



دانشگاه صنعتی امیرکبیر
(پلی تکنیک تهران)

دانشکده مهندسی مکانیک

طراحی اجزا ۲

پروژه

نگارش

علی ملکوتی خواه ۹۷۱۱۰۲۹

مصطفی کویری ۹۷۲۸۰۷۶

امیرحسین کاویانی ۹۷۲۶۰۶۷

استاد درس

دکتر محسن خواجه زاده

تدریس‌یار درس

مهندس فرهاد کمرئی

تیر ۱۴۰۱



۱- تعیین جنس و نوع عملیات جاری مناسب در فونداسیون ها
 نظریه اینکه مقادیر ضعیف در این نوع فونداسیون ها بالا بوده و ضعیف است و صورت گرفته
 از قاعده 5.1E (344) و عملیات جاری 5.1E (344) و سگ رنی بهای فونداسیون ها استفاده نمود
 در نظر گرفته شود و فونداسیون ها 20° و زاویه مارپیچ مناسب بهای فونداسیون ها 25°
 در نظر گرفته شود.

۲- طراحی جکراسی تیغ در فونداسیون
 به دلیل نسبت فونداسیون بالا در د. 1. قطر فونداسیون بیشترین آن کمترین قطر را در بین فونداسیون ها
 که به یکس فونداسیون داشته و بیشترین نیروی به آن دارد و به آن در جکراسی تیغ فونداسیون
 فونداسیون پیچیدگی در د. 1 است.
 قابل ذکر است که در فونداسیون ها سطوح به شدت به شدت ادویه چوب که در فونداسیون ها
 شفت های عمودی را است گرد و طراحی به شوند. البته بجز د. 1 است.
 ۱-۲- طراحی بهای به یکس و به یکس تیغ فونداسیون

$$P_{max} = 83 \text{ kW}, n_{pmax} = 6000 \text{ rpm} = 628.36 \text{ rad/s}$$

$$T = \frac{1 \text{ kW} \times 9549}{n}$$

رابطه 1

$$\textcircled{1} \rightarrow T = 132.1 \text{ N.m}$$

رابطه 2

$$v = \omega r$$

$$\textcircled{2} \rightarrow v = 628.3 \text{ r}$$

50 mm فونداسیون

$$F_d = \frac{3.56 + \sqrt{v}}{3.56} F_t = 2.57 F_t$$

$$F_t = \frac{T}{r}$$

رابطه 3

$$\textcircled{3} \rightarrow F_d T_{max} = \frac{6.15}{r} T_{max} = 339.5 / r$$

طالع بهاس در کرد بستر مع آفت در
- 22

$$T_{max} = 152 \text{ N.m} , n_{T_{max}} = 3200 \text{ RPM} \approx 335.1 \text{ rev/s}$$

$$\xrightarrow{\text{رابطه 2}} v = 335.1 \times r$$

$$r = 50 \text{ mm}$$

$$F_d = \frac{3.56 + \sqrt{5}}{3.56} F_t = 2.15 F_t$$

$$\xrightarrow{\text{رابطه 3}} f_{d_{max}} = 326.8 / r$$

$$\longrightarrow \underline{F_{d_{T_{max}}} < F_{d_{P_{max}}}}$$

این طالع بهاس در کرد بستر مع آفت در
زاویه بهاس نسبت خفص از روش لویس

$$T = 132.1 \text{ N.m}$$

$$\text{Safety Factor: } S_{fb} = 1.5$$

$$K_f = 1.5 , G_o = 448 \text{ MPa}$$

$$F_b = \frac{G_o b Y_{min}}{K_f \times n}$$

رابطه 4

درک اولیه بهاس طالع بهاس در کرد بستر مع آفت در

$$C = 150 \text{ mm} , b_o = 45 \text{ mm} , m_t = 4 \text{ mm} , i G_1 = 3.7$$

$$C = \frac{d_1 + d_2}{2}$$

رابطه 5

$$\xrightarrow{5} \frac{d_1 + 3.7 d_1}{2} = 150 \rightarrow d_1 = 64 \text{ mm} , d_2 = 236 \text{ mm}$$

$$N_1 = \frac{d_1}{m_t} = 16 , N_2 = \frac{d_2}{m_t} = 59$$

$$i_{G_1} = \frac{71}{19} = 3.7 \rightarrow \text{قبل قبل}$$

$$f_t = T \times \frac{2}{d_1} = \frac{132.1}{72} = 1.835 \text{ ک}$$

$$f_d = \frac{3.56 + \sqrt{6.253 \times 0.032}}{3.56} \times 1.835 = 9.327 \text{ ک}$$

$$N_{1e} = \frac{N_1}{\cos(14)} = 20, m_u = m_t \times \cos(14) = 3.63 \text{ م}$$

$$Y = 0.32 \rightarrow f_b = \frac{10.408 \text{ ک}}{4}$$

والت به است نسبت سایش از روش بالینگا:

$$Q = \frac{2w_2}{m_1 + m_2} = \frac{2 \times 59}{59 + 16} = 1.44 \quad \text{interpolation} \quad K = 2.8 \text{ MPa}$$

$$S_{fw} = 1.2, f_w = \frac{b K Q d_1}{S_{fw}} \rightarrow \text{اجای ک}$$

$$\frac{b \text{ ک}}{S_{fw}} \rightarrow F_v = 9.677 \text{ ک}$$

$$\rightarrow f_b > f_d$$

$$f_w > f_u$$

و از آنجایی که این مقدار نزدیک به f_d است و توان آن را بهینه ترین انتخاب در نظر گرفت پس دین اولیه صحیح است.

والت به است نسبت سایش از روش بالینگا:

$$f_w = \frac{b K Q d_1}{S_{fw}} \rightarrow f_w = 9.327 \rightarrow b = 45 \text{ م}$$

3- طراحی سایش هر خنده ها

1-3: دنده 2

$$c = 150 \text{ م}, m = 4 \text{ م}, i = 2.4 \rightarrow \frac{3.4 d_1}{2} = 150$$

$$\rightarrow d_1 = 88 \text{ م}, d_2 = 212 \text{ م}$$

$$N_1 = \frac{d_1}{m} = 22$$

$$\rightarrow i_{G_1} = \frac{53}{22} = 2.4 \rightarrow \text{قبل قبل}$$

$$N_2 = \frac{d_2}{m} = 53$$

$$F_t = T \frac{2}{d_1} = \frac{132.1}{44} = 3.002 \text{ kN}$$

$$F_d = \frac{3.56 + \sqrt{628.3 \times 0.044}}{3.56} \times 3.002 = 7.485 \text{ kN}$$

$$n_c = \frac{n_1}{\cos^3(4)} = \frac{22}{\cos^3(25)} = 30, m_u = m_t \times \cos 4 = 3.63 \text{ mm}$$

$$Y = 0.358$$

ماده به واسطه فشارات خنثی از لولیس.

$$F_b = \frac{\sigma_b Y m_u}{k_j \sigma_{fb}} = F_d = 7.485 \rightarrow b = 28.92 \text{ mm}$$

ماده به واسطه فشارات خنثی از لولیس:

$$Q = \frac{2W_2}{N_1 + N_2} = \frac{2 \times 53}{53 + 22} = 1.411$$

$$K = 2.8 \text{ MPa}, \sigma_{fw} = 1.2$$

$$F_w = 7.485 \xrightarrow{\text{بالا}} b_1 = 25.85 \text{ mm} \rightarrow b_2 = 29 \text{ mm}$$

2-3 در فروردین 13

$$C = 150 \text{ mm}, w_t = 4 \text{ mm}, \gamma_{G1} = 1.4, \frac{2.481}{2} = 1.50$$

$$\rightarrow d_1 = 1241 \text{ mm}, d_2 = 176 \text{ mm}$$

$$n_1 = \frac{d_1}{m_t} = 31$$

$$n_2 = \frac{d_2}{m_t} = 44$$

$$\rightarrow \gamma_{G1} = \frac{44}{31} = 1.42 \rightarrow \text{قبل قبل}$$

$$F_t = T \frac{2}{d_1} = \frac{132.1}{62} = 2.131 \text{ kN}$$

$$F_d = \frac{3.56 + \sqrt{628.3 \times 0.062}}{3.56} \times 2.131 = 5.867 \text{ kN}$$

$$n_c = \frac{n_1}{\cos^3 4} = 38, m_u = m_t \times \cos 4 = 3.63 \text{ mm} \rightarrow Y = 0.38$$

