Subject:

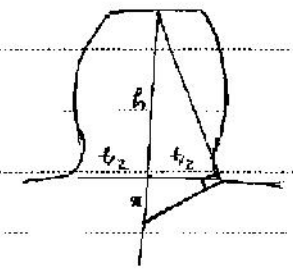
Year Month Date

فرض کردیم چون بطور یکنواخت در عرض دندانه وارد می‌شود و نیز در پای دندانه، تمرکز تنش نداریم.

آقای Lewis با این فرضیات اول رابطه‌ی زیر را برای نقاط بحرانی نوشت:

$$\sigma = \frac{Mc}{I} = \frac{(W_t \cdot h)\, t/2}{\frac{1}{12} F \cdot t^3} = \frac{6 W_t \cdot h}{F t^2}$$

علاوه‌براین در مثلث قائم‌الزاویه‌ی زیر داریم:



$$\frac{t/2}{x} = \frac{h}{t/2} \Rightarrow x = \frac{t^2}{4h} \Rightarrow \frac{6h}{t^2} = \frac{3}{2x}$$

$$\Rightarrow \sigma = \frac{W_t}{F} \times \frac{3}{2x} = \frac{W_t}{F \cdot m} \cdot \frac{3m}{2x} = \frac{W_t}{F \cdot m} \cdot \underbrace{\frac{3P}{2Px}}_{\frac{1}{y}}$$

ضریب فرم لوئیس Lewis Form Factor

$$\sigma = W_t \frac{1}{F \cdot m} \frac{1}{y}$$

که y تابعی از زاویه فشار و تعداد دندانه است. برای جدول 14.2 را ببینید.

مشکلی که این رابطه دارد این است که تنش بدست آمده از آن، با مقدار واقعی آن، خیلی تفاوت دارد. خیلی از فرضیات در نظر گرفته‌شده برای استخراج این رابطه، برقرار نیست و باید با یک سری ضرایب تجربی اصلاح شود. متداول‌ترین مرجعی که به آن استناد می‌شود AGMA است.

برای تحلیل یک دنده باید 4 تا تنش حساب کنیم: تنش خمشی پای دندانه (σ) و مقدار مجاز آن (σ_{all})، تنش تماسی (σ_c) و مقدار مجاز آن ($\sigma_{c,all}$).

الان داریم استاندارد ضرایب تجربی برای σ (اولی از 4 تای بالا) را می‌نویسیم:

$$\sigma = W_t \cdot K_o \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{1}{F \cdot m} \cdot \frac{K_H \cdot K_B}{Y_J} \Longrightarrow$$

ضریب فرم تصحیح شده

PqPCO

Subject: طراحی ۲ - سرعت‌های ثابت

Year. Month. Date. ( )

- k_o : overload factor (ضریب اضافه بار)

فرق است بین چرخ‌دنده‌ی اسباب‌بازی کودکی و چرخ‌دنده‌ی یک سنگ‌شکن.

برای این ضریب را از جدول 15-2 بخوانید.

محرک	متحرک	...

- k_v :

$$k_v = \left[\frac{A + \sqrt{200v}}{A}\right]^B$$

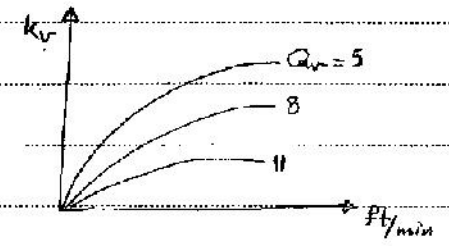
$$A = 50 + 56\,(1 - B)$$

$$B = \frac{1}{4}\,(12 - Q_v)^{2/3}$$

سرعت $v = \dfrac{\pi d n}{60000}$ (v: m/s, d: mm, n: rpm)

Q_v : accuracy level number (سطح دقت) = { 3-7 (5) کیفیت عادی (تجاری) ; 8-12 (10) دقیق }

اگر حوصله ندارید k_v را با ماشین حساب، حساب کنید، روی سراغ نمودار 14-9.



$v\,(m/s) \times 196.85 = v\,(ft/min)$

- k_s : size factor

اگر چنین پارامتر باسانی در دسترس نباشد، این ضریب را برای احتیاط استفاده می‌کنند.

← ایجاد می‌نماید

Subject:
Year Month Date

چون هنوز رابطه‌ای برای k_s پیدا نکرده‌اند، از $k_s=1$ می‌گذریم.

- k_B : load distribution factor (ضریب توزیع بار)

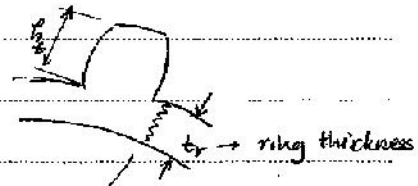
این فرض که گفتیم W_t به‌طور یکنواخت در عرض دنده توزیع می‌شود و دنده‌ها در تمام طول عرض میان باهم در تماس هستند، برای تصحیح آن از این ضریب استفاده می‌کنیم.

دقت ساخت و نصب	عرض دنده ≤ 50	$50 < F \leq 150$	$150 < F \leq 225$	$225 < F$
دقیق	1.3	1.4	1.5	1.8
نیمه دقیق	1.6	1.7	1.8	2
غیر دقیق	> 2.0			

غیردقیق یعنی منطبق نبودن دنده‌ها را باهیچ غیرمسلح ببینیم.

- k_B : ضریب صلبیت طوقه

دنده به هر حال روی یک طوقه (ring) قرار گرفته است. ممکن است آن‌قدر t_r را کم درنظر گرفته باشیم که مقطع بحرانی سر پای دنده، اینجا باشد



$$m_B = \frac{t_r}{h_t} \Rightarrow k_B = \begin{cases} 1.6 \ln \frac{2.242}{m_B} & m_B \leq 1.2 \\ 1 & m_B > 1.2 \end{cases}$$

- Y_J : ضریب هندسی

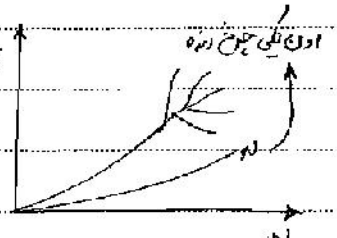


Fig.14-6

← تعداد دنده‌های چرخ دنده‌ای که داریم بررسی می‌کنیم.

Subject: ۲۷ طراحی ۲ - سرهنگیاص

Year. Month. Date. ( )

۸۹، ۸، ۱۵

بعد از محاسبه ی تنش (در اندانه ها)، مقدار تنش مجاز خمشی را هم حساب می کنیم:

$$\sigma_{all} = \frac{S_t}{S.F} \times \frac{Y_N}{Y_\theta . Y_z}$$

این تنش برای یک سرایط استانداردی محاسبه شده است.

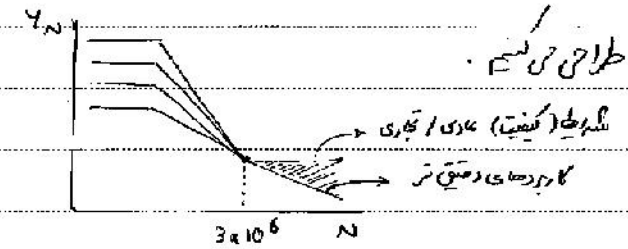
مقدار S_t یا همان تنش خمشی خام یاتایر را از جدولی که استاد داده اند (از جلد پنجم شیگلی) بخوانید.

AGMA گاهی S_t را σ_{FP} هم می نامد.

سه عامل در σ_{all} تاثیر می گذارند که در مقادیر جدول لحاظ نشده است و برای لحاظ کردن آنها از ضرایب استفاده می کنیم.

مقادیر این جدول برای ۱- عمر بابر $N=10^7$ ۲- دمای $T \le 120^\circ C$ و ۳- قابلیت اعتماد $Rel = 99\%$ است. اگر سرایط کاربرده متفاوت از اینها بود، از ضرایب استفاده می کنیم.

* Y_N : Life Factor ⇒ Fig. 14_14



معمولاً ما این دایگرام چرخ دنده را داریم برای چه عمری طراحی می کنیم.

از 3×10^6 به بعد، همینطور یکی می شوند.

* Y_θ : Temporature Factor

در اکثر کاربردهای ما، $Y_\theta = 1$ می گیریم.

* Y_z : Reliability Factor ⇒ Table 14.10 or Equation 14_88

Subject:
Year. Month. Date. ( )

⑦ نکته: چون S.F در رابطه‌ی σ_{all} قرار داده شده است، اگر خواستید یک چرخ‌دنده رو تحلیل کنید و ببینید ضریب اطمینانش چقدر است، اول σ را حساب کنید، بعد آن را برای σ_{all} بگذارید و S.F را حساب کنید.

- در این قسمت، کتاب مثال خوبی ندارد ولی مثال 4-14 باز، یک مثبت!

برای خستگی هم مثال 2-14 را ببینید. پیشنهاد می‌شود برای تحلیل خستگی طراحی (می‌سپی S_e و ...) از همین فرمول‌های جناب اسفاد استفاده کنید. اینجا هم خستگی را هم پوشش می‌دهند.

- در شرایط یکسان، در هر حال چرخ‌دنده‌ی کوچکتر زودتر خراب می‌شود. (نکته بود)

چون در برابر اولی، باید تعداد سیکل‌های عمر بیشتری دوام کند. فرقی ندارد محرک باشد یا متحرک!

⑩ پس در $\sigma_{all} = \frac{S_t}{S.F} \cdot \frac{Y_N}{Y_\theta}$، Y_N مربوط به چرخ‌دنده‌ی بیچاره‌تر در نظر گرفته می‌شود.

- حالا در 3 تا، چرخ‌دنده‌ی وسط بحرکتی می‌کند ولی نه به دلیل اینکه در هر سیکل دوبار تحت خستگی قرار می‌گیرد (چون جهت این دو بار خستگی، برعکس است). (حقیقتاً به همین دلیل چون دندانه‌های چرخ‌دنده‌ی هرزگرد تحت خستگی دوسویه (Reverse Bending) قرار می‌گیرد، زودتر خراب می‌شود.

محرک

متحرک

چرا است یا نیست؟ برای اعمال اثر این خستگی دوسویه، عمر (N) هرزگرد را دو برابر بگیرید.

⑪ برای اعمال اثر این خستگی دوسویه، S_t را ضربدر 0.7 می‌کنیم.

Subject: طراحی ۲ - مکانیک پاشی

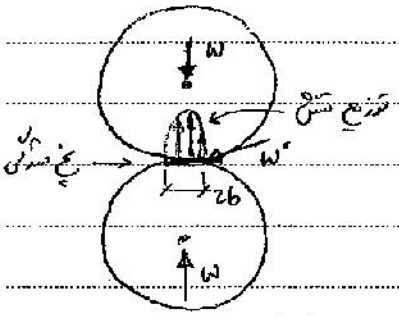
Year. Month. Date.

۸۹/۸/۱۰

۱- ب - خرابی سطحی (سایشی) دندانه‌ها : Pitting

باز هم یک σ_c حساب می‌کنیم و یک σ_c^{all} و این‌ها را با هم مقایسه می‌کنیم

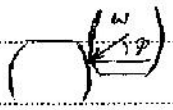
حالا ببینیم اساس این پدیده چه‌جوریه!



F : عرض چرخ دنده

تنش هرتزی max برابر است با : $\sigma_{max} = \frac{2W}{\pi b.F}$

از طرفی : Eq. 14-10 نصف عرض سطح تماس $b = \sqrt{\frac{2W}{\pi F}\cdot\frac{\frac{1-\nu_1^2}{E_1}+\frac{1-\nu_2^2}{E_2}}{\frac{1}{d_1}+\frac{1}{d_2}}}$



$W = \frac{W_t}{\cos\phi}$

حالا اگر تمام این‌ها را بگذاریم در اولین رابطه ، خواهیم داشت :

$$\sigma_c = Z_E\sqrt{W_t.K_o.K_v.K_s.\frac{K_H}{d_{pin}.F}.\frac{Z_R}{Z_I}}$$

همانطور که می‌بینی تنش هرتزی با جذر نیروی بین دندانه‌ها متناسب است

● Z_E : ضریب الاستیک $\Rightarrow Z_E = \left[\frac{1}{\pi\left(\frac{1-\nu_P^2}{E_P}+\frac{1-\nu_G^2}{E_G}\right)}\right]^{1/2}$

برای Z_E می‌شود از جدول 14-8 هم استفاده کنید که براساس جنس دو چرخ دنده تعیین می‌شود.

● K_o : ضریب مدل از جدول 15-2 و شکل 14-18

Subject:
Year. Month. Date. ( )

- K_v: ضریب دینامیکی
- K_s: ضریب اندازه
- K_H: ضریب توزیع بار ← جدول استاد

* خواست باشه چ در طراحی pinion چ در طراحی اون یکی چرخ‌دنده ، حداقل از d_{pin} در رابطه α_c استفاده کن .

- Z_R: ضریب وضعیت سطح دنده

تأثیر ناصافی و زبری سطح دنده‌ها را آسان در نظر می‌گیرد و برای ما: $Z_R = 1$ است همیشه .

