2m_g) \sin^2 \phi})$

$m_g = \frac{n_1}{n_2} \geq 1$
 $k = \begin{cases} 1 & \text{Full depth} \\ 0.8 & \text{Stub} \end{cases}$

حالتی که قطر کارانه کم است استفاده نمی کنیم

برای این می شرط حداقل دندانه ها را برای چرخ دنده داریم: Eq. 13-12

نسبت سرعت چرخ دنده های معمولی، ماریج و مخروطی بنابر سیترا 10:1 است.

$\omega_1 = \omega \cos \phi$, $\omega_2 = \omega \sin \phi$
 الف - چرخ دنده ساده:

$\sigma = \omega_1 \cdot k_o \cdot k_v \cdot k_s \cdot \frac{1}{F_m} \cdot \frac{k_H \cdot k_S}{Y_J}$

k_o : overload factor $\rightarrow T, 1.5-2$

k_v : $Q_v = \begin{cases} 3-7 & (5) \text{ برای} \\ 8-12 & (10) \text{ دینج} \end{cases}$

$B = \frac{1}{4} (12 - Q_v)^{1.5}$

$A = 50 + 56(1 - B)$

$v = \frac{\pi d n}{60000} \rightarrow k_v = \left[\frac{A + \sqrt{200v}}{A} \right]^B$

or Fig. 14-9

$v (m/s) \times 146.85 = v (\#t/min)$

$k_s = 1$ (size factor)

k_H : ضریب توزیع بار (مردول بست صفحہ ۲۹ جدول)

k_H : $m_H = \frac{r}{h_t} \rightarrow k_H = \begin{cases} 1.6 \ln \frac{2.792}{m_H} & m_H \leq 1.2 \\ 1 & m_H > 1.2 \end{cases}$

Y_J : Fig. 14-6

$\sigma_{end} = \frac{S_t}{SF} \times \frac{Y_w}{Y_b \cdot Y_z}$

$S_t \leq \sigma_{FP}$ \rightarrow attached table

روال طراحی پانچ:

۱) انتخاب و تعیین: $l, d, n, c, w, \#SAE, T_a$ و $P = \frac{Wl}{Ed}$

۲) محس برای ΔT : $T_{ave} = T_a + \frac{\Delta T}{2}$

۳) با توجه به $\#SAE$ و T_{ave} مقدار l را خوانده و S را تعیین کنیم.

۴) از جدول 12-24 مقدار $\frac{0.12 \Delta T}{P}$ را خوانده و مقدار ΔT را حساب می کنیم.

اگر در حد کار در حد اختلاف دانست با محس، لازم می آید که ΔT را حساب کنیم.

۵) شرط تراشید برای T_{ave} چک شود.

۶) از جدول 12-16 R_a خوانده شود.

۷) شرط تراشید برای R_a چک شود.

۸) محاسبه n و N
 $N = \frac{T_a \cdot n}{9550} = \frac{P \cdot l \cdot n}{9550}$

روغن کاری تحت فشار:

۹) بررسی پانچ: اگر در حد کار باشد، بر زور فنک می کنیم. $T_s =$ محاسب می کنیم

$\omega' = \omega/2$, $l' = (l-g)/2$

بر چرخ دنده های ΔT و Q_5 و Q_2 مابقی محسب می شود.

$P = \frac{W'}{l'd}$
 $S = \frac{2 \times 10^9 \mu \cdot n \cdot l' \cdot r}{50 W'} \left(\frac{r}{C} \right)^2$

$Q_5 = \frac{10^5 \cdot \pi \cdot P_5 \cdot r \cdot C^3}{3 \mu l'}$ $(1 + 1.5 E^2)$

$\Delta T \tau = \frac{9.78 \times 10^5 \times (T_c F) \cdot E \cdot \omega'^2}{(1 + 1.5 E^2) P_5 \cdot r^4}$

در تحت فشار با شرط های دین کاری داریم. شرط R_a هم دانست می شود

با $SAE \#$ و P_5 بازی کنیم.