طراح به واسطه معادله خشن از لویس

$$F_b = F_d = 5.867 \xrightarrow{\text{بواسطه 4}} b = 21.36$$

و این به واسطه بکینگ

$$Q = \frac{2\pi E}{n_1 + n_2} = 1.173, k = 2.8 \text{ MPa}$$

$$SF_w = 1.2$$

$$F_w = 5.867 \text{ kN} \xrightarrow{\text{بواسطه 6}} b_3 = 17.29 \text{ mm} \Rightarrow$$

$$\rightarrow b_3 = 22 \text{ mm} \quad \downarrow$$

$i_{G4} = 0.9$ $m_t = 0.004m$ $c = 0.150m$ 40 و 35 دندون

$$\frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{d_1 + 0.9d_1}{2} = 150 \Rightarrow \begin{cases} d_1 = 0.16m \\ d_2 = 0.14m \end{cases}$$

$$m_t = \frac{d}{N} \Rightarrow \begin{cases} N_1 = \frac{d_1}{m_t} = \frac{0.16}{0.004} = 40 \\ N_2 = \frac{d_2}{m_t} = \frac{0.14}{0.004} = 35 \rightarrow \text{Pinion} \end{cases}$$

$$i_{G4} = \frac{N_2}{N_1} = \frac{35}{40} = 0.875 \checkmark$$

$$T = F_t r_1 \quad r_1 = \frac{d_1}{2} \rightarrow F_t = \frac{132.1}{0.08} = 1651.25N$$

$$F_d = \frac{3.56 + \sqrt{V}}{3.56} F_t = \frac{3.56 + \sqrt{628.4 \times 0.08}}{3.56} 1651.25$$

$$\approx 4.94 kN$$

$$N_{2e} = \frac{N_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{35}{\cos^3(25)} \approx 47$$

$$m_n = m_t \cos \gamma = 0.004 \cos 25 = 0.00364m$$

47	50	40
Y	0.408	0.389

(3.5 دندون)

$$\Rightarrow \frac{50 - 47}{0.408 - Y} = \frac{50 - 40}{0.408 - 0.389} \Rightarrow Y = 0.4019 \approx 0.402$$

$$F_b = \frac{\sigma_o b}{k_f} \frac{\psi}{p} \frac{1}{n} = \frac{\sigma_o b \psi m_n}{k_f n}$$

$$= \frac{448(b)0.402 \times 3.64 \times 10^6}{(1.5)^2} = 4940 \Rightarrow \boxed{b = 0.017m}$$

$$F_w = b K Q dp / n$$

$$Q = \frac{2N_g}{N_g + N_p} = \frac{2(40)}{40 + 35} = 1.07$$

475	400	350
K	2.524	1.862

$$\frac{475 - 400}{K - 2.524} = \frac{400 - 350}{2.524 - 1.862} \Rightarrow K = 2.8 \text{ MPa}$$

$$F_w = F_d = \frac{b \times 2.87 \times 10^6 \times 0.14}{1.5} = 4940$$

$$\Rightarrow b = 0.01426 \text{ m}$$

$$b = \max\{b_L, b_B\} \Rightarrow \boxed{b = 0.017m}$$

$$e_{GS} = 0.8 \quad m_t = 0.004m \quad C = 0.150m$$

$$\frac{d_1 + d_2}{2} = C = \frac{d_1 + 0.8d_2}{2} = 0.15 \Rightarrow \begin{cases} d_1 = 0.168m \\ d_2 = 0.132m \end{cases}$$

$$\begin{cases} N_1 = \frac{d_1}{m_t} = \frac{0.168}{0.004} = 42 \end{cases}$$

$$\begin{cases} N_2 = \frac{d_2}{m_t} = \frac{0.132}{0.004} = 33 \rightarrow \text{Rimion} \end{cases}$$

$$e_{GS} = \frac{33}{42} = 0.7857 \checkmark$$

$$F_t = \frac{2T}{d_1} = \frac{2 \times 132.1}{0.168} = 1572.62 \text{ N}$$

$$F_d = \frac{3.56 + \sqrt{628.3 \times 0.084}}{3.56} (1572.62) \approx 4782 \text{ N}$$

$$N_{2e} = \frac{N_2}{\cos^3 \phi} \approx 44$$

$$m_n = m_t \cos \phi \approx 0.00364m$$

$$\begin{aligned} &\xrightarrow{3.56} \phi \approx 0.4 \\ &N = 44 \end{aligned}$$

$$F_b = \frac{\sigma_{ob} \phi}{k_f} \frac{m_n}{n} = \frac{10^6 \times 44 \times 6 \times 0.4 \times 0.00364}{(1.5)^2} = 4782 \Rightarrow \bar{b}_2 = 0.0165m$$

میزان نیروی مهار بالستیک

$$Q = \frac{2Mg}{Mg + Mp} = \frac{84}{33 + 42} = 1.12$$

$$F_w = F_d = \frac{bkadp}{n} = 4782 = \frac{b \times 2.82 \times 10^6 \times 1.12}{1.5}$$

$$\Rightarrow b_B \approx 0.00139 \text{ m}$$

$$\Rightarrow b = 0.00165 \text{ m}$$

میزان فرکانس نوسان

باتوجه به انحراف فرکانس در این سیستم و نسبت به آن 3-3.5 در نوسان عقب و نسبت به این ها بین فرکانس اول و فرکانس دوم و فرکانس اول و فرکانس دوم در بازه 1.5-2.25 قرار میگیرد. قابل توجه است که در این حالت فرکانسها در نقطه صاف شده اند و نسبت به آن قرار میگیرند و با توجه به سؤالات فاصله بین فرکانس اول و فرکانس دوم 0.1m در نظر گرفته شود.

میزان فرکانس اول و دوم

$$m_2 = 0.004 \text{ m} \quad i_{GS} = 1.5 \quad C = 0.1 \text{ m}$$

$$\frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{d_1 + 1.5d_1}{2} = 0.1 \Rightarrow \begin{cases} d_1 = 0.08 \text{ m} \\ d_2 = 0.12 \text{ m} \end{cases}$$

$$\Rightarrow \begin{cases} N_1 = \frac{d_1}{n_t} = 20 \\ N_2 = \frac{d_2}{n_t} = 30 \end{cases} \Rightarrow i_{GR} = \frac{30}{20} = 1.5 \checkmark$$

$$F_t = \frac{2T}{d_1} = 3303 \text{ N}$$

$$F_d = \frac{3.56 + \sqrt{(28.3)(0.040)}}{3.56} (3303) = 7954 \text{ N}$$

$$N_{e1} = \frac{N_1}{\cos^3 \phi} \approx 25 \quad m_{n1} = m_t \cos \phi = 0.00364 \text{ m}$$

$\phi = 0.34$

$$F_d = 7954 = \frac{448 \times 10^6 \times b \times 0.34 \times 0.00364}{(1.5)^2} \Rightarrow b = 0.00324 \text{ m}$$

Handwritten note: 448 x 10^6 is the material property (likely yield strength) in N/m^2.

Handwritten note: b is the thickness of the plate.

$$Q = 1.2, n = 1.2$$

$$F_d = \frac{b k Q d p}{n} \Rightarrow b_B = 0.00356 \text{ m}$$

$$b = b_B = 0.00356 \text{ m}$$

$$T_1 = T \frac{N_2}{N_1} = 132.1 \frac{71}{19} = 493.6 \text{ N.m}$$

$$\omega_1 = \omega \frac{N_1}{N_2} = 628.3 \frac{19}{71} = 168.1 \text{ rad/sec}$$

$$V = r\omega_1 = 0.04 \times 168.1 = 6.724 \quad r = 0.04 \text{ m}$$

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{493.6}{r}$$

$$F_{d1} = (1.7283) \left(\frac{493.6}{r} \right) = \frac{853.0888}{r}$$

② $\omega_5 = \omega \frac{N_1}{N_2} = 628.3 \frac{42}{33} = 799.3 \text{ rad/sec}$

$$T_5 = T \frac{N_2}{N_1} = 132.1 \frac{33}{42} = 103.8 \text{ N.m}$$

$$\omega_5 = \omega \frac{N_1}{N_2} = 628.3 \frac{42}{33} = 799.3 \text{ rad/sec}$$

$$F_t = \frac{2T_5}{d_1} = \frac{103.8}{r} \text{ N}$$

$$F_{d5} = \frac{3.56 + 5.65}{3.56} \frac{103.8}{r} = \frac{268.7}{r} \text{ N}$$

$$F_{d1} > F_{d5}$$

لذلك، فإن القوة المركزية هي أكبر من القوة المركزية.

$$T = 493.6 \text{ N} \quad e_{G1} = 3.8 \quad c = 0.150 \text{ m}$$

$$\frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{d_1 + 3.8d_1}{2} = 0.150 \Rightarrow \begin{cases} d_1 = 0.06 \text{ m} \\ d_2 = 0.240 \text{ m} \end{cases}$$

$$\Rightarrow \begin{cases} N_1 = \frac{d_1}{m_t} = \frac{0.06}{0.004} = 15 \\ N_2 = \frac{d_2}{m_t} = \frac{0.240}{0.004} = 60 \end{cases}$$

$$e_{G1} = \frac{60}{15} = 4 \checkmark$$

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{493.6}{30} = 16453 \text{ N}$$

$$F_d = \frac{3.56 + \sqrt{0.03 \times 168.1}}{3.56} (16453) = 26832 \text{ N}$$

$$N_{2e} = \frac{N_1}{\cos^3 \psi} = 19 \rightsquigarrow \psi = 0.314$$

$$m_n = m_t \cos \psi = 0.00364 \text{ m}$$

$$F_b = \frac{448 \times 10^6 \times b \times 0.314 \times 0.00364}{(1.5)(1.3)} = 26832$$

4 m, 1.5 m, 1.3 m, 2/10

$$\Rightarrow b_L = 0.006232 \text{ m}$$

الحل
المعطى
المطلوب

$$Q = \frac{2(60)}{15+60} = 1.6, \quad n=1.2$$

$$F_w = F_d = \frac{2.8 \times 10^6 \times b \times 1.6 \times 60}{1.2} = 26832$$

$$\Rightarrow b_B = 0.00694m$$

$$b = \max \{ b_B, b_L \} = 0.00694 \approx 0.007m$$

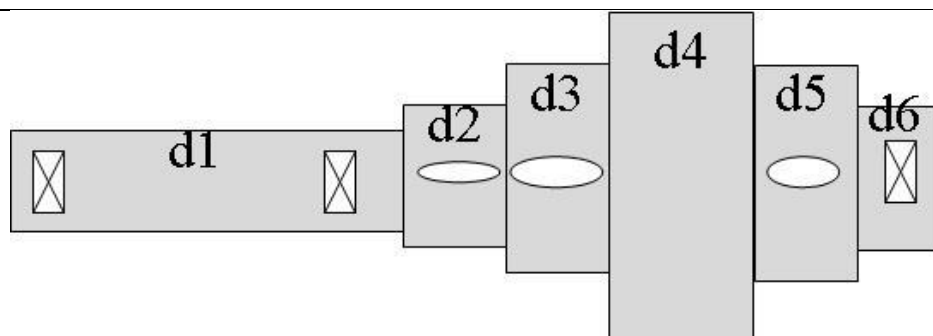
طراحی محور گردان گیربکس سمند

مطابق طرح ارایه شده گیربکس سمند. مجموعه دارای ۵ عدد محور گردان میباشد. جدول ۱ لیست این شافتها را نشان می دهد در حالیکه شکل ۱ چیدمان انتخابی بیرینگها را بر روهر یک از شفتها نشان می دهد.