- Z_I: ضریب هندسی مقاومت در مقابل سطحی

$$Z_I = \begin{cases} \frac{\cos\phi \cdot \sin\phi}{2} \cdot \frac{m_G}{m_G+1} & \text{چرخ‌دنده خارجی} \quad m_G = \frac{n_2}{n_1} > 1 \\ \frac{\cos\phi \cdot \sin\phi}{2} \cdot \frac{m_G}{m_G-1} & \text{داخلی} \end{cases}$$

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

* حتما حاند σ_c^{all} (رابطه AGMA برای آن) :

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

- S_c: حاصل pitting stress ← از جدول ((استاد داده))
- S_H: ضریب اطمینان

Subject: طراحی ۲ - شریعت نیاصی

Year Month Date ( )

- Z_N : 14~15 (از نمودار)
- Y_θ : ضریب دما ⟹ for $T < 120°C \rightarrow Y_\theta = 1$
- Y_Z : ضریب اطمینان (مثل قبل)
- Z_W :

* گفتیم دندانه‌های pinion نسبت به gear زودتر دچار سایش می‌شوند. برای اینکه سختی این اضافه بشود، آبکاری می‌کنند تا از نظر زمان عمرش نزدیک به سایر چرخ دنده‌ها بشود (چون pinion حاصل تعداد سیکل بیشتری می‌زند و تعداد دندانه‌ی کمتری دارند ← pinion کوچکتر است)

* تعداد دندانه‌ی کمتر به نفع ماست و می‌خواهیم بهم سختی آنها را بالا ببرند. (زمان کم می‌شود)

* پس در کل : $BHN_P > BHN_G$

← فقط وقتی طراحی چرخ دنده بزرگتر (Gear) را طراحی می‌کنی، یک عددی در S_t ضرب می‌کنی تا بزرگتر بشود و چرخ دنده ضعیف‌تر باشد و عمرش به عمر pinion نزدیک شود.

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

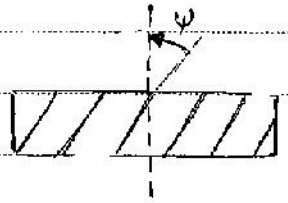
$Z_W = 1 + A'(m_G - 1)$ ⟸ فقط در مورد چرخ دنده بزرگ محاط می‌شود.

- آبکاری pinion در مقداری مشکل جارا حل می‌کند ولی به حد کافی نیست. پس Gear را هم ضعیف‌تر ← اختلاف عمر

Subject:
Year Month Date ( )

می سازیم ، تا این روتا به هم برسند ! (این توجیه ایراد دارد)

طراحی چرخ دنده های مارپیچ Helical



Helix Angle : $\psi = 0 \sim 30^\circ$ 45°

- اگر جهت دندانه ها به جای / اینوری ، \ اینوری بود ، اسمش فرق داشت.

اگر زاویه ی دندانه با محور در جهت مثبت 0° ساعتی بود ، می شود راست گرد (Right Hand) مثل چرخ دنده ی بالا و اگر در جهت منفی 0° ساعتی بود ، می شود چپ گرد (Left Hand).

- زاویه ی بین محورهای دو چرخ دنده ی مارپیچ : $\Sigma = \psi_1 \pm \psi_2$

↳ + هم گرد هم دو چرخ دنده هم جهت

یکی چپگرد یکی راستگرد هم « « مختلف الگرد —

در حالتی که $\psi_1 = -\psi_2$ و دو چرخ دنده مختلف الگرد باشند ، محورها بین می شود عمودی باشند.

تمرین ها : مثال : 14-8 (روال حل مسئله خوبی دارد)

(سری چهارم) مسائل : 14-20 از جنس steel Class A-1 to 180BHN استفاده کنید

semi-price assembly ← نیمه قیمت بگیرم.

(driven : moderate shockes , driver : uniform

steel class A-2 to 240BHN , $F = 80mm$, $m = 6^{mm}$) 14-24 مسئله

. driven : moderate shocks , driver = uniform

سؤال اینکه $P_{min} = ?$ حداقل توان چقدر است ؟)

PAPCO

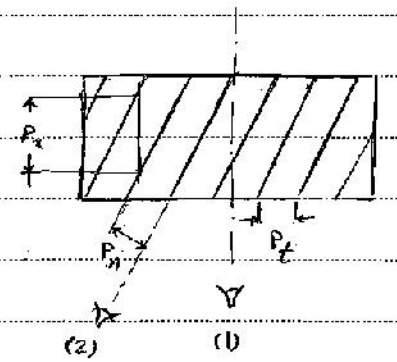
Subject: طراحی ۲ - شریعت پناهی ۳۵

Year. Month. Date.

۸۹/۸/۲۲

- از جمله تفاوت های سیم پیچ ها با دیگر انواع چرخ دنده ها، آن است که از بعضی پارامترها، چشم دارند.

مثلاً برای گام، سه مقدار روبرو را می‌توان در نظر گرفت.



دو راستای دید مختلف داریم:

1) در جهت عمود بر صفحه‌ی چرخ دنده (موازی محور)

2) در جهت دندانه‌ها

بنابراین داریم:

n دید عمود یا نرمال (normal)

t دید عرضی یا مایل یا ظاهری (transverse)

$$P_n = P_t \cdot \cos\psi$$

$$m_n = m_t \cdot \cos\psi$$

$$\tan\varphi_n = \tan\varphi_t \cdot \cos\psi$$

نکته: در صفحه نرمال، مقادیر کوچکتر از صفحه‌ی مایل هستند.

در صفحه‌ی مایل، دندانه را پهن‌تر از صفحه‌ی نرمال می‌بینیم. ($\varphi_t > \varphi_n$)

*توجه: مقدار دایره‌ی گام، در صفحه‌ی ظاهری محاسبه می‌شود.

$$d = m_t \cdot N$$

$$P_x = \frac{P_t}{\tan\psi}$$

با P_x زیاد کاری نداریم.

Subject:

Year. Month. Date. ( )

در چرخ دنده های مارپیچ، نیروی بین دندانه ها در صفحه ی چرخ دنده قرار داشت و ۳ مؤلفه برای تعیین آن کافی بود ولی اینجا هر ۳ مؤلفه را باید در نظر بگیریم.

- با داشتن توان، بر حسب $P_{(kw)}$ می توان W_t را محاسبه کرد:

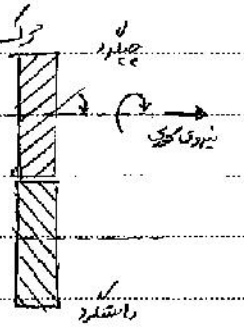
$$W_t = \frac{6\times10^4\ P_{(kw)}}{\pi\ d_{(mm)}\ n_{(rpm)}}\ (N)$$

$$W_a = W_t \tan\psi$$

$$W_r = W_t \cdot \tan\phi_t$$

$$W = \frac{W_t}{\cos\psi \cdot \cos\phi_n}$$

- پیدا کردن W_a برای ما مهم است زیرا برای طراحی یاتاقان ها نیازش داریم. جهت دست آن هم مهم است که مشخص داده شود.



* ساده ترین قاعده برای تشخیص جهت این نیرو، قاعده ی دست راست است.

در چرخ دنده ی مارپیچ محرک، قانون دست هم جهت صادق است.

محرک راستگرد ← قانون دست راست محرک چپگرد ← قانون دست چپ

اگر ۴ انگشت دست، جهت چرخش چرخ دنده را نشان دهد، جهت انگشت شست، جهت نیروی محوری وارد به محرک از طرف متحرک را نشان می دهد. محرک همین نیرو در خلاف جهت را به محور وارد می کند.

* راه دیگری هم وجود دارد، سعی یاد آوری در نظر می گیریم و علامت در نظر می گیریم.

محرک	+
راستگرد	+
چرخ دنده ی مقابل (از دید راست)	+

حاصلضرب این ۳ تا اگر + بود، نیروی محوری چرخ دنده ی تحت بررسی به سمت چپ خواهد بود.

PAPCO

Subject: ۳۱ طراحی ۲ - سرعت

Year. Month. Date. ( )

☺ چند نکته در مورد بسیار :

جلسه ی قبل توقیم استحاص در مورد z_w بیان شد. در ستش این :

وقتی چرخ دنده ی کوچک را سخت کاری می کنید تا عمرش تا یک حدی به عمر بقیه ی نزدیک شود ، اتفاق لش اینه این است دندانه های Gear با دندانه های سخت تر درگیر می شوند و به طور مداوم تحت تنش فشاری قرار می گیرد ، در نتیجه تحت کار سختی (Work Hardening) قرار می گیرد و استحکام آن هم بالا می رود . از این اتفاق با z_w می خواهیم . (حالا اگر چرخ دنده را کوچک نسازیم ، عمر بیشتری به ما می دهد .)

- حالا برویم برای محاسبه :

الف) خمش دندانه ها :

الف - ۱) تنش خمشی :

$$\sigma = w_t \cdot K_o \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{1}{F \cdot m_t} \cdot \frac{K_H \cdot K_B}{Y_J}$$

- همه ی ضرایب مثل تنش خمشی در چرخ دنده ی ساده است به غیر از m_t ، K_H ، Y_J .

- فرض می خواست باشد که K_B در صفحه ی ظاهری حساب می شود .

$$v = \frac{\pi d n}{60,000}$$ ← صفحه ظاهری

- F هم که عرض چرخ دنده است .

اگر دو چرخ دنده داشتی که عرض هاشون برابر نبود ، عرض کوچیک رو در F می ذاری .

- برای K_H از جدول صفحه ی بعد استفاده کنید .

- Y_J تابعی است از زاویه فشار نرمال (ϕ_n) و زاویه مارپیچ (ψ) و N_G و N_P

Subject:

Year. Month. Date. ( )

نوع ساخت و نصب	$F \leq 50$	$50 \leq F \leq 150$	$150 < F \leq 225$	$F > 225$
دقیق	1.2	1.3	1.4	1.7
نیمه دقیق	1.5	1.6	1.7	1.2
غیر دقیق		> 2.0		

K_H :

Y_J : ضریب هندسی

۱) راه اول : با کمک ψ و N (تعداد دندانه‌های چرخ‌دنده‌ی در دست بررسی) از روی نمودار 14-7 ، J' را بدست می‌آوریم.

که ضریب هندسی برای 75 دندانه در چرخ‌دنده‌ی رقیب است ، بدست می‌آوریم.

بعد از روی 14-8 براساس ψ و N (تعداد دندانه‌ی چرخ‌دنده‌ی رقیب) ، ضریب تصحیح J factor را پیدا می‌کنیم و در J' ضرب می‌کنیم.

۲) راه دوم : استفاده از جدول (برگه‌ی ۲) که آماده داده شده ، کار را آسان می‌کند که تجربی است ولی روش کتاب ، دقیق‌تر است.

رابطه‌ی σ_{all} ، عیناً مانند قبل است.

$$\sigma_{all} = \frac{S_t}{S.F} \cdot \frac{Y_N}{Y_\theta . Y_z}$$

الف ـ ۲) تنش تماسی :

Pitting

$$\sigma_c = z_e \sqrt{w_t . k_a . k_v . k_s \frac{K_H}{d_{pin}^t . F} \cdot \frac{Z_R}{Z_I}}$$

← در صفحه ظاهری

k_H را از جدول بالا و Z_I را از جدولی که آماده داده شده (برگه ۲) ، بیابید. از کتاب هم می‌شود.

PIPCO

Subject: ۳۲ طراحی ۲ - سرعت

Year. Month. Date. ( )

• رابطه‌ی کتاب برای Z_I :

$$Z_I = \begin{cases} \dfrac{\cos\phi_t \cdot \sin\phi_t}{2 m_N} \cdot \dfrac{m_G}{m_G + 1} & \text{خارجی} \\ \text{"} & \text{داخلی} \end{cases}$$

البته پیدا کردن m_N خیلی دردسر دارد .

$$\sigma_{all}^c = \frac{S_c}{SH} \cdot \frac{Z_N \cdot Z_W}{Y_\theta \cdot Y_Z}$$

- برای پیدا کردن ضریب اطمینان هم کافی است که σ را برای σ_{all} بگذاریم .

- فقط برای کارهای خیلی دقیق از روابط کتاب برای Y_J و Z_I استفاده کنید .

• مثال : مثال 14-5 (سری پنجم)

تمرین : 14-20 ، 14-24 مجدداً حل شود ، این بار با فرض چرخ دنده‌ی هارپیچ و اینکه

$\phi_n = 20^\circ$ و $\psi = 30^\circ$ * مدول های داده شده m_n در نظر گرفته شود .

۸۹ ، ۸ ، ۲۴

⊗ گفتیم به چرخ دنده‌ی هارپیچ ، نیروی محوری هم وارد می شود . وجود نیروی محوری در طراحی خود ، دردسرساز است . وقتی نیروی محوری نباشد ، طراحی خیلی بسیار ساده است .

$$H \rightarrow \frac{\sigma_m}{\sigma_a} = \frac{32M}{\pi d^3}$$

$$T \rightarrow \frac{\tau_m}{\tau_a} = \frac{16T}{\pi d^3}$$

σ_{em} ، σ_{ea}

فقط d^3 مجهول است $\Rightarrow$ $\dfrac{\sigma_{em}}{S_{ut}} + \dfrac{\sigma_{ea}}{S_e} = \dfrac{1}{SF}$

$$F \rightarrow \frac{\sigma_1 F}{\pi d^2}$$ $\Rightarrow$ رابطه‌ی بدست آمده هم d^3 دارد و هم d^2 و سخت است پیدا کردن d !

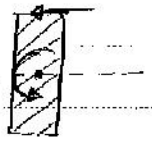
با سعی و خطا d را می‌یابیم !

P&PCO

Subject:
Year Month Date ( )

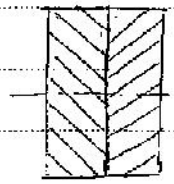
این تازه فقط یکی از مشکلات این نیروی محوری ناشی از چرخ دنده حلزونی است.

تازه همین نیروی محوری، یک لنگ خمشی هم می‌دهد.



ولی می‌شود یک کلکی زد.

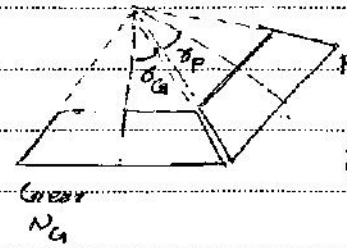
اگر عرض چرخ دنده - اندازه‌ی کافی زیاد باشد، می‌شود چرخ دنده را به صورت زیر در نظر بگیریم.



Double Helical

در جاهایی که چرخ دنده‌های بزرگ با توان انتقالی بالا که نیروی محوری زیادی تولید می‌کنند، می‌شود از این استفاده کرد.

