مقدمه :

در گذشته های دور به دلیل عدم رشد تکنولوژی بسیاری از کارهای سنگین و طاقت فرسا بر دوش انسانها و در راس آنها برده ها قرار داشت. چه بسا انسانهای بسیاری که در جریان کارهای روزانه به دلیل سنگینی و طاقت فرسا بودن کارها جان خود را از دست دادند. تا این که با رشد و پیشرفت تکنولوژی و صنعت بسیاری از انسانها جای خود را به ماشین آلات گوناگون دادند و کارها با سرعت و دقت بیشتری انجام شد.

یکی از این ماشین آلات صنعتی که تقریباً در تمام صنایع کاربرد دارد جرثقیل میباشد. عصر صنعتی جدید و نیاز هر چه بیشتر بشر به بلند کردن اجسام سنگین، باعث شد این ماشین مراحل پیشرفت را سریع طی کند تا حدی که امروزه جرثقیل سازی به یکی از تخصص های مهم در زمینه ادوات بالا برنده تبدیل شده است.

در این پروژه سعی شده است، با روشی ساده و در عین حال تخصصی، گام به گام، مراحل طراحی یک جرثقیل سقفی ۵ تنی ارائه شود، امید است در نهایت به این هدف دست یافته باشیم.

تحقیقات:

دانش ساخت این ماشین در ابتدا و پس از اختراع، در انحصار عده معدودی از کشورها و شرکتها قرار داشت چنانکه هنوز این روند ادامه دارد و برای انتقال آن به سایر کشورها تمایل و رغبتی از خود نشان نمی‌دهند. و اکثر کشورهای جهان در زمینه این تجهیزات بیشتر مصرف‌کننده بوده و هستند.

شرکتهای معدود سازنده جرثقیل در دنیا عبارتند از:

DEMAG آلمان

STAHL آلمان

SHAW-BOX آمریکا

THERN آمریکا

XTEk آمریکا

SISSCO آمریکا

ACE SRANE آمریکا

GH اسپانیا

KONE کره و . . .

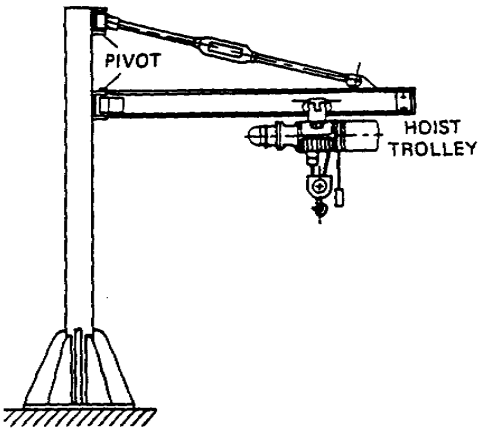
در ایران هم تعداد زیادی شرکت سازنده جرثقیل موجود می باشدکه برخی از این شرکتها عبارتند از : شرکت دماوند، صنایع جرثقیل کاوات، مهندسی جرثقیل اهرم، جرثقیل فیروزا(نمایندگی شرکت DEMAG آلمان)، شرکت تلفر و . . .

در این پروژه برای بدست آوردن اطلاعاتی در مورد جرثقیل سقفی در اینترنت به جستجو پرداخته شد که در نهایت، اطلاعات زیادی جز تعدادی عکس بدست نیامد. به همین منظور و برای بدست آوردن دیدی عمیق تر در مورد جرثقیل سقفی و قطعات آن، به شرکت سیمان اردستان، که در کارگاه های آن، انواع جرثقیل های ۳، ۵ و ۱۰ تنی موجود بود، مراجعه شد. پس از گفتگو با مدیر فنی و تأسیسات شرکت و گرفتن کاتالوگ شرکت DEMAG و اطلاعات جزیی در مورد جرثقیل ها، امکان برقراری تماس با شرکت سازنده جرثقیل ها حاصل شد. در مصاحبه با مدیر فنی و مدیر پروژه و نصب **شرکت دماوند**، اطلاعاتی در مورد محاسبه توان موتور ها و همچنین سرعت بالابر، وینچ و ارابه بدست آمد.

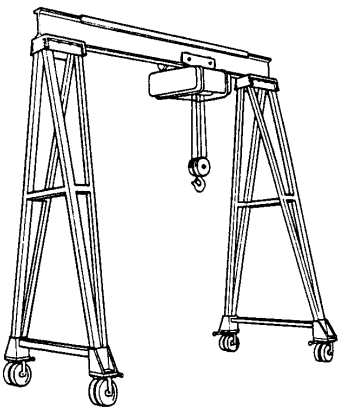
Bridge crane

انواع جرثقیل‌ها:

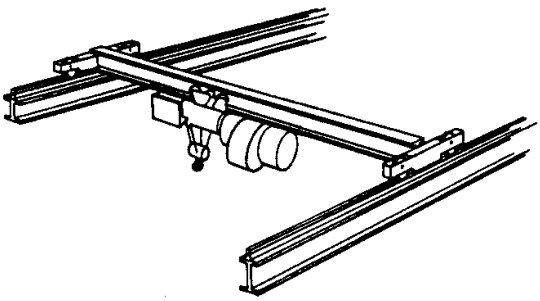
۱) *jib cranes*: (بازویی و ستونی بازویی)



۲) *Gantry cranes* : (دروازه‌ای)

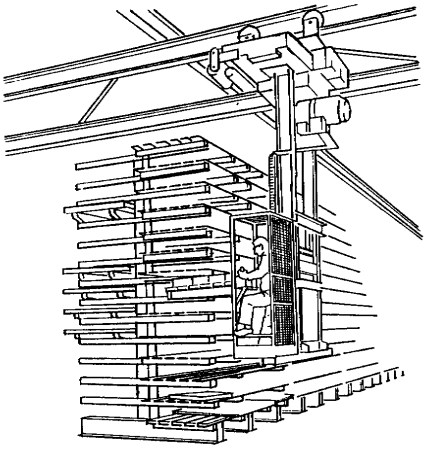


۳) *Bridge cranes* : (جرثقیل سقفی)

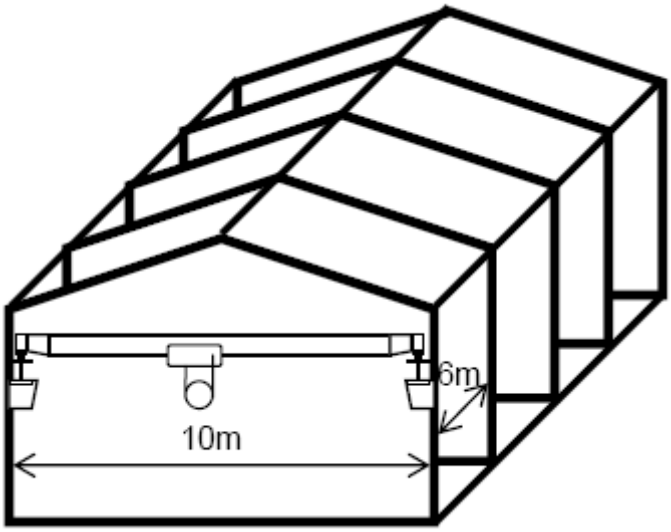


۴) *Stacker cranes* :

Bridge crane



طرح مسئله:



طراحی یک جرثقیل سقفی به ظرفیت ۵ تن برای یک سوله به دهانه ۱۰ متر، طول ۳۰ متر و ارتفاع ۶ متر، بطوریکه فاصله بین ستونهای سوله که در ضمن محل نصب تکیه گاه های تیر و یا ریل طولی جرثقیل است برابر شش متر میباشد. خواسته های این پروژه عبارتست از:

۱) طراحی و یا انتخاب قطعات لازم شامل:

۱-۱ طراحی و انتخاب سیم بکسل لازم

۱-۲ طراحی و انتخاب موتور گیربکس لازم برای جرثقیل و وینچ

۱-۳ طراحی تکیه گاه متحرک تیر عرضی بر روی تیر طولی (ارابه)

۱-۴ طراحی و انتخاب موتور گیربکس لازم برای حرکت تیر عرضی بر روی تیر طولی

۱-۵ طراحی غلتکها و محورهای آنها که برای جابجای موتور روی تیر عرضی و تکیه گاه متحرک تیر عرضی بر روی تیر طولی لازم است.

۱-۶ طراحی تیر عرضی که جرثقیل بر روی آن نصب میگردد.

۱-۷طراحی تیر طولی که تیر عرضی بر روی آن به حرکت در می آید.

۱-۸ طراحی اتصالات لازم شامل پیچها

۱-۹ طراحی و انتخاب بلبرینگهای مورد نیاز

۲) گزارش مستدل از محاسبات انجام شده و فرضیات به عمل آمده

۳) نقشه مهندسی قطعات طراحی شده فوق

۱) طراحی و انتخاب قلاب :

شروع طراحی نقطه‌ای است که بار به آن وارد می شود. در جرثقیل اولین نقطه متصل به بار قلاب است که لازم است ابتدا به طراحی آن پرداخته شود.

قلاب را از چند روش می توان انتخاب نمود :

۱- با توجه به تعداد بازی در ساعت و اعمال گروهبندی مربوط به کابل‌ها می‌توان با استاندارد Din بر اساس بار وارده ، شماره سیم ، نوع سیم ، وزن واحد طول و نوع پیچ قلاب را انتخاب نمود که جدول مربوط به آن در پیوست با شماره (۱) موجود است.

۲- با توجه به قلاب های استاندارد در Machinery`s Handbook بر اساس نوع کاربرد و بار اعمالی می توان نوع قلاب و ابعاد آن را از جدول صفحه ۳۵۷ کتاب مذکور که در پیوست با شماره (۲) موجود است ، انتخاب نمود.

۳- در روش سوم که مشابه روش دوم است بر اساس اطلاعات گرفته شده از اینترنت و کاتالوگ موجود که در پیوست با شماره (۳) موجود است ، نوع قلاب و ابعاد استاندارد آن برای طراحی بشرح زیر است

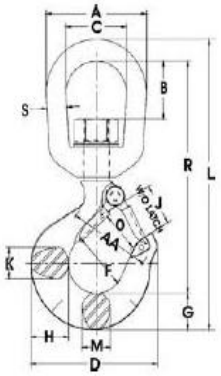
در اینجا قلاب مورد استفاده از نوع Swivel Hooks انتخاب شده است. این قلاب قابلیت نگهداشتن کابل با استفاده از ضامن نگهدارنده و نیز قابلیت چرخش زیر بار وارده را داراست.

در این جدول جنس قلاب از دو نوع Carbon و Alloy ارائه شده است که دارای ضرایب ایمنی متفاوتی میباشند و چون نوع کربنی آن دارای ضریب ایمنی ۱ تا ۵ میباشد آن را انتخاب نمودهایم که ابعاد آن به واحد میلیمتر به شرح زیر است:

Weight Each (kg) = 4.67

ابعاد به میلیمتر است	A=116	B=58	C=63.5
D=160	F=63.5	G=46	H=52.5
J=45.2	K=42.2	L=317	M=36.6
O=42.9	R=245	S=25.4	AA=76.2

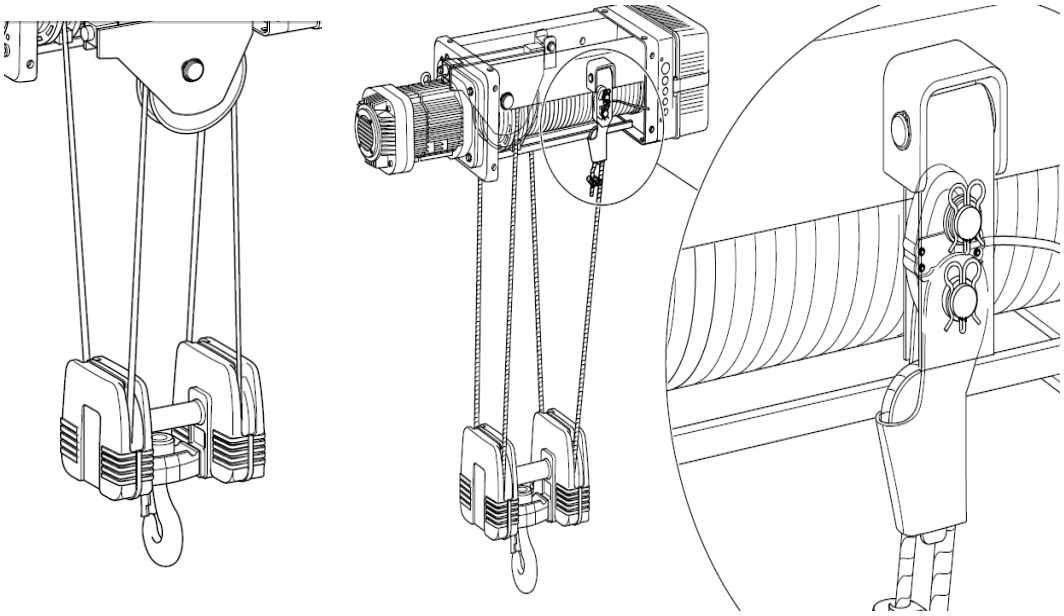
Bridge crane



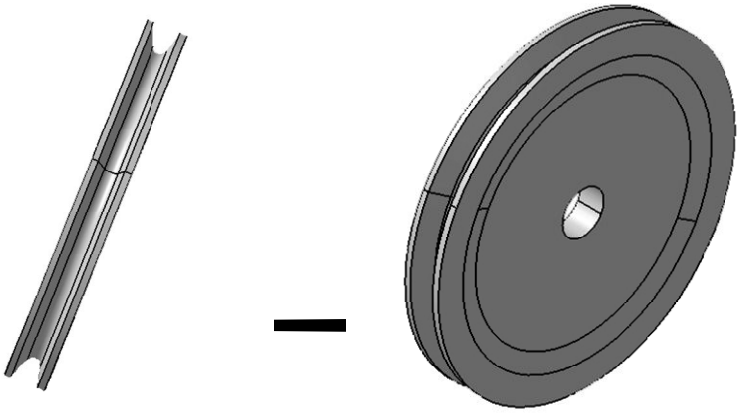
Working Load Limit (t)*		S-322 CN	S-322 AN	Weight Each	Dimensions (mm)																Rep. Latch
Carbon	Alloy	Stock No.	Stock No.	(kg)	A	B	C	D	F	G	H	J	K	L	M	O †	R	S	AA	Stock No.
.75	1.25	1048600	1048804	.34	51.0	20.8	31.8	72.5	31.8	18.5	20.6	23.6	16.0	144	16.0	23.6	116	9.65	38.1	1096325
1	1.60	1048609	1048813	.57	63.5	33.3	38.1	80.0	35.1	21.3	23.9	24.6	18.0	170	18.0	24.6	136	12.7	50.8	1096374
1.6	2.50	1048618	1048822	1.02	76.0	38.1	44.5	91.0	38.1	25.4	29.5	26.9	22.4	197	22.4	26.9	155	16.0	50.8	1096421
2	3.20	1048627	1048831	1.04	76.0	38.1	44.5	102	41.1	28.7	33.3	30.2	23.9	210	23.9	29.5	165	16.0	50.8	1096468
3.2	5.4	1048636	1048837	2.25	89.0	41.7	50.8	123	51.0	36.6	41.4	38.1	33.3	246	28.7	35.8	191	19.1	63.5	1096515
5	8.0	1048645	1048854	4.67	116	58.0	63.5	160	63.5	46.0	52.5	45.2	42.2	317	36.6	42.9	245	25.4	76.2	1096562
7.5	11.5	1048654	1048865	8.80	127	64.5	70.0	192	76.0	57.0	67.0	51.0	47.8	375	41.4	56.5	289	28.7	101	1096609
10	16	1048663	1048877	10.5	143	63.0	79.0	212	82.5	66.0	74.5	66.5	55.5	417	49.3	61.0	311	31.8	101	1096657
15	22	1048672	1048886	21.3	180	95.5	104	263	108	76.0	89.0	86.5	68.5	542	60.5	81.0	424	38.1	127	1096704
-	31.5	-	1025688	32.0	180	95.5	104	346	127	93.0	118	102	72.5	590	76.2	82.6	459	38.1	165	1093716

۲-۱) طراحی و انتخاب سیم بکسل لازم:

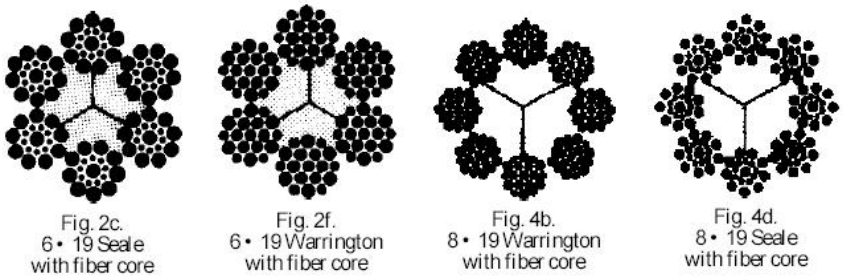
در این قسمت از دو قرقره متصل به قلاب و یک قرقره متصل به وینچ استفاده شده است تا نیروی کشش کابل به ۴ قسمت تقسیم شده و امکان استفاده از کابل باریکتر و همچنین موتور کوچکتر و با توان کمتر را فراهم کند. در ضمن کوچک شدن قطر کابل موجب کوچک شدن قطر طبلک می شود که موجب افزایش سرعت زاویه ای آن شده و نسبت دور موتور به طبلک کاهش می یابد. در اینصورت گیربکس ساده تر و سبک تر خواهد بود. استفاده از ۴ کابل و ۳ قرقره نسبت به استفاده از ۲ کابل و ۱ قرقره نسبت سرعت را حدود ۵ برابر کاهش می دهد.



شکل تقریبی پولی مورد استفاده برای سیم بکسل ها به صورت زیر است :



کابل های مناسب در شکل زیر نشان داده شده‌اند اما به دلیل استفاده بیشتر از کابل ۱۹*۶ در بالابرهای صنعتی ما نیز از این کابل استفاده می کنیم.



ابتدا نیروی وارد از طرف اجزا بر کابل را به صورت زیر به دست می آوریم :

نیروی اینرسی قلاب و قرقره و وزنه +وزن طناب + نیروی اینرسی طناب + وزن قلاب و قرقره و وزنه : $F(t)$

$$F(t)=\frac{M}{N}(g+a)+m_L(g+N\,a)$$

M= جرم جسم + جرم قلاب + جرم قرقره

mL= جرم سیم بگسل که به نقطه‌ی مورد نظر وارد می‌شود

N= تعداد سیم بکسل

طبق مصاحبه انجام شده با آقای مهندس عابدی مدیر فنی شرکت دماوند سرعت استاندارد بالابری برای جرثقیل های سقفی ۲.۶و۴و۸ متر بر دقیقه می باشد که در این پروژه از سرعت۸ متر بر دقیقه وشتاب ۰.۰۱۳ متر بر مجذور ثانیه استفاده شده است.

$$\begin{cases} v = 0.133 \ \ m/s \\ a = 0.013 \ m/s^2 \end{cases}$$

ارتفاع سوله ما ۶ متر است ولی با توجه به اینکه از چهار ردیف کابل استفاده شده طول کابل را ۲۴ در نظر می گیریم.

وزن دو قرقره متصل به قلاب را ۴۰ کیلو گرم فرض می کنیم.

$$F(t) = \frac{5000 + 4.67 + 40}{4}(9.81 + 0.013) + 24 \times \frac{4.1\ D^2{}_r}{1000}(9.81 + 4 \times 0.013)$$

$$F(t) = 12388 + .966 D^2{}_r$$

سرعت هر رشته کابل ما دو برابر سرعت حرکت بار است یعنی :

$$v_r = 4 \times 0.133 = 0.532\ \ m/s$$

و در مورد سیم بکسل ها می دانیم که :

$$D_s = \begin{cases} 100\, d_w\ (2 + v_r) & v_r \geq 2 m/s \\ 400\ d_w & v_r \leq 2 m/s \end{cases}$$

که D_s قطر قرقره و d_w قطر رشته سیم بکار رفته در سیم بکسل است.

$$D_s = 400\ d_w$$

مقدار مربوط به d_w از جدول ضمیمه ۲ – ۲ برای این نوع از سیم بکسل برابر $d_w = 0.064\ D_r$ می باشد. پس داریم :

$$D_s = 400\, d_w \Rightarrow D_s = 25.6\ D_r$$

از آنجایی که طبق جدول مربوط به سیم بکسل مینیمم مقدار D_s برابر با $32\, D_r$ است ما نیز همین مقدار را برای قطر قرقره در نظر می گیریم .

اکنون برای بدست آوردن قطر سیم از سه تئوری استفاده می‌شود.

۱. تئوری M.B.L

۲. تئوری گودمن

۳.تئوری لهیدگی

تئوری **M.B.L** (*Min Breaking Load*) :

$$\frac{\text{M.B.L}}{\text{N}} = F(t)$$

و مقدار $M\,B\,L$ با توجه به استحکام کششی کابل که برابر با $S_{ut}=1770\,MPa$ در نظر گرفته شده و با توجه به نوع سیم بکسل از جدول ضمیمه ۲ – ۲ به دست می آید :

$$M\,B\,L=630\,D_r^{\,2}$$

در این فرمول N ضریب اطمینان است که البته شامل خستگی نمی شود و طبق جدول ضمیمه ۲ – ۳ برای جرثقیل ها برابر با ۶ می باشد.

$$\frac{\text{M.B.L}}{\text{N}} = F(t) \;\rightarrow\; \frac{630}{6}D^2{}_r = 12388 + .966D^2{}_r \;\rightarrow\; D_r = 10.91\ mm$$

ولی از آنجاییکه این قطر جز قطرهای استاندارد کابلها نمی باشد آن را به $D_r)_s = 11\ mm$ استاندارد می نماییم .

تئوری گودمن :

رابطه گودمن برابر است با :

$$\frac{\sigma_{ave}}{k_L S_{ut}} + \frac{\sigma_r}{k_{wl} S_e} = \frac{1}{N}$$

$$\sigma_{ave} = \sigma_t + \frac{\sigma_b}{2} \quad , \quad \sigma_r = \frac{\sigma_b}{2}$$

$$\sigma_t = \frac{F(t)}{A_m}$$

$$\sigma_b = \frac{E\, d_w}{D_s}$$

σ_{ave} = میانگین تنش ناشی از کشش و خمش

σ_r = تنش دینامیکی ناشی از خمش

σ_t = تنش استاتیکی ناشی از کشش

σ_b = تنش دینامیکی ناشی از خمش

kl= ضریب افت مقاومت

kwl= ضریب طول عمر

A_m = سطح متالیک که با توجه به نوع سیم بکسل از جدول ضمیمه ۲ – ۲ به دست می آید .

$S_{ut} = 1770\ MPa$

$k_l = 1 -$ درصد افت مقاومت

درصد افت مقاومت برای این نوع کابل برابر با ۱۲.۵ درصد است . پس :

$k_l = 0.875$

$$S_e = k_a\, k_b\, k_c\, k_d\, k_e\, S_e'$$

$$S_e' = \begin{cases} 0.506\, S_{ut} & S_{ut} < 1460\ MPa \\ 740 & S_{ut} > 1460\ MPa \end{cases}$$

با توجه به روش ساخت کابل :

$k_a = 0.63 \quad , \quad k_b = k_c = k_e = k_f \approx 1$

$$S_{ut} > 1460\ MPa \ \rightarrow\ S_e^{'} = 740\ MPa \ \rightarrow S_e = 0.63 * 740 = 466.2\ MPa$$

$$A_m = 0.425\,Dr^2 \ \rightarrow\ \sigma_t = \frac{12388 + .966 D^2{}_r}{0.425 Dr^2} = 2.273 + \frac{29148}{D^2{}_r}$$

مقدار k_{wl} از فرمول زیر به دست می آید:

$$k_{wl} = \begin{cases} (\frac{10^6}{L})^{0.085} & L < 10^6 \\ 1 & L > 10^6 \end{cases}$$

از آنجایی که عمر را 5×10^6 است پس ضریب $k_{wl} = 1.06$ می گردد.

مقدار تنش دینامیکی ناشی از خمش با توجه به مدول الاستیسیته $E = 207\ GPa$ برابر خواهد بود با

$$\sigma_b = 207\times10^3 \times \frac{0.064 D_r}{32 D_r} = 414\ MPa$$

$$\sigma_r = \frac{\sigma_b}{2} = \frac{414}{2} = 207\ MPa$$

در نتیجه مقدار میانگین تنش ناشی از کشش و خمش برابر است با :

$$\sigma_{ave} = \sigma_t + \frac{\sigma_b}{2} = \ 2.273 + \frac{29148}{D^2{}_r} + 207 \rightarrow \sigma_{ave} = 209.273 + \frac{29148}{D^2{}_r}$$

حال با قرار دادن ضریب اطمینان $N = 1.5$ رابطه گودمن به صورت زیر ساده می گردد:

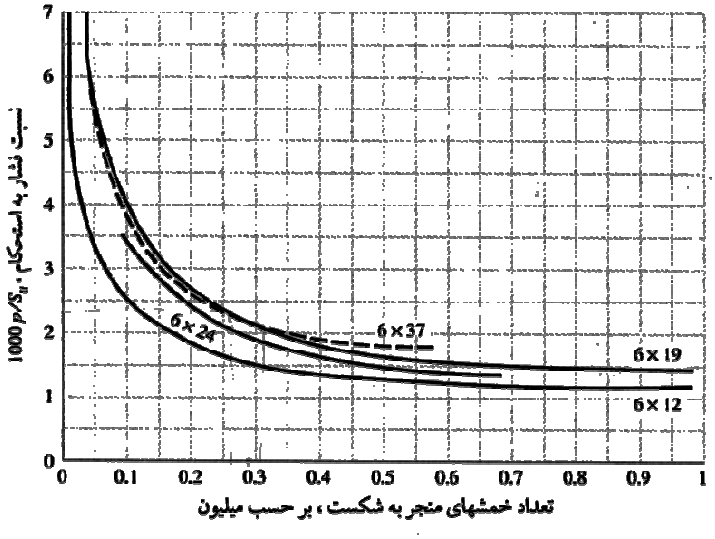
$$\frac{209.273 + \frac{29148}{D^2{}_r}}{1770 \times 0.875} + \frac{207}{1.06 \times 466.2} = \frac{1}{1.5} \ \rightarrow \ \ D_r = 12.92\ mm$$

با رجوع به جدول قطرهای استاندارد سیم بکسل در ضمیمه ۲ - ۲ این قطر را به $D_r)_s = 13\ mm$ استاندارد می کنیم.