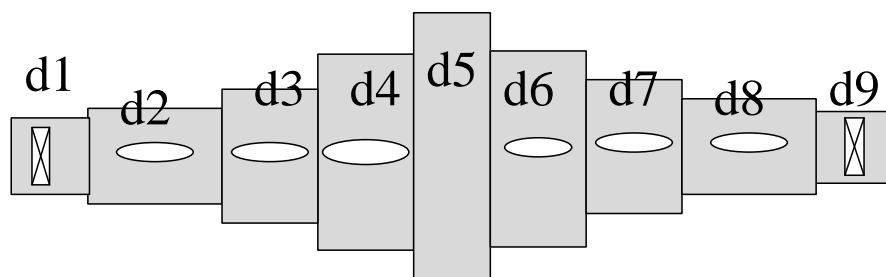
لیست محورها	طول در نظر گرفته شده	نوع محور	اجزای متصل به محور
شفت ۱	۸۰۰	توپر	چرخنده راننده دنده ۱، دنده ۳ و دنده ۵
شفت ۲	۵۷۰	توپر	چرخنده راننده دنده ۱، ۳، ۵ و ۲ و چرخنده راننده دنده عقب و نهایی
شفت ۳	۴۶۰	توپر	چرخنده راننده دنده ۳، ۴ و دنده عقب و راننده نهایی
شفت ۴	۶۵۰	توخالی	چرخنده راننده دنده ۲ و دنده ۴
شفت ۵	۳۰۰	توخالی	چرخنده راننده دنده نهایی

مطابق طرح ارایه شده و جدول ۱ مشخص می باشد که شفت ۴ به صورت غلافی بر روی شفت یک واقع می شود و شفت ۵ به صورت غلافی بر روی شفت ۴ قرار میگیرد.

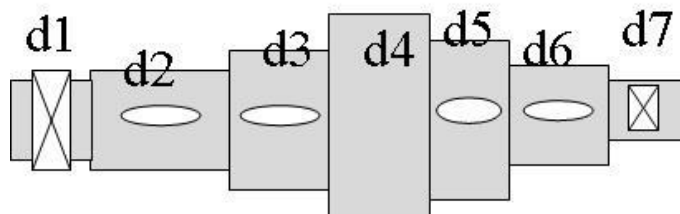
قطر	d۱	d۲	d۳	d۴	d۵	d۶	d۷	d۸	d۹
طول	L۱	L۲	L۳	L۴	L۵	L۶	L۷	L۸	L۹
شفت ۱	۲۵	۳۵	۴۰	۴۵	۴۰	۳۵	--	--	--
	۶۴۰	۳۰	۳۰	۲۰	۵۰	۳۰	--	--	--
شفت ۲	۳۰	۳۵	۴۰	۴۵	۵۰	۴۵	۴۰	۳۵	۳۰
	۳۰	۹۰	۴۰	۴۰	۱۲۰	۳۰	۱۳۰	۵۰	۴۰
شفت ۳	۳۰	۳۵	۴۰	۴۵	۴۰	۳۵	۳۰	--	--
	۳۰	۹۰	۱۳۰	۲۰	۳۰	۳۰	۳۰	--	--
شفت ۴	di=۴۰	do=۵۰	--	--	--	--	--	--	--
	۶۵۰	--	--	--	--	--	--	--	--
شفت ۵	di=۷۵	do=۱۰۰	--	--	--	--	--	--	--
	۳۰۰	--	--	--	--	--	--	--	--



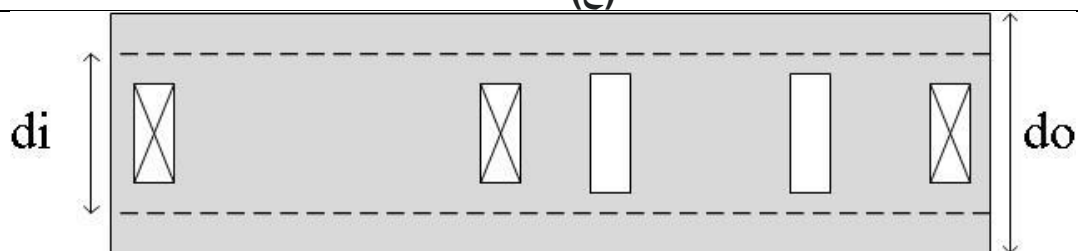
(الف) شفت ۱



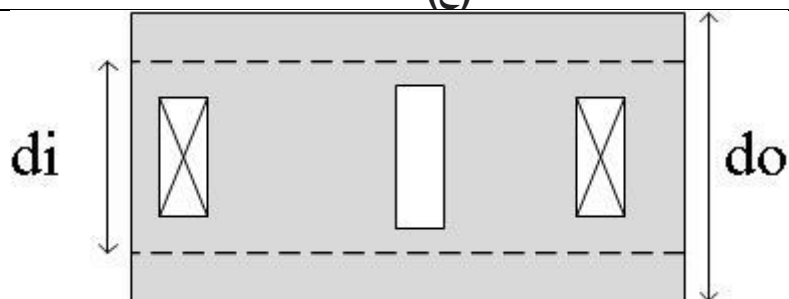
(ب) شفت ۲



(ج) شفت ۳



(ج) شفت ۴



(ج) شفت ۵

طراحی تفکیکی شفت ها:

برای طراحی شفت ها یک کد متلب آماده شده و با استفاده از این کد بحرانی ترین مقطع هر شفت انتخاب می شود. سپس بر اساس ملاحظات تمرکز تنش میزان پله ها در شفتها مشخص می شود.

فرضهای ابتدایی در طراحی شفت

فرض: با توجه به نمونه های موجود در قطعات صنعتی و با فرض این که بارگذاری محوری چندانی نداشته باشیم فرض های زیر را انجام می دهیم.

۲- بیرینگها از نوع deep groove/ Angular contact انتخاب شوند.

۳- بیرینگها به صورت Press-fit بر روی شافت جا زده شده اند.

۴- چرخ دنده ها از نوع ساده و با زاویه فشار ۲۰ درجه طراحی شده اند.

۵- نصب چرخدنده ها (به غیر از چرخ دنده های شافت ۴ و ۵) صرفا از طریق خارها انجام می گیرد.

۶- پله های شفت ها طوری در نظر گرفته می شود که در هر مقطع در انتقال از یک قطر به قطر دیگر مقادیر D/d و r/d مقدار ثابتی باقی بماند. به شکلی که اولی تقریبا برابر با ۱/۱ و دومی تقریبا برابر با ۰.۰۰۲ باشد.

۷- چرخدنده های موجود روی شفت ۴ و ۵ توسط Power_lock و بدون خار نصب شده باشند.

متن کد در ادامه آورده شده است.

```
%prompt
% this script finds the values for minimum thickness of the stepped shaft
% variables -----definition
%T-----Shaft torque (N.mm)
% N----- rotational speed (rpm)
% dg-----gear diameter(mm)
% fg----- gear force (N)
% conf----- component configuration on the shaft
% dis-----distance between components (mm)
%fb-----bearing force (N)
% M_y-----bending moment along Y axis(N.mm)
% M_z-----bending moment along Z axis(N.mm)
% M_total-----total bending moment (N.mm)
%TT-----torque on the shaft (N.mm)
%S_ut-----ultimate strength(MPa)
%S_y-----yield strength
%d-----minimum shaft diameter
%inertia-----surface inertia of the shaft
%area-----area of the sahft cross section
%mass-----mass of the shaft
%Csp-----critical speed in rpm
%delta-----deflection under load
```

```

%teta_left-----slope on left bearing
%teta_right-----slope on right bearing
%-----
%prompt user to enter known variables
T=input('please enter Torque transmitted by the shaft in (KW); if non known
[]');
dgl=input('please enter the diameter of the gear 1 on the shaft in in>>');
%prompt user of the calculated forces of the elements
fgl=input('please enter [fx, fy, fz] of the gear 1 in lb>>');
%prompt user to find bearing forces
display('for finding bearing forces we need to find distances between
elements on the shaft');
%display('we start from the left end of the shaft and calculate distance to
the right');
%conf=input('if count from the left end how elements are mounted relatively?
example [1, 2, 3, 2] means pulley=1, then a bearing=2, then a gear=3 and then
a bearing=2 again');
dis=input('please enter distance vector as [from the left: distance between
elements 1 and 2, distance between elements 2 and 3....] in inches');
display('we use static equilibrium condition to find bearing load')
fb1=input('please enter [fx fy fz] for first bearing in lbf>>');
fb2=input('please enter [fx fy fz] for second bearing in lbf>>');
%prompt user for endurance limit
S_ut=input('please enter ultimate strength of shaft material (Mpa)>>');
S_y=input('please enter yield strength of shaft material (MPa)>>');
dis=[0,dis];
len=sum(dis);
%prompt user for computing moments
x1=[dis(1,1):0.1:dis(1,2)];
x2=[dis(1,2):0.1:(dis(1,2)+dis(1,3))];
M_y1=fb1(1,3)*x1;
M_y2=fb1(1,3)*x2+fgl(1,3)*(x2-x1(end));
M_z1=fb1(1,2)*x1;
M_z2=fb1(1,2)*x2+fgl(1,2)*(x2-x1(end));
figure()
plot(x1, M_y1, x2, M_y2);
title('y-axis bending moment distribution')
xlabel('shaft length (mm)');
ylabel('moment (N.mm)');
figure()
plot(x1, M_z1, x2, M_z2);
title('z-axis bending moment distribution')
xlabel('shaft length (mm)');
ylabel('moment (N.mm)');
%prompt computing total moment
M_total1=sqrt(M_y1.^2+M_z1.^2);
M_total2=sqrt(M_y2.^2+M_z2.^2);
figure()
plot(x1, M_total1, x2, M_total2);
title('Total bending moment distribution')
xlabel('shaft length (mm)');
ylabel('moment (N.mm)');
TT1=T+zeros(size(x1));

