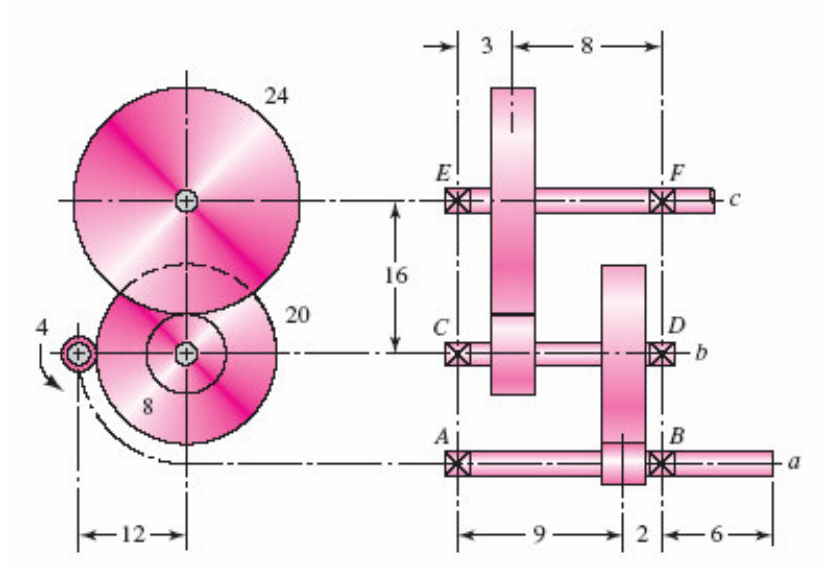
به نام خدا

جزوه درس طراحی اجزاء II



اندازه ها به اینچ است

مدرس: دکتر عباس رهی

پاییز ۱۳۸۷

فهرست:

مراجع، نحوه ارزیابی و سرفصلها ۱

فصل اول

۱-۱- یاتاقانهای تماس غلتشی ۴

۱-۲- انواع یاتاقانهای بال برینگ ۵

۱-۳-انواع رولربرینگ‌ها ۵

۱-۴- عمر یاتاقان ۶

۱-۵- ظرفیت دینامیکی ۷

۱-۶-ظرفیت استاتیکی ۷

۱-۷- محاسبه بار دینامیکی معادل ۸

۱-۸-محاسبه بار دینامیکی معادل برای یاتاقانهای **D.G.B.B** (بر اساس کاتالوگ **SKF**).....۹

۱-۹- محاسبه بار استاتیکی معادل.....۹

۱-۱۰- محاسبه حداقل بار شعاعی برای بال برینگهای شیار عمیق..... ۱۰

۱-۱۱-طراحی (انتخاب) یاتاقان مناسب با استفاده از کاتالوگ **SKF** ۱۰

۱-۱۲- محاسبه ضریب اطمینان استاتیکی ۱۱

۱-۱۳-محاسبه عمر یاتاقان **(D.G.B.B)** بر اساس کاتالوگ **SKF** ۱۲

۱-۱۴-انتخاب روغن با ویسکوزیته مناسب برای یاتاقان بر اساس **SKF** ۱۴

فصل دوم

۲-۱- چرخدنده‌ها ۲۱

۲-۲- چرخدنده‌های ساده.....۲۱

۲-۳-عمل مزدوج ۲۴

۲-۴-نسبت تماس ۲۵

۲-۵-تداخل.....۲۶

۲-۶-چرخدنده هرزگرد ۲۸
۲-۷-تحلیل نیرویی دو چرخدنده درگیر ساده..... ۲۹
۲-۸-تحلیل تنش در دندانه‌ها..... ۳۱
۲-۹-گسیختگی استاتیکی حاصل از تنش خمشی..... ۳۱
۲-۱۰- عیوب رابطه لوئیس..... ۳۲
۲-۱۱-اعمال اثرهای دینامیکی (ضریب سرعت) ۳۴
۲-۱۲- طراحی چرخدنده ساده ۳۵
۲-۱۳-طراحی یک چرخدنده ساده در حالت بار استاتیکی..... ۳۵
۲- ۱۴-گسیختگی خستگی ناشی از تنش خمشی ۳۷
۲-۱۵- محاسبه ضریب ایمنی در حالت خستگی خمشی..... ۳۸
۲-۱۶- گسیختگی خستگی سطح ناشی از تنش تماسی در چرخدنده‌ها ۴۱
۲-۱۷-چرخدنده‌های هلیکال (مارپیچی) ۴۴
۲-۱۸-پارامترهای چرخدنده هلیکال..... ۴۵
۲-۱۹-تحلیل نیرویی چرخدنده‌های هلیکال یا مارپیچ..... ۴۶
۲-۲۰-تحلیل نیرویی دو چرخدنده درگیر هلیکال..... ۴۷
۲-۲۱-طراحی چرخدنده‌های هلیکال (تحلیل استحکام)..... ۵۰
۲-۲۲-خلاصه روابط برای طراحی چرخدنده‌های ساده ۵۱
۲-۲۳- خلاصه روابط طراحی برای چرخدنده‌های هلیکال..... ۵۳

فصل سوم

۳-۱- اجزای مکانیکی انعطاف پذیر ۶۲
۳-۲-تسمه‌ها (Belts)..... ۶۲
۳-۳-آنالیز نیرویی تسمه‌های تخت ۶۴
۳-۴-روند طراحی و انتخاب تسمه‌های V شکل..... ۶۷
۳-۵-زنجیرها (Roller chain)..... ۶۷
۳-۶-راننده کابلی..... ۷۳

فصل چهارم

۴-۱-کلاچها، ترمزها و چرخ لنگر (Clutches and Brakes)..... ۷۹
۴-۲-انواع کلاچها و ترمزها..... ۷۹
۴-۳-انواع اصطکاکی..... ۷۹
۴-۴-ترمز مخروطی..... ۷۹
۴-۵-ترمز کفشکی..... ۸۰
۴-۶-ترمز نواری (Band Brake)..... ۸۰
۴-۷-تحلیل یک ترمز..... ۸۰
۴-۸-شرط خود قفلی یا شرط خود قفل کن سیستم..... ۸۱
۴-۹- ترمزهای نواری (تسمه‌ای)..... ۸۲
۴-۱۰-روانکارها (روغن های معدنی)..... ۸۴
۴-۱۱-انواع یاتاقان لغزشی..... ۸۶
۴-۱۲-نظریه هیدرودینامیکی..... ۸۶
ضمیمه ۱- نمونه سوالات امتحان (کتاب باز)..... ۸۷
ضمیمه ۲- نمونه سؤالات امتحان (کتاب بسته)..... ۹۵
ضمیمه ۳- نمونه مسایل حل شده توسط دانشجویان..... ۹۶
ضمیمه ۴- نمونه هایی از جعبه دنده..... ۱۰۲

نحوه ارزیابی:

۱ـ امتحان پایان ترم (کتاب بسته وکتاب باز) (۶۵٪ الی ۷۰٪)

۲ـ پروژه درسی + تکالیف + کوئیز (۳۰٪ الی ۳۵٪)

توجه : تحویل پروژه شرط لازم برای گذراندن درس می باشد در صورتیکه نمره امتحان پایان ترم کمتر از ۶/۵ از ۲۰ باشددانشجو نمی تواند درس را بگذراند.

مراجع:

1- Mechanical Engineering Design, Shigley
2- Marks Handbook
۳- طراحی اجزاء ماشین، شیگلی، تألیف شادروان
۴- طراحی اجزاء ماشین، شیگلی، تألیف دیبائی

سرفصل‌ها:

الف) طراحی I

۱ـ مقدمه‌ای بر تحلیل تنش + تئوری گسیختگی
۲ـ طراحی براساس بارهای استاتیکی
۳ـ طراحی براساس بارهای دینامیکی/نوسانی (خستگی)
۴ـ طراحی محور (شافت) ، طراحی خار + طراحی پین
۵ـ طراحی جوش (تحلیل استحکام)
۶ـ طراحی پیچ و مهره + پرچ
۷ـ طراحی فنر
۸ـ طراحی یاتاقانهای لغزشی

ب) طراحی II

۹ـ طراحی یاتاقانهای غلتشی (براساس کاتالوگ SKF)
۱۰ـ طراحی چرخدنده (ساده، هلیکال، حلزونی، مخروطی)
۱۱ـ طراحی المانهای انتقال قدرت (تسمه، زنجیر، کابل)
۱۲ـ کلاچ + ترمز + کوپلینگ‌ها
۱۳- تلرانسها و انطباقات
۱۴- آشنایی با استانداردها و نحوه استفاده از آنها

توجه: جزوه درسی حاضر توسط عده‌ای از دانشجویان تهیه و در طول ترم های بعدی اصلاح شده است لذا احتمال وجود اشکال در آن می باشد. در هر حال مطالب ارایه شده در کتاب ملاک اصلی می‌باشد.

تئوریهای شکست :

- **تئوری شکست (گسیختگی)**
  - **۱ـ مواد نرم**
    $S_{yt} \approx S_{yc}, S_{ut} \approx S_{uc}$
    تبدیل
    - **۱ـ تئوری ماکزیمم تنش نرمال** ($\sigma - theory$)
    - **۲ـ تئوری ماکزیمم تنش برشی** ($\tau - theory$)
    - **۳ ـ تئوری انرژی (D.E-theory)**
  - **۲ـ مواد ترد***
    ($S_{ut} < S_{uc}$)
  - **۲ـ بارهای دینامیکی(خستگی)**
    - **۱ـ تئوری گودمن**
    - **۲ـ تئوری سادربرگ**
    - **۳ـ تئوری اصلاح شده گودمن**

- **۲ـ مواد ترد ***
  ($S_{ut} < S_{uc}$)
  - **۱ـ تئوری ماکزیمم تنش نرمال**
  - **۲ـ تئوری کولن ـ مور**
  - **۳ـ تئوری اصالح شده کولن ـ مور**

مواد ترد در کشش و مواد نرم در برش شکسته می‌شوند.

طراحی اجزاء ۲

طراحی یاتاقانهای غلتشی

با استفاده از کاتالوگ SKF

فصل ۱

۱-۱- یاتاقانهای تماس غلتشی (Anti friction Bearings)

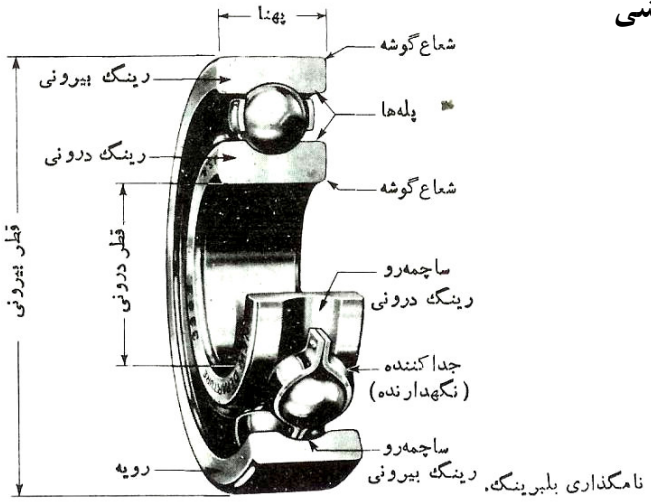
انواع یاتاقانهای غلتشی

۱- یاتاقانهای غلتشی برای تحمل بارهای شعاعی خالص

۲- یاتاقانهای غلتشی برای تحمل بارهای محوری خالص (کف گرد)

۳- یاتاقانهای غلتشی برای تحمل بارهای ترکیبی از بارهای شعاعی و محوری.

اجزاء اصلی یک یاتاقان غلتشی



۱- رینگ داخلی

۲- رینگ خارجی

۳- اجزای غلتشی

۴- جدا کننده

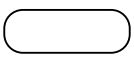
۵- کاسه نمد

اجزاء غلتشی

الف) کروی و یا ساچمه (Ball) ◯

ب) غلتک (Roller)

اگر نسبت $\frac{L}{d} > 4$ باشد به آنها یاتاقانهای سوزنی شکل گفته می شود. این نوع یاتاقان برای تحمل بار شعاعی زیاد به کار می‌رود.

ج) خمره‌ای ویا بشکه ای (spherical) 

د) مخروطی (tapered)

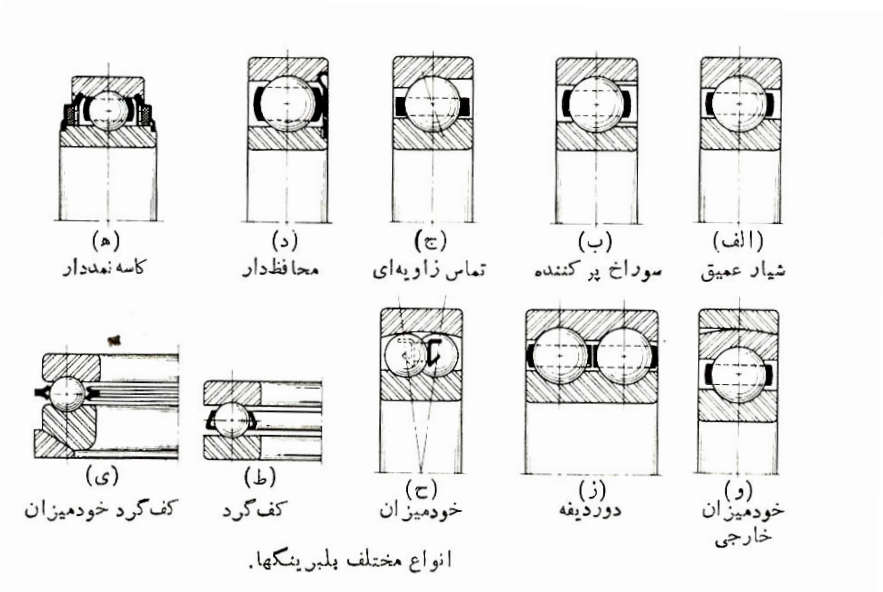
۱-۲- انواع یاتاقانهای بال برینگ

۱- بال برینگهای شعاعی شیار عمیق (Deep groove ball bearings)

۲- بال برینگ های نوع محوری (کف گرد) thrust Bearings

۳- بال برینگ تماس زاویه‌ای (Angular contacting bearing)

٤- بالبرینگ خود میزان (self alignment Ball Bearing)



انواع مختلف بلبرینگها.

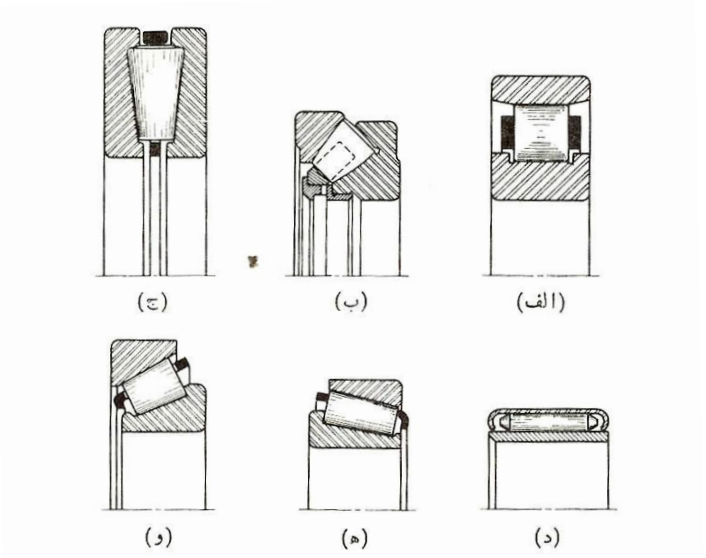
۱-۳- انواع رولربرینگ‌ها

۱- رولربرینگ غلتک ساده

۲- رولربرینگ خمره‌ای

۳- رولربرینگ سوزنی

۴- رولربرینگ مخروطی

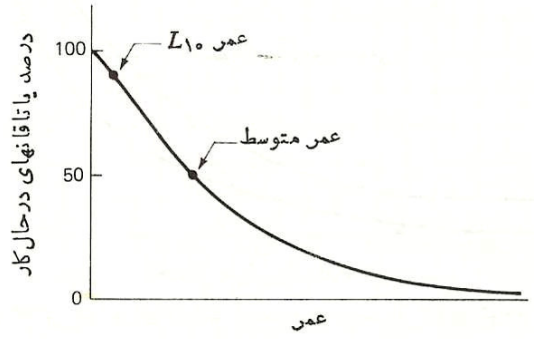


شکل ۱۱-۳ انواع رولر برینگها ، (الف) غلتك ساده؛ (ب) غلتك كروی كف گرد؛ (ج) غلتك مخروطی كف گرد؛ (د) سوزنی؛ (ه) غلتك مخروطی؛ (و) غلتك مخروطی با شیب تند.

عمر یاتاقان: عمر یاتاقان به صورت کل تعداد دورها یا تعداد ساعتهای کار یاتاقان در سرعت زاویه‌ای ثابت معلومی که در آن معیارهای خرابی پدید آید تعریف می‌شود.

عمر تشخیص (عمر پایه) L_{10} : عمر تشخیص یک گروه از بال برینگ ها یا رولربرینگهای به ظاهر مشابه به صورت تعداد دورها یا ساعتهای کار با سرعت ثابت معلومی تعریف می‌شود که در ده درصد از گروه یاتاقانها خرابی ایجاد شود.

$$R_N = (R)^N$$



منحنی نمونه‌وار پیش‌بینی عمر یاتاقان.

عمر متوسط حدود ۴ تا ۵ برابر عمر L_{10} است. همچنین عمر و بار با یکدیگر نسبت معکوس دارند.

۱-٤- عمر یاتاقان

تجربه و آزمایش نشان داده است که بین دو گروه مشابه از یاتاقانها که تحت اثر بارهای متفاوت F_1 و F_2 قرار دارند و عمرهایی به ترتیب L_1 و L_2 دارند رابطه زیر برقرار است.

$$\frac{L_1}{L_2} = \left(\frac{F_2}{F_1}\right)^q$$

که در آن

q=3 : برای بال برینگها

$q = \frac{10}{3}$: برای رولربرینگها

۱-۵- ظرفیت دینامیکی (C)

ماکزیمم باری است که رینگ داخلی یک یاتاقان می‌تواند تحمل کند و تحت آن بار، رینگ داخلی 10^6 دور عمر نماید (بچرخد).

با توجه به تعریف فوق می‌توان مقدار عمر یک یاتاقان تحت بار F را به صورت زیر محاسبه نمود:

$F_2=C \rightarrow L_2 = 10^6$ دور

$L=? \rightarrow F_1=F$

$$\frac{L_1}{L_2} = (\frac{F_2}{F_1})^q \Rightarrow \frac{L}{10^6} = (\frac{C}{F})^q$$

$$\Rightarrow L = (\frac{C}{F})^q = L_{10}$$

$$L_{10h} = \frac{L_{10} \times 10^6}{60n}$$

که در آن :

L_{10} : عمر یاتاقان بر حسب میلیون دور

C: ظرفیت دینامیکی ← از کاتالوگ [KN]

F: باریاتاقان [KN]

n : سرعت زاویه‌ای شافت (rpm)

L_{10h}: عمر یاتاقان بر حسب ساعت

۱-۶- ظرفیت استاتیکی (C_0)

حداکثر میزان باری است که در قطر جزء غلتشی یاتاقان (ساچمه یا رولر) حداکثر تغییر شکل 0.0001 برابر قطر را ایجاد می نماید.

۱-۷- محاسبه بار دینامیکی معادل

هرگاه ترکیبی از بار شعاعی و بار محوری بر یاتاقان اعمال شود، بایستی مقدار بار دینامیکی معادل را برای محاسبه عمر یاتاقان محاسبه نمود. بار دینامیکی معادل به صورت زیر محاسبه می‌شود. (مطابق با کتاب)

$$P = F_{eq} = ?$$

$$F_e = \max(F_{e1}, F_{e2})$$

$$F_{e1} = VF_r \qquad F_{e2} = XVF_r + YF_a$$

ضریبهای بار شعاعی معادل

نوع یاتاقان	X_1	Y_1	X_2	Y_2
بلبرینگ‌های تماس شعاعی	۱	۰	۰/۵	۱/۴
بلبرینگ‌های تماس زاویه‌ای با زاویه کم شیب	۱	۱/۲۵	۰/۴۵	۱/۲
بلبرینگ‌های تماس زاویه‌ای با زاویه پرشیب	۱	۰/۷۵	۰/۴	۰/۷۵
بلبرینگ‌های دور ردیفه و دوبله (نوع DB یا DF)	۱	۰/۷۵	۰/۶۳	۱/۲۵

توجه: از مجموعه (X_1 , Y_1) ویا (X_2 , Y_2) استفاده میگردد که حداکثر مقدار را برای F_{e2} ایجاد کند.

که در آن :

F_e .F_{eq} : بار معادل F_r : بار شعاعی

F_a : بار محوری V: ضریب چرخش

ضریب چرخش:
- V =1 چرخان بودن رینگ داخلی
- V = 1.2 چرخان بودن رینگ خارجی
- V =1 برای یاتاقانهای خود میزان

ضریب X و Y به تعداد و قطر ساچمه‌ها و نوع یاتاقان وابسته است و در جدول ۲-۱۱ کتاب آمده است.

معمولاًیاتاقانهای غلتشی را از لحاظ کلاس کاری به سه طبقه سبک، متوسط و سنگین طبقه بندی می‌کنند.

نحوه نامگذاری یاتاقانها در کاتالوگهای سازنده عنوان می‌گردد و معمولاً نوع کلاس کاری و قطر داخلی یاتاقان در این نامگذاری مستتر است. مثلاً در کاتالوگ SKF برای دو مدل: 6304 و 6204 قطر داخلی برابر با 20 میلیمتر است ولی کلاس کاری آنها با یکدیگر متفاوت است.

04 * 5 → d

کلاس کاری را می‌هد → 2 , 3

۱-۸- محاسبه بار دینامیکی معادل برای یاتاقانهای D.G.B.B (بر اساس کاتالوگ SKF)

برای یاتاقانهای D.G.B.B، مقدار بار دینامیکی معادل بر اساس کاتالوگ SKF از رابطه زیر بدست می آید:

$$P = F_r \qquad when \qquad \frac{F_a}{F_r} \le e$$

$$P = XF_r + YF_a \qquad when \qquad \frac{F_a}{F_r} > e$$

که در آن:

F_a: بار محوری F_r: بار شعاعی P: بار معادل دینامیکی

X,Y,e : ضرایبی که از جدول شماره ۴ صفحه 299 کاتالوگ SKF برحسب $f_o \frac{F_a}{C_o}$ خوانده می‌شود.

جدول (۴)-

Calculation factors for single row deep groove ball bearings

	Normal clearance			C3 clearance			C4 clearance		
$f_0 F_a/C_0$	e	X	Y	e	X	Y	e	X	Y
0,172	0,19	0,56	2,30	0,29	0,46	1,88	0,38	0,44	1,47
0,345	0,22	0,56	1,99	0,32	0,46	1,71	0,40	0,44	1,40
0,689	0,26	0,56	1,71	0,36	0,46	1,52	0,43	0,44	1,30
1,03	0,28	0,56	1,55	0,38	0,46	1,41	0,46	0,44	1,23
1,38	0,30	0,56	1,45	0,40	0,46	1,34	0,47	0,44	1,19
2,07	0,34	0,56	1,31	0,44	0,46	1,23	0,50	0,44	1,12
3,45	0,38	0,56	1,15	0,49	0,46	1,10	0,55	0,44	1,02
5,17	0,42	0,56	1,04	0,54	0,46	1,01	0,56	0,44	1,00
6,89	0,44	0,56	1,00	0,54	0,46	1,00	0,56	0,44	1,00

Intermediate values are obtained by linear interpolation

و همچنین مقادیر f_0 و C_0 نیز از مشخصات بال برینگ هستند که از جداول مربوط به یاتاقان (کاتالوگ) خوانده می‌شود.

۱- ۹- محاسبه بار استاتیکی معادل

بار استاتیکی معادل بر اساس کاتالوگ SKF برای یاتاقانهای شیار عمیق (D.G.B.B) به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$P_0 = Max\,(P_{01}, P_{02})$$
$$P_{01} = 0.6F_r + 0.5F_a$$
$$P_{02} = F_r$$

۱- ۱۰- محاسبه حداقل بار شعاعی برای بال برینگهای شیار عمیق

در سرعتها وشتابهای زیاد، جهت عملکرد بهتر یاتاقان بال برینگ شیار عمیق، بایستی یک حداقل نیروی شعاعی به یاتاقان اعمال گردد که بر اساس کاتالوگ SKF به صورت زیر محاسبه می‌شود.

$$F_{rm} = K_r \left(\frac{v \times n}{1000}\right)^{2/3} \left(\frac{d_m}{100}\right)^2$$

Where:

F_{rm}: Minimum radial load (KN)

K_r minimum load factor (product table)

v : Oil viscosity at operation temp ($\frac{mm^2}{s}$)

n: Rotational speed (rpm)

d_m: Bearing mean diameter (mm)

Where $d_m = \frac{1}{2}(d + D)$

۱- ۱۱- طراحی (انتخاب) یاتاقان مناسب با استفاده از کاتالوگ SKF

الف) انتخاب نوع یاتاقان (type)

ب) انتخاب سایز و اندازه یاتاقان

الف) انتخاب نوع یاتاقان *(type)*

پارامترهای ذیل در انتخاب نوع یاتاقان موثرند:

۱- فضای قابل دسترس

۲- بار (Load)

۳- ناهم راستایی (Misalignment)

۴- دقت (Precision)

۵- سرعت (Speed) ۶- حرکت آرام (سر و صدای کم) noise

۷- سختی ـ ماشین ابزار ۸- تغییر مکان در جهت طولی

۹- جا زدن و خارج کردن ۱۰- آب بندی داخلی یاتاقان (Seals)

ب) انتخاب سایز و اندازه یاتاقان

عمر یک یاتاقان غلتشی به عوامل ذیل وابسته است:

۱- عمر پوسته داخلی و خارجی یاتاقان ۲- عمر المان چرخنده

۳- عمر بخش جدا کننده ۴- روغنکاری

۵- قطعه آب بندی کننده (seals) ۶- بار (Load)

۱-۱۲- محاسبه ضریب اطمینان استاتیکی

ضریب اطمینان استاتیکی بایستی در حالتهای چرخش آهسته شافت، حرکت نوسانی آهسته برای شافت و زمانی که شافت مدت زمان کوتاهی ساکن می‌باشد محاسبه شود. در هر حال توصیه می‌گردد که ضریب اطمینان استاتیکی حتماً برای یاتاقان چک شود. ضریب اطمینان استاتیکی به صورت زیرمحاسبه می‌شود:

$$S_o = \frac{C_o}{P_o}$$

که در آن:

S_0: ضریب اطمینان استاتیکی ، P_0: بار استاتیکی معادل

C_0: ظرفیت استاتیکی

مقدار مجاز ضریب اطمینان استاتیکی در جدول شماره ۱۰ صفحه ۷۷ کاتالوگ SKF آمده است.

جدول (۱۰)

Guideline values for the static safety factor s_0

Type of operation	Rotating bearing Requirements regarding quiet running unimportant		normal		high		Non-rotating bearing	
	Ball bearings	Roller bearings	Ball bearings	Roller bearings	Ball bearings	Roller bearings	Ball bearings	Roller bearings
Smooth, vibration-free	0,5	1	1	1,5	2	3	0,4	0,8
Normal	0,5	1	1	1,5	2	3,5	0,5	1
Pronounced shock loads[1)]	≥ 1,5	≥ 2,5	≥ 1,5	≥ 3	≥ 2	≥ 4	≥ 1	≥ 2

For spherical roller thrust bearings it is advisable to use $s_0 \geq 4$

1)

به هر حال در کارکرد معمولی یاتاقان مقدار آن (ضریب اطمینان استاتیکی) باید بزرگتر از یک باشد و ضریب S_0 همیشه باید برای یک یاتاقان چک شود.

