

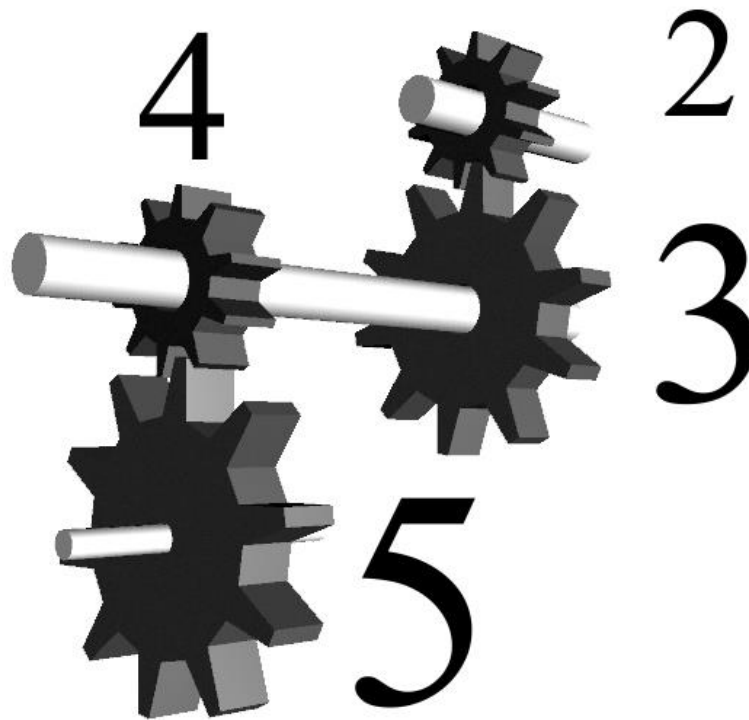
پروژه طراحی اجزای ماشین

علی درستکار

سید علیرضا بیداد

علی قاضی زاده

با توجه به دور ورودی 5300 rpm و دور خروجی 1602 rpm نسبت های تسمه پولی را 1 به 1.5، گیربکس را 1 به 1.5 و زنجیر و چرخ زنجیر را 1 به 1.4 انتخاب مینماییم در این صورت دور ورودی از 5300 rpm به 1570 rpm تبدیل میشود.



بازه ی دور خروجی را بین 1560 و 1610 در نظر گرفته و محاسبات را ادامه میدهیم.

$$1560 < \omega_o < 1610$$

محاسبات پرفدنده:

در گیربکس دور ورودی 3533 rpm و دور خروجی آن 2355 rpm می باشد.

$$\omega_o = 2355 \text{ rpm} \text{ \& } \omega_i = 3533 \text{ rpm}$$

بازه ی دور خروجی گیربکس را بین 2100 و 2500 در نظر میگیریم:

$$2100 < \omega_o < 2500$$

$$e = \frac{\omega_o}{\omega_i} = \frac{2355}{3533} = 0.666 \rightarrow e = 0.666 = \frac{N_2}{N_3} \frac{N_4}{N_5}$$

با در نظر گرفتن برابر بودن تعداد دندانه های پرفرنده 2 و 4 و همچنین 3 و 5 مماسبات را به صورت ذیل ادامه میدهیم:

$$\frac{N_2}{N_3} = \frac{N_4}{N_5} = 0.816$$

تعداد دندانه های پرفرنده 2 و 4 را برابر 14 در نظر میگیریم و برای N_3 و N_5 داریم:

$$N_3 = N_5 = \frac{14}{0.816} = 17.16 \rightarrow N_3 = N_5 = 18 \rightarrow \text{تعداد دندانه های انتفاپی برای پرفرنده ها}$$

در اینجا فرض می کنیم زاویه فشار عمودی ϕ_n برابر با 20 و زاویه مارپیچ ψ برابر با 30 و همچنین چرخ دنده ها را دندانه بلند فرض می کنیم که در این صورت $K=1$ می باشد.

$$\phi_t = \tan^{-1} \left(\frac{\tan \phi_n}{\cos \psi} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{\tan 20}{\cos 30} \right) = 22.8^\circ$$

حال با استفاده از رابطه N_P برای پرفرنده های مارپیچ حداقل تعداد دندانه های پینیون را برای جلوگیری از پدیده

$$m = \frac{N_G}{N_P} = \frac{18}{14} = 1.28 \quad \text{ی حداقل بدست آورده و داریم:}$$

$$N_P = \frac{2k \cos \psi}{(1 + 2m) \sin^2 \phi_t} \left[m + \sqrt{m^2 + (1 + 2m) \sin^2 \phi_t} \right]$$

$$N_P = \frac{2(1) \cos 30}{(1 + 2(1.28)) \sin^2 22.8} \left[1.28 + \sqrt{1.28^2 + (1 + 2(1.28)) \sin^2 22.8} \right] = 8.93 = 9 \text{ teeth}$$

$$\omega_5 = (3533) \left(\frac{14}{18} \right) \left(\frac{14}{18} \right) = 2137 \text{ rev/min} \rightarrow \text{قابل قبول}$$

$$\omega_3 = \omega_4 = \left(\frac{14}{18} \right) (3533) = 2747.9 \text{ rev/min}$$

برای تعیین گشتاور ها به رابطه ی توان باز میگردیم:

$$H = T_2 \omega_2 = T_5 \omega_5 \quad \text{از معادله ی (1-18)}$$

$$T_2 = \frac{H}{\omega_2} = \frac{75}{3533} \times 550 \times \frac{1}{2\pi} \times 60 = 111.05 \text{ lbf.ft}$$

$$T_3 = T_2 \frac{\omega_2}{\omega_3} = 111.5 \times \frac{3533}{2747.9} = 143.35 \text{ lbf.ft}$$

$$T_5 = T_2 \frac{\omega_2}{\omega_5} = 111.5 \times \frac{3533}{2137.24} = 184.31 \text{ lbf.ft}$$

از معادله (3-18) داریم:

$$P_t = P_{min} = \frac{N_3 + N_2/2 + N_5/2 + 2}{Y - \text{ضفامت دیواره} - \text{فواصل آزاد}}$$

به علت نبود محدودیت در طراحی جعبه دنده مقادیر Y ، فواصل آزاد و ضفامت دیواره را بطور افتیاری فرض می

$$Y = 15^{in} \quad \text{ضفامت دیواره و فواصل آزاد} = 1 \quad \text{نماییم:}$$

$$P_t = P_{min} = \frac{18 + 7 + 9 + 2}{15 - 1} = \frac{36}{14} = 2.57 \text{ teeth/in} \rightarrow P_t = P_{min} = 3 \text{ teeth/in}$$

با فرض $P_t = 3 \text{ teeth/in}$ آغاز می کنیم:

$$d_2 = d_4 = \frac{N_2}{P_t} = \frac{14}{3} = 4.667 \text{ in}$$

$$d_3 = d_5 = \frac{N_3}{P_t} = \frac{18}{3} = 6 \text{ in}$$

از معادله (34-13) داریم:

$$V_{23} = \frac{\pi d_2 \omega_2}{12} = \frac{\pi(4.667)(3533)}{12} = 4261.18 \text{ ft/min}$$

$$V_{45} = \frac{\pi d_5 \omega_5}{12} = \frac{\pi(6)(2137.24)}{12} = 3357.17 \text{ ft/min}$$

از معادله (35-13) داریم:

$$W_{23}^t = 33000 \frac{H}{V_{23}} = 33000 \times \frac{75}{4261.18} = 580.82 \text{ lbf}$$

$$W_{45}^t = 33000 \frac{H}{V_{45}} = 33000 \times \frac{75}{3357.17} = 737.22 \text{ lbf}$$

مال تملیل چرندنده ها را آغاز می کنیم:

سایش در چرندنده شماره 4 :

برای محاسبه ی I (ضریب شکل هندسی) از معادله (23-14) و با فرض چرندنده خارجی استفاده می کنیم داریم:

$$I = \frac{\sin \varphi_t \cos \varphi_t}{2m_N} \frac{m_G}{m_G + 1}$$

که در آن m_G نسبت سرعت و برابر با $m_G = \frac{N_G}{N_P} = \frac{d_G}{d_P}$ و $m_N = \frac{P_N}{0.95Z}$

از معادله ی (25-14) ضریب شکل استمکام سطح Z چنین به دست می آید:

$$Z = [(r_P + a)^2 - r_{pb}^2]^{1/2} + [(r_G + a)^2 - r_{bG}^2]^{1/2} - (r_P + r_G) \sin \varphi_t$$

که در آن r_G شعاع چرخنده گیر، r_P شعاع گام پینیون، r_{pb} شعاع دایره مبنا برای پینیون و r_{bG} شعاع دایره مبنا برای چرخنده می باشد.

$$r_G = 3^{in}, \quad r_P = 2.33^{in}$$

$$r_{bp} = r_P \cos \varphi_t = 2.33 \times \cos 22.8 = 2.15^{in}$$

$$r_{bG} = r_G \cos \varphi_t = 3 \times \cos 22.8 = 2.77^{in}$$

$$a = \frac{1}{P_n} \quad P_n = \frac{P_t}{\cos \psi} = \frac{3}{\cos 30} = 3.46^{teeth/in}$$

$$\rightarrow a = \frac{1}{3.46} = 0.29^{in}$$

$$Z = [(2.33 + 0.29)^2 - 2.15^2]^{1/2} + [(3 + 0.29)^2 - 2.77^2]^{1/2} - (2.33 + 3) \sin 22.8 = 1.207^{in}$$

$$p_N = p_n \cos \varphi_t = \frac{\pi}{P_n} \cos \varphi_t = \frac{\pi}{3.46} \cos 20 = 0.85$$

$$m_N = \frac{p_N}{0.95Z} = \frac{0.85}{0.95 + 1.207} = 1.283$$

با جایگذاری مقادیر در رابطه ی (23-4)، I برابر می شود با:

$$I = \frac{\sin 22.8 \cos 22.8}{2 \times 0.74} \frac{1.283}{1.283 + 1} = 0.14$$

از معادله ی (29-14) برای محاسبه ی K_v ، با فرض $Q_v = 7$ داریم: $V_{45} = 3547.19^{ft/min}$

$$B = 0.25(12 - Q_v)^{2/3} = 0.25(12 - 7)^{2/3} \rightarrow B = 0.731$$

$$A = 50 + 56(1 - B) = 50 + 56(1 - 0.731) \rightarrow A = 65.06$$

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{V}}{A} \right)^B = \left(\frac{65.06 + \sqrt{3357.17}}{65.06} \right)^{0.731} \rightarrow K_v = 1.9$$

با توجه به این که، معمولاً پهنای صورت دندانه را بین 3 تا 5 برابر گام دایره ای در نظر می گیرند، در اینجا ما تعداد میانگین آن یعنی 4 برابر را مد نظر می گیریم و داریم:

با فرض $F = 4^{in}$ و از رابطه (14-32) برای F های بین 1 و 17 داریم:

$$C_{pf} = \frac{F}{10d} - 0.0375 + 0.0125F = \frac{4}{10 \times 4.667} - 0.0375 + 0.0125 \times 4 \rightarrow C_{pf} = 0.98$$

با فرض اینکه دندانه های چرخ دنده بدون تاج است داریم: $C_{mc} = 1$

و برای نصب پینیون در فاصله ی بین دو یاتاقان $C_{pm} = 1$ و همچنین $C_e = 1$ و در انتها برای بدست آوردن

C_{ma} با استفاده از جدول (9-14) و با انتخاب چرخدنده های تجاری درون جعبه مقادیر $A = 0.127$ و $B =$

0.0158 و $C = -0.93 \times 10^{-4}$ را خوانده و طبق رابطه ذیل داریم:

$$C_{ma} = A + BF + CF^2 = 0.127 + (0.0158)(4) + (-0.93 \times 10^{-4})(4)^2 \rightarrow C_{ma} = 0.189$$

مال میتوان ضریب توزیع بار صورت دندانه را بر اساس رابطه (14-30) به صورت زیر نوشت:

$$K_m = C_{mf} = 1 + C_{mc}(C_{pf}C_{pm} + C_{ma}C_e) = 1 + 1(0.98 \times 1 + 0.189 \times 1) \rightarrow K_m = 1.287$$

با انتخاب فولاد به عنوان جنس چرخدنده و با استفاده از جدول (8-14) داریم: $C_p = 2300^{lb_f/in^2}$

فرضیات: در روش AGMA ضریب اندازه K_s ، همچنین ضریب شرایط سطح C_f را برابر 1 در نظر می

گیریم: ($K_s = C_f = 1$) همچنین از جدول ضرایب فرابار، منبع توان را یکنواخت فرض کرده و در نتیجه: ($K_o = 1$)

مال با استفاده از معادله (14-16) می توان سایش دندانه های پینیون را به صورت زیر نوشت:

$$(\sigma_c)_P = C_p(W^t K_o K_v K_s \frac{K_m C_f}{d_p F I})^{1/2} = 2300(737.22 \times 1 \times 1.9 \times 1 \times \frac{1.287}{4.667 \times 4} \times \frac{1}{0.14})^{1/2}$$

$$(\sigma_c)_P = 60405.92 \text{ psi}$$

با فرض اولیه عمر برابر 150000 h داریم:

$$L_4 = 150000 \text{ h} \times 60 \frac{\text{min}}{\text{h}} \times 737.22 \frac{\text{rev}}{\text{min}} = 0.66 \times 10^{10} \cong 10^{10} \text{ cycle}$$

مال با استفاده از شکل (15-14) داریم:

$$Z_N = 1.4488N^{-0.023} = 1.4488 \times (10^{10})^{-0.023} \rightarrow Z_N = 0.86$$

قابلیت اعتماد بر اساس جدول (10-14)، 0.99 فرض کرده که در این صورت: ($K_R = 1$)

با فرض دمای کمتر از 250°F داریم: ($K_T = 1$)

اگر ضریب طراحی را نیز برابر 1.5 فرض کنیم بر اساس شکل (5-14) و با توجه به مقادیر زیر برای فولاد درجه 1، تنش تماسی مجاز با استفاده از رابطه ی زیر قابل محاسبه است:

$$H_{BG} = 200 \quad , \quad H_{BG} = 240$$

$$S_c = 322H_B + 29100 \text{ psi} = 322 \times 240 + 29100 \rightarrow S_c = 106380 \text{ psi}$$

(بر اساس جدول (14-6) جنس فولاد مورد نظر تماماً سفت شده می باشد)

حال با استفاده از معادله (14-42) ضریب اطمینان سایشی بدست خواهد آمد:

$$(S_H)_P = \frac{S_c Z_N / K_T K_R}{\sigma_c} = \frac{106380 \times 0.86 / 1 \times 1}{60405.92} \rightarrow (S_H)_P = 1.51$$

فمیش در چرخنده شماره 4:

بر اساس شکل (6-14)، برای پینیون با 14 دندانه داریم:

$$j = 0.24$$

با فرض $K_B = 1$ ، از محاسبات قبلی اطلاعات زیر را به دست آوردیم:

$$W_{45}^t = 737.32 \text{ lbf}, K_o = 1, K_v = 1.9, K_s = 1, P_t = 3 \text{ teeth/in}, F = 4 \text{ in}, K_m = 1.287$$

با استفاده از رابطه (15-14) داریم:

$$(\sigma)_P = (W^t K_o K_v K_s \frac{P_t K_m K_B}{F j})_P \rightarrow (\sigma)_P = 5634.27 \text{ psi}$$

بر اساس جدول (3-14) و شکل (2-14) برای محاسبه تنش فمیشی مجاز داریم:

$$S_t = 77.3H_B + 12800 \text{ psi} = 322 \times 240 + 12800 = 31325 \text{ psi}$$

بر اساس شکل (14-14) خواهیم داشت:

$$Y_N = 1.3558N^{-0.0178} = 1.3558(10^{10})^{-0.0178} = 0.9$$

حال بر اساس رابطه (14-41) می توان ضریب اطمینان مربوط به فمیش دندانه های پینیون را محاسبه کرد.

$$(S_F)_P = (\frac{S_t Y_N / K_T K_R}{\sigma})_P = \frac{31352 \times 0.9 / 1}{4747.01} \rightarrow (S_F)_P = 5.94 \text{ psi}$$

سایش در چرخ دنده شماره 5:

$$(\sigma_c)_G = \left[\frac{(K_S)_G}{(K_S)_P} \right]^{1/2} (\sigma_c)_P$$

با توجه به فرض K_S در روش AGMA نسبت $\frac{(K_S)_G}{(K_S)_P}$ برابر با یک خواهد بود و در نتیجه $(\sigma_C)_G$ برابر با $(\sigma_C)_P$ می-شود.