طراحی چرخ دنده

دایره نام: دایره هم مرکز با چرخ دنده ها که به هم می چسبند و خط مماس بر دایره نام است

خط دایره نام: d و d_b

محس دایره وی: m فاصله نقاط مماس از روی دندانه مجاور

مقدار دندانه: N عرض چرخ دنده: b و F

محس: $m = \frac{d}{N} \rightarrow d = mN$
 افزایش قطر نام: از برای افزایش قطر نام

کام محس: $P = \frac{N}{d}$
 $P = \frac{N}{mN} = \frac{1}{m}$
 $p = \pi m$

$N_p = \pi m N = \frac{\pi N}{F} \rightarrow P \cdot p = \pi C$
 $p = \pi C$

دو چرخ دنده ای استاندارد دندانه:
 از دایره نام 5 سر دندانه
 Full depth $\begin{cases} a = m \\ b = 1.25 m \\ P_2 = \pi m/2 \end{cases}$
 stub $\begin{cases} a = 0.8 m \\ b = m \end{cases}$

$$\omega_t = \frac{6 \times 10^7 \text{ P}}{\pi \cdot d \cdot n}$$

$$\omega_a = \omega_t \tan \phi, \quad \omega_r = \omega_t \tan \phi_r, \quad \omega = \frac{\omega_t}{\cos \phi \cdot \cos \phi_r}$$

برای استخفاف جهت نیروی مجزی: در چرخ دنده مارپیج حرکت را بازنویس می‌کنیم

- مادون است: ω
- + حرکت
 - + راستگرد
 - + ساعتگرد
 - (در راست)
 - + نیروی کشش
- 2) چرخ

$$\sigma = \omega_t \cdot k_a \cdot k_r \cdot k_s \cdot \frac{1}{F \cdot m_f} \cdot \frac{k_H \cdot k_D}{Y_J}$$

k_H : سرعت رقصی خارجی

F : عرض کویل استاندارد

k_H : جرم پشت صند M جزوه

Y_J → جدول استاندارد

J : Fig. 14-7, J factor; Fig. 14-8 → $Y_J = J \cdot J \text{ factor}$

$$\sigma_{all} = \frac{S_t}{SF} \cdot \frac{Y_N}{Y_0 \cdot Y_Z}$$

تقریب سطحی Z_1 :

$$\sigma_c = \Sigma_E \sqrt{\omega_t \cdot k_a \cdot k_r \cdot k_s \cdot \frac{k_H}{d_{pin} \cdot F} \cdot \frac{Z_R}{Z_I}}$$

Z_I → از جدول استاندارد

$$\sigma_c^{all} = \frac{S_c}{S_H} \cdot \frac{Z_N \cdot Z_W}{Y_0 \cdot Y_Z}$$

$\Sigma = \Sigma_p + \Sigma_G$

$$\tan \Sigma_G = \frac{\sin \Sigma}{\cos \Sigma + \frac{N_p}{N_g}}, \quad \tan \Sigma_p = \frac{\sin \Sigma}{\cos \Sigma + \frac{N_g}{N_p}}$$

بزرگترین مقدار نام و جدول را d و m در نظر می‌گیریم.

در محاسبات d فرض می‌شود برآیند نیرو در d_{ave} اتفاق می‌افتد.

$$m_g = \frac{N_g}{N_p} = \frac{N_p}{N_g} = \frac{d_p}{d_g}$$

توصیح → $F \leq 10m$, $F \leq R_{o/g}$

$$d_{ave} = d - F \sin \delta$$

$$d = 2A_0 \sin \delta$$

$$\omega_t = \frac{6 \times 10^7 \text{ P}}{\pi \cdot d \cdot n}$$

۳

ارائه ساده!

خوابگاه جدول برای $N = 10^7$ و $T \leq 120^\circ C$ و $R = 0.99$ است. اگر مسئله جزاین بود، از ضرایب استفاده می‌کنیم:

$Y_N \rightarrow \text{Fig. 14-14}$

$$Y_0 = 1$$

$Y_Z \rightarrow T, 14-10, \text{ Eq. 14-38}$

- If SF is needed, put $\sigma = \sigma_{all}$!

در شرایط پایین چرخ دنده کوچکتر زودتر خراب می‌شود. پس در Y_N و Y_Z مربوط به M در pinion را بگذاریم.

- چرخ دنده خودگرد کند چرخ دنده در دست قرار می‌گیرد، پس S_t را در 0.7 ضرب کنید.