☺ طراحی چرخ دنده‌های مخروطی Bevel



جزء این نوع آن است که محورهای دو چرخ دنده می‌توانند متقاطع هم باشند (راستای محورها الزامی)

$\Sigma = \gamma_p + \gamma_G$

$$\tan \gamma_G = \frac{\sin \Sigma}{\cos \Sigma + \frac{N_p}{N_G}} \qquad \tan \gamma_p = \frac{\sin \Sigma}{\cos \Sigma + \frac{N_G}{N_p}}$$

همانطور که می‌بینی، نسبت دندانه‌ها، زوایه مخروط را معین می‌کند.

در حالت خاص که $\Sigma = 90^\circ$ داریم:

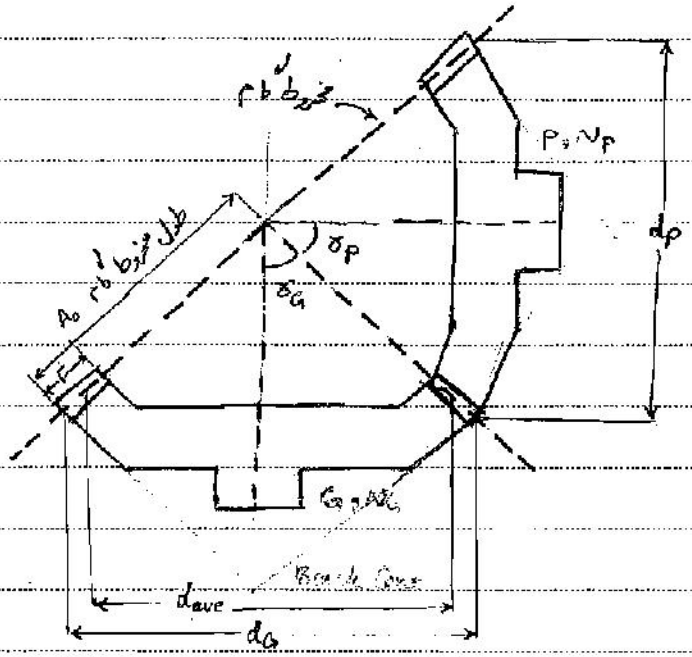
$$\tan \gamma_G = \frac{N_G}{N_p} \quad , \quad \tan \gamma_p = \frac{N_p}{N_G}$$

MPCG

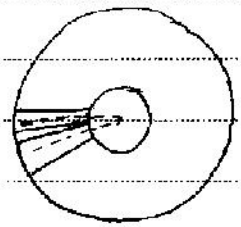
Dubley → Handbook of gear design

Subject: ۳۳ طراحی ۲ - سریعت

Year. Month. Date. ( )



همانطور که می بینی، گام در نتیجه مدول ($d = mN$) در طول دندانه



متغیر است. بزرگترین مقدار آنها را مقطر و مدول در نظر می گیرند.

علتش این است که بعد از اینکه دندانه تحت بار قرار گرفت، (یا deformation) می شود ولی برای اینکه چرخ دنده باید تمام حتی آن هم چنان از مرکز بلندد.

به خاطر همین چنان طراحی می شود که این خاصیت را داشته باشد و نتیجه‌ی این طراحی آن است که نقطه‌ای با بیشترین مقطر گام، نقطه بحرانی دندانه است. (deformation اون ته خیلی زیاده)

در محاسبات ما، فرض می شود برآیند نیرو در d_{ave} اتفاق می افتد.

$$m_G = \frac{n_G}{n_P} = \frac{N_P}{N_G} = \frac{d_P}{d_G}$$

توصیه می شود که

$F \leq 10m$ ، $F \leq A_0/3$

Subject:

Year. Month. Date. ( )

$d_{ave.} = d - F\sin\gamma$

$d = 2A_0 \sin\gamma$

$W_t^N = \dfrac{60000\ P^{kw}}{\pi d n}$ (mm, rpm)

مثالی برای:

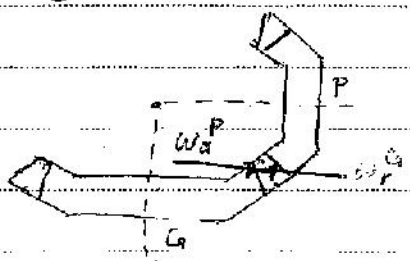
وقتی می‌خواهی هندسی چرخ‌دنده‌های حلزونی را محاسبه کنی، از d_{ave} استفاده می‌کنی و وقتی می‌خواهی خود چرخ‌دنده (استحکام دندانه‌ها) را محاسبه کنی، از d بزرگ استفاده کن (که نیروی کمتری به ما می‌دهد).

قرارداد در کلاس: برای همه‌ی کارها از جمله محاسبه تنش، از d_{ave} استفاده کنید.

$W_r = W_t \cdot \tan\Phi \cdot \cos\gamma$

$W_a = W_t \cdot \tan\Phi \cdot \sin\gamma$

- چرخ‌دنده‌ها همیشه از هم متنفرند و همیشه در حال دور کردن دیگری، به آن نیرو وارد می‌کنند.



$W_r^P = W_a^G$

$W_a^P = W_r^G$

$W_t^P = -W_t^G$ (در جهت عدد برضد هم)

- حالا به دو هم سراغ تحلیل:

الف) خمش

1-الف) تنش خمشی

$\sigma_F = \dfrac{W_t^P}{F_{mm}} \cdot \dfrac{K_A \cdot K_V}{m_{et}} \cdot \dfrac{Y_x \cdot K_{H\beta}}{Y_\beta \cdot Y_J}$

Subject: ۳۴ طراحی ۲ - سرعت بالا

Year Month Date ( )

- K_A : ضریب اضافه بار ص 15-2
- K_V : مثل قبل (سرعت در مقطر بحرانی محاسبه می‌شود)
- m_{et} : ضریب در مقطر بزرگ m_{et} → external ← transverse (عرضی)
- y_x : size factor

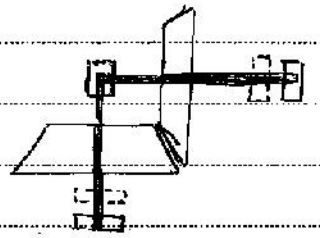
$$y_x = \begin{cases} 0.008\, m_{et} + 0.478 & 1.6 \le m_{et} < 50 \\ 0.5 & m_{et} < 1.6 \end{cases}$$

- $K_{H\beta}$: ضریب توزیع بار

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

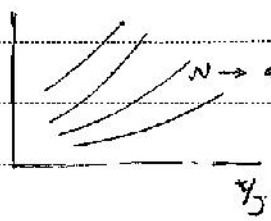
K_{mb} به نحوه‌ی عوتاد بستگی دارد.

به دلیل محدودیت فضا معمولاً یا یاتاقان یک یا هردو محور را در یک سمت محور قرار می‌دهیم.



$$k_{mb} = \begin{cases} 1 & \text{هردو محور دارای یاتاقان در دوسوی چرخ‌دنده} \quad \text{straddle mounted} \\ 1.1 & \text{یک محور} \quad " \quad " \quad " \quad " \quad " \\ 1.25 & \text{هردو محور دارای} \quad " \quad \text{در یک سوی چرخ‌دنده} \end{cases}$$

- $y_\beta = 1$ $T \le 120^\circ C$
- y_J ص 15-7



Subject:

Year. Month. Date ( )

۸۹/۸/۲۹

الف-۲) تنش مجاز خمشی

$$\sigma_{F.P.} = \frac{\sigma_F^{Lim} \cdot Y_{NT}}{S_F \cdot K_g \cdot Y_z}$$

(S_t) از جدول برگه دوم

ضریب عمر از نمودار 15-9 یا 14-14

ب) سایش دندانها (Pitting)

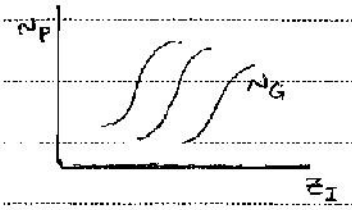
ب-۱- تنش سایشی

$$\sigma_H = Z_E \left(\frac{W_t}{F \cdot d_{pin} \cdot Z_I} K_A \cdot k_v \cdot K_{H\beta} \cdot Z_n \cdot Z_{xc} \right)^{1/2}$$

- Z_E: ضریب الاستیک MPa — از جدول 14-8 یا جدول‌های 14-13 و 15-7
- Z_I: ضریب هندسی MPa — ضریب هندسی pitting از نمودار 15-6

- برای تحلیل هردو چرخ دنده در جدول بالا از d_{pin} استفاده می‌کنیم (قطر بزرگ).

- نمودار مورد استفاده برای Z_I به صورت زیر است:



- ضرایب K_A و k_v و $K_{H\beta}$ قبل سابق هستند.

- Z_n: ضریب ابعاد

در مورد چرخ دنده‌ی مخروطی دیگر می‌خیال این ضریب را نمی‌خواهیم و مقدارش را از معادله 15-9 بدست می‌آوریم. این ضریب می‌گوید هرچه ابعاد چرخ دنده بزرگتر باشد، وضعیت بحرانی‌تر است.

- Z_{xc}: ضریب Crowning

این ضریب را از معادله‌ی 15-12 بیاورید (به گردگرفتن سر دندانه‌ها مربوط می‌شود).

ب-۲- تنش مجاز سایشی

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_H^{Lim} \cdot Z_{NT} \cdot Z_W}{S_H \cdot K_\theta \cdot Z_Z}$$

Subject. ۳۵ طراحی ۲ - سرعت بالا

Year. Month. Date. ( )

- σ_{H}^{lim} : با بابد σ_{H}^{lim} با تحت عنوان S_c از جدول داده شده (برگه کپی) بخوانیم.
- Z_{NT} : ضریب عمر ... از نمودار 15-8 یا از معادله 15-14
- Z_W : ضریب سختی ... فقط برای Gear استفاده می‌شود
- $K_\theta = 1$ For $T < 120°C$
- Z_Z : ضریب مقاومت اعماد ... از جدول 15-3 (مثل قبل)
- مثال: (مثال 15-2 را بخوانید)

مسائل 15-3 و 15-4 (سری ششم)

حرکت یکنواخت uniform - uniform

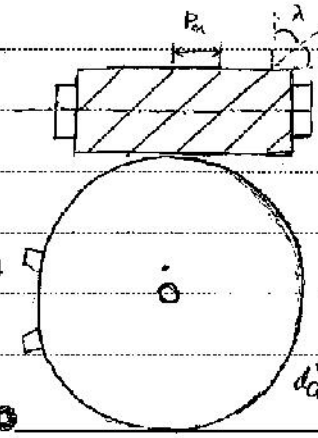
$F = 32\,mm$ ، $m_{et} = 4.2\,mm$ ، $Y_Z = Z_Z = 1$ ، $Y_{NT} = Z_{NT} = 1$

در مسئله 15-3، ضریب اطمینان داده شده و توان را باید محاسبه نمود. براساس خمش (S_F)

" " 15-4 " " " " " " " " براساس سایش (S_H)

۸۹,۹,۱

طراحی چرخ دنده‌های حلزونی



این چرخ دنده‌ها، هم از لحاظ ساختمان و هم از لحاظ کاربرد با چرخ دنده‌های زاویه متقاطع هستند.

Worm در واقع یک پیچ قدرت با طراحی خاص خودش است.

PAPCO

Subject:

Year. Month. Date. ( )

Worm Gear (چرخ حلزون) هم نوع خاصی از چرخ دنده‌های مارپیچ است.

$d_{G_1} = N_G \cdot m_G^t$

$P_G^t = \pi . m_G^t$

$\lambda = 90 - \psi_w$ زاویه پیش‌روی

تعریف چپ‌گرد و راست‌گرد برای اینجا هم مثل مارپیچ‌ها است. برای تعیین آن، زاویه‌ی مارپیچ ψ ملاک است نه λ.

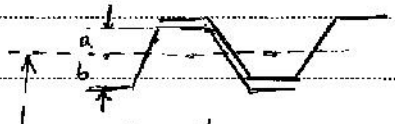
محورهای Gear و حلزون متقاطع متعامدند. پس داریم: $\Sigma = \psi_G \pm \psi_w = 90$

بازده این چرخ دنده‌ها پایین است و حدود 80٪ تا 90٪ است.

⊕ اگر هم‌گرد باشند.

⊖ اگر مخالف‌گرد باشند.

- دندانه‌های حلزون و چرخ حلزون، از اون پروفیل اینولوت involute تبعیت نمی‌کنند و ذوزنقه‌ای است.



حالا که adendum و dedundum تابعی از گام طولی هستند.

$P_x^w = P_1^G$

وقتی که P_x خیلی کوچک است، این دو عدد هم نزدیک می‌شوند و تقریباً برابر

$a \simeq 0.32 P_x$ ρ

$b \simeq 0.37 P_x$ $0.35 P_x$ می‌شوند هردو.

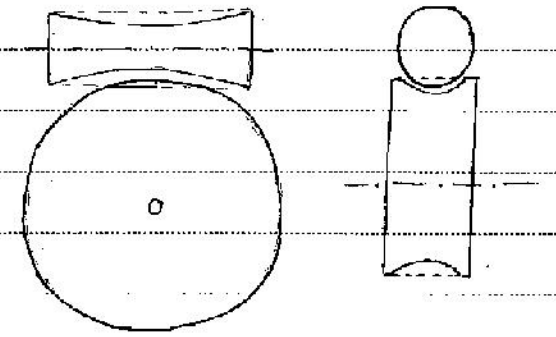
d_w در واقع قطر گام است ولی چون θ و γ برهم نزدیک هستند، قطر میانگین هم می‌شود.