برای محاسبه S_C به جدول (14-6) و شکل (14-5) رجوع کرده و داریم:

$$S_C = 322H_{BG} + 29100 = 322(200) + 29100 = 93500 \text{ psi}$$

برای محاسبه C_H به بخش (14-10) مراجعه کرده و با استفاده از روابط زیر می-توان نوشت:

$$C_H = 1 + \dot{A}(m_G + 1)$$

$$m_G = \frac{N_G}{N_P} = 1.286$$

$$\dot{A} = 8.98(10^{-3}) \left(\frac{H_{BP}}{H_{BG}} \right) - 8.29(10^{-3}) \quad 1.2 \ll \frac{H_{BP}}{H_{GP}} \ll 1.7$$

$$\dot{A} = 8.98(10^{-3})(1.2) - 8.29(10^{-3}) \rightarrow \dot{A} = 2.486 \times 10^{-3}$$

$$\rightarrow C_H = 1 + (2.486 \times 10^{-3})(1.286 + 1) = 1$$

حال ضریب اطمینان سایش پرفدنده 5 را محاسبه می-کنیم:

$$(S_H)_G = \frac{S_C Z_N C_H / K_T K_R}{\sigma_C} = \frac{93500 \times 0.86 \times 1/1}{60405.92} = 1.3 \text{ psi}$$

فمش در پرفدنده شماره 5:

با استفاده از شکل (14-6)، $J = 0.28$ می-شود و با استفاده از فرضیات و محاسبات گذشته داریم:

$$\sigma_G = (W^t K_0 K_v K_S \times \frac{P_t}{F} \times \frac{K_m K_B}{J})_G$$

$$\sigma_G = 737.22 \times 1 \times 1.9 \times 1 \times \frac{3}{4} \times \frac{1.287 \times 1}{0.28} = 4828.72 \text{ psi}$$

براساس جدول (14-3) و شکل (14-2) برای محاسبه تنش فمشی مجاز داریم:

$$S_t = 77.3H_{BG} + 12800 = 77.3(200) + 12800 = 28260$$

با استفاده از شکل (14-14) داریم:

$$Y_N = 1.3558N^{-0.0178} = 1.3558(10^{10})^{-0.0178} = 0.9$$

و در انتها بر اساس رابطه (14-41) می-توان ضریب اطمینان مربوط به فمش دندانهای درگیر محاسبه کرد.

$$(S_F)_G = \left(\frac{S_t Y_N / K_T K_R}{\sigma} \right)_G = \frac{28260 \times 0.9 / 1}{4828.72}$$

$$\rightarrow (S_F)_G = 5.25 \text{ psi}$$

سایش در پرفدنده شماره 2:

همانند شماره 4، از رابطه (14-23) محاسبه می‌شود و چون تمام عبارات پرفدنده 2 و 4 برای محاسبه / با هم یکسانند و در نتیجه I_2 برابر با I_4 خواهد بود.

$$I = \frac{\cos(\varphi_t) \sin(\varphi_t)}{2m_N} \times \frac{m_G}{m_G + 1}$$

$$I_2 = I_4 = 0.14$$

از معادله (14-29)، برای محاسبه K_v با فرض $Q_v = 7$ داریم:

$$V_{23} = 4261.18 \text{ ft/min}$$

از پرفدنده شماره 4 داریم: $A=65.06$, $B=0.731$

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{V}}{A} \right)^B = \left(\frac{65.06 + \sqrt{4261.18}}{65.06} \right)^{0.731} \rightarrow K_v = 1.66$$

در اینجا ضفامت پرفدنده F را برابر با 3.5 فرض می‌کنیم.

مال طبق رابطه (14-32) برای F های بین 1 و 17 داریم:

$$C_{pf} = \frac{F}{10d} - 0.0375 + 0.0125F = \frac{3.5}{10 \times 4.667} - 0.0375 + 0.0125(3.5)$$

$$\rightarrow C_{pf} = 0.0812$$

با فرض بدون تاج بودن دندانه های پرفدنده، یعنی $C_{mc} = 1$ ، قرار گرفتن پینیون در فاصله بین دو یاتاقان، یعنی

$C_{pm} = 1$ ، داشتن $C_e = 1$ و همچنین محاسبه C_{ma} با استفاده از جدول (9-14) و با انتخاب پرفدنده

های تجاری درون جعبه، می‌توان بصورت زیر نوشت:

$$\xrightarrow{\text{از جدول 9-14}} \begin{cases} A = 0.127 \\ B = 0.0158 \\ C = -0.93 \times 10^{-4} \end{cases}$$

$$C_{ma} = A + BF + CF^2 = 0.127 + (0.0158)(3.5) + (-0.93 \times 10^{-4})(3.5)^2$$

$$\rightarrow C_{ma} = 0.181$$

با استفاده از رابطه ی (14-30) برای ضریب توزیع بار بصورت دندانان خواهیم داشت:

$$K_m = C_{mf}(C_{pf}C_{pm} + C_{ma}C_e) = 1 + 1(0.0812 \times 1 + 0.181 \times 1)$$

$$\rightarrow K_m = 1.2612$$

با انتخاب فولاد بعنوان جنس پرفرندنده و با استفاده از جدول (14-8) داریم:

$$C_p = 2300 \text{ } Ibf/in^2$$

در روش AGMA، ضریب اندازه (K_s) و ضریب شرایط سطح (C_f) را برابر 1 در نظر گرفته، و همچنین با استفاده از جدول فرابار، منبع توان را یکنواخت فرض کرده، در نتیجه K_0 برابر 1 می شود.

حال با استفاده از معادله (14-16) می توان سایش دندانان های پینیون را بصورت زیر نوشت:

$$\begin{aligned} (\sigma_c)_p &= C_p(W^t K_0 K_v K_s \times \frac{K_m}{d_p F} \times \frac{C_f}{I})^{1/2} \\ &= 2300(580.82 \times 1 \times 1.66 \times 1 \times \frac{1.2612}{4.667 \times 3.5} \times \frac{0.0812}{0.14})^{1/2} \end{aligned}$$

$$\rightarrow (\sigma_c)_p = 17086.23 \text{ } psi$$

با فرض عمر 150000hour داریم:

$$L_2 = 150000 \text{ } h \times 60 \text{ } min/h \times 580.82 \text{ } Ibf = 0.522 \times 10^{10} \text{ } cycle$$

با استفاده از شکل (14-15) داریم:

$$Z_N = 1.4488N^{-0.023} = 1.4488(0.522 \times 10^{10})^{-0.023}$$

$$\rightarrow Z_N = 0.86$$

قابلیت اعتماد را بر اساس جدول (10-14)، 0.99 فرض کرده که در اینصورت K_R برابر 1 خواهد بود.

همچنین با فرض دمای کمتر از $250^\circ F$ ، K_T نیز برابر 1 می باشد و اگر ضریب طراحی را برابر با 1.5 فرض کنیم، تنش تماسی مجاز همانند پرفرندنده شماره 4 بوده و داریم:

$$(S_c)_4 = (S_c)_2 = 106380 \text{ } psi$$

حال با استفاده از رابطه (14-42) ضریب اطمینان سایشی بدست خواهد آمد.

$$(S_H)_P = \frac{S_c Z_N / K_T K_R}{\sigma_c} = \frac{106380 \times 0.86 / 1 \times 1}{17086.23} = 5.35$$

فمش در پرفدنده شماره 2:

بر اساس شکل (6-14)، همانند پرفدنده شماره 4 برابر 0.24 خواهد بود.

با فرض $K_B = 1$ ، قطر سوراخ پرفدنده شماره 2 همانند پرفدنده شماره 4 برابر 245 in خواهد بود.

با استفاده از رابطه (14-15) و معلومات و فرضیات گذشته داریم:

$$K_0 = 1 \quad , \quad K_S = 1 \quad , \quad K_m = 1.2612 \quad , \quad K_v = 1.66$$

$$P_t = 1.68 \text{ teeth/in} \quad , \quad F = 3.5 \text{ in} \quad , \quad W^t = 580.82 \text{ lbf}$$

$$\sigma_P = (W^t K_0 K_v K_S \times \frac{P_t}{F} \times \frac{K_m K_B}{j})_P = 580.82 \times 1 \times 1.66 \times 1 \times \frac{3}{3.5} \times \frac{1.2612 \times 1}{0.24}$$

$$\rightarrow \sigma_P = 4342.85 \text{ psi}$$

بر اساس جدول (14-3) و شکل (14-2)، تنش فمش مجاز پرفدنده شماره 4 برابر می‌شود با:

$$(S_t)_2 = (S_t)_4 = 31352 \text{ psi}$$

بر اساس شکل (14-14) خواهیم داشت:

$$Y_N = 1.3558 N^{-0.0178} = 1.3558 (0.704 \times 10^{10})^{-0.0178} = 0.9$$

$$(S_F)_P = (\frac{S_t Y_N / K_T K_R}{\sigma})_P = \frac{31352 \times 0.9 / 1 \times 1}{4342.85} = 6.49$$

سایش در پرفدنده شماره 3:

$$(\sigma_c)_G = \left[\frac{(K_S)_G}{(K_S)_P} \right] (\sigma_c)_P$$

با توجه به 1 شدن نسبت $\frac{(K_S)_G}{(K_S)_P}$ در نتیجه:

$$(\sigma_c)_G = (\sigma_c)_P = 4342.85 \text{ psi}$$

S_c, C_H پرفدنده شماره 3 همانند پرف دنده شماره 5 بوده و باهم برابرند.

$$(S_c)_5 = (S_c)_3 = 93500 \text{ psi}$$

$$(C_H)_5 = (C_H)_3 = 1$$

حال ضریب اطمینان سایش برای پرفدنده 3 را محاسب می‌کنیم:

$$(S_H)_G = \frac{S_c Z_N C_H / K_T K_R}{\sigma_c} = \frac{93500 \times 0.86 \times 1/1 \times 1}{4342.85} = 18.51$$

فمش در پرفدنده شماره 3:

با استفاده از شکل (6-14)، $z=0.28$ می‌باشد و با استفاده از فرضیات و محاسبات مربوط به پینیون 2 داریم:

$$\sigma_G = (W^t K_0 K_v K_s \times \frac{P_t}{F} \times \frac{K_m K_B}{j})_G = 580.82 \times 1 \times 1.66 \times 1 \times \frac{3}{3.5} \times \frac{1.2612 \times 1}{0.28}$$

$$\rightarrow \sigma_G = 3722.44 \text{ psi}$$

S_t پرفدنده شماره 3 همانند S_t پرفدنده شماره 5 بوده و برابرست با:

$$(S_t)_3 = (S_t)_5 = 28260$$

و با داشتن Y_N برابر 0.91 می‌توانیم براساس رابطه (41-14) ضریب اطمینان فمشی پرفدنده شماره 3 را

بصورت زیر مساب کرد:

$$(S_F)_G = (\frac{S_t Y_N / K_T K_R}{\sigma})_G = \frac{28260 \times 0.9/1 \times 1}{3722.44}$$

$$\rightarrow (S_F)_G = 6.83$$

طراحی تسمه و پولی:

هدف طراحی تسمه ی V شکل برای انتقال توان 108^{hp} با ضریب کاربری 1.2 و دور ورودی از موتور 5600^{rpm}

می باشد که به پولی کوچک وارد می شود نسبت دور را 1:1.5 در نظر میگیریم:

از رابطه ی سرعت خطی داریم:

$$V = \frac{\pi d n}{12} = \frac{\pi \times d \times 5300}{12} = 1387.53 d$$

با در نظر گرفتن قطر پولی محرک (کوچک) برابر با 2^{ft} خواهیم داشت:

$$V = 1387.53 \times 2 = 29277532^{ft/min}$$

$$d = 24^{in}, \quad D = 24 \times 1.5 = 36^{in}$$

با توجه به این نکته که فاصله ی بین مراکز شافتها نبایستی بیشتر از سه برابر مجموع قطر های دو چرخ تسمه و

کمتر از قطر چرخ تسمه بزرگتر شود خواهیم داشت:

$$D < C < 3(d + D) \rightarrow 24 < c < 3(24 + 36) \rightarrow 36^{in} < C < 180^{in}$$

از جدول (10-17) یک نوع تسمه انتخاب نموده و بر مبنای آن ضریب اطمینان را بدست می آوریم ما، در اینجا از تسمه ی E300 استفاده می کنیم داریم:

$$L_p = L + L_c \rightarrow L_p = 300 + 4.5 = 304.5^{in}$$

که در رابطه ی فوق L_p طول گام و L_c از جدول (11-17) برای تسمه ی نوع E، 4.5 استخراج شده است.

از معادله ی (16-17) داریم:

$$C = 0.25 \left\{ \left[L_p - \frac{\pi}{2}(D + d) \right] + \sqrt{\left[L_p - \frac{\pi}{2}(D + d) \right]^2 - 2(D - d)^2} \right\}$$

با عدد گذاری در معادله ی فوق مقدار C را بدست می آوری م:

$$C = 0.25 \left\{ \left[304.5 - \frac{\pi}{2}(36 + 24) \right] + \sqrt{\left[304.5 - \frac{\pi}{2}(36 + 24) \right]^2 - 2(36 - 24)^2} \right\}$$

$$C = 105^{in} \rightarrow 36^{in} < 105^{in} < 180^{in} \rightarrow \text{قابل قبول}$$

که در رابطه ی فوق C همان فاصله ی بین مراکز دو پولی می باشد که با توجه به مقدار به دست آمده در بازه ی مورد نظر قابل قبول می باشد.

از معادله (1-17) زاویه تماس را بدست می آوریم داریم:

$$\emptyset = \theta_d = \pi - 2 \sin^{-1} \frac{D - d}{2C} = \pi - 2 \sin^{-1} \frac{36 - 24}{2 \times 105} \rightarrow \emptyset = 3.027^{rad}$$

$$\exp(0.5123\emptyset) = \exp(0.5123 \times 3.027) = 4.71$$

با توجه به این که $V = 2932^{ft/min}$ به دست آمده با درونیابی جدول (12-17) مقدار H_{tab} را بدست می آوریم:

$$\frac{V - V_1}{V_2 - V_1} = \frac{H_{tab} - H_1}{H_2 - H_1} \rightarrow \frac{2775 - 2000}{3000 - 2000} = \frac{H_{tab} - 23.7}{31.8 - 23.7} \rightarrow H_{tab} = 29.97^{hp}$$

زاویه تماس بر حسب درجه برابر $3.027 \times \frac{180}{\pi} = 173.43^\circ$ می باشد حال در جدول (13-17) و با میانجیابی K_1 را بدست می آوریم:

$$\frac{\theta - \theta_1}{\theta_2 - \theta_1} = \frac{K - K_1}{K_2 - K_1} \rightarrow \frac{173.43 - 166.5}{174.3 - 166.5} = \frac{K - 0.97}{0.99 - 0.97} \rightarrow K_1 = 0.9877$$

از جدول (14-17) : $K_2 = 1$

بنابراین از معادله ی (17-17) خواهیم داشت:

$$H_a = K_1 K_2 H_{tab} = 0.9877 \times 1 \times 29.97 = 29.6^{hp}$$

که H_a توان مجاز هر تسمه می باشد.

حال از معادله ی (11-17) داریم:

$$H_d = H_{nom} K_s n_d = 75 \times 1.2 \times 1 = 90^{hp}$$

از معادله ی (20-17) حداقل تعداد تسمه ها را بدست می آوریم:

$$N_b \geq \frac{H_d}{H_a} \rightarrow N_b \geq \frac{90}{29.97} \rightarrow N_b \geq 3.003 \rightarrow N_b = 4^{belts}$$

از جدول (16-17) داریم:

$$F_c = K_c \left(\frac{V}{1000} \right)^2 = 5.041 \left(\frac{2775}{1000} \right)^2 = 38.81^{lbf}$$

که در رابطه ی فوق F_c کشش گریز از مرکز می باشد.