تقریب سطحی Z_1 :

$$\sigma_c = \Sigma_E \sqrt{\omega_t \cdot k_a \cdot k_r \cdot k_s \cdot \frac{k_H}{d_{pin} \cdot F} \cdot \frac{Z_R}{Z_I}}$$

$$Z_E = \left[\frac{1}{\pi \left(\frac{1-\nu_p^2}{E_p} + \frac{1-\nu_g^2}{E_g} \right)} \right]^{1/2} \leq T, 14-8$$

$$Z_R = 1$$

$$Z_I = \begin{cases} \frac{d_g \rho_g \sin \phi}{2} \cdot \frac{m_g}{m_g + 1} & \text{چپ} \\ \frac{d_p \rho_p \sin \phi}{2} \cdot \frac{m_p}{m_p - 1} & \text{راست} \end{cases}$$

$$\phi = 20^\circ \Rightarrow \frac{\cos \phi \sin \phi}{2} = 0.16$$

$$\sigma_c^{all} = \frac{S_c}{S_H} \cdot \frac{Z_N \cdot Z_W}{Y_0 \cdot Y_Z}$$

S_c : attached table

$Z_N \rightarrow \text{Fig. 14-15}$

Z_W : نسبت در دست برای gear یا pinion

$$\begin{cases} \frac{BHN_p}{BHN_g} < 1.2 \rightarrow A' = 0 \\ \frac{BHN_p}{BHN_g} > 1.7 \rightarrow A' = 0.00698 \\ 1.2 < \frac{BHN_p}{BHN_g} < 1.7 \rightarrow A' = 8.98 \cdot 10^{-3} \frac{BHN_g}{BHN_p} = 8.29 \cdot 10^{-3} \end{cases}$$

$$Z_W = 1 + A' (m_g - 1)$$

لب - چرخ دنده مارپیج: Helix Angle: $\phi = 0 \sim 30 \sim 45^\circ$

بزرگتر یا کوچکتر از چرخ دنده → Right Hand or left Hand

$$\Sigma = \phi_1 + \phi_2 \quad \text{مخالف} \quad \text{مخالف}$$

- در صند (نرمال) در راستای (مخالف) خرابی کوچکتر از حالت عادی است.

$$P_n = P_t \cos \phi, \quad m_n = m_t \cos \phi, \quad \tan \phi_n = \tan \phi_t \cos \phi$$

- مقدار دنده تمام در صند قابل استفاده می‌شود:

$$P_n = \frac{P_t}{\cos \phi}$$

- تمام طولی:

$$K_{HP} = \frac{\sigma_H^{lim} \cdot Z_{NT} \cdot Z_L}{S_H \cdot K_B \cdot Z_Z}$$

$\sigma_H^{lim} \rightarrow S_c$ جدول 15-8

$Z_{NT} \rightarrow$ Fig 15-8 or Eq 15-14

$Z_L \rightarrow$ مستطری برای استاندارد G_{max}

$K_B = 1$ For $T < 120^\circ C$

$Z_Z \rightarrow = \sqrt{Y_Z}$ T. 15-3

\bar{C} - چرخ زنده ای حلزونی:

N_G : تعداد زنده N_W : تعداد چرخ

$$d_G = m_G^t \cdot N_G$$

$$P_G^t = K_m m_G^t$$

$$\lambda = 90 - \psi_n$$

$$\Sigma = 90 \rightarrow \psi_n = \lambda$$

برای تعیین چرخ و راستگرد مثل کاربرد ψ ملاک است.

$$\Sigma = \psi_n \pm 4\psi_w + \text{سنگرد} - \text{سنگرد}$$

دندانهای حلزون در چرخ حلزون بر دندیل $involute$ قرار میگیرد و در آنجا ایستاده است.

$$P_a^w = P_t^w$$

$$a = 0.32 P_a \quad b = 0.37 P_a$$

$$m_G = \frac{N_G}{N_W} = \frac{n_W}{n_G} \neq \frac{d_G}{d_W}$$

$$\text{نسبت چرخ: } \ell = N_W \cdot P_a \quad \tan \lambda = \frac{\ell}{\pi d_W}$$

مثل چرخ های قدرت، اینجاست معمولاً $0 < \lambda < 45^\circ$

$$\varphi_n = 14.5^\circ \sim 30^\circ$$

$$\text{و برای زاویه های دیگر: } \mu_s > \tan \lambda \cdot \cos \varphi_n \quad \mu_s = 0.15$$