```

```

TT2=T+zeros (size(x2));
figure()
plot(x1, TT1, 'p', x2, TT2, 'p');
title(' torsion moment distribution')
xlabel('shaft length (mm)');
ylabel('moment (N.mm)');
%prompt calculating endurance limit
%surface factoe Ka is computed assuming machined shaft
Ka=2.7*S_ut^(-0.265);
%size factor is used with initial guess of diameter 40 mm
din=40/25.4;
Kb=0.91*din^(-0.157);
%reliability of 90%
Ke=0.897;
Se=Ka*Kb*Ke*0.5*S_ut;
%stress concentration factor and critical locations
display('the maximum bending moment is>>')
M_max= max([M_total1, M_total2]);
display('Based on the total bending diagram, is there a stress concentration
casue in vicinity of maximum bending moment?');
ss1=input('is there a step near the maximum bending, if yes enter 1, if no
enter 0');
if ss1==1
    %this code assumes r/d=0.02 and
    Kf1=1+0.8*(1.7);
    Kfs1=1+0.8*(1.2);
else
    Kf1=1;
    Kfs1=1;
end
ss2=input('is there a keyseat near the maximum bending, if yes enter 1, if no
enter 0');
if ss2==1
    %this code assumes r/d=0.02 and
    Kf2=1+0.8*(1.14);
    Kfs2=1+0.8*(2);
else
    Kf2=1;
    Kfs2=1;
end
nd=input('please enter safety factor (recommended factor is 1)>>');
display('this code assumes complete reversible bending moment and continious
power transmission')
dmin1=(16*nd/pi*(2*Kf1*M_max/(Se)+sqrt(3)*Kfs1*T/(S_ut)))^(1/3);
dmin2=(16*nd/pi*(2*Kf2*M_max/(Se)+sqrt(3)*Kfs2*T/(S_ut)))^(1/3);
d=max(dmin1,dmin2);
display('the minimum required diameter of the shaft in gear 2 position is>>')
d=max(dmin1,dmin2);
%prompt user for computing static factor of safety
display('the static safety factor is:')
n=1/S_y*sqrt((32*Kf1*M_max/(3.14*d^3))^2+3*(16*Kf2*T/(3.14*d^3))^2)
%prompt user of maximum deflection and slopes at bearings
inertia=3.14*d^4/64;

```

```

delta=sqrt(fg1(1,3)^2+fg1(1,2)^2)*dis(1,3)*dis(1,2)*(len^2-dis(1,3)^2-
dis(1,2)^2)/(6*210000*inertia*len)
teta_left=dis(1,3)*(len^2-dis(1,3)^2)/(6*210000*inertia*len)
teta_right=dis(1,2)*(len^2-dis(1,2)^2)/(6*210000*inertia*len)
%prompt user for critical speed in rpm
area=3.14*(d/1000)^2/4;
mass=area*len*7.80;
Csp=(3140/len)^2*sqrt(0.21*inertia/mass)*30/6.28

```

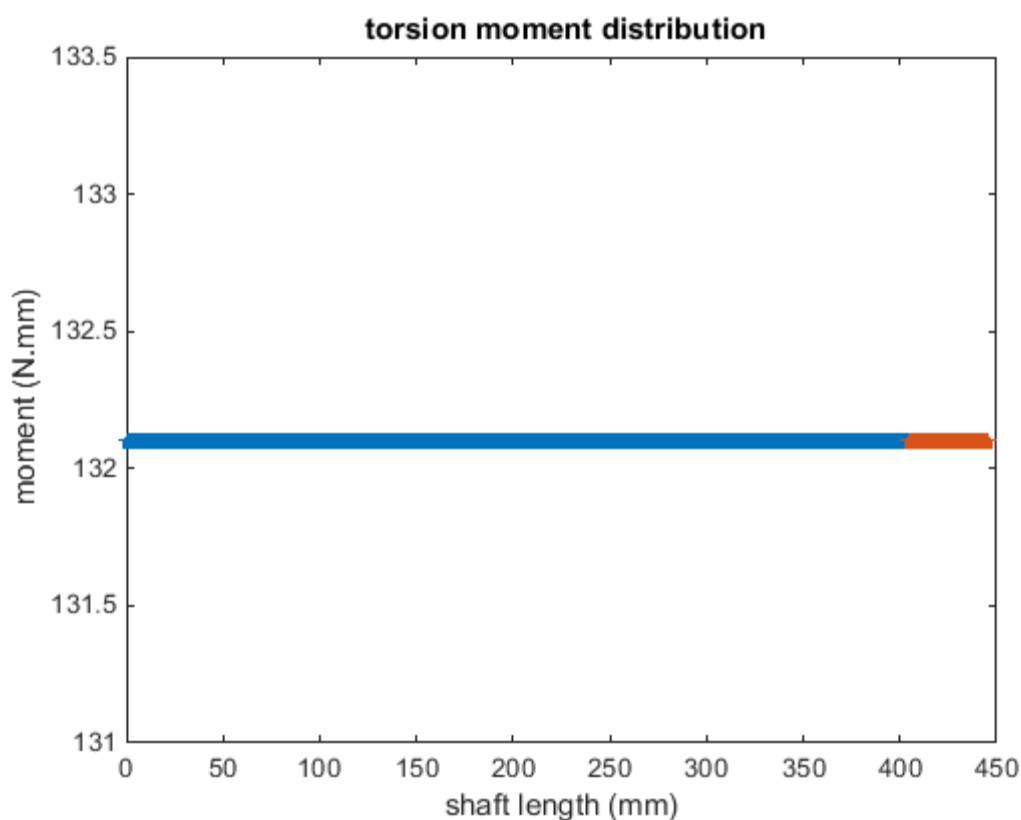
حال با توجه به ابعاد فرض شده و چیدمان شفت ها ورودی برنامه متلب برای هر شفت به صورت زیر خواهد بود. دقت شود اعداد ذکر شده در جدول بدترین شرایطی خواهد بود که شفتها حین کارکرد تجربه خواهند کرد که از این منظر طراحی ها محافظه کارانه خواهد بود.

Shaft ۱	Shaft ۲	shaft ۳
T=۱۳۲.۱;	T=۴۹۳.۶;	T=۴۹۳.۶;
dg۱=۶۴;	dg۱=۶۰;	dg۱=۱۲۴;
fg۱=[۶۱۹,۱۳۶۲,۴۱۲۸];	fg۱=[۲۴۶۸,۴۹۳۵,۱۶۴۵۳];	fg۱=[۲۴۶۸,۴۹۳۵,۱۶۴۵۳];
dis=[۴۰.۵ ۴۰];	dis=[۴۶۰ ۴۰];	dis=[۳۶۰ ۴۰];
fb۱=[-۳۰.۵,-۱۲۳,-۳۷۱];	fb۱=[-۱۲۳۴,-۳۹۵,-۱۳۱۷];	fb۱=[-۱۲۳۴,-۴۹۴,-۱۶۴۶];
fb۲=[-۳۰.۵,-۱۲۳۹,-۳۷۵۷];	fb۲=[-۱۲۳۴,-۴۵۴۰,-۱۵۱۳۶];	fb۲=[-۱۲۳۴,-۴۴۴۱,-۱۴۸۰۷];
S_ut=۶۹۰;	S_ut=۱۷۲۰;	S_ut=۶۹۰;
S_y=۴۵۰;	S_y=۱۵۹۰;	S_y=۴۵۰;
material:AISI ۱۰۵۰CD	material:۴۱۴۰ Q&T at ۲۰۵°	material:AISI ۱۰۵۰CD
Shaft ۵	Shaft ۴	
T=۴۹۳.۶;	T=۱۳۲.۱;	
dg۱=۲۴۰;	dg۱=۶۴;	
fg۱=[۲۴۶۸,۴۹۳۵,۱۶۴۵۳];	fg۱=[۴۵۰,۹۹۱,۳۰۰۲];	
dis=[۲۰۰ ۱۰۰];	dis=[۴۰.۵ ۴۰];	
fb۱=[-۱۲۳۴,-۱۶۴۵,-۵۴۸۵];	fb۱=[-۲۲۵,-۸۹,-۲۷۰];	
fb۲=[-۱۲۳۴,-۳۲۹۰,-۱۰۹۶۸];	fb۲=[-۲۲۵,-۹۰۲,-۲۷۳۲];	
S_ut=۱۷۲۰;	S_ut=۶۹۰;	
S_y=۱۵۹۰;	S_y=۴۵۰;	
material:۴۱۴۰ Q&T at ۲۰۵°	material:AISI ۱۰۵۰CD	