حال از معادله ی (22-17) توان انتقالی هر تسمه را محاسبه می نماییم:

$$\Delta F = \frac{63025 \left(\frac{H_d}{N_b} \right)}{n \left(\frac{d}{2} \right)} = \frac{63025 \left(\frac{129.6}{6} \right)}{5300 \left(\frac{24}{2} \right)} = 22.29^{lbf}$$

محاسبه ی بیشترین کشش F_1 از رابطه ی (23-17) :

$$F_1 = F_c + \frac{\Delta F \exp(0.5123\phi)}{\exp(0.5123\phi) - 1} = 38.81 + \frac{22.29 \times 4.71}{4.71 - 1} = 67.19^{lbf}$$

از معادله ی (24-17) کمترین کشش F_2 برابرست با:

$$F_2 = F_1 - \Delta F = 67.19 - 22.29 = 44.9^{lbf}$$

حال از معادله (25-17) کشش اولیه تسمه یعنی F_i را بدست می آوریم:

$$F_i = \frac{F_1 + F_2}{2} - F_c = \frac{67.19 + 44.9}{2} - 38.81 = 17.235^{lbf}$$

حال از معادله ی (26-17) ضریب اطمینان یعنی n_{fs} را محاسبه می کنیم:

$$n_{fs} = \frac{H_a N_b}{H_{nom} K_s} = \frac{29.6 \times 4}{75 \times 1.2} = 1.31$$

حال به محاسبه ی عمر می پردازیم از جدول (16-17) برای تسمه ی نوع E داریم: $K_b = 10850$

و برای F_{b1} (کشش متناظر در تسمه که موجب بیشترین تنش کششی می شود و برای چرخ تسمه ی محرک است) و F_{b2} (کشش در چرخ تسمه ی متمرک) داریم:

$$F_{b1} = \frac{K_b}{d} = \frac{10850}{24} = 452.08 \text{ lbf}$$

$$F_{b2} = \frac{K_b}{D} = \frac{10850}{36} = 301.38 \text{ lbf}$$

$$T_1 = F_1 + F_{b1} = 67.19 + 452.08 = 519.27 \text{ lbf}$$

$$T_2 = F_1 + F_{b2} = 67.19 + 301.38 = 368.57 \text{ lbf}$$

از جدول (17-17) داریم: $K = 6061$, $b = 11.1000$

از معادله ی (27-17) داریم:

$$N_P = \left[\left(\frac{K}{T_1} \right)^{-b} + \left(\frac{K}{T_2} \right)^{-b} \right]^{-1} = \left[\left(\frac{6061}{519.27} \right)^{-11.1} + \left(\frac{6061}{368.57} \right)^{-11.1} \right]^{-1} = 68 \times 10^{10} \text{ passes}$$

چون N_P خارج از محدوده اعتبار معادله (27-17) است عمر تسمه بیشتر از 10^9 اعلام می شود پس با استفاده از معادله ی (28-17) داریم:

$$t = \frac{N_P L_P}{720V} \rightarrow t > \frac{10^9(304.5)}{720(2775)} \rightarrow t = 152402.4 \text{ h}$$

طراحی زنجیر و چرخ زنجیر:

در این بخش هدف طراحی زنجیر و چرخ زنجیر با داشتن اطلاعات زیر می باشد:

نسبت سرعت: 1:1.5

$$K_s = 1 , n_d = 1.5 , P = 108 \text{ hp}$$

تعداد دندانه های چرخ زنجیر محرک $N_1 = 17 \rightarrow$

تعداد دندان‌های چرخ زنجیر ممتد $N_2 = 17 \times 1.5 = 25.5 \rightarrow 26$

مماسبات را آغاز می‌کنیم ابتدا از معادله ی (17-38)، H_d یعنی توانی که باید منتقل شود را داریم:

$$H_d = H_{nom} K_s n_d$$

از معادله ی (17-37) توان مجاز H_a برابر با:

$$H_a = K_1 K_2 H_{tab}$$

$$\rightarrow H_{tab} = \frac{K_s n_d H_{nom}}{K_1 K_2} = \frac{1.2 \times 1.5 \times 75}{1 \times K_2} = \frac{135}{K_2}$$

مقدار K_1 از جدول (17-22) برای زنجیر با تعداد دندان 17 برابر 1 استخراج شده است حال با استفاده از جدول (17-20) جدول زیر را تنظیم می‌کنیم:

نوع روانکاری	شماره زنجیر ANSI	H_{tab}	K_2	تعداد رشته زنجیر
C	60	135	1	1
C	80	79.41	1.7	2
C'	100	54	2.5	3
C	41	40.9	3.3	4
C	40	34.61	3.9	5

با انتخاب سه رشته زنجیر با شماره زنجیر ANSI برابر 100 و روانکاری از نوع C' فوایم داشت:

از جدول (17-20) با میانمایی:

$$\frac{V - V_1}{V_2 - V_1} = \frac{H_{tab} - H_1}{H_2 - H_1} \rightarrow \frac{2355.55 - 2000}{2500 - 2000} = \frac{H_{tab} - 15.9}{15.9 - 15.9} \rightarrow H_{tab} = 4.87 \text{ hp}$$

از جدول (17-19) برای زنجیر ANSI 100 گام زنجیر را 1.25 in می‌فوانیم با در نظر گرفتن نسبت $\frac{C}{P} = 40$

فاصله ی بین مرکز تا مرکز دو چرخ زنجیر به گام زنجیر (معادله ی (17-34) را داریم:

$$\frac{L}{P} = \frac{2C}{P} + \frac{N_1 + N_2}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 C/P} = 2 \times 40 + \frac{17 + 26}{2} + \frac{(26 - 17)^2}{4\pi^2 \times 40}$$

$$\rightarrow \frac{L}{P} = 101.5$$

چنانچه تعداد گام را 101 در نظر بگیریم فوایم داشت:

تعیین فاصله مرکز تا مرکز از معادلات (17-35) و (17-36)

$$A = \frac{N_1 + N_2}{2} - \frac{L}{P} = \frac{17 + 26}{2} - 101 = -79.5$$

$$C = \frac{P}{4} \left[-A + \sqrt{A^2 - 8 \left(\frac{N_2 - N_1}{2\pi} \right)^2} \right] = \frac{P}{4} \left[79.5 + \sqrt{6320 - 8 \left(\frac{26 - 17}{2\pi} \right)^2} \right]$$

$$\rightarrow C = 49.65P$$

برای زنجیر ANSI100 مقدار گام را از جدول (17-19) برابر 1.25 in استخراج می کنیم در نتیجه داریم:

$$C = 49.65 \times 1.25 = 61.87 \cong 62 \text{ in}$$

طراحی ترمز دیسکی:

با توجه به توان تولید شده در موتور یعنی 108 hp و انتقال آن به چرخ ها با فرض اتلافات ناچیز، بیشتر سرعت زاویه ای چرخ خودرو را در بیشینه سرعت آن مناسبه کردیم از رابطه ی (3-42) بین توان و گشتاور داریم:

$$H = \frac{Tn}{63025} \rightarrow T = \frac{63025H}{n} = \frac{63025 \times 75}{1570} = 3010.74 \text{ lbf.in}$$

با توجه به این که شعاع چرخ خودرو 11.81 in می باشد برای ترمز دیسکی ابعاد $r_i = 3 \text{ in}$ و $r_o = 6 \text{ in}$ معقول به نظر می رسد حال از رابطه ی (16-34) برای مدل سایش یکنواخت بیشترین فشار عمودی را مناسبه می کنیم:

$$p_a = \frac{2T}{(\theta_2 - \theta_1)fr_i(r_o^2 - r_i^2)} = \frac{2 \times 3010.74}{(145^\circ - 35^\circ) \left(\frac{\pi}{180} \right) 0.35(3)(6^2 - 3^2)} = 110.63 \text{ psi}$$

که در رابطه ی بالا مقدار ضریب اصطکاک یعنی f برابر با 0.35 و مقادیر θ_2 و θ_1 به ترتیب 145° و 35° فرض شده اند حال از معادله ی (16-33) نیروی عملگر F را مناسبه می کنیم داریم:

$$F = (\theta_2 - \theta_1)p_a r_i (r_o - r_i) = (145 - 35) \left(\frac{\pi}{180} \right) 110.63(3)(6 - 3) = 1911.54 \text{ lbf}$$

با استفاده از معادله ی (16-35) مقدار شعاع معادل یعنی r_e را بدست می آوریم:

$$r_e = \frac{r_o + r_i}{2} = \frac{6 + 3}{2} = 4.5 \text{ in}$$

از معادله ی (16-36) مکان اعمال نیروی F را مناسبه می کنیم:

$$\bar{r} = \frac{\cos \theta_1 - \cos \theta_2}{\theta_2 - \theta_1} \frac{r_o + r_i}{2} = \frac{\cos 35 - \cos 145}{145 - 35(\frac{\pi}{180})} \frac{6 + 3}{2} = 3.84 \text{ in}$$

طراحی کلاچ دیسکی:

با توجه به این که کلاچ در ابتدای سیستم انتقال قدرت قرار میگیرد، دور ورودی مداخلت مقدار خود را داشته و از معادله ی (3-43) خواهیم داشت:

$$T = \frac{63025H}{n} = \frac{63025 \times 75}{5300} = 891.86 \text{ lbf.in}$$

که در رابطه ی فوق H توان تولید شده توسط موتور بر حسب اسب بخار و n مداخلت دور تولیدی توسط موتور بر حسب دور بر دقیقه می باشد از معادله ی (16-24) داریم:

$$T = \frac{\pi f p_a d}{8} (D^2 - d^2) \rightarrow p_a = \frac{8T}{\pi f d (D^2 - d^2)} = \frac{8 \times 891.86}{\pi \times 0.35 \times 6(12^2 - 6^2)} = 10.01 \text{ psi}$$

که در رابطه ی فوق p_a بیشترین فشار انتخابی و مقادیر f و d و D به ترتیب 0.35 و 6 in و 12 in فرض شده اند.

از معادله ی (16-23) کل نیروی عمودی وارد به صفحه را داریم:

$$F = \frac{\pi p_a d}{2} (D - d) = \frac{\pi \times 10.01 \times 6}{2} (12 - 6) = 566.05 \text{ lbf}$$

لازم به ذکر است که این طراحی بر مبنای مدل سایش یکنواخت (همانند ترمز) در نظر گرفته شده است.

طراحی شفت شماره یک:

ابتدا نیروهای وارد به پرفدنده مارپیچ را مناسبه می کنیم از بخش طراحی پرفدنده داشتیم:

$$d_2 = 4.667 \text{ in} \quad , \quad W_{32}^t = 781.85 \text{ lbf}$$

از رابطه ی (13-40) داریم:

$$W = \frac{W_{32}^t}{\cos \varphi_n \cos \psi} = \frac{781.85}{\cos 20 \cos 30} = 960.74 \text{ lbf}$$

(وابط 13-39):

$$W_{32}^r = W \sin \varphi_n = 960.74 \times \sin 20 = 328.6 \text{ lbf}$$

$$W_{32}^a = W \cos \varphi_n \sin \psi = 960.74 \times \cos 20 \times \sin 30 = 451.4 \text{ lbf}$$

حال به محاسبه ی زاویه تماس پولی بزرگ میپردازیم از رابطه ی (1-17) داریم:

$$\theta_D = \pi + 2\sin^{-1} \frac{D-d}{2C} = \pi + 2\sin^{-1} \frac{36-24}{2(105)} = 3.256 \text{ rad}$$

$$\theta_D = 3.256 \times \frac{180}{\pi} = 186.55^\circ$$

$$\frac{186.55 - 180}{2} = \frac{6.55}{2} = 3.27^\circ$$

که زاویه θ در واقع، زاویه نیروی F تسمه پولی با محور y می باشد به دلیل ناچیز بودن زاویه فرض می کنیم کل نیروی وارده در راستای محور y بوده و جهت آن نیز به سمت بالا می باشد طرایی را با بدست آوردن نیروهای تکیه گاهی در یاتاقان ها آغاز می کنیم:

صفحه ی x-y:

$$\sum F_x = 0 \rightarrow 451.4 - R_{Ax} = 0 \rightarrow R_{Ax} = 451.4 \text{ lbf}$$

$$\sum M_A = 0 \rightarrow 451.4 \times 2.335 + 328.6 \times 7 + 690 \times 17 - 24 \times R_{By} = 0$$

$$\rightarrow R_{By} = 628.5 \text{ lbf}$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow 328.6 + 690 - 628.5 - R_{Ay} = 0 \rightarrow R_{Ay} = 390.1 \text{ lbf}$$

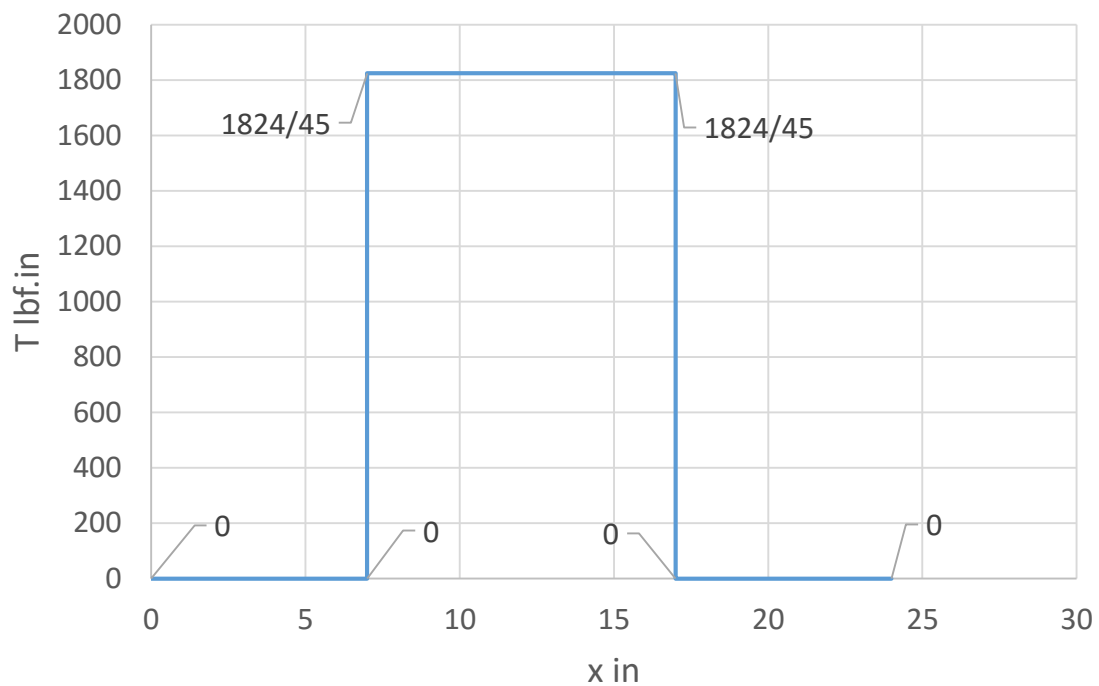
صفحه ی x-z:

$$\sum M_A = 0 \rightarrow 781.85 \times 7 - 24 \times R_{Bz} = 0 \rightarrow R_{Bz} = 228.4 \text{ lbf}$$

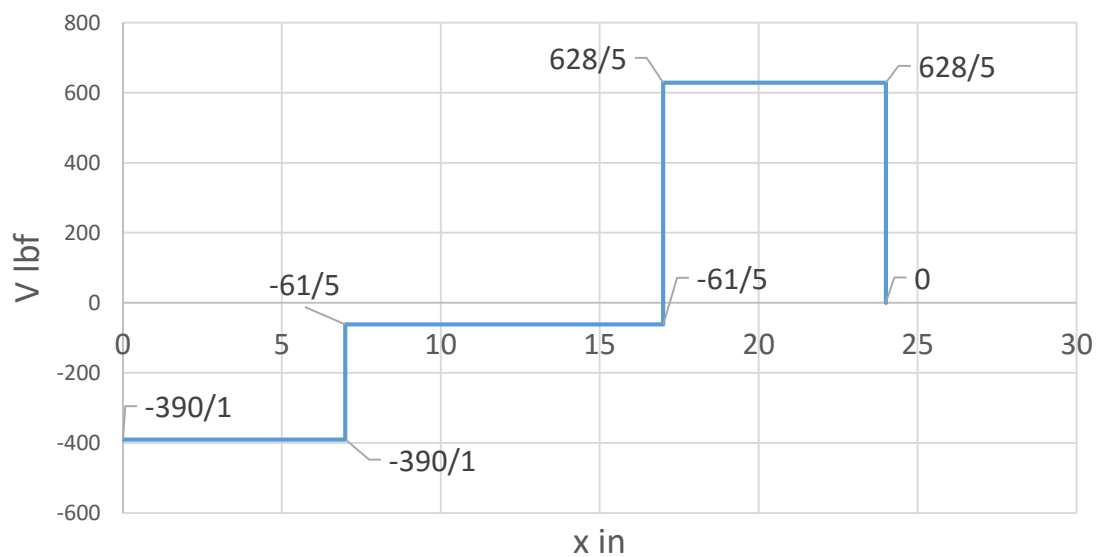
$$\sum F_z = 0 \rightarrow -228.04 + 781.85 - R_{Az} = 0 \rightarrow R_{Az} = 553.81 \text{ lbf}$$