تئوری لهیدگی :

$$\frac{P_{\max}}{S_{ut}} = \frac{2\,F(t)\,N}{S_{ut}\,D_s\,D_r}$$

$\frac{P_{\max}}{S_{ut}}$ برای عمرهای مختلف در نمودار زیر آمده است ، که ما برای عمر۵.۰میلیون و با توجه به اینکه تعداد خمش در هر بازی برابر است با۴ ،چرا که ما سه قرقره داریم.



$$\frac{P_{\max}}{S_{ut}} = 0.0035$$

با قرار دادن ضریب اطمینان $N=1.5$ خواهیم داشت:

$$0.0035 = \frac{2\times1.5\,(12388+.966D^2{}_r)}{1770D_r \times D_s} = \frac{2\times1.5\ (12388+.966D^2{}_r)}{1770D_r \times 32D_r}$$

$$\Rightarrow D_r = 13.93\ mm\ \Rightarrow D_r)_s = 14\ mm$$

با بررسی سه تئوری ذکر شده و محاسبه قطر سیم بکسل از این سه تئوری ، بیشترین قطر حاصل یعنی ۱۴ را به عنوان قطر سیم بکسل در نظر می گیریم .

$$D_s = 32 \times 14 = 448\ mm$$

۲ – ۳ طول سیم بکسل

در استاندارد امریکایی طول طناب را طول آویزان به علاوه دو دور طناب پیچیده شده حول طبلک در نظر می گیرند پس داریم:

$$L = 4 \times 6 + 2\pi(.448) = 26.81\ m$$

۳ – ۳ وزن سیم بکسل

با توجه به جدول ۲۷-۱۷ کتاب شیگلی ویرایش هشتم وزن کابل به صورت زیر بدست می آید:

Table 17–27

Some Useful Properties of 6 × 7, 6 × 19, and 6 × 37 Wire Ropes

Wire Rope	Weight per Foot w, lbf/ft	Weight per Foot Including Core w, lbf/ft	Minimum Sheave Diameter D, in	Better Sheave Diameter D, in	Diameter of Wires d_w, in	Area of Metal A_m, in^2	Rope Young's Modulus E_r, psi
6 × 7	$1.50d^2$		$42d$	$72d$	$0.111d$	$0.38d^2$	13×10^6
6 × 19	$1.60d^2$	$1.76d^2$	$30d$	$45d$	$0.067d$	$0.40d^2$	12×10^6
6 × 37	$1.55d^2$	$1.71d^2$	$18d$	$27d$	$0.048d$	$0.40d^2$	12×10^6

$$m_r = \frac{26.81}{.305} 1.76 \left(\frac{14}{25.4}\right)^2 \times \frac{5}{11} = 21.5\,kg$$

۴ – ۲ پیچش سیم بکسل حول طبلک

$$n = \frac{L}{\pi D_s} = \frac{26.81}{0.488\pi} \approx 19\ rev$$

۵ – ۲ طول طبلک

طول طبلک ما ا ز رابطه $l = n.s$ به دست می آید که s گام شیار مربوط به طبلک است وبا توجه به قطر سیم بکسل از جدول زیر به دست می آید.

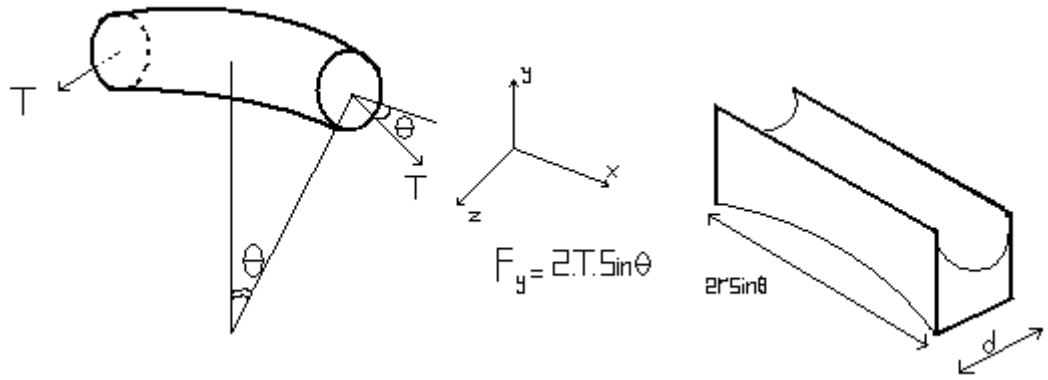
قطر طناب	۱۰	۱۳	۱۶	۱۹	۲۲	۲۷	۳۳	۴۰	۴۴
گام شیار S	۱۲	۱۵	۱۸	۲۲	۲۵	۳۱	۳۷	۴۵	۴۹
r	۵/۵	۷	۹	۱۰/۵	۱۲	۱۵	۱۸	۲۲	۲۴
a	۱	۱/۵	۲	۲/۵	۳/۵	۳/۵	۴	۵	۶

طبلک از هر دو طرف باید تا ۱.۵ برابر قطر طناب دارای لبه ای باشد تا از در رفتن طناب جلوگیری کند

$$l_0 = 19 \times 18 = 342\,mm$$
$$L = 342 + 2 \times 1.5 \times 14 = 384\,mm$$

محاسبه ضخامت و وزن طبلک:

برای محاسبه ضخامت طبلک به محاسبه تنش های محیطی و شعاعی می پردازیم. هر المان طولی از یک سیم بکسل نیرویی معادل $2Tsin\theta$ در جهت شعاع به طبلک وارد می کند.T نیروی کشش سیم می باشد و با توجه به المان سطح طبلک که طول $2rsin\theta$ و ضخامت به اندازه قطر سیم را داراست، تنش شعاعی وارده به طبلک محاسبه می شود:



$$\sigma_r = \frac{2T\sin\theta}{2rd\sin\theta} = 3.91$$

تنش محیطی نیز از رابطه زیر محاسبه می شود(t ضخامت طبلک می باشد)

$$\sigma_\theta = \frac{T}{td} = \frac{875.9}{t}$$

با توجه به فرمول پیچش مقاطع جدارنازک، تنش برشی ناشی از پیچش طبلک بدست می آید:

$$\tau = \frac{T}{2tQ} = \frac{437166.8}{t(224-\frac{t}{2})^2}$$

با انتخاب فولاد AISI 4130 Q&T از جدول.....تنش تسلیم برای طبلک برابر 1630Mpa خواهد بود.

با استفاده از معیار تنش برشی ماکزیمم، مقدار تنش برشی به ازای ضریب اطمینان ۵ برابر 163Mpa خواهد بود، که با جایگذاری در فرمول زیر ضخامت طبلک بدست می آید:

$$\tau_{\max} = \sqrt{(\frac{\sigma_\theta - \sigma_r}{2})^2 + \tau^2} = \sqrt{(\frac{437.9}{2} - 1.955)^2 + \left[\frac{437.2\times10^3}{t(224-\frac{t}{2})^2}\right]^2} \Rightarrow t_0 = 12.58mm$$

به دلیل شیار دار بودن طبلک، به این ضخامت مقدار $1/3$ برابر قطر کابل نیز اضافه می شود.

$t = 17.25\,mm$

$m_D = \rho\pi(r^2 - (r-t)^2)L = 70.54\,Kg$

۳) طراحی و انتخاب موتور گیربکس لازم برای جرثقیل :

برای شروع طراحی گیربکس ابتدا باید توان انتقالی توسط گیربکس و همچنین دور ورودی و خروجی گیربکس معلوم باشد. برای محاسبه توان ورودی گیربکس یا توان موتور باید توان لازم برای حمل بار را از فرمول زیر محاسبه کرد:

$$P = F \times V$$

F : نیروی وارده از سیم به خروجی گیربکس

V: سرعت سیم بکسل در محل جمع شدن

با داشتن سرعت کابل قطر طبلک که به شفت خروجی گیربکس متصل است می توان دور خروج را محاسبه نمود:

$$\omega = \frac{v}{r} = \frac{32}{2\pi \times .224} = 22.73 \ \ rpm$$

روشهای طراحی موتور گیربکس :

- ✓ می توان مستقیماً از موتور گیربکس های آماده در بازار استفاده نمود . این موتور گیربکس ها به صورت سرهم با توانها و دورهای متفاوت و متنوع در بازار یافت میشود که در پیوست کاتالوگ مربوط به آن با شماره (۱۰) موجود است.

به دلیل از پیش ساخته شدن این گیربکسها ، نمی توانند جوابگوی نیاز تمام مصرف کنندگان باشند.

- ✓ می توان ابتدا با یک نسبت سرعت دلخواه به طراحی یک گیربکس شامل تنها یک جفت حلزون و چرخ حلزون پرداخت و سپس با به کار بردن تسمه دور خروجی موتور را به دور ورودی گیربکس تبدیل نمود.

به دلیل گشتاور زیاد تسمه قادر به انتقال توان نمی باشد.

- ✓ می توان ابتدا گیربکسی با یک جفت حلزون و چرخ حلزون با در دست داشتن دور خروجی و در نظر گرفتن دور ورودی دلخواه به طراحی گیربکس پرداخت و سپس با بهره گیری از زنجیر در

خروجی گیربکس (به دلیل گشتاور زیاد و سرعت کم) وایجاد ارتباط بین وینچ و گیربکس به توان مورد نظر رسید.
این گیربکس ها به دلیل استفاده از زنجیر هزینه بر هستند.

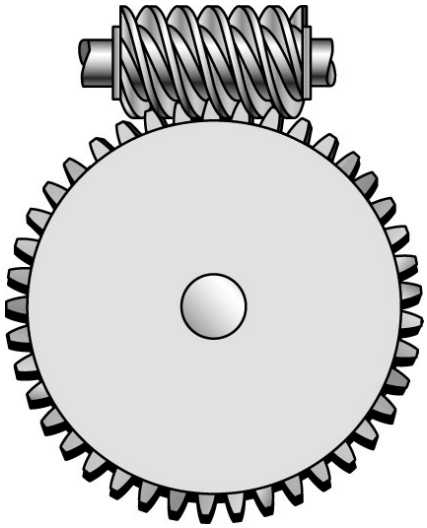
- ✓ می توان در گیربکس از یک چرخدنده مارپیچ برای کاهش دور استفاده نمود. در این گیربکسها سرعت خروجی از موتور طی ۲ مرحله به نسبت مورد نظر تغییر میکند. شفت خروجی از موتور ابتدا به چرخدنده مارپیچ متصل میشود و سپس مارپیچ به یک جفت حلزون و چرخ حلزون درگیر هستند که در نهایت دور خروجی از موتور را تامین می نماید . با در دست داشتن دور خروجی و در نظر گرفتن دور ورودی دلخواه به طراحی یک جفت حلزون و چرخ حلزون پرداخت و سپس با بهره گیری از بازده آن موتور را انتخاب نمود. حال دور ورودی را داشته و به طراحی چرخدنده مارپیچ می پردازیم.

در این پروژه از روش آخر برای طراحی گیربکس موتور استفاده نموده ایم و برای انتخاب موتورهای مورد نیاز از کاتالوگ شرکت موتوژن موجود در پیوست شماره (۱۱) استفاده نموده ایم

۳-۱) طراحی چرخدنده حلزونی و چرخ حلزون:

فرضیات:

یک چرخدنده حلزونی فولادی در گیر با چرخ حلزون فولادی ریخته گری ماسه که نسبت دور آنها ۲۰و توان خروجی آنها $6.54\,kw$ می باشد . ضریب طراحی۱.۲۵ و دمای کاری 120° درجه و شرایط کاری به گونه ای است که $k_o = 2$ در نظر گرفته میشود.



با فرضیات در نظر گرفته شده و با داشتن دور خروج ، دور ورود برابر با $454.7(rpm)$ خواهد بود:

با حل گیربکس خواهیم داشت :

$$N_G = N_W * m_G \;\Rightarrow\; N_G = 20*1 = 20$$

$$d_G = N_G * m \;\Rightarrow\; d_G = 20*28 = 560\,(mm)$$

$$p_x = \pi * m \;\Rightarrow\; p_x = 87.96\,(mm)$$

$$d_w = \left(\frac{1}{Q}\right).\left(\frac{d_w + d_G}{2}\right)^{0.875} \quad , \; Q = 2.09 \;\; for\;\; Mid\;\; Limit$$

$$\xrightarrow{iteration} d_w\Big|_{Q=2.09} = 116.89\,(mm)$$

$$\lambda = \tan^{-1}\left(\frac{N_W * p_x}{\pi * d_w}\right) \;\Rightarrow \lambda = 13.47^\circ$$

$$V_s = \frac{\pi * d_w * n_w}{60000 * \cos(\lambda)} \Rightarrow V_s = 2.86 \ m/s$$

$$V_w = V_s * \cos(\lambda) \Rightarrow V_w = 2.78 \ m/s$$

$$V_G = V_s * \sin(\lambda) \Rightarrow V_G = .66 \ m/s$$

$$\lambda = 13.47^\circ \xrightarrow{Table\ 15-4} \varphi_n = 14.5^\circ$$

$$c = \frac{d_w + d_G}{2} \Rightarrow c = 338.4 \ (mm)$$

$$C_s = 24.486 - 6.28 * \log 560 \Rightarrow C_s = 7.23$$

$$C_m = 0.0107 * \sqrt{-m_G{}^2 + 56 m_G + 5145} \Rightarrow C_m = .819$$

$$C_v = .659 * \exp(-.22 V_s) \Rightarrow C_v = 0.351$$

$$W_G{}^t)_{all} = \frac{n_d k_o H_G}{V_G} = 24772.7$$

$$Fe = \frac{W}{C_s C_m C_v d^{.8}{}_G} = 75.45 \qquad 58.4 < 75.45 < 78$$

بنابراین برای این گیر بکس در نهایت خواهیم داشت :

$$m = 28$$

$$Fe = 75.45 \ \ mm$$

$$f = .103 * \exp(-1.19 V_s{}^{-.45}) + .012 = .061$$

$$\eta = \frac{\cos\phi_n - f \tan\lambda}{\cos\phi_n + f \cot\lambda} = .78$$

برای محاسبه وزن گیربکس نیاز به پهنای چرخ حلزون داریم که از رابطه زیر محاسبه می شود:

$$b_w = \sqrt{(r_G + a)^2 - (r_G - a)^2} = 354.17 \ mm$$

$$m = \rho . \frac{\pi}{4} . Fe . d^2{}_G + \rho . \frac{\pi}{4} . b_w . d^2{}_w = 176.16 \ kg$$

البته این مقدار با طوقه دادن و سوراخکاری به مقدار قابل توجهی کاهش می یابد.

۳-۲) انتخاب موتور :

با بدست آمدن مقدار بازده و در نتیجه توان ورودی می توانیم به انتخاب موتور بپردازیم.در نتیجه توان ورودی به مقدار زیر خواهیم داشت:

$$\eta = 78\%$$

$$p_{in} = \frac{1.2 m g v}{60000 \eta} = \frac{5000 \times 9.81 \times 8 \times 1.2}{60000 \times .78} = 10 kw$$

حال با مراجعه به کاتالوگ موتورهای موتوژن به انتخاب موتور می پردازیم.
موتور انتخابی ما به مشخصات زیر میباشد:

تیپ موتور	توان (kw)	دور (rpm)	وزن(kg)
160L8B	**۱۱**	**۹۶۵**	**۹۷.۵**

۳-۱) طراحی چرخدنده مارپیچ:

فرضیات:

یک چرخدنده مارپیچ فولادی سختی حجمی شده Gr1 با سختی ۲۵۰ برینل که جنس دو چرخدنده یکسان با ساخت تجاری و قابلیت اعتماد ۰.۹۹ که نسبت دور آنها ۲.۱۳و توان ورودی آنها kw 10 می باشد . دندانه ها با عمق کامل با پیشروی اصلاح نشده و زاویه مارپیچ ۳۵ درجه ،ضریب طراحی۱.۲۵ و دمای کاری زیر 120° درجه و شرایط کاری به گونه ای است که $k_o = 2.25$ و عمر پینیون یک میلیون دور در نظر گرفته میشود.

$$\Psi_1 = 35^{\circ} \Rightarrow \Phi_t = \tan^{-1}(\frac{\tan\Phi_n}{Cos\Psi}) = \tan^{-1}(\frac{\tan 20}{Cos35}) = 23.95^{\circ}$$

$$Np)\min = \frac{2K \times Cos\Psi}{(1+2m_G)\sin^2\Phi_t}(m_G + \sqrt{m_G{}^2 + (1+2m_G)\sin^2\Phi_t}) = 8.42$$

$$Np = 15 \Rightarrow N_G = 32$$

$$y_j)_p = Y_{j15,75} \times K_{45} = 0.39 \qquad ZE = 191 \qquad K0 = 2.25 \qquad Z_R = 1$$

$$\theta < 120 \Rightarrow Y_\theta = 1 \qquad C_{Pm} = C_{mc} = C_e = 1 \qquad S_F = S_H = 1$$

$$Y_N = 4.9404 \times (N)^{-0.1045} = 1.166$$

$$Z_N = 2.466 \times (N)^{-0.056} = 1.137 \qquad R = .99 \Rightarrow Y_z = 1$$

$$\sigma_{FP} = .533(HB) + 88.3_{mpa} = 221.55(Mpa) \qquad \sigma_{HP} = 2.22(HB) + 200_{mpa} = 755(Mpa)$$

فرض می کنیم مدول برابر ۳.۵ باشد، پس داریم:

$$m_n = 3.5 \Rightarrow m_t = \frac{m_n}{Cos\Psi} = 4.27 \Rightarrow d_P = m_t \times N_p = 64mm \Rightarrow d_G = m_t \times N_G = 136.6mm$$

$$Z = \sqrt{(r_p + a)^2 - (r_p Cos\phi_t)^2} + \sqrt{(d_G + a)^2 - (r_G Cos\phi_t)^2} - (r_P + r_G)Sin\phi_t$$

$$Z = 14.88$$

$$m_N = \frac{\pi m_n Cos\phi_n}{0.95 * Z} = .731 \qquad Z_I = \frac{Cos\phi_t Sin\phi_t}{2m_N}\frac{m_G}{m_G + 1} = .1727$$

$$V = \frac{\pi d_p n_p}{60000} = 3.23m/s \qquad W_t = \frac{10000}{3.23} = 3092.4N$$

$$\begin{cases} A = 50 + 56(1 - B) = 76.88 \\ B = 0.25(12 - Qv)^{2/3} = 0.25(12 - 9)^{2/3} = 0.52 \end{cases} \qquad K'_v = (\frac{A + \sqrt{200V}}{A})^B = 1.16$$

$$K_s = (1.1(m_n)^{-0.107})^{-1} = 1.04 \qquad C_{pf} = \frac{b}{10d_p} - 0.0375 * 10^{-4} b = 0.0626$$

$$C_{ma} = A + Bd + Cd^2 = .16 \qquad Km = 1 + Cmc(C_{PF}C_{PM} + C_{ma}C_e) = 1.228$$

$$\frac{\sigma_{HP}}{S_H} \times \frac{Z_N Z_W}{Y_\theta Y_Z} = Z_E \sqrt{\frac{W_t K_0 K'_v K_m K_s Z_R}{b.dp.Z_I}} \Rightarrow b = 46.13mm$$

$$40.24 < 46.13 < 67.07 \qquad Right$$

$$\frac{\sigma_{FP}}{S_F} . \frac{Y_N}{Y_\theta Y_z} = \frac{W_t K_0 K_s K_B K_m K'_v}{b.m.yj} \Rightarrow b = 23.96K_B$$

$$K_B = 1.925 \Rightarrow m_B = .673 \Rightarrow t_R = 5.3mm$$

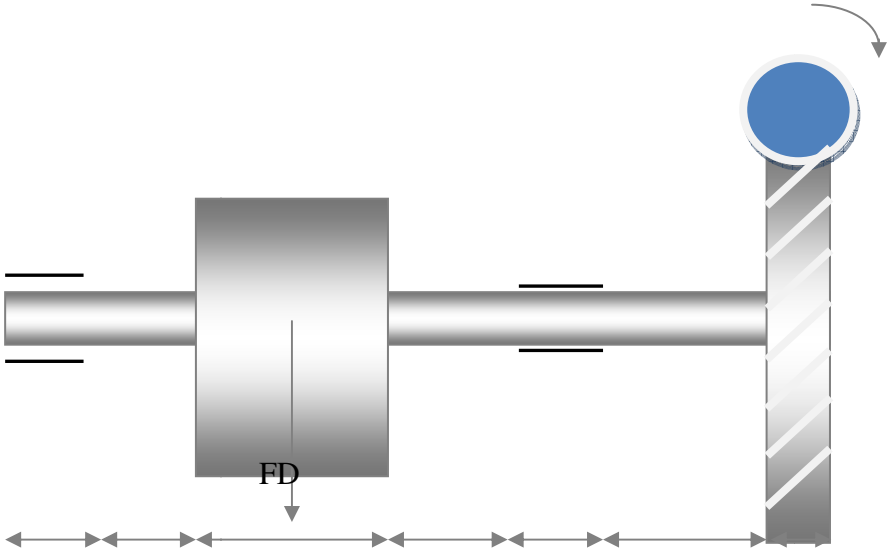
مدول ۳.۵ از انتخاب مدول گزینه دوم پذیرفته می شود. پهنای چرخدنده ها ۴۶.۱۳ میلیمتر و ضخامت طوقه ۵.۳ میلیمتر محاسبه شد.وزن دو چرخدنده بدون طوقه ۶.۴۸ کیلوگرم و با طوقه زیر ۲ کیلوگرم می باشد.

۳-۴) طراحی شفت‌های گیربکس جرثقیل :

۳-۴-۳) طراحی شفت چرخ حلزون :

برای طراحی شفت لازم است تا ابتدا طول شفت محاسبه شود و سپس با قراردادن نیروها روی آن و محاسبه عکس العمل تکیه‌گاه ها قطر شفت بدست آید.

جهت محاسبه طول شفتها بر اساس شکل زیر عمل می کنیم.



$$L = L_D + Fe + 3a + 2c = 384 + 75.45 + 3\times 28 + 2\times 30 = 603.45mm$$

پس از بدست آوردن طول شفت ها باید نیروهای وارده بر چرخدنده‌ها ونیز برطبلک محاسبه شوند.

نیروهای وارده از طرف چرخ حلزون از روابط کتاب شیلگی استخراج شده است.

چرخدنده حلزونی:

$$w_{rw} = -w_{rG} = w\sin\varphi_n$$
$$w_{tw} = w_{aG} = w\cos\varphi_n \sin\lambda + \mu w\cos\lambda$$
$$w_{aw} = w_{tG} = w\cos\varphi_n \cos\lambda - \mu w\sin\lambda$$

ابتدا با داشتن توان ورودی و سرعت چرخ حلزون W_t را بدست می آوریم . سپس با استفاده از فرمول زیر تمام نیروها را محاسبه می نمائیم

$$T = \frac{p}{w} = \frac{6.54\times10^{6}}{22.73\times\frac{2\pi}{60}} = 2.747\times10^{6} \quad N.mm$$

$$W_t = \frac{T}{r} = 24.0964 \ KN$$

حال با داشتن توان ورودی و سرعت حلزون W^n را بدست می آوریم . سپس با استفاده از فرمول زیر تمام نیروها را محاسبه می نمائیم.

$$W_{Gt} = 24.0964 \quad = W(\cos\phi_n \cos\lambda - f \ Sin\lambda) \quad \rightarrow W = 25.985 \quad KN$$

$$W_{Gr} = W \ Sin \ \phi_n = 6.506 \quad KN$$

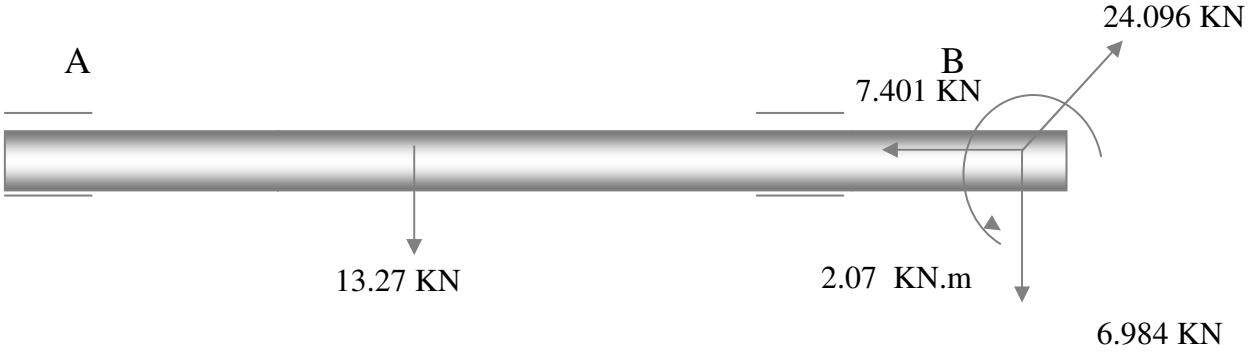
$$W_{Ga} = W(Cos\phi_n \ Sin\lambda + f \ Cos\lambda) = 7.4016 \ KN$$

میبایست نیروی شعاعی چرخ حلزون را با وزن آن جمع کرد. بدلیل حجم زیاد این چرخدنده وزن زیادی خواهد داشت که می توان این وزن را با تکنیک هایی نظیر سوراخ کردن و طوقه دادن سه برابر کوچک نمود در این صورت وزن چرخ حلزون را۴۷۸ نیوتن در نظر میگیریم.

$$W_r = W_{Gr} + mg = 6.984 \quad KN$$

نیروی اعمال شده از طبلک به شفت برابر نیروی کشش سیم و وزن طبلک میباشد.