جهت نیروی محرکی دارد به چرخ حلزون \leftarrow جهت چرخ $involute$

چرخ \rightarrow ساعتگرد

راست \rightarrow پادساعتگرد

التر حلزون + صورتک

+ ساعتگرد

دندانهای حلزونی چرخ حلزون (در هر ناظر) + ساعتگرد

به سمت پایین حرکت می کنند.

$$\omega_r = \omega_E \cdot \tan \varphi \cdot \cos \alpha$$

$$\omega_a = \omega_E \cdot \tan \varphi \cdot \sin \alpha$$

چرخ در جهت ω در جهت دور کردن، به سمت ω نیز حرکت می کند.

$$\omega_r^P = \omega_a^G, \quad \omega_r^G = \omega_r^P, \quad \omega_r^E = -\omega_r^G$$

1) چرخ:

$$K_{HP} = \frac{\sigma_H^{lim} \cdot K_B \cdot K_m \cdot Y_Z \cdot K_{HB}}{F_m \cdot m_e \cdot Y_J \cdot Y_S}$$

K_B : Table 15-2

K_m : نسبت درجه بندی پهنای سینی مستورد.

m_e : جدول در نظر بگیرید

$$Y_Z = \begin{cases} 0.008 m_e + 0.478 & 1.6 \leq m_e < 50 \\ 0.5 & m_e < 1.6 \end{cases}$$

$$K_{HB} = K_{mb} + 5.6 \times 10^{-6} F^2$$

$$K_{mb} = \begin{cases} 1 & \text{Both straddle mounted} \\ 1.1 & \text{One straddle one one-sided} \\ 1.25 & \text{Both one-sided} \end{cases}$$

$$Y_J = 1 \quad T < 120^\circ C$$

Y_S \rightarrow Figure 15-7

$$* \sigma_{FP} = \frac{\sigma_F^{lim} \cdot Y_{NT}}{S_F \cdot K_B \cdot Y_Z}$$

$\sigma_F^{lim} \rightarrow S_t$ جدول 15-8

$Y_{NT} \rightarrow$ Fig. 15-9

$K_B = 1$

$Y_Z \rightarrow$ T. 14-10 or Eq. 14-38

2) تعیین دندانه ها:

$$* \sigma_H = Z_E \left(\frac{\omega_t}{F \cdot d_{pin} \cdot Z_I} \cdot K_B \cdot K_m \cdot K_{HB} \cdot Z_N \cdot Z_{xc} \right)^{1/2}$$

$Z_E \rightarrow$ T. 14-8 or Eqs. 14-31 & 15-21

$Z_I \rightarrow$ Fig. 15-6

$$Z_N \rightarrow \begin{cases} 0.5 & b < 12.7 \\ 0.00492 b + 0.4375 & 12.7 \leq b \leq 114.3 \\ 1 & b > 114.3 \end{cases}$$

$$Z_{xc} = \begin{cases} 1.5 & \text{Crowned} \\ 2 & \text{Uncrowned} \end{cases} \quad \text{Eq. 15-12}$$

$P_n = P_{in} \cos^2 \lambda \rightarrow P_n = P_{in} \cdot \cos \lambda$

y: جدول ضریب لغزش

ϕ_n	y
14.5	0.100
20	0.125
25	0.150
30	0.175

* $C_{G1} = C_{G2}$

Material	σ_s (MPa)
Phosphor Bronze Sand Cast	48.2
Chill Cast	58.6
Centri. Cast	68.9
Cast Iron Ordinary Grade	41.3
مترسک	51.7
دی	68.9

* شرایط طراحی چرخ دنده حلزونی:

1) محاسبه استقامت چرخ دنده: $\sigma_{max} = \sigma_{Hmax} + \sigma_{Fmax}$

2) محاسبه یا انتخاب زاویه شیار: 14.5, 17.5, 20, 25, 27.5, 30

3) انتخاب تعداد شیارها:

$m_a \leq 14 \rightarrow N_w = 3$	توجه
$15 \sim 29 \rightarrow N_w = 2$	
$m_a \geq 30 \rightarrow N_w = 1$	

$N_G = m_a \times N_w \rightarrow$ Check with T. 15-10

4) انتخاب P_n : $\frac{1}{2}, \frac{5}{16}, \frac{3}{8}, \frac{1}{2}, \frac{3}{4}, 1, \frac{5}{4}, \frac{6}{4}, \frac{7}{4}, 2$

$m_g^6 = \frac{P_n}{K} \rightarrow d_a = N_G \cdot m_g^6$

$d_w = 2C - d_a$ (انتخاب فاصله میگردیم)