تعداد دنده‌های worm برای ما مهم نیست. تعداد فرق‌ها است که برای ما مهم است و تعیین کننده‌ی نسبت سرعت است.

$$m_G = \frac{N_G}{N_w} = \frac{n_w}{n_G} \neq \frac{d_G}{d_w}$$

اندازه

اگر از پهلو به چرخ دنده حلزونی نگاه کنیم:



شکل ۲

عکس شکل منحنی است نه نقطه. تعداد دندانه‌های درگیر بیشتر است. (به این منحنی کردن می‌گویند enveloping).

O

پیشروی حلزون $\ell = N_w \cdot P_x$

$$\tan\lambda = \frac{\ell}{\pi d_w}$$

برهم عمودند

ما فقط حالتی که محورهای دو چرخ دنده را برهم می‌کنیم. در این حالت:

$$\lambda_w = \psi_G \quad (\Sigma = 90^\circ)$$

مثل پیچ‌های قدرت، اینجا هم معمولاً $0 < \lambda < 45^\circ$.

$\psi_n = 14.5^\circ - 30^\circ$

- در چرخ دنده‌های مارپیچ، محور خود فعل مطرح نیست. ولی در اینجا، معمولاً worm محرک است و Gear متحرک است و اگر برعکس کنیم، اصلاً نمی‌چرخد. البته می‌شود به گونه‌ای طراحی کرد که خود فعل

Subject:

Year Month Date ( )

بنابراین . (آچار فرانسه هم اینطوری)

* شرط خودقفل :

$\mu > \tan\lambda . \cos\phi_n$

↳ استاتیکی $= 0.15$

Gearbox ها عموماً برای کاهش سرعت استفاده می‌شوند . و پیش فرض ما این است که خودقفل برقرار است .

- در مورد جهت چرخش : جهت بردی محوری وارد بر چرخ حلزون ، صرفاً وابسته به جهت چرخش Worm است . (ساعتگرد ← چپ ، پادساعتگرد ← راست)

- جلا پیدا کردن جهت گردش چرخ حلزون با توجه به حلزون :

آلت حلزون

\+ محرک

\+ راستگرد

\+ ساعتگرد (در مورد i)

\+ آنگاه دندانه‌های جلویی چرخ حلزون از دور ناظر به سمت پایین حرکت می‌کند

- رابطه‌ی بردها :

$$W_w^t = \frac{6\times10^7 \times P^{kw}}{\pi \underset{mm}{d_w} \underset{rpm}{n_w}}$$ توان ورودی

(N)

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

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

PqPCO

Subject: طراحی ۲ - مرتبه پنجم

Year Month Date

$W_{G_1}^{a} = -W_W^{t}$

$W_{G}^{t} = -W_W^{a}$

$W_{G_1}^{r} = -W_W^{r}$

- رابطه ی بازده :

$$\text{بازده حلزون و حرک} \rightarrow \eta = \frac{W_W^{t}\ \text{اصطکاک بدون}}{W_W^{t}\ \text{اصطکاک با}} = \frac{\cos\varphi_n - \mu\tan\lambda}{\cos\varphi_n + \mu/\tan\lambda}$$

اگر رابطه ی بازده را برحسب توان ها بنویسیم ، بدون اصطکاک می‌رسیم به مخرج !

آقای سنگلی در محاسباتش دوبار η را استفاده می‌کند . ولی ما همین بیوند η را در نظر

می گیریم .

- هر ضریب اصطکاک دینامیکی است و تابعی از سرعت است .

$$\mu = 0.103 \times e^{(-0.11 \times v_s^{0.45})} + 0.012 \qquad v_s > 0.051\ m/s$$

به جای این معادله می‌توانید از نمودار 13-42 استفاده کنید . این رابطه ی بالا ، برای چرخ دنده های

دقیق هست . ولی در نمودار برای هم دقیق و هم غیر دقیق ، نمودار هست . ($A \leftarrow$ دقیق ، $B \leftarrow$ غیر دقیق) . در رابطه ی بالا سرعت برحسب ft/min است

$$v_s\ (ft/min) = \frac{n\ (rpm) \times d_w\ (mm)}{97\cos\lambda}$$

$ft/min \times 0.0051 \rightarrow m/s$

$m/s \times 196.85 \rightarrow ft/min$

$lbf \times 4.45 \rightarrow N$

Subject:
Year . . Month . Date . ( )

۸۹.۹.۶

الف- تحلیل تماسی دندانه‌ها:

● مؤلفه‌ی تماسی نیروی وارد بر دندانه‌های چرخ حلزون نباید از میزان معینی بیشتر باشد

$W_G^t \leq W_G^t{}_{all}$ (برای چرخ حلزون)

برخلاف سایر چرخ دنده‌ها، معیار برای چرخ دنده‌ی حلزونی، نیرو است نه جای تنش.

- چون Worm همیشه جنس محکم‌تر از Gear ساخته می‌شود، اگر قرار باشد آسیبی رخ دهد، احتمال اول Gear است. پس معمولاً فقط Gear را تحلیل می‌کنند.

$$W_G^t{}_{all} = 1.32 \times 10^{-3} \cdot C_s \cdot (d_G)^{0.8} (b_e^G) C_m \cdot C_v$$

(kW) (mm) (mm)

● C_s : ضریب جنس چرخ دنده (from Eq. 15-32 to 15-35) or از جدول برله سوم استاد

این ضریب واحد $N/mm^{0.8}$ یا هم‌چین چیزی داره!

● d_G : قطر میانگین (گام) چرخ حلزون

● $b_e^G = \min(b_G , \frac{2}{3} d_{w1})$ عرض مؤثر چرخ حلزون

b_G عرض چرخ حلزون d_{w1} قطر گام (میانگین) حلزون

● C_m : ضریب تصحیح نسبت سرعت

آزمایش نشان داده است بیشترین مقدار محل بار (نیروی تماسی مجاز) حول نسبت سرعت 30 اتفاق می‌افتد.

$C_m \rightarrow$ از جدول پیوست برله ۳ یا Eq. 15-36

Subject: ۲۸ طراحی ۲ - سرعت بالا

Year. Month. Date. ( )

● C_v : ضریب سرعت مرجع Eq. 15-37 (دقت شود در این معادله V_s برحسب ft/min است)

$$V_s = \frac{\pi_{mm} \cdot n_{rpm} \cdot d_{mm}}{97 \cos\lambda}$$

ب) کلیل جنس دندانه‌ها:

$\sigma = \sigma_b$

$\sigma \leq \sigma_{all}$

$$\sigma = \frac{W_t^t}{P_n (b_e^G) \cdot y}$$

● P_n : گام نرمال مرجع $P_n = P_x \cdot \cos\lambda$

گام طولی حلزونی $= P_t^G$

● b_e^G : عرض مؤثر

● y : ضریب شکل لوئیس

ϕ_n	y
14.5	0.100
20	0.125
25	0.150
30	0.175

● σ_b یا σ_{all} را از جدول زیر پیدا کنید:

جنس		σ_b (MPa)
Phosphor Bronze	Sand Cast	48.2
	Chill Cast	58.6
	Centrifugal	68.9
Cast Iron	Ordinary Grade	41.3
	متوسط "	51.7
	بالا "	68.9

PqPCO

Subject:
Year. Month. Date. ( )

● فرایند طراحی چرخ دنده‌های حلزونی :

A با داشتن پارامترهای توان ، سرعت‌های ورودی و خروجی ، ضریب اطمینان (طراحی) ، نحوه‌ی اعمال بار ، توصیه می‌شود ابتدا پارامترهای زیر حدس زده شده یا انتخاب شود

■ ۱ حدس / انتخاب - جنس حلزون و چرخ حلزون

معمولاً حلزون را از فولاد می‌گیرند و بعد عملیات حرارتی انجام می‌دهند روسش . چرخ حلزون اغلب از یکی از دو جنس صفحه قبل می‌گیرند .

■ ۲ حدس / انتخاب - زاویه فشار 14.5 , 17.5, 20 , 25, 27.5 , 30

■ ۳ انتخاب - تعداد دنده‌ها (N_w) ⟵ N_G را هم بدست می‌آوریم . (چک کردن با جدول 10-15)

✗ یک توصیه‌ی خوب :

$$\begin{cases} m_G \leq 14 \rightarrow N_w = 3 \\ 15 \sim 29 \rightarrow N_w = 2 \\ m_G \geq 30 \rightarrow N_w = 1 \end{cases}$$

■ ۴ انتخاب P_x (گام محوری یا طولی حلزون)

مقادیر ترجیحی این پارامتر برحسب اینچ به قرار زیر است :

$$\frac{1}{4}'' \ , \ \frac{5}{16}'' \ , \ \frac{3}{8}'' \ , \ \frac{1}{2}'' \ , \ \frac{3}{4}'' \ , \ 1'' \ , \ \frac{5}{4}'' \ , \ \frac{6}{4}'' \ , \ \frac{7}{4}'' \ , \ 2''$$

حالا که P_x انتخاب شد ، متعاقباً :

$$m_t^G = \frac{P_x}{\pi} \rightarrow d_G = N_G \cdot m_t^G$$

■ ۵ انتخاب C (فاصله‌ی محوری محورهای ورودی و خروجی) ⟵ $d_w = 2C - d_G$

* یک توصیه برای d_w داریم :

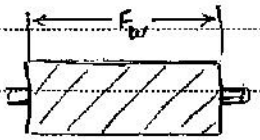
$$\frac{c^{0.875}\ (mm)}{2} \le d_w \le \frac{c^{0.875}\ (mm)}{1.07}$$

بنابراین ، یک معیار پیدا کردیم برای چک کردن و اگر d_w خوب نبود ، P_x یا c را تغییر

می دهیم .

■ ۲ محاسبه‌ی عرض حلزون و چرخ حلزون :

ارتفاع سردندانه $a \approx 0.318\, P_x$ ، حداکثر عرض حلزون $F_w^{max} = 2\sqrt{2 d_w . a}$



* F_G را هم یا از معادله‌ی 15-48 کتاب بروبر یا از رابطه‌ی زیر استفاده کنید که نیمه تجربی -

نیمه تحلیلی است :

$$F_G = 2.38\, P_x + 6.3$$

▲ کتاب توصیه می کند حالا اگر هندسه را معین نمودید ، بروید تحلیل سایش + خمش را انجام بدهید .

اگر دیدید جواب نمی دهد راحت تر است جنس را یا اگر نشد عرض چرخ دنده یا اگر نشد باز هم ،

d_G و d_w را دستکاری کنید تا از نظر استحکام هم جواب بدهد .

▲ حالا یک سری محاسبات post processing داریم :

■ 1 محاسبه‌ی اتلاف توان :

$$P_L\ (kW) = W_f\ (kN) \cdot V_s\ (m/s)$$

Subject:

Year. Month. Date. ( )

$$W_F = \frac{\mu\, W_G^t}{\mu \sin\lambda - \cos\varphi_n \cdot \cos\lambda} \ (kN) \qquad , \quad V_S = \frac{n_w \cdot d_w}{19098 \cos\lambda} \ \left(\frac{m}{s}\right) \ \left(\frac{rpm \ \ mm}{}\right)$$

$$e_w = \eta = \frac{\cos\varphi_n - \mu \tan\lambda}{\cos\varphi_n + \mu \cot\lambda}$$

در کتاب شیگلی برخلاف سایر کتاب‌ها، بازده چرخ دنده را به جای e_w برابر $(e_w)^2$ در نظر می‌گیرد.

$P_{out} = P_{in} \times e_w^2$ (یعنی ایشان برای در نظر گرفتن سایر اتلاف‌های غیر قابل محاسبه)

ممکن است بخواهید برای اشتعال توان هم یک ضریب اطمینان در نظر بگیرید. مثلاً در مواردی که باید حتماً یک توان مشعل شود وگرنه آدم‌ها می‌میرند. خواست باشد این با ضریب اضافه‌بار k_a فرق دارد. پس رابطه‌ی بالا چنین می‌شود:

$$P_{out} = P_{in} \times \frac{e_w^2}{S_F \cdot k_a}$$ 🙂

$$P_{out} = \frac{W_G^t \cdot \pi \cdot d_G \cdot n_G \cdot e_w}{60000 \ (S_F)(k_a)}$$

$$P_w = P_m = \frac{W_w^t \cdot \pi \cdot d_w \cdot n_w}{60000}$$

$$P_G = P_{out} \frac{S_F \cdot k_a}{e_w}$$

- اگر از توان بازده آن در سری بین دنده‌ها را می‌خواهید، از e_w استفاده کنید فقط دقت کنید بازده کل مجموعه شامل چرخ جلوتر و جلوتر و یاتاقان‌ها می‌شود و اینها را خواسته باید از رابطه‌ای مثل 🙂 استفاده کنید.

PAPCO

Subject: طراحی ۲ - مسابقه پیاضی

Year Month Date

• مثال 4-15 کتاب را بجد است بخوانید

مسئله 15-15 کتاب را حل کنید . کدین است . با پارامترهای زیر :

$P_{out} = 18.4\ kw$, $k_A = 1.25$, $S_F = 1.1$ (سری هشتم)

Steel + Sand Cast Ph. Bronze

$n_W = 1125\ rpm$, $m_G = 10$

زوج چرخ دنده را طراحی کرده و حداقل توان حرکه را حساب کنید . (بررسی سایش و خمش دندانه‌های چرخ حلزون)

۸۹,۹,۸

- در شخص که برای پروژه تعریف کردیم ، بازده دخالت داشت که از این رابطه بدست می‌آید .

چرخ حلزون محرک $e_G = \dfrac{\cos\varphi_n - \mu\cot\lambda}{\cos\varphi_n + \mu\tan\lambda}$

حلزون محرک $\mu > \tan\lambda \cdot \cos\varphi_n$ (استاتیکی) e_W

$e_G = 2 - \dfrac{1}{e_W} \le 0$

$e_W \le 0.5$

جنس حلزون	جنس چرخ حلزون	روغن کاری	μ_s
فولاد	فولاد	روغن	0.05
فولاد *	چدن	روغن	0.06
فولاد	چدن	گریس	0.1
فولاد *	مفرغ برنز	روغن	0.05 ~ 0.06
فولاد	مفرغ برنز	گریس	0.08 ~ 0.09
چدن	چدن	روغن	0.05

PAPCO

Subject:
Year Month Date ( )

توصیه می‌شود که اگر قرار است چرخ جلوی محرک باشد، $\lambda \geq 5^\circ$ در نظر بگیرید.