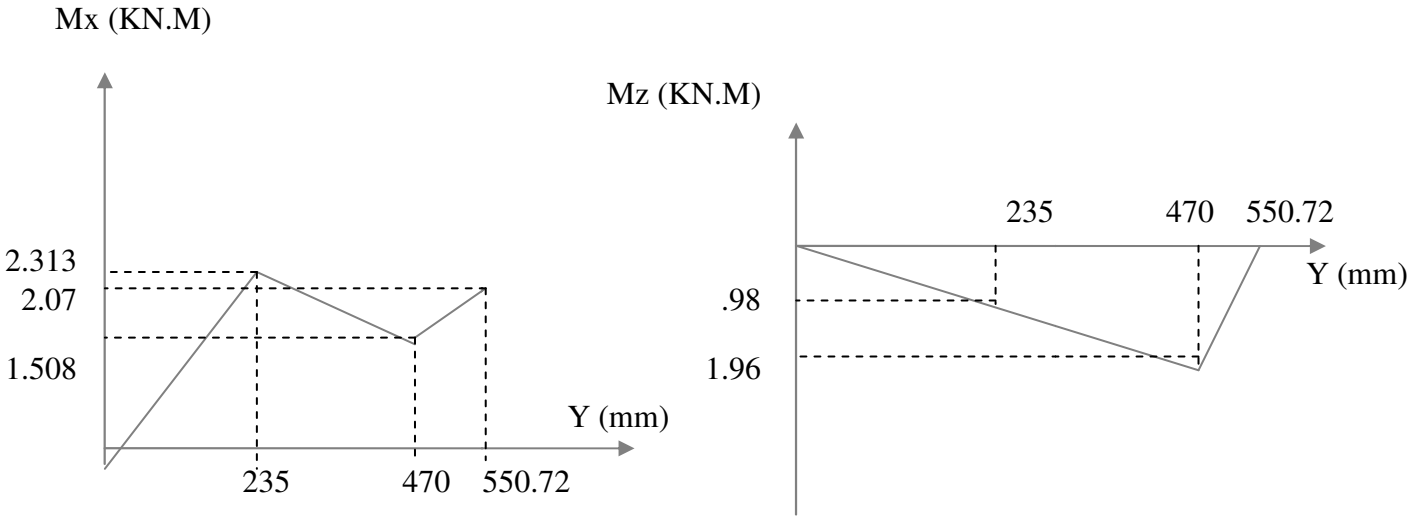
$$F_D = 13.27 \ KN$$



با توجه به شکل بالا و داده های موجود به محاسبات مربوط به شفت می پردازیم.

$$\sum M_x{}^A = 0 \Rightarrow F_z{}^B = 10.41\ KN \qquad \sum F_Z = 0 \Rightarrow F_z{}^A = 9.844\ KN$$
$$\sum M_Z{}^A = 0 \Rightarrow F_x{}^B = 28.2346\ KN \qquad \sum F_X = 0 \Rightarrow F_X{}^A = -4.1386\ KN$$

پس از بدست آوردن عکس العملهای تکیه گاه ها به رسم نمودار لنگرها می پردازیم :



با توجه به نمودارها نقطه خطرناک شفت را که بر اساس بیشترین خمش و پیچش میباشد بدست می آوریم:

$$M_G = 2.508\times10^6\ N.mm \qquad T = 2.747\times10^6\ N.mm$$

نوع فولاد مورد استفاده در این قسمت فولاد (AISI1060 Q & T) در نظر گرفته شده است:

$$S_{ut} = 1080(Mpa)$$
$$S_y = 765(Mpa)$$

محاسبه ضریب اطمینان:

ضریب اطمینان از رابطه زیر بدست می‌آید:

$$f.s = N_m\, N_w\, N_a\, N_{cf}$$

N_m = ضریب قابلیت اعتماد مواد است که مطابق ضمیمه اگر S_y وS_{ut} فولاد ها تضمین شده باشد1 در نظر گرفته می‌شود.

$$N_m = 1.0$$

N_w = ضریب دقت ساخت می‌باشد که اگر سطوح ماشینکاری شود خواهیم داشت:

$$N_w = 1.0$$

N_a = ضریب دقت طراحی است و برای حالت دقیق خواهیم داشت:

$$N_a = 1.05$$

N_{cf} = ضریب عواقب شکست است و چون شکستن محور گیربکس خطری برای کارگران ندارد و تعویض قطعه مشکل می‌باشد لذا:

$$N_{cf} = 3.0$$

از رابطه بالا برای ضریب اطمینان داریم:

$$f.s = 1 \times 1 \times 1.05 \times 3 = 3.15$$

مطابق با کتاب شیگلی برای حد دوام خواهیم داشت:

$$S_e = k_a\, k_b\, k_c\, k_d\, k_e\, S'_e$$

$$S'_e = \begin{cases} 0.504\, S_{ut} & S_{ut} \le 1400 \\ 700 & S_{ut} \ge 1400 \end{cases}$$

پس برای محور مورد نظر داریم:

$$S'_e = 0.504 \times 1080 = 544.32 \quad MPa$$

k_a با استفاده از کتاب شیگلی, بدست خواهد آمد:

$$k_a = a S_{ut}^{b}$$

برای سطح ماشینکاری شده خواهیم داشت:

$$K_a = 4.45 \times 1080^{-0.265} = 0.708$$

k_b : با استفاده از کتاب شیگلی فرمول ۷-۱۹ , بدست خواهد آمد:

$$K_b\begin{cases}(\frac{d}{7.62})^{-0.107} & 2.79 \le d \le 51mm \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \le 254mm\end{cases}$$

که در مرحله اول چون d مجهول است k_b=.825 فرض می‌شود.

k_c : با استفاده کتاب شیگلی, بدست خواهد آمد:

$k_c=1$

k_d = چون دما کمتر از 20^o است لذا ۱.۰۱ در نظر گرفته می‌شود

$Se = 321.11$

نقطه G (محل خطرناک) را تحلیل می‌کنیم. برای این کار حساسیت چاک حدس زده و ضرایب تمرکز تنش محاسبه می شود:

$q = .915 \rightarrow K_f = 2.044$

$q_s = .99 \rightarrow K_{fs} = 2.98$

گربر

$$d = \left(\frac{8n.A}{\pi.Se}\left\{1+\left[1+\left(\frac{2BSe}{AS_{ut}}\right)^2\right]^{.5}\right\}\right)^{\frac{1}{3}}$$

$$A = \sqrt{4\times(K_f M_a)^2 + 3\times(K_{fs}T_a)^2} = 10.25\times10^6$$

$$B = \sqrt{4\times(K_f M_m)^2 + 3\times(K_{fs}T_m)^2} = 14.18\times10^6$$

$$d = 83.75(mm)$$

حال به اصلاح حدس ها می پردازیم. ضرایب تمرکز تنش تغییری نمی کند. برای اصلاح ضریب اندازه داریم:

$k_b = 1.51\ d^{-0.157} = 1.51\ (83.75)^{-0.157} = 0.7534$

$S_e = 293.27 \quad Mpa \rightarrow d = 85.7\ mm$

لذا قطر شفت می‌شود: $d = 85(mm)$

۳-۴-۲) طراحی خار چرخ حلزونی :

با توجه به جدول ضمیمه خار، برای چرخدنده حلزونی، با استفاده از قطر شفت، خار 22×14 انتخاب می‌شود.

$$F = \frac{T}{\frac{d}{2}} = \frac{2.747\times10^{6}}{\frac{85}{2}} = 64.63 \quad KN$$

$$\ell_C = \frac{2FN}{h\,S_y} = \frac{2\times64630\times3.15}{14\times260} = 111.8 \quad (mm)$$

طراحی خار طبلک :

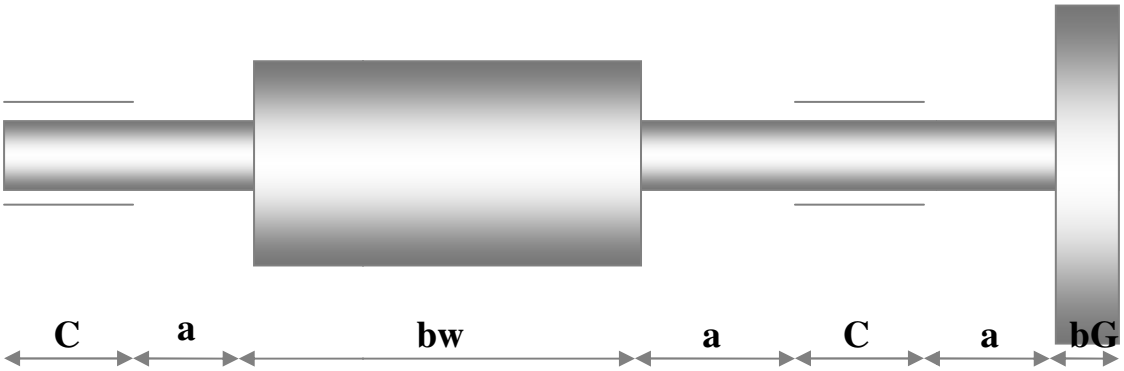
$$F = \frac{T}{\frac{d}{2}} = \frac{13270\times224}{\frac{85}{2}} = 69.94 \ (KN)$$

$$\ell_C = \frac{2FN}{h\,S_y} = \frac{2\times69940\times3.15}{14\times290} = 108.5 \quad (mm)$$

۳-۴-۱) تحلیل شفت حلزون :

برای طراحی شفت لازم است تا ابتدا طول شفت محاسبه شود و سپس با قراردادن نیروها روی آن و محاسبه عکس العمل تکیه‌گاه ها قطر شفت بدست آید.

جهت محاسبه طول شفتها بر اساس شکل زیر عمل می کنیم.



$$L = b_w + b_G + 3a + 2c = 544.3\ mm$$

پس از بدست آوردن طول شفت ها باید نیروهای وارده بر چرخدنده‌ها محاسبه شوند.

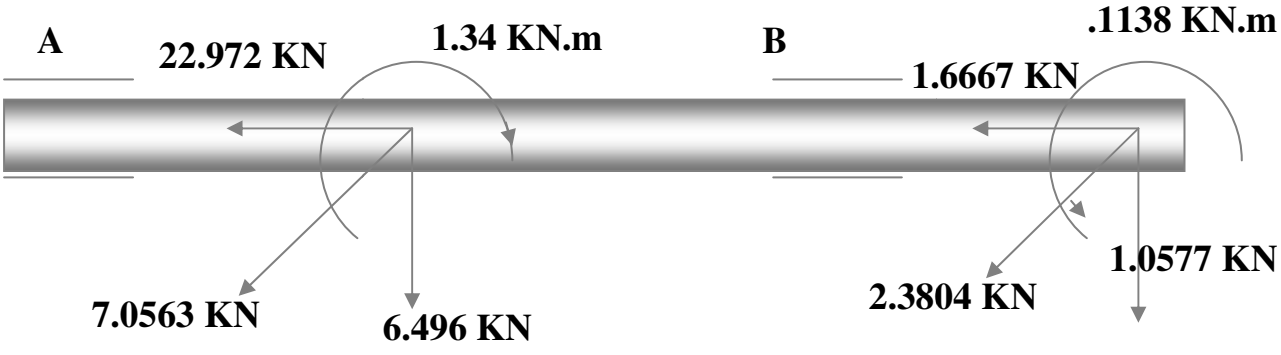
در طراحی شفت حلزون تمام نیروهای روی حلزون عیناً مانند حالت قبل اما در جهت مخالف اعمال میشوند.

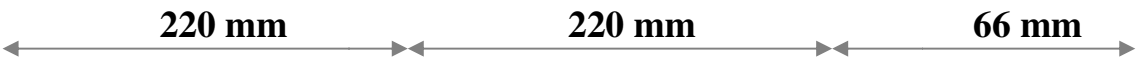
نیروهای وارد شده به چرخدنده مارپیچ از روش زیر بدست می آید.

$$Helical\ Gear \begin{cases} W_r = W \times Sin\phi_n = 1.0577\ KN \\ W_t = W \times Cos\phi_n \times Sin\varphi = 2.3804\ KN \\ W_a = W \times Cos\phi_n \times Cos\varphi = 1.6667\ KN \end{cases}$$

برای محاسبه گشتاور پیچشی کافیست نیروی مماسی چرخدنده مارپیچ در شعاع آن ضرب شود.

$$T = W_t \times r = 162.58\ KN.mm$$

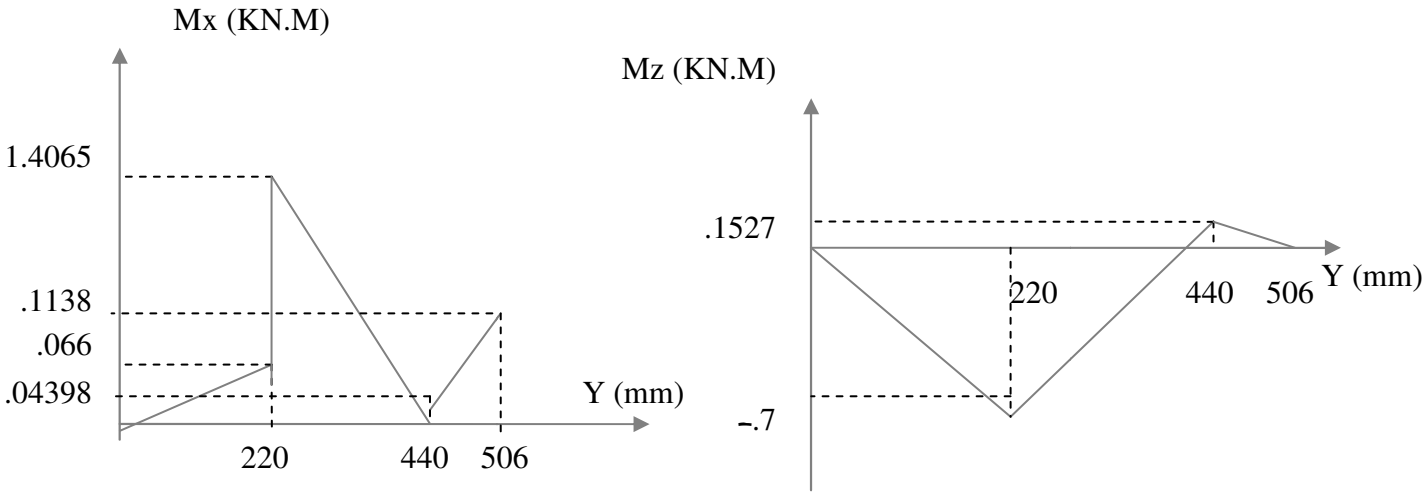




با توجه به شکل بالا و داده های موجود به محاسبات مربوط به شفت می پردازیم.

$$\sum M_x{}^B = 0 \Rightarrow F_z{}^A = .3025\ KN \qquad \sum F_Z = 0 \Rightarrow F_z{}^B = 7.2512\ KN$$
$$\sum M_Z{}^A = 0 \Rightarrow F_x{}^B = -6.265\ KN \qquad \sum F_X = 0 \Rightarrow F_X{}^A = -3.181\ KN$$

پس از بدست آوردن عکس العملهای تکیه گاه ها به رسم نمودار لنگرها می پردازیم :



با توجه به نمودارها گشتاورهای نقطه خطرناک شفت(حلزون) را که بر اساس بیشترین خمش و پیچش میباشد بدست می آوریم:

$$M_m = .7365\times10^6\ N.mm \qquad M_a = .9689\times10^6\ N.mm \qquad T = .1626\times10^6\ N.mm$$

فرضیات وحدسیات همانند شفت چرخ حلزون است.

گربر:

$$d=\left(\frac{8n.A}{\pi.Se}\left\{1+\left[1+\left(\frac{2BSe}{AS_{ut}}\right)^2\right]^{.5}\right\}\right)^{\frac{1}{3}}$$

$$A=\sqrt{4\times(K_f M_a)^2+3\times(K_{fs}T_a)^2}=3.96\times10^6$$

$$B=\sqrt{4\times(K_f M_m)^2+3\times(K_{fs}T_m)^2}=3.125\times10^6$$

$$d=59.26(mm)$$

حال به اصلاح حدس ها می پردازیم. ضرایب تمرکز تنش تغییری نمی کند. برای اصلاح ضریب اندازه داریم:

$$k_b=1.51\,d^{-0.157}=1.51\,(59.26)^{-0.157}=.795$$

$$S_e=309.43\quad Mpa\rightarrow d=59.92\ mm$$

لذا قطر شفت می‌شود: $d=60(mm)$

۳-۴-۲) طراحی خار حلزونی :

با توجه به جدول ضمیمه خار، برای چرخدنده حلزونی، با استفاده از قطر شفت، خار 18×11 انتخاب می‌شود.

$$F=\frac{W_t\times r_w}{\frac{d}{2}}=\frac{7056\times58.45}{\frac{60}{2}}=13.75\ \ KN$$

$$\ell_C=\frac{2FN}{h\,S_y}=\frac{2\times13750\times3.15}{11\times260}=30.28\quad(mm)$$

۳-۴-۲) طراحی خار چرخدنده مارپیچ :

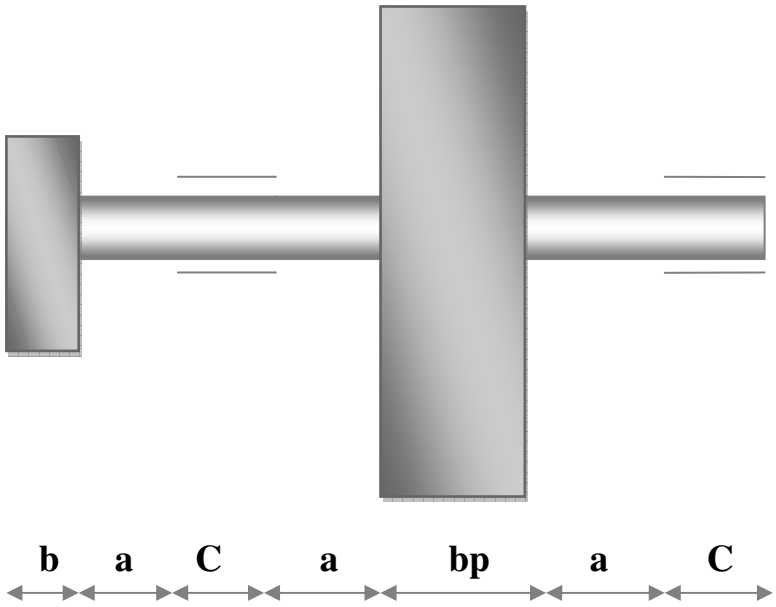
با توجه به جدول ضمیمه خار، برای چرخدنده حلزونی، با استفاده از قطر شفت، خار 18×11 انتخاب می‌شود.

$$F=\frac{W_t\times r_G}{\frac{d}{2}}=\frac{2380\times68.4}{\frac{60}{2}}=5.42\ \ KN$$

$$\ell_C = \frac{2FN}{h\,S_y} = \frac{2\times 5420\times 3.15}{11\times 260} = 11.94 \quad (mm)$$

طراحی شفت کوپل شده به موتور:

جهت محاسبه طول شفتها بر اساس شکل زیر عمل می کنیم.

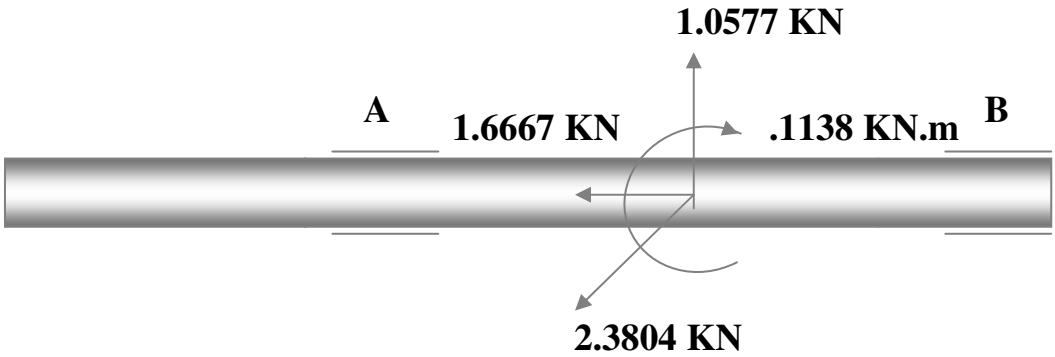


$$L = b + b_p + 3a + 2c = 215.13\ mm$$

در طراحی شفت مارپیچ تمام نیروهای روی پینیون عیناً مانند حالت قبل اما در جهت مخالف اعمال میشوند.

برای محاسبه گشتاور پیچشی کافیست نیروی مماسی چرخدنده مارپیچ در شعاع آن ضرب شود.

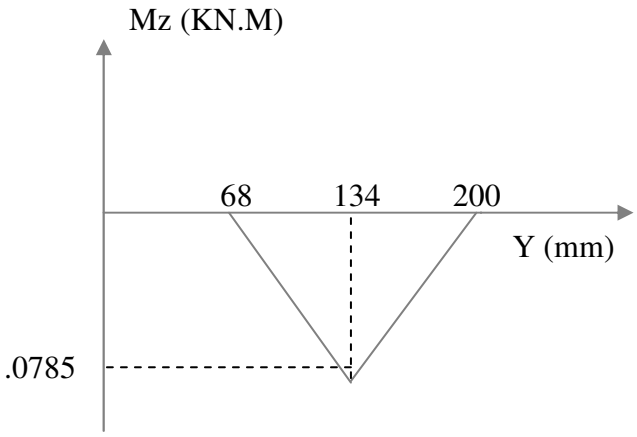
$$T = W_t \times r = 76.173\ KN.mm$$

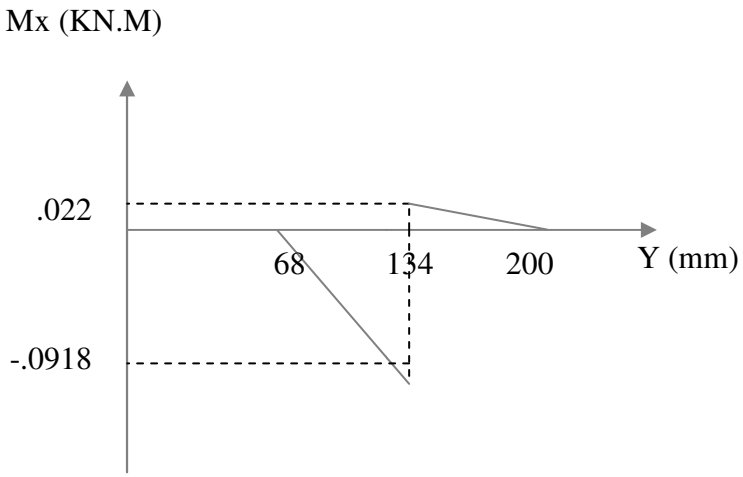


با توجه به شکل بالا و داده های موجود به محاسبات مربوط به شفت می پردازیم.

$$\sum M_Z{}^B = 0 \Rightarrow F_z{}^A = -1.391\ KN \qquad \sum F_Z = 0 \Rightarrow F_z{}^B = .3332\ KN$$
$$\sum M_Z{}^A = 0 \Rightarrow F_x{}^B = 1.19\ KN \qquad \sum F_X = 0 \Rightarrow F_X{}^A = 1.19\ KN$$

پس از بدست آوردن عکس العملهای تکیه گاه ها به رسم نمودار لنگرها می پردازیم :





با توجه به نمودارها گشتاورهای نقطه خطرناک شفت(پینیون) را که بر اساس بیشترین خمش و پیچش میباشد بدست می آوریم:

$M_m = -34.9\times10^3 \ \ N.mm$ $M_a = 96.95\times10^3 \ \ N.mm$ $T = 76.173\times10^3 \ \ N.mm$

فرضیات وحدسیات همانند شفت چرخ حلزون است.