۱-۱۳- محاسبه عمر یاتاقان (D.G.B.B) بر اساس کاتالوگ SKF

عمر پایه (عمر تشخیص)

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^q$$

باید توجه داشت که عمر واقعی یک یاتاقان در شرایط واقعی کارکرد با مقدار عمر پایه آن متفاوت می‌باشد. در کاتالوگ SKF عمر اصلاح شده یاتاقان از رابطه زیر محاسبه می‌شود.

$$L_{nm} = a_1 a_{skf} \left(\frac{C}{P}\right)^q$$

$$(L_{nm})_h = \frac{10^6}{60n} L_{nm}$$

که در آن :

L_{nm}: عمر اصلاح شده یاتاقان بر اساس SKF بر حسب میلیون دور با قابلیت اعتماد (100-n)%

C: ظرفیت دینامیکی یاتاقان

P: بار دینامیکی معادل

a_1: ضریب قابلیت اعتماد (جدول ۱ ص ۵۳ جدول کاتالوگ SKF)

جدول (۱)

Values for life adjustment factor a_1

Reliability %	Failure probability %	Rating life L_{nm}	Factor a_1
90	10	L_{10m}	1
95	5	L_{5m}	0,62
96	4	L_{4m}	0,53
97	3	L_{3m}	0,44
98	2	L_{2m}	0,33
99	1	L_{1m}	0,21

a_{skf}: ضریب اصلاحی عمر SKF (که از نمودارهای 1 الی 4 کاتالوگ SKF استفاده می‌گردد. همچنین برای بال برینگ ها از نمودار شماره 1 صفحه 54 کاتالوگ SKF می‌توان استفاده کرد).

n : سرعت دورانی شافت (rpm)

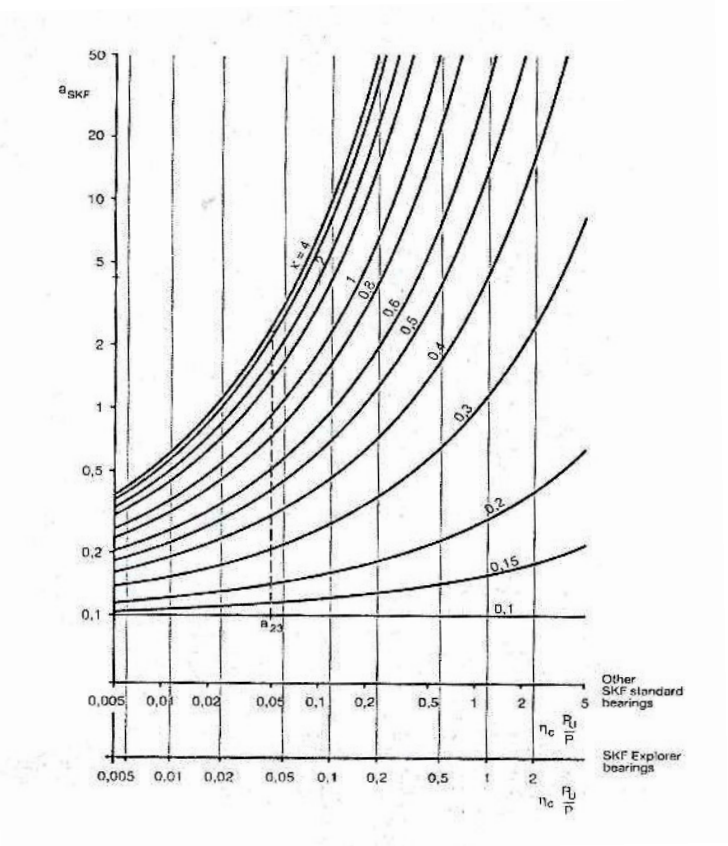
$(L_{nm})_h$: عمر اصلاح شده یاتاقان در کاتالوگ SKF بر حسب ساعت با قابلیت اعتماد (100-n)%

ضریب a_{skf} به حد بار خستگی، شرایط روغنکاری و ویسکوزیته روغن وابسته است که بر حسب پارامترهای زیر از نمودار شماره ۱ صفحه ۵۴ کاتالوگ SKF خوانده می‌شود.

$$K = \frac{v}{v_1} \quad , \quad \left[\eta_C \frac{P_u}{P} \right]$$

نمودار ۱ صفحه ٥٤

کاتالوگ SKF



در روابط فوق پارامترها به صورت زیر تعریف می‌شوند.

η_c : (سطح آلودگی در یاتاقان) (contamination level in the bearing)
از جدول شماره ۴ صفحه ۶۲ کاتالوگ SKF (جدول زیر)

جدول (۴)

Guideline values for factor η_c for different levels of contamination

Condition	Factor η_c [1] for bearings with diameter d_m < 100 mm	d_m ≥ 100 mm
Extreme cleanliness Particle size of the order of the lubricant film thickness Laboratory conditions	1	1
High cleanliness Oil filtered through extremely fine filter Conditions typical of bearings greased for life and sealed	0,8 ... 0,6	0,9 ... 0,8
Normal cleanliness Oil filtered through fine filter Conditions typical of bearings greased for life and shielded	0,6 ... 0,5	0,8 ... 0,6
Slight contamination Slight contamination in lubricant	0,5 ... 0,3	0,6 ... 0,4
Typical contamination Conditions typical of bearings without integral seals, coarse filtering, wear particles and ingress from surroundings	0,3 ... 0,1	0,4 ... 0,2
Severe contamination Bearing environment heavily contaminated and bearing arrangement with inadequate sealing.	0,1 ... 0	0,1 ... 0
Very severe contamination (under extreme contamination values of η_c can be outside the scale resulting in a more severe reduction of life than predicted by the equation for L_{nm})	0	0

P_u: حد بار خستگی که از جداول خود یاتاقان خوانده می‌شود.

υ: ویسکوزیته سینماتیکی مورد نیاز دردمای مرجع (40^oC)

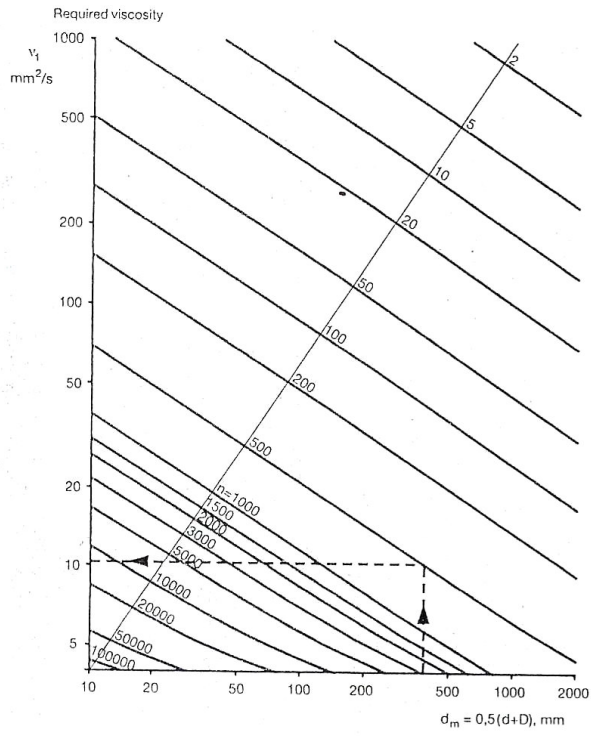
υ_1 : ویسکوزیته سینماتیکی مورد نیاز در دمای کارکرد یاتاقان

لازم به توضیح است که در کاتالوگ‌های قبلی SKF، عمر پایه محاسبه شده برای یاتاقان با استفاده از فاکتور a_{23} « جهت درنظر گرفتن اثر جنس و روغنکاری» اصلاح می گردیده است. فاکتور a_{23} در کاتالوگ سال ۱۹۷۵ شرکت SKF معرفی شده است.

در حالت استفاده از فاکتور a_{23} مقدار $\left[\eta_c \frac{P_u}{P}\right]_{23}$ ثابت در نظر گرفته می‌شود و در نتیجه فاکتور a_{23} تنها وابسته به نسبت ویسکوزیته سینماتیکی می‌باشد.

۱-۱٤- انتخاب روغن با ویسکوزیته مناسب برای یاتاقان بر اساس SKF

ویسکوزیته سینماتیکی مورد نیاز برای روغن بر اساس قطر متوسط یاتاقان (d_m) و سرعت دورانی شافت با استفاده از نمودار شماره ۵ صفحه ۶۰ کاتالوگ SKF تعیین می گردد.



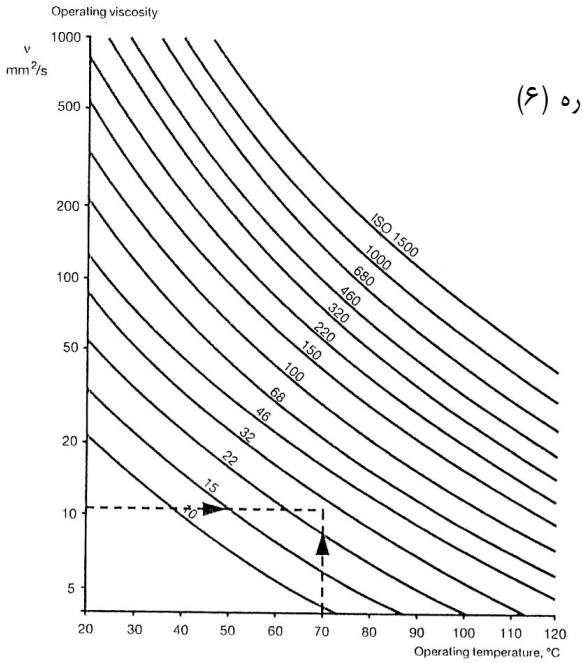
نمودار شماره ۵ صفحه ۶۰

کاتالوگ SKF

$$d_m = \frac{1}{2}(d + D)$$

همچنین شماره روغن بر اساس ISO با استفاده از نمودار شماره ۶ صفحه ۶۱ بر حسب دمای کارکرد یاتاقان و ویسکوزیته مورد نیاز قابل تعیین خواهد بود. (نمودار زیر)

نمودار شماره (۶)



رده بندی روغنها بر اساس ویسکوزیته و استاندارد ISO 3448 در جدول شماره 3 صفحه ۵۹ کاتالوگ SKF آمده است.

جدول (۳)

Table 3

ISO viscosity classification to ISO 3448

ISO viscosity grade	Kinematic viscosity limits at 40 °C		
	mean	min	max
–	mm²/s		
ISO VG 2	2,2	1,98	2,42
ISO VG 3	3,2	2,88	3,52
ISO VG 5	4,6	4,14	5,06
ISO VG 7	6,8	6,12	7,48
ISO VG 10	10	9,00	11,0
ISO VG 15	15	13,5	16,5
ISO VG 22	22	19,8	24,2
ISO VG 32	32	28,8	35,2
ISO VG 46	46	41,4	50,6
ISO VG 68	68	61,2	74,8
ISO VG 100	100	90,0	110
ISO VG 150	150	135	165
ISO VG 220	220	198	242
ISO VG 320	320	288	352
ISO VG 460	460	414	506
ISO VG 680	680	612	748
ISO VG 1 000	1 000	900	1 100
ISO VG 1 500	1 500	1 350	1 650

مثال ۱

بال برینگ شیار عمیق به شماره 6206* را در تکیه‌گاهی استفاده نموده‌ایم که در آن مقدار بار شعاعی خالص F_r=2000N و سرعت دورانی n=3000 rpm می‌باشد با فرض دمای کارکرد $T=60^0C$ و شرایط تمیزی معمولی روغن (Normal cleanliness)مطلوب است:

الف)محاسبه عمر پایه یاتاقان (L_{10}=?)

F_r= 2000 N n= 3000 rpm T= 60^oc

برای یاتاقان شماره 6206* از کاتالوگ SKF داریم:

d= 30 mm ، D=62 mm

C=20.3 KN , C_0= 11.2 KN

P_u= 0.48 , f_o= 14

K_r= 0.025

$P=F_r$= 2 kN

جایگذاری : $L_{10} = (\frac{20.3}{2})^3 = 1045.68$ (میلیون دور)

$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} L_{10} = 5809.3$ (ساعت)

ب) ضریب اطمینان استاتیکی یاتاقان را محاسبه نمایید

$S_0 = \frac{C_o}{P_o} = \frac{11.2}{2} = 5.6$ (According to the table 10 of SKF Catalogue)

ج) شماره روغن براساس ISO

می‌دانیم :

$$d_m = \frac{1}{2}(d+D) = \frac{1}{2}(30+62) = 46(mm)$$

حال داریم : $d_m = 46(mm)$, $n = 3000(rpm)$ ➔ $v_1 = 11\frac{mm^2}{s}$ (Diagram 5 of SKF)

Required viscosity at operating temp.

T= 60 ^oC

$v_1 = 11\frac{mm^2}{S}$ → ISO VG22 (انتخاب روغن) ➔ $v = 22\frac{mm^2}{S}\ (atT = 40^o c)$

د) مقدار عمر اصلاح شده یاتاقان براساس کاتالوگ SKF را با فرض قابلیت اطمینان 95% محاسبه کنید.

$R = 95\%$ $L_{nm} = ?$

$L_{5m} = ?$ $R = 95\%$

$a_1 = 0.62$ (از جدول ۱ کاتالوگ) ، $k = \frac{v}{v_1} = \frac{22}{11} = 2$

از 0.5 استفاده میشود ($\eta_c = 0.5,...,0.6$) (جدول ۴) Normal cleanliness

$\Rightarrow \eta_c \times \frac{P_u}{P} = 0.12 \rightarrow 0.5\frac{0.48}{2} = 0.12$

با مراجعه به نمودار 1 صفحه 54 کاتالوگ SKF داریم:

For explorer bearing: $a_{skf} \approx 7$

حال داریم:

$L_{nm} = a_1 a_{skf} (\frac{c}{P})^q$

$L_{5m} = (0.62)(7)(\frac{20.3}{2})^3 = 4538.24$ (میلیون دور)

$L_{5mh} = 25213$ (ساعت)

هـ) برای بالبرینگ فوق حداقل بار شعاعی موردنیاز را محاسبه کنید:

$$F_{rm} = K_r \left(\frac{v_1 \times n}{1000}\right)^{2/3} \left(\frac{d_m}{100}\right)^2$$

v_1: oil viscosity at operating temp

$F_{rm} = (0.025)(\frac{11*3000}{1000})^{2/3}(\frac{46}{100})^2 = 0.054(KN)$

مثال ۲

بالبرینگ شیار عمیق شماره 6318*برای تکیه‌گاهی با بار شعاعی (F_r=8000 (N) و بار محوری (F_a=5000(N) مورد استفاده قرار گرفته‌است. سرعت دورانی شافت n= 1500 rpm و دمای کارکرد یاتاقان T=75 ^oC می‌باشد. وضعیت روغن را بصورت Normal Cleanliness در نظر بگیرید.

الف) عمر پایه یاتاقان را محاسبه کنید

L_{10} , L_{10h}=?

For *6318 (از کاتالوگ SKF)→

d= 90 mm

D=190 mm C= 151 KN

C_0= 108 KN P_u= 3.8 KN

K_r= 0.03 f_o= 13

$$f_o \frac{F_a}{C_o} = (13)\frac{5000}{108000} = 0.602$$

→ e=0.25 , X=0.56 , Y=1.78 (جدول ۴ کاتالوگ SKF)

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{5000}{8000} = 0.625 > e \Rightarrow P = XF_r + YF_a$$

$$\Rightarrow P = 13380(N) \Rightarrow L_{10} = (\frac{C}{P})^q = (\frac{151}{13.38})^3 = 1437.35 \text{ (million Rev.)}$$

$$(L_{10})_h = \frac{10^6}{60n} \times L_{10} = 15970.6 \quad \text{ساعت}$$

ب) ضریب اطمینان استاتیکی

P_{01}= 0.6 F_r+0.5 F_a = 7300 (N)

P_{02}= F_r = 8000 N

P_0 = Max (P_{01}, P_{o2}) = 8000 (N)

S_0= $\frac{C_o}{P_o} = \frac{108KN}{8KN} = 13.5$ *ok* (جدول ۱۰ کاتالوگ)

ج) مقدارعمر اصلاح شده با قابلیت اعتماد 90%

(R= 90%) L_{10m} , $L_{10\,mh}$= ?

d_m= 140 mm

n= 1500 rpm → υ_1= 9 (mm^2/s) (نمودار ۵ کاتالوگ)

T=75°C → ISO VG 32

$$K = \frac{v}{v_1} = \frac{32}{9} = 3.6$$

(Normal cleanliness حالت) → $\eta_C = 0.6$ (از **جدول ٤ کاتالوگ**)

d_m>100 mm

$$\Rightarrow \eta_c \frac{P_u}{P} = (0.6)\frac{3.8}{13.38} = 0.17$$

نمودار صفحه ۵۴ کاتالوگ → $a_{SKF} \approx 20$

R=90% → a_1= 1

$$L_{10m} = (1)(20)(\frac{151}{13.38})^3 = 28746.9$$ میلیون دور

L_{10mh}=31941.0 (ساعت)

د) محاسبه حداقل بار شعاعی ? =F_{rm}

$$F_{rm} = (0.03)(\frac{9*1500}{1000})^{\frac{2}{3}}(\frac{140}{100})^2 = 0.333KN$$

تمرین:

در صورت امکان بالبرینگ شیار عمیق ساده‌ای برای شرایط تکیه‌گاهی ذیل انتخاب نمایید:

F_r=6000 (N) d= 75 mm

F_a = 4700 (N) n= 2000 rpm

همچنین نوع ماشین ایجاب می نماید که حداقل عمر مطلوب برای یاتاقان 40000 ساعت و قابلیت اعتماد R=96% باشد.

Slight Contamination: سطح آلودگی روغن

$T = 60^o C$ (دمای کارکرد یاتاقان)

طراحی اجزاء ۲

طراحی چرخدنده ها

- ساده
- هلیکال
- حلزونی
- مخروطی

فصل ۲

۲-۱- چرخدنده‌ها

انواع مهم چرخدنده‌ها

۱- چرخدنده ساده (Spur Gear)

۲- چرخدنده هلیکال یا مارپیچ (Helical Gear)

۳- چرخدنده حلزونی (Worm Gear)

۴- چرخدنده مخروطی

بررسی مجموعه چرخدنده‌ها

۱- تحلیل سینماتیکی مجموعه چرخدنده‌ها

۲- تحلیل نیرویی و استحکام چرخدنده‌ها

تعاریف

- چرخدنده کوچکتر را پینیون (pinion) و چرخدنده بزرگتر را گیر (Gear) می‌گویند.

- چرخدنده راننده (محرک) را Driver و چرخدنده متحرک یا رانده شده را Driven می‌نامند.

-معمولا ماکزیمم نسبت تبدیل دور در چرخدنده‌های ساده ۱ به ۶ است. برای چرخ حلزونی نسبت تبدیل میتواند ۱ به ۴۰ باشد. برای بالابرجرثقیلها نسبت تبدیل ۱ به ۴۰۰ هم وجود دارد که با چرخدنده‌های سیاره‌ای ایجاد میشود.

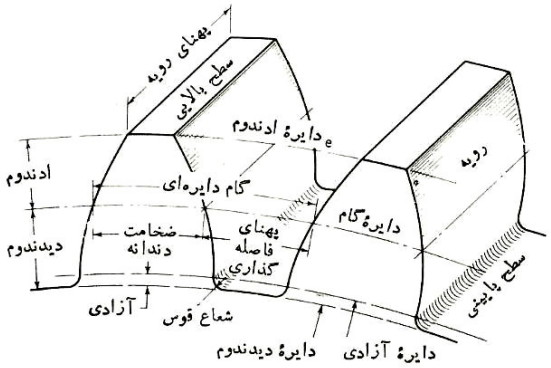
۲-۲- چرخدنده‌های ساده (Spur Gears)

چرخدنده‌های ساده برای انتقال حرکت دورانی بین محورهای موازی به کار می‌روند و دندانه‌های آنها به موازات محور چرخششان می‌باشد. معمولاً چرخدنده‌های ساده از لحاظ تئوری قادر به ایجاد ماکزیمم نسبت دور ۱ به ۶ می‌باشند. که البته این پیشنهادی است و می‌تواند بیشتر هم باشد. محدودیت استفاده از چرخدنده های ساده به صورت زیر است:

$40\ \text{hp} >$ توان و $(\frac{n_2}{n_1}) < \frac{1}{6}$: نسبتت تبدیل دور

- به طور معمول دور چرخدنده کوچک «برای چرخدنده‌های ساده» نبایستی از 3600 rpm بیشتر شود.

$n_1 < 3600$ rpm



نامگذاری دندانهٔ چرخدنده.

a : ارتفاع تاج دندانه (Addendum)

b : ارتفاع ریشه دندانه (Dedendum)

همواره b>a می باشد که سر دندانه چرخدنده درگیر به دایره ته دندانه نرسد.

ارتفاع دندانه: $h_t=a+b$

☚■ دایره گام:

دایره‌ای است فرضی که تمامی محاسبات برمبنای آن انجام می‌شود. و قطر آن را قطر دایره گام گویند.

☚■ دایره لقی:

دایره لقی دایره‌ای است که بر دایره ادندوم چرخدنده درگیر مماس است.

☚■ گام (گام دایره‌ای) P_c ، P :

فاصله‌ای است که بر روی دایره گام از یک نقطه بر روی یک دندانه تا نقطه مشابه بر روی دندانه مجاور اندازه گیری می‌شود.

$$P = \frac{\pi d}{N}$$

d: قطر دایره گام (mm)

p: گام چرخدنده (mm)

N: تعداد دندانه‌های چرخدنده

☚■ مدول (m):

به نسبت قطر دایره گام به تعداد دندانه‌های چرخدنده، مدول گفته می‌شود.

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

m: مدول(mm)

d: قطر دایره گام چرخدنده (mm)

N: تعداد دندانه‌های چرخدنده

با جایگذاری داریم:

$$\Rightarrow P = \frac{\pi\, d}{N} = \pi\, m$$

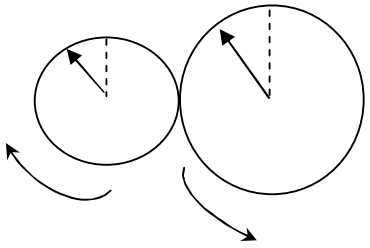
یک جفت چرخدنده درگیر باید دارای مدول یکسانی باشند و بدلیل اینکه برای ایجاد هر مدول به ابزار تراش جداگانه‌ای نیاز است، لذا تنها از تعداد محدودی مدول استاندارد استفاده می‌شود.

گام قطری (P_d):

درسیستم اینچی به نسبت تعداد دندانه‌ها بر قطر دایره گام بر حسب اینچ گام قطری گفته می‌شود (که عکس مدول است به اینچ)

$$P_d = \frac{N}{d(in)} \qquad P_d = \frac{1}{m(in)}$$

d: قطر دایره گام (inch) ، N: تعداد دندانه‌ها



$d_p = 2\, r_p$, $d_G = 2\, r_G$

$$Cd = \frac{d_p + d_G}{2} = r_p + r_G$$

d_G : قطر دایره گام چرخدنده گیر

d_p : قطر دایره گام پینیون

Cd : Center distance (فاصله مراکز دو چرخدنده)

$$\frac{n_G}{n_P} = \frac{r_P}{r_G} \qquad \frac{n_G}{n_P} = \frac{n_G}{n_P} = \frac{r_P}{r_G}$$

n_P: سرعت دورانی چرخدنده پینیون (rpm)

n_G: سرعت دورانی چرندنده Gear° (rpm)

ω_P :سرعت دورانی چرندنده پینیون (rad/sec)

ω_G:سرعت دورانی چرندنده Gear (rad/sec)

$$V = r_p * \omega_P$$

$$\Rightarrow r_p \omega_P = r_G \omega_G$$

$$V = r_G * \omega_G$$

$$\Rightarrow \frac{\omega_G}{\omega_P} = \frac{r_p}{r_G} = \frac{n_G}{n_P} = \frac{N_p}{N_G}$$

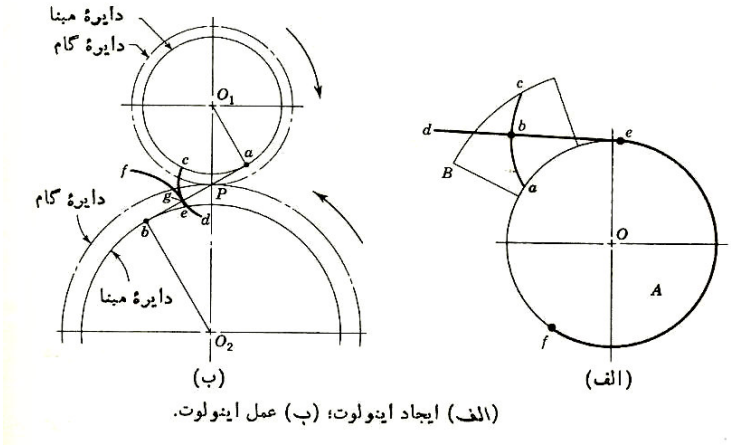
در چرخدنده‌های استاندارد داریم:

برای دندانه بلند (Full Depth)
$a=m$
$b=1.25\ m$ لقی شعاعی $C= b-a = 0.25\ m$

برای دندانه کوتاه (Stud)
$a=0.8\ m$
$b=m$ $C=b-a=0.2\ m$

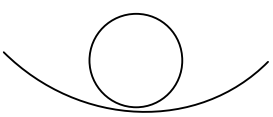
۲-۳- عمل مزدوج

هنگامی که پروفیل دندانه‌ها به نحوی طراحی شوند که در حین درگیری دندانه‌های دو چرخدنده نسبت سرعت زاویه‌ای ثابتی ایجاد شود،گویند که آن دو چرخدنده عمل مزدوج دارند در این حالت انتقال قدرت آرام می‌باشد. یکی از راه حل‌ها برای ایجاد نسبت سرعت زاویه‌ای ثابت در دو چرخدنده درگیر استفاده از پروفیل سیکلوئید و یا پروفیل اینولوت می‌باشد. پروفیل سیکلوئید در چرخدنده‌های قدیمی‌تر مورد استفاده قرار می‌گرفته است. در حال حاضر کلیه چرخدنده‌ها با پروفیل اینولوت تراشیده می‌شوند. برای مشاهده نحوه ایجاد پروفیل اینولوت به کتاب مراجعه شود.

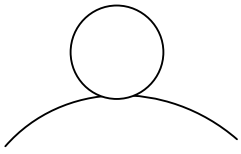


(الف) ایجاد اینولوت؛ (ب) عمل اینولوت.

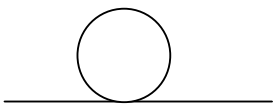
اثبات می‌شود «به کتاب مراجعه شود» که اگر از پروفیل اینولوت برای چرخدنده‌ها استفاده شود، نسبت سرعت زاویه‌ای دو چرخدنده در طی درگیری دو دندانه ثابت خواهد ماند.



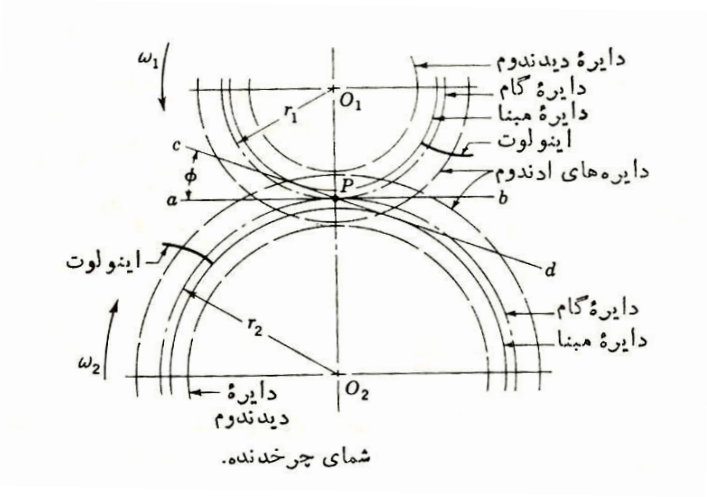
هیپوسیکلوئید



اپی سیکلوئید



سیکلوئید



ϕ : زاویه فشار

r_{bp}, r_{bG} : شعاع دایره مبنای پنیون و گیر

r_p , r_G : شعاع دایره گام پنیون و گیر

شعاع دایره مبنا، با توجه به شکل داریم:

$$r_{bG} = r_G.\cos\phi$$

$$\Rightarrow r_b = r\cos\phi$$

$$r_{bp} = r_p.\cos\phi$$

$$if \quad c.d.\uparrow \quad \Rightarrow \quad r\uparrow \quad \Rightarrow \quad \cos\phi\downarrow \Rightarrow \phi\uparrow \quad \Rightarrow \quad w_r\uparrow$$

به مثال (۱۳ـ۱) صفحه ۵۲۷ کتاب مراجعه شود.

۲-٤- نسبت تماس (Contact Ratio)

تعداد دندانه‌های درگیر در هنگام چرخش دو چرخدنده را نسبت تماس گویند. معمولاًپروفیل چرخدنده‌ها باید طوری طراحی شوند که قبل از جدایی یک جفت دندانه، یک جفت دندانه دیگر با هم درگیر شده باشند. در طراحی چرخدنده‌ها بایستی مقدار (C_R< 2) باشد. معمولاً در چرخدنده‌های ساده مقدار $(1.2 \le C_R \le 1.5)$ است.

در محدوده فوق الذکر هر چه مقدار C_R بیشتر باشد،کارکرد چرخدنده نرم‌تر می‌شود. C_R از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$C_R = \frac{\sqrt{r_{ap}^2 - r_{bp}^2} + \sqrt{r_{aG}^2 - r_{bG}^2} - cd\sin\phi}{\left(\frac{\pi.d_G.\cos\phi}{N_G}\right)}$$

۲-۵- تداخل (Interface)

تداخل هنگامی آغاز می‌شود که تاج چرخدنده رانده شده با ریشه چرخدنده راننده تماس یابد.

تداخل در اثر کاهش تعداد دندانه‌ها بوجود می‌آید.

همچنین کاهش تعداد دندانه‌ها باعث کاهش قیمت می‌شود.

باید توجه داشت که مقدار مدول، تعداد دندانه‌ها و همچنین پهنای رویه چرخدنده تعیین کننده قیمت و حجم ماده مصرفی جهت ساخت چرخدنده می‌باشد.

اگر تعداد دندانه‌ها کم شود، پدیده تداخل بوجود می‌آید که دراین حالت، باید چرخدنده ریشه تراشی گردد. بدیهی است که درناحیه ریشه‌تراشی شده، منحنی اینولوت وجود نخواهد داشت.

در یک جفت چرخدنده درگیر با نسبت تبدیل $\frac{N_G}{N_P}$ ، کمترین تعداد دندانه چرخدنده pinion برای جلوگیری از تداخل، از رابطه زیر بدست می‌آید:

$$N_P)_{\min} = \frac{2k}{(1+\frac{2N_G}{N_P})\sin^2\varphi}\left[\frac{N_G}{N_P}+\sqrt{(\frac{N_G}{N_P})^2\ [1+2\frac{N_G}{N_P}]\ \sin^2\varphi}\right]$$

K=1 برای دندانه‌های بلند

K=2 برای دندانه‌های کوتاه

بطور مثال برای $\frac{N_G}{N_P}=4$ ، $\varphi=20^0$ و $k=1$ (دندانه بلند) داریم:

$$N_P)_{\min} = 15.4 \equiv 16\ \ teeth$$

همچنین بزرگترین تعداد دندانه های چرخدنده ای (Gear) که بدون تداخل بتواند با پینیونی با N_p دندانه درگیر شود از رابطه زیر بدست می آید.

$$N_G = \frac{N_P^2 \cdot Sin^2\varphi - 4k^2}{4k - 2N_P \cdot Sin^2\varphi}$$

بطور مثال برای پینیونی با $N_P=13$ دندانه، زاویه فشار $\varphi=20^0$ و $k=1$ (دندانه بلند) داریم:

$N_G = 16.45 \equiv 16\ \ teeth$ (حداکثر تعداد دندانه چرخدنده)

جدول زیر حداکثر تعداد دندانه های Gear که بدون تداخل بتواند با پینیونی با N_P دندانه درگیر شود را برای $\varphi = 20^\circ$ و دندانه‌های بلند (K=1) ارائه می دهد.