توجه $\frac{C^{0.875}}{2} \leq d_w \leq \frac{C^{0.875}}{1.07}$

5) محاسبه ی عرض چرخ دنده و چرخ حلزونی:

$F_w^{min} = 2\sqrt{2d_w \cdot a}$, $a \approx 0.318 P_n$, $F_w = 3 P_n$

$F_G = 2.88 P_n + 6.3$ or Eq. 15-48

6) post processing C_{G1} & C_{G2}

7) $F_c = \frac{K_w}{\omega_p} \times V_s^{1.5}$

$\omega_p = \frac{K_w \omega_d^t}{\mu \sin \lambda - \cos \phi_n \cdot \cos \lambda}$, $V_s = \frac{rpm \cdot mm}{19098 \cos \lambda}$

$\omega_d^t = \frac{6 \times 10^7 \cdot P_{in}^{0.75}}{\pi d_w n_w}$

$\omega_w^r = \frac{\omega_d^t \cdot \sin \phi_n}{\cos \phi_n \cdot \sin \lambda + \mu \cos \lambda}$

$\omega_w^a = \frac{\omega_d^t (\cos \phi_n \cos \lambda - \mu \sin \lambda)}{\cos \phi_n \sin \lambda + \mu \cos \lambda}$

$\omega_{G1}^a = -\omega_w^t$

$\omega_{G1}^t = -\omega_w^a$

$\omega_{G1}^r = -\omega_w^r$

$\eta = \frac{\omega_d^t \cdot \sin \phi_n \cdot \cos \lambda}{\omega_d^t \cdot \sin \lambda}$

$e_G = \frac{\cos \phi_n - \mu \tan \lambda}{\cos \phi_n + \mu \tan \lambda}$

$e_w = \frac{\cos \phi_n - \mu \tan \lambda}{\cos \phi_n + \mu \tan \lambda}$, $e_G = 2 - \frac{1}{e_w}$

$P_{out} = P_{in} \times \frac{e_w^2}{S_F \cdot K_a} = \frac{\omega_{G1}^t \cdot \pi \cdot d_a \cdot n_G \cdot C_{G1}}{50000 \cdot S_F \cdot K_a}$

$P_w = P_{in}$, $P_G = P_{out} \times \frac{S_F \cdot K_a}{e_w} = P_{in} \times e_w$

8) محاسبه ضریب لغزش $\mu = 0.103 \times e^{(-0.11 \times V_s^{0.45}) + 0.12}$

$V_s = \frac{rpm \cdot d_w^{mm}}{97 \cos \lambda}$, $f_{t,min} \times 0.0051 \rightarrow m_g$

9) محاسبه d_w :

محاسبه ی محاسبه ی نیرو وارد بر دنده از محاسبه ی چرخ حلزونی باید از معادله ی زیر استفاده کرد.

$\omega_G^t \leq \omega_G^a$ (شرط برای چرخ حلزونی)

$\omega_G^t \text{ all} = 1.32 \times 10^{-5} \cdot C_s \times (d_G)^{0.8} \times (b_G^G) \text{ cm} \cdot \text{cm}$ (K1)

$C_s \rightarrow$ Eq. 15-32 to 15-35 or جدول برگردیم

$d_G \rightarrow$ شعاع میانی چرخ حلزونی

$b_G = \min(b_G, \frac{2}{3} d_w)$

$C_m \rightarrow$ Eq. 15-36 or جدول برگردیم

$C_v \rightarrow$ Eq. 15-37 (محاسبه V_s و $f_{t,min}$)

10) نتیجه:

* $\sigma = \frac{\omega_d^t}{P_n \cdot (b_G^G) \cdot y}$

$N_a = N - n_e$

جدول 10-1 را ببینید برای حلقه‌های انتخابی و فعال

end coils	N_e
plain	0
ground	1
squared	2
ground & squar.	2

$K = \frac{d^4 G}{8 D^3 N_e}$ سختی فنر $\delta = \frac{F}{K}$

* کنگره لوله

* استاتیکی

$K_s = \frac{2Gd}{2c}$

$K_w = \frac{4c-1}{4c-4} + \frac{0.615}{c}$

$K_s = \frac{4c+2}{4c-8}$

نوسان

$\tau = \frac{8FD}{\pi d^3} \times K$

* فنرهای تقویت شده برای

برای فنر با از رابطه‌ی گودمن برای تنگی برشی حلقه‌ها استفاده کنید:

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

$S_{sc} = 0.88 S_c, S_{sa} = 0.67 S_u$

* استحکام فولادهای فنری:

با کار سختی (Shot Peening) یا Presetting یا set removal که فنری
 اولیه در قسمت‌های دارد ناصبی و الاستیک کرده‌ی فنر را که با فنرهای فنر مقاوم‌تر است

$S_{FP} = \frac{4}{3} S_y$

برای این کار سختی فنر را اینجا زیاد می‌کنند و بعد رول می‌کنند.