گربر

$$d = \left(\frac{8n.A}{\pi.Se} \left\{ 1 + \left[1 + \left(\frac{2BSe}{AS_{ut}} \right)^2 \right]^{-.5} \right\} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$A = \sqrt{4\times(K_f M_a)^2 + 3\times(K_{fs} T_a)^2} = .3963\times10^6$$

$$B = \sqrt{4\times(K_f M_m)^2 + 3\times(K_{fs} T_m)^2} = .4182\times10^6$$

$$d = 27.6(mm)$$

حال به اصلاح حدس ها می پردازیم. ضرایب تمرکز تنش تغییری نمی کند. برای اصلاح ضریب اندازه داریم:

$$k_b = 1.51\ d^{-0.157} = 1.51\ (27.6)^{-0.157} = .89$$

$$S_e = 357.2 \ \ Mpa \rightarrow d = 27 \ mm$$

لذا قطر شفت می‌شود: $d = 27.5(mm)$

۳-۴-۲) طراحی خار پینیون :

با توجه به جدول ضمیمه خار، برای چرخدنده حلزونی، با استفاده از قطر شفت، خار 8×7 انتخاب می‌شود.

$$F = \frac{T}{\frac{d}{2}} = \frac{76.173\times10^3}{\frac{27.5}{2}} = 5.54 \ \ KN$$

$$\ell_C = \frac{2FN}{h\,S_y} = \frac{2\times 5540\times 3.15}{11\times 260} = 12.2 \quad (mm)$$

۳-۵) طراحی و انتخاب برینگ‌های مورد نیاز :

۳-۵-1) طراحی و انتخاب برینگ‌های مورد نیاز برای شفت چرخ حلزون گیربکس بالابر:

در انتخاب بیرینگها بسته به نوع باری که باید تحمل بکنند از کاتالوگ های شرکت SKF استفاده می‌شود .
فرضیاتی که در تمامی مراحل بدست آوردن بیرینگ ها بکار برده خواهد شد به شرح زیر می‌باشد:
۱- در روانکاری بیرینگ ها از روانکار با مشخصات زیر استفاده می‌شود. با این فرض که شرایط کاری دستگاه 70 درجه باشد. (پیوست شماره۱۴)
روغن مورد استفاده Iso 46 می باشد.

$v = 16(mm^2 / s)$

$T = 70^\circ$

۲- عمر مورد نظر برای بیرینگها برای 10 سال و روزی ۱۲ ساعت در نظر گرفته شده است.

$L = (10 \times 365 \times 60 \times \text{دور} * \text{(عمر(ساعت)} / 10^6 = \frac{10 \times 365 \times 12 \times 60 \times 22.73}{10^6} = 60$ (میلیون دور)

۳- ضریب اطمینان ۹۸% می‌باشد در نتیجه خواهیم داشت: (پیوست شماره۱۵)

$a_1 = .33$

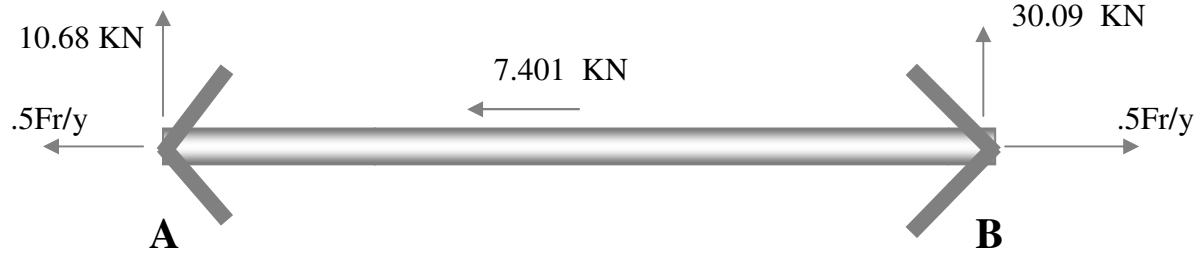
$\eta_c = 0.55$ ۴-شرایط کاری بلبرینگ نرمال در نظر گرفته می شود.

برای شفت چرخ حلزون از رولربرینگهای مخروطی استفاده نموده ایم چرا که نیروی شعاعی و محوری زیادی تحمل می کند.

برای این شفت با توجه به عکس العمل های محاسبه شده در یاتاقانها داریم :

$F_{rA} = \sqrt{9.844^2 + 4.139^2} = 10.68 \quad KN$

$F_{rB} = \sqrt{10.41^2 + 28.2346^2} = 30.09\, KN$



یاتاقان A و یاتاقان B می بایست با هم طراحی شود.

بر اساس قطر شفت که برابر است با ۸۵ میلیمتر با انتخاب ازکوچکترین قطر بیرونی یاتاقان کار را شروع می کنیم.

نوع یاتاقان را از نوع *Tapered roller bearings* و یک ردیفه انتخاب می کنیم.

انتخاب اول برابر است با :

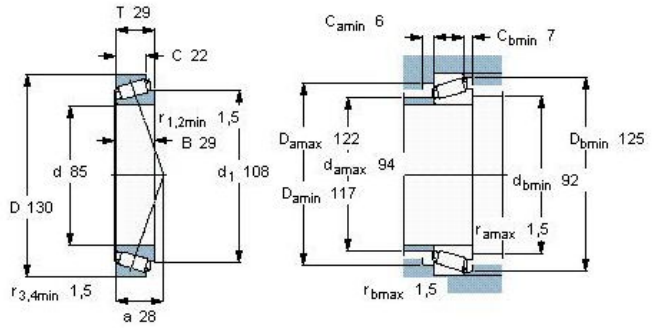
حدس اول:

Tapered roller bearings, single row, metric bearings

Product information

Tolerances , see also text
Recommended fits
Shaft and housing tolerances

Principal dimensions			Basic load ratings dynamic	static	Fatigue load limit	Speed ratings Reference speed	Limiting speed	Mass	Designation
d	D	T	C	C_0	P_u				
mm			kN		kN	r/min		kg	-
85	130	29	140	224	25,5	3400	4800	1,35	**32017 X/Q**



برای محاسبه نیروهای افقی وارد بر هر یاتاقان از رابطه ی زیر محاسبه می شود و با استفاده ازنرم افزار *skf* داریم :

$$\begin{cases} \dfrac{.5F_{rA}}{Y} = 3.955 \\ \dfrac{.5F_{rB}}{Y} = 11.14 \end{cases} \Rightarrow \begin{vmatrix} F_{aA} = 3.955 \\ F_{aB} = 11.356 \end{vmatrix} \Rightarrow \begin{cases} \left(\dfrac{F_a}{F_r}\right)_A = .37 < e \rightarrow p = 10.68\ KN \rightarrow a_{skf} = .104 \\ \left(\dfrac{F_a}{F_r}\right)_B = .37 < e \rightarrow p = 30.09\ KN \rightarrow a_{skf=} = .102 \end{cases}$$

$$\begin{cases} C_A = 100.31\ KN < C & Right \\ C_B = 284.3\ KN > C & error \end{cases}$$

پس نوع یاتاقان مورد استفاده در A برابر است با : **32017X/Q**

یاتاقان A انتخاب شد حال حدس دیگری برای یاتاقان B زده می شود با مراجعه به *skf* اولین C بزرگتر از آن را انتخاب و با قبلی مقایسه می کنیم.

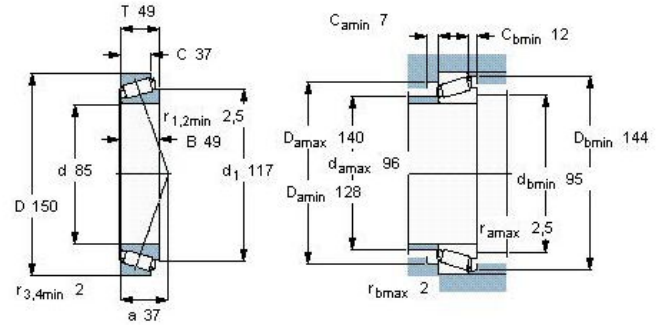
حدس دوم

Tapered roller bearings, single row, metric bearings

Product information

Tolerances , see also text
Recommended fits
Shaft and housing tolerances

Principal dimensions			Basic load ratings dynamic	static	Fatigue load limit	Speed ratings Reference speed	Limiting speed	Mass	Designation
d	D	T	C	C_0	P_u				
mm			kN		kN	r/min		kg	-
85	150	49	286	430	48	3000	4300	3,70	**33217/Q**



Calculation factors
e 0,43
Y 1,4
Y_0 0,8

$$\left\{\frac{.5F_{rB}}{Y}=10.74\Rightarrow\left|F_{aB}=11.356\Rightarrow\left(\frac{F_a}{F_r}\right)_B=.37<e\rightarrow p=30.09\ KN\rightarrow a_{skf=}=.103\right.\right.$$

$$\left(C_B=283\ KN\ <C\qquad Right\right.$$

پس نوع یاتاقان مورد استفاده در B برابر است با : **33217/Q**

۳-۵-1) طراحی و انتخاب برینگ‌های مورد نیاز برای شفت حلزون گیربکس بالابر:

۱- در روانکاری بیرینگ ها از روانکار با مشخصات زیر استفاده می‌شود. با این فرض که شرایط کاری دستگاه 70 درجه باشد.

روغن مورد استفاده Iso 46 می باشد.

$v = 16(mm^2 / s)$

$T = 70^\circ$

۲- عمر مورد نظر برای بیرینگها برای 10 سال و روزی ۱۲ ساعت در نظر گرفته شده است.

$L = (10 \times 365 \times 60 \times \text{دور} \times \text{عمر(ساعت)} * \text{دور}) / 10^6 = \frac{10 \times 365 \times 12 \times 60 \times 454.7}{10^6} = 1200$ (میلیون دور)

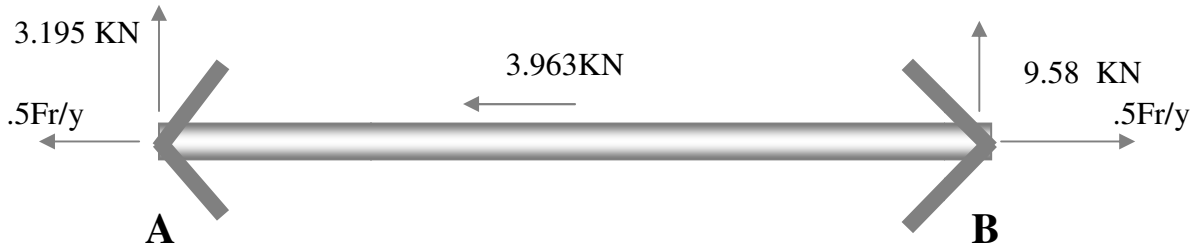
۳- ضریب اطمینان ۹۸% می‌باشد در نتیجه خواهیم داشت: (پیوست شماره۱۵)

$a_1 = .33$

۴-شرایط کاری بلبرینگ نرمال در نظر گرفته می شود. $\eta_c = 0.55$

برای شفت چرخ حلزون از رولربرینگهای مخروطی استفاده نموده ایم چرا که نیروی شعاعی و محوری زیادی تحمل می کند.

برای این شفت با توجه به عکس العمل های محاسبه شده در یاتاقانها داریم :



یاتاقان A و یاتاقان B می بایست با هم طراحی شود.

بر اساس قطر شفت که برابر است با ۶۰ میلیمتر با انتخاب ازکوچکترین قطر بیرونی یاتاقان کار را شروع می کنیم.

نوع یاتاقان را از نوع *Tapered roller bearings* و یک ردیفه انتخاب می کنیم.

انتخاب اول برابر است با :

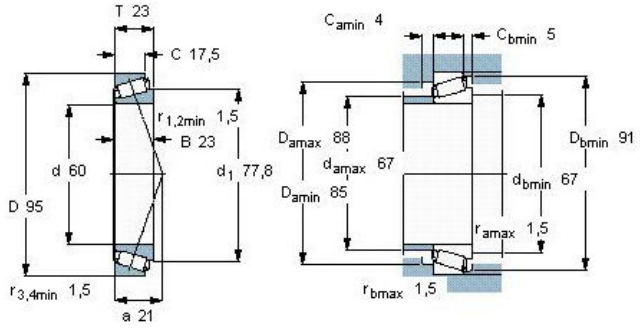
حدس اول:

Tapered roller bearings, single row, metric bearings

Product information

Tolerances , see also text
Recommended fits
Shaft and housing tolerances

Principal dimensions			Basic load ratings dynamic	static	Fatigue load limit	Speed ratings Reference speed	Limiting speed	Mass	Designation
d	D	T	C	C_0	P_u				* - SKF Explorer bearing
mm			kN		kN	r/min		kg	-
60	95	23	95	122	13,4	5300	6700	0,59	32012 X/QCL7C *



Calculation factors
e 0,43
Y 1,4
Y_0 0,8

برای محاسبه نیروهای افقی وارد بر هر یاتاقان از رابطه ی زیر محاسبه می شود و با استفاده ازنرم افزار *skf* داریم :

$$\begin{cases} \dfrac{.5F_{rA}}{Y} = 1.141 \\ \dfrac{.5F_{rB}}{Y} = 3.421 \end{cases} \Rightarrow \begin{vmatrix} F_{aA} = 1.141 \\ F_{aB} = 5.104 \end{vmatrix} \Rightarrow \begin{cases} \dfrac{F_a}{F_r})_A = .35 < e \rightarrow p = 3.195\ KN \rightarrow a_{skf} = 7.93 \\ \dfrac{F_a}{F_r})_B = .53 > e \rightarrow p = 10.98\ KN \rightarrow a_{skf=} = 1.12 \end{cases}$$

$$\begin{cases} C_A = 20.08\ KN < C & Right \\ C_B = 124.17\ KN > C & error \end{cases}$$

پس نوع یاتاقان مورد استفاده در A برابر است با : **32012X/QCL7C***

یاتاقان A انتخاب شد حال حدس دیگری برای یاتاقان B زده می شود با مراجعه به *skf* اولین C بزرگتر از آن را انتخاب و با قبلی مقایسه می کنیم.

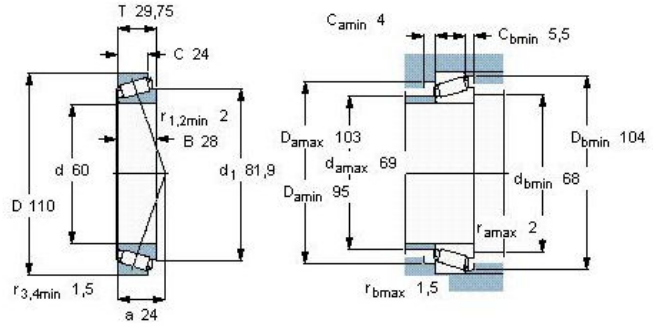
حدس دوم

Tapered roller bearings, single row, metric bearings

Product information

Tolerances, see also text
Recommended fits
Shaft and housing tolerances

Principal dimensions			Basic load ratings dynamic	static	Fatigue load limit	Speed ratings Reference speed	Limiting speed	Mass	Designation
d	D	T	C	C_0	P_u				
mm			kN		kN	r/min		kg	-
60	110	29,75	125	160	18,6	4500	6000	1,15	**32212 J2/Q**



Calculation factors
e 0,4
Y 1,5
Y_0 0,8

$$\begin{cases} \dfrac{.5F_{rB}}{Y} = 3.19 \Rightarrow \left|F_{aB} = 5.104 \Rightarrow \left(\dfrac{F_a}{F_r}\right)_B = .53 > e \rightarrow p = 11.48\ KN \rightarrow a_{skf=} = 1.18 \right. \\ \left(C_B = 127.8\ KN\ > C \qquad Error \right. \end{cases}$$

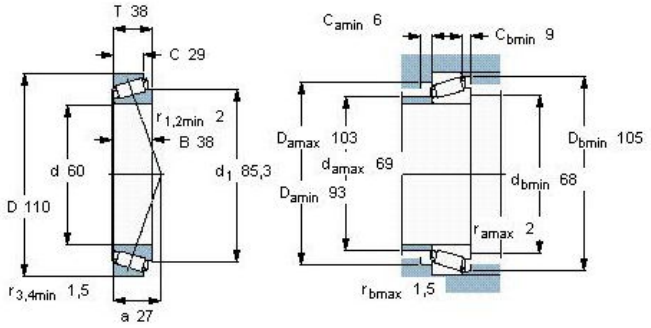
حدس سوم

Tapered roller bearings, single row, metric bearings

Product information

Tolerances , see also text
Recommended fits
Shaft and housing tolerances

Principal dimensions			Basic load ratings dynamic	static	Fatigue load limit	Speed ratings Reference speed	Limiting speed	Mass	Designation
d	D	T	C	C_0	P_u				
mm			kN		kN	r/min		kg	-
60	110	38	168	236	26,5	4000	6000	1,60	**33212/Q**



Calculation factors
e 0,4
Y 1,5
Y_0 0,8

$$\begin{cases} \frac{.5F_{rB}}{Y} = 3.19 \Rightarrow |F_{aB} = 5.104 \Rightarrow \left(\frac{F_a}{F_r}\right)_B = .53 > e \rightarrow p = 11.48\ KN \rightarrow a_{skf=} = 1.83 \\ (C_B = 112\ KN\ < C \qquad Right \end{cases}$$

پس نوع یاتاقان مورد استفاده در B برابر است با : **33212/Q**

۳-۵-1) طراحی و انتخاب برینگ‌های مورد نیاز برای شفت چرخدنده مارپیچ گیربکس بالابر:

۱- در روانکاری بیرینگ ها از روانکار با مشخصات زیر استفاده می‌شود. با این فرض که شرایط کاری دستگاه 70 درجه باشد.

روغن مورد استفاده Iso 46 می باشد.

$v = 16(mm^2 / s)$

$T = 70^\circ$

۲- عمر مورد نظر برای بیرینگها برای 10 سال و روزی ۱۲ ساعت در نظر گرفته شده است.

$L = (10 \times 365 \times 60 \times \text{دور} \times \text{عمر(ساعت)} * \text{دور}) / 10^6 = \frac{10 \times 365 \times 12 \times 60 \times 967}{10^6} = 2541$ (میلیون دور)

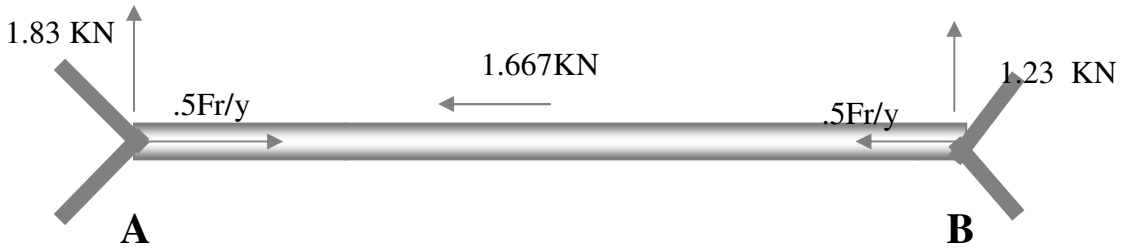
۳- ضریب اطمینان ۹۸% می‌باشد در نتیجه خواهیم داشت: (پیوست شماره۱۵)

$a_1 = .33$

۴-شرایط کاری بلبرینگ نرمال در نظر گرفته می شود. $\eta_c = 0.55$

برای شفت چرخ حلزون از رولربرینگهای مخروطی استفاده نموده ایم چرا که نیروی شعاعی و محوری زیادی تحمل می کند.

برای این شفت با توجه به عکس العمل های محاسبه شده در یاتاقانها داریم :



یاتاقان A و یاتاقان B می بایست با هم طراحی شود.

بر اساس قطر شفت که برابر است با 27.5 میلیمتر با انتخاب ازکوچکترین قطر بیرونی یاتاقان کار را شروع می کنیم.

نوع یاتاقان را از نوع *Tapered roller bearings* و یک ردیفه انتخاب می کنیم.

انتخاب اول برابر است با :

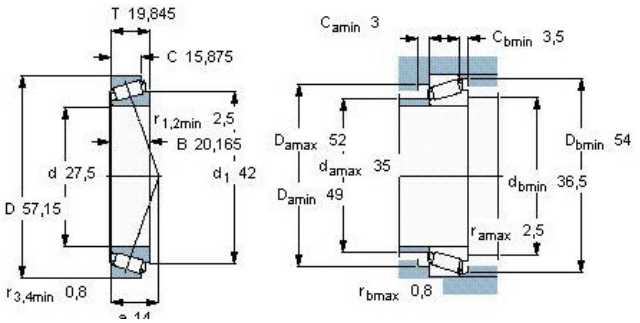
حدس اول:

Tapered roller bearings, single row, inch bearings

Product information

Tolerances , see also text
Recommended fits
Shaft and housing tolerances

Principal dimensions			Basic load ratings dynamic	static	Fatigue load limit	Speed ratings Reference speed	Limiting speed	Mass	Designation
d	D	T	C	C_0	P_u				
mm			kN		kN	r/min		kg	-
27,5	57,15	19,845	45,7	51	5,6	9000	13000	0,22	**1982 F/1924 A/QVQ519**



Calculation factors
e 0,33
Y 1,8
Y_0 1

برای محاسبه نیروهای افقی وارد بر هر یاتاقان از رابطه ی زیر محاسبه می شود و با استفاده ازنرم افزار *skf* داریم :

$$\begin{cases} \dfrac{.5F_{rA}}{Y} = .5083 \\ \dfrac{.5F_{rB}}{Y} = .3416 \end{cases} \Rightarrow \begin{vmatrix} F_{aA} = 2 \\ F_{aB} = .34161 \end{vmatrix} \Rightarrow \begin{cases} \dfrac{F_a}{F_r})_A = 1.1 > e \rightarrow p = 4.332\ KN \rightarrow a_{skf} = 1.61 \\ \dfrac{F_a}{F_r})_B = .277 < e \rightarrow p = 1.23\ KN \rightarrow a_{skf=} = 18 \end{cases}$$

$$\begin{cases} C_A = 55.02\ KN > C & error \\ C_B = 7.573\ KN < C & Right \end{cases}$$

پس نوع یاتاقان مورد استفاده در B برابر است با : **1982 F/1924 A/QVQ519**

یاتاقان B انتخاب شد حال حدس دیگری برای یاتاقان A زده می شود بدلیل اینکه انتخاب دیگری در چنین قطری نداریم قطر داخلی آنرا توسط بوش به ۲۸.۵۷۵ میلیمتر می رسانیم.

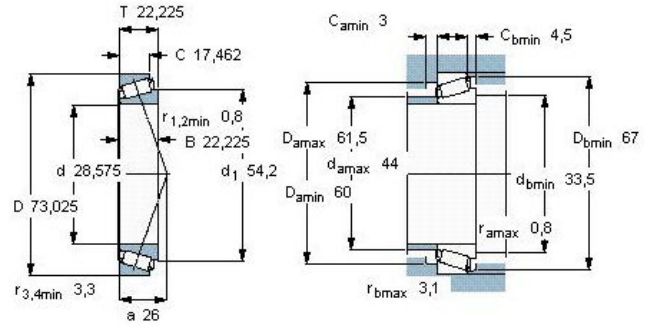
حدس دوم

Tapered roller bearings, single row, inch bearings

Product information

Tolerances , see also text
Recommended fits
Shaft and housing tolerances

Principal dimensions			Basic load ratings dynamic	static	Fatigue load limit	Speed ratings Reference speed	Limiting speed	Mass	Designation
d	D	T	C	C_0	P_u				
mm			kN		kN	r/min		kg	-
28,575	73,025	22,225	99	140	15	7000	10000	1,05	**02872/02820/Q**



Calculation factors
e 0,46
Y 1,3
Y_0 0,7

$$\left\{\frac{.5F_{rA}}{Y}=.704\Rightarrow\left|F_{aA}=2\Rightarrow\left(\frac{F_a}{F_r}\right)_A=1.1>e\rightarrow p=3.332\ KN\rightarrow a_{skf=}=25.5\right.\right.$$

$$\left(C_B=18.48\ KN\ <C\qquad Right\right.$$

پس نوع یاتاقان مورد استفاده در A برابر است با : **02872/02820/Q**

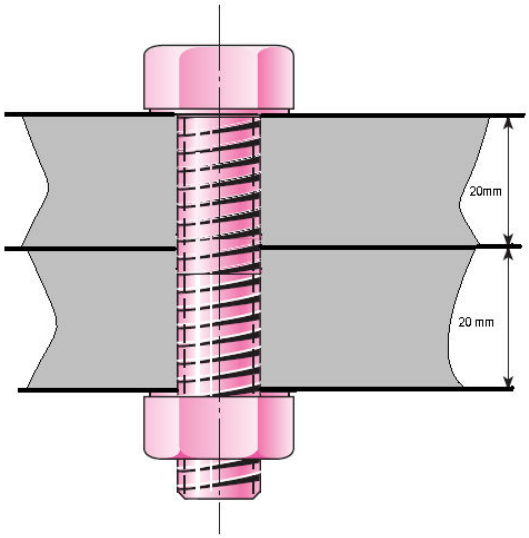
طراحی پیچ

کیلوگرم۵۴۰۰ :جرم کل متصل به پیچ ها(موتور، گیربکس، کابل، بار و ...)