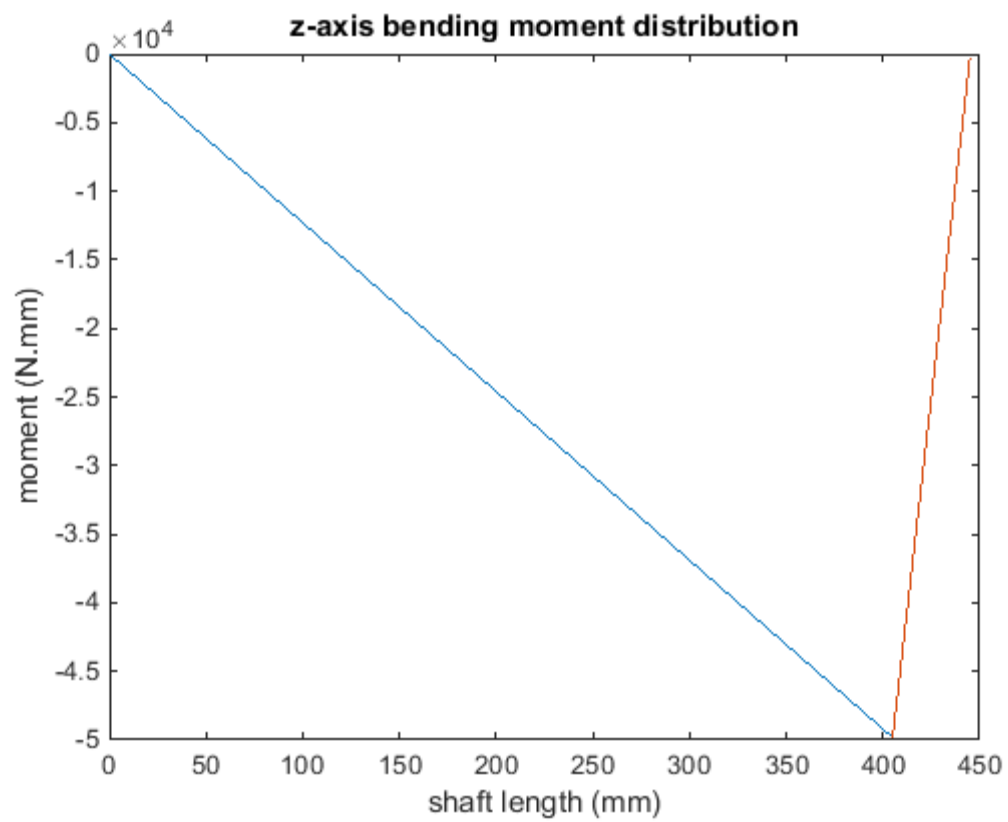
خروجی کد برای شفت های مختلف به صورت زیر می باشد.

	shaft ۱	shaft ۲	shaft ۳	shaft ۴	shaft ۵
diameter(mm)	۳۹.۱	۳۵.۳	۳۵.۶	۳۹.۲, ۴۰.۱	۷۳.۹/۹۸
max deflection(mm)	۰.۰۰۲۳	۰.۰۱۲	۰.۰۰۵۶	۰.۰۰۱۲	۰.۰۰۴۳
slope at bearing ۱(rad)	۰.۰۰۰۰۳۲	۰.۰۰۰۰۲۱	۰.۰۰۰۰۶۵	۰.۰۰۰۰۲۱	۰.۰۰۰۰۳۴
slope at bearing ۲ (rad)	۰.۰۰۰۰۴۲	۰.۰۰۰۰۳۶	۰.۰۰۰۰۳۶	۰.۰۰۰۰۱۶	۰.۰۰۰۰۳۳
critical speed (rpm)	۳۲۵۰۰	۳۸۴۳۲	۳۷۵۹۶	۴۹۸۵۰	۵۳۰۰۰

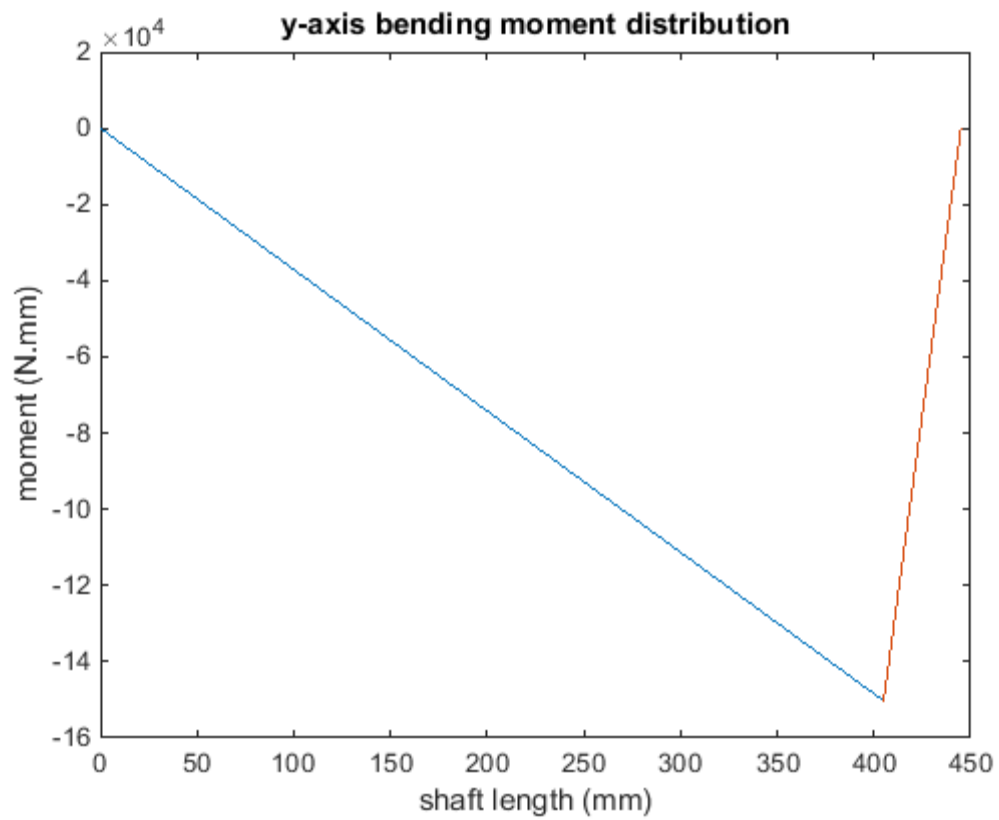
شکل .. نمونه ای از خروجی های برنامه کد متلب برای ارزیابی و طراحی شفت را نشان می دهد. در این جا خروجیها برای شفت ۱ نشان داده شده است.



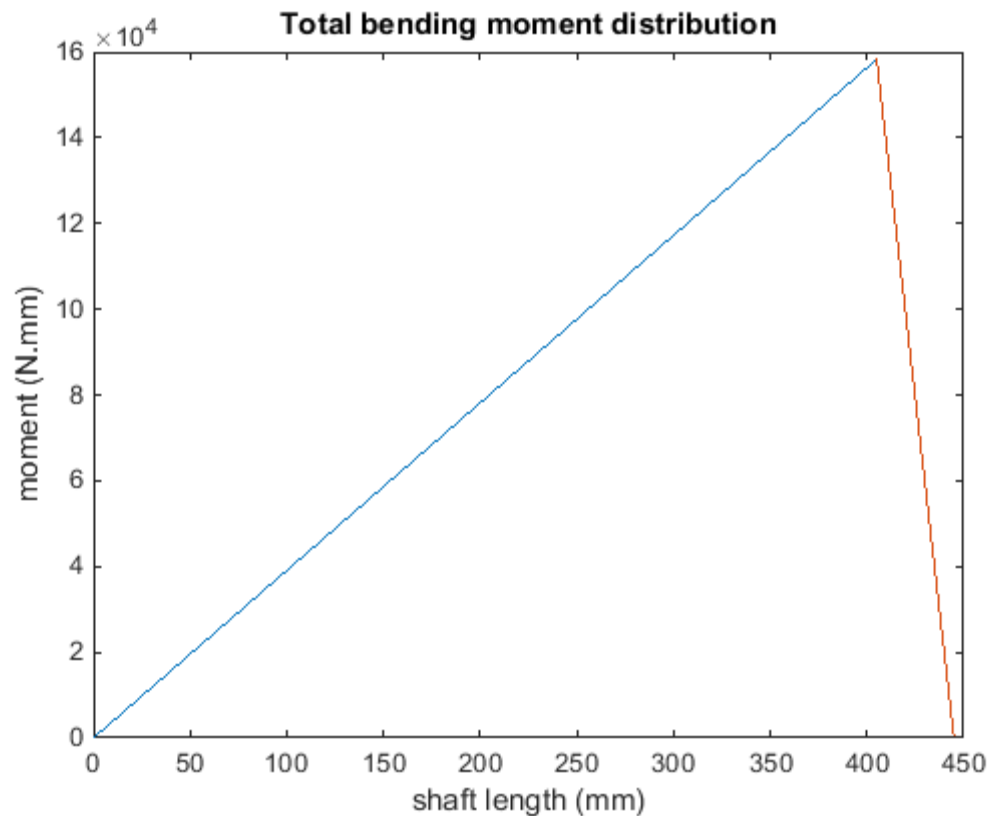
توزیع گشتاور پیچشی روی شفت ۱



توزیع ممان حول محور z در شفت ۱



توزیع ممان حول محور y در شفت ۱

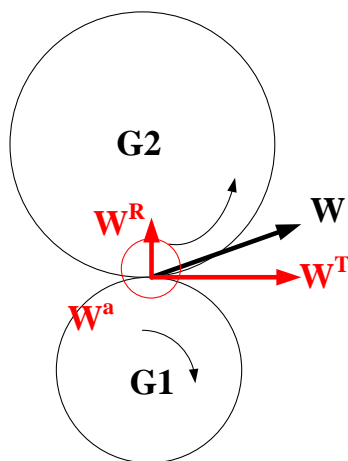


توزیع ممان کل خمشی روی شفت ۱

عقبه تئوری کد متلب

در گام اول توزیع نیروها و ممانها بر روی شفت ها را می‌بایست مشخص کنیم. این موضوع با توجه به بارگذاری ها و نوشتن تعادل استاتیکی قابل انجام است.