تعداد حداکثر دندانه های چرخدنده (N_G) برای عدم وجود تداخل - بر اساس کتاب جدید شیگلی (برای $\varphi = 20^\circ$ و دندانه‌های بلند)

حداقل تعداد دندانه پینیون N_P	$\psi = 0$	۵	۱۰	۱۵	۲۰	۲۵	۳۰	۳۵
۸								۱۲
۹							۱۲	۳۴
۱۰						۱۲	۲۶	∞
۱۱					۱۳	۲۳	۹۳	
۱۲			۱۲	۱۶	۲۴	۵۷	∞	
۱۳	۱۶	۱۷	۲۰	۲۷	۵۰	۱۳۸۵		
۱۴	۲۶	۲۷	۳۴	۵۳	۲۰۷			
۱۵	۴۱	۴۹	۶۹	۱۸۱	∞			
۱۶	۱۰۱	۱۲۱	۲۸۷	∞				
۱۷	۱۳۰۹	∞	∞					
۱۸	∞							

بر اساس کتاب قدیم شیگلی (برای چرخدنده های استاندارد با دندانه‌های بلند) **داریم:**

تعداد می‌نیمم دندانه‌های چرخدنده پینیون N_p/min	ϕ (درجه)
24 (منسوخ شده)	14.5
18	20
12	25

*** اندازه های استاندارد چرخدنده ها**

در جدول (۱۳-۱) کتاب اندازه استاندارد چرخدنده‌ها آمده است.

معمولاً از زاویه فشار 20^o به طور گسترده‌ای در صنعت استفاده و زاویه فشار 25^o نیز هنگامی استفاده می‌گردد که قصد ساخت پنیونی با کمترین تعداد دندانه را داشته باشیم. همچنین زاویه فشار 14.5^0 در ساخت چرخدنده‌های قدیمی‌تر مورد استفاده قرار می‌گرفته است که در حاضر منسوخ شده است.

مدولهای استاندارد بر اساس جدول (۱۳ ـ۱) کتاب:

مدولهای رایج «اولویت اول»

m=1,1.25,1.5,2,2.5,3,4,5,6,8,10,12,16,20,25,32,,40, 50

مدولهای رایج « اولویت دوم»

m=1.125 ,1.375, 1.75 , 2.25 , 2.75 , 3.5 , 4.5 , 5.5 , 7, 9 , 11, 14 ,18, 22, 28, 36, 45

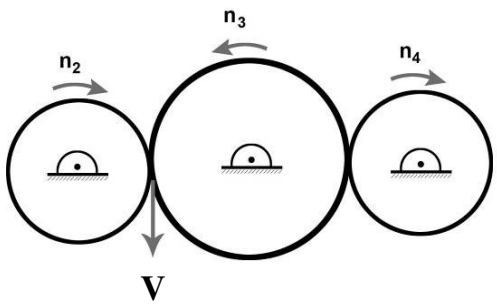
۲-٦- چرخدنده هرزگرد

مجموعه چرخدنده ذیل را در نظر بگیرید:

N_i: تعداد دندانه‌های چرخدنده iام

n_i: سرعت دورانی چرخدنده iام (rpm)

ω_i: سرعت دورانی چرندنده iام (rad/sec)



$V = V_2 = V_3$ سرعت خط گام

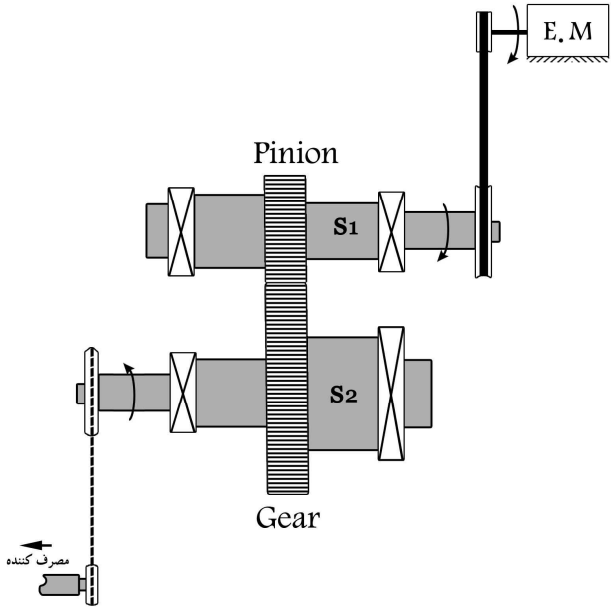
$$\Rightarrow \frac{d_2}{2}\omega_2 = \frac{d_3}{2}\omega_3 \quad \Rightarrow \frac{\omega_2}{\omega_3} = \frac{d_3}{d_2} = \frac{N_3}{N_2} = \frac{n_2}{n_3}$$

$$\frac{n_2}{n_3} = \frac{N_3}{N_2} \quad , \quad \frac{n_3}{n_4} = \frac{N_4}{N_3} \quad \Rightarrow \quad \frac{n_2}{n_4} = \frac{N_4}{N_2}$$

پس چرخدنده هرزگرد چرخدنده‌ای است که تعداد دندانه‌ها وقطر آن تاثیری در نسبت دور خروجی به ورودی ندارد و فقط جهت دوران را تغییر می‌دهد.

با توجه به اینکه چرخدنده هرزگرد یک بار به عنوان راننده و یک بار به عنوان رانده شده می‌باشد، لذا تنش مضاعفی روی آن اعمال می‌شود و به همین دلیل باید جنس مقاوم تری داشته باشد.

۲-۷- تحلیل نیرویی دو چرخدنده درگیر ساده



برای تحلیل نیرویی دوچرخدنده درگیر ساده بایستی سه مرحله زیر طی شود .

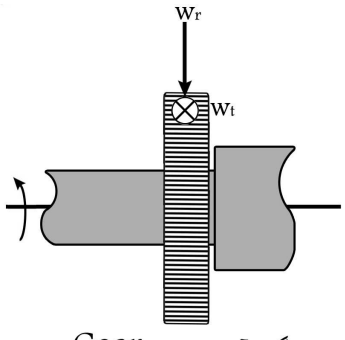
گام اول: تشخیص چرخدنده راننده و رانده شده

از روی جهت دوران شافت و الکتروموتور می توانیم چرخدنده راننده و رانده شده و جهت دوران آن را تشخیص دهیم جهت دوران در شکل نشان داده شده است و چرخدنده Gear رانده شده و چرخ دنده Pinion راننده است .

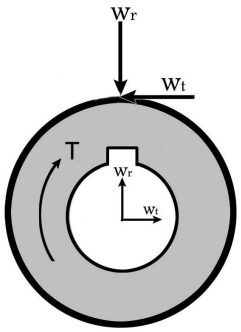
گام دوم: رسم دیاگرام آزاد چرخدنده رانده شده

جهت مولفه های نیرو به نحوی تعیین می شود که راستای نیروی کل عمود بر دندانه چرخدنده باشد و موجب چرخش آن در جهت دوران چرخدنده گردد.

W_r : نیروی شعاعی است که همیشه عمود بر چرخدنده و به طرف مرکز چرخدنده رانده شده می‌باشدو نیروی W_t نیروی مماسی می باشد که همیشه در جهت دوران چرخدنده رانده شده و مماس بر آن است.



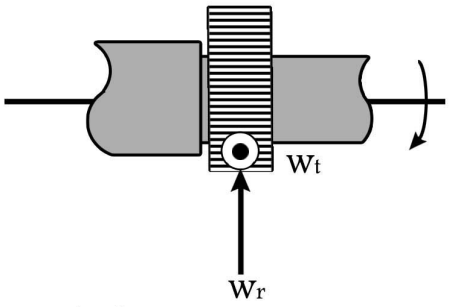
دیاگرام آزاد چرخدنده Gear



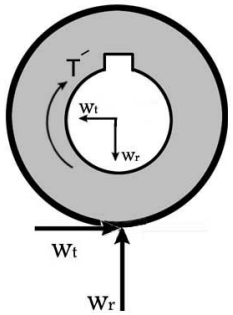
دید از چپ

گام سوم: رسم دیاگرام آزاد چرخدنده راننده

برای رسم دیاگرام آزاد چرخدنده راننده از اصل عمل و عکس العمل استفاده می گردد بدین ترتیب راستای مولفه ها نیروی اعمالی به دندانه های چرخدنده راننده دقیقا در جهت عکس راستای مولفه های اعمال شده به دندانه های چرخدنده رانده شده خواهد بود. (مطابق شکل)

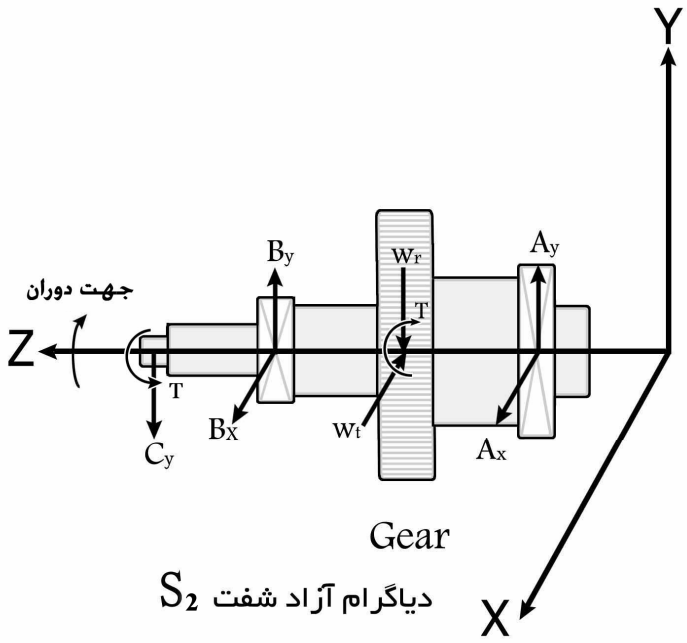


دیاگرام آزاد چرخدنده Pinion



دید از چپ

– همچنین با انتقال نیروهای وارد شده به دندانه چرخدنده ها به روی شافتهای هریک از آنها می توان دیاگرام آزاد نیروی شافت ها رانیز رسم نمود بطور مثال دیاگرام آزاد شافت چرخدنده رانده شده بصورت زیر است :



Gear

دیاگرام آزاد شفت S_2

۲-۸- تحلیل تنش در دندانه‌ها

۱- گسیختگی استاتیکی حاصل از تنش خمشی

۲- گسیختگی خستگی حاصل از تنش خمشی

۳- گسیختگی خستگی سطح ناشی از تنش تماسی یا هرتز

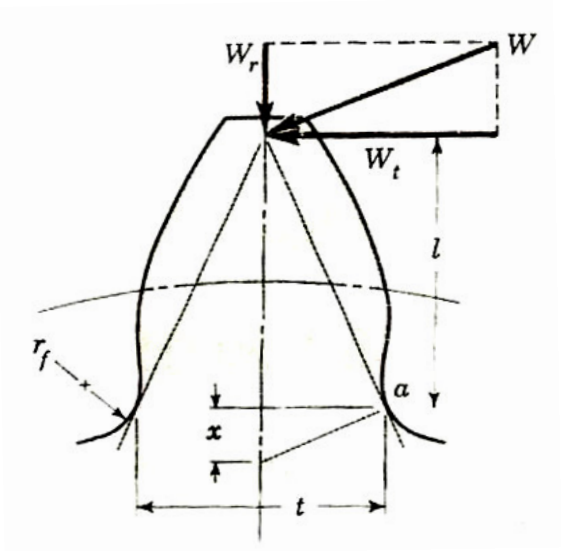
۲-۹- گسیختگی استاتیکی حاصل از تنش خمشی

معادلات لوئیس با فرضیات زیر استخراج می شود:

۱- تمام بار به نوک دندانه اعمال می‌گردد.

۲- از نیروی W_r صرف نظر می‌شود که این فرض یک فرض محافظه کارانه است زیرا اصولاً W_r باعث ایجاد تنش فشاری می گردد که در نتیجه مقدار تنش کششی حاصل از خمش را کم می نماید.

۳- فرض می‌شود که تمام بار توسط یک دندانه تحمل می‌گردد. در حالیکه در حالت واقعی بیش از یک دندانه درگیر می‌باشد.



(رابطه لوئیس) $$\sigma = \frac{W_t}{F\ m\ Y}$$

که در آن:

W_t: نیروی مماسی (N)

F : پهنای رویه دندانه (mm)

m : مدول چرخدنده (mm)

Y : ضریب شکل لوئیس که از جدول (۱۳ ـ۳) کتاب خوانده می‌شود.

جدول (۱۳-۳)

مقدارهای ضریب شکل لوئیس Y

تعداد دندانه	$\phi = 20°$ $a = 0.8m$* $b = m$	$\phi = 20°$ $a = m$ $b = 1.25m$	$\phi = 25°$ $a = m$ $b = 1.25m$	$\phi = 25°$ $a = m$ $b = 1.35m$ **
12	0.335 12	0.229 60	0.276 77	0.254 73
13	0.348 27	0.243 17	0.292 81	0.271 77
14	0.359 85	0.255 30	0.307 17	0.287 11
15	0.370 13	0.266 22	0.320 09	0.301 00
16	0.379 31	0.276 10	0.331 78	0.313 63
17	0.387 57	0.285 08	0.342 40	0.325 17
18	0.395 02	0.293 27	0.352 10	0.335 74
19	0.401 79	0.300 78	0.360 99	0.345 46
20	0.407 97	0.307 69	0.369 16	0.354 44
21	0.413 63	0.314 06	0.376 71	0.362 76
22	0.418 83	0.319 97	0.383 70	0.370 48
24	0.428 06	0.330 56	0.396 24	0.384 39
26	0.436 01	0.339 79	0.407 17	0.396 57
28	0.442 94	0.347 90	0.416 78	0.407 33
30	0.449 02	0.355 10	0.425 30	0.416 91
34	0.459 20	0.367 31	0.439 76	0.433 23
38	0.467 40	0.377 27	0.451 56	0.446 63
45	0.478 46	0.390 93	0.467 74	0.465 11
50	0.484 58	0.398 60	0.476 81	0.475 55
60	0.493 91	0.410 47	0.490 86	0.491 77
75	0.503 45	0.422 83	0.505 46	0.508 77
100	0.513 21	0.435 74	0.520 71	0.526 65
150	0.523 21	0.449 30	0.536 68	0.545 56
300	0.533 48	0.463 64	0.553 51	0.565 70
شانه‌ای	0.544 06	0.478 97	0.571 39	0.587 39

* دندانه‌های کوتاه

** قوس بزرگ

۲-۱۰- عیوب رابطه لوئیس

۱- تمرکز تنش در ریشه دندانه‌ها در نظر گرفته نشده است.

۲- نیروی وارد بر دندانه در بالاترین نقطه دندانه در نظر گرفته شده در صورتی که در واقع چنین چیزی نیست

۳- در عمل بار توسط بیش از یک دندانه تحمل می‌شود. ($C_R \geq 1.2$)

برای رفع اشکالات فوق فرمولهای تجربی متعددی ارائه گردیده است که می‌توان برخی از آنها را در کتاب مشاهده نمود. دراین میان آگما (AGMA) با تعریف ضریب هندسی آگما تنش را به صورت زیر در دندانه محاسبه می‌نماید.

(AGMA: American Gear Manufactures Association)

$$\sigma = \frac{W_t}{FmJ}$$

J: ضریب هندسی آگما

جدول (۱۳ـ۴) زیر برای زاویه فشار $\phi = 20^o$ مورد استفاده قرار می گیرد

ضریب هندسی AGMA، J برای دندانه‌های با $\phi = ۲۰^\circ$، $a = ۱\ m$، $b = ۱٫۲۵\ m$ و $r_f = ۰٫۳۰۰\ m$

تعداد دندانه‌ها	تعداد دندانه‌های چرخدندهٔ درگیر							
	1	17	25	35	50	85	300	1000
18	0.244 86	0.324 04	0.332 14	0.338 40	0.344 04	0.350 50	0.355 94	0.361 12
19	0.247 94	0.330 29	0.338 78	0.345 37	0.351 34	0.358 22	0.364 05	0.369 63
20	0.250 72	0.336 00	0.344 85	0.351 76	0.358 04	0.365 32	0.371 51	0.377 49
21	0.253 23	0.341 24	0.350 44	0.357 64	0.364 22	0.371 86	0.378 41	0.384 75
22	0.255 52	0.346 07	0.355 59	0.363 06	0.369 92	0.377 92	0.384 79	0.391 48
24	0.259 51	0.354 68	0.364 77	0.372 75	0.380 12	0.388 77	0.396 26	0.403 60
26	0.262 89	0.362 11	0.372 72	0.381 15	0.388 97	0.398 21	0.406 25	0.414 18
28	0.265 80	0.368 60	0.379 67	0.388 51	0.396 73	0.406 50	0.415 04	0.423 51
30	0.268 31	0.374 62	0.385 80	0.395 00	0.403 59	0.413 83	0.422 83	0.431 79
34	0.272 47	0.383 94	0.396 71	0.405 94	0.415 17	0.426 24	0.436 04	0.445 86
38	0.275 75	0.391 70	0.404 46	0.414 80	0.424 56	0.436 33	0.446 80	0.457 35
45	0.280 13	0.402 23	0.415 79	0.426 85	0.437 35	0.450 10	0.461 52	0.473 10
50	0.282 52	0.408 08	0.422 08	0.435 55	0.444 48	0.457 78	0.469 75	0.481 93
60	0.286 13	0.417 02	0.431 73	0.443 83	0.455 42	0.469 60	0.482 43	0.495 57
75	0.289 79	0.426 20	0.441 63	0.454 40	0.466 68	0.481 79	0.495 54	0.509 70
100	0.293 53	0.435 61	0.451 80	0.465 27	0.478 27	0.494 37	0.509 09	0.524 35
150	0.297 38	0.445 30	0.462 26	0.476 45	0.490 23	0.507 36	0.523 12	0.539 54
300	0.301 41	0.455 26	0.473 04	0.487 98	0.502 56	0.520 78	0.537 65	0.555 33
شانه‌ای	0.305 71	0.465 54	0.484 15	0.499 88	0.515 29	0.534 67	0.552 72	0.571 73

جدول (۱۳–۵) زیر برای زاویه فشار $\phi = 25^o$ مورد استفاده قرار می گیرد.

ضریب هندسی AGMA، J برای دندانه‌های با $\phi = ۲۵^\circ$، $a = ۱\ m$، $b = ۱٫۲۵\ m$ و $r_f = ۰٫۳۰۰\ m$

تعداد دندانه‌ها	تعداد دندانه‌های چرخدندهٔ درگیر							
	1	17	25	35	50	85	300	1000
13	0.286 65	0.346 84	0.352 92	0.357 44	0.361 38	0.365 72	0.369 25	0.372 51
14	0.293 64	0.359 24	0.365 87	0.370 81	0.375 14	0.379 94	0.383 86	0.387 49
15	0.300 09	0.370 27	0.377 40	0.382 75	0.387 44	0.392 67	0.396 94	0.400 92
16	0.305 58	0.380 16	0.387 75	0.393 46	0.398 49	0.404 11	0.408 73	0.413 03
17	0.310 43	0.389 07	0.397 09	0.403 14	0.408 49	0.414 48	0.419 41	0.424 02
18	0.314 75	0.397 14	0.405 56	0.411 93	0.417 56	0.423 90	0.429 13	0.434 03
19	0.318 62	0.404 49	0.413 28	0.419 94	0.425 85	0.432 50	0.438 01	0.443 18
20	0.322 11	0.411 21	0.420 34	0.427 27	0.433 44	0.440 39	0.446 16	0.451 59
21	0.325 28	0.417 38	0.426 82	0.434 01	0.440 42	0.447 65	0.453 67	0.459 33
22	0.328 16	0.423 06	0.432 80	0.440 23	0.446 86	0.454 36	0.460 60	0.466 50
24	0.333 22	0.433 18	0.443 46	0.451 32	0.458 36	0.466 35	0.473 01	0.479 32
26	0.337 52	0.441 93	0.452 68	0.460 93	0.468 33	0.476 74	0.483 78	0.490 46
28	0.341 22	0.449 57	0.460 75	0.469 33	0.477 05	0.485 85	0.493 23	0.500 23
30	0.344 43	0.456 31	0.467 85	0.476 75	0.484 75	0.493 89	0.501 57	0.508 68
34	0.349 76	0.467 63	0.479 81	0.489 23	0.497 72	0.507 46	0.515 66	0.523 49
38	0.354 00	0.476 78	0.489 48	0.499 33	0.508 24	0.518 47	0.527 10	0.535 36
45	0.359 67	0.489 19	0.502 61	0.513 05	0.522 52	0.533 44	0.542 68	0.551 54
50	0.362 78	0.496 08	0.509 91	0.520 68	0.530 47	0.541 77	0.551 36	0.560 56
60	0.367 50	0.506 83	0.521 09	0.532 38	0.542 67	0.554 57	0.564 69	0.574 44
75	0.372 32	0.517 47	0.532 57	0.544 40	0.555 20	0.567 73	0.578 42	0.588 73
100	0.377 26	0.528 60	0.544 36	0.556 76	0.568 10	0.581 29	0.592 57	0.603 48
150	0.382 37	0.540 05	0.556 51	0.569 51	0.581 38	0.595 26	0.607 16	0.618 69
300	0.387 72	0.551 85	0.569 02	0.582 59	0.595 07	0.609 67	0.622 22	0.634 42
شانه‌ای	0.393 42	0.564 05	0.581 94	0.596 13	0.609 21	0.624 56	0.637 78	0.650 68

۲-۱۱- اعمال اثرهای دینامیکی (ضریب سرعت)

ضریب دینامیکی K_v برای در نظر گرفتن اثر بارهای دینامیکی چرخدنده‌هایی که با دقتهای متفاوت تولید شده‌اند به کار می‌رود. مقدار این ضریب برای چرخدنده‌هایی که با دقت تولید نشده‌اند به قرار زیر است.

$$K_v = \frac{6}{6+V}$$

V : سرعت خط گام چرخدنده (m/s)

K_v: ضریب سرعت

همچنین آگما برای چرخدنده‌های ساده‌ای که دندانه‌هایشان با روش هاب‌زنی یا صفحه‌تراشی تولید می‌شوند فرمول زیر رابرای محاسبه ضریب سرعت K_v پیشنهاد می‌نماید.

$$K_V = \frac{50}{50+\sqrt{200V}}$$

همچنین اگرچرخدنده‌ها دارای دندانه‌های پرداخت شده ویا سنگ زده شده بسیار دقیقی باشند و به علاوه بار دینامیکی قابل ملاحظه وجود داشته باشد. آنگاه آگما رابطه زیر را برای محاسبه ضریب سرعت پیشنهاد می کند.

$$K_V = \left[\frac{78}{78+(200\ V)^{1/2}}\right]^{1/2}$$

درضمن هرگاه چرخدنده‌ها دارای دندانه‌های پرداخت شده و یا سنگ زده شده بسیار دقیقی باشند و همچنین بار دینامیکی قابل ملاحظه‌ای وجود نداشته باشد، آگما ضریب سرعت K_v را برابر با یک در نظر می‌گیرد.

$K_v=1$

با اعمال ضریب سرعت مقدار تنش در دندانه‌ها به صورت زیر محاسبه خواهد شد.

$$\sigma = \frac{W_t}{K_V FmY}$$ معادله لوئیس برای تنش خمشی

$$\sigma = \frac{W_t}{K_v FmJ}$$ معادله آگما برای تنش خمشی

از رابطه لوئیس هنگامی استفاده می گردد که گسیختگی خستگی دندانه‌ها مورد نظر نمی‌باشد و تنها یک تخمین سریع برای اندازه چرخدنده جهت استفاده‌های بعدی مورد نظر است.

اما معادله آگما برای زمانی که تحلیل بر اساس گسیختگی خستگی مورد نظر باشد، استفاده می‌گردد و در مجموع معمولاً از معادله آگما جهت تحلیل تنش استفاده می‌شود.

۲-۱۲- طراحی چرخدنده ساده

در طراحی چرخدنده ساده باید پهنای رویه دندانه‌ها در محدوده زیر قرار گیرد.

$$3\pi\, m = 3p \le F \le 5p = 5\pi\, m$$

اگر پهنای دندانه بیشتر از $5\pi m$ باشد، بار در رویه دندانه به طور یکنواخت توزیع نمی‌شود و هنگامی که پهنای رویه کمتر از سه برابر گام دایره‌ای باشد «کمتر از $3\pi\, m$ » برای حمل بار بیشتر به ازای واحد پهنای رویه، چرخدنده بزرگتری لازم است.

۲-۱۳- طراحی یک چرخدنده ساده در حالت بار استاتیکی

روش مستقیم:

باید مراحل زیر را طی نمود:

۰) ابتدا تعداد حداقل دندانه های هر یک از چرخدنده ها بر اساس استاندارد و نسبت تبدیل تعیین می گردد.

۱) از بین مدولهای استاندارد یک مدول اولیه برای چرخدنده در نظر گرفته می‌شود.

۲) محاسبه قطر دایره گام بر حسب متر

$$d = (m * N) * 10^{-3} \quad [m]$$

۳) محاسبه سرعت خط گام بر حسب متر بر ثانیه (m/s)

n: سرعت دورانی بر حسب (rpm)

$$V = \frac{\pi\, d\, n}{60}$$

۴) محاسبه مقدار بار W_t

H: توان منتقل شده برحسب وات

$$W_t = \frac{H}{V}$$

۵) محاسبه ضریب سرعت

$$K_V = \frac{6}{6+V}$$

۶) محاسبه پهنای رویه چرخدنده

σ_p:تنش خمشی مجاز بر حسب (Mpa) ، S.F: ضریب اطمینان

$$F = \frac{W_t}{k_v m Y\, \sigma_p} \quad , \quad \sigma_p = \frac{S_y}{S.F}$$

۷) محاسبه مقدار پهنای حداقل و حداکثر رویه (بر حسب mm) یعنی:

$$F_{\min} = 3P = 3\pi\, m$$

$$F_{\max} = 5P = 5\pi\, m$$

۸) درصورتیکه پهنای رویه (F) محاسبه شده در گام ۶ در محدوده فوق قرار نداشته باشد، محاسبات با انتخاب جدیدی برای مقدار مدول m از بین مقادیر استاندارد تکرار گردد.

همانطوری که ملاحظه می‌گردد طراحی و تعیین اندازه‌های یک چرخدنده بایستی با استفاده از روش سعی و خطا محاسبه شود. چرا که پارامترها به طورمستقیم یا غیرمستقیم به مدول وابسته می‌باشند.

مثال ۱ (مثال ۱۳ـ٤ کتاب)

یک جفت چرخدنده کاهنده بانسبت 4 به 1 برای موتور 75 کیلو واتی که سرعت آن 1120(rpm) است مورد استفاده قرار می گیرد چرخدنده ها از نوع تمام عمق و با زاویه فشار 20 درجه می باشند و همچنین‌از فولادآلیاژی B540N40 با S_y=580(Mpa) و S_{ut}=800(Mpa) جهت ساخت چرخدنده ها استفاده شده است، با احتساب ضریب اطمینان ٤، اندازه چرخدنده های مورد نیاز را تخمین بزنید.

$\varphi = 20^0 \rightarrow N_P\Big|_{\min} = 18$ **دندانه** $\rightarrow N_G = 18 \times \frac{4}{1} = 72$ **دندانه**

$\sigma_p = \frac{S_y}{n} = \frac{580Mpa}{4} = 145\ Mpa$ **تنش مجاز**

مراحل طراحی:

۱) انتخاب مدول استاندارد (m) ← (فرض m=5)

۲) محاسبه قطر دایره گام (m) $d = 5*18*10^{-3}$

۳)محاسبه سرعت خط گام: (m/Sec) $V = \frac{\pi dn}{60} = \frac{\pi(0.09m)(1120rpm)}{60} = 5.28$

۴)محاسبه مقدار نیروی مماسی W_t: $W_t = \frac{H}{V} = \frac{75(KW)}{5.28 m/S} = 14.21\ (KN)$

۵)ضریب سرعت: $V = 5.28\ m/S \quad \rightarrow K_v = \frac{6}{6+V} = \frac{6}{6+5.28} = 0.532$

۶)محاسبه پنهای رویه چرخدنده:

$\sigma_p = \frac{s_y}{n} = 145(Mpa) \quad , \quad Y = 0.29327$

$F = \frac{W_t}{k_V m Y\ \sigma_P} = \frac{14.21*10^3(N)}{0.532*5mm*0.29327*145(Mpa)} = 125(mm)$

۷) محاسبه حداکثر و حداقل پهنای رویه:

$F_{\min} = 3p = 3\pi m = 46.2(mm) \quad , \quad F_{\max} = 5p = 5\pi m = 78.5(mm)$

به همین ترتیب برای مدولهای ۶و۷و۸ میلیمتر، مقدار پهنای رویه چرخدنده را محاسبه می کنیم.