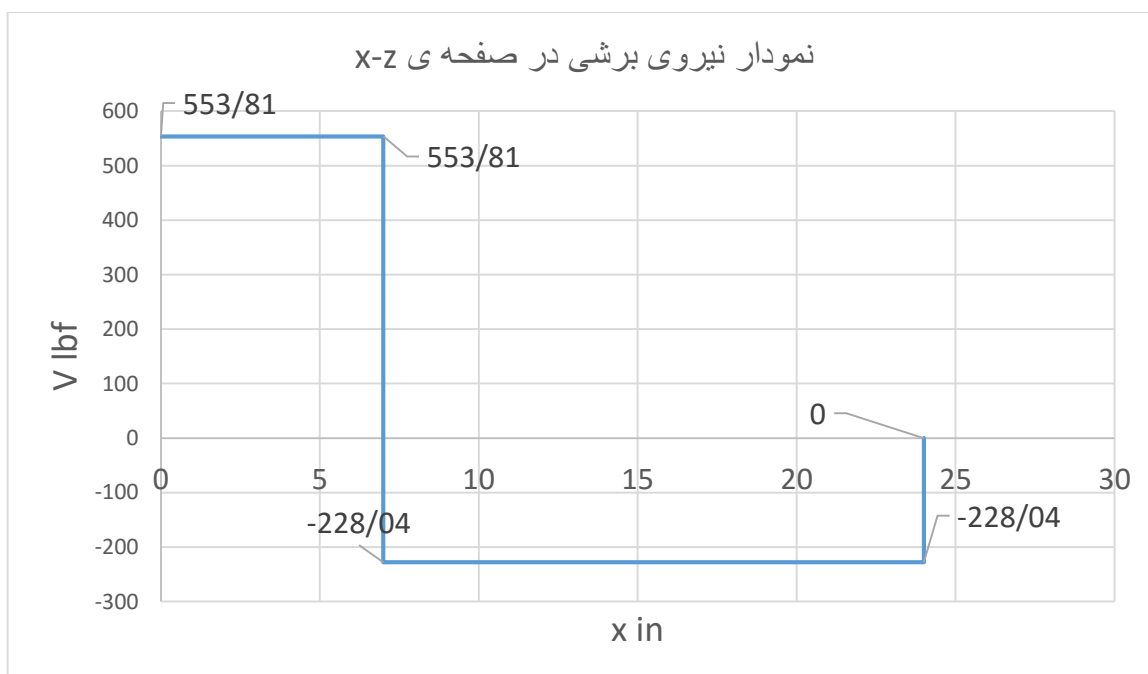
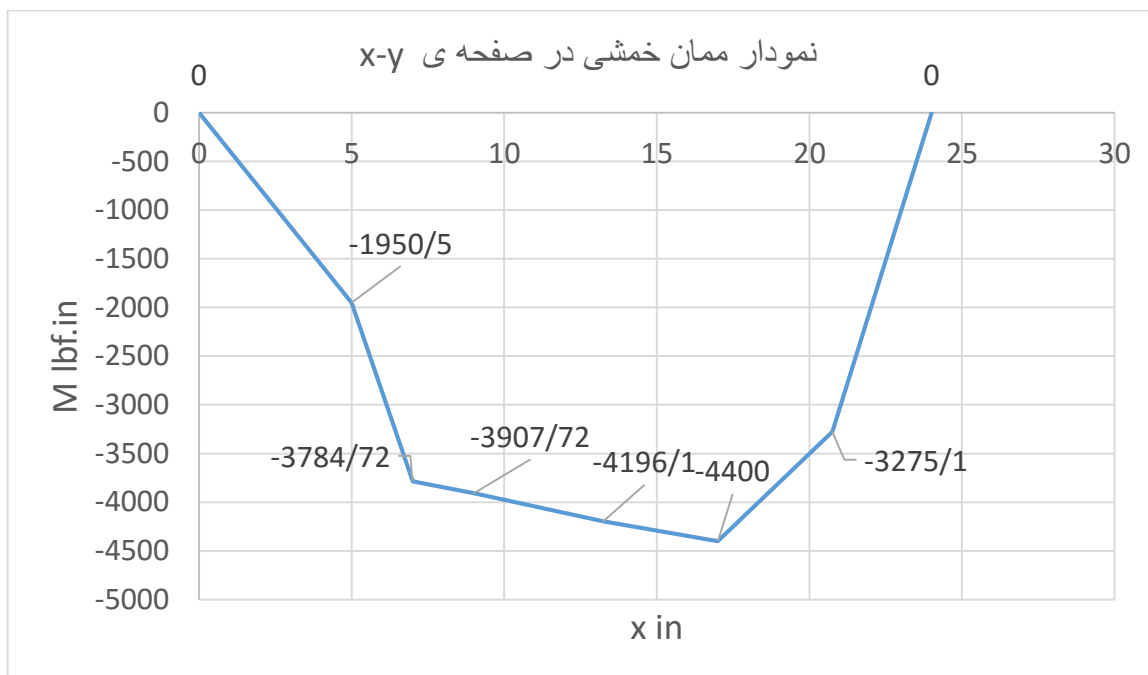
نمودار گشتاور پیچشی وارد بر شفت:

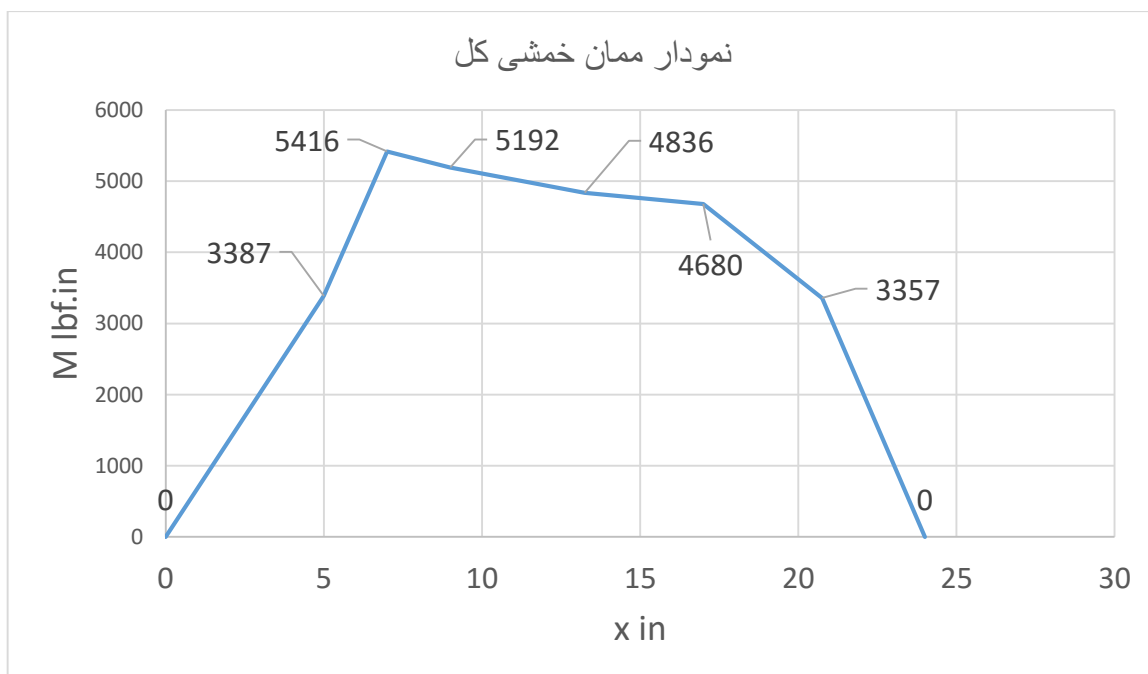
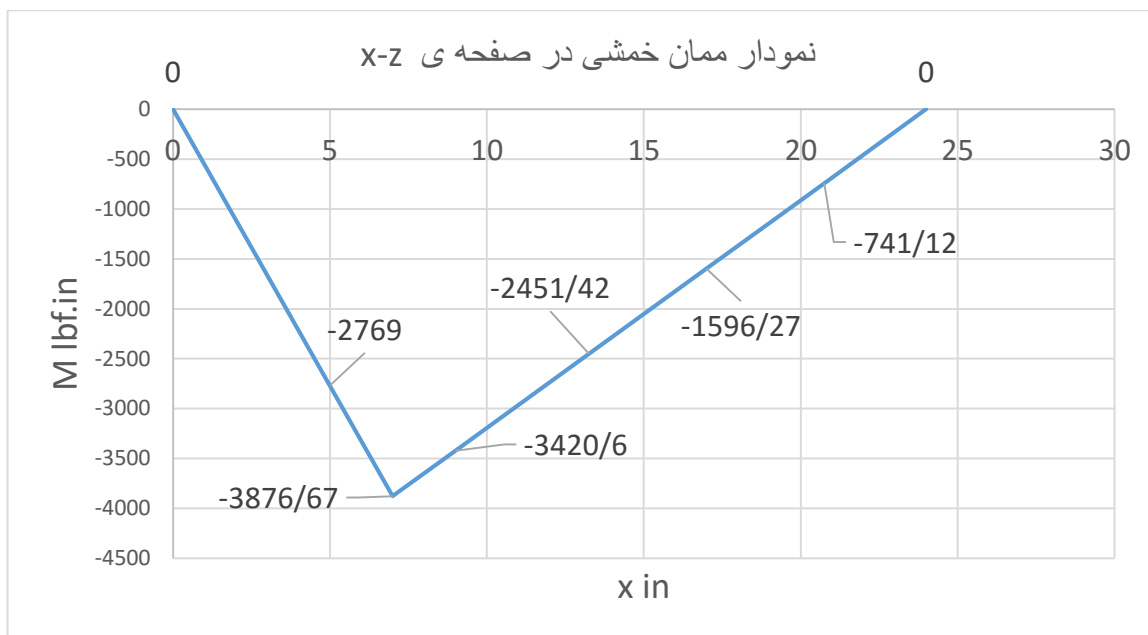
گشتاور پیچشی در طول شفت



در صفحه ی نمودار نیروی برشی x-y







از ملاحظه در نمودار ممان خمشی کل در میابیم که ممان خمشی در نقطه ی I مقداری بزرگ دارد و با توجه به این نکته که بیشترین تنش ها در محل تغییر سطح مقطع شفت اتفاق می افتد و در این محل پدیده ی تمرکز تنش را داریم تحلیل را به ازای این نقطه انجام می دهیم در نقطه ی I داریم:

$$M_a = 5192 \text{ lbf.in} \quad , \quad T_m = 1824.45 \text{ lbf.in} \quad , \quad M_m = T_a = 0$$

با توجه به جدول (7-1) مقادیر K_t و K_{ts} که به ترتیب ضریب تمرکز تنش کششی و ضریب تمرکز تنش برشی می باشد را میخوانیم:

$$K_t = 1.8 \quad , \quad K_{ts} = 1.5$$

مال فرض می کنیم $K_f = K_t$ و $K_{fs} = K_{ts}$ که K_f و K_{fs} به ترتیب ضریب تمرکز تنش فستگی کششی و ضریب تمرکز تنش فستگی برشی می باشد.

از جدول (الف-20) جنس شفت را از نوع فولاد *AISI 1050 CD* انتخاب نموده و داریم:

$$S_{ut} = 100 \text{ kpsi} \quad , \quad S_y = 84 \text{ kpsi}$$

مماسبه ی ضریب سطح k_a : (معادله ی 6-19)

$$k_a = aS_{ut}^b \rightarrow k_a = 2.7 \times 100^{-0.265} \rightarrow k_a = 0.7968$$

مقادیر a و b از جدول (6-2) و برای حالت ماشین کاری و کشش سرد استخراج شده اند.

ضریب اندازه $k_b = 0.9$ فرض می کنیم پس از آن که قطر شفت مشخص شد آن را مجددا اصلاح می کنیم.

مقادیر $k_c = k_d = k_e = 1$ فرض می کنیم که k_c ضریب بار و k_d ضریب دما و k_e ضریب قابلیت اطمینان می باشد.

از معادله ی (6-18)، S_e یا مد دوام شفت در حالت غیر آزمایشگاهی را بدست می آوریم:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \rightarrow S_e = 0.7968 \times 0.9 \times 0.5 \times 100 = 35.85 \text{ kpsi}$$

در رابطه ی فوق k_f ضریب اثرات متفرقه بوده که ($k_f = 0.5$) فرض شده و S'_e نیز مد دوام در حالت غیر آزمایشگاهی می باشد.

از معیار گودمن برای مماسبه ی قطر d استفاده می کنیم پیشتر فرض کردیم: $M_m = T_a = 0$

در نتیجه معادله ی (7-8) به شکل زیر ساده می شود:

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left(\frac{2(K_f M_a)}{S_e} + \frac{[3(K_{fs} T_m)^2]^{1/2}}{S_{ut}} \right) \right\}^{1/3}$$

$$d = \left\{ \frac{16 \times 2}{\pi} \left(\frac{2(1.8 \times 5192)}{35850} + \frac{[3(1.5 \times 1824.45)^2]^{1/2}}{100000} \right) \right\}^{1/3} \rightarrow d = 1.78 \text{ in}$$

$$\rightarrow d = 1.75 \text{ in}$$

در رابطه ی فوق n ضریب اطمینان بوده که برابر 2 در نظر گرفته شده است.

یک نسبت معمول برای $D/d = 1.2$ در قسمت شانه D/d می باشد بنابراین می توان نوشت:

$$D = 1.2d \rightarrow D = 1.2 \times 1.75 \rightarrow D = 2.1 \text{ in}$$

حال نوبت به شعاع راکورد می باشد داریم:

$$r = \frac{d}{10} = \frac{1.75}{10} = 0.175 \text{ in} \quad , \quad r/d = 0.1$$

فرضیات قبلی را اصلاح می کنیم داریم:

$$K_t = 1.4 \rightarrow \text{از شکل (الف - 15 - 9)} \quad , \quad q = 0.85 \rightarrow \text{از شکل (6 - 20)}$$

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) = 1 + 0.85(1.4 - 1) = 1.34 \rightarrow \text{از معادله (6 - 32)}$$

$$K_{ts} = 1.2 \rightarrow \text{از شکل (الف - 15 - 8)} \quad , \quad q_s = 0.9 \rightarrow \text{از شکل (6 - 21)}$$

$$K_{fs} = 1 + q_s(K_{ts} - 1) = 1 + 0.9(1.2 - 1) = 1.18 \rightarrow \text{از معادله (6 - 32)}$$

تصمیم ضریب اندازه k_b : معادله ی (20-6)

$$k_b = \left(\frac{d}{0.3}\right)^{-0.107} \quad 0.11 \leq d \leq 2 \text{ in}$$

$$k_b = \left(\frac{1.75}{0.3}\right)^{-0.107} = 0.828$$

$$S_e = 0.7968 \times 0.828 \times 0.5 \times 100 = 33 \text{ kpsi}$$

تنش ون میزز نوسانی را از معادله ی (7-5) محاسبه می کنیم:

$$\sigma'_a = \frac{32K_f M_a}{\pi d^3} = \frac{32(1.34)(5192)}{\pi(1.75)^3} = 13222.86 \text{ psi}$$

تنش ون میزز متوسط را از معادله ی (6-7) داریم:

$$\sigma'_m = \left[3 \left(\frac{16K_{fs} T_m}{\pi d^3}\right)^2\right]^{\frac{1}{2}} = \left[3 \left(\frac{16(1.18)(1824.45)}{\pi(1.75)^3}\right)^2\right]^{\frac{1}{2}} \rightarrow \sigma'_m = 3543.48 \text{ psi}$$

با استفاده از معیار گودمن خواهیم داشت:

$$\frac{1}{n_f} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} = \frac{13222.86}{33000} + \frac{3543.48}{100000} \rightarrow n_f = 2.3$$

ضریب اطمینان در مقابل تسلیم را بررسی می کنیم:

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma'_{max}} > \frac{S_y}{\sigma'_a + \sigma'_m} = \frac{84000}{13222.86 + 3543.48} = 5$$

از نمودار ممان خمشی کل در شیار نقطه ی K مقدار ممان خمشی را استخراج کرده و محاسبات را این بار با این

$$M = 4500 \text{ lbf.in} \quad \text{مقدار ادامه می دهیم:}$$

با فرض $r/d = 0.02$ در نقطه ی K محاسبات را ادامه می دهیم:

$$r/d = 0.02 \quad , \quad r = 0.02d = 0.02 \times 1.75 = 0.035 \text{ in}$$

$$K_t = 2.14 \rightarrow (1-7) \text{ از جدول} \quad , \quad q = 0.67 \rightarrow (20-6) \text{ از شکل}$$

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) = 1 + 0.67(2.14 - 1) = 1.76 \rightarrow (32-6) \text{ از معادله}$$

$$K_{ts} = 3 \rightarrow (1-7) \text{ از جدول} \quad , \quad q_s = 0.78 \rightarrow (21-6) \text{ از شکل}$$

$$K_{fs} = 1 + q_s(K_{ts} - 1) = 1 + 0.87(3 - 1) = 2.56 \rightarrow (32-6) \text{ از معادله}$$

$$\sigma'_a = \frac{32K_f M_a}{\pi d^3} = \frac{32(1.76)(4500)}{\pi(1.75)^3} = 15052.58 \text{ psi}$$

$$\sigma'_m = \left[3 \left(\frac{16K_{fs} T_m}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = \left[3 \left(\frac{16(2.56)(1824.45)}{\pi(1.75)^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \rightarrow \sigma'_m = 7687.5 \text{ psi}$$

$$\frac{1}{n_f} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} = \frac{15052.58}{33000} + \frac{7687.5}{100000} \rightarrow n_f = 1.9$$