۴:تعداد پیچ ها

F: نیروی وارد بر هر پیچ

$$\delta = \frac{5400 * 9.81}{4} = 13243.5N$$



قطر پیچ 16میلیمتر، از کلاس 12.9 حدس زده می شود:

Property Class	Size Range, Inclusive	Minimum Proof Strength,† MPa	Minimum Tensile Strength,† MPa	Minimum Yield Strength,† MPa	Material	Head Marking
12.9	M1.6–M36	970	1220	1100	Alloy, Q&T	12.9

$$d = 16 \quad p = 2 \quad A_s = 157$$

$$F_i = 0.75F_{proof} = 0.75A_s S_p = 0.75 * 157 * 970 = 114217.5N$$

$$K_{pi} = \frac{0.5774\pi E_i d}{\ln\left[\frac{(1.155t + D - d)(D + d)}{(1.155t + D + d)(D - d)}\right]} \Rightarrow K_{pi} = 6661109.5$$

$$K_p = \frac{K_{pi}}{2} = 3330554.8$$

$d=16 \quad p=2 \quad A_s=157$

$F_i=0.75F_{proof}=0.75A_sS_p=0.75*157*970=114217.5N$

$K_b=K_t=\frac{157*207*10^3}{40}=812475$

$C=\frac{K_b}{K_b+K_p}=0.2\Rightarrow F_b=C\,n\,F+F_i=0.2*n*13243.5+114217.5$

$\sigma_t=\frac{F_b}{A_s}=16.9n+727.5 \qquad \sigma_t=\frac{0.38F_b(\frac{d_p-d_r}{2})}{\frac{1}{6}\pi d_r\ p}=\frac{0.38*F_b*0.58}{\frac{1}{6}*\pi*13.54*2^2}=20.6n+887.7$

$\sigma_{VOM}=\frac{1}{\sqrt{2}}\sqrt{(\sigma_t)^2+(\sigma_b)^2+(\sigma_t+\sigma_b)^2}\Rightarrow\sigma_{VOM}=S_P\Rightarrow n=7$

$A_t=\frac{F}{\frac{S_P}{n}}=107\Rightarrow M16$

طراحی و انتخاب موتور گیربکس لازم برای حرکت موتور وینچ روی تیر:

برای طراحی این گیربکس از یک چرخدنده حلزونی درگیر با چرخ حلزون استفاده نموده ایم .

برای حرکت شاسی روی تیر نیز قصد داریم به طراحی غلتک هایی که به شفت چرخ حلزون متصل هستند بپردازیم. که در ادامه اصول طراحی تک تک این قطعات شرح داده میشود.

طراحی غلتک :

جهت طراحی موتور باید دور خروج را داشته باشیم و چون شفت گیربکس مستقیماً به غلتکها متصل است ابتدا به طراحی غلتکها می پردازیم:

هنگامی که دو جسم با سطوح خمیده به هم فشرده می شوند ، نقطه یا خط تماس آنها به یک سطح تماس تبدیل می شود.چنان چه این دو سطح استوانه ای باشند سطح تماس یک مستطیل بوده که تنش روی آن توزیع می شود.

در طراحی غلتک فرض می شود دواستوانه با قطرهای d_1 وd_2 بر روی هم فشار وارد می کنند که در این حالت قطر تیر بینهایت می باشد.

جنس غلتک با توجه به کتاب استاندارد های ماشین سازی از فولادکربوره $MOCr4$ با مشخصات زیر انتخاب می شود:

$$S_{ut}=1080(Mpa) \quad S_y=590(Mpa) \quad E=207(Gpa)$$

$$f.s=3$$

$$\sigma=\frac{S_y}{f.s}=\frac{590}{3}=196.7Mpa$$

$$\sigma=\frac{2F}{\pi bL}=P_{\max} \Rightarrow b=\frac{2F}{\pi LP_{\max}}$$

برای محاسبه F لازم است تا جرم کل را داشته باشیم .

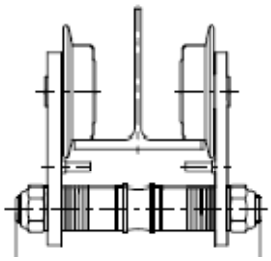
اما به دلیل اینکه هنوز گیربکس محرک را طراحی نکرده ایم برای ادامه کار با حدس وزن برای گیربکس دوم و محاسبه وزن دیگر قطعات به ادامه کار می پردازیم .(جرم موتور دوم۲۰ و جرم گیریکس دوم ۵۰ در نظر گرفته شده است.)

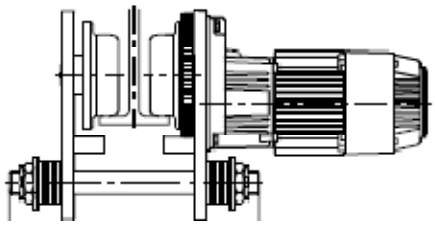
(طبلک+قرقره ها+قلاب+الکتروموتور ها+گیربکس ها+کابل+بار)= جرم وارده به غلتک ها

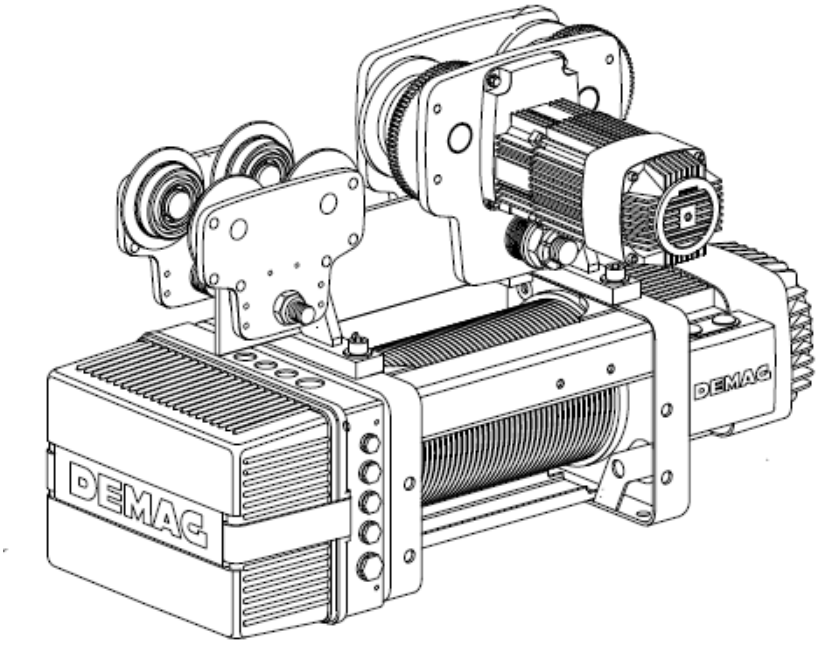
$$5415=(5000+21.5+50+100+20+97.5+5+50+71)$$

وزن کل=$9.81\times5415=53121.15(N)$

با توجه به کاتالوگ شرکت دماگ و اینکه جرم زیادی باید توسط وینچ رو تیر عرضی حرکت کند تعداد ۸ چرخ برای ترولی در نظر گرفته شده است:







به منظور راحتی در محاسبات، چرخ ها هم اندازه در نظر گرفته می شوند، همچنین پهنای انتخابی چرخ ها ۱۳۰ میلیمتر می باشد:

$$F = \frac{53121.15}{8} = 6640(N)$$

$$b = \frac{2F}{\pi L P_{\max}} = \frac{2\times 6640}{\pi \times 130 \times 196.7} = 0.165\ (mm)$$

$$b = \left\{ \frac{2F}{\pi L} \frac{\frac{1-v_1^2}{E_1} + \frac{1-v_2^2}{E_2}}{\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2}} \right\}^{1/2} \qquad v_1 = v_2 = 0.3 \qquad E_1 = E_2 = 207Gpa \qquad d_1 = \infty$$

$$d_2 = 190.4\ (mm) \ \Rightarrow \ d_{std} = 200$$

با رجوع به جدول مربوط به چرخ‌های استاندارد که در ضمیمه ۳ - ۱ آمده است قطر چرخ را به d =۲۰۰mm استاندارد می‌نماییم.

محور چرخ کرین

برای محور چرخ کرین از میله فولادی به شماره $AISI103, Q\&T$ استفاده می کنیم:

$$S_{ut} = 848\ MPa \qquad , \qquad S_y = 648\ MPa$$

می‌دانیم که:

$$\frac{S_y}{\sqrt{3}\ f.s.} = \sigma_{vom} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

اگر طول محور چرخ کربن را ۱۵۰mm فرض کنیم داریم:

$$\frac{S_y}{\sqrt{3} f.s.} = \frac{648}{\sqrt{3}\times 3} = 124.71$$

$$\sigma = \frac{MC}{I} = \frac{FL\ d/2}{\pi \frac{d^4}{64}} = \frac{6640\times 150\times 32}{\pi d^3} = \frac{10^7}{d^3}$$

$$\tau = \frac{4}{3}\ \frac{v}{A} = \frac{16F}{3\pi d^2} = \frac{16\times 6640}{3\pi d^2} = \frac{11272.4}{d^2}$$

$$124.71 = \sqrt{\left(\frac{10^7}{d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{11272.4}{d^2}\right)^2}$$

$$\rightarrow\ d = 43.17\ mm$$

طبق جدول مربوط به مفتول‌های فولادی که در ضمیمه ۳ – ۲ آمده است قطر را ۵۰mm در نظرگرفته می شود که همان قطر داخلی چرخ کرین است.

طراحی و انتخاب موتور گیربکس محرک:

برای طراحی موتور گیربکس با انتخاب موتور گیربکسی مناسب از کاتالوگ موتورهای شرکت موتوژن به طراحی گیربکس می پردازیم و با بدست آوردن بازده و توان خروجی به انتخاب موتوری مناسب با توان ورودی بدست آمده می پردازیم.

قبل از ادامه کار لازم است سرعت حرکت مشخص شود تا به کمک آن بتوان توان را محاسبه نمود. طبق مصاحبه انجام شده با آقای مهندس عابدی مدیر فنی شرکت دماوند سرعت استاندارد وینچ برای جرثقیل های سقفی بین ۱۲ تا ۱۶ متر بر دقیقه می باشد که در این پروژه از سرعت۱۴ متر بر دقیقه وشتاب ۰/۰۱۲ متر بر مجذور ثانیه استفاده شده است.

$$\begin{cases} v = 0.23 \ \ m/s \\ a = 0.012 \ m/s^2 \end{cases}$$

برای محاسبه توان به نیروی وارده کل نیز نیاز داریم. در قسمت قبل برای محاسبه نیروی وارد بر غلتک ها جرم را ۵۴۱۵ کیلوگرم درنظر گرفتیم که با احتساب جرم غلتک ها و محورشان(۱۲۰کیلوگرم) و سایر اجزا شامل پیچ ها، قطعات اتصالی، جعبه چرخدنده ها و ... (۱۵کیلوگرم) جرم کل را خواهیم داشت:

۱۵+۱۲۰+۵۴۱۵=۵۵۵۰کیلوگرم

نکته: با مراجعه به ماشین هندبوک ۲۷، ضریب اصطکاک برای تماس استیل با استیل را میتوان با روغن کاری خوب به ۰/۰۴ رسانید.

$$F = M(a+\mu g) \Rightarrow F = 5550(0.012+0.04\times 9.81) \Rightarrow F = 2244.42\ N$$

$$P = F.V = 2244.42\times 14\times \frac{1}{60} = 523.7w$$

با تحقیقاتی که انجام شد، به این نتیجه رسیدیم که این توان باید در ضریبی به نام overload factor که بین ۱ تا ۱/۵ است ضرب شود تا توان خروجی واقعی محاسبه شود:

$$P = 523.7\times 1.3 = 680.8w = 0.68Kw$$

$$\text{سرعت دورانی غلتک} = \frac{V}{\frac{d}{2}} = \frac{0.23}{\frac{0.2}{2}} = 2.3\frac{rad}{s} = 21.96rpm \cong 22rpm$$

با توجه به سرعت دورانی غلتک که همان خروجی گیربکس است، و با در نظر گرفتن اینکه توان محاسبه شده در بالا باید بر بازده گیربکس تقسیم شود تا توان ورودی محاسبه شود که مسلما بزرگتر از توان خروجی خواهد بود و همچنین مشاهده سرعت های خروجی در کاتالوگ مربوط به شرکت موتوژن مشخص می شود که نسبت سرعت حدود ۳۰ تا ٤۰ خواهد بود. پس گیربکس مورد استفاده باید از نوع حلزون و چرخ حلزون باشد. به همین منظور بازده را ۷۰ درصد حدس میزنیم و به انتخاب موتور می پردازیم، سپس حلزون و چرخ حلزون را حل کرده و بازده را با بازده فرضی مقایسه می کنیم.

$$\eta = \frac{P_{out}}{P_{in}}\times 100 \quad \Rightarrow \quad 70 = \frac{0.68}{P_{in}}\times 100 \quad \Rightarrow \quad P_{in} = 0.97\,Kw$$

حال با داشتن توان ورودی به گیربکس، موتوری مناسب را انتخاب می نماییم:

جرم(Kg)	دور خروج (rpm)	توان (kw)	تیپ موتور
20	645	1.1	100L8G

طراحی چرخدنده حلزونی و چرخ حلزون:

$$m_G = \frac{645}{22} = 29.3 = 30$$

فرضیات:

یک چرخدنده حلزونی فولادی درگیر با چرخ حلزون فولادی ریخته گری ماسه، که نسبت دور آنها ۳۰ و توان ورودی $1.1Kw$ می باشد . ضریب طراحی 2.5 و دمای کاری 120° درجه و شرایط کاری به گونه ای است که $k_o = 2$ در نظر گرفته میشود.

$$m_G > 20 \Rightarrow N_W = 1 \qquad N_G = N_W * m_G \;\Rightarrow\; N_G = 30\times 1 = 30$$

$$d_G = N_G * m \;\Rightarrow\; d_G = 30*10 = 300\,(mm)$$

$$d_w = \left(\frac{1}{Q}\right).\left(\frac{d_w + d_G}{2}\right)^{0.875} \quad , \; Q = 2.09 \; for\ Mid\ Limit$$

$$\xrightarrow{iteration} d_w\big|_{Q=2.09} = 68.7\,(mm)$$

$$\lambda = \tan^{-1}\left(\frac{N_W * m_t}{d_w}\right) \Rightarrow \lambda = 8.28^{\circ} \Rightarrow \phi_n = 14.5^{\circ}$$

$$V_w = \frac{\pi * d_w * n_w}{60000} \Rightarrow V_w = 2.32\ {}^{m}\!/_{s}$$

$$V_w = \frac{\pi * d_G * n_G}{60000} = 0.35$$

$$V_s = \frac{V_w}{\cos\lambda} = 2.34$$

$$c = \frac{d_w + d_G}{2} > 76$$

$$C_s = 24.486 - 6.28\log d_G = 8.9$$

$$C_m = 0.0107 * \sqrt{-m_G{}^2 + 56 m_G + 5145} \Rightarrow C_m = 0.82$$

$$C_v = 0.659 e^{(-0.22 V_S)} \Rightarrow C_v = 0.39$$

$$f = 0.103\exp(-1.19 V_s^{-0.45}) + 0.012 = 0.058$$

$$\eta = \frac{\cos\phi_n - \mu\tan\lambda}{\cos\phi_n + \mu\cot\lambda} = 0.7$$

$$P_G = \eta * P_w = 0.7 * 1.1 = 0.77 Kw$$

$$W_G^t = \frac{K_o H_G n_d}{V_G} = 11000 w$$

$$Fe = \frac{W_G^t}{C_S d_G^{0.8} C_m C_V} = 40.3 mm$$

$$d_w = 68.7 \Rightarrow \frac{d_w}{2} = 34.35 \qquad \frac{2d_w}{3} = 45.8 \;\Rightarrow \frac{d_w}{2} < Fe < \frac{2d_w}{3}$$

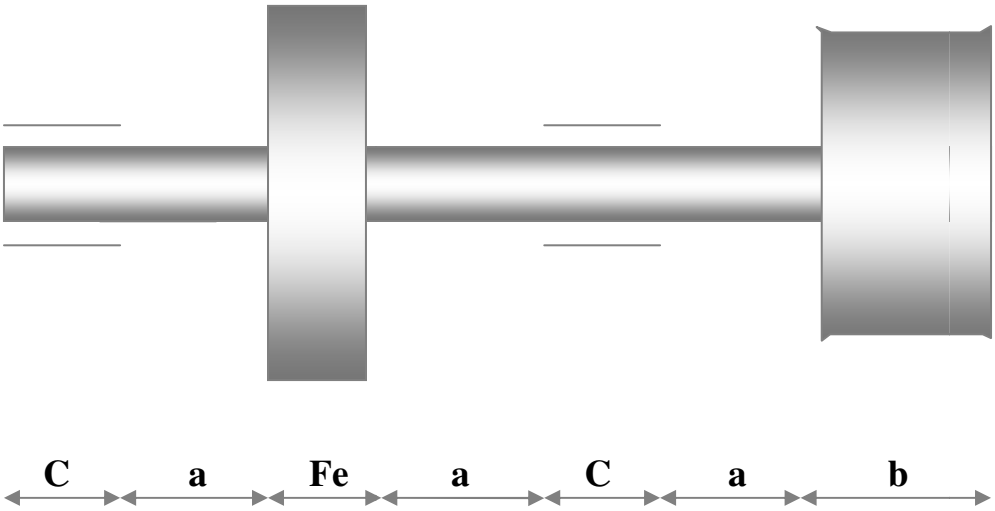
$m = 10$

$F_e = 40.3 \ \ mm$

۴-) طراحی شفت‌های گیربکس وینچ :

۳-۴-۳) طراحی شفت چرخ حلزون :

برای طراحی شفت لازم است تا ابتدا طول شفت محاسبه شود و سپس با قراردادن نیروها روی آن و محاسبه عکس العمل تکیه‌گاه ها قطر شفت بدست آید.
جهت محاسبه طول شفتها بر اساس شکل زیر عمل می کنیم.



$$L = b + Fe + 3a + 2c = 260.3mm$$

پس از بدست آوردن طول شفت ها باید نیروهای وارده بر چرخدنده‌ها ونیز برغلطک محاسبه شوند.
نیروهای وارده از طرف چرخ حلزون از روابط کتاب شیلگی استخراج شده است.
چرخدنده حلزونی:

$$w_{rw} = -w_{rG} = w\sin\varphi_n$$
$$w_{tw} = w_{aG} = w\cos\varphi_n \sin\lambda + \mu w\cos\lambda$$
$$w_{aw} = w_{tG} = w\cos\varphi_n \cos\lambda - \mu w\sin\lambda$$

ابتدا با داشتن توان ورودی و سرعت چرخ حلزون W_t را بدست می آوریم . سپس با استفاده از فرمول زیر تمام نیروها را محاسبه می نمائیم

$$T = \frac{p}{w} = \frac{.77\times10^{6}}{22\times\frac{2\pi}{60}} = .3342\times10^{6} \quad N.mm$$

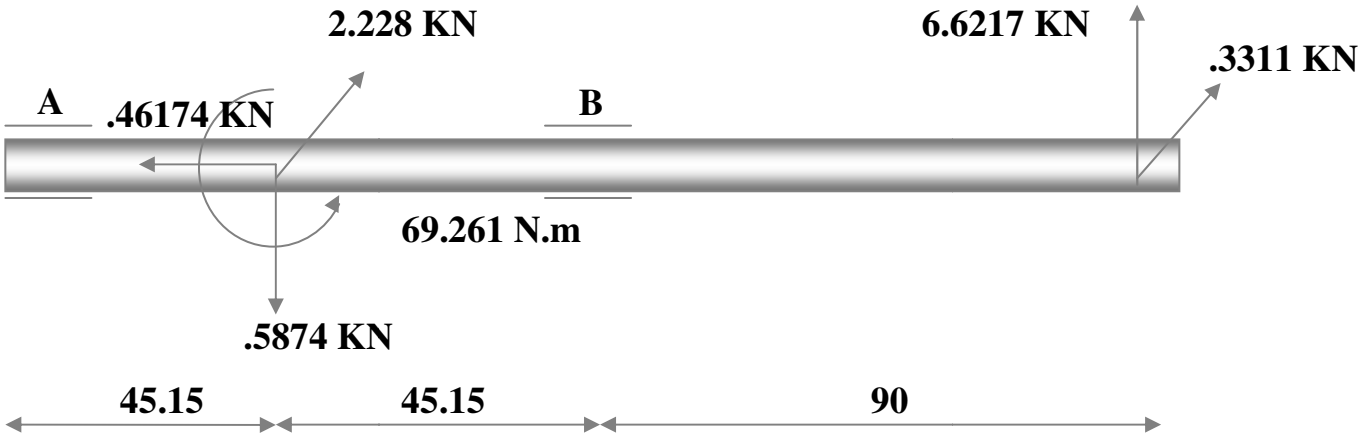
$$W_t = \frac{T}{r} = 2.228 \ KN$$

ابتدا با داشتن توان ورودی و سرعت حلزون W^n را بدست می آوریم . سپس با استفاده از فرمول زیر تمام نیروها را محاسبه می نمائیم.

$$W_{Gt} = 2.228 \quad = W(\cos\phi_n \cos\lambda - f \ Sin\lambda) \quad \rightarrow W = 2.346 \quad KN$$

$$W_{Gr} = W \ Sin \ \phi_n = .5874 \quad KN$$

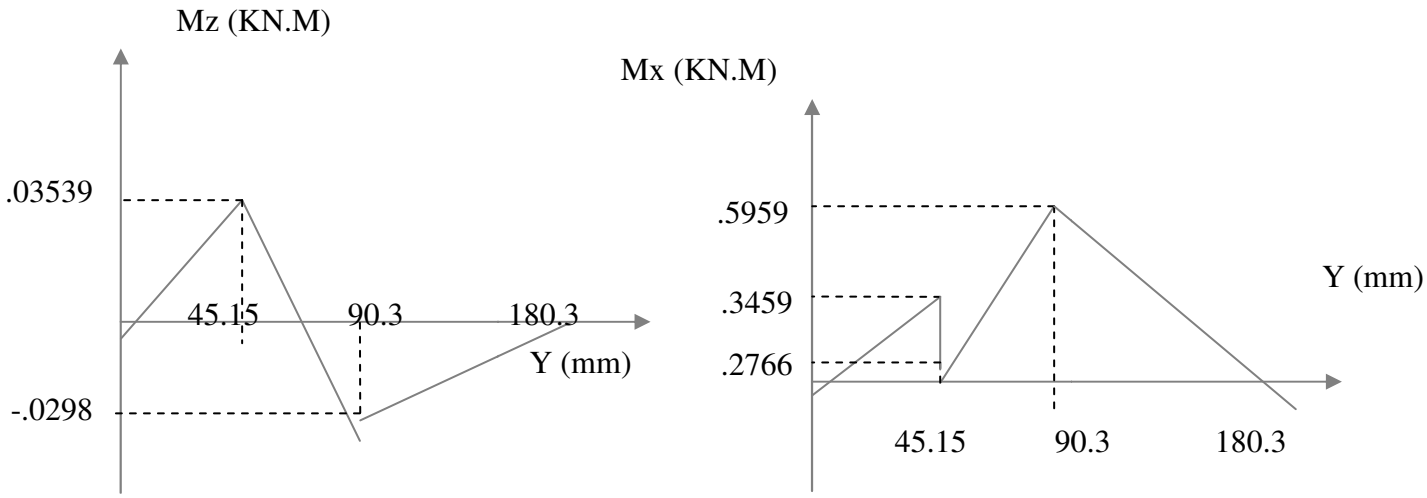
$$W_{Ga} = W(Cos\phi_n \ Sin\lambda + f \ Cos\lambda) = .46174 \ \ KN$$



با توجه به شکل بالا و داده های موجود به محاسبات مربوط به شفت می پردازیم.

$$\sum M_x{}^A = 0 \Rightarrow F_z{}^B = -13.7 \ KN \qquad \sum F_Z = 0 \Rightarrow F_z{}^A = 7.66 \ \ KN$$
$$\sum M_Z{}^A = 0 \Rightarrow F_x{}^B = 1.7751 \ KN \qquad \sum F_X = 0 \Rightarrow F_X{}^A = .784 \ \ KN$$

پس از بدست آوردن عکس العملهای تکیه گاه ها به رسم نمودار لنگرها می پردازیم :



با توجه به نمودارها نقطه خطرناک شفت را که بر اساس بیشترین خمش و پیچش میباشد بدست می آوریم:

$$M_B)_a = .5967\times10^3 \ N.mm$$

فرضیات وحدسیات همانند قبل است.

گربر

$$d=\left(\frac{8n.A}{\pi.Se}\left\{1+\left[1+\left(\frac{2BSe}{AS_{ut}}\right)^2\right]^{.5}\right\}\right)^{\frac{1}{3}}$$

$$A=\sqrt{4\times\left(K_f M_a\right)^2+3\times\left(K_{fs}T_a\right)^2}=2.38\times10^6$$

$$B=\sqrt{4\times\left(K_f M_m\right)^2+3\times\left(K_{fs}T_m\right)^2}=.5789\times10^6$$

$$d=48.76(mm)$$

حال به اصلاح حدس ها می پردازیم. ضرایب تمرکز تنش تغییری نمی کند. برای اصلاح ضریب اندازه داریم:

$$k_b=1.24\ d^{-0.107}=1.24\ (48.76)^{-0.107}=.818$$

$$S_e=328.33\ \ Mpa\rightarrow d=48.9\ mm$$

لذا قطر شفت می‌شود: $d=50(mm)$

۳-۴-۲) طراحی خار چرخ حلزون :

با توجه به جدول ضمیمه خار، برای چرخدنده حلزونی، با استفاده از قطر شفت، خار 14×9 انتخاب می‌شود.

$$F=\frac{W_t\times r_G}{\frac{d}{2}}=\frac{2228\times150}{\frac{50}{2}}=13.368\ \ KN$$

$$\ell_C=\frac{2FN}{h\,S_y}=\frac{2\times13368\times3.15}{9\times260}=36\ \ (mm)$$

۳-۴-۲) طراحی خار غلطک :

با توجه به جدول ضمیمه خار، برای چرخدنده حلزونی، با استفاده از قطر شفت، خار 14×9 انتخاب می‌شود.