لازم به ذکر است چون (F) بدست آمده به ازای مدول (m=5) در بازه $3p \le F \le 5P$ نیست یعنی بیشتر از $F_{\max} = 5P$ است باید مقدار مدول را افزایش دهیم چون مدول با پهنا رابطه عکس دارد. خلاصه محاسبات در جدول زیر آمده است:

مدول m (mm)	5	6	7	8
(متر) d	0.09	0.108	0.126	0.144
V (متر بر ثانیه)	5.28	6.33	7.4	8.44
W_t(KN)	14.21	11.84	10.15	8.88
K_v	0.532	0.487	0.448	0.466
F(mm)	125	95.4	76.09	62.9
F_{min}=3p	46.2	55.5	65.8	74.0
F_{max}=5p	78.5	94.2	109.96	125.7

نتایج جدول فوق نشان می دهد که مدول $m = 7mm$ یک انتخاب ارجح است (از بین مدول های استاندارد الویت دوم). در این حالت می توان مقدار پهنای رویه را به اندازه 76 mm انتخاب نمود.

همچنین از بین مدولهای استاندارد الویت اول، مدول (mm) m=6 یک انتخاب مناسب است.

۲-۱٤- گسیختگی خستگی ناشی از تنش خمشی

$S_e = K_a.K_b.K_c.K_d.K_e.K_f.S'_e$

S_e: حد دوام خستگی دندانه چرخدنده

S'_e: حد دوام خستگی تیر چرخان « آزمایشگاهی»

K_a: ضریب سطح ← از نمودار (۱۳ ـ ۲۵) برحسب S_{ut} بدست می آید.

K_b: ضریب اندازه

$$K_b = \begin{cases} 1 & d_{eq} \le 8mm \\ 1.189\, d_{eq}^{-0.097} & 8mm < d_{eq} \le 250mm \end{cases}$$

$$Where \quad d_{eq} = P = \pi m$$

K_c: ضریب قابلیت اعتماد ← از جدول (۱۳ـ۸) برحسب مقدار مدول (m) بدست می آید.

جدول ۱۳ـ۸ ضریبهای قابلیت اعتماد

قابلیت اعتماد R	۰٫۵۰	۰٫۹۰	۰٫۹۵	۰٫۹۹	۰٫۹۹۹	۰٫۹۹۹۹
ضریب k_e	۱٫۰۰۰	۰٫۸۹۷	۰٫۸۶۸	۰٫۸۱۴	۰٫۷۵۳	۰٫۷۰۲

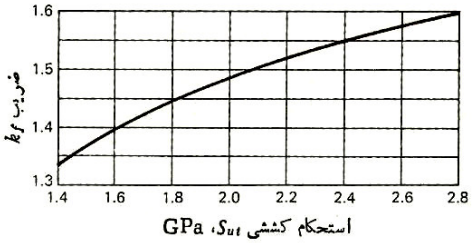
K_d: ضریب دما

$$K_d = \begin{cases} 1 & T \le 350^oC \\ 0.5 & 500^oC \ge T > 350^oC \end{cases}$$

K_e: مقدار ضریب تمرکز تنش است که مقدار آن در ضریب هندسی J منظور گردیده است. لذا مقدار K_e را برابر با 1 در نظرمی‌گیریم.

K_f: (ضریب اثرهای دیگر)، برای چرخدنده‌هایی که تحت خمش یکطرفه می‌باشند مقدار K_f ازشکل (۱۳ـ۲۶) کتاب خوانده می‌شود. و برای خمش دو طرفه دندانه (همانند چرخدنده‌های هرزگرد) مقدار K_f را ۱ در نظر می‌گیریم.

محدوده مقدار ضریب K_f به صورت زیر است: ($1.33 < K_f < 1.6$) (مطابق شکل زیر)



شکل (۱۳- ۲۶)

برای خمش یکطرفه دندانه‌های چرخدنده از $k_f=1.33$ برای مقدارهای S_{ut} کمتر از 1.4 Gpa استفاده نمایید.

۲-۱۵- محاسبه ضریب ایمنی در حالت خستگی خمشی

$$n = \frac{n_G}{K_o . K_m} \quad \text{Where} \quad n_G = \frac{S_e}{\sigma}$$

$$\sigma = \frac{W_t}{k_v . F . m . J}$$

n: ضریب اطمینان در حالت خستگی ناشی از تنش خمشی

K_o: ضریب تصحیح اضافه بار ← جدول پیشنهادی آگما جدول (۱۳ـ۹)

K_m: ضریب توزیع بار آگما ← جدول (۱۳-۱۰)

جدول (۱۳ـ۹)

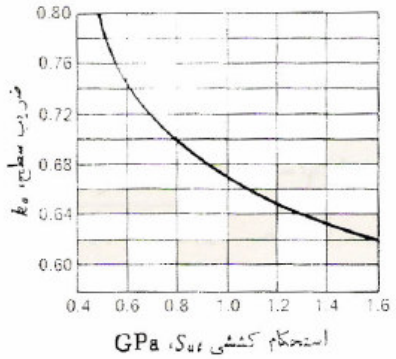
ضریب تصحیح اضافه‌بار K_o

	ماشین رانده شده		
منبع قدرت	یکنواخت	شوك متوسط	شوك سنگین
یکنواخت	۱٫۰۰	۱٫۲۵	۱٫۷۵
شوك سبك	۱٫۲۵	۱٫۵۰	۲٫۰۰
شوك متوسط	۱٫۵۰	۱٫۷۵	۲٫۲۵

جدول (۱۳-۱۰)

ضریب توزیع بار K_m برای چرخدنده‌های ساده

مشخصه‌های تکیه‌گاه	پهنای رویه، mm			
	۰ تا ۵۰	۱۵۰	۲۲۵	۴۰۰ به بالا
نصبهای دقیق، آزادی کم یا تاقان، خیز کمینه، چرخدنده‌های دقیق	۱٫۳	۱٫۴	۱٫۵	۱٫۸
نصبهای کمتر صلب، چرخدنده‌های کم دقت‌تر، تماس در تمام طول رویه	۱٫۶	۱٫۷	۱٫۸	۲٫۲
دقت در نصب به‌قسمی که تماس کمتر از تمام رویه وجود داشته باشد	بیش‌از ۲٫۲			



شکل ۱۳-۲۵ ضریبهای پرداخت سطح C_{pf} برای دندانه‌های چرخدندهٔ تراشیده شده، و سنگ‌زده شده.

مثال ۲

در مثال قبل (مثال ۱)، اندازه یک جفت چرخدنده کاهنده 4 به 1 برای موتوری به قدرت 75 kw که با سرعت 1120 rpm کار می کند به صورت پهنای رویه ای به اندازه $76mm$ با مدول $7mm$ و تعداد 18 و 72 دندانه به ترتیب برای پینیون و چرخدنده تخمین زده شد. چرخدنده ها دارای زاویه فشار 20^0 تمام عمق هستند و از فولاد آلیاژی BS640M40 ساخته میشوند بر اساس شرایط نصب متوسط و شوک متوسط در ماشین رانده شده و قابلیت اعتماد 95 درصد، ضریب ایمنی n را برای مقابله با گسیختگی خستگی خمشی پیدا کنید.

S_y = 580 Mpa , S_{ut} = 800 Mpa

حل:

از مثال قبل، قطر گام پینیون 126 mm، سرعت خط گام $7.4 m/s$ و بار منتقل شده $W_t = 10.15\ KN$ محاسبه شد. ضریب سرعت بصورت زیر محاسبه می شود.

$$K_V = \frac{50}{50+\sqrt{200V}}$$

$$K_V = \frac{50}{50+\left[(200(7.4m/s))\right]^{\frac{1}{2}}} = 0.565$$

سپس با توجه به $N_p = 18$ دندانه و $N_G = 72$ دندانه می توان از جدول (۱۳-۴) کتاب ضریب هندسی AGMA (مقدار J_{18}) را با میان یابی بدست آورد.

$$J_{18} = 0.34810$$

محاسبه S_e:

$$S_e = K_a\ K_b\ K_c\ K_d\ K_e\ K_f\ S'_e$$

از شکل ۱۳-۲۵، $K_a = 0.70$ (برای S_{ut}=0.8Gpa)؛ و از جدول ۱۳-۷، $K_b = 0.894$ محاسبه می شود. از شکل ۱۳-۲۶ مقدار $K_f = 1.33$ میباشد. و همچنین $K_d = 1$ را فرض می کنیم و k_e نیز برابر یک است. چون $S'_e = 0.50 * S_{ut} = 0.50(800) = 400Mpa$ داریم:

$$S_e = K_a\ K_b\ K_c\ K_d\ K_e\ K_f\ S'_e$$

$$S_e = 289Mpa$$

لذا داریم:

$$n_G = \frac{S_e}{\sigma} = \frac{289\ Mpa}{97\ Mpa} = 2.98$$

که در آن مقدار تنش خمشی از رابطه زیر محاسبه می شود:

$$\sigma = \frac{W_t}{K_V\, FmJ} = \frac{10.15*10^3}{0.565*0.076*7*10^{-3}*0.34810} = 97\ Mpa$$

حال $K_0 = 1.25$ را از جدول (۱۳-۹) برای شوک متوسط در ماشین رانده شده و $K_m = 1.7$ را از جدول(۱۳-۱۰) برای نصب با دقت متوسط چرخدنده پیدا می کنیم. پس مقدار ضریب ایمنی در حالت خستگی خمشی بصورت زیر بدست میآید:

$$\Rightarrow n = \frac{n_G}{K_o K_m} = \frac{2.98}{1.25\times 1.7} = 1.4$$

■☜ ۲-۱٦- گسیختگی خستگی سطح ناشی از تنش تماسی در چرخدنده‌ها

استحکام خستگی سطح برای فولادها در بخش (۷ـ۱۸) کتاب ارائه شده است و مقدار آن به صورت زیر محاسبه می‌گردد:

$$S_C = 2.76HB - 70 \quad \text{(Mpa)}$$

که در آن:

HB: سختی برنیل سطح نرمتر از بین دو سطح در تماس

آگماپیشنهاد می‌کندکه استحکام خستگی محاسبه شده از رابطه فوق بصورت زیر برای چرخدنده‌ها اصلاح گردد.

$$S_H = \frac{C_L.C_H}{C_T.C_R} S_C$$

که در آن:

S_H: استحکام خستگی تصحیح شده یا استحکام هرتز برای چرخدنده

C_L: ضریب عمر (از جدول ۱۳ـ۱۲ خوانده می‌شود)

C_H: ضریب نسبت سختی که برای چرخدنده‌های ساده مقدار آن ۱ می‌باشد.

C_T: ضریب دما که برای دماهای کمتر از 120^oC مقدار C_T برابر ۱ در نظر گرفته می‌شود.

C_R: ضریب قابلیت اعتماد که از جدول (۱۳ـ۱۲) خوانده می‌شود.

S_C: استحکام خستگی سطح برای فولادها

جدول (۱۳-۱۲)

ضریبهای اصلاحی عمر وقابلیت اعتماد

چرخه‌های عمر	ضریب عمر C_L	قابلیت اعتماد R	ضریب قابلیت اعتماد C_R
10^4	۱٫۵	تا ۹۹٫۰	۰٫۸۰
10^5	۱٫۳	۹۹٫۰ تا ۹۹۹٫۰	۱٫۰۰
10^6	۱٫۱	۹۹۹٫۰ به بالا	۱٫۲۵ به‌بالا
10^8 به‌بالا	۱٫۰		

آگما از ضرایب C_0 و C_m برای مشخص نمودن ضریبهای اضافه بار و توزیع بار استفاده می‌نماید که همان ضرایب K_o و K_m هستند.

پس مقدار ضریب اطمینان در حالت خستگی سطح می تواند از رابطه زیر محاسبه شود:

$$n = \frac{n_G}{C_o . C_m}$$

n: ضریب اطمینان چرخدنده در گسیختگی خستگی سطح

که در رابطه فوق مقدار n_G از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$S_H = C_P \sqrt{\frac{n_G W_t}{C_V F d_P I}}$$

که در رابطه فوق:

C_p: ضریب کشسان ← (جدول ۱۳ـ۱۱ کتاب)

F: پهنای چرخدنده

d_p: قطر دایره گام چرخدنده پینیون

W_t: بار مماسی

$$I = \frac{\cos\phi \,.\, \sin\phi}{2} * \frac{\left(\frac{N_G}{N_P}\right)}{\left(\frac{N_G}{N_P}+1\right)}$$

C_V: ضریب اثرات دینامیکی است که مشابه ضریب k_v محاسبه می‌شود.

جدول ۱۳-۱۱ مقدارهای ضریب کشسان C_p برای چرخدنده‌های ساده و مارپیچ با تماس غیرموضعی و برای ۰٫۳۰ = ν واحد C_p، $(MPa)^{1/2}$ است

پینیون	مدول کشسان E، GPa	چرخدنده: فولاد	چدن چکش‌خوار	چدن داکتیل	چدن خاکستری	برنز آلومینیم	برنز قلع
فولاد	۲۰۰	۱۹۱	۱۸۱	۱۷۹	۱۷۴	۱۶۲	۱۵۸
چدن‌چکش‌خوار	۱۷۰	۱۸۱	۱۷۴	۱۷۲	۱۶۸	۱۵۸	۱۵۴
چدن داکتیل	۱۷۰	۱۷۹	۱۷۲	۱۷۰	۱۶۶	۱۵۶	۱۵۲
چدن‌خاکستری	۱۵۰	۱۷۴	۱۶۸	۱۶۶	۱۶۳	۱۵۴	۱۴۹
برنز آلومینیم	۱۲۰	۱۶۲	۱۵۸	۱۵۶	۱۵۲	۱۴۵	۱۴۱
برنز قلع	۱۱۰	۱۵۸	۱۵۴	۱۵۲	۱۴۹	۱۴۱	۱۳۷

مثال۳ :

در ادامه مثالهای ۱و ۲ ، مقدار ضریب ایمنی n را برای حالت خستگی سطح مجموعه چرخدنده مثالهای قبل تعیین کنید.

حل:

استحکام کششی چرخدنده 800 Mpa (معلوم) و سختی سطحی (برنیل) HB=232 می باشد.

$$S_C = 2.76HB - 70 = 570.32 \quad (\text{MPa})$$

با استفاده از جدول ۱۳-۱۲ برای 10^6 چرخه C_L=1.10 و برای قابلیت اعتماد R=%95، مقدار C_R=0.80 در نظر می گیریم. همچنین $C_T=C_H=1$ را برمی گزینیم. بنابراین، استحکام تصحیح شده برابر است با:

$$S_H = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} S_C = \frac{(10.10)(1)}{(1)(0.80)}(570) = 784\ Mpa$$

همچنین داریم:

$$I = \frac{Cos\phi\ .\ Sin\phi}{2} * \frac{\left(\frac{N_G}{N_P}\right)}{\frac{N_G}{N_P}+1} = \frac{Cos(20^0) * S\,in(20^0)}{2} * \frac{4}{4+1} = 0.129$$

ازمثال (۲) داریم $C_v = K_v = 0.565$ ، $W_t = 10.15$ KN ، F=76 (mm) ، d_p=126 (mm) و همچنین از جدول ۱۳-۱۱ برای تماس فولاد با فولاد $C_P = 191\ \ (Mpa)^{\frac{1}{2}}$ می باشد. لذا داریم:

$$S_H = C_P \sqrt{\frac{n_G W_t}{C_V F d_P I}}$$

$$\Rightarrow 784 = 191 \sqrt{\frac{n_G (10.15KN * 10^3)}{(0.565)(76mm)(126mm)(0.129)}}$$

$$\Rightarrow n_G = 1.1586$$

سپس، $C_0 = K_0 = 1.25$ و $C_m = K_m = 1.7$ را از مثال ۲ به کار می بریم. بنابراین داریم:

$$\Rightarrow n = \frac{n_G}{C_o C_m} = \frac{1.1586}{(1.25)(1.7)} = 0.54$$

۲-۱۷- چرخدنده‌های هلیکال (مارپیچی)

در چرخدنده‌های ساده تماس بین دندانه‌ها به صورت یک خط در سرتاسر دندانه می‌باشد، این تماس در ابتدا تولید تنش تماسی بالایی می‌کند و لذا در سرعتهای بالا باعث ایجاد سر و صدا در سیستم چرخدنده‌می‌گردد ولی در چرخدنده‌های هلیکال تماس اولیه یک نقطه است که به تدریج به یک خط در سر تا سر دندانه تبدیل می‌شود. این تماس تدریجی باعث کاهش سر و صدا به خصوص درسرعت های بالا می‌گردد و در نتیجه موجب یک انتقال آرام بار از یک دندانه به دندانه دیگری می‌گردد. به همین دلیل چرخدنده‌های هلیکال توانایی انتقال بارهای سنگین در سرعتهای بالا را دارا می‌باشند.

در چرخدنده‌های هلیکال نیرو دارای سه مولفه می‌باشد و در نتیجه یاتاقانهای روی شافت دارای هر دو نوع بارشعاعی و محوری می‌باشند.

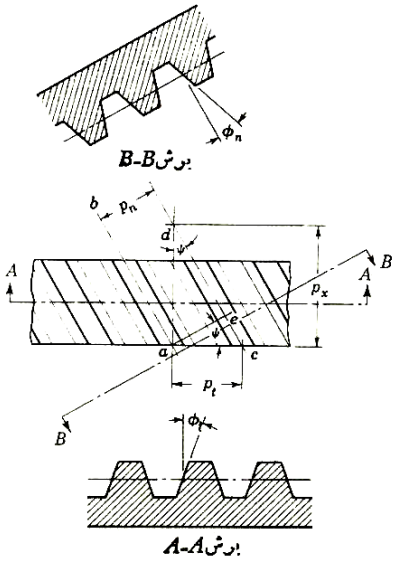
هنگامی که بار محوری زیاد باشد ممکن است از یک چرخدنده هلیکال دو تایی (دنده جناقی) استفاده گردد.

چرخدنده‌های هلیکال به صورت راستگرد و یا چپگرد هستند.

هنگامی‌که چرخدنده هلیکال را از طرف مقطع دایره‌ای شکل روی سطح افقی قرار می‌دهیم، هرگاه راستای دندانه‌های در جهت y=+x باشد، به آن چرخدنده راستگرد و اگر راستای دندانه‌ها در جهت y=-x باشد،به آن چرخدنده چپگرد گویند.

درانتقال قدرت بین دو محور موازی همواره یک چرخدنده هلیکال با چرخدنده غیر همنام خود درگیر می‌شود. مثلاً یک چرخدنده راستگرد با یک چرخدنده چپ‌گرد درگیر می‌شود. که زاویه هلیکس آنها باید برابر و دارای علامت مختلف مثبت و منفی باشند. (چرخدنده هلیکال راستگرد دارای زاویه هلیکس مثبت و چرخدنده هلیکال چپگرد دارای زاویه هلیکس منفی می باشد)

۲-۱۸- پارامترهای چرخدنده هلیکال



نامگذاری چرخدنده‌های مارپیچ.

ab و cd: خطوط مرکزی دو دندانه مارپیچ هلیکال مجاور

ψ :زاویه هلیکس

ac : گام عرضی P_t(که معمولا گام دایره‌ای نامیده می‌شود) یاگام مماسی

ad: گام محوری P_x

ae: گام عمودی P_n

$$P_n = P_t.Cos\psi \Rightarrow P_t = \frac{P_n}{\cos\psi}$$

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

$$m_n = m.\cos\psi$$

$$\cos\psi = \frac{\tan\phi_n}{\tan\phi_t}$$

$m(m_t)$: مدول (مدول مماسی)

m_n: مدول عمودی (نرمال)

ϕ_n: زوایه فشار عمودی ← معمولا ۲۰ درجه است.

ϕ_t: زاویه فشار مماسی

کلیه اندازه‌های دندانه‌ها را می‌بایست بر حسب مدول عمودی m_n «که همان مدولهای استاندارد هستند» محاسبه نمود و عموماً زاویه فشار عمودی ϕ_n برابر است با:

$\phi_n = 20^0$ یا 25^0

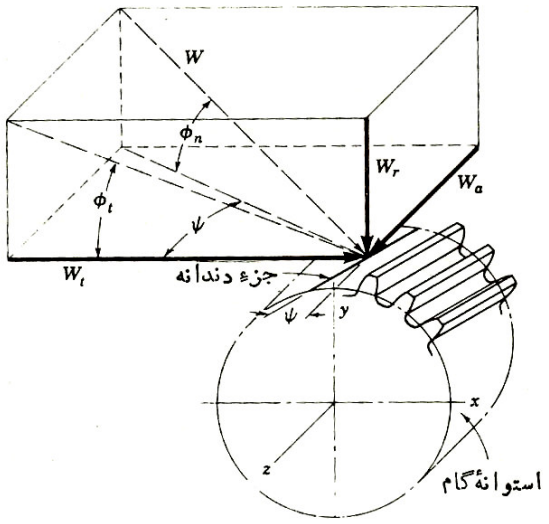
استاندارد خاصی برای مقدار زاویه هلیکس ψ وجود ندارد و مقدار آن می‌تواند بین صفر تا چهل و پنج درجه متغیر باشد ولی معمولا مقادیر زیر بیشتر مورد استفاده ه قرار می‌گیرند.

$0 \le \psi \le 45^0 \quad \Rightarrow \quad \psi = 15^0, 23^0, 30^0, 45^0$

(جمع جبری) $\psi_1 + \psi_2$ = زاویه بین دو شافت .

چرخدنده هلیکال راستگرد دارای زاویه هلیکس مثبت و چرخدنده هلیکال چپگرد دارای زاویه هلیکس منفی میباشد.

۲-۱۹- تحلیل نیرویی چرخدنده‌های هلیکال یا مارپیچ



نیروهای اعمالی دندانه بریك چرخدندهٔ مارپیچ راستگرد.

W: نیروی کل وارده بر دندانه چرخدنده هلیکال (عمود بر دندانه)

$$W_r = W.Sin(\phi_n)$$
$$W_t = W.Cos(\phi_n).Cos(\psi)$$
$$W_a = W.Cos(\phi_n).Sin(\psi)$$

W_r : مولفه شعاعی نیرو

W_t: مولفه مماسی نیرو

W_a: مولفه محوری نیرو

محاسبه مولفه‌های نیرو برحسب W_t

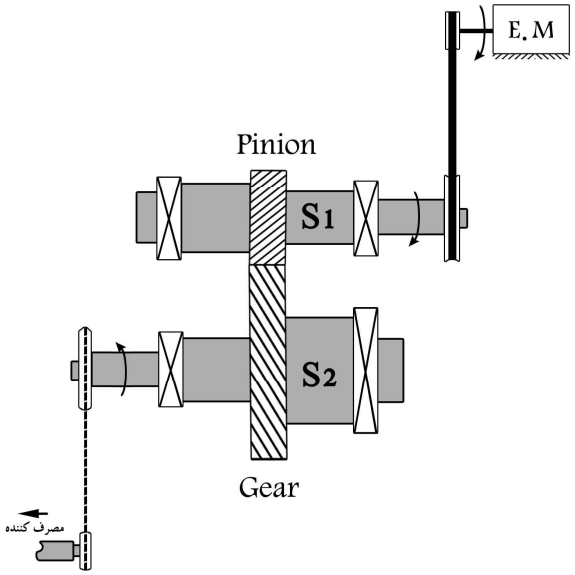
$$W_r = W_t.\tan\phi_t$$
$$W_a = W_t \tan\psi$$
$$W = \frac{W_t}{\cos\phi.\cos\psi}$$

H : توان برحسب وات

$$W_t = \frac{H}{V} \quad \text{and} \quad V = \frac{\pi\, d\, n}{60} \quad , \quad \tan(\phi_t) = \frac{\tan(\phi_n)}{\mathrm{Cos}(\psi)}$$

n: سرعت دورانی شافت (rpm)

۲-۲۰- تحلیل نیرویی دو چرخدنده درگیر هلیکال



برای تحلیل نیرویی دو چرخدنده درگیر هلیکال همانندچرخدنده ساده بایستی سه مرحله زیر طی شود.

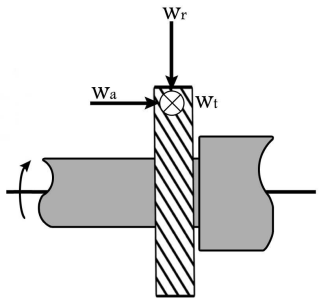
گام اول : تشخیص چرخدنده راننده و رانده شده

از روی جهت دوران شافت و الکتروموتور می توانیم چرخدنده راننده و رانده شده و جهت دوران آن را تشخیص دهیم جهت دوران در شکل نشان داده شده است و چرخدنده Gear رانده شده و چرخ دنده Pinion راننده است .

گام دوم : رسم دیاگرام آزاد چرخدنده رانده شده

جهت مولفه های نیرو به نحوی تعیین می شود که راستای نیروی کل عمود بر دندانه چرخدنده باشد و موجب چرخش آن در جهت دوران چرخدنده گردد.

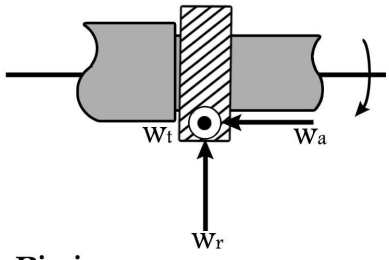
W_r : نیروی شعاعی است که همیشه عمود بر چرخدنده و به طرف مرکز چرخدنده می باشد و نیروی W_t نیروی مماسی می باشد که برای چرخدنده رانده شده همواره در جهت دوران چرخدنده و مماس بر آن میباشد همچنین راستای W_a نیز با توجه به راستای دندانه ها و راستای نیروی W بدست می آید .



دیاگرام آزاد چرخدنده‌رانده شدهGear

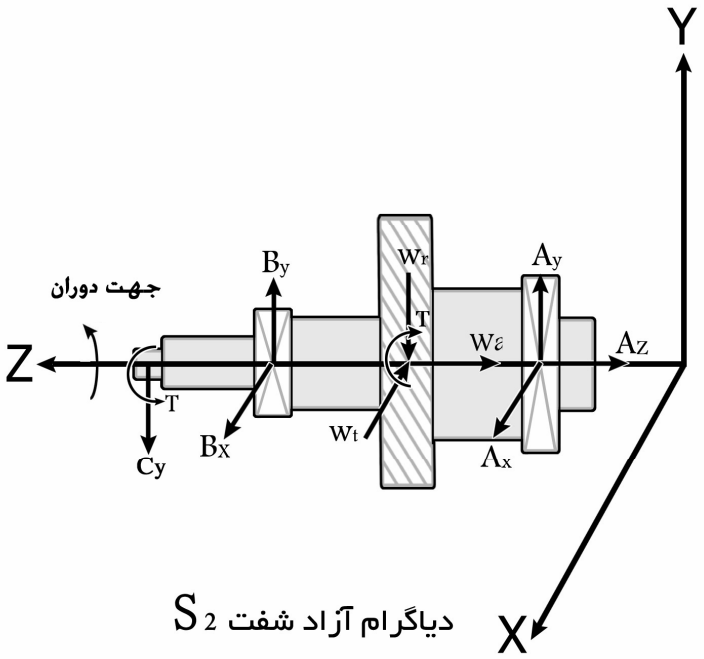
گام سوم: رسم دیاگرام آزاد چرخدنده راننده

برای رسم دیاگرام آزاد چرخدنده راننده از اصل عمل و عکس العمل استفاده می گردد بدین ترتیب راستای مولفه ها نیروی اعمالی به دندانه های چرخدنده راننده دقیقا در جهت عکس راستای مولفه های اعمال شده به دندانه های چرخدنده رانده شده خواهد بود.(مطابق شکل)



دیاگرام آزاد چرخدنده راننده Pinion

- همچنین با انتقال نیروهای وارد شده به دندانه چرخدنده ها به روی شافتهای هریک از آنها می توان دیاگرام آزاد نیروی شافت ها رانیز رسم نمود بطور مثال دیاگرام آزاد شافت چرخدنده رانده شده بصورت زیر است :



دیاگرام آزاد شفت S 2

۲- ۲۱- طراحی چرخدنده‌های هلیکال (تحلیل استحکام)

در طراحی چرخدنده هلیکال همان روابط استفاده شده برای محاسبه تنشهای خستگی خمشی و خستگی سطح در چرخدنده‌های ساده به شرح زیر مورد استفاده قرار می‌گیرند.

$$\sigma = \frac{W_t}{k_v F m J}$$

$$\sigma_H = C_p \sqrt{\frac{W_t}{C_v F d_p I}}$$

که در آن:

σ: تنش خستگی خمشی

σ_H تنش فشاری خستگی سطح

W_t: مولفه مماسی نیرو

m (m_t): مدول (مدول مماسی)

C_p: ضریب کشسان ← (جدول ۱۳- ۱۱)

C_v: ضریب دینامیکی یا ضریب سرعت

d_p: قطر دایره گام پینیون

J: ضریب هندسی آگما «خمشی»، که برای $\phi_n = 20^o$ از شکل (۱۴-۸) خوانده می شود.

I: ضریب هندسی آگما « دوام سطح»

F: پهنای رویه دندانه چرخدنده

برای چرخدنده‌های مارپیچی ضریب سرعت معمولا از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$C_v = K_v = \left[\frac{78}{78 + (200\ V)^{\frac{1}{2}}} \right]^{\frac{1}{2}}$$

V: سرعت خط گام بر حسب (m/s)

- ضریب J برای $\phi_n = 20^o$ از شکل (۱۴ـ۸) کتاب بدست می‌آید.