حال چنانچه برای شیار موجود در K مقدار ضرایب تمرکز تنش را از جدول (1-7) برای شیار ملقه ای استخراج

کنیم $K_f = K_t = 5$ خواهد بود و از ملاحظه در نمودار ممان خمشی، مقدار آن را در K برابر 4500 lbf.in در

نظر گرفته و داریم:

$$\sigma_a = \frac{32K_f M_a}{\pi d^3} = \frac{32(5)(4500)}{\pi(1.75)^3} = 42763 \text{ psi}$$

$$n_f = \frac{S_e}{\sigma_a} = \frac{33000}{42763} = 0.771$$

با توجه به این که n_f کمتر از مقدار 1 نیاز به اطلاعات دقیق تر و بررسی مجدد ضریب تمرکز تنش فستگی در شیار K داریم بدین منظور ابعاد شیار را مشخص می کنیم:

$$a = 0.073 \text{ in} \quad , \quad t = 0.051 \text{ in} \quad , \quad r = 0.01 \text{ in}$$

که a پهنا، t عمق و r شعاع در انتهای شیار می باشد.

$$\text{از شکل (الف-15-16) به ازای مقادیر } \frac{r}{t} = \frac{0.01}{0.051} = 0.196 \text{ و } \frac{a}{t} = \frac{0.073}{0.051} = 1.43 \text{ داریم:}$$

$$K_t = 4.2 \quad , \quad q = 0.67 \rightarrow (20 - 6) \text{ از شکل}$$

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) = 1 + 0.67(4.2 - 1) = 3.1 \rightarrow (32 - 6) \text{ از معادله}$$

$$\sigma_a = \frac{32K_f M_a}{\pi d^3} = \frac{32(3.1)(4500)}{\pi(1.75)^3} = 26513 \text{ psi}$$

$$n_f = \frac{S_e}{\sigma_a} = \frac{33000}{26513} = 1.25$$

در پایان و برای آفرین بررسی برای پله در محل نصب یاتاقان ضریب اطمینان را بدست می آوریم:

$$M = 3100 \text{ lbf.in}$$

از نمودار ممان خمشی کل داریم:

فرض می کنیم:

$$K_t = 2.85 \rightarrow (1 - 7) \text{ از جدول} \quad , \quad d = 1.5 \text{ in} \quad , \quad \frac{r}{d} = 0.02 \rightarrow r = 0.02(1.5) = 0.03 \text{ in}$$

$$q = 0.7 \rightarrow (20 - 6) \text{ از شکل}$$

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) = 1 + 0.7(2.85 - 1) = 2.3 \rightarrow (32 - 6) \text{ معادله}$$

$$\sigma_a = \frac{32K_f M_a}{\pi d^3} = \frac{32(2.3)(3100)}{\pi(1.75)^3} = 21518.7 \text{ psi}$$

$$n_f = \frac{S_e}{\sigma_a} = \frac{33000}{21518.7} = 1.53$$

از قسمت شفت نیرو های وارده به یاتاقان را داریم:

$$R_{Ax} = 451.4 \text{ lbf} \quad , \quad R_{Ay} = 390.1 \text{ lbf} \quad , \quad R_{Az} = 553.81 \text{ lbf}$$

$$R_{By} = 628.5 \text{ lbf} \quad , \quad R_{Bz} = 228.04 \text{ lbf}$$

به توجه به این که یاتاقان B بار محوری تحمل نمی کند ابتدا تحلیل را از این یاتاقان شروع می کنیم.

$$R_B = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2} = \sqrt{628.5^2 + 553.81^2} = 837.68 \text{ lbf}$$

$$x_D = \frac{L_D}{L_{10}} = \frac{60L_D n_D}{L_{10}} = \frac{60(5000)(3733)}{10^6} = 1119.9$$

$$C_{10} = a_f F_D \left[\frac{x_D}{x_0 + (\theta - x_0)(1 - R_D)^{\frac{1}{b}}} \right]^{\frac{1}{a}}$$

$$C_{10} = 837.68 \left[\frac{1119.9}{0.02 + 4.439(1 - 0.99)^{\frac{1}{1.483}}} \right]^{\frac{1}{3}} = 14434.08 \text{ lbf} = 64.23 \text{ kN}$$

در رابطه ی بالا a_f ضریب کاربری بوده که برابر واحد فرض شده.

با توجه به کتابچه ی شرکت SKF در می یابیم که قطر های داخلی یاتاقان های ساپمه ای برای تحمل بار نامی بسیار بیشتر از قطر محور در محل نصب یاتاقان می باشد چنانچه رابطه ی بار

با توجه به مقدار بدست آمده بار نامی برای یاتاقان غلتک استوانه ای از یک یاتاقان ساپمه ای دو ردیفه تماس مایل با قطر داخلی 40 mm و قطر خارجی 80 mm استفاده می کنیم به طور خلاصه برای یاتاقان B داریم (انتخاب از صفحه ی 526 کتابچه ی شرکت SKF):

$$C = 15483.14 \text{ lbf} \quad , \quad ID = 1.57 \text{ in} \quad , \quad OD = 3.54 \text{ in} \quad , \quad w = 1.43 \text{ in}$$

حال به انتخاب یاتاقان A می پردازیم داریم:

$$R_{Ar} = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} = \sqrt{390.1^2 + 553.81^2} = 677.4 \text{ lbf}$$

$$x_D = \frac{L_D}{L_{10}} = \frac{60L_D n_D}{L_{10}} = \frac{60(1000)(3733)}{10^6} = 224$$

از جدول (11-1) مقادیر X_2 و Y_2 را از میانه جدول انتخاب می کنیم داریم:

$$X_2 = 0.56 \quad , \quad Y_2 = 1.63$$

از معادله ی (11-9) داریم: (رابطه ی مناسبه ی بار معادل یاتاقان)

$$F_e = XVF_r + YF_a = 0.56 \times 1 \times 677.4 + 1.63 \times 451.4$$

$$\rightarrow F_e = 1115.126 \text{ lbf} = 4.96 \text{ kN}$$

از معادله ی (7-11) بار نامی معادل را محاسبه می کنیم:

$$C_{10} = a_f F_D \left[\frac{x_D}{x_0 + (\theta - x_0)(1 - R_D)^{\frac{1}{b}}} \right]^{\frac{1}{a}}$$

$$\rightarrow C_{10} = 4.96 \left[\frac{224}{0.02 + 4.439(1 - 0.99)^{\frac{1}{1.483}}} \right]^{\frac{1}{3}} = 50 \text{ kN}$$

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{451.4 \times 4.45 \times 10^{-3}}{44} = 0.045$$

حال داریم:

با میانمایی در جدول (11-1) مقدار e را بدست می آوریم:

$$\frac{0.045 - 0.042}{0.056 - 0.042} = \frac{e - 0.24}{0.26 - 0.24} \rightarrow e = 0.244$$

با توجه به این که مقدار $\frac{F_a}{C_0} = 0.045$ بدست آمده از جدول (11-1) داریم:

$$\frac{F_a}{VF_r} = \frac{451.4}{677.4} = 0.66 > 0.244$$

$\frac{F_a}{C_0}$	Y_2
0.042	1.85
0.045	Y
0.056	1.71

$$\rightarrow \frac{0.045 - 0.042}{0.056 - 0.042} = \frac{Y - 1.85}{1.71 - 1.85} \rightarrow Y = 1.82$$

تصمیم بار معادل یا تاقان از معادله ی (11-9) :

$$F_e = XV F_r + Y F_a = 0.56 \times 1 \times 677.4 + 1.82 \times 451.4$$

$$\rightarrow F_e = 1200.89 \text{ lbf} = 5.34 \text{ kN}$$

از معادله ی (11-7) بار نامی را تصمیم می کنیم:

$$C_{10} = 50 \times \frac{5.34}{4.96} = 53.87 \text{ kN}$$

با مراجعه به جدول SKF به مشخصات انتفاخی یاتاقان قبلی بر میخوریم و در اینجا محاسبات پایان می یابد.
 مشخصات یاتاقان انتفاخی A (انتخاب از صفحه ی 526 کتابچه ی شرکت SKF) :

$$C = 14382.02 \text{ lbf} , \quad ID = 1.57 \text{ in} , \quad OD = 3.54 \text{ in} , \quad w = 1.43 \text{ in}$$

پروژه را با تعیین خار های مناسب برای پرفدنده و تسمه و پولی ادامه می دهیم با توجه به اینکه قطر شفت در محل نصب پرفدنده و تسمه و پولی را 1.75 in ، پهنای پرفدنده را 3.5 in و پهنای تسمه را 7.5 in طراحی کردیم داشتیم:

$$T = 1824.45 \text{ lbf.in}$$

یک خار مربعی از جدول (6-7) به جنس فولاد 1020 HR با استحکام تسلیم $S_y = 30 \text{ kpsi}$ و مشخصات زیر انتخاب می کنیم:

$$w = \frac{1}{2} \text{ in} , \quad h = \frac{1}{2} \text{ in} , \quad \text{عمق شیار خار} = \frac{1}{4} \text{ in}$$

نیروی وارد به خار بر روی سطح شفت برابرست با:

$$F = \frac{T}{r} = \frac{1824.45}{1.75/2} = 2085.08 \text{ lbf}$$

برای بررسی شکست در اثر تنشهای تکیه گاهی، نصف مسامت یک وجه خار را به کار می بریم:

$$n = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{S_y}{F / \left(\frac{tl}{2} \right)}$$

که با مل رابطه بالا برای l چنین خواهیم داشت:

$$l = \frac{2Fn}{tS_y} = \frac{2(2085.08)(2.5)}{(0.5)(30000)} = 0.7 \text{ in}$$

طراحی شفت شماره دو:

در دو نقطه ی A و B دو یاتاقان ساچمه ای وجود دارد ولی به دلیل رامت تر بودن تمیلات یا قابل محاسبه بودن مجهولات نیروی در راستای x یاتاقان A را صفر در نظر می گیریم و با توجه به محاسبات گذشته و داشتن مقادیر زیر محاسبات را ادامه می دهیم:

$$W_3^t = 781.85 \text{ lbf}$$

$$W_4^t = 1004.74 \text{ lbf}$$

$$\begin{aligned} W_3^r &= 328.6 \text{ lbf} & , & & W_4^r &= 422.27 \text{ lbf} \\ W_3^a &= 451.4 \text{ lbf} & , & & W_4^t &= 580.09 \text{ lbf} \end{aligned}$$

حال برای محاسبه ی نیروهای عکس العمل در یاتاقان به صورت زیر عمل می کنیم:

$$\sum M_z = 0 \rightarrow -W_4^a \times r_a + W_4^r \times 3.25 - W_3^r \times 11 + W_3^a \times r_3 + R_{By} \times 14 = 0$$

$$\rightarrow R_{By} = 159.97 \text{ lbf}$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{Ay} + W_4^r - W_3^r + R_{By} = 0 \rightarrow R_{Ay} = -253.64 \text{ lbf}$$

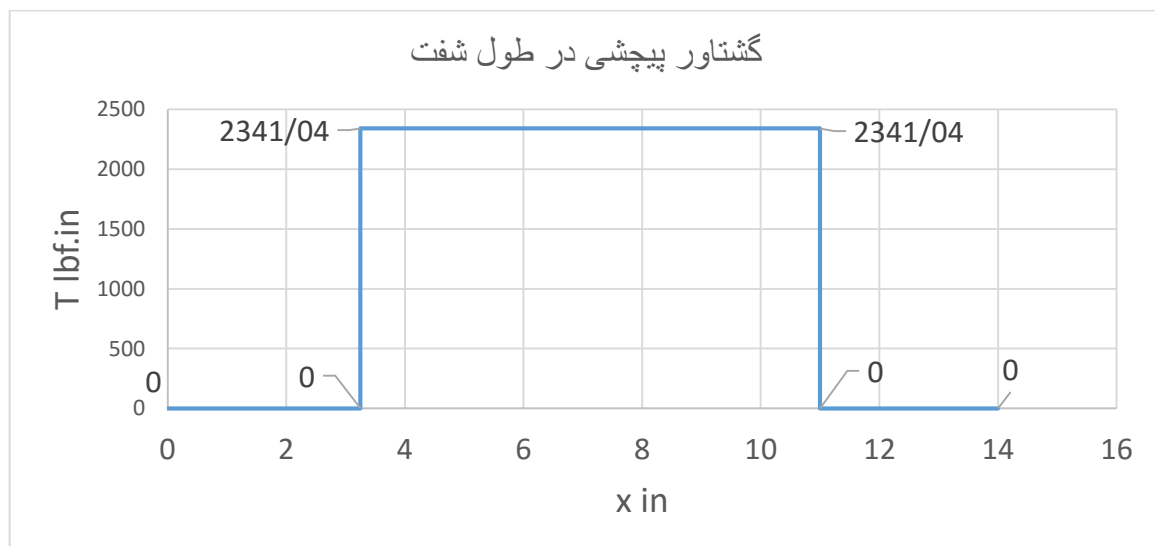
$$\sum M_y = 0 \rightarrow -W_4^t \times 3.25 - W_3^r \times 11 - R_{Bz} \times 14 = 0 \rightarrow R_{Bz} = -847.55 \text{ lbf}$$

$$\sum F_z = 0 \rightarrow R_{Az} + W_4^t + W_3^t + R_{Bz} = 0 \rightarrow -939.04 \text{ lbf}$$

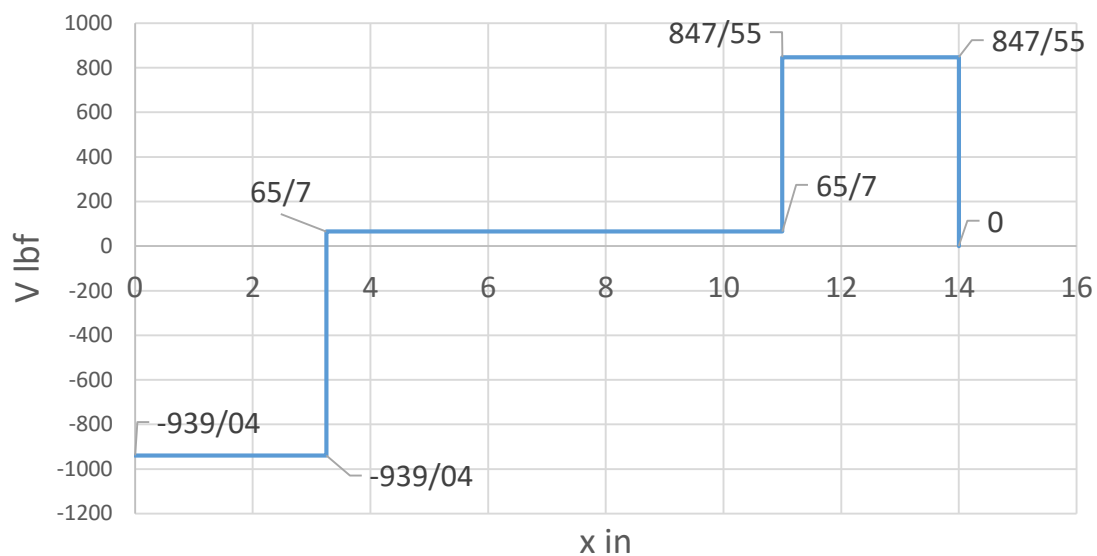
$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{Bx} - W_3^a - W_4^a = 0 \rightarrow R_{Bx} = 1031.49 \text{ lbf}$$

از معادله ی $\sum M_x = 0$ گشتاور پیچشی وارد بر شفت از طرف چرخنده ها را پیدا می کنیم:

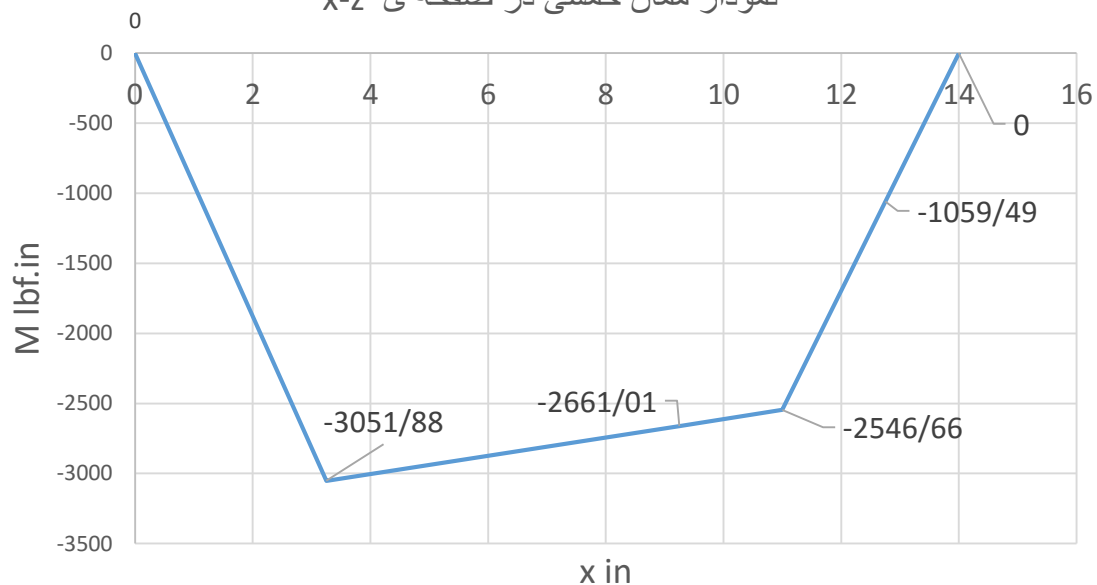
$$T = W_4^t \left(\frac{d_4}{2} \right) = 2341.04 \text{ lbf.in}$$



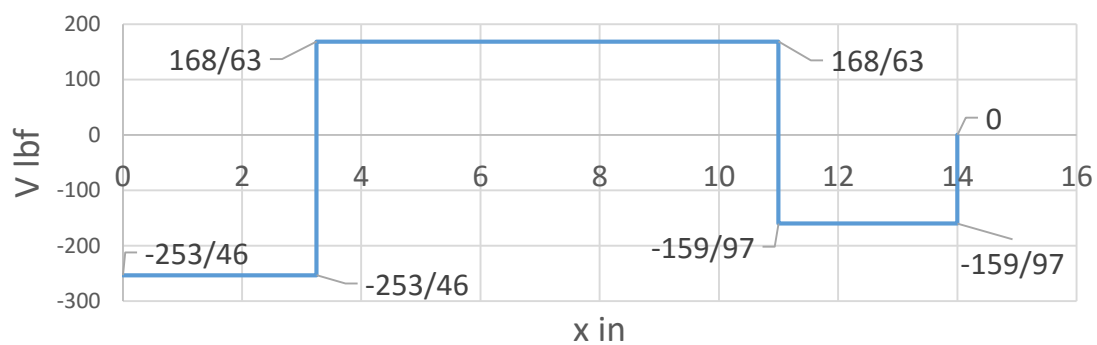
در صفحه ی نمودار نیروی برشی x-z

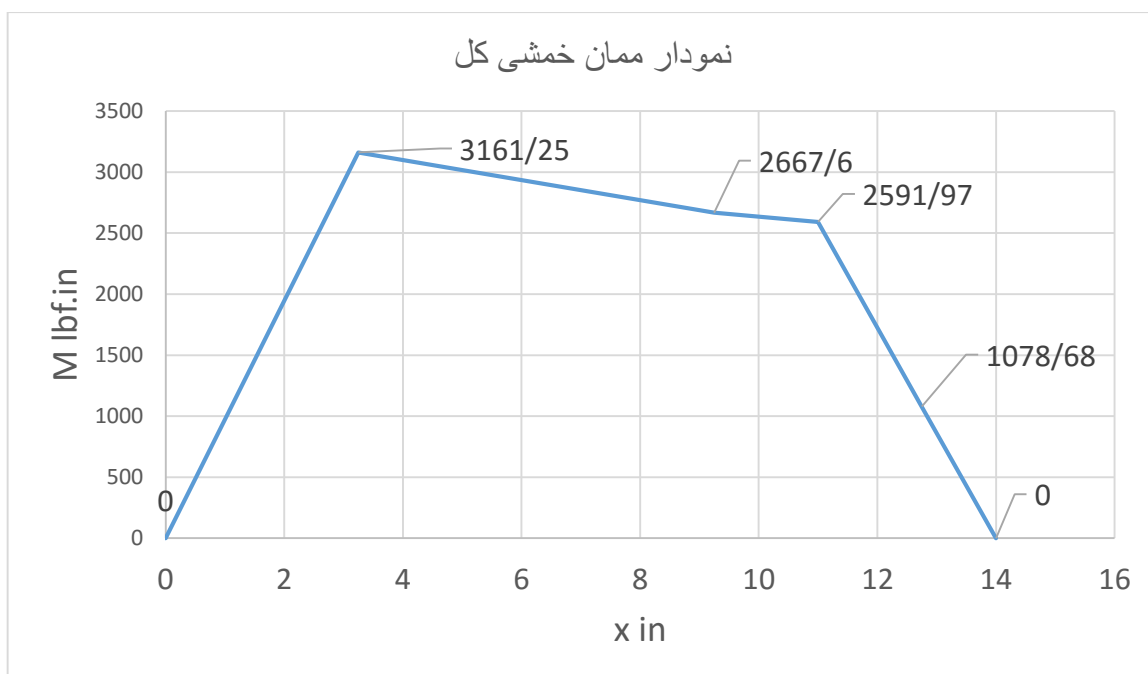
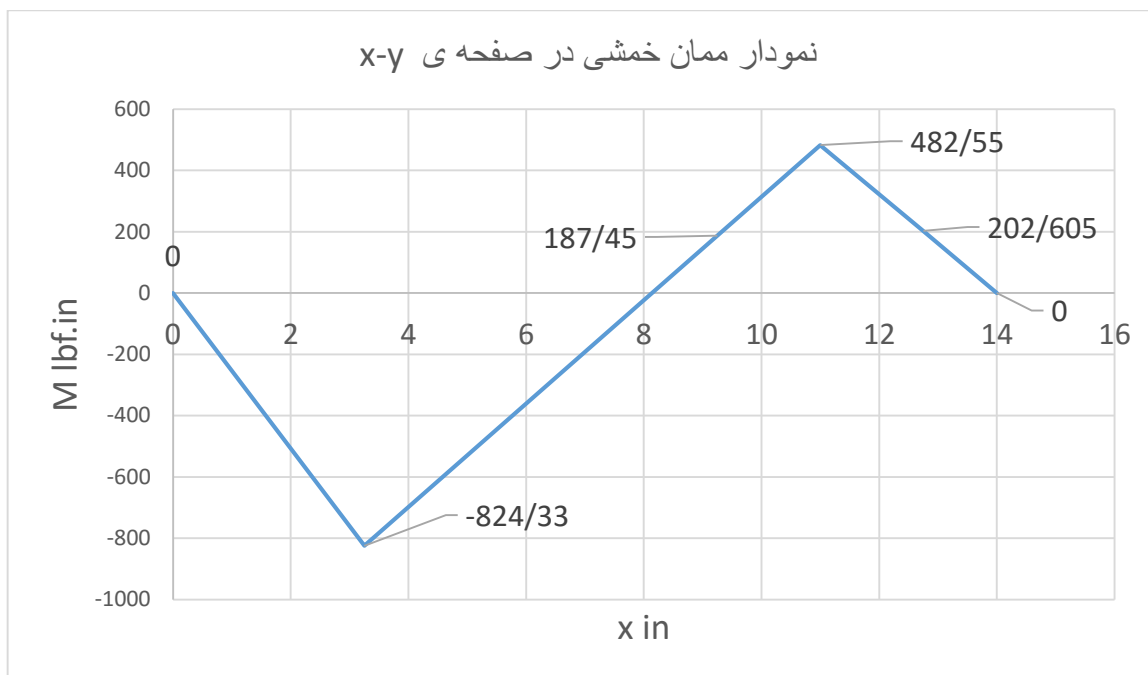


نمودار ممان خمشی در صفحه ی x-z



نمودار نیروی برشی در صفحه ی x-y





از نقطه ی I که یک نقطه ی بمرانی است آغاز می کنیم:

$$M_a = 2667.6 \text{ lbf.in} \quad , \quad T_m = 2341.04 \quad , \quad M_m = T_a = 0$$

$$K_t = 1.7 \quad , \quad K_{ts} = 1.5$$

از جدول (1-7) داریم:

$$K_t = K_f \quad , \quad K_{ts} = K_{fs}$$

فرض می کنیم:

فولاد ارزان قیمت سرد کشیده 1020 با استمکام کششی نهایی $S_{ut} = 68 \text{ kpsi}$ را انتخاب می کنیم. برای S_e

$$a = 2.7 \quad , \quad b = -0.265$$

، از معادله ی (6-19) داریم:

$$k_a = aS_{ut}^b \rightarrow k_a = 2.7 \times 68^{-0.265} \rightarrow k_a = 0.883$$

ضریب اندازه $k_b = 0.9$ فرض می کنیم پس از آن که قطر شفت مشخص شد آن را مجدداً اصلاح می کنیم.
مقادیر $k_c = k_d = k_e = 1$ فرض می کنیم که k_c ضریب بار و k_d ضریب دما و k_e ضریب قابلیت اطمینان می باشد.

از معادله ی (6-18)، S_e یا مد دوام شفت در حالت غیر آزمایشگاهی را بدست می آوریم:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_e' \rightarrow S_e = 0.883 \times 0.9 \times 0.5 \times 68 = 27 \text{ kpsi}$$

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left(\frac{2(K_f M_a)}{S_e} + \frac{[3(K_{fs} T_m)^2]^{1/2}}{S_{ut}} \right) \right\}^{1/3}$$

$$d = \left\{ \frac{16 \times 1.5}{\pi} \left(\frac{2(1.7 \times 2667.6)}{27000} + \frac{[3(1.5 \times 2341.04)^2]^{1/2}}{68000} \right) \right\}^{1/3}$$

$$\rightarrow d = 1.48 \text{ in}$$

در رابطه ی فوق n ضریب اطمینان بوده که برابر 1.5 در نظر گرفته شده است.

یک نسبت معمول برای D/d در قسمت شانه $D/d = 1.2$ می باشد بنابراین می توان نوشت:

$$D = 1.2d \rightarrow D = 1.2 \times 1.45 \rightarrow D = 1.74 \text{ in}$$

این قطر را به $D = 1.8 \text{ in}$ افزایش می دهیم از یک شفت فولادی سرد کشیده با قطر اسمی 1.8 in استفاده می کنیم اینک تخمین ها را بررسی می کنیم:

$$\frac{D}{d} = \frac{1.8}{1.45} = 1.24$$

با فرض شعاع ماهیچه $r = \frac{d}{10} = 0.15$ داریم $\frac{r}{d} = 0.1$

$$K_t = 1.6 \rightarrow (9 - 15 - \text{الف}) \text{ از شکل } , \quad q = 0.82 \rightarrow (20 - 6) \text{ از شکل}$$

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) = 1 + 0.82(1.6 - 1) = 1.49 \rightarrow (32 - 6) \text{ از معادله}$$

$$K_{ts} = 1.35 \rightarrow (8 - 15 - \text{الف}) \text{ از شکل } , \quad q_s = 0.85 \rightarrow (21 - 6) \text{ از شکل}$$

$$K_{fs} = 1 + q_s(K_{ts} - 1) = 1 + 0.85(1.35 - 1) = 1.3 \rightarrow (32 - 6) \text{ از معادله}$$

$$k_b = \left(\frac{d}{0.3}\right)^{-0.107} \quad 0.11 \leq d \leq 2 \text{ in}$$

$$k_b = \left(\frac{1.45}{0.3}\right)^{-0.107} = 0.844$$

$$S_e = 0.883 \times 0.844 \times 0.5 \times 68 = 25.34 \text{ kpsi}$$

از معادله ی (5-7) داریم:

$$\sigma'_a = \frac{32K_f M_a}{\pi d^3} = \frac{32(1.7)(2667.6)}{\pi(1.45)^3} = 15151.85 \text{ psi}$$

$$\sigma'_m = \left[3 \left(\frac{16K_{fs} T_m}{\pi d^3}\right)^2\right]^{\frac{1}{2}} = \left[3 \left(\frac{16(1.5)(2341.04)}{\pi(1.45)^3}\right)^2\right]^{\frac{1}{2}} \rightarrow \sigma'_m = 10160.77 \text{ psi}$$

$$\frac{1}{n_f} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} = \frac{15151.85}{25.34 \times 10^3} + \frac{10160.77}{68 \times 10^3} \rightarrow n_f = 4.78$$

بررسی تسلیم:

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma'_{max}} > \frac{S_y}{\sigma'_a + \sigma'_m} = \frac{57000}{15151.85 + 10160.77} = 2.252$$

با فرض فرض اینکه شعاع در کف خار استاندارد باشد $r/d = 0.02$ محاسبات را ادامه می دهیم:

$$r = 0.02d = 0.02 \times 1.45 = 0.029 \text{ in}$$

$$K_t = 2.14 \rightarrow (1-7) \text{ جدول} , \quad q = 0.65 \rightarrow (20-6) \text{ شکل}$$

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) = 1 + 0.65(2.14 - 1) = 1.74 \rightarrow (32-6) \text{ معادله}$$

$$K_{ts} = 3 \rightarrow (1-7) \text{ جدول} , \quad q_s = 0.71 \rightarrow (21-6) \text{ شکل}$$

$$K_{fs} = 1 + q_s(K_{ts} - 1) = 1 + 0.71(3 - 1) = 2.42 \rightarrow (32-6) \text{ معادله}$$

$$\sigma'_a = \frac{32K_f M_a}{\pi d^3} = \frac{32(1.74)(2740)}{\pi(1.45)^3} = 15929.27 \text{ psi}$$

$$\sigma'_m = \left[3 \left(\frac{16K_{fs} T_m}{\pi d^3}\right)^2\right]^{\frac{1}{2}} = \left[3 \left(\frac{16(2.42)(2341.04)}{\pi(1.45)^3}\right)^2\right]^{\frac{1}{2}} \rightarrow \sigma'_m = 16392.72 \text{ psi}$$

$$\frac{1}{n_f} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} = \frac{15929.27}{25.34 \times 10^3} + \frac{16392.72}{68 \times 10^3} \rightarrow n_f = 1.15$$

از محاسبات بالا اینگونه بر می آید که تنشها در شیار خار، بمرانی تر از تنشها در شانه است میتوانیم قطر شافت را افزایش دهیم یا اینکه از یک ماده مقاوم تر استفاده کنیم مادامی که هنوز از تحلیل تغییر شکل شافت، نیاز به قطر بزرگ الزامی نشده است، در این مرحله به افزایش استمکام بسنده می کنیم. از آنجا که طراحی را با فولاد با استمکام بسیار پایین آغاز کردیم، پیشنهاد این است که برای جلوگیری از افزایش اندازه ها، استمکام ماده را افزایش می دهیم. فولاد سرد کشیده 1050 با استمکام کششی نهایی $S_{ut} = 100 \text{ kpsi}$ را امتحان می کنیم.

$$K_a = 2.7(100)^{-0.265} = 0.797$$

$$S_e = 0.797 \times 0.835 \times 0.5 \times 100 = 33.3 \text{ kpsi}$$

$$q = 0.72$$

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) = 1 + 0.72(2.14 - 1) = 1.82 \rightarrow (32 - 6) \text{ از معادله}$$

$$\sigma'_a = \frac{32K_f M_a}{\pi d^3} = \frac{32(1.82)(2740)}{\pi(1.45)^3} = 16661.65 \text{ psi}$$

$$\frac{1}{n_f} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} = \frac{16661.65}{33300} + \frac{16392.72}{100000} \rightarrow n_f = 1.5$$

$$M_m = T_a = T_m = 0 \quad , \quad M_a = 1078.69 \text{ lbf.in} \quad \text{برای نقطه ی K:}$$

$$K_f = K_t = 5 \quad \text{از جدول (1-7):}$$

$$\sigma_a = \frac{32K_f M_a}{\pi d^3} = \frac{32(5)(1078.69)}{\pi(1.45)^3} = 18020.33 \text{ psi}$$

$$n_f = \frac{S_e}{\sigma_a} = \frac{33000}{26513} = 1.84$$

بررسی می کنیم که آیا نقطه ی M بمرانی است یا نه. در این نقطه گشتاور خمشی وجود دارد که اندازه ی آن نیز کوچک است اما در عین حال، قطر این مقطع از شافت کوچک است و تمرکز تنش برای یک ماهیچه با شعاع کوچک که برای نگهداری یاتاقان های کوچک نیاز است نسبتا بالا خواهد بود با توجه به نمودار گشتاور خمشی داریم:

$$M_m = T_a = T_m = 0 \quad , \quad M_a = 960 \text{ lbf.in}$$

ضریب $K_t = 2.7$ در نظر می گیریم و قطر شفت در محل نصب یاتاقان را $d = 1 \text{ in}$ فرض می کنیم و شعاع ماهیچه مناسب را با نسبت معمول $\frac{r}{d} = 0.02$ بدست می آوریم:

$$K_t = 2.7 \rightarrow (1 - 7) \text{ از جدول } , d = 1 \text{ in } , \frac{r}{d} = 0.02 \rightarrow r = 0.02(1) = 0.02 \text{ in}$$

$$q = 0.7 \rightarrow (20 - 6) \text{ از شکل}$$

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) = 1 + 0.7(2.7 - 1) = 2.19 \rightarrow (32 - 6) \text{ معادله}$$

$$\sigma_a = \frac{32K_f M_a}{\pi d^3} = \frac{32(2.19)(960)}{\pi(1)^3} = 21414.87 \text{ psi}$$

$$n_f = \frac{S_e}{\sigma_a} = \frac{33000}{21414.87} = 1.54$$

یاتاقان A بار محوری تحمل نمی کند، بار شعاعی در نقطه ی A و B را مناسبه می کنیم:

$$R_A = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} = \sqrt{253.64^2 + 939.04^2} = 972.69 \text{ lbf}$$

$$R_B = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2} = \sqrt{159.97^2 + 847.55^2} = 862.5 \text{ lbf}$$

$$n_D = \frac{63025H}{T} = \frac{63025(108)}{2341.04} = 2907.55 \text{ rev/min}$$

$$x_D = \frac{L_D}{L_{10}} = \frac{60L_D n_D}{L_{10}} = \frac{60(1000)(2907.55)}{10^6} = 174.453$$

$$C_{10} = a_f F_D \left[\frac{x_D}{x_0 + (\theta - x_0)(1 - R_D)^{\frac{1}{b}}} \right]^{\frac{1}{a}}$$

$$C_{10} = 972.69 \left[\frac{174.453}{0.02 + 4.439(1 - 0.99)^{\frac{1}{1.483}}} \right]^{\frac{1}{3}} = 9021.05 \text{ lbf} = 40.14 \text{ kN}$$

در رابطه ی بالا a_f ضریب کاربری بوده که برابر واحد فرض شده.