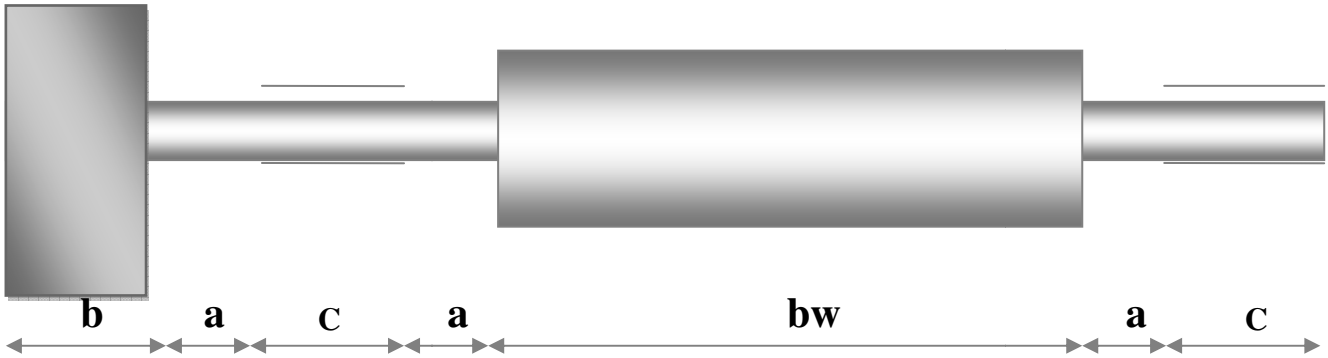
$$F=\frac{\mu\times N\times r}{\frac{d}{2}}=\frac{331.1\times100}{\frac{50}{2}}=1.324\ \ KN$$

$$\ell_C=\frac{2FN}{h\,S_y}=\frac{2\times1324\times3.15}{9\times260}=3.56\ \ (mm)$$

۳-۴) طراحی شفت حلزون :

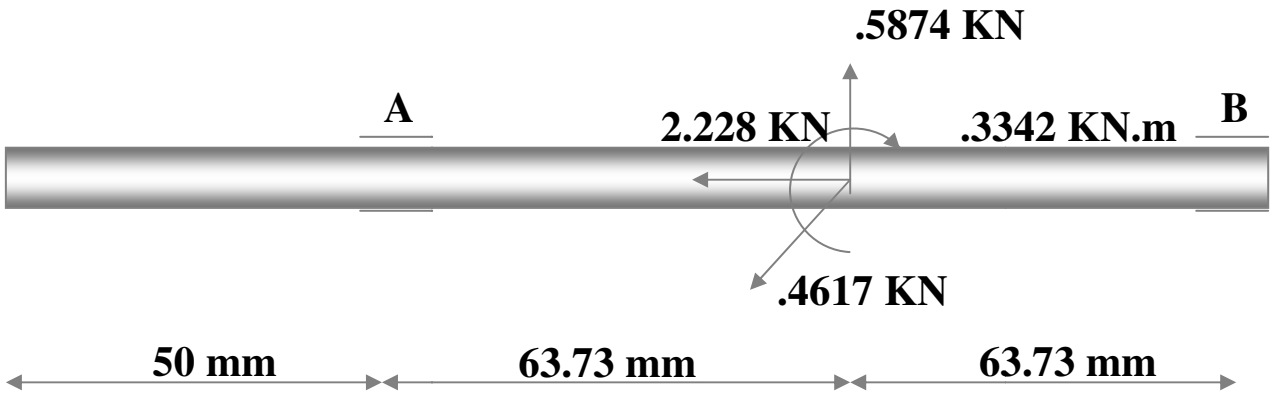
جهت محاسبه طول شفتها بر اساس شکل زیر عمل می کنیم.

پهنای حلزون برابر است با: $b_w = 2\sqrt{(150+10)^2 - (150-10)^2} = 77.46$



$$L = b_w + b + 3a + 2c = 192.46mm$$

پس از بدست آوردن طول شفت ها باید نیروهای وارده بر چرخدنده‌ها محاسبه شوند.
در طراحی شفت حلزون تمام نیروهای روی حلزون عیناً مانند حالت قبل اما در جهت مخالف اعمال میشوند.

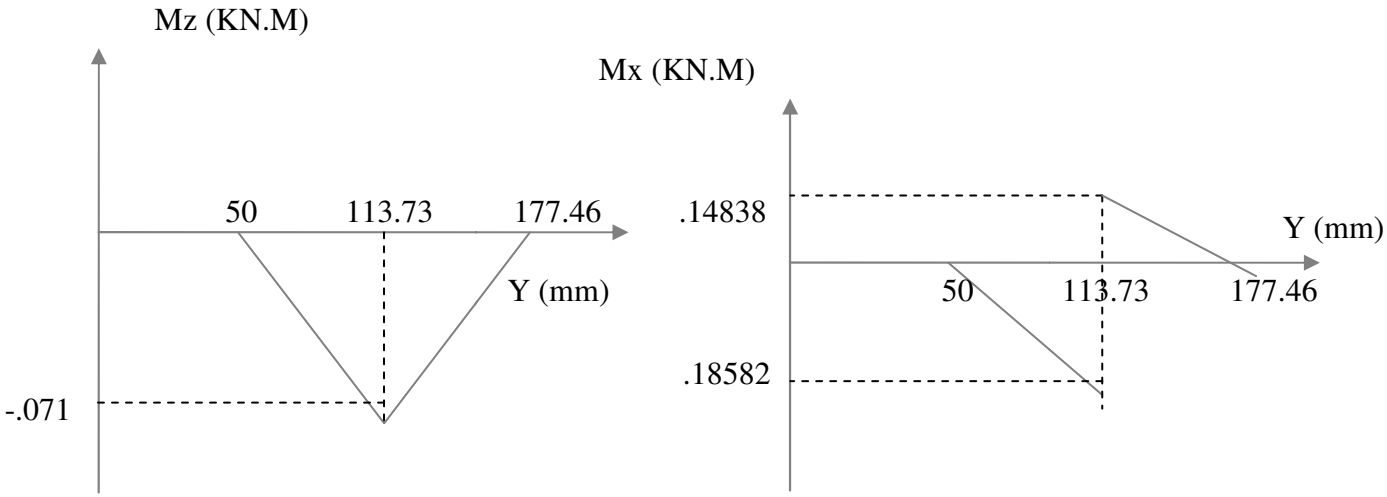


با توجه به شکل بالا و داده های موجود به محاسبات مربوط به شفت می پردازیم.

$\sum M_x{}^A = 0 \Rightarrow F_z{}^B = 2.3283\ KN \qquad \sum F_Z = 0 \Rightarrow F_z{}^A = -2.9157\ KN$

$\sum M_Z{}^A = 0 \Rightarrow F_x{}^B = 1.114\ KN \qquad \sum F_X = 0 \Rightarrow F_X{}^A = 1.114\ KN$

پس از بدست آوردن عکس العملهای تکیه گاه ها به رسم نمودار لنگرها می پردازیم :



با توجه به نمودارها نقطه خطرناک شفت را که بر اساس بیشترین خمش و پیچش میباشد بدست می آوریم:

$M_w)_a = 181.55\times10^3\ N.mm \qquad M_w)_m = -18.72\times10^3\ N.mm$

فرضیات وحدسیات همانند قبل است.

گربر

$$d=\left(\frac{8n.A}{\pi.Se}\left\{1+\left[1+\left(\frac{2BSe}{AS_{ut}}\right)^2\right]^{.5}\right\}\right)^{\frac{1}{3}}$$

$$A=\sqrt{4\times\left(K_f M_a\right)^2+3\times\left(K_{fs}T_a\right)^2}=.74217\times10^6$$

$$B=\sqrt{4\times\left(K_f M_m\right)^2+3\times\left(K_{fs}T_m\right)^2}=.11365\times10^6$$

$$d=33(mm)$$

حال به اصلاح حدس ها می پردازیم. ضرایب تمرکز تنش تغییری نمی کند. برای اصلاح ضریب اندازه داریم:

$$k_b=1.24\ d^{-0.107}=1.24\ (33)^{-0.107}=.853$$

$$S_e=342.3\ \ Mpa\rightarrow d=32.67\ mm$$

لذا قطر شفت می‌شود: $d=35(mm)$

۳-۴-۲) طراحی خار چرخ حلزون :

با توجه به جدول ضمیمه خار، برای چرخدنده حلزونی، با استفاده از قطر شفت، خار 8×10 انتخاب می‌شود.

$$F=\frac{T}{\frac{d}{2}}=\frac{16.28\times10^3}{\frac{35}{2}}=.93\ \ KN$$

$$\ell_C=\frac{2FN}{hS_y}=\frac{2\times930\times3.15}{8\times260}=2.817\ \ \ (mm)$$

۵-1) طراحی و انتخاب برینگ‌های مورد نیاز برای شفت چرخ حلزون گیربکس وینچ:

۱- در روانکاری بیرینگ ها از روانکار با مشخصات زیر استفاده می‌شود. با این فرض که شرایط کاری دستگاه 70 درجه باشد.

روغن مورد استفاده Iso 46 می باشد.

$v = 16(mm^2 / s)$

$T = 70^\circ$

۲- عمر مورد نظر برای بیرینگها برای 10 سال و روزی ۱۲ ساعت در نظر گرفته شده است.

$L = (10 \times 365 \times 60 \times$ دور$)$*(عمر(ساعت)$/10^6 = \frac{10 \times 365 \times 12 \times 60 \times 22}{10^6} = 57.81$ (میلیون دور)

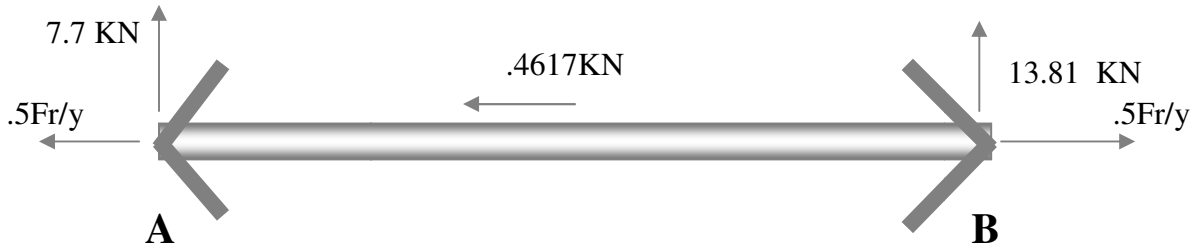
۳- ضریب اطمینان ۹۸% می‌باشد در نتیجه خواهیم داشت: (پیوست شماره۱۵)

$a_1 = .33$

۴-شرایط کاری بلبرینگ نرمال در نظر گرفته می شود. $\eta_c = 0.55$

برای شفت چرخ حلزون از رولربرینگهای مخروطی استفاده نموده ایم چرا که نیروی شعاعی و محوری زیادی تحمل می کند.

برای این شفت با توجه به عکس العمل های محاسبه شده در یاتاقانها داریم :



یاتاقان A و یاتاقان B می بایست با هم طراحی شود.

بر اساس قطر شفت که برابر است با ۵۰ میلیمتر با انتخاب ازکوچکترین قطر بیرونی یاتاقان کار را شروع می کنیم.

نوع یاتاقان را از نوع *Tapered roller bearings* و یک ردیفه انتخاب می کنیم.

انتخاب اول برابر است با :

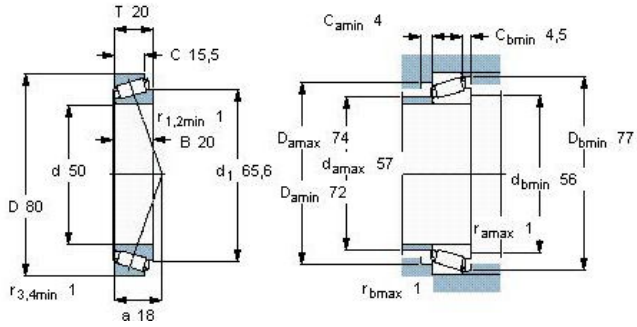
حدس اول:

Tapered roller bearings, single row, metric bearings

Product information

Tolerances , see also text
Recommended fits
Shaft and housing tolerances

Principal dimensions			Basic load ratings dynamic	static	Fatigue load limit	Speed ratings Reference speed	Limiting speed	Mass	Designation
d	D	T	C	C_0	P_u				
mm			kN		kN	r/min		kg	-
50	80	20	60,5	88	9,65	6000	8000	0,37	**32010 X/Q**



Calculation factors
e 0,43
Y 1,4
Y_0 0,8

برای محاسبه نیروهای افقی وارد بر هر یاتاقان از رابطه ی زیر محاسبه می شود و با استفاده ازنرم افزار *skf* داریم :

$$\begin{cases} \dfrac{.5F_{rA}}{Y} = 2.75 \\ \dfrac{.5F_{rB}}{Y} = 4.932 \end{cases} \Rightarrow \begin{vmatrix} F_{aA} = 4.47 \\ F_{aB} = 4.932 \end{vmatrix} \Rightarrow \begin{cases} \dfrac{F_a}{F_r})_A = .58 > e \rightarrow p = 9.338\,KN \rightarrow a_{skf} = .103 \\ \dfrac{F_a}{F_r})_B = .357 < e \rightarrow p = 13.81\ KN \rightarrow a_{skf=} = .102 \end{cases}$$

$$\begin{cases} C_A = 87\ KN > C \qquad error \\ C_B = 129\ KN > C \qquad error \end{cases}$$

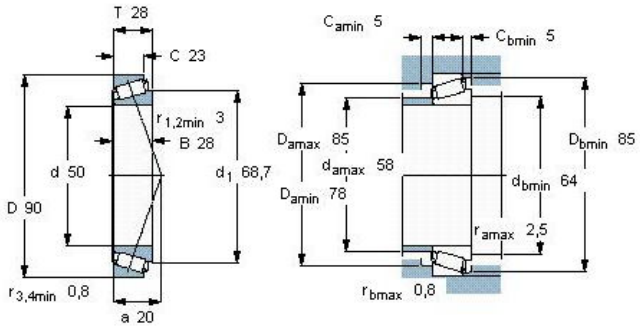
حدس دوم

Tapered roller bearings, single row, metric bearings

Product information

Tolerances , see also text
Recommended fits
Shaft and housing tolerances

Principal dimensions			Basic load ratings dynamic	static	Fatigue load limit	Speed ratings Reference speed	Limiting speed	Mass	Designation
d	D	T	C	C_0	P_u				
mm			kN		kN	r/min		kg	-
50	90	28	106	140	16	5300	8000	0,75	**JM 205149/110 A/Q**



Calculation factors
e 0,33
Y 1,8
Y_0 1

$$\begin{cases} \dfrac{.5F_{rA}}{Y} = 2.138 \\ \dfrac{.5F_{rB}}{Y} = 3.836 \end{cases} \Rightarrow \begin{vmatrix} F_{aA} = 3.374 \\ F_{aB} = 3.836 \end{vmatrix} \Rightarrow \begin{cases} \dfrac{F_a}{F_r})_A = .43 > e \rightarrow p = 9.153\,KN \rightarrow a_{skf} = .103 \\ \dfrac{F_a}{F_r})_B = .277 < e \rightarrow p = 13.81\ KN \rightarrow a_{skf=} = .103 \end{cases}$$

$$\begin{cases} C_A = 85.26\ KN < C & Right \\ C_B = 128.6\ KN\ > C & error \end{cases}$$

بار محوری یاتاقان مورد استفاده در A با بار محوری یاتاقان مورد استفاده در B رابطه دارد و در صورت تغییر بار محوری در B **می بایست یاتاقان** A دو باره طراحی شود.

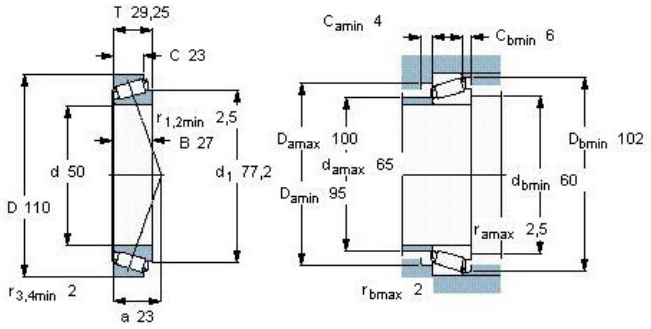
حدس سوم:

Tapered roller bearings, single row, metric bearings

Product information

Tolerances , see also text
Recommended fits
Shaft and housing tolerances

Principal dimensions			Basic load ratings dynamic	static	Fatigue load limit	Speed ratings Reference speed	Limiting speed	Mass	Designation
d	D	T	C	C_0	P_u				* - SKF Explorer bearing
mm			kN		kN	r/min		kg	-
50	110	29,25	143	140	16,6	5300	6300	1,25	**30310 J2/Q ***



Calculation factors
e 0,35
Y 1,7
Y_0 0,9

$$\begin{cases} \dfrac{.5F_{rA}}{Y} = 2.264 \\ \dfrac{.5F_{rB}}{Y} = 4.061 \end{cases} \Rightarrow \begin{vmatrix} F_{aA} = 3.6 \\ F_{aB} = 4.061 \end{vmatrix} \Rightarrow \begin{cases} \dfrac{F_a}{F_r})_A = .46 > e \rightarrow p = 9.2\,KN \rightarrow a_{skf} = .104 \\ \dfrac{F_a}{F_r})_B = .29 < e \rightarrow p = 13.81\ KN \rightarrow a_{skf=} = .103 \end{cases}$$

$$\begin{cases} C_A = 85.45\ KN < C & Right \\ C_B = 128.6\ KN < C & Right \end{cases}$$

پس نوع یاتاقان مورد استفاده در A,B برابر است با : **30310 J2/Q***

۳-۵-1) طراحی و انتخاب برینگ‌های مورد نیاز برای شفت حلزون گیربکس وینچ:

۱- در روانکاری بیرینگ ها از روانکار با مشخصات زیر استفاده می‌شود. با این فرض که شرایط کاری دستگاه 70 درجه باشد.

روغن مورد استفاده Iso 46 می باشد.

$v = 16(mm^2 / s)$

$T = 70^\circ$

۲- عمر مورد نظر برای بیرینگها برای 10 سال و روزی ۱۲ ساعت در نظر گرفته شده است.

$L = (10 \times 365 \times 60 \times$ دور*(عمر(ساعت) $/10^6 = \frac{10 \times 365 \times 12 \times 60 \times 645}{10^6} = 1694$ (میلیون دور)

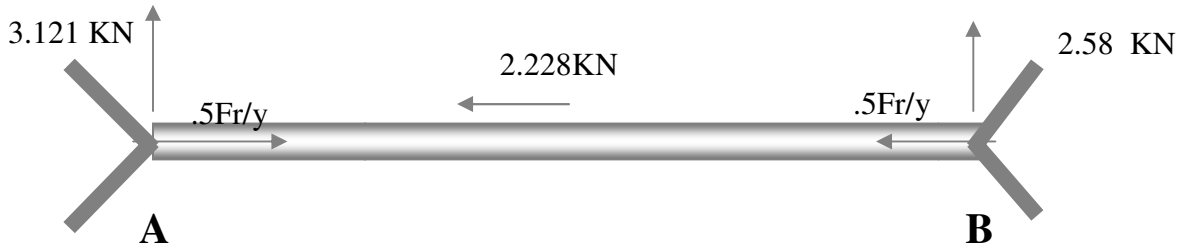
۳- ضریب اطمینان ۹۸% می‌باشد در نتیجه خواهیم داشت: (پیوست شماره۱۵)

$a_1 = .33$

۴-شرایط کاری بلبرینگ نرمال در نظر گرفته می شود $\eta_c = 0.55$

برای شفت چرخ حلزون از رولربرینگهای مخروطی استفاده نموده ایم چرا که نیروی شعاعی و محوری زیادی تحمل می کند.

برای این شفت با توجه به عکس العمل های محاسبه شده در یاتاقانها داریم :



یاتاقان A و یاتاقان B می بایست با هم طراحی شود.

بر اساس قطر شفت که برابر است با ۳۵ میلیمتر با انتخاب ازکوچکترین قطر بیرونی یاتاقان کار را شروع می کنیم.

نوع یاتاقان را از نوع *Tapered roller bearings* و یک ردیفه انتخاب می کنیم.

انتخاب اول برابر است با :

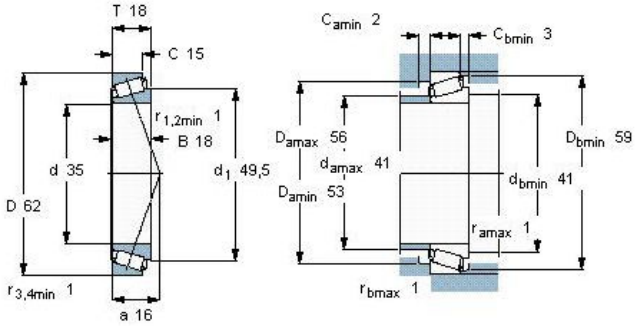
حدس اول:

Tapered roller bearings, single row, metric bearings

Product information

Tolerances , see also text
Recommended fits
Shaft and housing tolerances

Principal dimensions			Basic load ratings dynamic	static	Fatigue load limit	Speed ratings Reference speed	Limiting speed	Mass	Designation
d	D	T	C	C_0	P_u				
mm			kN		kN	r/min		kg	-
35	62	18	37,4	49	5,2	8000	11000	0,22	**32007 J2/Q**



Calculation factors
e 0,44
Y 1,35
Y_0 0,8

برای محاسبه نیروهای افقی وارد بر هر یاتاقان از رابطه ی زیر محاسبه می شود و با استفاده ازنرم افزار *skf* داریم :

$$\begin{cases} \dfrac{.5F_{rA}}{Y} = 1.156 \\ \dfrac{.5F_{rB}}{Y} = .955 \end{cases} \Rightarrow \begin{vmatrix} F_{aA} = 2.129 \\ F_{aB} = .955 \end{vmatrix} \Rightarrow \begin{cases} \dfrac{F_a}{F_r})_A = .68 > e \rightarrow p = 4.122\ KN \rightarrow a_{skf} = .917 \\ \dfrac{F_a}{F_r})_B = .37 < e \rightarrow p = 2.58\ KN \rightarrow a_{skf=} = 1.56 \end{cases}$$

$$\begin{cases} C_A = 54.9\ KN > C & error \\ C_B = 29.29\ KN < C & Right \end{cases}$$

پس نوع یاتاقان مورد استفاده در B برابر است با : **32007 J2/Q**

یاتاقان B انتخاب شد حال حدس دیگری برای یاتاقان A زده می شود با مراجعه به *skf* اولین C بزرگتر از آن را انتخاب و با قبلی مقایسه می کنیم.

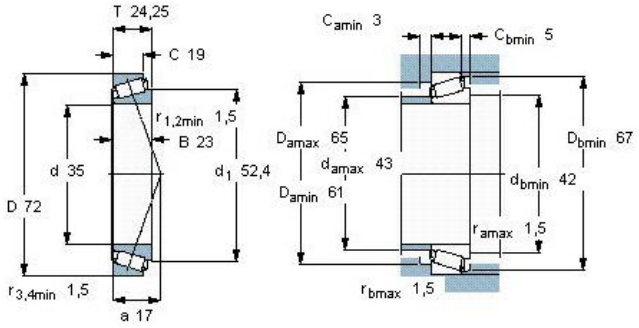
حدس دوم

Tapered roller bearings, single row, metric bearings

Product information

Tolerances , see also text
Recommended fits
Shaft and housing tolerances

Principal dimensions			Basic load ratings dynamic	static	Fatigue load limit	Speed ratings Reference speed	Limiting speed	Mass	Designation
d	D	T	C	C_0	P_u				
mm			kN		kN	r/min		kg	-
35	72	24,25	66	78	8,5	7000	9500	0,43	32207 J2/Q



Calculation factors
e 0,37
Y 1,6
Y_0 0,9

$$\left\{\frac{.5F_{rB}}{Y}=.975\Rightarrow\left|F_{aB}=2.129\Rightarrow\left(\frac{F_a}{F_r}\right)_B=.68>e\rightarrow p=4.655\ KN\rightarrow a_{skf=}=1.56\right.\right.$$

$$\left(C_B=52.85\ KN\ <C\qquad Right\right.$$

پس نوع یاتاقان مورد استفاده در A برابر است با : **32207 J2/Q**

طراحی تیر عرضی

برای حل تیر ابتدا نیروهای وارد بر تیر محاسبه میشوند و با انتخاب جنس و نوع مناسب کار پیگیری میشود.

در حل تیرمیتوان:

۱) ابتدا یک جنس انتخاب نمود و سپس با حل معادلات مربوط به آن به خیز تیر مورد نظر رسید . چنانچه:

الف) خیز بدست آمده از حداکثر خیز استاندارد تیر کمتر باشد

ب) مدول بدست آمده از مدول انتخابی کمتر باشد

ج) شرط کمتر بودن تنش برشی را ارضا کند

آنگاه تیر انتخابی مناسب است.

۲) می توان معادلات مربوط به حل تیر را بی توجه به نوع تیر، جرم و مدول آن انجام داد و در انتها با انتخاب تیر مناسب و جایگذاری جرم آن و خیز حداکثر استاندارد، مدول آن محاسبه میشود و چنانچه مدول بدست آمده از مدول تیر مورد نظر کمتر باشد تیر انتخابی مناسب خواهد بود.