- ضریب هندسی I برای چرخدنده‌های هلیکال و دنده جناقی یا دندانه‌های خارجی از معادله زیر بدست می‌آید:

$$I = \frac{\sin\phi_t.\cos\phi_t}{2\frac{\pi m_n.\cos\phi_n}{0.95Z}} * \frac{\left(\frac{N_G}{N_P}\right)}{\left(\frac{N_G}{N_P}\right)+1}$$

$$Z = \sqrt{(r_P+a)^2 - r_{bp}^2} + \sqrt{(r_G+a)^2 - r_{bG}^2} - (r_P+r_G).Sin\phi_t$$

r_G, r_p : شعاعهای دایره گام پینیون و گیر

r_{bG}, r_{bP}: شعاعهای دایره مبنای پینیون و گیر

ϕ_t : زاویه فشار مماسی (عرضی)

ϕ_n: زاویه فشار عمودی

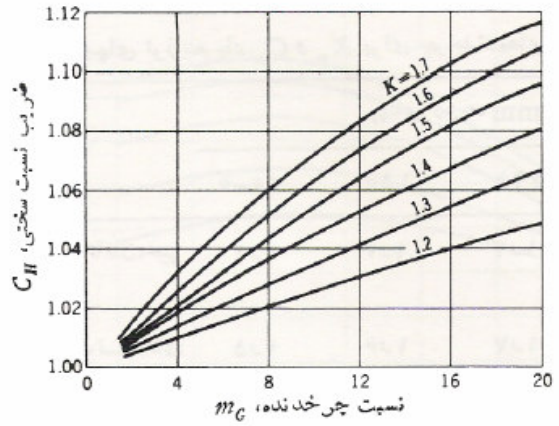
m_n: مدول عمودی (نرمال)

ضرایب k_m و C_m از جدول شماره (۱۴ـ۱) کتاب و همچنین ضریب سختی C_H از شکل (۱۴ـ ۹) بدست می‌آیند.

سایر پارامترها نیز مشابه چرخدنده‌های ساده می‌باشد.

جدول ۱۴ـ۱ ضریبهای توزیع بار C_m و K_m برای چرخدنده‌های مارپیچ

مشخصه‌های تکیه‌گاه	پهنای رویه، mm			
	۵۰ـ۰	۱۵۰	۲۲۵	۴۰۰ به‌بالا
نصبهای دقیق، لقیهای کم یا تاقان،خیز کمینه، چرخدنده‌های دقیق	۱٫۲	۱٫۳	۱٫۴	۱٫۷
نصبهای کمتر صلب، چرخدنده‌های کم‌دقت‌تر، تماس در تمام طول رویه	۱٫۵	۱٫۶	۱٫۷	۲٫۰
دقت ونصب به قسمی است که تماس در تمام طول رویه وجود ندارد	بیش از ۲٫۰			



شکل۱۴ـ۹ ضریب نسبت سختی C_H برای چرخدنده‌های مارپیچ،ضریب K سختی بر یندل پینیون تقسیم برسختی بر یندل چرخدنده‌است. هنگامی که $K < 1٫۲$، از $C_H = 1٫۰۰$ استفاده کنید.

۲-۲۲- خلاصه روابط برای طراحی چرخدنده‌های ساده

$$W_t = \frac{T}{(d/2)} \quad , \quad d = mN *10^{-3} \quad (\text{m})$$

$$\Rightarrow W_t = \frac{2T}{mN} *10^{+3} \qquad (1)$$

برای حالت خستگی خمشی داریم:

$$\sigma = \frac{W_t}{k_v FmJ} \quad (2) \qquad\qquad n_G = \frac{S_e}{\sigma} \quad (3)$$

از روابط (۱) و (۲) و (۳) داریم:

$$S_e = \frac{2Tn_G *10^3}{m^2 NFK_v J}$$

همچنین داریم:

$$3\pi m = 3P \le F \le 5P = 5\pi m$$
$$\Rightarrow 9m \le F \le 15m$$
$$If \quad F = xm \quad \Rightarrow \quad 9 \le x \le 15$$

معمولاً از x=10 برای طراحی شروع می‌کنیم

بنابراین برای حالت خستگی خمشی و خستگی سطح داریم:

برای خستگی خمشی

$$\Rightarrow S_e = \frac{2Tn_G *10^3}{m^3 NxK_V J}$$

برای خستگی سطح

$$\Rightarrow S_{es} = C_p \sqrt{\frac{2T.n_G *10^3}{x.N^2.K_v.I.m^3}}$$

روابط فوق برای هر دو چرخدنده پینیون و گیر معتبر است. همچنین روابط فوق را می توان بر حسب مدول بصورت زیر بازنویسی نمود:

$$\Rightarrow m^3 = \frac{2T.n_G *10^3}{x.N.J.K_V.S_e}$$ خستگی خمشی

$$\Rightarrow m^3 = \left(\frac{C_P}{S_{es}}\right)^2 \frac{2T.n_G *10^3}{x.N^2.k_V.I}$$ خستگی سطح

که در آن:

S_e: حد دوام خستگی خمشی

S_{es}: حد دوام خستگی سطح

$$S_{es} = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} S'_{es} \quad , \quad S'_{es} = 2.76HB - 70 \ \text{(Mpa)}$$

T: گشتاور پیچشی چرخدنده

$n_G=k_o k_m n$ (مقدار ضریب K_o از جدول ۱۳-۹ کتاب استخراج می شود و مقدار ضریب K_m با توجه به جدول ۱۳-۱۰ برای شروع طراحی فرض می شود.)

m: مدول چرخدنده

N: تعداد دندانه‌های چرخدنده

x: ضریب بی‌بعد $9 \le x \le 15$ (در شروع طراحی x=10 فرض می شود)

K_v: ضریب دینامیکی اعمال سرعت (در شروع طراحی K_v= 0.5 فرض می شود)

J: ضریب هندسی آگما در خمش

I: ضریب هندسی آگما در خستگی سطح

C_p: ضریب کشسان

- **نکته:**

بطور کلی از روابط فوق می توان مقدار اولیه مدول را در چهار حالت خستگی خمشی و خستگی سطح برای پینیون و خستگی خمشی و خستگی سطح برای Gear محاسبه نمود. هر حالتی که مقدار مدول بزرگتری را حاصل نماید بحرانی تر است ولی برای کاهش حجم محاسبات باید دانست که در خستگی سطح همواره پینیون بحرانی تر می‌باشد همچنین در خستگی خمشی با توجه به روابط فوق مشاهده می‌گردد هر چرخدنده‌ای که دارای مقدار $J*S_e$ و یا به عبارت دیگر $J*S_{ut}$ کمتری باشد، بحرانی‌تر است.

برای جنس یِکسان برای هر دو چرخدنده با توجه به اینکه $J_P < J_G$ می باشد پس پینیون از لحاظ خستگی خمشی نیز بحرانی تر است (به همین دلیل معمولا جنس پینیون را قوی تر انتخاب می کنند).

۲-۲۳-خلاصه روابط طراحی برای چرخدنده‌های هلیکال

$$\left.\begin{array}{l} W_t = \dfrac{T}{\left(\dfrac{d}{2}\right)} \\ d = m_t N *10^{-3} \end{array}\right\} \Rightarrow W_t = \frac{2T}{m_t N *10^{-3}}$$

$$m = m_t = \frac{m_n}{\cos\psi}$$

$$9m_n \le F \le 15m_n$$

$$F = xm_n \quad , \quad 9 \le x \le 15$$

پس در حالت خستگی خمشی داریم

$$S_e = \frac{2Tn_G \cos^2\psi * 10^3}{K_v x m_n^3 JN}$$ خستگی خمشی

$$S_{es} = C_P \sqrt{\frac{2T.n_G.Cos^2\psi *10^3}{x.N^2.k_v.I.m_n^3}}$$ خستگی سطح

روابط فوق را می توان بر حسب مدول بصورت زیر بازنویسی نمود:

$$\Rightarrow m_n^3 = \frac{2Tn_G Cos^2\psi *10^3}{K_v x\ J\ N\ S_e}$$ برای خستگی خمشی

$$\Rightarrow m_n^3 = \left(\frac{C_p}{S_{es}}\right)^2 \frac{2T.n_G.Cos^2\psi}{x.N^2.K_v.I} *10^3$$ برای خستگی سطح

m_n بایستی از مدولهای استاندارد باشد.

بطور معمول در دو چرخدنده درگیر هلیکال، در حالت خستگی سطح، پینیون بحرانی تر می‌باشد و همچنین در حالت خستگی خمشی، هر چرخدنده‌ای که دارای مقدار $J*S_e$ و یا به عبارت دیگر $J*S_{ut}$ کمتری باشد، بحرانی‌تر است.

- **فرضهای اولیه برای شروع طراحی در چرخدنده های هلیکال:**

$K_v = 0.8 \sim 0.9 = 0.85$

$I = 0.2$

$x = 10$

$n_G = C_o C_m n = K_o K_m n$

مثال

یک گیربکس با نسبت تبدیل 3 به 1 ، توان 6kw را انتقال می دهد. دور ورودی به گریبکس n_i=1440 rpm می باشد و همچنین جنس Gear از فولاد با مشخصات (S_{ut}=550 Mpa و S_y=385 Mpa) و جنس پینیون از فولاد با مشخصات (S_{ut}=826 Mpa و S_y=578 Mpa) می باشد.

بدین منظور مطلوب است:

الف) طراحی چرخدنده ساده

ب) طراحی چرخدنده هلیکال

برای حل مسئله زاویه فشار را 20^o و قابلیت آبکاری « سختی سطح چرخدنده» این دو فولاد را تا BHN 400 و $\psi = 15^0$ در نظر بگیرید. همچنین ضریب اطمینان طرح را ۲ در نظر بگیرید.

حل:

الف) طراحی چرخدنده ساده

$\phi_n = 20^o$ → حداقل دندانه = 18 = N_p

$N_G = 3*18 = 54$

باتوجه به اینکه $J_G (S_{ut})_G < J_P (S_{ut})_P$ است لذا با مشاهده روابط طراحی ملاحظه می‌گردد که چرخدنده گیر ضعیف‌تر و به عبارت دیگر بحرانی‌تر از لحاظ خستگی خمشی می‌باشد. همچنین از لحاظ خستگی سطح پینیون بحرانی است.

خستگی خمشی $$m^3 = \frac{2Tn_G * 10^3}{xNJK_V S_e}$$

خستگی سطح $$m^3 = \left(\frac{C_p}{S_{es}}\right)^2 \frac{2Tn_G * 10^3}{xN^2 K_V I}$$

حال کلیه پارامترهای مورد نیاز برای روابط فوق را محاسبه می کنیم:

K_a =0.78 (شکل ۱۳ـ۲۵)

فرض می‌کنیم : K_b=0.9

$K_c=K_d=K_e=1$

از نمودار (۱۳ـ۲۶) با توجه به S_{ut} داریم: K_f=1.33

برای چرخدنده Gear $\Rightarrow S_e = 0.78*0.9*1.33(0.5*550) = 256.8(Mpa)$

$$T_p = \frac{6000}{1440\left(\frac{2\pi}{60}\right)} = 39.8(N.m)$$

$$T_G = 3*T_p = 119.4(N.m)$$

مقدار ضریب K_o از جدول ۱۳-۹ کتاب استخراج می شود و مقدار ضریب K_m با توجه به جدول ۱۳-۱۰ برای شروع طراحی 1.6 فرض می شود.

$$n_G = K_o K_m n = (1.25)(1.6)(2) \simeq 4$$

$K_v = 0.5$ فرض

x=10 فرض

$J_G = J_{54} = 0.413$ (از جدول)

در حالت خستگی خمشی برای Gear داریم:

$$m^3 = \frac{2Tn_G * 10^3}{xNJK_V S_e}$$

$$\Rightarrow m^3 = \frac{2(119.4)(4)(10^3)}{10*54*0.413*0.5*256.8}$$

$\Rightarrow m = 3.2(mm)$ برای حالت خستگی خمشی Gear

$$S'_{es} = 2.76HB - 70 = 1034Mpa$$

$$S_{es} = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} S'_{es} = 1034Mpa$$

$$C_L = C_H = C_T = C_R = 1$$

$$I = \frac{\sin\phi.\cos\phi}{2} * \frac{\left(\frac{N_G}{N_P}\right)}{\left(\frac{N_G}{N_P}\right)+1} = 0.12$$

$$C_p = 191(MPa)^{\frac{1}{2}}$$

برای حالت خستگی سطح پینیون داریم:

$$m^3 = \left(\frac{191}{1034}\right)^2 \frac{2(39.8)(4)(10^3)}{10*18^2*0.5*0.12}$$

m=3.8 (mm)

پس پینیون از لحاظ خستگی سطح بحرانی‌تر است.

پس با توجه به مدولهای استاندارد می‌توان مدولهای 3 ، 3.5 و یا 4 را انتخاب نمایید.

در این مسئله $m=3.5$ و $N_P=18$ انتخاب شده است. در این حالت با توجه به بحرانی ترین حالت (یعنی خستگی سطح پینیون) مقدار ضریب x را برای دست یافتن به ضریب اطمینان مورد نظر $n=2$ محاسبه نموده و سپس مقدار پهنای اولیه چرخدنده را برآورد می نماییم:

$$m=3.5 \Rightarrow x=13 \Rightarrow F=13(3.5)=45.5(mm)$$

حال بایستی مقدار ضریب اطمینان را چک نمود.

$$K_V=\frac{6}{6+V}=\frac{6}{6+\frac{\pi dn}{60}}=0.558$$

پس برای حالت خستگی سطح پینیون (بحرانی ترین حالت) داریم:

$$\Rightarrow n_G\big|_P=4.58$$

$$K_O=1.25 \ , \ K_m=1.6$$

$$\Rightarrow n=\frac{n_G}{K_O k_m}=\frac{4.58}{1.25\times 1.6}>2 \qquad ok$$

همچنین به دلیل اینکه $k_b=0.942>0.9$ است اطمینان حاصل می‌کنیم که نیازی به چک مجدد آن نیست.

پس به طور خلاصه مشخصات چرخدنده‌های ساده

$m=3.5(mm)$

$a= m= 3.5\ (mm)$

$b=1.25m=4.374\ (mm)$

$d_P=mN_P=63\ (mm) \quad d_o|_P = 70\ (mm)$

$d_o|_G= 196\ (mm)$

$F= 13\ m = 45.5\ (mm)$

$$C\,d=\frac{d_P+d_G}{2}=133$$

توجه: برای تصمیم گیری و یافتن پاسخ بهتر می‌توان کلیه حالتهای ممکن را مطابق جدول زیر در نظر گرفت:

m(mm)	N_p	x	N_G	حجم چرخدنده پینیون (mm^3)	C.d (mm)
3	18	20.7	54	175583.6	108
	19	18.6	57	173942.3	114
	20	16.8	60	172428.2	120
3.5	18	13.0	54	175104.5	126
	19	11.7	57	173747.5	133
4	18	10.6	54	213125.6	150

در جدول فوق بدلیل اینکه پینیون در حالت خستگی سطح بحرانی است پس مقدار x در جدول فوق را برای خستگی سطح pinion بصورت محاسبه می شود.

$$x = \frac{2T * n_G * 10^3}{m^3 * N^2 * k_v * I}\left(\frac{C_P}{S_{es}}\right)^2$$

مقدار cd از رابطه زیر محاسبه می شود.

$$d_P = m(N_P) \qquad d_G = m(N_G)$$

$$cd = \frac{m(N_P) + m(N_G)}{2} = \frac{m(N_G + N_P)}{2}$$

حجم ماده خام چرخدنده نیز می تواند از روابط زیر محاسبه شود.

$$d_0 = d + 2a$$

$$= mN + 2m = m(N+2)$$

حجم ماده خام چرخدنده $= V = \frac{\pi d_o^2}{4} * F = \frac{\pi[m(N+2)]^2}{4} * (xm)$

هر کدام از پاسخها که مقدار پهنای رویه آن در محدوده مجاز و دارای حجم کمتر و یا cd کمتری باشد می تواند به عنوان جواب انتخاب شود. از جدول فوق مشاهده می شود که حالت m=3.5 و N_P=18 دارای x در محدوده مناسب و همچنین دارای کمترین cd می باشد.

ب) طراحی چرخدنده هلیکال

بطور معمول در چرخدنده‌های هلیکال ضعف روی خستگی سطح پینیون می‌باشد ولی به هر حال توصیه می‌شود که همانند قبل خستگی خمشی و خستگی سطح هر یک از چرخدنده‌ها مورد بررسی قرار گیرد و چرخدنده ضعیف‌تر مشخص گردد. در این مسئله چون مشاهده گردید که خستگی سطح پینیون بحرانی تر است لذا خستگی سطح پینیون مورد بررسی قرار می گیرد.

$\phi = 20^o \Rightarrow N_p = 18 \Rightarrow N_G = 3*18 = 54$

$\psi = 15^0$

$0.8 \le K_v \le 0.9 \rightarrow K_v = 0.85$ فرض

$I = 0.2$ فرض

$n_G = C_O C_m n = K_o K_m n = (1.25)(1.6)(2) \rightarrow n_G \approx 4$

x= 10 (فرض اولیه)

$m_n^3 = \frac{2TN_G Cos^2\psi}{xNJK_v S_e} * 10^3$ خستگی خمشی

$m_n^3 = \left(\frac{C_p}{S_e}\right)^2 \frac{Tn_G Cos^2\psi}{xN^2 K_v I} * 10^3$ خستگی سطحی

بر اساس خستگی سطح پینیون داریم:

$$m_n^3 = \left(\frac{191}{1034}\right)^2 \frac{2*39.8*4*Cos^2(15)}{10*18^2*0.85*0.2} * 10^3$$

m_n=2.64 (mm)

انتخاب مدول استاندارد→ m_n=2.5 (mm)

→ x= 11.77 → x=12

→ F=x.m_n = 30 (mm)

حال ضریب اطمینان را برای حالت m_n=2.5 (mm) و F=30 (mm) چک می‌نماییم:

$$\phi_t = \tan^{-1}\left(\frac{\tan\phi_n}{\cos\psi}\right) = 20.65^o$$

$$d_p = mN_p = \frac{m_n N_p}{\cos\psi} = 46.59(mm)$$

$r_p = 23.3(mm)$ $r_{bp} = r_p.\cos\phi_t = 21.8(mm)$

$a = m_n = 2.5(mm)$

$d_G = 139.77(mm)$ $r_G = 69.88(mm)$

$r_{bG} = 65.4(mm)$

$$\Rightarrow Z = \sqrt{(23.3+2.5)^2 - 21.8^2} + \sqrt{(69.88+2.5)^2 - 65.4^2} - (23.3+69.88)Sin(20.65) = 11.94(mm)$$

$$I = \frac{\sin\phi_t.\cos\phi_t}{\left(2\frac{\pi m_n \cos\phi_n}{0.95Z}\right)} * \frac{\left(\frac{N_G}{N_p}\right)}{\left(\frac{N_G}{N_P}+1\right)} = 0.19$$

$$k_v = C_V = \left[\frac{78}{78 + (200V)^{1/2}}\right]^{\frac{1}{2}} = 0.864$$

→ n_G=3.96 → $n = \frac{3.96}{C_0 C_m} = \frac{3.96}{1.25*1.5} = 2.11 > 2$ **OK**

تمرین

یک گیربکس با نسبت تبدیل 15 به 4 ، توان 17kw را انتقال می دهد. دور ورودی به گریبکس n_i=1500 rpm می باشد و همچنین جنس Gear از فولاد با مشخصات (S_{ut}=650 Mpa و S_y=480 Mpa) و جنس پینیون از فولاد با مشخصات (S_{ut}=856Mpa و S_y=590 Mpa) می باشد.

بدین منظور مطلوب است:

الف) طراحی چرخدنده ساده

ب) طراحی چرخدنده هلیکال

برای حل مسئله زاویه فشار را 20^o ، زاویه هلیکس را $\psi = 30^0$ و قابلیت آبکاری « سختی سطح چرخدنده» این دو فولاد را تا 440 BHN در نظر بگیرید. همچنین ضریب اطمینان طرح را ۳ در نظر بگیرید.

طراحی اجزاء ۲

طراحی المانهای انتقال قدرت

- تسمه
- زنجیر
- کابل

فصل ۳

تسمه، زنجیر، کابل

از اجزای مکانیکی انعطاف پذیر همانند تسمه‌ها، زنجیرها، کابلها برای مکانهایی که فاصله بین دو محور نسبتاً زیاد است استفاده می‌کنیم.

اجزای مکانیکی انعطاف‌پذیر تا حدود زیادی بارهای شوکی را جذب می‌نمایند و در نتیجه ارتعاش سیستم را مستهلک می‌کنند لذا در جاهایی که مصرف کننده دارای بارهای شوکی است بهترین انتخاب استفاده از المانهای انعطاف‌پذیر جهت انتقال قدرت می‌باشد.

انتخاب اجزای مکانیکی انعطاف‌پذیر باعث کاهش قیمت تمام شده ماشین می‌گردد و لذا این یک فاکتور مهم برای انتخاب آنها است.

تسمه‌ها بر خلاف کابلها و چرخ زنجیرها دارای سر و صدای کمتری هستند.

در سرعتهای نسبتاً بالا، استفاده از تسمه توصیه می‌شود و معمولاً تسمه نمی‌تواند در سرعتهای پایین توان را به خوبی انتقال دهد، چرا که لغزش ایجاد می‌شود ولی زنجیرها برای سرعتهای بالا توصیه نمی‌شوند. چون در سرعتهای بالا دانه‌های زنجیر از روی چرخ زنجیر بلند می‌شود و زنجیر گسسته می‌شود ولی در سرعتهای پایین زنجیر یک انتخاب مناسب است.

لازم به ذکر است که گاهی اوقات تسمه‌ها در سرعتهای پایین و زنجیرها در سرعتهای بالا استفاده می‌گردد. مثل استفاده از تسمه در ماشینهای کشاورزی و استفاده از زنجیردر خودرو به علت وجود روغن و timing بودن آن.

۳-۲-تسمه‌ها (Belts)

انواع تسمه‌ها

۱- تسمه تخت (Flat Belt)

۲- تسمه V شکل (V- Belt)

۳- تسمه تایمینگ (Timing Belt)

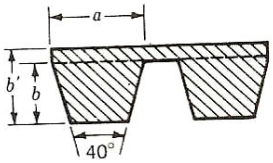
تسمه‌های تخت معمولاًبرای حمل بار و گاهی اوقات برای انتقال توان مورد استفاده قرار می‌گیرند.

ولی تسمه‌های V شکل معمولا برای انتقال قدرت به کار می‌روند.

اما گاهی اوقات در حالت های خاص نیز از تسمه‌های V شکل برای انتقال قطعات استفاده می شوند.

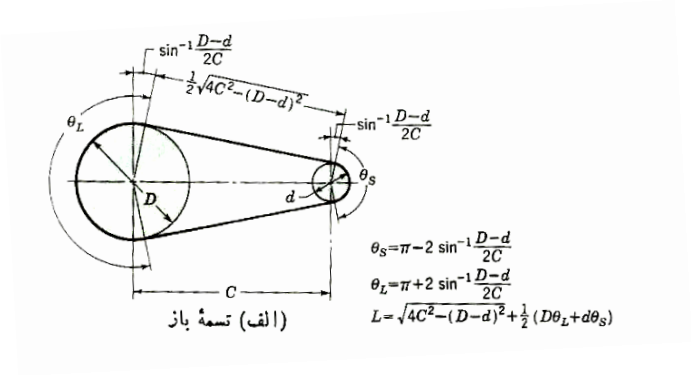
جنس تسمه‌ها معمولا از چرم، لاستیک، کتان، و یا الیاف خاصی همانند برزنت می‌باشد.

تسمه‌های V شکل



به علت خیز در شافت باید از تعداد محدودی تسمه V شکل در انتهای یک شافت استفاده نمود. توصیه می‌شود که بیش از ۵ عدد تسمه V شکل روی یک پولی استفاده نگردد. هر چند که گاهی اوقات این مسئله رعایت نمی شود.

تسمه‌های تخت



F_1: کشش سفت تسمه

F_2: کشش شل تسمه

$$\theta_L = 180 + 2\alpha$$
$$\Rightarrow \theta_L > \theta_s$$
$$\theta_s = 180 - 2\alpha$$

همواره بحران (از لحاظ لغزش تسمه روی پولی) روی پولی کوچکتر است. چرا که در آن θ_s دارای مقدار کمتری از θ_L است.

نحوه چرخش پولی کوچک بایستی به نحوی باشد که کشش سفت در سمت پایین و کشش شل در سمت بالا قرار گیرد.

$$\alpha = \sin^{-1}\left(\frac{D-d}{2c}\right)$$
$$\theta_L = \pi + 2\alpha$$
$$\theta_s = \pi - 2\alpha$$

L_p: طول تسمه (Belt length)

$$L_p = \frac{(\theta_L D + \theta_s d)}{2} + 2C.Cos\alpha$$

$$\Rightarrow L_P = \sqrt{4C^2 - (D-d)^2} + \frac{1}{2}(D\theta_L + d\theta_s)$$

جدول ۱۷-۱ خواص برخی از ماده‌های تسمه‌های تخت

ماده	اتصال	کشش مجاز kN/m,	بارنهایی kN/m	استحکام نهایی MPa	وزن kg/m³
چرم دباغی‌شده با بلوط	جامد		۱۲۵	۲۰-۳۰	۱۰۰۰-۱۲۵۰
چرم دباغی‌شده با بلوط	پرچ‌شده		۵۳-۱۰۶	۷-۱۴	۱۰۰۰-۱۲۵۰
چرم دباغی‌شده با بلوط	توری		۵۳-۱۰۶	۷-۱۴	۱۰۰۰-۱۲۵۰
نخ لاستیک‌زده	ولکانیده	۲٫۴-۲٫۶	۵۰		۱۱۰۰
نخ لاستیک‌زده	ولکانیده	۲٫۴-۲٫۶	۵۳		۱۳۰۰
		۲٫۴-۲٫۶	۵۶		۱۴۰۰
تمام نخ	بافته‌شده			۳۵	۱۲۵۰
تمام نخ	دوخته‌شده			۴۸	۱۲۰۰
نایلون	فقط مغزه			۲۴۰	
بالاتا	ولکانیده	۲٫۴-۳٫۹			۱۱۰۰

نکات

۱) آرایش ارایه شده در شکل فوق از نوع باز می‌باشد و نوع ضربدری آن نیز در کتاب آمده است.

۲) تسمه می‌تواند روی هر زاویه‌ای از شافت قرار گیرد ولی بهتر است روی شافتهای موازی قرار گیرد.

۳) معمولاً بهتر است که کشش سفت تسمه روی قسمت پایین بیافتد تا شکم دادن تسمه در قسمت بالای آن باعث افزایش زوایای تماس θ_s و θ_L گردد.

۴) تسمه سفت کن را بایستی روی بخش شل تسمه و حتی المقدور نزدیک به θ_s قرار داد.

۳-۳-آنالیز نیرویی تسمه‌های تخت

رابطه زیر برای محاسبه کشش تسمه تخت در آستانه لغزش است

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f\theta} \qquad (۱)$$

که در آن:

f: ضریب اصطکاک بین تسمه و پولی ($0.3 < f < 0.9$)

θ: حداقل زاویه تماس بین پولی و تسمه است. (θ_s)

همچنین توان منتقل شده توسط تسمه را می‌توان از رابطه زیر بدست آورد.

$$H= (F_1-F_2)V \qquad (۲)$$

H: توان منتقل شده

V: سرعت خطی حرکت تسمه

برای سرعت تسمه بیش از 35 ft/sec بایستی نیروی گریز از مرکز را نیز در روابط فوق در نظر گرفت.

$$F_C = m'V^2 \qquad (۳)$$

m' : جرم تسمه بر واحد طول

$$\frac{F_1 - F_C}{F_2 - F_C} = e^{f\theta} \qquad (۴)$$

■ تسمه‌های V شکل (V - Belt)

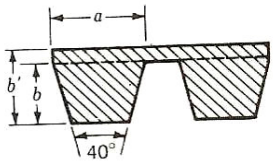
مقطع و طول تسمه‌های V شکل به صورت جداولی در استانداردها آمده است و سازندگان نیز کاتالوگ‌های خودرا جهت انتخاب و طراحی تسمه‌های V شکل به مشتری ارائه می‌نمایند که معمولا در این کاتالوگ‌ها رهنمودهایی جهت نحوه انتخاب بهینه تسمه وجود دارد.

مقطع و طول تسمه‌های V شکل توسط استاندارد ANSI داده شده است.

جدول (۱۷ـ۲) کتاب اندازه‌ها و درجه بندی‌های مقطع‌های تسمه V شکل پر طاقت مرسوم در سیستم SI را می‌دهد.

جدول (۱۷-۲)

مقطع	پهنا a	نوع تسمه: ضخامت تکی b	نوع تسمه: ضخامت چندتایی b'	گسترهٔ توان هر تسمه kW	اندازهٔ کمینهٔ** چرخ تسمه
۱۳C(SPA)*	۱۳	۸	۱۰	۰٫۱–۳٫۶	۸۰
۱۶C(SPB)	۱۶	۱۰	۱۳	۰٫۵–۷٫۲	۱۴۰
۲۲C(SPC)	۲۲	۱۳	۱۷	۰٫۷–۱۵	۲۲۴
۳۲C	۳۲	۱۹	۲۱	۱٫۳–۳۹	۳۵۵



* نام درون پرانتز از BS ۳۷۹۰ : ۱۹۷۳ است.

** چرخ تسمه‌های کوچکتر هم در دسترس‌اند ولی استفاده از آنها عمر تسمه را کوتاه خواهد کرد.

طولهای استاندارد تسمه‌های V شکل در جدول (۱۷ـ۳) کتاب ارائه گردیده است.