با توجه به مقدار بدست آمده بار نامی برای یاتاقان از یک یاتاقان ساچمه ای یک ردیفه تماس مایل با قطر داخلی 35 mm و قطر خارجی 80 mm استفاده می کنیم به طور خلاصه برای یاتاقان A داریم:

$$C = 9325.84 \text{ lbf} , \quad ID = 1.18 \text{ in} , \quad OD = 3.15 \text{ in} , \quad w = 0.826 \text{ in}$$

حال به انتساب یاتاقان B می پردازیم داریم:

$$x_D = \frac{L_D}{L_{10}} = \frac{60L_D n_D}{L_{10}} = \frac{60(1000)(2907.55)}{10^6} = 174.453$$

از جدول (11-1) مقادیر X_2 و Y_2 را از میانه جدول انتساب می کنیم داریم:

$$X_2 = 0.56 \quad , \quad Y_2 = 1.63$$

از معادله ی (9-11) داریم: (رابطه ی مناسبه ی بار معادل یاتاقان)

$$F_e = XV F_r + Y F_a = 0.56 \times 1 \times 862.5 + 1.63 \times 1031.49$$

$$\rightarrow F_e = 2164.32 \text{ lbf} = 9.63 \text{ kN}$$

از معادله ی (7-11) بار نامی معادل را مناسبه می کنیم:

$$C_{10} = a_f F_D \left[\frac{x_D}{x_0 + (\theta - x_0)(1 - R_D)^{\frac{1}{b}}} \right]^{\frac{1}{a}}$$

$$\rightarrow C_{10} = 9.63 \left[\frac{174.453}{0.02 + 4.439(1 - 0.99)^{\frac{1}{1.483}}} \right]^{\frac{1}{3}} = 89.3 \text{ kN}$$

با انتساب یک یاتاقان تماس مایل با بار نامی استاتیکی $C_0 = 69.5 \text{ kN}$ داریم:

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{1031.49 \times 4.45 \times 10^{-3}}{69.5} = 0.066$$

حال داریم:

با میانمایی در جدول (11-1) مقدار e را بدست می آوریم:

$$\frac{0.066 - 0.056}{0.07 - 0.056} = \frac{e - 0.26}{0.27 - 0.26} \rightarrow e = 0.267$$

با توجه به این که مقدار $\frac{F_a}{C_0} = 0.045$ بدست آمده از جدول (11-1) داریم:

$$\frac{F_a}{V F_r} = \frac{1031.49}{862.5} = 1.19 > 0.26$$

$\frac{F_a}{C_0}$	Y_2
0.056	1.71

0.066	Y
0.07	1.63

$$\rightarrow \frac{0.066 - 0.056}{0.07 - 0.056} = \frac{Y - 1.71}{1.63 - 1.71} \rightarrow Y = 1.65$$

تصمیم بار معادل یا تاقان از معادله ی (9-11) :

$$F_e = XV F_r + Y F_a = 0.56 \times 1 \times 862.5 + 1.65 \times 1031.49$$

$$\rightarrow F_e = 2187.92 \text{ lbf} = 9.73 \text{ kN}$$

از معادله ی (7-11) بار نامی را تصمیم می کنیم:

$$C_{10} = 89.3 \times \frac{9.73}{9.63} = 90.22 \text{ kN}$$

با مراجعه به جدول SKF به مشخصات انتخابی یاتاقان قبلی بر میخوریم و در اینجا محاسبات پایان می یابد.

مشخصات یاتاقان انتخابی A:

$$C = 21803.14 \text{ lbf} , \quad ID = 2.36 \text{ in} , \quad OD = 5.11 \text{ in} , \quad w = 1.22 \text{ in}$$

پروژه را با تعیین خار های مناسب برای چرخنده و چرخ زنجیر ادامه می دهیم با توجه به اینکه قطر شفت در محل نصب چرخنده ها را 1.48 in ، پهنای چرخنده گیر را 3.5 in و پهنای چرخنده پینیون را 4 in طراحی کردیم داشتیم:

$$T = 2341.04 \text{ lbf.in}$$

یک خار مربعی از جدول (6-7) به جنس فولاد 1020 CD با استحکام تسلیم $S_y = 68 \text{ kpsi}$ و مشخصات زیر انتخاب می کنیم:

$$w = \frac{3}{8} \text{ in} , \quad h = \frac{3}{8} \text{ in} , \quad \text{عمق شیار خار} = \frac{3}{16} \text{ in}$$

نیروی وارد به خار بر روی سطح شفت برابرست با:

$$F = \frac{T}{r} = \frac{2341.04}{1.45/2} = 3229 \text{ lbf}$$

برای بررسی شکست در اثر تنشهای تکیه گاهی، نصف مسامت یک وجه خار را به کار می بریم:

$$n = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{S_y}{F / \left(\frac{tl}{2}\right)}$$

که با مل رابطه بالا برای l چنین خواهیم داشت:

$$l = \frac{2Fn}{tS_y} = \frac{2(3229)(2)}{(0.375)(68000)} = 0.5 \text{ in}$$

طراحی شفت شماره 3:

می‌دانیم که در این شفت 3 چرخ زنجیر قرار می‌گیرد. بنابراین ابتدا نیرویی که چرخ زنجیر وارد می‌کند را محاسبه می‌کنیم:

از قبل داشتیم:

$$P = 108 \text{ hp} \quad , \quad n = 2844.66 \text{ rev/min}$$

$$P = T \cdot \omega \rightarrow T = \frac{P}{\omega}$$

$$P = 79433.892 = 79434 \text{ watt}$$

$$\omega = \frac{2n\pi}{60} = \frac{2(2844.66)\pi}{60} = 297.89 \cong 298 \text{ rad/s}$$

$$\rightarrow T = \frac{79434}{298} = 265.10 \text{ lbf.in}$$

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

در اینجا r را 10 in فرض می‌کنیم. در نتیجه:

$$F = 26.51 \text{ lbf}$$

در اینجا چون 3 عدد چرخ زنجیر داریم، معادل می‌گیریم:

$$F = 3 \times 26.51 = 79.53 \text{ lbf}$$

حال با معلوم شدن نیروی چرخ زنجیر، نیروهای تکیه گاهی را بدست می‌آوریم:

از قبل نیروهای پرفرنده 4 را داریم که در اینجا بر روی پرفرنده 5 بصورت عکس عمل می‌کند:

$$W_{45}^t = 1004.74 \text{ lbf} \quad , \quad W_{45}^r = 422.27 \quad , \quad W_{45}^a = 580.09 \text{ lbf}$$

فرضیات برای فواصل:

$$r_1 = 1.25 \text{ in} \quad , \quad r_2 = 2.5 \text{ in} \quad , \quad r_3 = 8.75 \text{ in}$$

همچنین می‌دانیم که عرض چرندنده برابر $t=4 \text{ in}$ است.

$$\sum M_z = 0 : -F(r_1) - W_{45}^a(r) - W_{45}^r(r_1 + r_2 + t) + R_B y(r_1 + r_2 + t + r_3) = 0$$

$$\rightarrow R_B y = 235.09 \text{ lbf}$$

$$\sum F_y = 0 : R_A y - F - W_{45}^r + R_B y = 0$$

$$\rightarrow R_A y = -266.71 \text{ lbf}$$

$$\sum M_y = 0 : W_{45}^t(r_1 + r_2 + t/2) - R_B Z(r_1 + r_2 + t + r_3) = 0$$

$$\rightarrow R_B Z = 350.13 \text{ lbf}$$

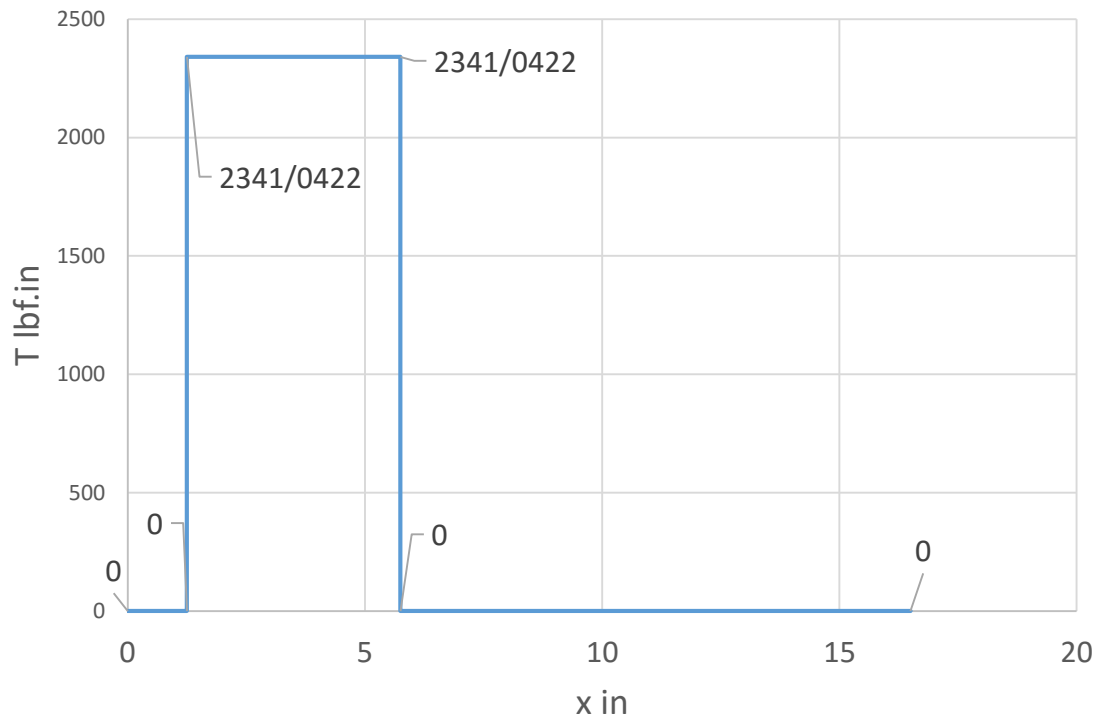
$$\sum F_z = 0 : R_A Z - W_{45}^t + R_B Z = 0$$

$$\rightarrow R_A Z = -654.61 \text{ lbf}$$

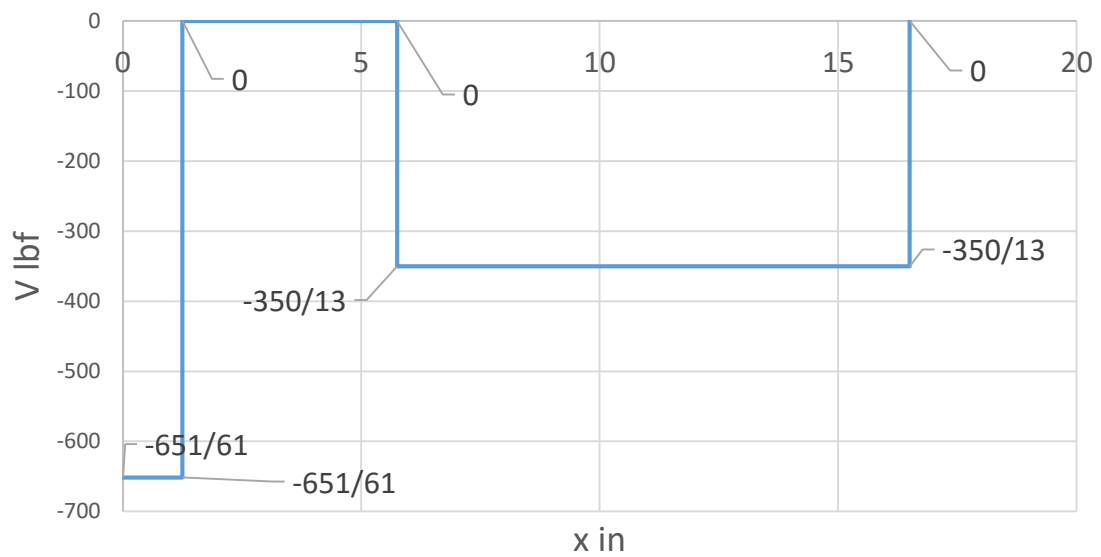
$$\sum F_x = 0 : R_A x + W_{45}^a = 0$$

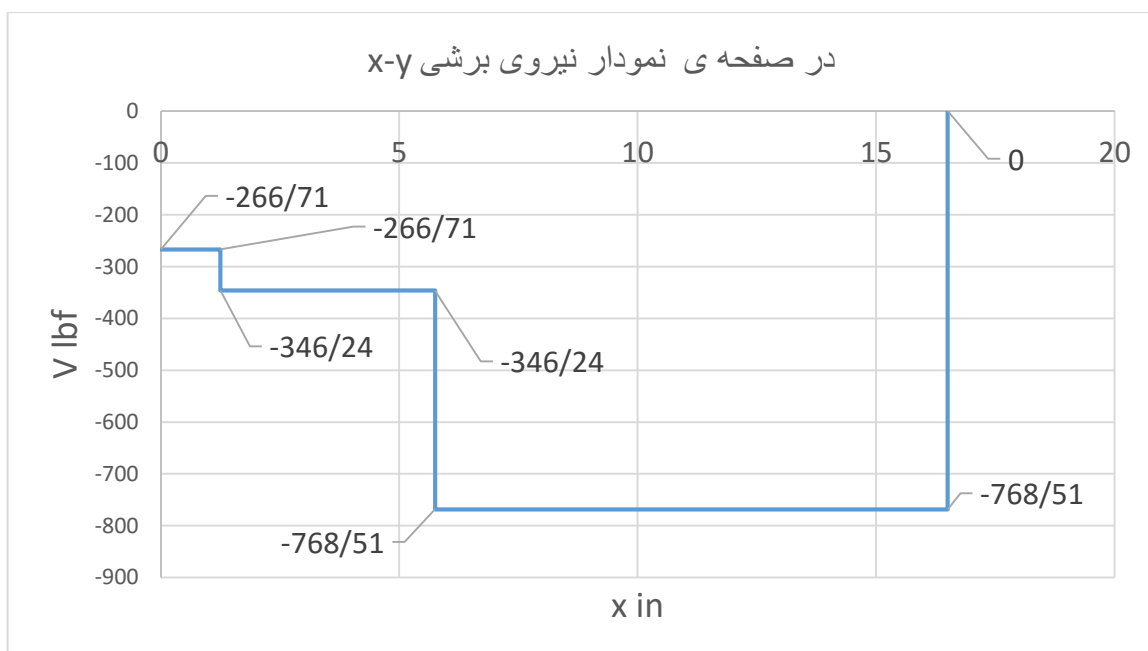
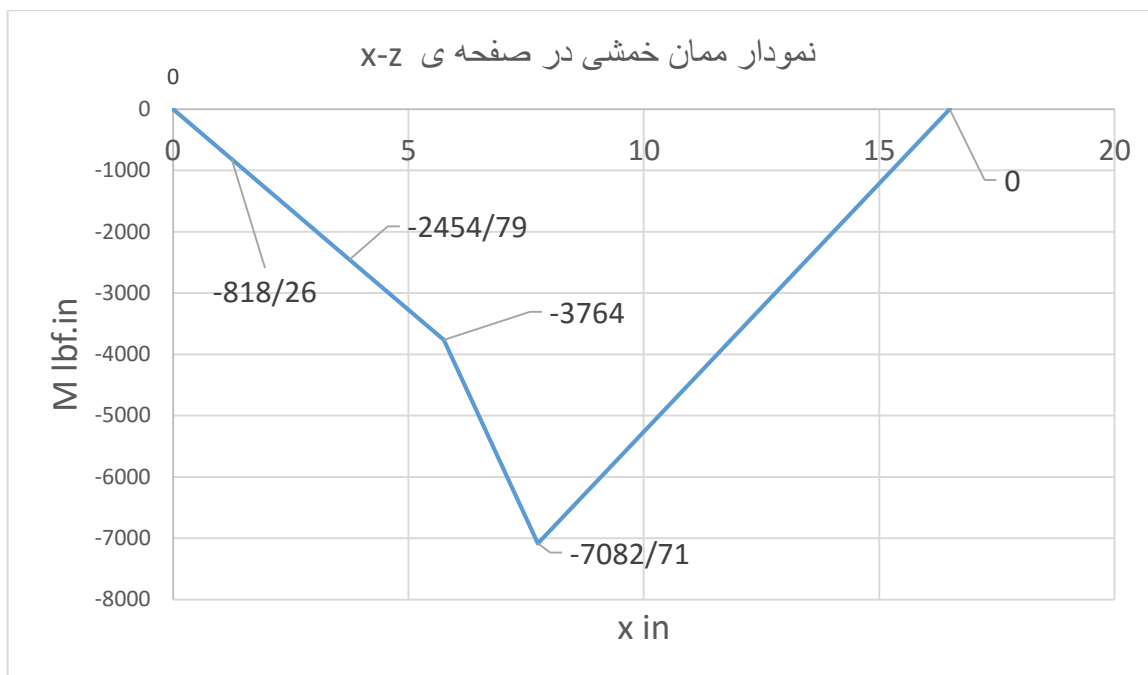
$$\rightarrow R_A x = -580.09 \text{ lbf}$$