در این پروژه از روش اول که روشی کاملتر است استفاده می شود:

برای طراحی تیر ابتدا به تعیین جنس تیر می پردازیم:

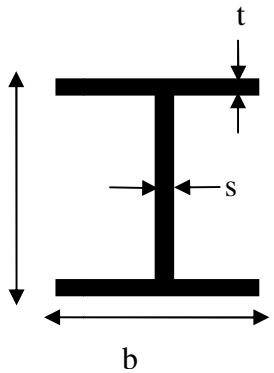
$\tau_y = 110Mpa$

$S_y = 520Mpa$

تیر از نوع باریک عریض با لبه موازی ردیف IPB انتخاب میشود، زیرا باید لبه تیر از هر طرف بیشتر از ۱۳۰ میلیمتر(پهنای غلتک) باشد. با مراجعه به جدول پیوست شماره (۱۶) یک تیر با مشخصات زیر انتخاب می شود:

IPB 300 G=117 kg/m $Wx=1680\ cm^3$

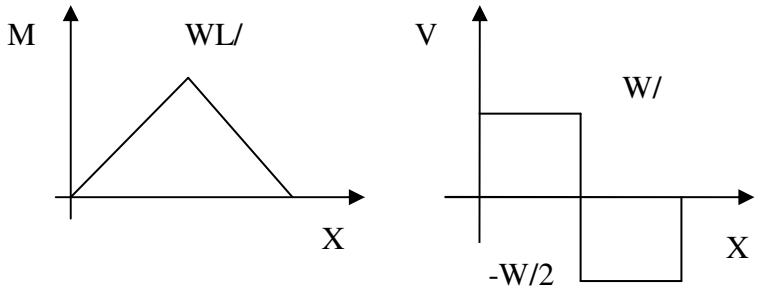
h=300 mm b=300 mm s=11 mm t=19 mm



حال باید به بررسی نیروها و گشتاور های وارد بر تیر بپردازیم:

خطرناک ترین حالت بار گذاری تیر هنگامی است که بخش بالا برنده در وسط تیر و در حال بار برداری (شتاب گیری) باشد، برایند نیروهای ناشی از جرم کل بخش بالا برنده (بار، قلاب،قرقره،طناب، موتور ،گیربکس و ...) را در وسط تیر قرار داده، همچنین نیروی ناشی از وزن تیر به صورت گسترده روی تیر در نظر گرفته می شود.

$$F = M(g+a) = 5550\times(9.81+0.012) = 54512.1N$$



W=F+G*10

$$M_{\max} = \frac{WL}{4} = \frac{(54512.1+117*10*9.81)*10}{4} = 164974.5\ N.m \quad , \quad \sigma_{all} = \frac{Sy}{F.S} = \frac{520}{4} = 130\ Mpa$$

$$\sigma_{all} = \frac{M_{\max}}{W_X} \rightarrow W_X = \frac{M_{\max}}{\sigma_{all}} = 1269\ cm^3 < W_X$$

$$\delta = \frac{-WL^3}{48EI} = 0.026\,m$$

$$\tau_{all} = \frac{\tau_y}{F.S} = \frac{110}{4} = 27.5Mpa$$

$$\tau_{\max} = \frac{V_{\max}}{A_w} \qquad V_{\max} = \frac{W}{2} = 32994.9\,N$$

$$A_w = (h-2t)s = (300-2\times19)\times11 = 2882\,mm^2$$

$$\tau_{\max} = \frac{32994.9}{2882} = 11.4Mpa < \tau_{all} = 27.5$$

همه شرایط با این تیر ارضا می شوند، پس تیر عرضی از نوع IPB300 انتخاب می شود.

طراحی غلتک ارابه :

جنس غلتک با توجه به کتاب استاندارد های ماشین سازی از فولادکربوره $MOCr4$ با مشخصات زیر انتخاب می شود:

$$S_{ut}=1080(Mpa) \quad S_y=590(Mpa) \quad E=207(Gpa)$$

$$f.s=3$$

$$\sigma=\frac{S_y}{f.s}=\frac{590}{3}=196.7Mpa$$

$$\sigma=\frac{2F}{\pi bL}=P_{\max} \Rightarrow b=\frac{2F}{\pi LP_{\max}}$$

برای محاسبه F لازم است تا جرم کل را داشته باشیم .

اما به دلیل اینکه هنوز گیربکس محرک را طراحی نکرده ایم برای ادامه کار با حدس وزن برای گیربکس دوم و محاسبه وزن دیگر قطعات به ادامه کار می پردازیم .(جرم موتور و جرم گیریکس دوم ۵۰ در نظر گرفته شده است.)

(موتور و گیربکس(محرک)+ تیر عرضی+بار کل)=نیروی وارده به غلتک ها

$$F=5550(0.012+9.81)+(1170+50)9.81=66480.3N$$

تعداد غلتک برای هر طرف ۶ عدد(در کل ۱۲ غلتک) و پهنای هر غلتک ۱۳۰ میلیمتر در نظر گرفته می شود.

$$F=\frac{66480.3}{12}=5540(N)$$

$$b=\frac{2F}{\pi L P_{\max}}=0.14\ (mm)$$

$$b=\left\{\frac{2F}{\pi L}\ \frac{\frac{1-v_1^2}{E_1}+\frac{1-v_2^2}{E_2}}{\frac{1}{d_1}+\frac{1}{d_2}}\right\}^{1/2} \qquad v_1=v_2=0.3 \qquad E_1=E_2=207Gpa \qquad d_1=\infty$$

$$d_2=164.25\ (mm) \Rightarrow d_{std}=200$$

محور غلتک

برای محور غلتک از میله فولادی به شماره $AISI103, Q\&T$ استفاده می کنیم:

$$S_{ut}=848\ MPa \quad , \quad S_y=648\ MPa$$

می‌دانیم که:

$$\frac{S_y}{\sqrt{3}\ f.s.} = \sigma_{vom} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

اگر طول محور غلتک را ۱۵۰mm فرض کنیم داریم:

$$\frac{S_y}{\sqrt{3} f.s.} = \frac{648}{\sqrt{3}\times 3} = 124.71$$

$$\sigma = \frac{MC}{I} = \frac{FL\ \ d/2}{\pi \frac{d^4}{64}} = \frac{5540\times 150\times 32}{\pi d^3} = \frac{8.5\times 10^6}{d^3}$$

$$\tau = \frac{4}{3}\ \frac{v}{A} = \frac{16F}{3\pi d^2} = \frac{16\times 6640}{3\pi d^2} = \frac{11276.4}{d^2}$$

$$\rightarrow\ d = 40.9\ mm$$

طبق جدول مربوط به مفتول‌های فولادی که در ضمیمه ۳ – ۲ آمده است قطر ۵۰mm در نظرگرفته می شود.

طراحی و انتخاب موتور و گیربکس لازم برای حرکت تیر عرضی روی تیر طولی:

برای انتخاب موتور ابتدا باید توان خروجی از گیر بکس را محاسبه و سپس با تقسیم بر بازدهی فرضی توان ورودی به گیربکس را محاسبه نمود و بعد از آن با انتخاب الکتروموتوری مناسب از کاتالوگ موتورهای شرکت موتوژن به طراحی گیربکس پرداخت.

در این قسمت با توجه به استانداردهای جرثقیل سازی سرعت حرکت ارابه را باید مقداری بین ۱۲ تا ۱۶ متر بر دقیقه در نظر گرفت، که در این پروژه سرعت ۱۴ متر بر دقیقه همانند سرعت حرکت وینچ انتخاب شده است.

برای محاسبه توان به نیروی کل نیاز است. جرم کل قسمت بالا برنده ۵۵۵۰ کیلوگرم و جرم تیر عرضی ۱۱۷۰ کیلوگرم می باشد.

نکته: با مراجعه به ماشین هندبوک ۲۷، ضریب اصطکاک برای تماس استیل با استیل را میتوان با روغن کاری خوب به ۰/۰۴ رسانید.

$$F = M(a + \mu g)\ \Rightarrow\ F = (5550+1170)(0.012+0.04\times 9.81)\ \Rightarrow\ F = 2717.6\ N$$

$$P = F.V = 2717.6 \times 14 \times \frac{1}{60} = 634.1w$$

با ضرب این توان در ضریب overload factor توان خروجی واقعی محاسبه شود:

$$P = 634.1 \times 1.2 = 760.1w = 0.76Kw$$

$$\text{سرعت دورانی غلتک} = \frac{V}{\frac{d}{2}} = \frac{0.23}{\frac{0.2}{2}} = 2.3\frac{rad}{s} = 22rpm$$

با توجه به سرعت دورانی غلتک که همان خروجی گیربکس است، و با در نظر گرفتن اینکه توان محاسبه شده در بالا باید بر بازده گیربکس تقسیم شود تا توان ورودی محاسبه شود که مسلما بزرگتر از توان خروجی خواهد بود و همچنین مشاهده سرعت های خروجی در کاتالوگ شرکت موتوژن مشخص می شود که نسبت سرعت حدود ۳۰ تا ٤۰ خواهد بود. پس گیربکس مورد استفاده باید از نوع حلزون و چرخ حلزون باشد. به همین منظور بازده را ۷۰ درصد حدس میزنیم و به انتخاب موتور می پردازیم، سپس حلزون و چرخ حلزون را حل کرده و بازده را با بازده فرضی مقایسه می کنیم.

$$\eta = \frac{P_{out}}{P_{in}} \times 100 \quad \Rightarrow \quad 70 = \frac{0.76}{P_{in}} \times 100 \quad \Rightarrow \quad P_{in} = 1.09\,Kw$$

حال با داشتن توان ورودی به گیربکس، موتوری مناسب را انتخاب می نماییم:

تیپ موتور	توان (kw)	دور خروج (rpm)	جرم(Kg)
100L8G	1.1	645	20

با کمی دقت مشخص می شود که موتور انتخابی همان موتور مربوط به وینچ می باشد و نیز قطر غلتک ارابه با قطر غلتک وینچ برابر است و همچنین سرعت های دورانی و خطی در غلتک های ارابه و وینچ برابر است، به همین منظور می توان از گیربکسی با مشخصات گیر بکس وینچ در مورد ارابه استفاده نمود.

مشخصات حلزون و چرخ حلزون:

(چرخدنده حلزونی فولادی درگیر با چرخ حلزون فولادی ریخته گری ماسه)

$$m = 10$$

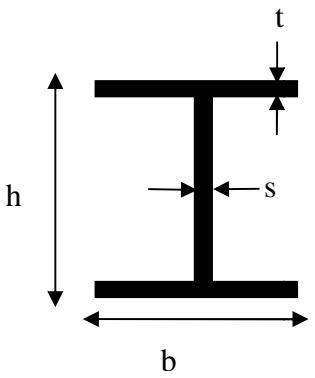
$$F_e = 40.3\ \ mm \qquad d_W = 68.7\,mm \qquad d_G = 300\,mm$$

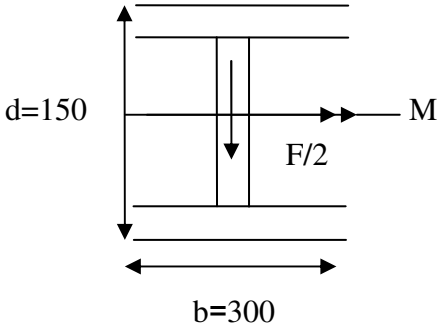
مشخصات شفت ها:

طراحی جوش مقطعI به ورق

برای اینکه بتوان دو طرف تیر عرضی را به ارابه پیچ کرد باید دو انتهای تیر را به یک ورق جوش کرد. به منظور بررسی آن دو حالت در نظرگرفته می شود:

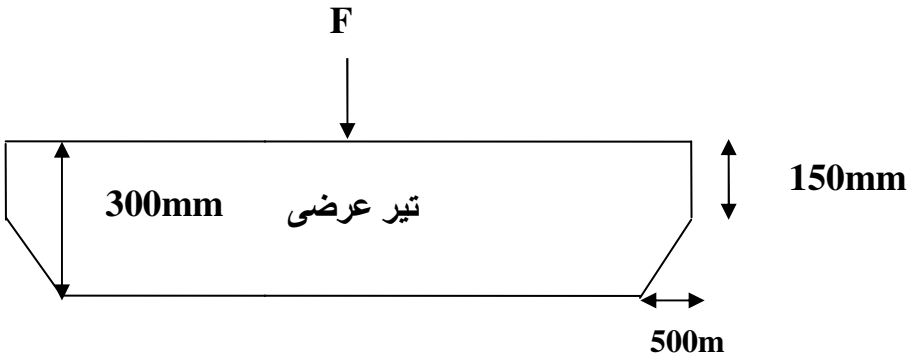
الکترود E6010 : $S_{y=}345Mpa$ F.S=2





$$Z_w = 2bd + \frac{d^2}{3}$$

۱) قسمت بالا برنده در وسط تیر باشد.



$$F = 5550(9.81 + 0.012) + 1170 * 9.81 = 65989.8N$$

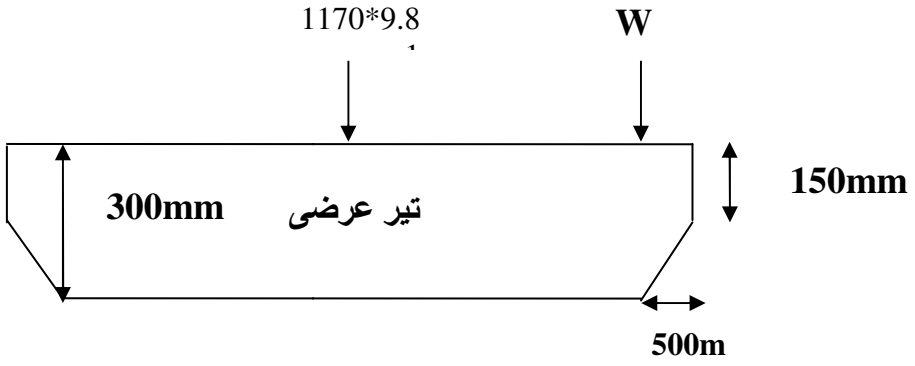
$$M = \frac{F\,L}{4} = 164974500\,N.m$$

$$f_b = \frac{M}{Z_W} = \frac{164974500}{(2*150*300) + (\frac{150^2}{3})} = 1692$$

$$f_S = \frac{\frac{F}{2}}{\Sigma l} = \frac{\frac{65989.8}{2}}{(2*112) + (4*300)} = 23.15$$

$$\sqrt{{f_S}^2 + {f_T}^2 2 f_S f_T \cos\theta + (f_b + f_{ten})^2} = 0.707\,h\frac{0.5S_y}{F.S} \;\Rightarrow\; h = 27.7\,mm$$

۲) قسمت بالا برنده در انتهای تیر باشد.



$$W = 5550(9.81 + 0.012) = 54512.1N$$

$$M_1 = \frac{W a^2 b}{l^2} = \frac{54512.1*(9.5*10^6)*(0.5*10^3)}{10^2*10^6} = 24598585N.m$$

$$F = 1170*9.81 = 11477.7N$$

$$M_2 = \frac{F_2 L}{4} = \frac{11477.7*10*10^3}{4} = 28694250N.m$$

$$f_b = \frac{M_1 + M_2}{Z_W} = 246.6$$

$$f_S = \frac{\frac{W*9.5*10^3}{10*10^3} + \frac{F}{2}}{\Sigma l} = 40.4$$

$$\sqrt{{f_S}^2 + {f_T}^2 2 f_S f_T \cos\theta + (f_b + f_{ten})^2} = 0.707 h \frac{0.5 S_y}{F.S} \Rightarrow h = 4.1mm$$

بنابراین طول ساق باید 27.7mm باشد.

طراحی تکیه گاه متحرک تیر عرضی بر روی تیر طولی:

برای طراحی تکیه گاه متحرک آن را به صورت یک ناودانی فرض می کنیم که غلطک ها درن آن قرار می گیرند به گونه ای که فاصله عمودی محور غلطک ها تا لبه ی پایین ناودانی کمتر از شعاع غلطک ها می باشد تا از در گیری آن با تیر طولی جلوگیری شود. ارتفاع ناودانی ۲۰۰ میلیمتر و پهنای آن ۱۵۰ میلیمتر در نظر گرفته می شود. فواصل پرچها و میله ها به قرار زیر است:

.....

.....

.....

.....

از سه لبه ناودانی لبه ی در گیر با تیر طولی از دیگر لبه ها خطرناک تر است پس به تحلیل آن پرداخته سپس ضخامت محاسبه شده را به دیگر لبه ها تعمیم می دهیم. جنس ناودانی را هم جنس میله ها (AISI 1030 , Sy=648, Sut=848) فرض می کنیم. لهیدگی ورق را در ناحیه پرچها و میله ها بررسی کرده و ضخامت بیشینه را مبنا قرار می دهیم.

$$\frac{F}{5Dw}=\frac{S_Y}{n}$$

نیروی وارد شده از پرچها به ورق برابر ۶۰۲۴۴ نیوتن می باشد.

ضریب طراحی ۵ فرض می شود.

لهیدگی در ناحیه میله فولادی:

$$w=\frac{60224\times 5}{6\times 648\times 50}=1.55\ mm$$

لهیدگی در ناحیه پرچها:

$$w=\frac{60224\times 5}{8\times 648\times 10}=5.81\ mm$$

ضخامت ورق ۶ میلیمتر است.

حال کشش ورق را بررسی کرده و ضزیب اطمینان را میابیم:

$$\frac{F}{W\times(L-6d-4d)}=\frac{S_{ut}}{n}\rightarrow n=100$$

حال برش ورق را بررسی کرده و ضزیب اطمینان را میابیم:

برش در ناحیه میله فولادی:

$$\frac{F}{12wh}=\frac{S_Y}{n}\quad\rightarrow\quad n=116$$

برش در ناحیه پرچها:

$$\frac{F}{8Hw}=\frac{S_Y}{n} \quad \rightarrow \quad n=25.8$$

همان طور که مشاهده شد ابعاد تیر قابل قبول است.

طراحی تیر طولی

سوله ای که جرثقیل برای آن طراحی می شود دارای طولی برابر ۳۰ متر می باشد که فاصله بین ستون های آن ۶ متر است. پس برای طراحی تیر طولی که تیر عرضی روی آن حرکت می کند، کافی است فقط یک تیر ۶ متری انتخاب شود که بتواند بار را تحمل نماید.

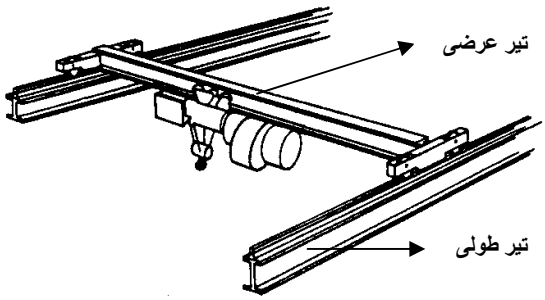
خطرناکترین حالت، وقتی است که قسمت بالابرنده جرثقیل در نزدیکترین جا نسبت به تیر طولی قرار گرفته باشد. پس داریم:

۱۱۷۰: جرم تیر عرضی

۱۵:جرم هر غلتک(تعداد غلتک روی هر تیر طولی:۶)

۵۰:جرم موتور و گیربکس(محرک ارابه)

۵۵۵۰ : بار کل(بار، گیربکس ها، موتورها، قرقره ها و ...)



$$F = 5550(0.012 + 9.81) + (\frac{1170}{2} + \frac{50}{2} + 6*15)9.81 = 61379\,N$$

برای طراحی تیر ابتدا به تعیین جنس تیر می پردازیم:

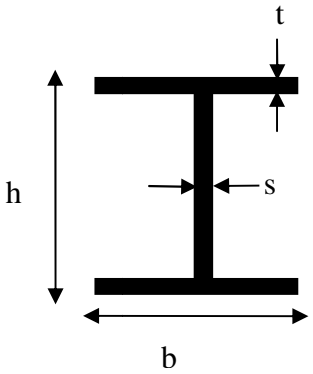
$\tau_y = 110Mpa$

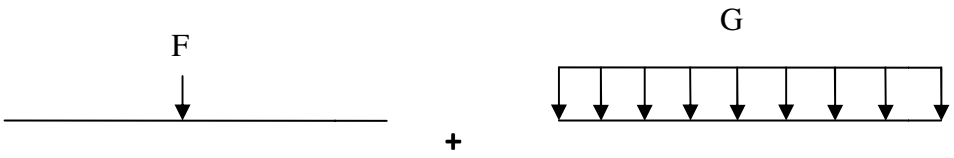
$S_y = 520Mpa$

تیرآهن پهن با لبه موازی ردیف IPE انتخاب میشود، زیرا باید لبه تیر از هر طرف بیشتر از ۱۳۰ میلیمتر(پهنای غلتک) باشد. با مراجعه به جدول پیوست شماره (۱۶) یک تیر با مشخصات زیر انتخاب می شود:

IPE 300 G=42.2 kg/m Wx=557 cm^3

h=300 mm b=150 mm s=7.1 mm t=10.7 mm





W=F+G*10

$$M_{max} = \frac{WL}{4} = \frac{(54512.1 + 42.2 * 6 * 9.81) * 6}{4} = 95794.5\ N.m \quad , \quad \sigma_{all} = \frac{Sy}{F.S} = \frac{520}{4} = 130\ Mpa$$

$$\sigma_{all} = \frac{M_{max}}{W_X} \rightarrow W_X = \frac{M_{max}}{\sigma_{all}} = 736.9\ cm^3 > W_X$$

شرط اول ارضا نمی شود پس تیر دیگری انتخاب می شود. تیر دوم IPE330 می باشد که شرط اول را ارضا نمی کند، پس تیر بعدی انتخاب می شود:

IPB 360 G=57.1 kg/m I_x=16270 cm^4 Wx=904 cm^3
h=360 mm b=170 mm s=8 mm t=12.7 mm

$$M_{max} = \frac{WL}{4} = \frac{(54512.1 + 57.1 * 6 * 9.81) * 6}{4} = 97110\ N.m \quad , \quad \sigma_{all} = \frac{Sy}{F.S} = \frac{520}{4} = 130\ Mpa$$

$$\sigma_{all} = \frac{M_{max}}{W_X} \rightarrow W_X = \frac{M_{max}}{\sigma_{all}} = 747\ cm^3 > W_X$$

$$\delta = \frac{-WL^3}{48EI} = 0.009\ m$$

$$\tau_{all} = \frac{\tau_y}{F.S} = \frac{110}{4} = 27.5 Mpa$$

$$\tau_{max} = \frac{V_{max}}{A_w} \qquad V_{max} = \frac{W}{2} = 32370\ N$$

$$A_w = (h - 2t)s = (360 - 2 \times 12.7) \times 8 = 2676.8\ mm^2$$

$$\tau_{max} = \frac{32370}{2676.8} = 12 Mpa < \tau_{all} = 27.5$$

همه شرایط با این تیر ارضا می شوند، پس تیر طولی از نوع IPE360 انتخاب می شود.

پیوست

قطر چرخ d_r	پهنای ریل k DIN 536 سبک	DIN 536 سنگین	DIN 5902	b_1 für Bedarfsfall **)	b_1	b_2	a_1	d_2	d_4	d_7	d_8	d_{10}	d_{14}	d_{15}	e	l_1	l_1 min	l_3	پیچها تعداد	پیچها اندازه
200	45	—	—	55	90	40	230	45	55	160	125	230	21	14	15	105	60	105	4	M 12
250	45	—	—	55	90	50	280	50	60	200	155	250	28	18	15	115	60	115	4	M 16
315	45	55	—	55	90	60	350	60	75	260	200	312	28	18	15	125	65	125	4	M 16
400	55	75	—	65	110	65	440	80	95	270 300	210 240	320 400	35	23	15	140	75	140	4	M 20
500	55	75	—	65	110	70	540	90	105	350 390	290 330	420 490	35	23	15	145	75	145	4	M 30
630	55	75	67	75	120	80	680	100	120	460 510	400 450	540 620	40	27	20	165	80	165	6	M 24
710	65	100	74	85	140	90	760	110	130	510 580	450 520	600 686	40	27	20	185	90	185	6	M 24
800	65	100	74	85	140	100	850	125	145	610 660	550 600	686 782	40	27	20	195	90	195	6	M 24
900	75	100	74	85	140	110	950	140	160	680 750	620 690	784 882	40	27	20	205	90	205	6	M 24
1000	75	100	74	85	140	110	1050	160	180	790 840	710 760	896 980	50	33	20	205	90	205	6	M 30
1120	—	100	—	135	220	125	1180	180	200	880 950	800 870	992 1088	50	33	20	260	125	260	8	M 30
1250	—	100	—	135	220	125	1310	200	220	1000 1080	920 1000	1120 1216	50	33	20	260	125	260	8	M 30

* پهنای مجاز ریل برای گرینهای سبک گه روی ریل حرکت می‌کند و برای گرینهای سنگین نیز ساخته میشوند.