جدول (۱۷- ۳) طولهای گام استاندارد برای تسمه‌های V پرطاقت متداول در سیستم SI

مقطع	طول، mm								
۱۳C	۷۱۰	۸۰۰	۷۵۰	۸۵۰	۹۰۰	۹۵۰	۱۰۰۰	۱۰۷۵	۱۱۲۰
	۱۱۵۰	۱۲۳۰		۱۳۰۰	۱۴۰۰	۱۵۰۰	۱۵۸۵	۱۷۱۰	۱۷۹۰
	۱۸۶۵	۱۹۶۵		۲۱۲۰	۲۲۲۰	۲۳۵۰	۲۵۰۰	۲۶۰۰	۲۷۳۰
	۲۹۱۰	۳۱۱۰		۳۳۱۰					
۱۶C	۹۶۰	۱۰۴۰		۱۰۹۰	۱۱۲۰	۱۱۹۰	۱۲۵۰	۱۳۲۰	۱۴۰۰
	۱۵۰۰	۱۶۰۰		۱۷۰۰	۱۸۰۰	۱۹۰۰	۱۹۸۰	۲۱۱۰	۲۲۴۰
	۲۳۶۰	۲۵۰۰		۲۶۲۰	۲۸۲۰	۲۹۲۰	۳۱۳۰	۳۳۳۰	۳۵۳۰
	۳۷۴۰	۴۰۹۰		۴۲۰۰	۴۴۸۰	۴۶۵۰	۵۰۴۰	۵۳۰۰	۵۷۶۰
	۶۱۴۰	۶۵۲۰		۶۹۱۰	۷۲۹۰	۷۶۷۰			
۲۲C	۱۴۰۰	۱۵۰۰		۱۶۳۰	۱۸۳۰	۱۹۰۰	۲۰۰۰	۲۱۶۰	۲۲۶۰
	۲۳۹۰	۲۵۴۰		۲۶۵۰	۲۸۰۰	۳۰۳۰	۳۱۵۰	۳۳۵۰	۳۵۵۰
	۳۷۶۰	۴۱۲۰		۴۲۲۰	۴۵۰۰	۴۶۸۰	۵۰۶۰	۵۴۴۰	۵۷۷۰
	۶۱۵۰	۶۵۴۰		۶۹۲۰	۷۳۰۰	۷۶۸۰	۸۰۶۰	۸۴۴۰	۸۸۲۰
	۹۲۰۰								
۳۲C	۳۱۹۰	۳۳۹۰		۳۸۰۰	۴۱۶۰	۴۲۵۰	۴۵۴۰	۴۷۲۰	۵۱۰۰
	۵۴۸۰	۵۸۰۰		۶۱۸۰	۶۵۶۰	۶۹۴۰	۷۳۳۰	۸۰۹۰	۸۴۷۰
	۸۸۵۰	۹۲۴۰		۱۰۰۰۰		۱۰۷۶۰	۱۱۵۳۰	۱۲۲۹۰	

همچنین طول گام تسمه‌های V شکل را می‌توان از رابطه زیر بدست آورد.

$$L_p = 2C + 1.57(D+d) + \frac{(D-d)^2}{4C}$$

که در آن:

C: فاصله مرکزی پولی‌هاست.

D: قطر گام چرخ تسمه بزرگ

d: قطر گام چرخ تسمه کوچک

L_p: طول گام موثر تسمه

برخلاف تسمه‌های تخت، استفاده از تسمه‌های V شکل در فاصله‌های مرکزی طولانی توصیه نمی‌شود. زیرا ارتعاش بیش از حد طرف شل تسمه عمر آن را کوتاه خواهد نمود.

به طور کلی توصیه می شود فاصله مرکزی تسمه v شکل در محدوده ذیل باشد.

D<C<3(d+D)

برای شروع طراحی معمولا از C=2D شروع می‌کنیم.

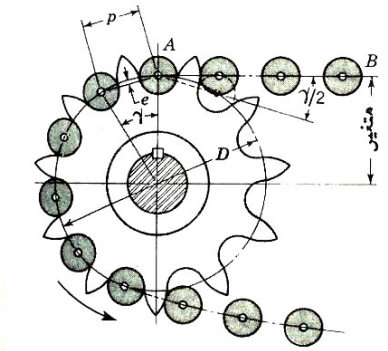
تعداد تسمه‌های مورد نیاز از رابطه زیر به دست می آید.

$$\text{تعداد تسمه‌های مورد نیاز} = \frac{\text{قدرت طراحی}}{\text{قدرت واقعی هر تسمه}}$$

۳-٤-روند طراحی و انتخاب تسمه‌های V شکل

۱- از جدول (۱۷ـ۲) نوع تسمه انتخاب می‌شود و با توجه به آن تعداد ردیفهای تسمه و همچنین حداقل قطر پولی کوچک d مشخص می‌گردد.
۲- با توجه به نسبت تبدیل مورد نیاز ،قطر پولی بزرگتر D مشخص می‌شود.
۳- با فرض اولیه $C=2D$ مقدار طول اولیه تسمه محاسبه می‌گردد.
۴- با استفاده از جداول استاندارد (۱۷ـ۳)، طول تسمه تصحیح شده و طول استاندارد انتخاب می گردد.
۵- حال با استفاده از طول استاندارد تسمه مقدار صحیح فاصله مراکز در پولی مجدداً محاسبه می‌گردد.

۳-۵-زنجیرها (Roller chain)

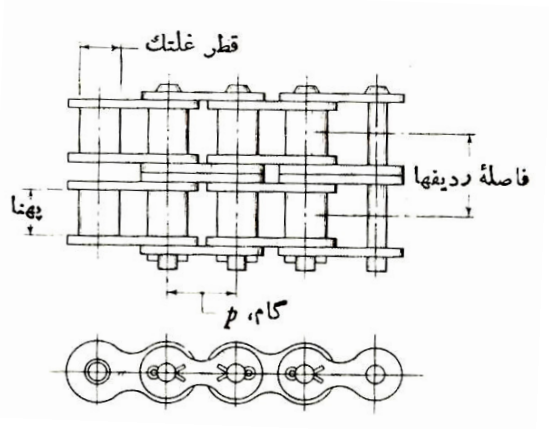


γ: زاویه گام

D: قطر دایره گام چرخ زنجیر

P: گام زنجیر

N: تعداد دندانه‌های چرخ زنجیر



با توجه به شکل داریم :

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

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

$$\Rightarrow D=\frac{P}{Sin\left(\frac{180}{N}\right)}$$

از رابطه فوق می‌توان قطر چرخ زنجیر را یافت.

همچنین سرعت حرکت زنجیر برابر است با:

$$V=\frac{\pi Dn}{60}=\frac{NPn}{60}$$

که در آن

N: تعداد دندانه‌های چرخ زنجیر

P: گام زنجیر

n: سرعت زاویه‌ای چرخ زنجیر (rpm)

زنجیرها معمولا تا ۸ ردیفه نیز ساخته می شوند هر چند که زنجیرهای ۱ تا ۴ ردیفه متداول‌ترند.

استفاده از چرخ زنجیر راننده با حداقل ۱۷ دندانه متداول‌تر است.

با این وجود اگر چرخ زنجیر ۱۹ یا۲۱ دندانه داشته باشد، عمر مورد انتظار بیشتر و صدا زنجیر کمتر خواهد بود.

چرخ زنجیرهای رانده شده با بیشتر از ۱۲۰ دندانه معمول نیست.

معمولا بهترین نسبت تبدیل ماکزیمم ۱ به ۶ است.

جدول۱۷ـ۴ اندازه‌های زنجیرغلتک‌دار تک‌ردیفهٔ استاندارد آمریکایی (ISO نوع A)

اندازهٔ زنجیر*	گام، mm	پهنا، mm	بار قطع کنندگی kN	جرم،** kg/m	قطر غلتک، mm	فاصلهٔ ردیفها، mm
۳۵(۰۶C-۱)	۹٫۵۲*	۴٫۷۸	۱۰٫۲	۰٫۳۳	۵٫۰۸	۱۰٫۱۳
۴۰(۰۸A-۱)	۱۲٫۷۰	۷٫۹۲	۱۷٫۲	۰٫۶۱	۷٫۹۲	۱۴٫۳۸
۵۰(۱۰A-۱)	۱۵٫۸۸	۹٫۵۳	۲۸٫۳	۰٫۹۸	۱۰٫۱۶	۱۸٫۱۱
۶۰(۱۲A-۱)	۱۹٫۰۵	۱۲٫۷۰	۳۸٫۵	۱٫۵۹	۱۱٫۹۱	۲۲٫۷۸
۸۰(۱۶A-۱)	۲۵٫۴۰	۱۵٫۸۸	۶۵٫۸	۲٫۵۶	۱۵٫۸۸	۲۹٫۲۹
۱۰۰(۲۰A-۱)	۳۱٫۷۵	۱۹٫۰۵	۱۰۸٫۹	۳٫۷۸	۱۹٫۰۵	۳۵٫۷۶
۱۲۰(۲۴A-۱)	۳۸٫۱۰	۲۵٫۴۰	۱۵۴٫۲	۵٫۸۲	۲۲٫۲۳	۴۵٫۲۴
۱۴۰(۲۸A-۱)	۴۴٫۴۵	۲۵٫۴۰	۲۰۸٫۷	۷٫۶۲	۲۵٫۴۰	۴۸٫۸۷
۱۶۰(۳۲A-۱)	۵۰٫۸۰	۳۱٫۷۵	۲۶۳٫۱	۹٫۸۸	۲۸٫۵۸	۵۸٫۵۵
۲۰۰(۴۰A-۱)	۶۳٫۵۰	۳۸٫۱۰	۴۳۰٫۹	۱۵٫۹۱	۳۹٫۶۷	۷۱٫۵۵

* نخستین عدد مشخصهٔ اندازهٔ ANSI است؛ پرانتزها مشخصهٔ اندازهٔ ISO را در بر گرفته‌اند.
** جدایی‌پذیر؛ اگر زنجیر برچ شده باشد جرم آن قدری کمتر است.

جدول۱۷ـ۵ اندازه‌های زنجیر غلتک‌دار تک‌ردیفهٔ استاندارد بریتانیایی (ISO نوع B)

اندازهٔ زنجیر	گام، mm	پهنا mm	بار قطع کنندگی kN	جرم kg/m	قطرغلتک، mm	فاصلهٔ‌ردیفها، mm
۰۶B-۱	۹٫۵۲	۵٫۷۲	۱۰٫۷	۰٫۳۹	۶٫۳۵	۱۰٫۲۴
۰۸B-۱	۱۲٫۷۰	۷٫۷۵	۱۸٫۲	۰٫۶۸	۸٫۵۱	۱۳٫۹۲
۱۰B-۱	۱۵٫۸۸	۹٫۶۵	۲۲٫۷	۰٫۸۵	۱۰٫۱۶	۱۶٫۵۹
۱۲B-۱	۱۹٫۰۵	۱۱٫۶۸	۲۹٫۵	۱٫۱۶	۱۲٫۰۷	۱۹٫۴۶
۱۶B-۱	۲۵٫۴۰	۱۷٫۰۲	۶۵٫۰	۲٫۷۱	۱۵٫۸۸	۳۱٫۸۸
۲۰B-۱	۳۱٫۷۵	۱۹٫۵۶	۹۸٫۱	۳٫۷۰	۱۹٫۰۵	۳۶٫۴۵
۲۴B-۱	۳۸٫۱۰	۲۵٫۴۰	۱۰۸٫۹	۶٫۷۰	۲۵٫۴۰	۴۸٫۳۶
۲۸B-۱	۴۴٫۴۵	۳۰٫۹۹	۱۳۱٫۵	۸٫۲۵	۲۷٫۹۴	۵۹٫۵۶
۳۲B-۱	۵۰٫۸۰	۳۰٫۹۹	۱۷۲٫۴	۹٫۲۲	۲۹٫۲۱	۵۸٫۵۵
۴۰B-۱	۶۳٫۵۰	۳۸٫۱۰	۲۷۲٫۲	۱۵٫۴۸	۳۹٫۳۷	۷۲٫۲۹

ظرفیت توان قابل انتقال برحسب سرعتهای مختلف چرخ زنجیر در جداول (۱۷ـ۶) و (۱۷-۷) برای چرخ زنجیرهای راننده ۱۷ دندانه‌ای آمده است (بر اساس کتاب قدیم شیگلی).

جدول (۱۷-۶)

توانهای نامی برای زنجیرغلتک‌دار تک‌ردیفه با گام متوسط براساس چرخ‌رانندهٔ ۱۷ دندانه‌ای

سرعت پینیون rev/min	توان، kW									
	ISO نوع A					ISO نوع B				
	۳۵	۴۰	۵۰	۶۰	۸۰	۰۶B	۰۸B	۱۰B	۱۲B	۱۶B
۵۰	۰٫۱۲	۰٫۲۸	۰٫۵۳	۰٫۹۴	۲٫۰۶	۰٫۱۴	۰٫۳۴	۰٫۶۴	۱٫۰۷	۲٫۵۹
۱۰۰	۰٫۲۲	۰٫۵۳	۰٫۹۸	۱٫۷۴	۴٫۰۳	۰٫۲۵	۰٫۶۴	۱٫۱۸	۲٫۰۱	۴٫۸۳
۲۰۰	۰٫۲۱	۰٫۹۸	۱٫۸۳	۳٫۲۰	۷٫۳۴	۰٫۴۷	۱٫۱۸	۲٫۱۹	۳٫۷۵	۸٫۹۴
۳۰۰	۰٫۵۸	۱٫۳۴	۲٫۶۸	۴٫۵۶	۱۱٫۶۳	۰٫۶۱	۱٫۷۰	۳٫۱۵	۵٫۴۳	۱۳٫۰۶
۵۰۰	۰٫۹۸	۲٫۲۴	۴٫۳۴	۷٫۶۹	۱۶٫۹۹	۱٫۰۹	۲٫۷۲	۵٫۰۱	۸٫۵۳	۲۰٫۵۷
۷۰۰	۱٫۲۹	۲٫۹۵	۵٫۹۱	۱۰٫۷۳	۲۳٫۲۶	۱٫۴۸	۳٫۶۶	۶٫۷۱	۱۱٫۶۳	۲۷٫۷۳
۱۰۰۰	۱٫۷۶	۳٫۹۴	۸٫۰۵	۱۴٫۳۲	۲۸٫۶۳	۲٫۰۳	۵٫۰۹	۸٫۹۷	۱۵٫۶۵	۳۴٫۸۹
۱۴۰۰	۲٫۴۲	۵٫۲۸	۱۱٫۱۸	۱۴٫۳۲	۱۸٫۴۹	۲٫۷۳	۶٫۸۱	۱۱٫۶۷	۱۸٫۱۵	۳۸٫۲۷
۱۸۰۰	۳٫۰۷	۶٫۹۸	۸٫۰۵	۱۰٫۴۴		۳٫۴۴	۸٫۱۰	۱۳٫۰۳	۱۹٫۸۵	
۲۰۰۰	۳٫۴۰	۶٫۲۶	۷٫۱۶	۸٫۵۰		۳٫۸۰	۸٫۶۷	۱۳٫۴۹	۲۰٫۵۷	
۳۰۰۰	۴٫۷۴					۴٫۶۵	۱۰٫۰۲			
۴۰۰۰	۳٫۰۴					۵٫۱۹				

جدول (۱۳-۱۲)

توانهای نامی برای زنجیر غلتک‌دار تک ردیفه با گـام بزرگ براساس چرخ‌رانندهٔ ۱۷ دندانه‌ای

سرعت پینیون rev/ min	توان، kW									
	ISO نوع A					ISO نوع B				
	۱۰۰	۱۲۰	۱۴۰	۱۶۰	۲۰۰	۲۰B	۲۴B	۲۸B	۳۲B	
۲۵	۲٫۲۴	۳٫۷۵	۵٫۸۱	۹٫۰۸	۱۱٫۸۸	۲٫۶۸	۴٫۸۳	۶٫۸۰	۱۰٫۲۰	
۵۰	۴٫۲۹	۷٫۱۵	۱۱٫۱۸	۱۵٫۶۵	۲۲٫۳۷	۵٫۱۰	۸٫۹۵	۱۲٫۵۲	۱۹٫۲۴	
۱۰۰	۷٫۹۶	۱۳٫۴۲	۲۰٫۵۷	۳۰٫۴۲	۴۲٫۰۵	۹٫۶۶	۱۶٫۹۹	۲۳٫۲۰	۳۵٫۷۹	
۲۰۰	۱۴٫۳۱	۲۵٫۰۵	۳۸٫۴۷	۵۶٫۳۶	۷۹٫۶۳	۱۷٫۹۴	۳۱٫۳۱	۴۳٫۸۴	۶۷٫۱۰	
۳۰۰	۲۱٫۴۷	۳۵٫۷۹	۵۴٫۵۷	۸۰٫۵۲	۱۱۶٫۳۱	۲۶٫۳۱	۴۵٫۰۳	۶۳٫۲۲	۹۸٫۴۲	
۴۰۰	۲۶٫۸۴	۴۶٫۵۳	۷۱٫۵۷	۱۱۱٫۸۴	۱۳۴٫۲۰	۳۴٫۲۷	۵۸٫۱۵	۸۲٫۳۱	۱۲۰٫۷۸	
۵۰۰	۳۴٫۰۰	۵۶٫۳۶	۸۹٫۴۷	۱۳۴٫۲۰		۴۲٫۰۵	۷۱٫۵۷	۹۶٫۶۳	۱۲۹٫۷۰	
۶۰۰	۳۹٫۳۷	۶۷٫۱۰	۱۰۷٫۳۰			۴۷٫۴۱	۷۸٫۲۸	۱۰۳٫۷۸		
۷۰۰	۴۴٫۷۳	۷۶٫۰۵	۸۰٫۵۲			۵۲٫۷۸	۸۴٫۹۹	۱۰۹٫۱۵		
۸۰۰	۴۹٫۲۱	۵۷٫۸۶				۵۴٫۸۷	۸۹٫۰۲			
۹۰۰	۴۰٫۲۶	۴۸٫۳۱				۵۶٫۹۶	۹۳٫۰۵			
۱۰۰۰	۳۴٫۰۰					۵۹٫۰۵				

مقدار توان انتقال یافته ارائه شده در جداول (۱۷ـ۶) و (۱۷ـ۷) با اعمال ضریب تصحیح دندانه (K_1) و ضریب چند ردیفه (K_2) اصلاح می‌گردد. همچنین مقدار کل توان منتقل شده توسط سیستم زنجیر را می‌توان از رابطه زیر محاسبه نمود:

$$H = \frac{K_1.K_2}{K_S.} H_r$$

$$\rightarrow H_r = \frac{H.K_s}{K_1.K_2}$$

H_r: توان ارائه شده برای زنجیر یک ردیفه در جداول (۱۷ـ۶) و یا (۱۷ـ۷)

K_1 : ضریب تصحیح تعداد دندانه‌ها از جدول (۱۷ـ۸)

K_2: ضریب تصحیح چند ردیفه، جدول (۱۷ـ۹)

K_s: ضریب کاربردی بار، جدول (۱۷-۱۰)

جدول (۱۷-۸)- ضریبهای تصحیح دندانهٔ K_1 براساس تعداد دندانه‌های N روی چرخ زنجیر راننده

N	K_1	N	K_1	N	K_1	N	K_1
۱۱	۰٫۵۳	۱۷	۱٫۰۰	۲۳	۱٫۳۵	۳۵	۱٫۹۵
۱۲	۰٫۶۲	۱۸	۱٫۰۵	۲۴	۱٫۴۱	۴۰	۲٫۱۵
۱۳	۰٫۷۰	۱۹	۱٫۱۱	۲۵	۱٫۴۶	۴۵	۲٫۳۷
۱۴	۰٫۷۸	۲۰	۱٫۱۸	۲۷	۱٫۵۷	۵۰	۲٫۵۱
۱۵	۰٫۸۵	۲۱	۱٫۲۶	۲۹	۱٫۶۸	۵۵	۲٫۶۶
۱۶	۰٫۹۲	۲۲	۱٫۲۹	۳۱	۱٫۷۷	۶۰	۲٫۸۰

جدول (۱۷-۹)- ضریبهای چندردیفهٔ K_2

تعدادردیف	K_2
۱	۱٫۰
۲	۱٫۷
۳	۲٫۵
۴	۳٫۳

ضریب کاربردی بار K_s برای محسوب نمودن تغییر منابع راننده و رانده شده مورد استفاده قرار می‌گیرد. طول زنجیر بایستی بر حسب گام تعیین شود. همچنین ترجیح داده می‌شود که تعداد گامها زوج باشد در غیر اینصورت به یک رابط نیاز است. تا دو سر آن در هم جفت شود.

جدول (۱۷-۱۰)-

ضریبهای کاربردی بار K_s			
	منبع راننده		
دستگاه رانده شده	موتور درونسوز با راننده هیدرولیکی	موتور یا توربین الکتریکی	موتور درونسوز با راننده مکانیکی
آرام	۱٫۰۰	۱٫۰۰	۱٫۲
شوك متوسط	۱٫۲	۱٫۳	۱٫۴
شوك سنگین	۱٫۴	۱٫۵	۱٫۷

طول تقریبی زنجیر را می‌توان از رابطه زیر محاسبه نمود:

$$L_P = \frac{L}{P} = \frac{2C}{P} + \frac{N_1 + N_2}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 (\frac{C}{p})}$$

که در آن:

L: طول زنجیر

P: گام زنجیر

C: فاصله مرکزی (توصیه می شود $30P \le C \le 50P$ در هر صورت $C \le 80P$ و $(C > \frac{1}{2}(D+d)$

N_1: تعداد دندانه‌های چرخ زنجیر کوچک (در صورت امکان فرد)

N_2: تعداد دندانه‌های چرخ زنجیر بزرگ (در صورت امکان زوج)

توجه: زنجیرهای غلتک‌دار را باید به طور مناسب روانکاری نمود تا عمر طولانی‌تری داشته باشند بدین منظور استفاده از روغنهای آلی سبک و متوسط توصیه می‌شود. استفاده از گریس به علت ویسکوزیته بالا و عدم نفوذ به داخل فاصله‌های زنجیر توصیه نمی‌شود.

۳-۶-راننده کابلی

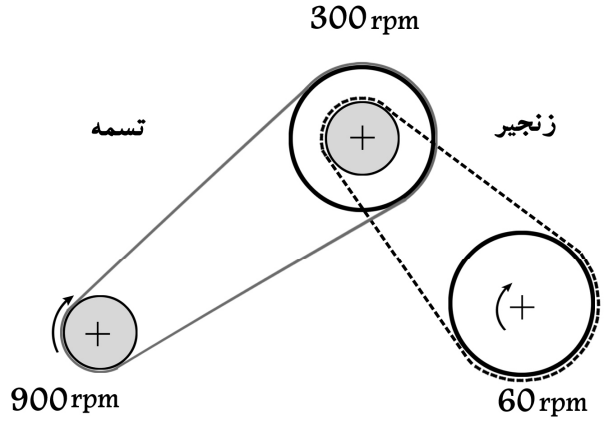
یکی از اقتصادی‌ترین روشها برای انتقال قدرت در فاصله‌های طولانی‌تر و توانهای نسبتاًبالا استفاده از کابلها می‌باشد. سرعت 25 m/sec سرعتی نسبتاً مناسب برای کسب بیشترین بازده از این نوع سیستم می‌باشد.

مثال:

یک دستگاه با موتور دیزل تک سیلندر با قدرت 12 اسب بخار و دور 900 rpm به حرکت در می‌آید. دور ابتدا توسط تسمه به $\frac{1}{3}$ کاهش یافته و سپس توسط زنجیر با کاهش دور $\frac{1}{5}$ به مصرف کننده منتقل می‌شود. ضریب اطمینان طرح را 1.5 در نظر بگیرید در ضمن محدودیت بازار ایجاب می نماید که از تسمه با مقطع 16C استفاده گردد.

الف) مشخصه‌های فنی تسمه یا تسمه‌های مورد نیاز به همراه پولی آن را محاسبه کنید.

ب) زنجیر و چرخ زنجیر مورد نیاز را محاسبه نمایید.



H= 12*746*1.5=13428 w

→ H= 13.5 Kw

الف) طراحی تسمه و چرخ تسمه

طبق جدول ۱۷ـ۲ و با توجه به قید مسئله (استفاده از تسمه با مقطع 16C) مشاهده می شود که نیاز به دو عدد تسمه V شکل با مقطع 16C می باشد.

طبق همان جدول حداقل قطر پولی تسمه 140 mm است. لذا d=140 (mm) انتخاب می کنیم.

D=3*140=420 mm قطر چرخ تسمه بزرگتر

D< C< 3 (D+d)

فرض برای شروع طراحی C=2D

C= 2 (420) = 840 (mm)

برای محاسبه طول گام تسمه‌های V شکل داریم :

$$L_p = 2C + 1.57\,(D+d) + \frac{(D-d)^2}{4C}$$

→ L_p= 2582.5 mm

از جدول ۱۷ـ۳ کتاب مقدار L_p را به صورت استاندارد انتخاب می‌کنیم. طولهای استاندارد در جدول(۱۷ـ۳) کتاب داده شده است.

L_p=2500 mm (انتخاب از جدول ۱۷ـ۳ کتاب)

اکنون با استفاده از طول استاندارد، C جدید را حساب می‌کنیم

$$2500 = 2C + 1.57(140+420) + \frac{(420-140)^2}{4C}$$

→ C= 798 (mm)

پس مشخصات تسمه ها به صورت زیر است:

دو عدد تسمه V شکل با مقطع 16C

L_p= 2500 (mm)

C= 798 (mm)

d= 140 (mm)

D= 420 (mm)

ب) طراحی زنجیر و چرخ زنجیر

N_1 = 17

N_2 = 17*5=85

H= 12 * 746* 1.5 ≈ 13.5 Kw

H_r: توان انتقالی توسط هر زنجیر

$$H_r = \frac{K_s}{K_1 K_2} H$$

از جدول (۱۷ـ۸) کتاب داریم:

K_1 = 1 (ضریب تصحیح دندانه با ۱۷ دندانه):

از جدول (۱۷ـ۹)، با فرض تک ردیفه بودن زنجیر داریم :

$K_2 = 1$

از جدول (۱۷ـ۱۰) داریم: (K_s)

$K_s = 1.2$ (با در نظر گرفتن مصرف آرام در دستگاه مصرف کننده و موتور درون سوز با راننده مکانیکی)

$\rightarrow H_r = 16.2$ Kw

از جدول (۱۷ـ۷)
$n_1=300$ rpm
$H_r=16.2$ Kw
} انتخاب زنجیر غلتک‌دار با گام بزرگ A100

از جدول (۱۷ـ۴) برای A100 ← P= 31.75 (mm) گام

قطر چرخ زنجیر کوچک: $d = \frac{P}{\sin\left(\frac{180}{N_1}\right)} = 172.79(mm)$

قطر چرخ زنجیر بزرگ: $D = \frac{P}{\sin\left(\frac{180}{N_2}\right)} = 859.23(mm)$

با فرض C= 1000 mm (با توجه به فضای در دسترس و توصیه $30P \le C \le 50P$) داریم:

طول تقریبی زنجیر: $L_p = \frac{L}{P} = \frac{2C}{P} + \frac{N_1+N_2}{2} + \frac{(N_2-N_1)^2}{4\pi^2(\frac{C}{P})}$

$L_P = \frac{L}{P} = 117.71 \Rightarrow \frac{L}{P} = 118$

حال با مقدار $\frac{L}{P}=118$ می توان مقدار واقعی فاصله بین مراکز شافتها را محاسبه نمود.

مشخصات زنجیر:

زنجیر تک ردیفه با گام بزرگ A100

$N_1 = 17$
$N_2 = 85$
d=172.79 mm
D= 859.23 mm
$\frac{L}{P}=118$
C=

- **تمرین:**

یک دستگاه با موتور دیزل تک سیلندر با قدرت 24 اسب بخار و دور 700 rpm به حرکت در می‌آید. دور ابتدا توسط تسمه به $\frac{1}{5}$ کاهش یافته و سپس توسط زنجیر با کاهش دور $\frac{2}{7}$ به مصرف کننده منتقل می‌شود. ضریب اطمینان طرح را 2 در نظر بگیرید در ضمن محدودیت بازار ایجاب می نماید که از تسمه با مقطع 22C و از زنجیر با گام متوسط استفاده گردد.

الف) مشخصه‌های فنی تسمه یا تسمه‌های مورد نیاز به همراه پولی آن را محاسبه کنید.

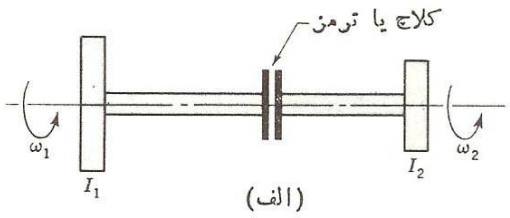
ب) زنجیر و چرخ زنجیر مورد نیاز را محاسبه نمایید.

طراحی اجزاء ۲

کلاچ , ترمز , کوپلینگ ها

فصل ٤

٤-١-کلاچها، ترمزها و چرخ لنگر (Clutches and Brakes)



(الف)

به طور کلی کلاچ و ترمز هر دو جهت از بین بردن سرعت نسبی دورانی بین دو عضو ماشین به کار می‌روند.