شرط اصلی بر چرخ دنده‌ی جلوی، همان رابطه‌ی $\mu > \tan\lambda . \cos\varphi_n$ است.

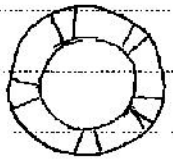
خاصیت ترمز خیلی خیلی بیتر از روغن است. (ویسکوزیته‌اش خیلی بیتر است).

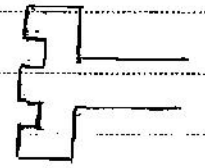
۴ طراحی کلاچ Clutch

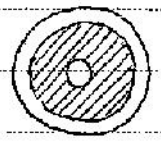
کلاچ‌ها برای انتقال حرکت استفاده می‌شوند.

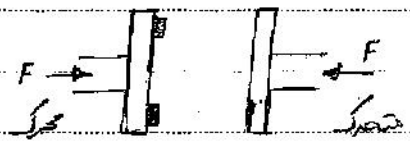
مشکلشان این است که در حین حرکت نمی‌توانیم درگیرش کنیم و خورد می‌شود.

انتقال قدرت توسط کلاچ باید تدریجی انجام بگیرد. یکی از راه‌های این انتقال قدرت تدریجی، استفاده از کلاچ‌های اصطکاکی است. این اتلاف انرژی، ناشی از اصطکاک را به جان می‌خریم (!) تا قدرت را به تدریج انتقال دهیم.









محرک به متحرک T وارد می‌کند.

$\omega_1 , I_1 \Longrightarrow \omega_2 = 0 , I_2$

$\omega_2 : 0 \longrightarrow \omega_1$

این فلسفه‌ی استفاده از کلاچ است.

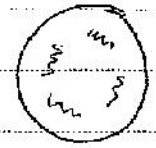
Subject: طراحی ۲ - مریعت پناهی

Year, Month, Date, ( )

پیت کلاچ متحرک فنر بستگی می‌لنداره که به این صورت است.

به این فنر بستگی یا خودشون می‌گردند و برای اتصال بین این دو است.

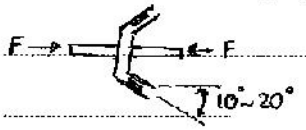
فنر محیطی هم داریم که صدمه را دفع می‌کند.



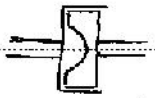
• انواع کلاچ:

۱. دیسکی — Disk Clutch

۲. مخروطی — Cone Clutch

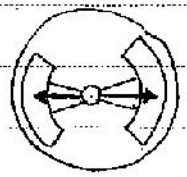


۳. کاسه‌ای — Drum Clutch



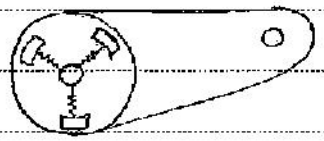
کاسه چرخ drum

بعداً خواهیم دید که چرا دایره‌ی کامل را برنمی‌گزند و یک دایره وسطش خالی است.



عکس کناری کاسه چرخ drum

• موتور بازی:

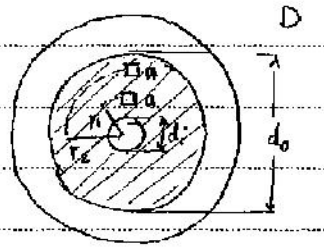


دایره بزرگه به چرخ و دوستان وصله. محور وسطیه هم به موتور وصله. وقتی گاز می‌دهیم، دایره کوچیکه وسط می‌چرخه، این سنگ به خاطر گریز از مرکز به دایره بزرگه می‌چسبه و مثل کلاچ عمل می‌کند و این محور بزرگه روهم می‌چرخونه و چرخ عقب هم باهاش می‌چرخونه. واسه همین وقتی گاز می‌دهیم راه می‌رود.

Subject:

Year. Month. Date. ( )

کلاچ دیسکی :



الف) کلاچ تو

UP ← Uniform Pressure (توزیع یکنواخت فشار)

این فشار، ثابت هست، یکنواخت است. فرق می‌کند!

جنس این‌ها کار است.

بالایی: $\mu . P . a . 2\pi r_2$

پایینی: $\mu . P . a . 2\pi r_1$

هرچه از مرکز دور شویم، کار (پس ساییش) بیشتر می‌شود.

پس ساییش غیر یکنواخت است (بابنکه فشار یکنواخت است).

ب) کلاچ کار کرده UW Uniform Wear

بعد از مدتی کار کردن، قطعات ما می‌روند و قسمت‌های پایینی راحت‌تر هستند و حالا دیگر فشار غیر یکنواخت می‌شود.

چون به صورت یکنواخت ساییده می‌شود و غیر یکنواخت می‌شود (!) فشار، این رابطه را دارد :

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{r_2}{r_1} \Rightarrow P_1 r_1 = P_2 r_2$$

کار روی (ساییدن) برابر است $(P_1 r_1 = P_2 r_2) \Rightarrow$

پایینی : $2\pi\mu a . P_1 r_1$

بالایی : $2\pi\mu a . P_2 r_2$

پس ساییش یکنواخت است

ما برای این دو حالت می‌خواهیم گشتاور منتقله را حساب کنیم.

PAPCO

Subject: طراحی ۲ - ۴۲ جلسه پنجم

Year. Month. Date. ( )

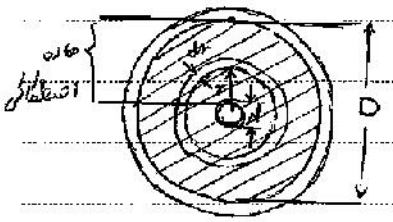
۸۹/۹/۱۳

* طراحی کلاچ های اصطکاکی

الف - دیسکی

الف-۱ در حالت فشار یکنواخت (Uniform Pressure) :

فرض فشار یکنواخت در سطح کوچکی در ابتدای کار کلاچ (کلاچ نو) صادق است.



$$T_{UP} = \int_{d/2}^{D/2} 2\pi\mu P r^2 dr = 2\pi\mu P \int_{d/2}^{D/2} r^2 dr$$

$$T_{UP} = \frac{\pi\mu P}{12000}(D^3 - d^3) \quad (N.m,\ MPa,\ mm,\ mm) \quad (*)$$

فرم های دیگر نوشتن رابطه ی بالا :

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

$$T = \frac{\mu F}{3}\frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2}$$

الف-۲- ساییش یکنواخت (Uniform Wear)

$$T_{UW} = \int = \pi C_1 \mu P_{max} \cdot d \int_{d/2}^{D/2} r\,dr$$

$$T_{UW} = \frac{\pi\mu P_{max} d}{8000}(D^2 - d^2) \quad (N.m,\ MPa,\ mm,\ mm,\ mm) \quad (*)$$

$$F = \frac{\pi P_{max} \cdot d}{2}(D - d)$$

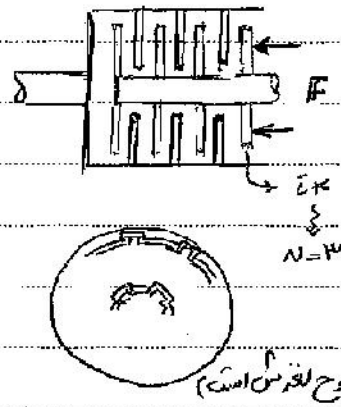
$$T = \frac{\mu F}{4}(D + d)$$

P4FCO

Subject:

Year: Month: Date: ( )

گاهی به جای یک ضریب اطمینان، از چند ضریب اطمینان ($F.N$) استفاده می‌کنند. در این صورت یک ضریب N در طرف راست روابط ⊛ ضرب می‌شود. از این کار برای وقتی که به گشتاور زیاد احتیاج داریم ولی جای کافی نداریم که صفحات را بزرگ کنیم، استفاده می‌شود.



زمانی که پای ما روی کلاچ میره، به‌سری فنر خودشیدی و این جوری، این صفحات را روی هم فشار می‌دهد و گشتاور منتقل می‌شود. (صفحات می‌توانند روی محورها بلغزند).

وقتی کلاچ می‌گیریم، به وسیله‌ی یک مکانیزم، اینها از هم جدا می‌شوند و حرکت دو محور به هم منتقل نمی‌شود. (N تعداد سطوح لغزش است)

- گفتیم برای یک مدت زمان از عمر کلاچ، مدل UP صادق است و در یک حدی UAP صادق است. کتاب می‌گوید تفاوت این دو تا 2 یا 3 است. از طرفی T_{UP} بیشتر از T_{UAP} است و بسیاری موارد اختلاف این دو تا زیر 4-5 درصد است. به خاطر همین می‌گویند فقط از مدل UAP استفاده کنید.

- یکی از دلایلی که کلاچ را توخالی درست می‌کنند، این است که در ناحیه وسط، فشار بی‌نهایت می‌شود و اولین باری که پا رو از رو کلاچ برمی‌داری، اون وسط از بین میره و به هیچ دردی نمی‌خوره. البته به سری خرابی‌های دیگه مثل انتقال حرارت هم دارد.

- در T_{UAP}، یک عبارت $P_{max}\cdot d$ هست که حاصلضرب با فشار در قطر است که آن فشار ثابت می‌شود. البته تقریبی بود. $d=0$ باید می‌گذاشتیم که به مشکل برمی‌خورد. دلیل اینکه در این

Subject: ۴۳ طراحی ۲ - سرعت پایین

Year Month Date ( )

نقطه حاصلضرب Pd را نمی‌نویسیم این است که نقطه‌ی بحرانی است. برای شروع طراحی از Pmax استفاده

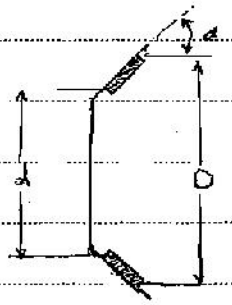
می‌کنیم. (بازه P بین 300-1000 کیلو پاسکال است در جدول 16-5)

- اگر نگفتند ضریب اطمینان چقدر است، یک بگیرید.

- در جدول 16-5 دو حالت wet و dry داریم. گاهی مجبوریم در مواقع خاص، مثلاً برای استیل حرارت بدهیم، کلاچ را در یک محیط تر (در داخل سیال، حین روغن) قرار بدهیم.

- فرض ما در پروسه‌ی طراحی شده ایم.

- نسبت $\frac{d}{D}$ در بازه‌ی 0.6 تا 0.8 در نظر بگیرید. 0.8 مقدار خوبی است.



ب - کلاچ مخروطی: $\alpha : 10 \sim 20^\circ$

$$T_{UP} = \frac{\pi \mu P (D^3 - d^3)}{8 \sin\alpha \cdot 12000} \qquad UP - 1 - \text{ب}$$

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

نقطه یک $\sin\alpha$ در T ها اضافه می‌شود در حالت یا الف.

ب - ۲ - UW

$$T_{UW} = \frac{\pi \mu P_{max} \cdot d}{8 \sin\alpha \cdot 8000}(D^2 - d^2)$$

$$F = \frac{\pi P_{max} d}{2}(D - d)$$

یک رابطه هم برای اتلاف توان داریم:

PAPCO

Subject:

Year Month Date

$$E = \frac{I_1 I_2 (\omega_1 - \omega_2)^2}{2(I_1 + I_2)}$$ (J ; $kg\,m^2$; rad/s)

انرژی تلف شده در طی عمل کلاچ گیری:

I_1: ممان اینرسی جرمی مجموعه‌ی محرک $I = m r_g^2$ (شعاع ژیراسیون)

I_2: " " " متحرک " "

I ها را باید بدانیم. همان کنیم. صورت سؤال باید به ما بدهد.

- چه مدت زمان طول می‌کشد که سرعت متحرک از ω_2 به ω_1 برسد؟

$$t = \frac{I_1 I_2 (\omega_1 - \omega_2)}{T(I_1 + I_2)}$$ (مدت زمان عمل کلاچ گیری (یا مدت زمان بودن کلاچ بر داشتیم))

T ← گشتاور کلاچ

- در این مدت زمان، اصطکاک اندازه‌ی زیر اختراعی پیدا می‌کند:

$$\Delta T^{\circ C} = \frac{E}{C_{vm}}$$

C_{vm}: جرم مجموعه — برای فولاد 500 $J/kg.^{\circ}C$

- این‌ها همین طور طول مدتی که سرعت‌ها دارند با هم برابر می‌شوند، اصطکاک هم داریم.

- حداکثر گشتاور (توان) قابل انتقال را اگر خواستی بیابی ← ω_{max} (استاتیکی) استفاده کن.

یک جای دیگر هم به جای ω_1 نیز ω_{max} استفاده می‌کنیم. آن هم در آستانه‌ی کار است.

● تمرین: مسائل 16-16 دستی

16-19 مخروطی

(سری هشتم)

Page

Subject: طراحی ۲ - سرعت بالا ۴۴

Year Month Date ( )

طراحی ترمزها

ترمزهای هیدرولیکی ، مغناطیسی و اصطکاکی داریم . ما اصطکاکی رو می خونیم . وظیفه‌ی ترمز برخلاف کلاچ ، از حرکت باز نگه داشتن یک قطعه‌ی متحرک است .

نکته دانستن یک محور در حال چرخش رو در نظر بگیرید . اگر بخواهیم یک نیرو ی اصطکاک روی سطح محور اعمال کنیم تا محور رو نگه داریم ، باید نیروی خیلی زیادی وارد کنیم چون بازوی گشتاور خیلی کوچیک . معمولاً یک لنت یا هم چین چیزی روی محور می گذارند تا نیرو را بر آن اعمال کنند در حالیکه بازوی گشتاور را بلند تر کرده اند .