** برای پهنای سر ریل بزرگتر باید اندازه هم بهمان نسبت بزرگتر انتخاب شود

مفتولهای فولادی

مفتولهای براق - گرد، - مربع و- شش گوش فولادی مطابق با DIN 668 (10.81); DIN 178(6.59); DIN 176(2.72)

ابعاد d, a, s mm	وزن طولی m´ به kg/m			ابعاد d, a, s mm	وزن طولی m´ به kg/m			ابعاد d, a, s mm	وزن طولی m´ به kg/m		
2	0,024 7	0,031 4	0,027 2	10	0,617	0,785	0,680	25	3,85	4,91	-
2,5	0,038 5	–	0,042 5	11	0,746	0,950	0,823	30	5,55	7,07	6,12
3	0,055 5	0,070 7	0,061 2	12	0,880	1,130	0,979	32	6,31	8,04	6,96
3,5	0,075 5	0,096 2	0,083 3	14	1,21	1,54	1,33	36	7,99	10,2	8,81
4	0,098 6	0,126	0,109	15	1,39	1,77	1,53	40	9,86	12,6	–
4,5	0,125	0,159	0,138	16	1,58	2,01	1,74	50	15,4	19,6	17,0
5	0,154	0,196	0,170	17	1,78	2,27	1,96	60	22,2	28,3	24,5
5,5	0,187	0,237	0,206	18	2,0	2,54	–	70	30,2	38,5	33,3
6	0,222	0,283	0,245	19	2,23	2,83	2,45	80	39,5	50,2	43,5
8	0,395	0,502	0,435	20	2,47	3,14	–	90	44,9	–	55,1
9	0,499	0,636	0,551	22	2,98	3,80	3,29	100	61,7	78,5	68,0

جنس: مفتول گرد و چهارگوش ترجیحاً طبق DIN 1651، مثلاً 10 S 20

مفتول چهارگوش ترجیحاً طبق DIN 17 100 مثلاً USt 37-2

مشخصه یک مفتول گرد طبق DIN670 از St 50-2 با d = 20 mm :

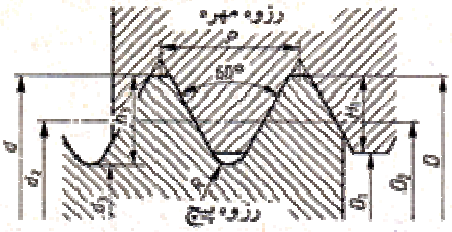
مفتول گرد DIN 670 – St 50 – 2 – 20

میدان تلرانس

مفتول گرد	مفتول چهارگوش	مفتول شش گوش
h11 DIN 668	طبق DIN 178	طبق DIN 176
h9 DIN 671	برای h 11 a , s ≤ 65 mm	
h8 DIN 670	برای h 12 a , s < 65 mm	

رزوه های - ISO متریکی ،ابعاد

مقایسه با DIN 13 (12 .86)



قطر نامی	$d = D$
گام	P
عمق رزوه پیچ	$h_3 = 0{,}6134 \cdot P$
عمق رزوه مهره	$H_1 = 0{,}5413 \cdot P$
شعاع پای رزوه پیچ	$R = 0{,}1443 \cdot P$
قطر جناح	$d_2 = D_2 = d - 0{,}6495 \cdot P$
قطر داخلی پیچ	$d_3 = d - 1{,}2269 \cdot P$
قطر داخلی مهره	$D_1 = d - 1{,}0825 \cdot P$
قطر مته	$= d - P$
زاویه رزوه	$60°$

$$A_s = \frac{\pi}{4}\left(\frac{d_2 + d_3}{2}\right)^2$$

سری 1 رزوه های معمولی [1] ،اندازه به mm

مشخصه رزوه	گام	Ø - جناح	Ø - داخلی		عمق رزوه		شعاع پای دنده پیچ	سطح مقطع تنش	Ø - ته	سوراخ سرتاسری برای عبور پیچ [2]		اندازه آچار خور [3]
			پیچ	مهره	پیچ	مهره				ظریف	متوسط	
$d = D$	P	$d_2 = D_2$	d_3	D_1	h_3	H_1	R	A_s mm²				
M 1	0,25	0,84	0,69	0,73	0,15	0,14	0,04	0,46	0,76	1,1	1,2	–
M 1,2	0,25	1,04	0,89	0,93	0,15	0,14	0,04	0,73	0,95	1,3	1,4	–
M 1,6	0,35	1,38	1,17	1,22	0,22	0,19	0,05	1,27	1,3	1,7	1,8	3,2
M 2	0,4	1,74	1,51	1,67	0,25	0,22	0,06	2,07	1,6	2,2	2,4	4
M 2,5	0,45	2,21	1,95	2,01	0,28	0,24	0,07	3,39	2,1	2,7	2,9	5
M 3	0,5	2,68	2,39	2,46	0,31	0,27	0,07	5,03	2,5	3,2	3,4	5,5
M 4	0,7	3,55	3,14	3,24	0,43	0,38	0,10	8,78	3,3	4,3	4,5	7
M 5	0,8	4,48	4,02	4,13	0,49	0,43	0,12	14,2	4,2	5,3	5,5	8
M 6	1	5,35	4,77	4,92	0,61	0,54	0,14	20,1	5,0	6,4	6,6	10
M 8	1,25	7,19	6,47	6,65	0,77	0,68	0,18	36,6	6,8	8,4	9	13
M 10	1,5	9,03	8,16	8,38	0,92	0,81	0,22	58,0	8,5	10,5	11	16
M 12	1,75	10,86	9,85	10,11	1,07	0,95	0,25	84,3	10,2	13	13,5	18
M 16	2	14,70	13,55	13,84	1,23	1,08	0,29	157	14	17	17,5	24
M 20	2,5	18,38	16,93	17,29	1,53	1,35	0,36	245	17,5	21	22	30
M 24	3	22,05	20,32	20,75	1,84	1,62	0,43	353	21	25	26	36
M 30	3,5	27,73	25,71	26,21	2,15	1,89	0,51	561	26,5	31	33	46
M 36	4	33,40	31,09	31,67	2,45	2,17	0,58	817	32	37	39	55
M 42	4,5	39,08	36,48	37,13	2,76	2,44	0,65	1121	37,5	43	45	65
M 48	5	44,75	41,87	42,59	3,07	2,71	0,72	1473	43	50	52	75
M 56	5,5	52,43	49,25	50,05	3,37	2,98	0,79	2030	50,5	58	62	85
M 64	6	60,10	56,64	57,51	3,68	3,25	0,87	2676	58	66	70	95

رزوه های دنده ریز ،اندازه به mm

مشخصه رزوه	Ø - جناح	Ø - داخلی		مشخصه رزوه	Ø - جناح	Ø - داخلی		مشخصه رزوه	Ø - جناح	Ø - داخلی	
		پیچ	مهره			پیچ	مهره			پیچ	مهره
$d \times P$	$d_2 = D_2$	d_3	D_1	$d \times P$	$d_2 = D_2$	d_3	D_1	$d \times P$	$d_2 = D_2$	d_3	D_1
M 2 ×0,2	1,870	1,755	1,783	M 10×1	9,350	8,773	8,917	M 30×1,5	29,026	28,160	28,376
M 2,5×0,25	2,338	2,193	2,229	M 12×1	11,350	10,773	10,917	M 30×2	28,701	27,546	27,835
M 3 ×0,35	2,773	2,571	2,621	M 12×1,25	11,188	10,466	10,647	M 36×1,5	35,026	34,160	34,376
M 4 ×0,5	3,675	3,387	3,459	M 16×1	15,350	14,773	14,917	M 36×2	34,701	33,546	33,835
M 5 ×0,5	4,675	4,387	4,459	M 16×1,5	15,026	14,160	14,376	M 42×1,5	41,026	40,160	40,376
M 6 ×0,75	5,513	5,080	5,188	M 20×1	19,350	18,773	18,917	M 42×2	40,701	39,546	39,835
M 8 ×0,75	7,513	7,080	7,188	M 20×1,5	19,026	18,160	18,376	M 48×1,5	47,026	46,160	46,376
M 8 ×1	7,350	6,773	6,917	M 24×1,5	23,026	22,160	22,376	M 48×2	46,701	45,546	45,835
M 10 ×0,75	9,513	9,080	9,188	M 24×2	22,701	21,546	21,835	M 56×1,5	55,026	54,160	54,376

اندازه رزوه هایی که در جدول نیستند ،طبق فرمولهای بالا محاسبه می شود.

[1] سری 2 وسری 3 شامل مقادیر میانی نیز هستند (مثلاً M14 , M9 و M7) .

[2] مقایسه با DIN ISO 273

[3] مقایسه با DIN ISO 272

تیر آهن باریک I

ردیف I

طول استاندارد

در پروفیل‌هائی به ارتفاع کمتر از ۳۰۰ میلیمتر ۸ تا ۱۶ متر

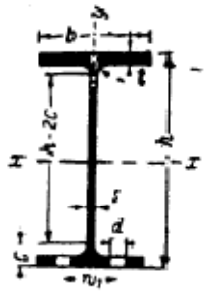
از ۳۰۰ میلیمتر به بالا ۸ تا ۱۶ متر

a_1 = فاصله بین دو مرکز دو تیرآهن برای اینکه هر دو گشتاور ماند اصلی مساوی هم و معادل $2I_y$ شوند

علامت اختصاری	اندازه بمیلیمتر برای							F	G	برای محور خمش						a_1	سوراخ‌های لبه طبق دین ۹۹۷ (انتشار اکتبر ۱۹۷۰)	
										x - x			y - y					
	h	b	s=r_1	t	r_2	c	h-2c			I_x	W_x	i_x	I_y	W_y	i_y		d_1	w_1
								cm^2	kg/m	cm^4	cm^3	cm	cm^4	cm^3	cm	mm	mm	mm
I	تیرآهن باریک با لبه شیب‌دار از طرف داخل ردیف I (گرم غلطک خورده) طبق دین ۱۰۲۵ برگ ۱ انتشار اکتبر ۱۹۶۳																	
80	80	42	3.9	5.9	2.3	10.5	59	7.57	5.94	77.8	19.5	3.20	6.29	3.00	0.91	62	6.4	22
100	100	50	4.5	6.8	2.7	12.5	75	10.6	8.34	171	34.2	4.01	12.2	4.88	1.07	78	6.4	26
120	120	58	5.1	7.7	3.1	14	92	14.2	11.1	328	54.7	4.81	21.5	7.41	1.23	94	8.4	32
140	140	66	5.7	8.6	3.4	16.5	109	18.2	14.3	573	81.9	5.61	35.2	10.7	1.40	108	11	34
160	160	74	6.3	9.5	3.8	17.5	125	22.8	17.9	935	117	6.40	54.7	14.8	1.55	124	11	40
180	180	82	6.9	10.4	4.1	19	142	27.9	21.9	1 450	161	7.20	81.3	19.8	1.71	140	13**	44
200	200	90	7.5	11.3	4.5	20.5	159	33.4	26.2	2 140	214	8.00	117	26.0	1.87	156	13	48
220	220	98	8.1	12.2	4.9	22	176	39.5	31.1	3 060	278	8.80	162	331	2.02	172	13	52
240	240	106	8.7	13.1	5.2	24	192	46.1	36.2	4 250	354	9.59	221	417	2.20	188	17 | 13	56
260	260	113	9.4	14.1	5.6	26	208	53.3	41.9	5 740	442	10.4	288	51.0	2.32	202	17	60
280	280	119	10.1	15.2	6.1	27.5	225	61.0	47.9	7 590	542	11.1	364	61.2	2.45	218	17	60
300	300	125	10.8	16.2	6.5	29.5	241	69.0	45.2	9 800	653	11.9	451	72.2	2.56	234	21 | 17	
320	320	131	11.5	17.3	6.9	31	258	77.7	61.0	12 510	782	12.7	555	84.7	2.67	248	21 | 17	70
340	340	137	12.2	18.3	7.3	33	274	86.7	68.0	15 700	933	13.5	674	98.4	2.80	264	21	74
360	360	143	13.0	19.5	7.8	35	290	97.0	76.1	19 610	1080	14.2	818	114	2.90	278	23 | 21	76
380	380	149	13.7	20.5	8.2	37	306	107	84.0	24 010	1260	15.0	975	131	3.02	294	23 | 21	82
400	400	155	14.4	21.6	8.6	38.5	323	118	92.4	29 210	1460	15.7	1160	149	3.13	308	23	86
425	425	163	15.3	23.0	9.2	41	343	132	104	35 970	1740	16.7	1440	176	3.30	328	25 | 23	88
450	450	170	16.2	24.3	9.7	43.6	363	147	115	45 850	2040	17.7	1730	203	3.43	348	25 | 23	94
475	475	178	17.1	25.6	10.3	46.5	384	163	128	56 480	2380	18.6	2090	235	3.60	368	28 | 25	98
500	500	185	18.0	27.0	10.8	48	404	179	141	68 740	2750	19.6	2480	268	3.72	384	100	100
550	550	200	19.0	30.0	11.9	52.5	445	212	166	99 180	3610	21.6	3490	349	4.02	424	110	110
600	600	215	21.6	32.4	13.0	57.5	485	254	199	130 000	4630	23.1	4670	434	4.30	466	120	120

تیر آهن نیم پهن I

ردیف IPE



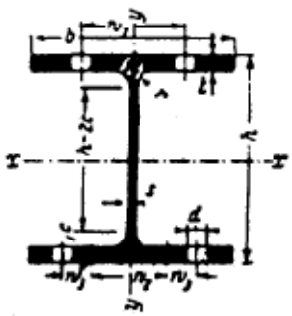
طول استاندارد
در پروفیل‌هائی به ارتفاع
کمتر از ۳۰۰ میلیمتر ۸ تا ۱۶ متر
از ۳۰۰ میلیمتر به بالا ۸ تا ۱۶ متر

a_1 = فاصله بین دو مرکز دو تیرآهن برای اینکه هر دو
گشتاور ماند اصلی مساوی هم ومعادل $2I_y$ شوند

علامت اختصاری	اندازه بمیلیمتر برای h	b	s=r1	t	r2	c	h-2c	F cm²	G kg/m	برای محور خمش x-x J_x cm⁴	W_x cm³	i_x cm	y-y J_y cm⁴	W_y cm³	i_y cm	a_1 mm	سوراخ‌های قلبه طبق دین ۹۹۷ (انتشار اکتبر ۱۹۷۰) d_1 mm	w_1 mm
IPE	تیرآهن پهن با لبه موازی ردیف IPE (گرم غلطک خورده) طبق دین ۱۰۲۵ برگ ۵ انتشار اکتبر ۱۹۶۵ ردیف IPE معادل نرم اروپائی ۷۵ ـ ۱۹ است																	
80	80	46	3.8	5.2	5	10.2	59	7.64	6.00	80.1	20.0	3.24	8.49	3.69	1.05	63	6.4	26
100	98	4.1	5.7	7	12.7	74	10.3	8.10	171	34.2	4.07	15.9	5.79	1.24	70	8.4	30	
120	120	64	4.4	6.3	7	13.3	93	13.2	10.4	318	53.0	4.90	27.7	6.65	1.45	96	8.4	36
140	140	73	4.7	6.9	7	13.9	112	16.4	12.9	541	77.3	5.74	44.9	12.3	1.65	112	11	40
160	160	82	5.0	7.4	9	16.4	127	20.1	15.8	869	109	6.58	68.3	16.7	1.84	129	13**	44
180	180	91	5.3	8.0	9	17.0	146	23.9	18.8	1 320	146	7.42	101	22.2	2.05	146	13	50
200	200	100	5.6	8.5	12	20.5	159	28.5	22.4	1 940	194	8.26	142	28.5	2.24	162	13	56
220	220	110	5.9	9.2	12	21.2	177	33.4	26.2	2 770	252	9.11	205	37.3	2.48	179	17	60
240	240	120	6.2	9.8	15	24.8	190	39.1	30.7	3 890	324	9.97	284	47.3	2.69	198	17	66
270	270	135	6.6	10.2	15	25.2	219	45.9	36.1	5 790	429	11.2	420	62.2	3.02	220	21 | 17*	72
300	300	150	7.1	10.7	15	25.7	248	53.8	42.2	8 360	557	12.5	604	80.5	3.35	245	23	80
330	330	160	7.5	11.5	18	29.5	271	62.6	49.1	11 770	713	13.7	788	98.5	3.55	270	25 | 23	86
360	360	170	8.0	12.7	18	30.7	296	72.7	57.1	16 270	904	15.0	1040	123	3.79	294	25	90
400	400	180	8.6	13.5	21	34.5	331	84.5	66.3	23 130	1160	16.5	1320	146	3.95	326	28 | 25	96
450	450	190	9.4	14.6	21	35.6	378	98.8	77.6	33 740	1500	18.5	1680	176	4.12	365	28	106
500	500	200	10.2	16.0	21	37.0	426	116	90.7	48 200	1930	20.4	2140	214	4.31	404	28	110
550	550	210	11.1	17.2	24	41.2	467	134	106	67 120	2440	22.3	2670	254	4.45	442	28	120
600	600	220	12.0	19.0	24	43.0	514	156	122	92 080	3070	24.3	3390	308	4.66	481	28	120
IPE o IPE v	تیرآهن نیم پهن (استاندارد شده)																	
180 o	182	92	6.0	9.0	9	15.0	146	27.1	21.3	1 510	166	7.45	117	25.5	2.08	143	13	50
200 o	202	102	6.2	9.5	12	21.5	159	32.0	25.1	2 210	219	8.32	169	33.1	2.30	160	13	56
220 o	222	112	6.6	10.2	12	22.2	177	37.4	29.4	3 130	282	9.16	240	4208	2.53	176	17	62
240 o	242	122	7.0	10.8	15	25.8	190	43.7	34.3	4 370	361	10.0	329	53.9	2.74	192	17	66
270 o	274	135	7.5	12.2	15	27.2	219	53.8	42.3	6 950	507	11.4	514	75.5	3.09	219	21 | 17*	72
300 o	304	150	8.0	12.7	15	27.7	248	62.8	49.3	9 990	658	12.6	746	98.1	3.45	243	23	80
330 o	334	160	8.5	13.5	18	31.5	271	72.6	57.0	13 910	833	13.8	980	119	3.64	267	25 | 23	86
360 o	364	172	9.2	14.7	18	32.7	296	84.1	66.0	19 050	1050	15.1	1250	146	3.86	291	25	90
400 o	404	182	9.7	15.5	21	36.5	331	98.4	75.7	26 750	1320	16.7	1580	172	4.03	323	28 | 25	96
400 v	408	182	10.8	17.5	21	36.5	331	107	84.0	30 140	1480	16.8	1770	194	4.06	326	28 | 25	98
450 o	456	192	11.0	17.6	21	36.6	378	118	92.4	40 920	1790	18.7	2090	217	4.21	363	28	106
450 v	460	194	12.4	19.6	21	10.6	378	132	104	46 200	2010	18.7	2400	247	4.28	364	28	108
500 o	506	202	12.0	19.0	21	40.0	426	137	107	57 780	2280	20.6	2620	260	4.38	402	28	110
500 v	514	204	14.2	23.0	21	44.0	426	164	129	70 720	2750	20.8	3270	321	4.46	406	28	110
550 o	556	212	12.7	20.2	24	44.2	467	156	123	79 160	2850	22.5	3220	304	4.41	38	120	
550 v	566	216	17.1	25.2	24	49.2	467	202	159	102 300	3620	22.5	4260	395	4.59	441	28	120
600 o	610	224	15.0	24.0	24	48.0	514	197	154	116 300	3680	24.5	4520	404	4.79	481	28	120
600 v	618	228	18.0	28.0	24	52.0	514	234	184	141 600	4580	24.6	5570	489	4.88	482	28	120

تیر آهن عریض I

ردیف IPB



$h = b$ = در تیرهای تا ۳۰۰

b = ۳۰۰ مم در تیرهای ۳۰۰ به بالا

طول استاندارد

در پروفیل‌هائی بارتفاع کمتر از ۳۰۰ میلیمتر ۸ تا ۱۶ متر

از ۳۰۰ میلیمتر به بالا ۸ تا ۱۸ متر

S_x - کنار اساسی سطح مقطع

i_x - شاعع مرکز کنر و معار = $\frac{J_x}{S_x}$

I_O - مقاومت پیچش (ورش)

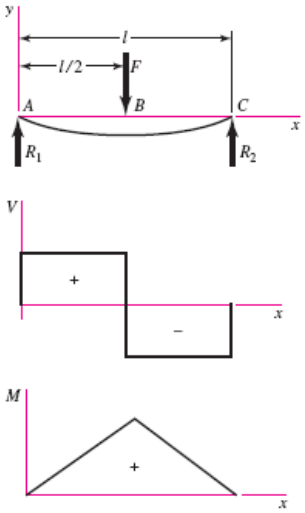
C_M - مقاومت کنار (یا خمیدگی)

علامت اختصاری	اندازه بمیلیمتر برای							F	G	برای محور خمش						سوراخ‌های لبه طبق دین ۹۹۷ (انتشار اکتبر ۱۹۷۰)		
										x - x			y - y					
	h	b	s	t	r	c	h-2c			J_x	W_x	i_x	J_y	W_y	i_y	d_1	w_1 w_2	w_3
								cm^2	kg/m	cm^4	cm^3	cm	cm^4	cm^3	cm	mm	mm	mm
IPB	تیرآهن باریک عریض با لبه موازی، ردیف IPB (گرم غلطک خورده) طبق دین ۱۰۲۵ برگ ۲ انتشار اکتبر ۱۹۶۳																	
HE-B	ردیف IPB معادل نرم اروپائی (HE−B) ۶۷ - ۵۲ است																	
100	100	100	6	10	12	22	56	26.0	20.4	450	89.9	4.16	167	33.5	2.53	13	56	–
120	120	120	6.5	11	12	23	74	34.0	26.7	864	144	5.04	318	52.9	3.06	17	66	–
140	140	140	7	12	12	24	92	43.0	33.7	1510	216	5.93	550	78.5	3.58	21	76	–
160	160	160	8	13	15	28	104	54.3	42.6	2490	311	6.78	889	111	4.05	23	86	–
180	180	180	8.5	14	15	29	122	65.3	51.2	3830	426	7.66	1360	151	4.57	25	100	–
200	200	200	9	15	18	33	134	78.1	61.3	5700	570	8.54	2000	200	5.07	25	110	–
220	220	220	9.5	16	18	34	152	91.0	71.5	8090	736	9.43	2840	258	5.59	25	120	–
240	240	240	10	17	21	38	164	106	83.2	11260	938	10.3	3920	327	6.08	25	96	35
260	260	260	10	17.5	24	41.5	177	118	93.0	14920	1150	11.2	5130	395	6.58	25	106	40
280	280	280	10.5	18	24	42	196	131	103	19270	1380	12.1	6590	471	7.09	25	110	45
300	300	300	11	19	27	46	208	149	117	25170	1680	13.0	8560	571	7.58	28	120	45
320	320	300	11.5	20.5	27	47.5	225	161	127	30820	1930	13.8	9240	616	7.57	28	120	45
340	340	300	12	21.5	27	48.5	243	171	134	36660	2160	14.6	9690	646	7.53	28	120	45
360	360	300	12.5	22.5	27	49.5	251	181	142	43190	2400	15.5	10140	676	7.49	28	120	45
400	400	300	13.5	24	27	51	298	198	155	57680	2880	17.1	10820	721	7.40	28	120	45
450	450	300	14	26	27	53	344	218	171	79890	3550	19.1	11720	781	7.33	28	120	45
500	500	300	14.5	28	27	55	390	239	187	107200	4290	21.2	12620	842	7.27	28	120	45
550	550	300	15	29	27	56	438	254	199	136700	4970	23.2	13080	872	7.17	28	120	45
600	600	300	15.5	30	27	57	486	270	212	171000	5700	25.2	13530	902	7.08	28	120	45
650	650	300	16	31	27	58	534	286	225	210600	6480	27.1	13980	932	6.99	28	120	45
700	700	300	17	32	27	59	582	306	241	258900	7340	29.0	17440	983	6.87	28	126	45
800	800	300	17.5	33	30	63	674	334	262	359100	8980	32.8	14900	994	6.68	28	130	46
900	900	300	18.5	35	30	65	770	371	291	494100	10980	36.5	15880	1060	6.53	28	130	40
1000	1000	300	19	36	30	66	868	400	314	644700	12890	40.1	16880	1090	6.38	28	130	40

Table A–9

Shear, Moment, and Deflection of Beams *(Continued)*
(*Note:* Force and moment reactions are positive in the directions shown; equations for shear force *V* and bending moment *M* follow the sign conventions given in Sec. 3–2.)

5 Simple supports—center load



$$R_1 = R_2 = \frac{F}{2}$$

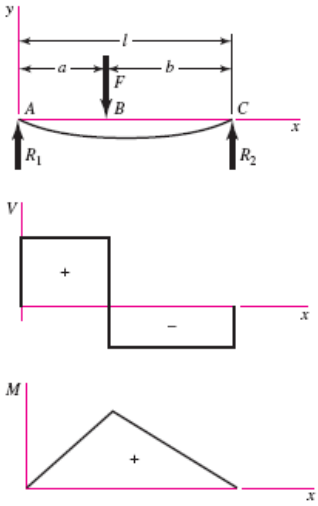
$$V_{AB} = R_1 \qquad V_{BC} = -R_2$$

$$M_{AB} = \frac{Fx}{2} \qquad M_{BC} = \frac{F}{2}(l - x)$$

$$y_{AB} = \frac{Fx}{48EI}(4x^2 - 3l^2)$$

$$y_{\max} = -\frac{Fl^3}{48EI}$$

6 Simple supports—intermediate load



$$R_1 = \frac{Fb}{l} \qquad R_2 = \frac{Fa}{l}$$

$$V_{AB} = R_1 \qquad V_{BC} = -R_2$$

$$M_{AB} = \frac{Fbx}{l} \qquad M_{BC} = \frac{Fa}{l}(l - x)$$

$$y_{AB} = \frac{Fbx}{6EIl}(x^2 + b^2 - l^2)$$

$$y_{BC} = \frac{Fa(l - x)}{6EIl}(x^2 + a^2 - 2lx)$$