٤-٢-انواع کلاچها و ترمزها

۱- انواع اصطکاکی

۲- انواع مغناطیسی

۳- انواع هیدرولیکی

۴- انواع اصطکاکی

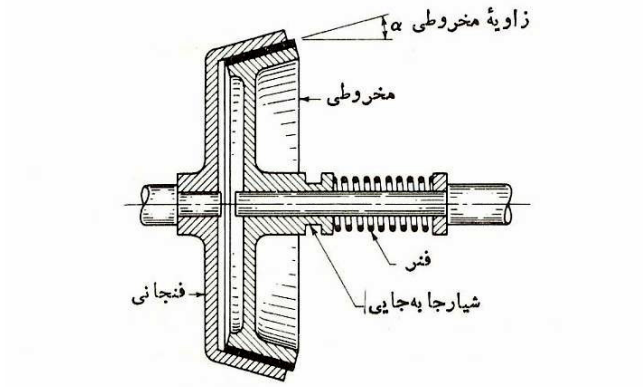
۱- کلاچ یا ترمز دیسکی (Disk Clutches and Brakes)

۲- کلاچ یا ترمز مخروطی (Cone Clutches and Brakes)

۳- ترمز کفشکی کوتاه (Short-Shoe, Dram Brake)

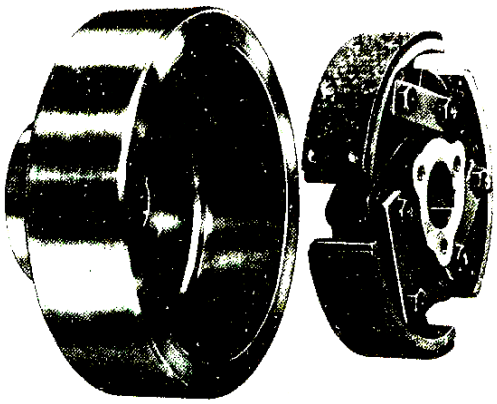
۴- ترمز کفشکی بلند (Long-Shoe Dram Brake)

٤-٤-ترمز مخروطی



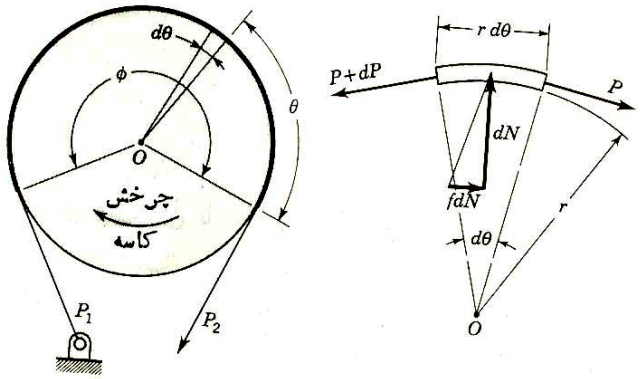
کلاچ مخروطی. این نقشه‌کمی خارج ازمقیاس است.

٤-٥-ترمز کفشکی



کلاچ دوره‌ای بازشوندهٔ داخلی‌که با نیروی گریز ازمرکز کارمی‌کند.

٤-٦-ترمز نواری (Band Brake)



نیروهای واردبر ترمز.

٤-٧-تحلیل یک ترمز

به طور کلی مراحل زیر را بایستی برای تحلیل انواع کلاچها و ترمزهای اصطکاکی طی نمود:

۱- فرض نمودن و یا تعیین توزیع فشار روی سطوح اصطکاکی

۲- پیدا نمودن رابطه‌ای میان فشار ماکزیمم و فشار در هر المان

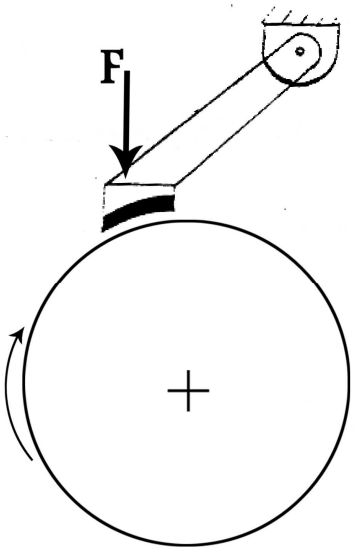
۳- به کار بردن شرایط تعادل استاتیکی برای یافتن:

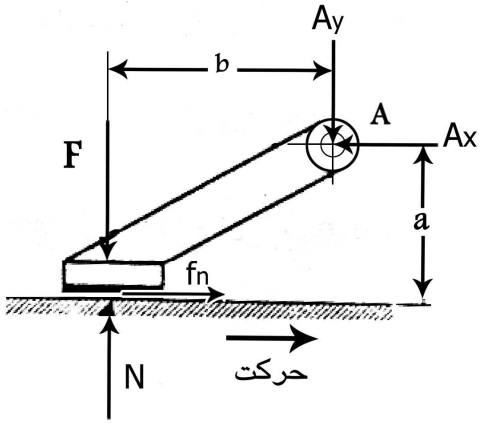
الف) نیروی محرک ترمز

ب) گشتاور ترمز

ج) نیروهای عکس العمل در تکیه‌گاه‌ها

مثال) تحلیل یک ترمز ساده برای چرخ ویلچر





دیاگرام آزاد ترمز

F: نیروی محرک ترمز

N: نیروی عمودی

A : سطح لنت ترمز

P: فشار یکنواخت در سطح لنت ترمز

N= P.A

$$\sum M_A = 0$$

$$F.b + f.N.a - N.b = 0$$

$$F = \frac{Nb - fNa}{b} = \frac{N(b - fa)}{b}$$

$$F = \frac{P.A(b - fa)}{b}$$

نیروی F حتی الامکان باید کم باشد تا برای ترمز گرفتن نیروی کمتری نیاز شود.

۸-٤-شرط خود قفلی یا شرط خود قفل کن سیستم

شرط خود قفلی برای ترمز ساده تشریح شده در مثال فوق بصورت زیر است.

b-fa=0

به عبارت دیگر شرایطی که باعث می شود نیروی محرک ترمز صفر گردد را شرط خود قفلی گویند شرط خود قفلی همواره مطلوب نیست ولی بایستی به نحوی از آن استفاده نمود که با اعمال نیروی کمی عمل ترمز کردن انجام شود, ولی پس از برداشتن نیروی F ترمز رها می شود.

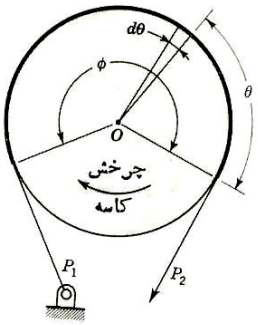
پس بهتر است که حالت زیر را برای پارامترهای b و a داشته باشیم.

$B= f'.a$

$f'= 0.75\ f$ تا $0.85\ f$

٤-۹- ترمزهای نواری (تسمه‌ای)

همیشه $P_1>P_2$ است.



$$\frac{P_1}{P_2} = e^{f\phi}$$

$$T = (P_1 - P_2)\frac{D}{2}$$

f: ضریب اصطکاک تسمه با درام ترمز

ϕ: زاویه تماس تسمه با درام ترمز (برحسب رادیان)

T: گشتاور پیچشی ترمز

P_a: ماکزیمم فشار

اثبات می‌شود که فشار با کشش در نوار متناسب است. و لذا ماکزیمم فشار P_a درلبه تسمه و در جایئکه کشش تسمه P_1 است حاصل می‌گردد و مقدار P_a ماکزیمم فشار برابر است با:

$$P_a = \frac{2P_1}{b.D}$$

که در آن:

P_1: کشش سفت تسمه

D : قطر شافت (درام ترمز)

b: پهنای تسمه

P_a: فشار ماکزیمم

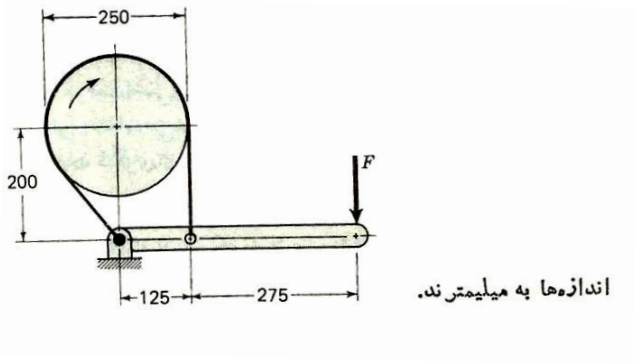
مثال

ترمزی که در شکل نشان داده شده است دارای ضریب اصطکاک f=0.3 می‌باشد و با نیروی F= 400 (N) کار می‌کند. اگر عرض نوار b برابر b= 50 (mm) باشد، کشش در دو سر نوار «تسمه» و همچنین گشتاور ترمز کنندگی چقدر است.

f= 0.3

F=400 (N)

b=50 (mm)



$$\sum M_O = 0 \Rightarrow F(275+\frac{250}{2}) = (\frac{250}{2})P_2$$

$$\Rightarrow P_2 = 1280(N)$$

$$\phi = \pi + \theta = \pi + \sin^{-1}\left(\frac{125}{200}\right) = 3.82 \ \ (rad)$$

$$\frac{P_1}{P_2} = e^{f\phi} \qquad \Rightarrow P_1 = (1280)\ e^{(0.3)(3.82)}$$

$$\Rightarrow P_1 = 4022.77(N)$$

$$T = (P_1 - P_2)\frac{D}{2} = 342.8(N.M)$$

فشار ماکزیمم ایجاد شده

$$P_a = \frac{2P_1}{bD} = \frac{2*4022.77}{(50)(250)} = 0.64(Mpa)$$

یاتاقان‌های لغزشی

٤-۱۰-روانکارها (روغن های معدنی)

از روانکارها برای ۱-کاهش اصطکاک ۲-کاهش سایش ۳-کاهش گرما بین دو بخش از ماشین که نسبت به یکدیگر حرکت نسبی دارند استفاده میشود.

از استاندارد SAE برای انتخاب روغن در ماشین ها استفاده می گردد. معمولاً به روغن موادی اضافه می‌گردد تا خواص ذیل حاصل شود (مواد افزودنی Additive) .

۱-. جاذب لجن

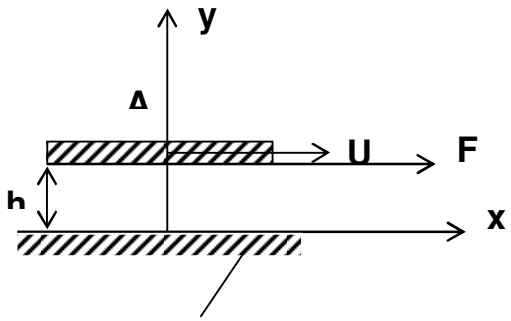
۲-. بالا بردن مقاومت روغن در برابر فشار

۳-. بالا بردن مقاومت روغن در برابر گرما (تغییرات دما)

۴-. بهبود (افزایش) عمر روغن و جلوگیری از اکسیدشدن آن

۵-. جلوگیری از زنگ‌زدگی قطعات

ویسکوزیته

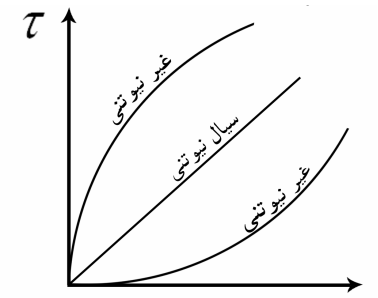


برای زمانی که فاصله کم و تغییرات سرعت نسبت به ارتفاع خطی است.

بر اساس قانون نیوتن، تنش برشی در هر لایه متناسب با گرادیان سرعت در آن لایه می باشد.

$$\tau = \frac{F}{A} \quad \Rightarrow \quad \tau = \mu \frac{du}{dy} = \mu \frac{U}{h} = \frac{F}{A}$$

μ : ثابت تناسب است و به آن ویسکوزیته مطلق گفته می شود .



ویسکوزیته مطلق را ویسکوزیته دینامیکی نیز می نامند .

واحد ویسکوزیته مطلق (μ) در سیستم SI

$$\mu = \frac{F.h}{UA} = \frac{N.m}{\frac{m}{s}.m^4} = \frac{N.S}{m^2} = Pa.S$$

$$m\ \ Pa.S = \frac{1}{1000} Pa.S$$

واحد ویسکوزیته مطلق (μ) در سیستم c g s

$$\mu = \frac{dyn.cm}{\frac{cm}{s}.cm^2} = \frac{dyn.s}{cm^2} = Poise$$

$$Z = CP = \frac{1}{100} P$$

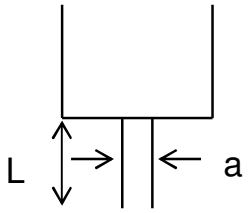
واحد ویسکوزیته مطلق (μ) در سیستم انگلیسی

$$\mu = \frac{Ib.\sec}{\frac{in}{\sec}.in^2} = \frac{Ib.\sec}{in^2} = \mathrm{Re}\, yn$$

تبدیل واحدها

$1Pa.s = 10^{-3}\ \underset{(cp)}{Z}$ $\qquad$ $1\mathrm{Reyn} = 6890\,\mathrm{Pa.S}$

در استاندارد ASTM برای تعیین ویسکوزیته از وسیله ای به نام ویسکوزیته سنج عمومی Saybolt استفاده می شود. این روش شامل اندازه گیری مدت زمان عبور 60 سی سی از روانکار در دمای مشخص از لوله های به قطر 17.6 mm و طول 12.25 mm برحسب ثانیه میباشد که نتیجه حاصل ویسکوزیته سینماتیکی را می‌دهد . از یکای $\frac{cm^2}{\sec}$ (استوک Stoke) برای ویسکوزیته سینماتیکی استفاده می شود .



γ : ویسکوزیته سینماتیکی

$$\gamma = \frac{\mu}{\rho}$$

ρ : جرم مخصوص سیال

٤-۱۱-انواع یاتاقان لغزشی

۱- روانکاری (روغنکاری) هیدرودینامیکی (Hydrodynamic Lubrication)

فاصله لقی در حد چندین میکرون است .

کاربرد در نیروگاهها برای ژنراتور ، توربین بخار و توربین گازی (یاتاقانهای ژرونال)

۲- روانکاری (روغنکاری) هیدرواستاتیک (Hydro Static Lubrication)

۳-. روغن کاری الاستو هیدرودینامیکی (Elasto Hydrodynamic Lubrication)

۴- روانکاری (روغن کاری) مرزی (Boundary Lubrication)

٤-۱۲-نظریه هیدرودینامیکی

قانون پتروف $f = 2\pi^2 \frac{\mu N}{P}\frac{r}{c}$

$$p = \frac{w}{2rL}$$

c : لقی شعاعی بین محور و پوسته یاتاقان

f : ضریب اصطکاک

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{h^3}{\mu}\frac{\partial P}{\partial x}\right) - \frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{h^3}{\mu}\frac{\partial P}{\partial z}\right) = -6U\frac{\partial h}{\partial x}$$

معادله حل تحلیلی ندارد و حل‌های تقریبی با استفاده از روشهای عددی و ترسیمی انجام می شود .

$$\frac{r}{c}f = \phi\left[\left(\frac{r}{c}\right)^2 \frac{\mu N}{P}\right]$$

$$Summerfeld\ number = S = \left(\frac{r}{c}\right)^2 \frac{\mu N}{P}$$

ضمیمه ۱- نمونه سوالات امتحان (کتاب باز)

مسئله ۱ (امتحان پایان ترم مورخ ۸۵/۳/۲۷)

یک گیربکس، 55 kw را انتقال می‌دهد، دور ورودی به گیربکس 2500 rpm و دور خروجی از آن 550 rpm می‌باشد. جنس پینیون از فولاد با $s_{ut} = 850Mpa$ ، $s_y = 670Mpa$ و جنس چرخدنده از چدن چکش‌خوار با $s_{ut} = 700Mpa$ ، $s_y = 600Mpa$ می‌باشد و قابلیت سخت‌کاری سطحی هر یک از آنها 460BHN است.

برای گیربکس فوق الذکر کلیه مشخصات اولیه ساخت چرخدنده‌های ساده را براساس حداقل حجم ممکن محاسبه نمایید. زاویه فشار را 20 درجه، ضریب اطمینان طرح را 3.8 ، قابلیت اعتماد را % 99 و برای منبع قدرت شوک متوسط و برای مصرف کننده نیز شوک متوسط در نظر بگیرید.

حل (با استفاده از کتاب شیگلی) :

داده‌های مسأله :

$$p = 55kw$$

$$n_i = 2500rpm$$

$$n_\circ = 550rpm$$

جنس پینیون (فولاد) $\begin{cases} S_{ut} = 850Mpa \\ S_y = 670Mpa \end{cases}$ و جنس Gear (چدن چکش خوار) $\begin{cases} S_{ut} = 700Mpa \\ S_y = 600Mpa \end{cases}$

460 BHN

چرخدنده‌های سالم با حداقل حجم

$\phi_n = 20^\circ$

دارای شوک متوسط $\rightarrow$ منبع قدرت و $S.F. = 3.8$

دارای شوک متوسط $\rightarrow$ مصرف کننده و $R = 99\%$

$$\frac{n_i}{n_\circ} = \frac{2500}{550} = \frac{50}{11}$$

$$\phi_n = 20^\circ \rightarrow N_{p\,|min} = 18 \xrightarrow{\text{با توجه به نسبت}} N_P = 22 \square$$

$$\rightarrow N_G = 22 * \frac{50}{11} = 100 \square$$

$J_{G=100/22} \approx 0.445 \square$ و $J_{p=22/100} = 0.38 \rightarrow$ ج (۱۳-٤) کتاب شیگلی

$$J_p * (S_{ut})_p = 0.38 * 850 = 323$$

$$J_G * (S_{ut})_G = 0.445 * 700 = 311.5$$

$$\rightarrow J_p (S_{ut})_p > J_G (S_{ut})_G$$

پس چرخدنده Gear از لحاظ خستگی خمشی ضعیف‌تر است و پینیون از لحاظ خستگی سطح بحرانی‌تر است:

ش (۱۳-۲۵) کتاب شیگلی $\xrightarrow[k_b=0.9 \text{ فرض}]{S_{ut}=700Mpa} k_a = 0.72$ □

ج (۱۳-۸) $\xrightarrow{R=99\%} k_c = 0.814$ □

$$k_d = k_e = 1$$

ش (۱۳-۲۶) $\xrightarrow{S_{ut}=700Mpa} k_f = 1.33$

$$\rightarrow S_e = (0.72)(0.9)(0.814)(1)(1)(1.33)(0.5 * 700) = 245.5Mpa$$ □

$$I = \frac{Sin\phi.Cos\phi}{2} * \frac{(\frac{50}{11})}{(\frac{50}{11})+1} = 0.1317$$

ج (۱۳-۱۱) $\rightarrow C_p = 181$ (فولاد + چدن چکش خوار) $(Mpa)^{\frac{1}{2}}$ □

$$T_p = \frac{55 * 10^3}{2500 * \frac{2\pi}{60}} = 210.1N.m$$

$$T_G = T_p * (\frac{50}{11}) = 954.93N.m \approx 955N.m$$

ج (۱۳-۹) $\rightarrow k_o = 1.75$ (شوک متوسط / متوسط)

ج (۱۳-۱۰) $\rightarrow k_m = 1.6$ فرض (انتخاب)

$n_G = (1.75)(1.6)(3.8) = 10.64$ فرض

$k_v = 0.5$ فرض اولیه

$X = 10$ فرض اولیه

$J_G = J_{100/22} = 0.445$ تقریبی (از جدول ۱۳-٤)

$$S'_{es} = 2.76HB - 70 \approx 1200Mpa$$

$$\rightarrow S_{es} = \frac{C_L.C_H}{C_T.C_R} S'_{es}$$

ج (۱۳-۱۲) $\xrightarrow{R=99\%} C_R = 1.0$

ج (۱۳-۱۲) $\rightarrow C_L = 1.0$ و $C_T = 1.0 (T < 120^\circ C)$

$C_H = 1.0$ (برای چرخدنده‌های ساده)

$$\rightarrow S_{es} = \frac{1*1}{1*1} S'_{es} = 1200Mpa$$ □

برای حالت خستگی سطح پینیون داریم :

$$m^3 = (\frac{C_p}{S_{es}})^2 \frac{2T_P n_G *10^3}{xN_p^2 k_v I} = (\frac{181}{1200})^2 \frac{(2)(210.1)(10.64)(10^3)}{(10)(22)^2(0.5)(0.1317)} = 319.15$$

$\rightarrow m = 6.83mm$ خستگی سطح پینیون

برای حالت خستگی خمشی Gear داریم (لازم به توضیح است که هر چرخدنده‌ای که دارای $J.S_{ut}$ کمتری باشد از لحاظ خستگی خمشی بحرانی‌تر است) :

$$m^3 = \frac{2Tn_G *10^3}{xNJk_v S_e} = \frac{(2)(955)(10.64)(10^3)}{(10)(100)(0.445)(0.5)(245.5)} = 372.04$$

$\rightarrow m = 7.2mm$ خستگی خمشی Gear

لذا مشاهده می‌شود که در کل چرخدنده Gear از لحاظ خستگی خمشی بحرانی‌تر است و مدول استاندارد 7 می‌تواند جواب باشد حال بایستی ضریب اطمینان مجدداً چک شود.
خلاصه نتایج اولیه :

$N_P = 22$

$N_G = 110$

$m = 7$ جواب $\rightarrow F = 11*7 = 77(mm)$

$d_P = mN_P = 154$

$d_G = mN_G = 700$

$a = m = 7mm$

$c.d = 427mm$

(توضیح: در این مسئله مدول چرخدنده ها برابر هفت میلیمتر در نظر گرفته شد لذا برای رسیدن به ضریب اطمینان مورد نظر مسئله مقدار X از حالت بحرانی خستگی خمشی Gear برابر ۱۱ بدست می آید.)

حال بایستی با توجه به مقادیر فوق مجدداً ضریب اطمینان چرخدنده ها بررسی شود.
(ادامه کار به عهده دانشجو).

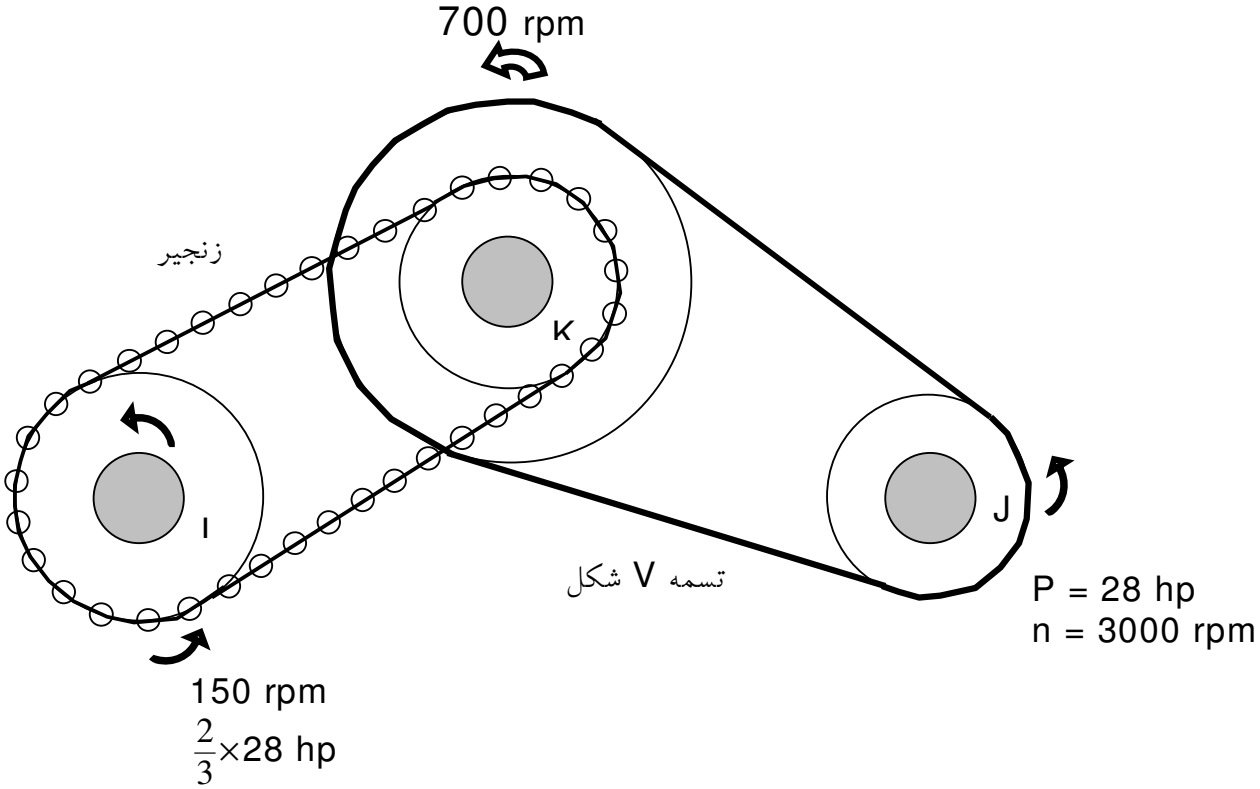
مسئله ۲ (امتحان پایان ترم ، مورخ ۱۳۸۵/۳/۲۷)

شکل زیر، انتقال قدرت از یک موتور دیزل با مشخصات $P = 28hp$ و $n = 3000rpm$ را توسط سیستم تسمه و زنجیر نشان می‌دهد. قدرت از طریق پولی روی شافت J و به کمک تسمه/های V شکل به شافت K که سرعتی معادل 700(rpm) دارد منتقل می‌گردد. در اینجا $\frac{1}{3}$ توان از انتهای محور به مصرف کننده اول منتقل می‌شود و بقیه آن به کمک زنجیر/ها به شافت L با سرعت دورانی 150(rpm) انتقال یافته و به مصرف کننده دوم می‌رسد. مطلوب است :

الف- محاسبه تعداد و مشخصه‌های فنی تسمه(های) مورد نیاز با مقطع C 32 و طرح پولی‌های مربوطه (۲۰ نمره).

ب- طراحی و انتخاب زنجیر(های) مناسب با گام متوسط (ISO نوع A) و طرح چرخ زنجیرهای مربوطه (۲۵ نمره).

ضریب اطمینان طرح را 2.3 و برای مصرف کننده شوک سنگین در نظر بگیرید.



حل :

الف- طراحی تسمه V شکل با مقطع C 32 :

$P = 28hp$

$S.F = 2.3$

$\rightarrow H = 28hp * 746 * 2.3 = 48042.4w \approx 48kw$ □

$\xrightarrow{For\,32C}$ از ج (۲-۱۷)

$= 1.3 - 39kw$ توان قابل انتقال توسط هر تسمه V شکل با مقطع C 32

$\rightarrow$ تعداد تسمه‌های مورد نیاز $= \frac{48}{39} = 1.23 \rightarrow$

□ عدد 2 = تعداد تسمه‌های مورد نیاز با مقطع C 32

$d_{min} = 355mm \rightarrow d = 357mm$ □ انتخاب

$\rightarrow D = 357 * \frac{30}{7} = 1530mm$ □

$D < C < 3(D + d) \rightarrow C \approx 2D = 3060mm$

$\rightarrow L_p = 2C + 1.57(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4C} = 9195mm$ □

$\rightarrow L_p = 8850$ یا $9240mm$ از ج (۳-۱۷)

$C =$ ✓ واقعی $\rightarrow$ انتخاب طول استاندارد برای تسمه با مقطع C 32

مشخصات تسمه V شکل با مقطع C 32 :

تسمه V شکل با مقطع C 32

عدد 2 = تعداد

$L_p = 8850mm$ یا $6180mm$

$d = 357mm$ و $D = 1530mm$

$C =$ mm

ب- طراحی زنجیر با گام متوسط (ISO نوع A) :

$= 48 * \frac{2}{3} = 32kw$ □ توان انتقال یافته توسط زنجیر

$= \frac{700}{150} = \frac{14}{3}$ □ نسبت تبدیل

$N_1 = 15$ یا $18 \rightarrow N_2 = 18 * \frac{14}{3} = 84$ □ انتخاب

H_r : توان انتقالی توسط هر زنجیر

$$H_r = \frac{k_S}{k_1 k_2} H$$

$\rightarrow k_1 = 1.05$ (ضریب تصحیح تعداد دندانه‌ها) ج (۸-۱۷)

(با فرض استفاده از زنجیر تک ردیفه) $k_2 = 1 \rightarrow$ ج (۹-۱۷)

(دیزل + شوک سنگین در مصرف کننده) $k_s = 1.7 \rightarrow$ ج (۱۰-۱۷)

$$\rightarrow H_r = \frac{1.7}{(1.05)(1)} * 32 = 51.81(kw)$$

با توجه به جدول (۶-۱۷) مشاهده می‌شود که با توان فوق نمی‌توان زنجیر تک ردیفه با گام متوسط نوع A انتخاب نمود حال زنجیر چهار ردیفه را در نظر می‌گیریم: (برای حالتهای دو و سه ردیفه نیز جوابی حاصل نمی شود)

$$\text{ج (۹-۱۷)} \xrightarrow{\text{فرض چهار ردیفه}} k_2 = 3.3$$

$$\rightarrow H_r = \frac{1.7}{(1.05)(3.3)} * 32 = 15.7(kw)$$

(زنجیر چهار ردیفه با گام متوسط) $\rightarrow$ ISO A80 از ج (۶-۱۷)

$$\text{ج (۴-۱۷)} \xrightarrow{A80} p = 25.40mm \square$$

$$d = \frac{p}{\sin(\frac{180}{N})} = \frac{25.40}{\sin(\frac{180}{18})} = 146.273mm \square$$

$$D = \frac{25.40}{\sin(\frac{180}{84})} = 679.3mm \square$$

$$\frac{L}{p} = \frac{2C}{p} + \frac{N_1 + N_2}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{2\pi^2(\frac{C}{p})} \xrightarrow{\text{با فرض } C=700mm}$$

$\frac{L}{p} = 114.1 \rightarrow \frac{L}{p} = 116$ انتخاب زوج $\square$

مشخصات زنجیر :

ISO type A80

زنجیر چهار ردیفه

$N_1 = 18$

$N_2 = 84$

$d = 146.273mm$

$D = 679.3mm$

$\frac{L}{p} = 116 (for\ C = 700mm)$

$C = \checkmark$

مسئله ۳ (امتحان پایان ترم مورخ ۸۵/۳/۲۷)

در صورت امکان بالبرینگ شیار عمیق تک ردیفه ساده‌ای (DGBB) برای شرایط ذیل انتخاب نمایید.