در مرحله نیروی چرخنده ها را می‌بایست محاسبه نماییم. شکل ۳ نمایی از نیروی چرخنده را نشان می‌دهد.



شکل ۳- نیروی وارد بر چرخ دنده های ساده

نیروهای شعاعی و محوری در چرخدنده های هلیکال از معادلات زیر محاسبه می شوند.

$$F_r = F_t \tan(\phi) \cos(\phi)$$

$$F_a = F_t \tan(\phi) \sin(\phi)$$

در مرحله بعد می بایست نیروهای تکیه گاهی را محاسبه نماییم. این امر با نوشتن معادلات تعادل استاتیکی به دست می آید. مقادیر به دست آمده در جدول به عنوان ورودی کد متلب آورده شده است.

حال جهت مشخص شدن مقطع بحرانی می بایست نمودارهای گشتاور خمشی و پیچشی رسم گردد.

پارامترهای تمرکز تنش بسیار در انتخاب مقطع بحرانی مهم می باشند که در اینجا بررسی می گردند. معمولاً هر گونه غیر یکنواختی در سطح محور باعث ایجاد تمرکز تنش می گردد. پارامترهای تمرکز تنش K_f و K_{fs} معمولاً به صورت تجربی و با استفاده از نمودارهای متنوع بر اساس نوع هندسی به هم ریختگی در یکنواختی قطر مشخص می شوند. معادله اصلی یافتن این ضرایب به صورت ذیل می باشد.

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

$$K_{fs} = 1 + q(K_{ts} - 1)$$

مقادیر K_t و K_{ts} با استفاده از نمودارها مشخص می باشند. شکل ۸ نمونه ای از این نمودارها را برای شفت پله دار نشان می دهد.

Figure A-15-8

Round shaft with shoulder fillet in torsion. $\tau_0 = Tc/J$, where $c = d/2$ and $J = \pi d^4/32$.

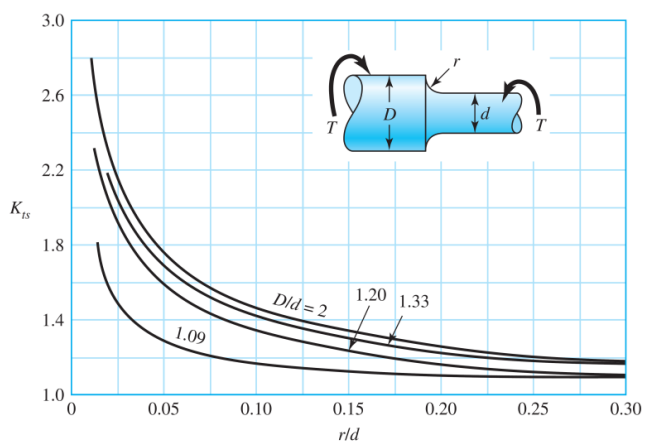
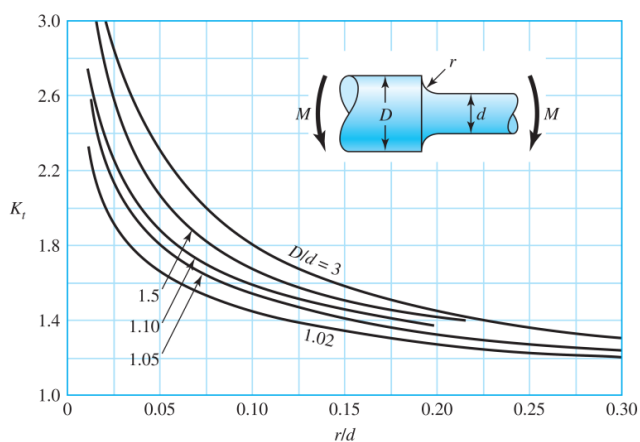


Figure A-15-9

Round shaft with shoulder fillet in bending. $\sigma_0 = Mc/I$, where $c = d/2$ and $I = \pi d^4/64$.



شکل ۹- میزان ضریب حساسیت به تغییر هندسه در شفت پله دار تحت خمش و پیچش وقتی شعاع فیلت ریشه پله برابر با r باشد.

همچنین مقدار q را میتوان با استفاده از نمودارهای ذیل به دست آورد.

Figure 6-20

Notch-sensitivity charts for steels and UNS A92024-T wrought aluminum alloys subjected to reversed bending or reversed axial loads. For larger notch radii, use the values of q corresponding to the $r = 0.16$ -in (4-mm) ordinate. (From George Sines and J. L. Waisman (eds.), Metal Fatigue, McGraw-Hill, New York. Copyright © 1969 by The McGraw-Hill Companies, Inc. Reprinted by permission.)

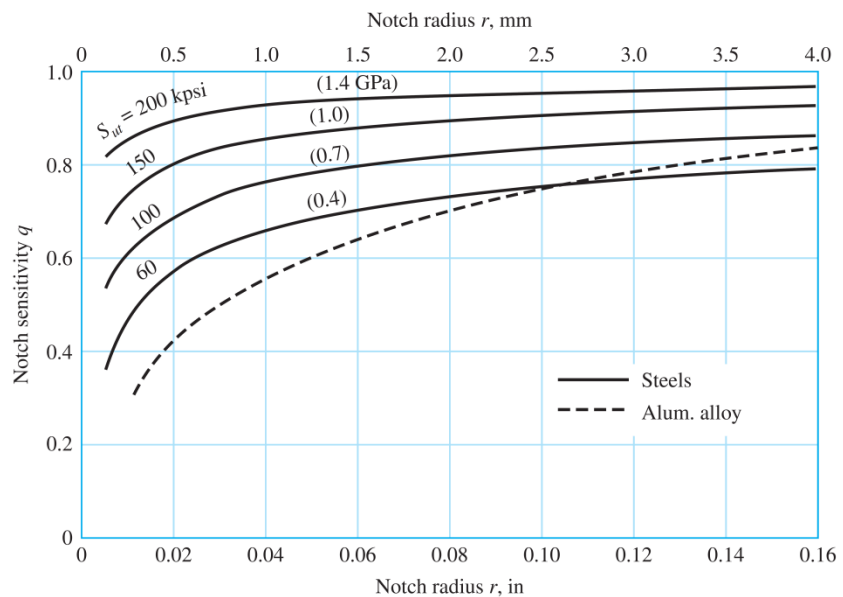
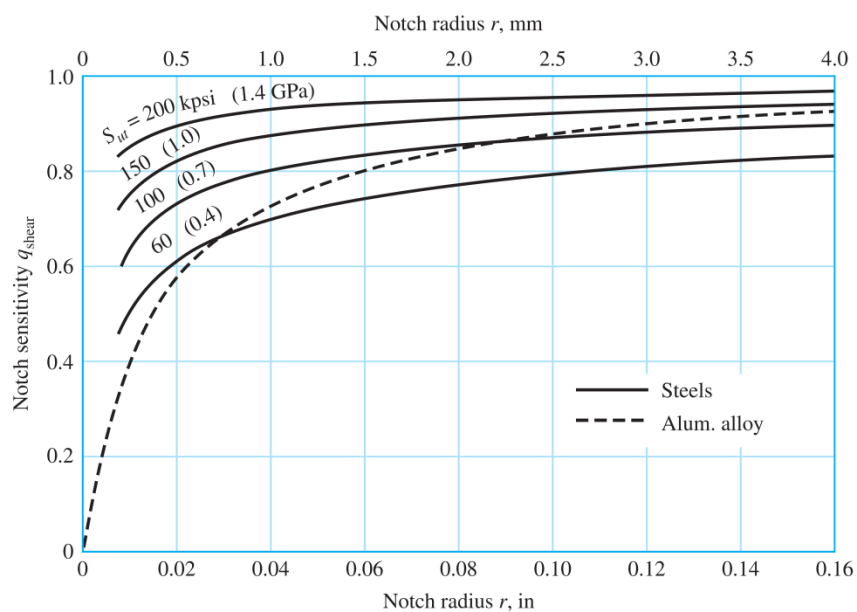


Figure 6-21

Notch-sensitivity curves for materials in reversed torsion. For larger notch radii, use the values of q_{shear} corresponding to $r = 0.16$ in (4 mm).