$S_{FPP} = \frac{4}{3} S_{sy}$

↳ Fully Plastic

* خواص مکانیکی فولادهای فنری:

1) استاتیکی:

$S_{ut} = \frac{A}{d^m}, A, m \text{ from T. 10-4}$

خواص مکانیکی فولادهای فنری → T. 10-5

$\tau_{all} = \tau \cdot \tau \cdot S_{ut} \rightarrow T. 10-6 \text{ for set removal}$

$SF = \frac{\tau_{all}}{\tau}$

Shot Peening - S_{ut} با حدود 20 درصد افزایش می‌دهد.

2) نوسان:

$S_{se} = \frac{161.5 (S_{ut})}{0.67 S_{ut} - 379}$ unpeened

$S_{se} = \frac{266.7 (S_{ut})}{0.67 S_{ut} - 534}$ peened

$S_e = \frac{S_{se}}{0.58}$

$L_0 < 2.63 \frac{D}{d} \rightarrow d \approx 10^{-2}$

* برای اینکه فنر کشیده نشود:

$a_n = \sqrt{\frac{K}{m}}$

* فرکانس پدیده surge

$L_0 = L_s - (N+1)d + 2D_h$

یعنی در هیچ کشش:

$S = \frac{8(F - F_i) D^3 N_e}{d^3 c}$

* F_i که فنری فشاری است به نام کشش اولیه

در مکانی ریخته‌ی مجرای هست. یعنی جابجا به غیر از درج از جدول 10-1 استفاده نکنید.

1) $F_i = \frac{F_1 + F_2}{2} - F_c$

* طراحی ترکیبی

تقریباً انتهای توان بالاتر، عدم نیاز به فنری کشش اولیه، نسبت سرعت دستی
 وای به بلای فنری کوپاز از فنر، محدودیت سرعت دارد.

توصیه: $\frac{v_2}{v_1} < 5$

- کشش ترکیبی در خروج از خروجی ترکیبی حرکت صفر است.

توصیه: $N_{min} = 17 \rightarrow$ هیچ زنجیر

- تعداد دانه‌های زنجیر زوج است همیشه!

- رابطه‌ی توان کلی حال شکست $P_{transmitted}$ در T. 17-20

برای ای خروجی ترکیبی 17-17 و تک دنده!

$P_{all} = P_{tab} \times K_1 \times K_2$

$K_1 \rightarrow T. 17-22$

$K_2 \rightarrow T. 17-23$

$P_{des} = P_{req} \cdot K_{service} \cdot SF$

↳ T. 17-13

$N_c = \frac{P_{des}}{P_{all}}$

* طراحی کابل‌های فولادی:

میل‌گردهای ارتجاعی نیز هستند انتظار می‌رود فنری کشش زیادی تحمل کنند.

Wire → strand → Rope 6.17
 رشته کابلهای

کابل منظم (Regular Lay) جهت تابیدن آسان می‌تواند جهت تابیدن داشته باشد.

تزیین کابل (Long Lay) جهت تابیدن آسان برای جهت تابیدن استفاده می‌شود.

Regular → بزرگترین مقدار ویلادیت سایش و خرابی کمتری دارد.

هرچه P.F. بیشتر باشد و $\frac{D}{d}$ کمتر باشد، عمر کابل کم‌تر می‌شود.

سطح مقطع حلقه‌های منگنه کابل را $0.38 d^2$ در نظر می‌گیرند.

* طراحی فنرها:

تخمین حلقه‌ها $\text{index: } c = \frac{D}{d}$

تخمین فنرهای

تخمین فنر $L_0 = Np + d$

در حالت بدون بار \rightarrow تمام حلقه‌ها

در حالت بار $L_s = (N+1)d$

N: تعداد کل حلقه‌ها