بار شعاعی (N) 8000، بار محوری (N) 5500 و سرعت دورانی محور (rpm) 1500 می‌باشد و همچنین حداقل قطر نشیمن‌گاه یاتاقان (قطر محور) 75 میلی‌متر برآورد شده است و نوع ماشین ایجاب می‌کند که حداقل عمر مفید مطلوب یاتاقان 70000 ساعت باشد. در ضمن حداقل بار شعاعی مورد نیاز برای یاتاقان، ضریب اطمینان استاتیکی و نوع روغن مناسب برای یاتاقان را تعیین نمایید. برای محاسبات، ضریب قابلیت اعتماد را $R = 94\%$ ، سطح آلودگی (Concentration level) را برای روغن ناچیز (یعنی Slight Contamination) و دمای کارکرد یاتاقان را $T = 70^\circ C$ در نظر بگیرید. در صورتی که انتخاب یاتاقان از کاتالوگ SKF ممکن نباشد دلیل و پیشنهادهای خود را (حداقل سه پیشنهاد) جهت یک طراحی و انتخاب مناسب ارایه نمایید.

حل : طراحی و انتخاب یاتاقان DGBB ،

داده‌های مسأله :

$$F_r = 8000(N) \quad و \quad F_a = 5500(N)$$

$$n = 1500rpm \quad و \quad d = 75(mm)$$

ساعت $= 70000$ عمر مفید مورد نیاز

Slight Cont. و $T = 70^\circ C$ و $R = 94\%$

با توجه به مقدار بار شعاعی نسبتاً بالا، انتخاب اول از جدول SKF برای $d = 75mm$ را یاتاقان شماره 6415 در نظر می‌گیریم.

$$\text{از کاتالوگ SKF} \xrightarrow{\text{انتخاب}} 6415(DGBB)\begin{cases} d = 75mm \\ D = 190mm \\ C = 153KN \\ C_0 = 114KN \\ p_u = 4.15KN \\ K_r = 0.035 \\ f_a = 12 \end{cases}$$

$$f_0 \frac{F_a}{C_0} = (12)\frac{5.5}{114} = 0.579 \xrightarrow[SKF]{Table4} \begin{cases} e \approx 0.247 \\ X = 0.56 \\ Y \approx 1.79 \approx 1.8 \end{cases}$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{5500}{8000} = 0.688 > e \rightarrow p = XF_r + YF_a$$

$$\rightarrow p = (0.56)(8000) + (1.8)(5500) = 14.38KN$$

$$L_{10} = (\frac{C}{p})^3 = (\frac{153}{14.38})^3 = 1204.5 \text{ میلیون دور}$$

$$\rightarrow L_{10h} = \frac{10^6}{60n} L_{10} = 13383 \text{ ساعت}$$

$$d_m = \frac{D+d}{2} = 132.5(mm)$$

$$\rightarrow \eta_c = 0.6 \text{ جدول ٤ کاتالوگ SKF}$$

$$\rightarrow \nu_1 = 8 \text{ نمودار ۵ کاتالوگ SKF}$$

$$\rightarrow \begin{cases} \nu = 22 \\ ISOVG22 \end{cases} \text{ نمودار ۶ کاتالوگ SKF} \quad \text{نوع روغن}$$

$$\left.\begin{aligned} k &= \frac{\nu}{\nu_1} = 2.75 \\ \eta_c \frac{p_u}{p} &= 0.173 \end{aligned}\right\} \xrightarrow[\text{کاتالوگ SKF}]{\text{نمودار ۱ ص ٥٤}} a_{SKF} \approx 15$$

$$\xrightarrow{R=94\%} a_1 = 0.72 \text{ از جدول صفحه 53 ، SKF}$$

$$L_{nm} = a_1 a_{SKF} (\frac{C}{p})^2$$

$$\rightarrow L_{6m} = (0.72)(15)(\frac{153}{14.38})^3 = 13008.33 \text{ میلیون دور}$$

$$\rightarrow L_{6mh} = L_{6m} \frac{10^6}{60n} = 144536.95 \text{ ساعت} > 70000 \text{ ساعت}$$

مشاهده می‌شود که یاتاقان DGBB به شماره 6415 از کاتالوگ SKF برای منظور فوق مناسب است برای اطمینان بیشتر می‌توان یاتاقانی ضعیف‌تر از آن به شماره 6315* را نیز مورد بررسی قرار داد. (به عهده دانشجو)

$$p_0 = 0.6F_r + 0.5F_a$$

$$p_0 = \max(F_r, 0.6F_r + 0.5F_a) = \max(8000, 7550)$$

$$\rightarrow p_0 = 8000(N)$$

$$S_0 = \frac{C_0}{p_0} \rightarrow S_0 = \frac{C_0}{p_0} = 14.25 \text{ Ok (Acc. To table 10 page 77)}$$

$$F_m = k_r (\frac{\nu_1 n}{1000})^{\frac{2}{3}} (\frac{d_m}{100})^2 = 0.322 \ KN \text{ می‌نیمم بار شعاعی}$$

ضمیمه ۲- نمونه سؤالات امتحان (کتاب بسته)

۱- عمر پایه (Basic Life) و همچنین ظرفیت دینامیکی یاتاقان را تعریف نمایید.

۲- مفهوم عمل مزدوج در یک جفت چرخدنده چیست.

۳- موارد کاربرد تسمه و زنجیر چیست (حداقل دو مثال برای کاربرد هر یک ارایه نمایید).

۴- چهار نوع از انواع یاتاقانهای لغزشی (انواع روانکاری) را بیان نمایید و برای هر یک از آنها حداقل دو مثال ارایه نمایید.

۵- مفهوم خود قفلی برای یک ترمز چیست؟ و چه استفاده‌ای از آن برای طراحی ترمز می‌شود. همچنین دلایل برتری ترمز و یا کلاچ نوع مخروطی نسبت به ترمز و یا کلاچ نوع دیسکی را بیان نمایید.

۶- یک گیربکس کاهنده (با نسبت کاهش دور $\frac{2}{19}$) در دو مرحله دور ورودی به گیربکس را کاهش می‌دهد به عبارت دیگر این گیربکس دارای سه شافت و چهار چرخدنده است که یک شافت ورودی و یک شافت خروجی دارد. نسبت کاهش دور در هر مرحله را به نحوی محاسبه نمایید تا گیربکس کمترین حجم ممکن را داشته باشد. در این حالت تعداد دندانه‌های هر یک از چهار چرخدنده را تعیین نموده و شکل شماتیک گیربکس را رسم نمایید.

۷- مفهوم طراحی چیست؟

۸- انواع یاتاقانهای غلتشی را نام ببرید و مزایا و معایب هر یک را بیان نمایید.

۹- ظرفیت دینامیکی و استاتیکی یک یاتاقان غلتشی را تعریف نمایید.

۱۰- پارامترهای مؤثر روی عمر یاتاقانهای غلتشی را نام ببرید.

۱۱- انواع مهم چرخدنده‌ها را نام برده و ویژگیهای هر طبقه نسبت به دیگری را بیان نمایید.

۱۲- مدول، گام قطری و گام دایره‌ای را تعریف نمایید.

۱۳- تفاوت بین لقی شعاعی و Backlash چیست؟

۱۴- مفهوم نسبت درگیری و تداخل چیست؟

۱۵- حداقل تعداد دندانه‌های یک چرخدنده استاندارد به چه پارامترهایی وابسته است؟

۱۶- چرخدنده راستگرد و چپگرد چیست؟ و چرخدنده دنده جناقی (Double helical) به چه دلیل مورد استفاده قرار می‌گیرد؟

۱۷- ویژگی‌های چرخدنده‌های حلزونی چیست؟

۱۸- انواع تسمه‌ها را نام ببرید و ویژگیهای هر یک را بیان نمایید.

۱۹- انواع ترمزها و کلاچ‌ها را نام ببرید.

۲۰- انواع ترمزهای نوع اصطکاکی را بیان نمایید (به همراه مثال)

ضمیمه ۳- نمونه مسایل حل شده توسط دانشجویان

(حل مسایل توسط آقای علی طاطاوی نژاد)

توجه: در صورت مشاهده هرگونه اشکال در حل مسایل زیر، لطفا به اینجانب اطلاع دهید تا نسبت به اصلاح آن اقدام شود

تمرین فصل ۲: طراحی چرخدنده

از یک گیر بکس با نسبت تبدیل ۱۵ به ٤ می خواهیم توان ۱۷ KW را انتقال دهیم. دور ورودی به گیر بکس $n_i = 1500_{rpm}$ می باشد و همچنین جنس Gear از فولاد با مشخصات ($S_y = 480_{MPa}$, $S_{ut} = 650_{MPa}$) و جنس Pinion از فولاد با مشخصات ($S_y = 590_{MPa}$, $S_{ut} = 856_{MPa}$) می باشد.

الف) طراحی چرخ دنده ی ساده

ب) طراحی چرخ دنده ی هلیکال

برای حل مسئله زاویه ی فشار را 20° و قابلیت آبکاری (سختی سطح چرخ دنده) این دو فولاد را تا ٤۳۰ BHN در نظر بگیرید. همچنین ضریب اطمینان طرح را ۳ در نظر بگیرید.

حل:

الف) طراحی چرخدنده ساده

$\phi_n = 20^\circ$

$N_p = 20 \rightarrow N_G = 75$

برای Gear :

$S_e' = \frac{1}{2} S_{ut} = 325_{MPa}$

$K_a = 0.73$, $K_b = 0.9$, $K_c = K_d = K_e = 1$, $K_f = 1.33$

$S_e = K_a . K_b . K_d . K_e . K_f . S_e' = 283.988_{MPa}$

$J_G = 0.426249$

برای Pinion :

$S_e' = 428_{MPa}$

$K_a = 0.69$, $K_b = 0.799284$, $K_c = K_e = K_d = 1, K_f = 1.33$

$S_e = 313.939 \ _{MPa}$

$$T_p = \frac{H}{n_i(\frac{2\pi}{60})} = 108.225_{N.m} \ \rightarrow \ T_G = 405.844_{N.m}$$

$K_o = 1.25$, $K_m = 1.6$

برای خستگی خمشی:

فرضیات:

$n_G = K_o.K_m.n = 6$

$K_v = 0.5$, x=10

$$m^3 = \frac{2Tn_G 10^3}{XNJK_v S_e}$$

برای Pinion :

$m^3 = 113.886 \rightarrow m = 4.84714_{mm}$

برای Gear :

$m^3 = 107.287 \rightarrow m = 4.7517_{mm}$

برای خستگی سطح Pinion داریم:

$C_p = 191 \ _{MPa^{\frac{1}{2}}}$

$S_c = 2.76 \times 730 - 70 = 1116.8 \ _{MPa}$

$C_T = C_H = C_L = 1$, $C_r = 0.8$, $s_H = \frac{C_L \times C_H}{C_T \times C_R} \times S_c = \frac{1116.8}{0.8} = 1396$

$$I = \frac{\sin\phi_n \cos\phi_n}{2} \times \frac{\frac{N_G}{N_p}}{\frac{N_G}{N_p}+1} = 0.126866$$

$m^3 = 95.8141 \rightarrow m = 4.5759_{mm}$

پس حالت بحرانی در خستگی خمشی برای Pinion اتفاق می افتد.

مدول های زیر برای طراحی مناسب به نظر می آیند:

مدول استاندارد $m \Rightarrow 4 , 4.5 , 5$

مدول m=4.5 انتخاب می شود.

$$m=4.5_{mm} \rightarrow d_p=90_{mm} \ , \ d_G=337.5_{mm}$$

$$V=\frac{\pi d_p n_i}{60}=7.06858 m/s \ , \ K_v=\frac{6}{6+v}=0.459116$$

$$\left.\begin{matrix} K_v \\ m \end{matrix}\right\} \Rightarrow m^3=\frac{2T.N_G.10^3}{X.N.J.K_v.S_e} \Rightarrow X=13.9431 \rightarrow X=14$$

$$F=4.5\times x=63_{mm}$$

$$\left.\begin{matrix} x=14 \\ m^3=4.5 \end{matrix}\right\} \Rightarrow m^3=\frac{2T.NG.10^3}{X.N.J.K_v.S_e} \Rightarrow n_G=6.17162$$

$$n=\frac{n_G}{k_o \times k_m}=3.08581 \ \ OK$$

پس مشخصات چرخدنده های طراحی شده به شرح زیر است.

$$m=4.5_{mm}$$

$$a=m=4.5_{mm}$$

$$b=1.25m=5.625_{mm}$$

$$d_P=mN_P=90_{mm} \ , \ d_{OP}=99_{mm}$$

$$d_G=mN_G=337.5_{mm} \ , \ d_{OG}=346.5_{mm}$$

$$F=14\times m=63_{mm}$$

$$C.D=\frac{d_p+d_G}{2}=213.75_{mm}$$

ب) طراحی چرخدنده هلیکال

$$\phi_n=20^\circ \rightarrow N_P=20 \rightarrow N_G=75$$

با انتخاب $\psi=15^\circ$ داریم:

برای Gear :

$$J_G=0.5425$$

$$S_e=283.988 \ MPa$$

$$T_G=405.844$$

برای Pinion :

$$J_P=0.46$$

$$S_e=313.939 \ MPa$$

$$T_P=108.225 \ N.m$$

فرضیات:

$K_V = 0.85$, I=0.2 , X=10

K_O=1.25 , K_m=1.5 $\Rightarrow$ n_G=K_O.K_m.n=5.625

مدول خمشی Gear :

$m_n^3 = 43.373 \rightarrow m_n = 3.5135_{mm}$

مدول خمشی Pinion :

$m_n^3 = 46.2717 \rightarrow m_n = 3.59009_{mm}$

برای خستگی سطح Pinion :

$C_P = 191_{MPa^{1/2}}$, $S_e = 1116.8_{MPa}$

$C_T = C_L = C_H = 1\ C_R = 0.8$, $S_{es} = 1396_{MPa}$

$m^3 = 31.2719 \rightarrow m = 3.15054_{mm}$

بنابراین خستگی خمشی Pinion بحرانی می باشد.

انتخاب مدول استاندارد:

$m = 3.5_{mm}$

$d_P = \frac{m_n.N_P}{\cos\psi} = 72.4693_{mm}$

$V = \frac{\pi d_P.n_i}{60} = 5.69173_{m/s} \rightarrow K_V = \sqrt{\frac{78}{78+\sqrt{200V}}} = 0.835496$

$m_n^3 = \frac{2\times T.n_G.\cos^2\psi\times 10^3}{X.N.K_V.J} \Rightarrow X = 10.9796 \rightarrow X = 11$

$F = m_n \times X = 38.5_{mm}$

$\left.\begin{matrix} X = 11 \\ m_n = 3.5 \end{matrix}\right\} \rightarrow m_n^3 = \frac{2\times T.n_G.\cos^2\psi\times 10^3}{X.N.K_V.J} \rightarrow n_G = 5.63546$

$n = \frac{n_G}{C_O.C_m} \rightarrow n = 3.00558 \quad OK$

پس مشخصات چرخدنده های طراحی شده به شرح زیر خواهد بود.

$m_n = 3.5_{mm}$, a=m_n = 3.5_{mm} , b=1.25m=4.375_{mm}

$d_P = \frac{m_n.N_P}{\cos\psi} = 72.4693_{mm}$, $d_{OP} = 79.4693_{mm}$

$$d_G = \frac{m_n . N_G}{\cos\psi} = 271.76_{mm} \ , \ d_{OG} = 278.76_{mm}$$

$$F = m_n \times X = 38.5_{mm} \ , \ C.D = \frac{d_P + d_G}{2} = 172.15_{mm}$$

تمرین فصل ۳: طراحی تسمه و زنجیر

یک دستگاه با موتور دیزل تک سیلندر با قدرت ۲٤ اسب بخار و دور ۷۰۰ rpm به حرکت در می آید. دور در ابتدا توسط تسمه به $\frac{1}{5}$ کتهش یافته و سپس توسط زنجیر با کاهش دور $\frac{2}{7}$ به مصرف کننده منتقل می شود. ضریب اطمینان طرح را ۲ در نظر بگیرید. در ضمن محدودیت بازار ایجاب می نماید که از تسمه با مقطع 22C استفاده گردد.

الف) مشخصه های فنی تسمه یا تسمه های مورد نیاز به همراه پولی آن را محاسبه کنید.

ب) زنجیر و چرخ زنجیر مورد نیاز را محاسبه نماید.

حل:

الف) طراحی تسمه:

$$22C \ \rightarrow \ d = 224_{mm} \ \rightarrow \ D = 1120_{mm}$$
$$n = 2 \ \rightarrow \ H = 24 \times 746 \times 2 = 35808_W$$

۳ عدد تسمه ی 22C مورد نیاز است.

$$C = 2D = 2240_{mm} \ \rightarrow \ L_P = 6679.68_{mm}$$

طول استاندارد برای تسمه $\Rightarrow L_P = 6920_{mm}$ $C = \begin{pmatrix} 42.4773_{mm} \\ 2362.48_{mm} \end{pmatrix}$ OK

پس مشخصات تسمه های V شکل به شرح زیر می باشد:

۳ عدد تسمه V شکل با مقطع 22C

$$L_p = 6920_{mm}$$
$$C = 2362.48_{mm}$$
$$d = 224_{mm}$$
$$D = 1120_{mm}$$

ب) طراحی زنجیر:

$$H = 35808_{w}$$

$$N_1 = 18 \rightarrow N_2 = 18 \times \frac{7}{2} = 63$$

برای مصرف آرام در موتور درونسوز با راننده مکانیکی:

$$K_s = 1.2$$

برای ۱۸ دندانه

$$K_1 = 1.05$$

برای دو ردیف دندانه

$$K_2 = 1.7$$

$$H_r = \frac{H \times K_s}{K_1 \times K_2} = 24.0726_{kw}$$

با توجه به جدول از دو ردیف زنجیر ISO A140 با گام بزرگ استفاده می شود.

$$ISO\ A140 \rightarrow P = 44.45 \rightarrow d = \frac{P}{\sin(\frac{180}{N_1})} = 225.977_{mm}$$

$$D = \frac{P}{\sin(\frac{180}{N_2})} = 891.749_{mm}$$

$$30p \leq C \leq 50P \rightarrow 1333.5 \leq C \leq 2222.5$$

فرض :

$$\Rightarrow\ C = 1500_{mm}$$

$$L_p = \frac{L}{P} = 109.512 \Rightarrow \frac{L}{P} = 110 \Rightarrow C = \begin{cases} 33.5339 \\ 1511.1 \quad \text{OK} \end{cases}$$

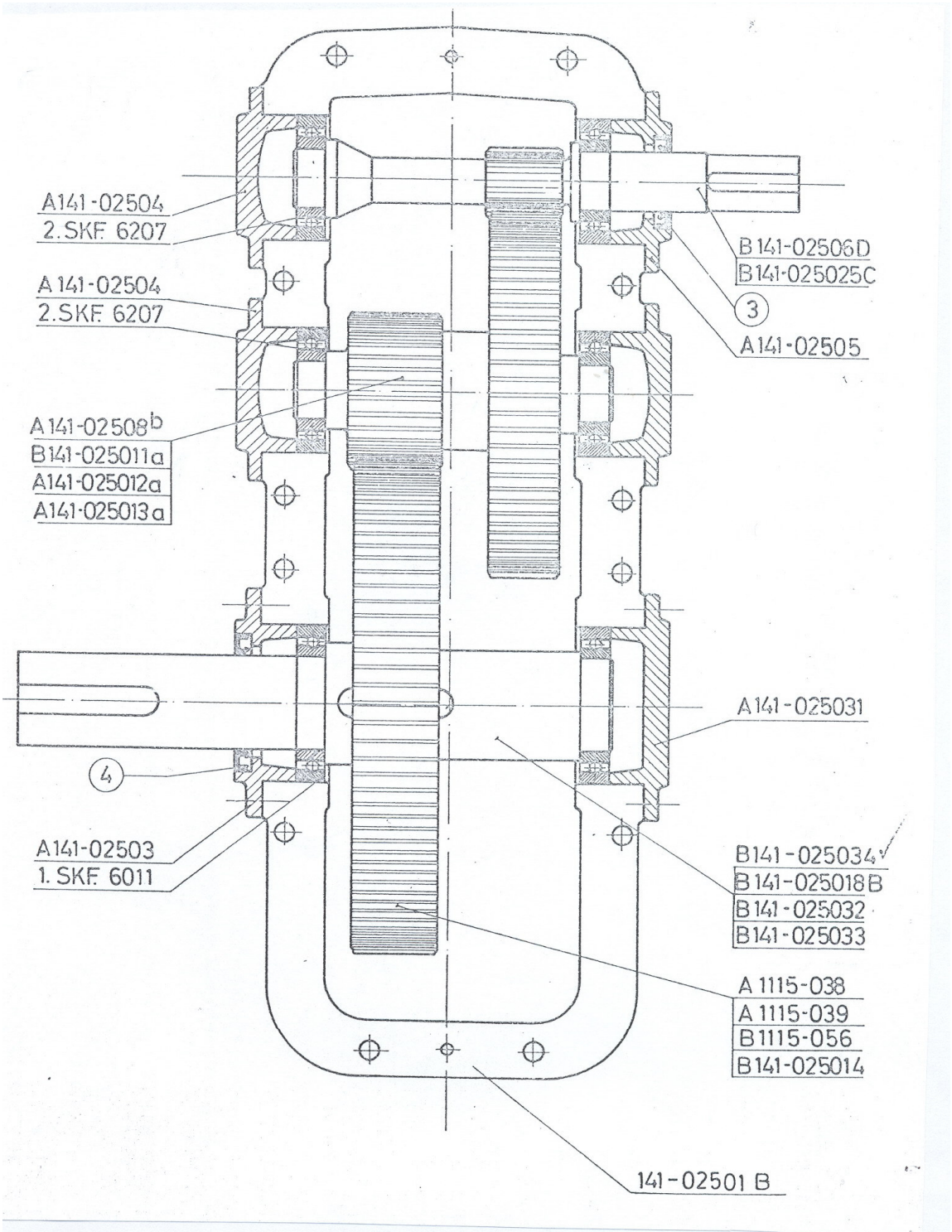
پس مشخصات زنجیرها به شرح زیر است:

زنجیر دو ردیفه با گام بزرگ ISO A140

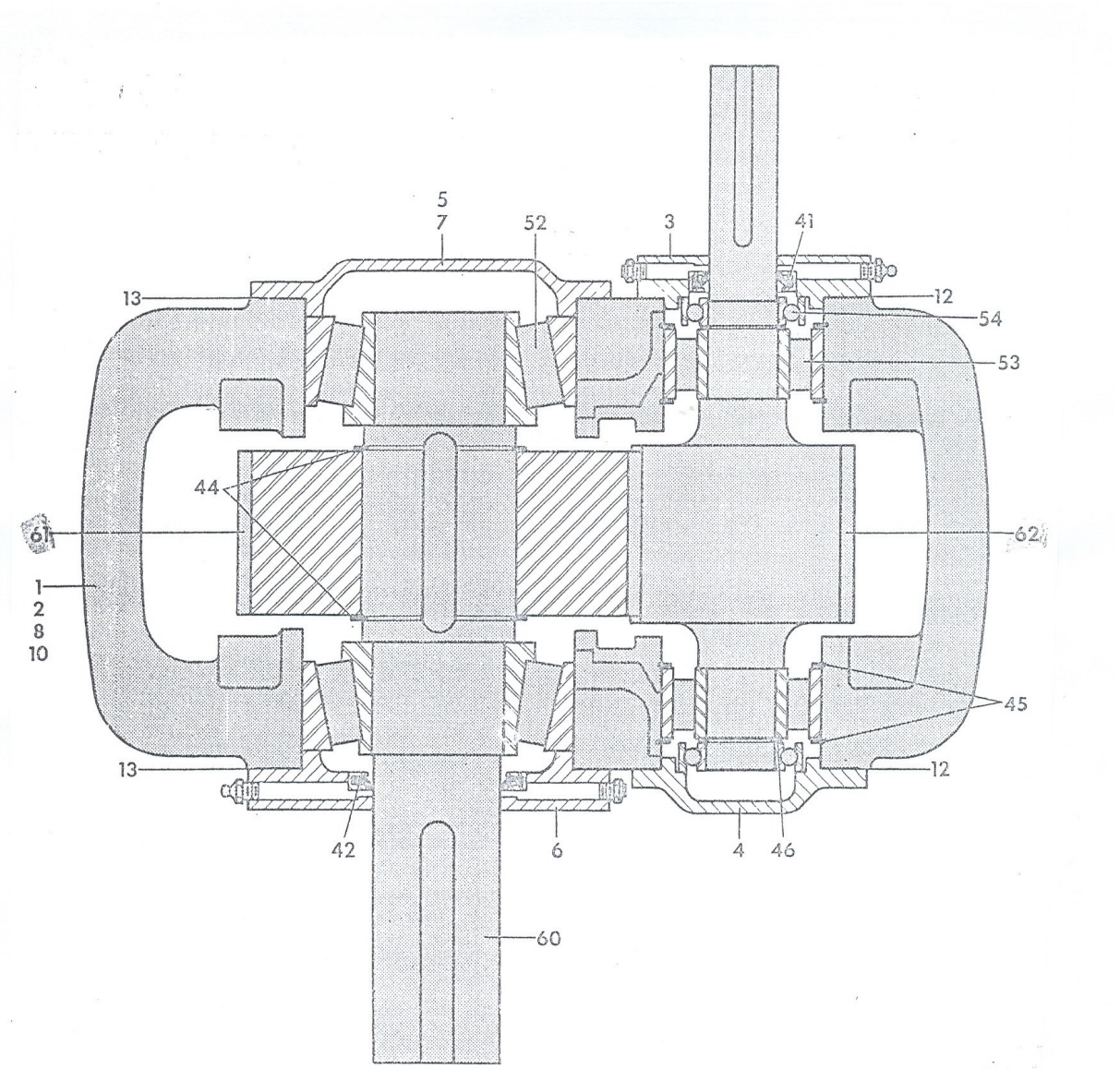
$$N_1 = 18\ ,\ N_2 = 63\ ,\ d = 225.977_{mm}\ ,\ D = 891.749_{mm}$$

$$\frac{L}{P} = 110\ ,\ C = 1511.1_{mm}$$

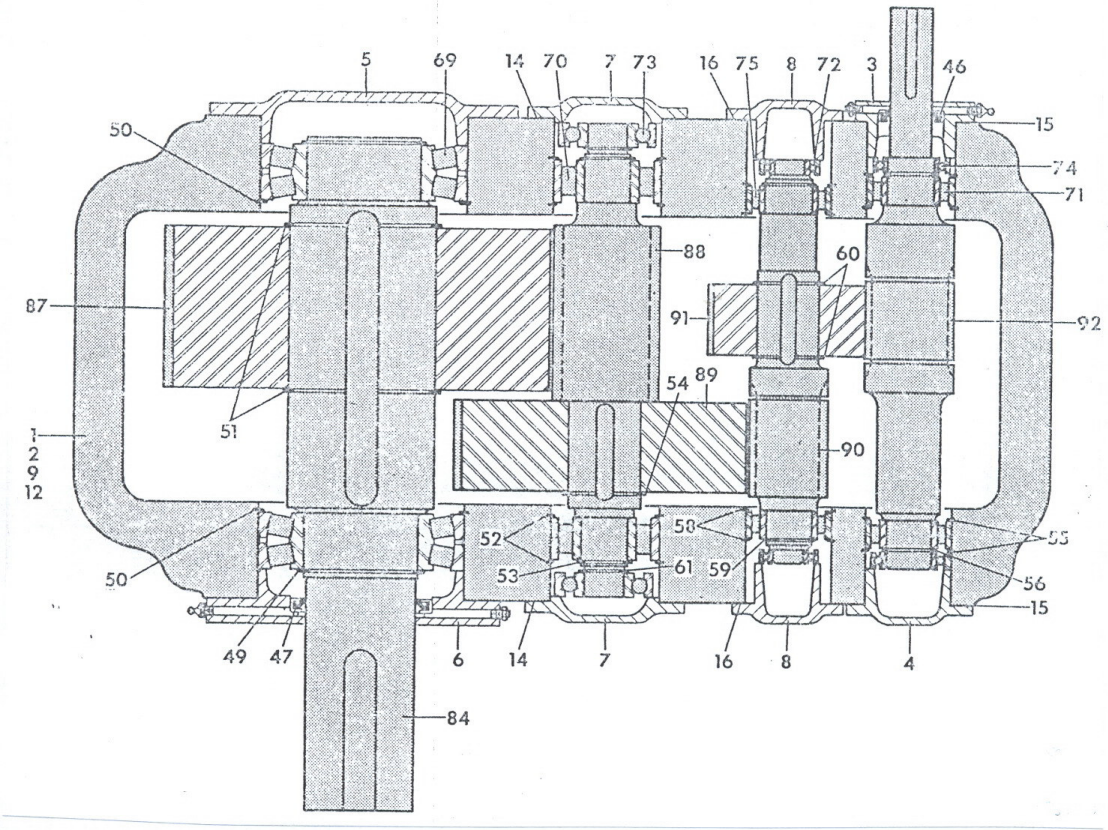
ضمیمه ٤- نمونه هایی از جعبه دنده



نمای برش یک جعبه دنده دو محوره با چرخ دنده‌های ساده



نمای برش یک جعبه دنده دو محوره با چرخ دنده‌های مارپیچ



نمای برش یک جعبه دنده سه محوره با چرخ دنده‌های مارپیچ