حالا ببینیم نیرو را چگونه بر این دسته وارد کنیم :

یک راهش اینه که یک تسمه بندازی دور دیسک و تسمه رو بکشی . (Band Brakes) طوقه

از ترمز تسمه ای برای جاهایی استفاده می شود که زمان ایستادن محور را لازم نداریم دقیقاً بدانیم .

نیرو

راه دیگر ترمز دیسکی است که بر چرخ ها می بندیم .

(Disk Brake)

لنت یا کفشک

راه دیگر ترمز کاسه ای (Drum Brake) است .

حالا از بیرون یا داخل ، این کاسه رو بر چرخ نگه می دارند .

Subject:

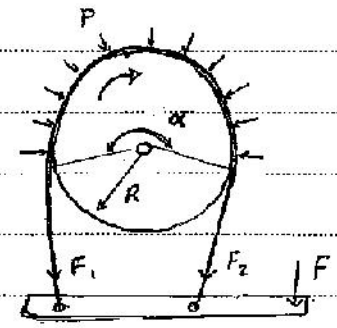
Year. Month. Date. ( )

مهم‌ترین کار این است که توزیع فشار بین لنت و اصطکاک (که نامعین و متغیری که داریم چرخ پیدا کنیم. بعد این دستگاه معادل استاتیکی است.

پیدا کردن نیروی بین این دو به درد طراحی ما نمی‌خورد اعمال آن: طراحی بین هاد لقطعی نگهدارنده‌ی هارد ی اصطکاک و غیره می‌خورد.

گشتاور ترمزی، عبارت است از گشتاور نیروی اصطکاک حول محور دوران.

۱- ترمز شمه‌ای



P: فشار سطحی بین شمه و طوقه.

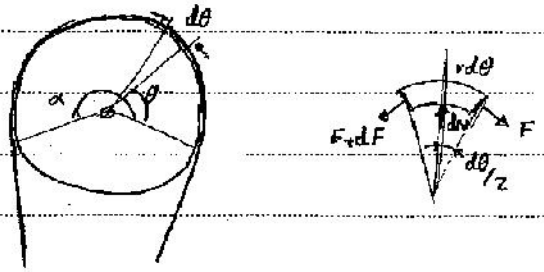
با توجه به جهت چرخش، نیروی اصطکاک وارد بر شمه ساعتگرد است، پس

$$F_2 + f = F_1$$

$$f = F_1 - F_2$$

$$T = (F_1 - F_2) R$$

یک المان از شمه را در نظر بگیرید:



عمودی: $(F+dF)\sin d\theta/2 + F\sin d\theta/2 - dN = 0 \Rightarrow dN = F d\theta$ (1)

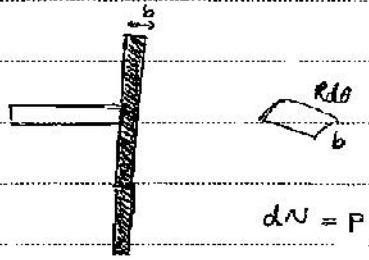
افقی: $(F+dF)\cos d\theta/2 - F\cos d\theta/2 - \mu dN = 0 \Rightarrow dF - \mu dN = 0$ (2)

Subject: طراحی ۲ - سرعت بالا

Year. Month. Date. ( )

$$(1,2) \Rightarrow \int_{F_2}^{F_1} \frac{dF}{F} = \mu \int_0^{\alpha} d\theta \Rightarrow \boxed{\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu\alpha}}$$

این رابطه بر سمت‌های انتقال قدرت خیلی کاربرد دارد.



اگر برعرض سمت نگاه کنیم:

$$dN = p \cdot b \cdot R \cdot d\theta$$

$$\xrightarrow{(1)} F d\theta = p b R d\theta \Rightarrow \boxed{p = \frac{F}{bR}}$$

پس جایی که حداکثر نیرو وجود دارد، حداکثر فشار را داریم:

$$P_{max} = \frac{F_1}{bR}$$

- در ابتدای کار، از جدول 4-16، یک جنس برای سمت انتخاب می‌کنیم.

این جدول مواد اصطکاکی مورد استفاده برای ترمز اصطکاکی را به سه دسته تقسیم کرده است و ویژگی‌های هریک را ذکر کرده است.

1) Woven lining: یک سمت بافته شده است. انعطاف‌پذیر است.

2) Molded lining: حاصل رنگیدن یک رزین حاوی پودر فلز است. لنت ترمزهای کاسه‌ای از این نوع است. مثل جاکفشی یا مضروف. فقط سریع خم می‌شه.

3) Rigid Block: انعطاف ناپذیره.

از این جدول دو پارامتر max pressure و μ را می‌خواهیم. با Sae کاری نداریم‌ها!

- بعد از انتخاب جنس، P_{max} را می‌خوانیم، b و R را هم از قبل انتخاب کرده‌ایم، می‌توانیم F_1

Subject:

Year. Month. Date. ( )

را حساب کنیم.

- از طرفی به ما گفته اند هنگام می خواهیم که الکتروموتور P_{kW} و $n_{(rpm)}$ را هم متوقف کنیم. از اینجا

T بدست می آید.

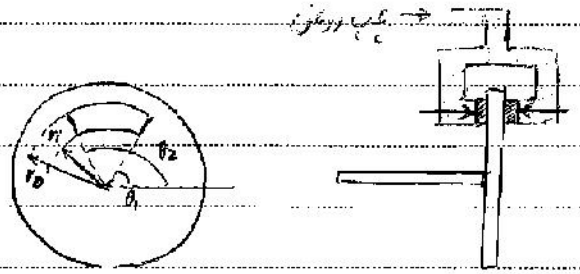
$$\frac{T}{(kW)} = \frac{P}{n}$$

- با توجه به $T = (F_1 - F_2)R$ ، F_2 را حساب می کنیم.

حالا که F_1 و F_2 را داریم می توانیم بقیه مشخصات ترمز را طراحی کنیم.

الان ما اول طراحی را با این دید رفتیم جلو که شکست نشود. بعد از طراحی باید چک کنیم بلایی

سر طوقه نیاید و نیز شکست پاره هم نشود.



۲- ترمز دیسکی

به کمک نیروی هیدرولیکی دوشنت را به دیسک

می فشاریم. اینجا هم چون فشار هیدرولیکی

دو طرف یکی است، activating force دو طرف یکی است.

اوضاع شبیه کلاچ دیسکی است، ولی با یک تغییراتی!

ترمز تو $T_{UP} = \frac{N\pi c \mu P}{18000} [(2r_o)^3 - (2r_i)^3] \times \frac{(\theta_2 - \theta_1)}{2\pi}$

که بعد از ساده سازی می شود:

$$T_{UP} = \frac{\theta_2 - \theta_1}{3000} \mu P (r_o^3 - r_i^3) \quad (N=1)$$

ترمز کارکرده $T_{UW} = \frac{\theta_2 - \theta_1}{2000} \mu P_{max} r_i (r_o^3 - r_i^3)$

ترمز دیسکی خیلی ساده تر است از بقیه ترمزها ولی خیلی گرون تر است.

Page

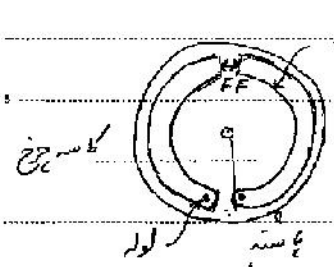
Subject: ۲۶ طراحی ۲ - شریعتی ناصر

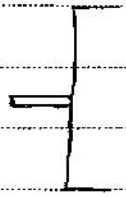
Year Month Date ( )

مزیت ترمز دیسکی از جهت ایجاد خنک کردش هم راحت تره ، هست .

- برای ترمز دیسکی مثال ۳-۱۹ را بخوانید .

۴. ترمز کاسه‌ای :



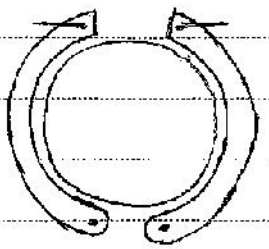


کفشک ها اون داخل کاسه چرخ باشد و باز شونده باشند .

ترمز کاسه‌ای با کفشک داخلی باز شونده (Internal Expanding) داریم .

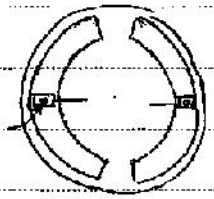
نیروی F چون توسط سیال اعمال می‌شود به هردو کفشک نیروی یکسان وارد می‌شود

ترمز خارجی جمع شونده هم داریم (External Contracting) .



این دو نوع چون کفشک ها نسبت به لولا متقارن نیستند ، نامتقارن نامیده می‌شوند

ترمز متقارن هم داریم .



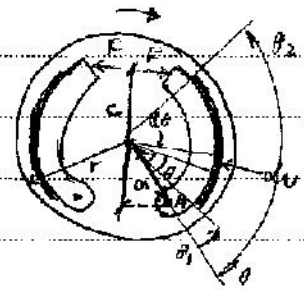
۸۹/۹/۲۲

- در ترمز کاسه‌ای فشار وارده به دو کفشک به علت حرکت کاسه چرخ ، یکسان نیست ؛ برعکس

ضمنا ناقلندری دو کفشک هم متفاوت است .

Subject:

Year Month Date ( )



- کفشک پیش رو Heading Shoe (در کفشک‌های داخل) حرکت کاسه چرخ از پنجه به پاشنه است. (از انتهای آزاد به سمت انتهای لولا شده) کفشک پیش رو در عمل فشار هم پیش رو است (!).

- کفشک دنباله رو Trailing Shoe " از پاشنه به پنجه است.

- آزمایش نشان داده است که:

$P_{\theta=0} = 0$

$P_{\theta=90^\circ} = P_{max}$

$\Rightarrow P \sim \sin\theta \quad \Rightarrow \frac{P_1}{P_{max}} = \frac{\sin\theta_1}{\sin\theta_{max}}$

P در 90° ماکزیمم است اگر لنت تا 90° ادامه داشته باشد.

معمولاً لنت را تا نقطه کفشک می گذارند و از جلوتر از $\theta=0$ می گذارند چون این اولاً فشار لبه گیر نباید ای ندارد.

θ_1 و θ_2 زوایای شروع و پایان لنت هستند نه کفشک!

- کل این بار را می‌یابیم: $P \rightarrow \int_b r\,d\theta$

$dN = pbr\,d\theta$

$df = \mu\,dN$

پس گشتاورهای ناشی از نیروهای نرمال و اصطکاک عبارتند از:

$dM_{N,A} = dN(a\sin\theta)$

$dM_{f,A} = \mu\,dN(r - a\cos\theta)$ (θ ها برحسب رادیان)

$$M_{N/A} = \int_{\theta_1}^{\theta_2} dM_{N,A} = \frac{P_{max} \times bra}{\sin\theta_{max}} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin^2\theta\,d\theta = \frac{P_{max}\cdot b\cdot r\cdot a}{\sin\theta_{max}} \times \left[\frac{\theta}{2} - \frac{1}{4}\sin 2\theta\right]_{\theta_1}^{\theta_2}$$

$$M_{f,A} = \int_{\theta_1}^{\theta_2} dM_{f,A} = \frac{\mu\cdot P_{max}\cdot b\cdot r}{\sin\theta_{max}} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin\theta\,(r - a\cos\theta)\,d\theta = \frac{\mu P_{max}\,br}{\sin\theta_{max}} \left[-r\cos\theta - \frac{a}{2}\sin^2\theta\right]_{\theta_1}^{\theta_2}$$

Subject: FU طراحی ۲ سرعت بالا

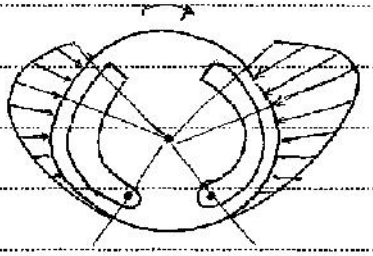
Year. Month. Date. ( )

حالا نیروی F را که به پنجه‌ی کفشک وارد می‌شود حساب می‌کنیم:

$F = \frac{M_N - M_F}{c}$ در کفشک پیش‌رو

$F = \frac{M_N + M_F}{c}$ در کفشک دنباله‌رو

- لازم به ذکر است توزیع فشار به صورت زیر است. توزیع فشار در دو طرف یکسان است ولی اندازه‌ی P_{max} فرق دارد.



- با توجه به روابط بالای صفحه، می‌شود نتیجه گرفت در کفشک پیش‌رو، نیروی اصطکاک وارد بر پست دارم چون باعث می‌شود F کمتری لازم باشد. به این خاصیت، خود انرژی‌زایی (Self-Energizing) می‌گویند. کفشک دنباله‌رو این خاصیت را ندارد.

- یک پدیده‌ی Self-locking هم داریم. اگر یک F کوچولو داشته باشیم و شرایط به گونه‌ای باشد که $M_F > M_N$ شود، این اتفاق خود به خود عمل می‌افتد.

- برای پیش‌رو و دنباله‌رو در مورد کشتاور ترمزی، رابطه‌ی زیر برقرار است ولی چون P_{max} ها فرق دارد، کشتاورها فرق دارند: $T_L > T_T$

$$T = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \mu dN\, r = \frac{\mu P_{max} b r^2 (\cos\theta_1 - \cos\theta_2)}{\sin\theta_{max}}$$

Subject:

Year: Month: Date: ( )

- به خاطر همین که $(P_{max})_L$ و $(P_{max})_T$ است، پیچش رو ... زودتر تمام می‌شود.

- در مورد استاتورها هم همین داریم:

گشتاور خروجی کل $T = T_L + T_T$

$$\frac{T_L}{T_T} = \frac{(P_{max})_L}{(P_{max})_T}$$

- $(P_{max})_L$ را با توجه به جدولی که برای جنس مواد احتیاطاً داریم و جلسه قبل گفته شد، داریم.