شکل ۱۰-۱ یافتن پارامتر q (توجه این پارامتر به نوع مواد و استحکام نهایی آن وابسته است) بنابراین بارگذاری در این مقاطع به صورت ذیل خواهد بود.

$$\begin{cases} M_{\max} \\ M_{\min} \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} M_m = \frac{M_{\max} + M_{\min}}{2} = 0 \\ M_a = \frac{M_{\max} - M_{\min}}{2} \end{cases}$$

$$\begin{cases} T_{\max} \\ T_{\min} \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} T_m = \frac{T_{\max} + T_{\min}}{2} \\ T_a = \frac{T_{\max} - T_{\min}}{2} = 0 \end{cases}$$

۲-۱-۲- خواص مواد، طراحی استاتیکی و خستگی شفت ها

۲-۱-۲-۱- خواص ماده و عملیات تولید

خواص مکانیکی مواد به کار رفته در طراحی شافت و همچنین کیفیت تولید شافت شامل صافی سطح و یا عملیات حرارتی از عوامل مهم در عملکرد شفتهای دوار می باشند. با توجه به دانسته های اولیه در مورد متزیال شفت در مرحله بعد می بایست میزان Se یا حد دوام اصلاح شده را به دست آوریم. در این حالت خواهیم داشت.

$$S_e = 0.5S_{ut}$$

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

در اینجا فرض شده است سطح شافت ماشین کاری شده است و قابلیت اطمینان ۹۹٪ می باشد.

طراحی خستگی محور

با استفاده از معیار سودربرگ میزان ضریب اطمینان در یک قطر مشخص از شفت به صورت زیر به دست می آید

$$\frac{1}{n} = \frac{32}{\pi d^3} \left[k_f^2 \left(\frac{M_m}{S_Y} + \frac{M_a}{S_e} \right)^2 + k_{fs}^2 \left(\frac{T_m}{S_Y} + \frac{T_a}{S_e} \right)^2 \right]^{1/2}$$

طراحی استاتیکی محور

جهت طراحی استاتیکی شافت از معادله فون میسر استفاده می شود.

$$\frac{1}{n} = \frac{1}{S_Y} \left[\left(\frac{32K_f(M_m + M_a)}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16K_{fs}(T_m + T_a)}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2}$$

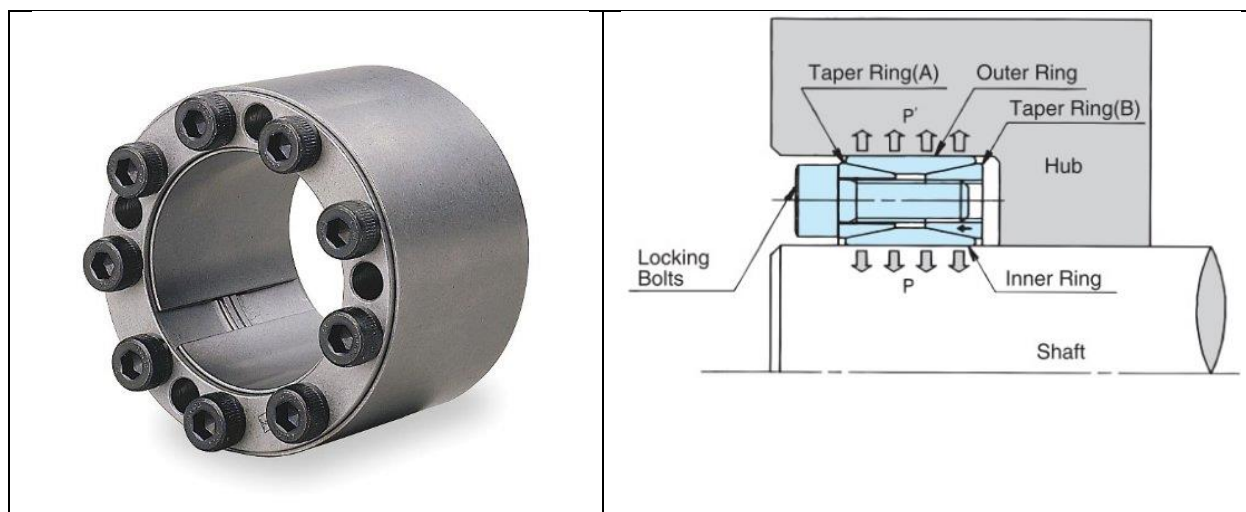
در این معادله n ضریب اطمینان در برابر تسلیم در بحرانی ترین مقطع می باشد.

انتخاب اتصالات و خارها

برای محاسبه خار مستطیلی با در نظر گرفتن تنش برشی و تنش لهیدگی در خار و به جهت یکسان سازی طراحی همه خارها بر اساس استاندارد DIN و به صورت زیر انتخاب می گردند.

DIN ۶۸۸۵-A-۱۰*۸*۲۰

همچنین جهت اتصال چرخدنده ها بر روی شفتهای توخالی شماره ۴ و ۵ از power lock شرکت Tsubaki استفاده می کنیم. به عنوان مثال برای شفت ۵ با قطر خارجی ۱۰۰ میلیمتر و قطر چرخدنده ۲۴۰ میلیمتری از قطعه واسط زیر استفاده می کنیم.

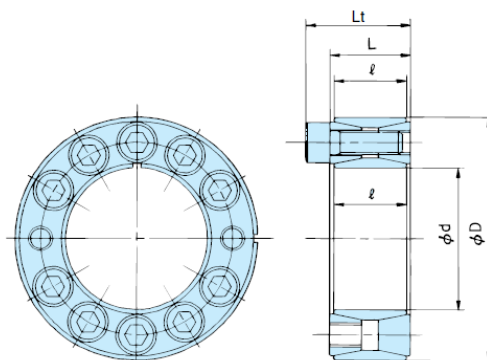


Specifications

(Conversion)

1 N·m = 0.1020 kgf·m

1 MPa = 0.1020 kgf/mm²



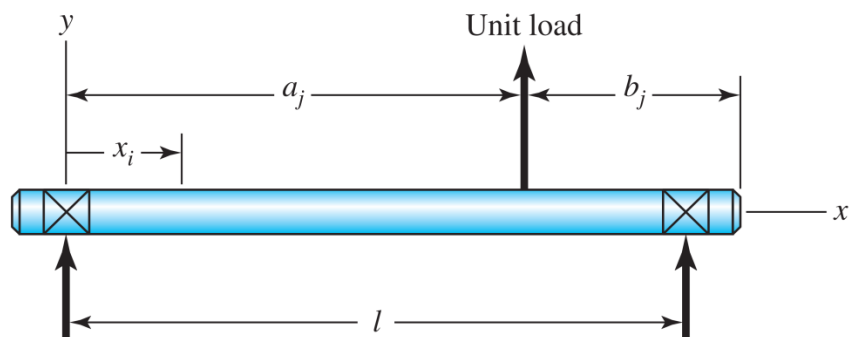
Model Number d × D <small>Inside Dia. Outside Dia.</small>	Dimensions (mm)			Transmissible Torque		Transmissible Thrust		Contact Pressure				Locking Bolts				Mass (kg)
	L	l	Lt	Mt N·m {kgf·m}		Pax kN {kgf}		Shaft P MPa {kgf/mm ² }		Hub bore P' MPa {kgf/mm ² }		Qty.	Size	Tightening Torque Ma N·m {kgf·m}		
PL 040 × 065	20	18	26	941 { 96 }		47.0 { 4800 }		174 { 17.8 }		107 { 10.9 }		11	M6 × 18	16.7	1.7	0.30
PL 042 × 075	24	21	32	1490 { 152 }		70.6 { 7200 }		214 { 21.8 }		121 { 12.3 }		9	M8 × 22	40.2	4.1	0.51
PL 045 × 075	24	21	32	1600 { 163 }		70.6 { 7200 }		200 { 20.4 }		121 { 12.3 }		9	M8 × 22	40.2	4.1	0.51
PL 048 × 080	24	21	32	1700 { 173 }		70.6 { 7200 }		188 { 19.2 }		113 { 11.5 }		9	M8 × 22	40.2	4.1	0.55
PL 050 × 080	24	21	32	1770 { 181 }		70.6 { 7200 }		180 { 18.4 }		113 { 11.5 }		9	M8 × 22	40.2	4.1	0.55
PL 055 × 085	24	21	32	2390 { 244 }		86.2 { 8800 }		201 { 20.5 }		130 { 13.3 }		11	M8 × 22	40.2	4.1	0.60
PL 060 × 090	24	21	32	2610 { 266 }		86.2 { 8800 }		184 { 18.8 }		123 { 12.5 }		11	M8 × 22	40.2	4.1	0.64
PL 065 × 095	24	21	32	3090 { 315 }		94.1 { 9600 }		184 { 18.8 }		126 { 12.9 }		12	M8 × 22	40.2	4.1	0.69
PL 070 × 110	28	25	38	4800 { 490 }		138 { 14100 }		210 { 21.4 }		133 { 13.6 }		11	M10 × 25	81.3	8.3	1.21
PL 075 × 115	28	25	38	5190 { 530 }		138 { 14100 }		196 { 20.0 }		127 { 13.0 }		11	M10 × 25	81.3	8.3	1.27
PL 080 × 120	28	25	38	5490 { 560 }		138 { 14100 }		184 { 18.8 }		123 { 12.5 }		11	M10 × 25	81.3	8.3	1.33
PL 085 × 125	28	25	38	6370 { 650 }		150 { 15300 }		189 { 19.3 }		128 { 13.1 }		12	M10 × 25	81.3	8.3	1.41
PL 090 × 130	28	25	38	6760 { 690 }		150 { 15300 }		178 { 18.2 }		123 { 12.6 }		12	M10 × 25	81.3	8.3	1.47
PL 095 × 135	28	25	38	7740 { 790 }		163 { 16600 }		183 { 18.7 }		129 { 13.2 }		13	M10 × 25	81.3	8.3	1.54
PL 100 × 145	33	29	45	10000 { 1020 }		201 { 20500 }		184 { 18.8 }		127 { 13.0 }		11	M12 × 30	142	14.5	2.09
PL 110 × 155	33	29	45	11100 { 1130 }		201 { 20500 }		168 { 17.1 }		120 { 12.2 }		11	M12 × 30	142	14.5	2.25
PL 120 × 165	33	29	45	13100 { 1340 }		220 { 22400 }		168 { 17.1 }		123 { 12.5 }		12	M12 × 30	142	14.5	2.42

قابلیت انتقال گشتاور powerlock انتخاب شده ۱۰۰۰۰ نیوتن متر بوده که نیازمندی چرخ دنده استفاده شده را ارضا نموده و بسیار overdesign می باشد.