از طرفی F وارد به هرده کفشک چون توسط سیستم هیدرولیکی وارد می‌شود، مساوی است

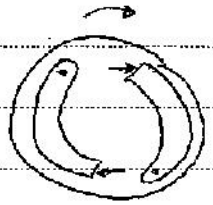
از برابر قرار دادن دو رابطه‌ی به‌دست آمده برای F ها، داریم:

$$(P_{max})_T = \frac{M_N)_L - M_f)_L}{M_N)_L + M_f)_L}$$ دنبالرو

- اگر اول $P_{max})_L$ را داشتی و براساس آن $P_{max})_T$ را به‌دست می‌آوردی، چون $P_{max})_T$ کمتر از $P_{max})_L$ است، لازم نیست چک‌کنی که دنبالرو سالم می‌ماند یا نه!

ولی اگر $P_{max})_T$ را داشته باشی، باید حتماً حال پیچش رو را هم محاسبه کنی و چک‌کنی که پیچش رو لیز نشود.

- اگر هرده کفشک را پیچش رو کنیم (چون پیچش رو بهتره، دوست داریم)، رو تا مستقل هست:



اگر هیستریز باید رو به جلو رانندگی کنیم، در دنده عقب، هرده دنبالرو می‌شوند.

PAPCO

Subject: ۴۸ طراحی ۲ - سریع‌ترین راه‌حل

Year. Month. Date. ( )

۲) هردو ترمز باهم در محور خود قفل می‌کنند در حالتی که در حالت عادی، دنباله رو خودبه‌خود آزاد می‌شود.

۳) نیروهای هیدرولیکی از هم فاصله دارند و باید دوتا سیلندر بذاریم (سایز ۳ تا مشکل بوده!)

- اگر گشتاورها جمع شونده باشند، روابط یکی مقدار تغییر می‌کند. به‌جای تغییر روابط، کاری می‌کنیم تغییری رو اعمال می‌کنیم. با این تغییر، تمام روابط برای خارجی هم صحیح است.

← در گشتاورهای خارجی، تعریف پیش رو و دنباله رو برعکس می‌شود.

● مراحل طراحی ترمز کاسه‌ای:

۱) اگر ابعاد اجازه داد، ترمیج یا داخلی است ولرنه خارجی بلبرید.

۱) انتخاب μ، r و جنس (P_{max} و μ)

۲) تعیین θ_1 و θ_2 (با توجه به چولگی توجیه داری، طول لنت معین می‌شود) و a_1 و c_2

3) برای گشتاور پیش رو: T_L ، M_β ، M_N

دنباله رو: $P_{max} \rightarrow T_f$ ← $T = T_1 + T_f$

⑦ اگر دوتا لنت از یک جنس هستند، P_{max} دنباله رو لازم نیست با P_{max} مجازش چک شود ولرنه باید چک شود.

4) محاسبه توان که ترمز می‌تواند تلف کند:

$$P_{kw} = \frac{T \cdot n}{9550} \qquad N \text{ rpm}$$

معمولاً دورهای مبنای طراحی، P و n است.

PqPCO

Subject:

Year, Month, Date, ( )

● مثال 16-2 کتاب را حتماً بخوانید.

مسائل: 16-3 ← $R=100mm$ و $F=1200N$ (کاسه‌ای)

(سری نهم) 16-5 ← $\mu=0.3$ و $F=500N$ (دستی)

۸۹/۹/۲۷

۵ طراحی شیارها و بخش‌های انتقال قدرت

این‌ها وسایل انتقال قدرت انعطاف‌پذیر هستند.

● شیارها:

این‌ها یک سری معایب و مزیت‌هایی نسبت به چرخ دنده‌ها دارند.

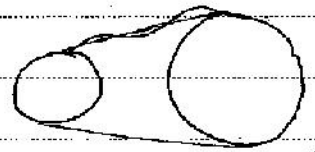
ویژگی‌های شیارها از این جهت عبارتند از:

۱- توانایی انتقال قدرت در فواصل زیاد (برای مثال وقتی دو محور خیلی از هم دور هستند)

۲- توانایی انتقال قدرت در سرعت‌های زیاد (در چرخ دنده‌ها از یک سرعتی به بالا تنش در دندانه‌ها و نیز سروصدا و ایجا، خیلی زیاد می‌شود ولی می‌گویند رنج توصیه شده برای شیار $5<V<25 m/s$ است)

(۳) در سرعت‌های خیلی بالا، به علت نیروی گریز از مرکز، فشار وارده از شیار به پولی کم می‌شود و اصطکاک هم در نتیجه کم می‌شود و شیار به جای انتقال قدرت، روی پولی سُر می‌خورد.

در سرعت‌های پایین هم پدیده‌ی سلاق زدن اتفاق می‌افتد.



نیروی گریز از مرکز شیار را پرت می‌کند و از طرفی نیروی کشش آن را به پایین می‌کشد. به خاطر این چون سرعت پایین است، شیار ارتعاش می‌کند و به پولی سلاق می‌زند.

Subject: طراحی ۲ - سرعت بالا ۴۹

Year. Month. Date. ( )

۳- عدم حساسیت به خوردگی بودن محورها (در هنگام استفاده از چرخ دنده ، محورها باید خیلی دقیق تراش شوند و گرنه دندانه‌ها خیلی زود از بین می‌روند. تسمه‌ها حتی برای محورهای غیرموازی هم می‌توانند استفاده شوند.)

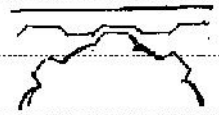
۴- قابلیت هیدرکشندگی ضربه و ارتعاش

- قبل از ذکر مزایای تسمه‌ها، انواع تسمه‌ها معرفی می‌شود:

۱- تخت (flat belt) مقطع تسمه

۲- V شکل

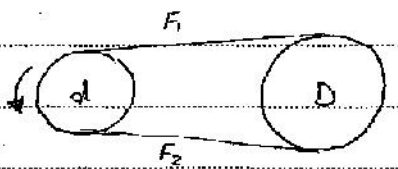
۳- تسمه تایم (Timing belt)



- حالا معایب دو نوع اول (به جز تایمینگ بلت) :

۱- دو نوع اول ، نیازمند کشش اولیه هستند. (زیرا عملکردشون به فشار و اصطکاک بین پولی و تسمه بستگی دارد ، از طرفی چون تسمه بعد از مدتی دچار انبساط طول می‌شود ، باید یک مکانیزم برای کنترل مداوم این کشش داشته باشیم.)

۲- نسبت سرعت ثابت و عین دقیق ندارند. (به دلیل پدیده‌ی لغزش غیرثابت است)



نسبت سرعت ناشی $\frac{n_1}{n_2} = \frac{D}{d}$

تسمه در بعضی مواقع به دلیل بعضی عوامل ، شل می‌خورد و در نتیجه جا می‌ماند.

Subject:

Year Month Date

در حدود غیردقیق بودن: در شکل قبل با توجه به جهت چرخش، F_1 بزرگتر از F_2 است پس کرنش سمت بالای تسمه بیشتر از قسمت پائینی است. بنابراین کمی اختلاف طول پیش می‌آید که پولی با تندتر چرخیدن آن را جبران می‌کند.

نسبت ناحی < (کرنش نسبی در دو سوی تسمه + 1) $\frac{D}{d} \times$ نسبت سرعت واقعی در حالتیکه پولی کوچک محرک است $= \frac{n_1}{n_2}$

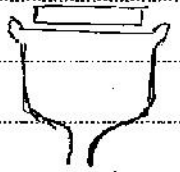
نسبت ناحی > (کرنش نسبی در دو سوی تسمه + 1) $/ \frac{D}{d}$ " " " " " " بزرگ " " "

این غیردقیق بودن، بیشتر در کاربردهای خیلی دقیق مثل ماشین CNC مشکل زاست.

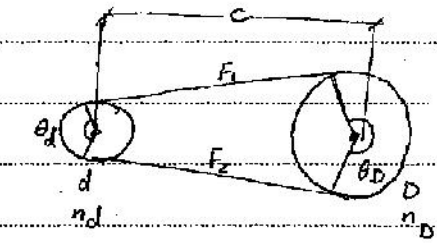
۳- بعد از مدتی، تغییر شکل می‌دهند.

الف- تسمه تخت

تسمه تخت، طبیعتاً روی پولی تخت مورد استفاده قرار می‌گیرد.

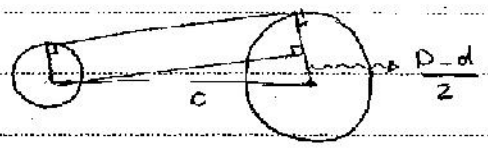


الف-۱- تسمه باز: Open Belting



L: طول تسمه

$\theta_d + \theta_D = 360°$



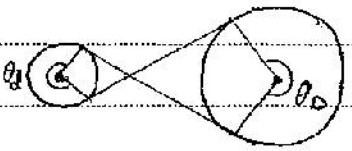
$$L = \sqrt{4C^2 - (D-d)^2} + \frac{1}{2}(d\theta_d + D\theta_D)$$

$$\theta_d = \pi - 2\sin^{-1}\frac{D-d}{2C} \quad , \quad \theta_D = \pi + 2\sin^{-1}\frac{D-d}{2C}$$

Subject: ۵۰ طراحی ۲ - سرعت پنجم

Year. Month. Date.

الف - ۲- تسمه ضربدری (Crossed b.)



$$\theta_d = \theta_D = \pi + 2\sin^{-1}\frac{D+d}{2c}$$

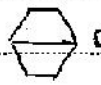
$$L = \sqrt{4c^2 - (D+d)^2} + \theta/_2 (d+D)$$

در شرایط یکسان، ضربدری توان بیشتری منتقل می‌کند چون زاویه تماس بیشتر است ولی جفت چرخش را معوض می‌کند در مقابل دیگر.

با تسمه V شکل معمولی نمی‌توانیم ضربدری ببندیم. یا دابل V باید استفاده کنیم یا یکی از پولی‌ها باید تخت باشد.

V - V تسمه V روی پولی V

V - Flat تسمه Flat روی پولی V



- رابطه‌ی توان برحسب نیرو است:

$$P = (F_1 - F_2)v$$

سرعت خطی هر دو پولی یکی است و برابر است با: (m/s) (mm) (rpm)

$$v = \frac{\pi d n}{60000} \qquad (ft/min \times 0.0051 \rightarrow m/s)$$

- در مورد رابطه‌ی نیروها:

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu\theta} \quad \text{پولی محرک}$$

کشش اولیه $F_c = \frac{F_1 + F_2}{2}$

معمولاً از این تسمه‌ها به عنوان کاهنده سرعت استفاده می‌کنند، به خاطر همین فرض کتاب بر این است که پولی کوچک، محرک است.

- همه‌ی این روابط، با در نظر نگرفتن نیروی گریز از مرکز بود. حالا اگر در نظر بگیریم:

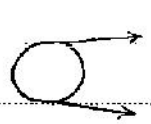
(نحوه استخراج را در کتاب ببینید!) $F_c = m r^2 \omega^2$ نیروی گریز از مرکز

جرم واحد طول تسمه ←

PqPCO

Subject:

Year. Month. Date. ( )



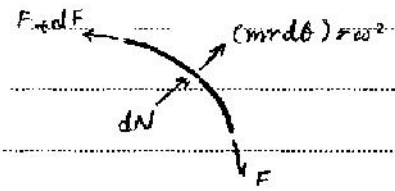
$$F_1 = F_i + F_c + \frac{T}{d}$$

$$F_2 = F_i + F_c - \frac{T}{d}$$

$\rightarrow F_i = \frac{F_1 + F_2}{2} - F_c$ ✓ ← F_c بر حسب‌ای از کشش خودبیاز ما را تأمین می‌کند

$\rightarrow F_1 - F_2 = \frac{2T}{d} \rightarrow T = (F_1 - F_2)d/2$ ✓

– وجود نیروی اصطکاک، یک رابطه‌ی دیگر را هم تحمیل می‌کند:



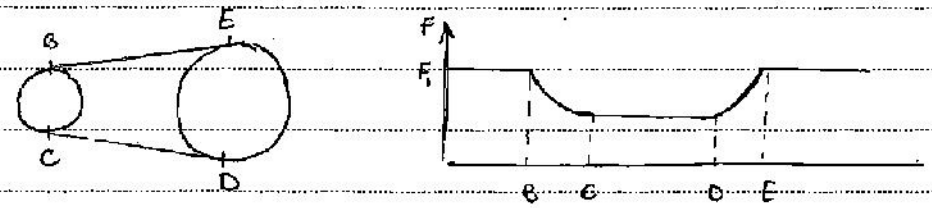
$$dF - \mu F d\theta = -\mu m r^2 \omega^2 d\theta$$

$$\frac{dF}{d\theta} - \mu F = \mu m r^2 \omega^2$$

$$F\Big|_{\theta=\theta_d} = F_1 = (F_2 - mr^2\omega^2)e^{\mu\theta_d} + mr^2\omega^2$$

$\rightarrow \frac{F_1 - F_c}{F_2 - F_c} = e^{\mu\theta_d}$ ✓

– در کتاب یک نمودار هست:

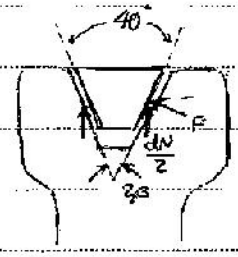


نمودار توزیع نیروی شیمه است که در تا شکل فرق دارد.

– سرعت 20 m/s برای شیمه ایده‌آل است از نظر عملی کم می‌کند.

۸۹/۱۵/۴

● تسمه‌های V شکل (V Belts) :



در صنعت بیشتر از این تسمه‌ها استفاده می‌شود. به دلیل مزیت زیاد!

تسمه در جهت گوه‌ای در داخل شیار فرو می‌رود. زاویه‌ی تسمه را ۴۰° می‌سازند ولی زاویه‌ی پولی را کمی کمتر از آن sheave می‌گویند.

کوچکتر و حدود 36-39-30 درجه می‌سازند و تسمه به بدنه حائل می‌رود و بنابراین در مقایسه با تسمه‌ی تخت فشار بیشتری بین تسمه و پولی وجود دارد.

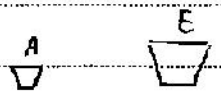
$\beta = 18°$

$$F = \frac{dN/2}{\sin\frac{\beta}{2}} \cong 3.5\,\frac{dN}{2}$$

اینکه می‌گوییم ضریب اصطکاک تسمه، 3.5 برابر حالت تخت است، تقریبی غلط است. ولی برداشت است.

این تسمه‌ها را لایه لایه می‌سازند.

مقطع این تسمه‌ها را کلاس‌بندی می‌کنند. که با یک حرف و یک عدد نشان می‌دهند.



حروف از A تا E هرچه جلوتر برویم مقطع بزرگتر است و توان آن را می‌تواند منتقل کند، بیشتر است. مشخصات مقاطع را در جدول 9-17 ببینید.

A76 یعنی محیط داخل تسمه 76 اینچ است و مقطع آن از نوع A است.

در تسمه‌ها با طول گام (محیط دایره گام) کار داریم نه این محیط داخلی!

Subject:

Year Month Date ( )

می‌گوییم این عدد محیط داخلی را با یک طول اصلاح (L_c) جمع کن تا طول گام بدست بیاید.

مقادیر اصلاح ← جدول 17-11 $\quad L_c + 76 = L_p$

دلیل اینکه طول داخلی را در جداول (جدول 17-10) بیان می‌کنند و گام را از روی آن محاسبه می‌کنند، این است که این طول داخلی را می‌شود اندازه گرفت. در این جدول مقادیر استاندارد آمده است.

شمه‌ی تخت را در بازار به صورت رولی می‌خرند و ما با هر طول بخواهیم می‌بریم و سرودته آن را به صورت متقابل یا جیپ یا پیچ می‌چسبانیم.

ولی در مورد V شکل این طور نیست چون مقطع آن یکپارچه است و یک طول‌های استانداردی در بازار وجود دارد فقط.

— توصیه 3:

- اگر مراکز بین دو پولی را با فاصله‌ی C به هم بگذاریم، حداقل و حداکثر را خواهیم داشت:

$$D \leq C \leq 3(D+d)$$

— در مورد سرعت:

$$5 \leq V \leq 25 \ m/s \quad \equiv \quad 1000 \leq V \leq 5000 \ ft/min$$

- روابط طول گام شمه و فاصله‌ی مراکز پولی‌ها: از معادلات 17-16

- در مورد جدول 17-12:

توان که هر شمه می‌تواند منتقل کند، علاوه بر مقطع آن، به سرعت و چیزهای دیگر هم وابسته

Subject: ۵۲ طراحی ۲ - سرعت بالا

Year. Month. Date. ( )

است . جدول 17-12 ، توان قابل انتقال توسط هر تسمه برای $\theta_1 = \theta_2 = 180^\circ$ و P_b های مشخص ، داده است .

برای استفاده از مقادیر این جدول برای مقادیر دیگر θ و P_b ها باید از دو ضریب اصلاحی k_1 و k_2 استفاده کنیم

$$P_{all.} = P_{tabulated} \cdot k_1 \cdot k_2$$

• k_1 : برای زوایای غیر از 180° (پولی محرک) از جدول 17-13

به جای جدول ، از رابطه ی زیر استفاده می کنیم که به داده های تجربی fit شده :

$$k_1 = -1.5 \times 10^{-5}\theta^2 + 7.5 \times 10^{-3}\theta + 0.143$$

در این رابطه θ عبارتست از زاویه تماس تسمه با پولی محرک و برحسب درجه است !

• k_2 : جدول 17-14 ضریب تصحیح طول تسمه

- برگ تسمه ها ناشی از خستگی است . هربار که تسمه از روی یک پولی رد می شود ، یک سیکل خمش (خم می شود دوباره راست می شد) رو تجربه می کند . می گویند اگر تسمه طولانی تر باشد ، عمر بیشتری می کند . زیرا به ازای مدت زمان مشخص ، هر نقطه از تسمه ، خمش های کمتری را تجربه می کند . پس طول تسمه بر روی توان تأثیر می گذارد .

$P_{all.}$ که در بالا محاسبه شد ، مقدار واقعی توان است که هر تسمه می تواند منتقل کند . یک $P_{req.}$ هم هست که توان خام مورد نیاز ما برای منتقل شدن است .

Subject:

Year, Month, Date, ( )

$P_{des.} = P_{req.} \times k_{service} \times SF$

$k_{service}$ را از جدول 17-15 بخوانید.

- حالا می‌توانیم تعداد سنگ‌های مورد نیاز برای انتقال این توان را بیابیم:

$N_b = \frac{P_{des.}}{P_{all.}}$ (روندی مشابه بالا)

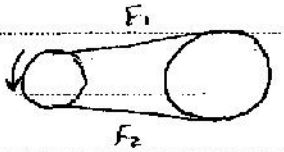
این سنگ از تعدادی سنگ جدا یا چند تا سنگ چسبیده (مشابه مثل Kit Kat) استفاده کنیم.

● در مورد طراحی سنگ:

معلومات: μ و θ و n و d و $\frac{d}{v}$ و N_b و $P_{des.}$

① $P_{des.} = (F_1 - F_2)\,v \xrightarrow{(N)} F_1 - F_2 = \Delta F$

$= \frac{(P_{des}/N_b)(60000)}{\pi d n}$ (mm, rpm)



② $F_c = 4.73 \times 10^{-10} \times k_c \times d^2 \times n^2$ (mm, rpm) نیروی گریز از مرکز، برای حتی سنگ کم نیست:

$= k_c \left(\frac{v}{1000}\right)^2$ (ft/min)

k_c از جدول 17-16 خوانده می‌شود که تابع سرعت دینامیکی سنگ است.

③ $F_1 = F_c + \frac{\Delta F \cdot e^{\mu\theta}}{e^{\mu\theta} - 1}$ $\qquad F_2 = F_1 - \Delta F$

Subject: طراحی ۲ - سرعت نیاعی

Year. Month Date. ( )

④ $F_i = \frac{F_1 + F_2}{2} - F_c$

به موقع طراحی شفت، همیشه باید بردیم سراغ شرکت سازنده شفت و ضرایب را از کاتالوگ آنها بخوانیم.

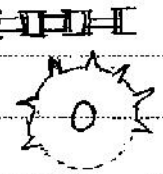
مثال 4-17 را بخوانید.

• تمرین : 17-18 تحلیل

17-22 طراحی

طراحی زنجیرها

- ظرفیت انتقال توان زنجیرها کم است. اون لاستیک این فولاده!
- مثل شفت‌ها، قابلیت انتقال توان در فواصل زیاد هستند.
- بی نیاز از لنتس اولیه هستند. زیرا اصلاً اساس کارشان اصطکاک نیست.
- نسبت سرعت در زنجیرها دقیق و ثابت است.



- به دقیقه زنجیر رو بی‌خیال نشوید، شفت تایم جا مونده!

در کتاب زیاد توضیح نداده، تا میتونید بلت ها همه‌ی دیتیل‌های خوب شفت‌ها را دارند و در مورد ضرایب شفت‌ها، به جای آنها دیتیل چرخ دنده را دارند. برای طراحی آنها حتماً به کاتالوگ سازنده مراجعه کنید.

تموم شد.

PqPCO

Subject:

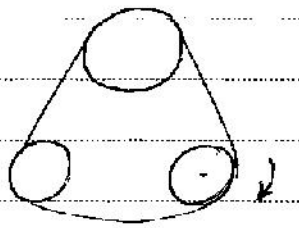
Year. Month Date ( )

✓ مشکل زنجیرها، محدودیت سرعت است. چون جرم زیادی دارند، کمی از حرکتی زیادی دارند.

توصیه می‌کنند: $\frac{n_2}{n_1} \leq 6$

✓ حسن دیگر زنجیرها این است که زاویه‌ی تماس براشون مهم نیست! تخماسکل دارن مورد این است که اگر زاویه تماس کم شود، تعداد دندانه‌های درگیر کمتر می‌شود و تنش در آنها زیاد می‌شود.

✓ کشش زنجیر در خروج از چرخ زنجیر محرک بحرانی است. (و این اتفاق فقط بین محرک و چرخ زنجیر بقیه‌ی است)



خط اینجا مهمه!

برای زنجیر هم حتماً برید سراغ کاتالوگ سازنده!

توصیه می‌شود: $N_{min} = 17$ چرخ زنجیر

* در مورد Gear Train:

اگر نسبت سرعت‌ها را تا جایی که می‌شود یکپارچه بگیرید، هم بازده max می‌شود و هم ابعاد جعبه دنده min می‌شود.

در مورد تک تک نسبت سرعت‌ها، می‌خواهیم تعداد دندانه‌ها مضرب صحیحی از هم نباشند و نسبت سرعت‌ها، عدد صحیح نباشد. چون هر دندانه از یک چرخ دنده، تماس دندانه‌های مشخصی

Subject: طراحی ۲ - مرتبت شاهی ۵۴

Year. Month. Date. ( )

از زنجیری با حلقات مرکب (آیا این عدد صحیح باشد؟) و پر ماشین به ما، خراب یا سد این زنجیر، زود اون یکی رو خراب می‌کند.

- برگردیم سر زنجیر:

① تعداد دانه‌های زنجیر، زوج است. به خاطر همین تعداد دندانه‌های چرخ زنجیر را فرد می‌گیرند برهان دلیل بالا.

② با طبری توان عیناً مثل سمت‌ها است.

ظرفیت توان هر زنجیر از جدول 17-20 $P_{tabulated}$

← به ازای چرخ زنجیرهای 17-17 و تک ردیفه

$$P_{all.} = P_{tabulated} \times k_1 \times k_2$$

- k_1 : ضریب تعداد دندانه T.17-22
- k_2 : تعداد ردیف‌ها T.17-23

$$P_{des.} = P_{req.} \cdot k_{service} \cdot SF$$

$k_{service}$ از جدول 17-15 !

$$N_C = \frac{P_{des.}}{P_{all.}}$$

مثال 17-5 را ببینید.

PqPCO

Subject:

Year. Month. Date.

طراحی کابل های فولادی (Wire Ropes)

از اجزای انعطاف پذیر استعمال قدرت هستند ولی نه حمل بار. مثلاً یک جرثقیل دستی را از یک میله استفاده کنی که هم انعطاف پذیر هم باشد، از کابل فولادی استفاده می کنی.

کابل های فولادی، حمل کردهای انعطاف پذیر هستند که انتظار می رود نیروی کششی زیادی تحمل کند.

کاربردش مثلاً در اسانسوره!

ساختارش به صورت به بری تار یا Wire فولادی است که به دور هم بافته شده اند و یک رشته یا strand را تشکیل می دهند. حالا اگر چند رشته را هم به هم بپیچیم می شود یک کابل یا طناب فولادی!

کابل 6x7 - 6x12 - 6x19 - 6x37

تار رشته

برای جلوگیری از ساییده شدن رشته ها در هنگام خمش و نیز افزایش انعطاف پذیری، مغزی کابل را از زغن یا پنبه چین ماده ای پر می کنند.

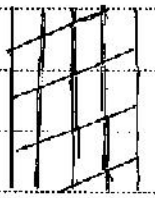
رشته به فاده ی مغزی کابل و نحوه ی پیچیدن رشته ها و تارها به هم، کابل می تواند مشخصه های مختلفی داشته باشد به ازای چون تعداد ثابت رشته و تارها!

جهت تابیدن تارها برای ساخت رشته ها اگر مخالف جهت تابیدن رشته ها برای ساخت کابل باشد، به ساختار کابل می گوییم "تاب منظم" (Regular lay). اگر به شکل کابل نگاه کنی به نظرت

Subject: طراحی ۲ - سرعت‌های خاص

Year. Month. Date. ( )

در رسته تارها به طور منظم جهت کابل قرار گرفته اند.



حسن این نوع این است که به راحتی باز نمی‌شود ولی

در مقابل مقاومت ساییدگی و خستگی کم است.

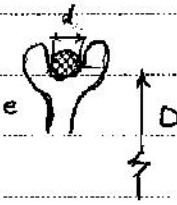
حالا اگر جهت تابیدن تارها برای ساخت رشته‌ها، برای جهت تابیدن رشته‌ها برای ساخت کابل

باشد، که توسط آقای Lang ابداع شده و "تاب لنگ" (Lang Lay) نامیده می‌شود،

مقاومت کابل در برابر خستگی و ساییدگی زیاد می‌شود ولی به راحتی باز می‌شود.

مثلاً اگر یک بار راکد موقع بالا بردن آزاد است و می‌تواند به راحتی بچرخد را می‌خواهی بلندکنی، باید

از تاب منظم استفاده کنی ولی مثلاً برای آسانسور می‌توان از تاب لنگ استفاده کنی



کابل هم در معرض خستگی دهم در معرض ساییدگی قرار می‌گیرد.

انتخاب کابل‌ها هم بستگی به شرکت سازنده‌ی کابل و کاتالوگ

آنها بستگی دارد.

$M = \frac{EI}{\rho}$: ρ شعاع انحنا

$\sigma = \frac{Mc}{I} = \frac{Ec}{\rho} = E_{rope} \times \frac{d_w}{D}$ d_w : قطر تار ، d : قطر کابل

در اینجا برای کابل‌های مختلف، در جدولی مثل T.17-24 ، T.17-27 ، مشخصاتی از

کابل‌ها از جمله استحکام کششی ، وزن واحد طول کابل و D_{min} (برای هر مشخصی برای کابل)

را به ما می‌دهند.

استحکام این جداول برای $d = 1''$ و $\frac{D}{d_w} = 400$ داده شده است.