خیز و شیب در محل یاتاقان ها و اجزای نصب شده روی شفت

خیز و شیب در این مطالعه به صورت محافظه کارانه و با فرض یکنواخت بودن قطر شفت با استفاده از معادله زیر (و مشتق آن) برای هر شفت محاسبه می شود.

$$\delta_{ij} = \begin{cases} \frac{b_j x_i}{6EI l} (l^2 - b_j^2 - x_i^2) & x_i \leq a_j \\ \frac{a_j (l - x_i)}{6EI l} (2lx_i - a_j^2 - x_i^2) & x_i > a_j \end{cases}$$



سرعت بحرانی در شفت

سرعت بحرانی با استفاده از معادله زیر و با فرض محافظه کارانه یکنواخت بودن قطر شفت به دست می آید.

$$\omega_1 = \left(\frac{\pi}{l} \right)^2 \sqrt{\frac{EI}{m}}$$

انتخاب یا تاق مناسب

$$F_{A1} = -1234\hat{i} - 494\hat{j} - 1646\hat{k} \text{ N}$$

سخت نسبی (3 و 4 و R)
 (A)
 با تاق

$$\Rightarrow \begin{cases} F_{AR} = 1718.5 \text{ N} \\ F_{Aa} = 1234 \text{ N} \end{cases}$$

$$P_{e1} = K_s (X V F_R + Y F_a)$$

500k :
 $P_{e2} = K_s V F_R$

$$K_s = 1 \rightarrow \text{Constant}$$

$$V = 1 \rightarrow \text{دو برابر سرعت دورانی}$$

$$D = 0.064 \text{ m} \xrightarrow{\text{SKF}} \text{Deep Groove Ballbearing}$$

$$\begin{cases} OD = 0.12 \text{ m} \\ w = 0.023 \text{ m} \\ C = 58.5 \text{ kN} \\ C_s = 40.5 \text{ kN} \\ n_r = 12000 \text{ rpm} \end{cases}$$

$$\frac{F_a}{C_s} = 0.0305$$

(4-3) \Rightarrow

$$\frac{F_a}{F_R} = \frac{1234}{1718.54} = 0.7181$$

$$\begin{cases} X = 0.56 \\ \frac{0.0305 - 0.028}{Y - 1.99} = \frac{0.028 - 0.042}{1.99 - 1.85} \end{cases}$$

$$\Rightarrow Y = 1.965$$

$$P_{e1} = 3387.2 \text{ N} \Rightarrow P_{\max} = 3387.2 \text{ N}$$

$$P_{e2} = 2424.81 \text{ N}$$

$$n_3 = \frac{6000}{iG3} = 4225 \text{ rpm}, n_4 = \frac{6000}{0.92} = 6522 \text{ rpm} \Rightarrow n_{\max} = n_4$$

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 n_{\max}} \left(\frac{C}{P_e} \right)^{\alpha} = \frac{10^6}{60 \times 6522} \left(\frac{58500}{3387.2} \right)^3$$

$$= 13'164.8 \text{ hr}$$

Designations \rightarrow 6213 M
 $m = 1.2 \text{ kg}$

$$D = 0.064 \text{ m} \xrightarrow{\text{ SKF }} \begin{cases} OD = 0.14 \text{ m} \\ W = 0.033 \text{ m} \\ C = 212 \text{ kN} \\ C_0 = 196 \text{ kN} \\ n_r = 5300 \text{ rpm} \end{cases}$$

(B) $\overline{b\overline{b\overline{b}}}$

$$F_B = -1234 \hat{i} - 4441 \hat{j} - 14807 \hat{k}$$

$$\Rightarrow \begin{cases} F_{BR} = 15458.65 \text{ N} \\ F_{Ba} = 1234 \text{ N} \end{cases}$$

$$\frac{F_a}{C_s} = 0.0063 \rightarrow e = 0.168$$

$$\frac{F_a}{F_R} = 0.0798$$

$$\Rightarrow \begin{cases} x = 1.0 \\ \psi = 0 \end{cases}$$

$$\Rightarrow P_{max} = P_1 = 15458.65 \text{ N}$$

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \times 6522} \left(\frac{212000}{15458.65} \right)^{10/3} = 15776.68 \text{ hr}$$

Designations \rightarrow NJ 313 ECP
 $m = 2.3 \text{ kg}$

باتوجه به آنکه میانگین سرعت هر یک از دنده 3، 50 km/hr و دنده 4، 70 km/hr است و با صرف نظر کردن از تاثیر دنده R:

$$L_{10,3} = \frac{500000 \times 0.45}{50} = 4500 \text{ hr}$$

$$L_{10,4} = \frac{500000 \times 0.23}{70} = 1642.86 \text{ hr}$$

از میانگین سرعت هر یک از دنده ها در میانگین باتوجه به مقادیر L_{10} است
 اگر دنده 4 یا 3 را در نظر بگیریم و با توجه به آنکه دنده 3 در نظر گرفته شده است
 که در میانگین سرعت است:

$$P_3 = \frac{0.45}{0.45+0.23} = 0.662 \quad P_4 = \frac{0.23}{0.45+0.23} = 0.338$$

$$C_H^3 = \frac{60}{10^6} \sum_{m=1}^9 P_m^3 P_m^3 L_{10}^3$$

$$= \frac{60}{10^6} (0.662 \times 4225 \times 3387.2 \times 4500 + 0.338 \times 6522 \times 15458.65 \times 1642.86)$$

$$= 1.673 \times 10^{14} \Rightarrow C = 55.102 \text{ kN}$$

سب سے کم (2, 1, 3, 5) R

$$F_A = -1234\hat{e} - 395\hat{j} - 1317\hat{k}, F_B = -1234\hat{e} - 454\hat{j} - 1513\hat{k}$$

$$\Rightarrow \begin{cases} F_A = 1234 \text{ N} \\ F_{AR} = 1375 \text{ N} \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} F_B = 1234 \text{ N} \\ F_{BR} = 15802.22 \text{ N} \end{cases}$$

انساب کے ساتھ

$$F_{eA} = \frac{0.47 F_{AR}}{R} = \frac{0.47 \times 1375}{1.5} = 431 \text{ N}$$

$$F_{eB} = \frac{0.47 F_{BR}}{R} = \frac{0.47 \times 15802.22}{1.5} = 4951.4 \text{ N}$$

$$F_{iA} \leq F_{eB} + F_{ae} \checkmark$$

$$431 \quad 4951.4$$

$$P_{eA} = 0.4 F_{RA} + k_A (F_{iA} + F_{ae})$$

$$= 0.4(1375) + 1.5(431) = 1196.5 \text{ N}$$

$$P_{eB} = F_{RB} = 15802.22 \text{ N} \quad L_D = L_0$$

$$n_D = n_{max}$$

$$F_{RA} = P_{eA} \left(\frac{n_D L_D}{n_R L_R} \right)^{3/10} \quad n_R = 500 \text{ rpm}$$

$$L_R = 3000 \text{ hr}$$

$$= 1196.5 \left(\frac{6522 \times 6142.86}{500 \times 3000} \right)^{3/10}$$

$$= 3205.6104 \text{ N} \Rightarrow \begin{cases} C = 54.7 \text{ kN} \\ C_s = 80 \text{ kN} \\ k = 1.7 \end{cases}$$

Designations \rightarrow 33113

$$F_{RB} = 42336.617 \text{ N}$$

33113 انتخاب 33113

طراحی کلاچ متک برابر دنده خارج فرد:

برای این متد، از کلاچ دیکلی استفاده می‌کنیم. از تست molded (dry) استفاده می‌کنیم و طراحی با فرض سایش یکدخت انجام می‌شود، چون این طراحی به دلیل فرسایش کمتر درگیری کمتر می‌تواند کارانه‌تر می‌باشد.

خواندن مقادیر از جدول مقابله کلاچ از فرموده:

$$\begin{cases} f = 0.20 \\ P_{max} = 10.30 \text{ kPa} \\ T_{max} = 152 \text{ N.m} \end{cases}$$

رابطه فرسایش درگیری در کلاچ خارج دیکلی:

$$T = \frac{1}{8} \pi f P_{max} d (D^2 - d^2)$$

اگر قطر خارجی معین باشد، بافتن گیری از رابطه فوق نسبت d را بین قطر خارجی و شعاع می‌گیریم:

$$d = \frac{D}{\sqrt{3}} = 0.577 D$$

با جایگزینی در حل متد براساس D داریم:

$$T = \frac{1}{8} \pi f P_{max} (0.577 D) (D^2 - (0.577 D)^2) \Rightarrow D = \sqrt[3]{\frac{20.183 T}{\pi f P_{max}}}$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{20.183 T}{\pi f P_{max}}} = \sqrt[3]{\frac{20.183 \times 152}{\pi \times 0.20 \times 10.30 \times 10^3}} = 157.4 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow d = 0.577 \times 157.4 = 90.9 \text{ mm}$$

در نهایت برابر قطر داخلی و قطر خارجی کلاچ مقادیر زیر را در نظر می‌گیریم:

$$\begin{cases} D = 160 \text{ mm} \\ d = 90 \text{ mm} \end{cases}$$