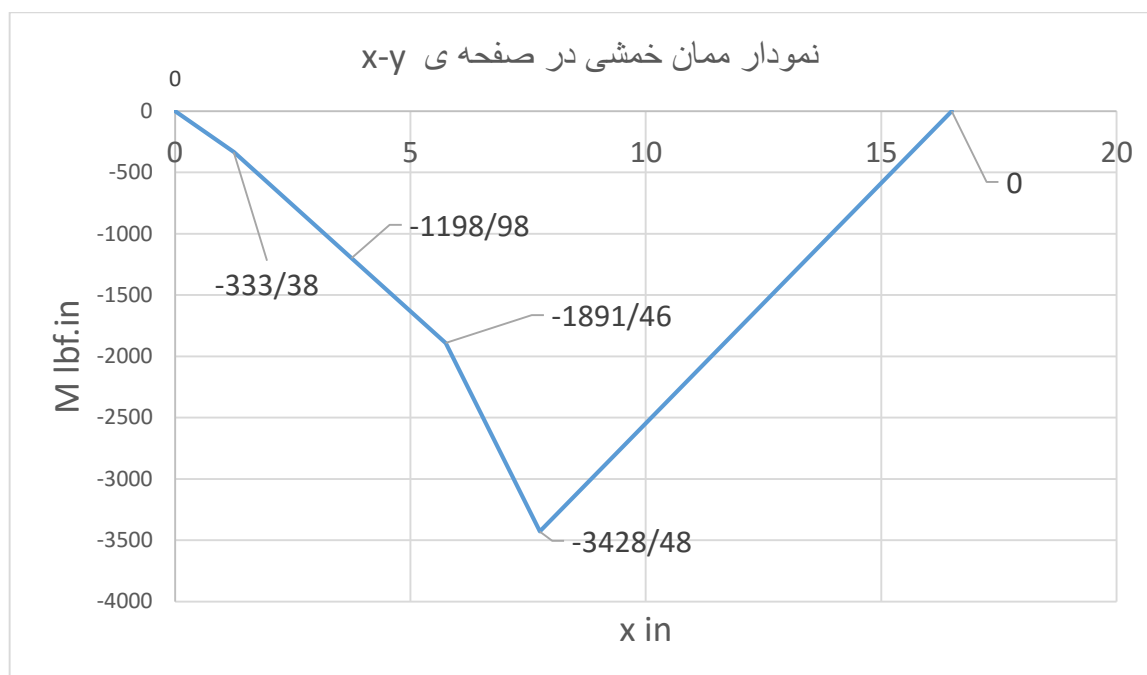
گشتاور پیچشی در طول شفت



در صفحه ی نمودار نیروی برشی x-z







از نقطه / آغاز می‌کنیم، که گشتاور خمشی زیاد است. برای محورهاى دوار با خمش و پیچش ثابت، تنش خمشی کاملاً معکوس شونده خواهد بود و داریم:

$$M_m = T_a = 0$$

$$T_m = W_{45}^t \left(\frac{d_5}{2} \right) = 1004.74 \times 2.33 = 2341.0442 \text{ lbf.in}$$

$$(M_a)_K = \sqrt{(7082.71)^2 + (3428.48)^2} = 3950.34 \text{ lbf.in}$$

از جدول (7-1)، مقادیر K_t و K_{ts} را بدست می‌آوریم:

$$\begin{cases} K_t = 1.5 \\ K_{ts} = 1.5 \end{cases}$$

که در اینجا برای احتیاط $K_t = K_f$ و $K_{ts} = K_{fs}$.

فولاد ارزان 1020 CD را بر می‌گزینیم برای صرفه جویی:

$$S_{ut} = 68 \text{ kpsi} \quad , \quad S_y = 57 \text{ kpsi}$$

از معادله (6-18) داریم:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_f k_e \hat{S}_e$$

از معادله (6-19) برای k_a داریم:

$$k_a = a S_{ut}^b = 2.7 (68)^{-0.265} = 0.883$$

چون برای بدست آوردن k_b نیاز به قطر داریم، ولی اکنون قطر در دسترس نیست، بنابراین k_b را برابر 0.9 تخمین می‌زنیم.

برای باقی ضرایب نیز داریم:

$$k_c k_d k_f k_e = 1$$

و همچنین برای $\hat{S}_e$ داریم:

$$\hat{S}_e = 0.5 S_{ut} = 0.5 \times 68 = 34 \text{ kpsi}$$

در نتیجه:

$$S_e = (0.883)(0.9)(1)(34) = 27.01 \cong 27 \text{ kpsi}$$

مماسه‌ی اولین قطر در شانه نقطه‌ی / را با استفاده از معیار گودمن انجام می‌دهیم:

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left(\frac{2(K_f M_a)}{S_e} + \frac{[3(K_{fs} T_m)^2]^{1/2}}{S_{ut}} \right) \right\}^{1/3}$$

$$= \left\{ \frac{16(1.5)}{\pi} \left(\frac{2(1.7)(3950.34)}{27 \times 10^3} + \frac{\{3[(1.5)(3240)]^2\}^{1/2}}{68 \times 10^3} \right) \right\}^{1/3}$$

$$d = 1.67 \text{ inch}$$

چون همه برآوردها محافظانه بوده است، در نتیجه قطر بدست آمده نزدیک و حتی کمتر از 1.67 بوده که آنرا 1.625 می‌گیریم.

$$D/d = 1.2 \rightarrow D = 1.2(1.625) = 1.95 \text{ in}$$

که در اینجا D را برابر 2 می‌گیریم. پس بنابراین قطر نامی شفت را 2 in می‌گیریم.

حال باید ببینیم محاسبات درست است یا خیر؟

$$D/d = 2/1.625 = 1.23$$

شعاع گوشه:

$$r = d/10 \cong 16 \text{ in} \quad , \quad r/d = 0.1$$

حال که قطر را بدست آوردیم دوباره و با دقت بیشتر محاسبه می‌کنیم:

از معادله (6-32) داریم:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad , \quad K_{fs} = 1 + q(K_{ts} - 1)$$

از شکل (الف-15-9) داریم $K_t = 1.6$ و همچنین از شکل (6-20) داریم $q=0.82$.

$$K_f = 1 + 0.82(1.6 - 1) = 1.49$$

و همچنین از شکل (الف-8-15) و شکل (6-21) داریم:

$$\begin{cases} K_{ts} = 1.35 \\ q = 0.85 \end{cases}$$

در نتیجه:

$$K_{fs} = 1 + 0.85(1.35 - 1)$$

$$k_a = 0.883$$

$$k_b = \left(\frac{1.625}{0.3}\right)^{-0.107} = 0.835$$

$$\rightarrow S_e = 25.06 \cong 25.1 \text{ kpsi}$$

$$\sigma_a = \frac{32K_f M_a}{\pi d^3} = \frac{32(1.49)(3950.34)}{\pi(1.625)^3} = 13972.07 \text{ psi}$$

$$\sigma_m = \left[3\left(\frac{16K_{fs} T_m}{\pi d^3}\right)^2\right]^{1/2} = \frac{\sqrt{3}(16)(1.3)(2341.04)}{\pi(1.625)^3} = 6256.38 \text{ psi}$$

معیار گودمن:

$$\frac{1}{n_f} = \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{13972.07}{25100} + \frac{6256.38}{68000} = 0.648$$

$$\rightarrow n_f = 1.54$$

بررسی تسلیم:

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma'_{max}} > \frac{S_y}{\sigma_a + \sigma'_m} = \frac{57000}{13972.07 + 6256.38} = 2.81$$

با فرض اینکه شعاع در کف شیار فار استاندارد باشد:

$$r/d = 0.02 \quad , \quad r = 0.02d = 0.02(1.625) = 0.0325$$

طبق راه مل بالا:

$$K_t = 2.14 \quad , \quad q = 0.65$$

$$\rightarrow K_f = 1 + 0.65(2.14 - 1) = 1.74$$

$$K_{ts} = 3.0 \quad , \quad q_s = 0.71$$

$$\rightarrow K_{fs} = 1 + 0.71(3 - 1) = 2.42$$

$$\sigma_a = \frac{32K_f M_a}{\pi d^3} = \frac{32(1.74)(4000)}{\pi(1.625)^3} = 16521.5 \text{ psi}$$

$$\sigma_m = \left[3 \left(\frac{16K_{fs} T_m}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2} = \frac{\sqrt{3}(16)(2.42)(2341.04)}{\pi(1.625)^3} = 11646.5 \text{ psi}$$

معیار گودمن:

$$\frac{1}{n_f} = \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{16521.5}{25100} + \frac{11646.5}{68000} = 0.829$$

$$\rightarrow n_f = 1.21$$

همانطور که دیدیم جای فار، بمرانی تر از شانه در امد. اکنون می توانیم یا قطر را بزرگتر کنیم و یا جنس را قوی تر انتخاب کنیم. چون در ابتدا جنس را ضعیف برگزیدیم، مال یک جنس قوی تر بکار می گیریم.

$$S_{ut} = 100 \text{ kpsi با } 1050 \text{ CD}$$

اکنون ضرابی که با عوض شدن S_{ut} تغییر می کند را دوباره مناسبه می کنیم. مثل k_a در q, S_e و K_f و همچنین σ_a

$$k_a = 2.7(100)^{-0.265} = 0.797$$

$$S_e = 0.797(0.835)(0.5)(100) = 33.3 \text{ kpsi}$$

$$q = 0.72 \rightarrow K_f = 1 + 0.72(2.14 - 1) = 1.82$$

$$\sigma_a = \frac{32K_f M_a}{\pi d^3} = \frac{32(1.82)(4000)}{\pi(1.625)^3} = 17281.1 \text{ psi}$$

$$\frac{1}{n_f} = \frac{17281.1}{25100} + \frac{11646.5}{68000} = 0.859$$

$$\rightarrow n_f = 1.16$$

چون معیار گودمن ممطاطانه است، همین را انتخاب می کنیم که کوچکتر است!

شیار در نقطه k را بررسی می کنیم که از نمودار گشتاور پیشی می بینیم، در این شیار گشتاور پیشی نداریم:

$$M_m = T_a = T_m = 0 \quad , \quad M_a = 7869 \text{ lbf.in}$$

از جدول (7-1):

$$K_f = K_t = 5.0$$

$$\sigma_a = \frac{32K_f M_a}{\pi d^3} = \frac{32(5)(7869)}{\pi(1.625)^3} = 93396.27 \text{ psi}$$

$$n_f = \frac{S_e}{\sigma_a} = \frac{33300}{93396.27} = 0.35$$

مقدار بدست آمده خیلی کم است. به سایت www.globalspec.com می‌رویم تا مشخصات مهم مربوط به خار ملقوی برای این میل‌مور به قطر 1.625 بدست آوریم:

$$a = 0.068 \text{ in} \quad , \quad t = 0.048 \text{ in} \quad , \quad r = 0.01 \text{ in}$$

$$r/t = 0.01/0.048 = 0.208 \quad , \quad a/t = 0.068/0.048 = 1.42$$

از شکل (الف-15-16):

$$K_t = 4.3$$

از شکل (6-20):

$$q = 0.65$$

$$K_f = 1 + 0.65(4.3 - 1) = 3.15$$

$$\sigma_a = \frac{32K_f M_a}{\pi d^3} = \frac{32(3.15)(3950.34)}{\pi(1.625)^3} = 29538.27 \text{ psi}$$

$$n_f = \frac{S_e}{\sigma_a} = \frac{33300}{29538.27} = 1.13$$

بررسی گوشه شفت، که فقط خمش دارد. ولی قطر کم بوده و تمرکز تنش گوشه تیز برای یاتاقان زیاد است:

$$M_m = T_a = T_m = 0 \quad , \quad M_a = 1000 \text{ lbf.in}$$

از جدول (7-1) داریم:

$$\begin{cases} K_t = 2.7 \\ d = 1.0 \text{ in} \end{cases}$$

$$\rightarrow r/d = 0.02 \rightarrow r = 0.02(1) = 0.02$$

از شکل (6-20) داریم:

$$q = 0.7$$

$$K_t = 1 + 0.7(2.7 - 1) = 2.19$$

$$\sigma_a = \frac{32K_f M_a}{\pi d^3} = \frac{32(2.19)(1000)}{\pi(1)^3} = 22307.16 \text{ psi}$$

$$n_f = \frac{S_e}{\sigma_a} = \frac{33300}{22307.16} = 1.49$$

با قطر هایی که برای مقطع های بمرانی مشخص کردیم، مقادیری را برای بقیه قطر ها می آوریم:

$$D_1 = D_7 = 1.0 \text{ in}$$

$$D_2 = D_6 = 1.4 \text{ in}$$

$$D_3 = D_5 = 1.625 \text{ in}$$

$$D_4 = 2.0 \text{ in}$$

طراحی یاتاقان:

از دیاگرام ازاد شفت داریم:

$$R_A x = -580.09 \quad , \quad R_A y = -266.71 \quad , \quad R_A z = -654.61$$

و همچنین برای B:

$$R_B x = 0 \quad , \quad R_B y = 235.09 \quad , \quad R_B z = 350.13$$

متناسب با عمر و کار طرح، عمر 1000 ساعت را با سرعت میل محور 2844.66 دور بر دقیقه در نظر می گیریم.

ابتدا یاتاقان B:

$$L_D = 1000(60)(2844.66) \cong 1.7 \times 10^8$$

$$x_0 = 0.02 \quad , \quad (\theta - x_0) = 4.439 \quad , \quad R_D = 0.99$$

$$\begin{cases} a = 3 \\ b = 1.483 \end{cases}$$

$$\sqrt{235.09^2 + 350.13^2} = 421.73 \text{ lbf}$$

$$F_{RB} = 421.73 \left[\frac{1.7(10^8/10^6)}{0.02 + 4.439(1 - 0.99)^{1/1.483}} \right]^{1/3} = 3881.62 \text{ lbf}$$

از صفحه ی 512 کتابچه skf یک یاتاقان با مشخصات زیر انتخاب می کنیم:

$$C = 5393.25 \text{ lbf} \quad , \quad ID = 1.18 \text{ in} \quad , \quad OD = 2.83 \text{ in} \quad , \quad w = 0.74 \text{ in}$$

یاتاقان A:

$$L_D = 150(60)(2844.66) \cong 2.5 \times 10^7$$

$$\sqrt{266.71^2 + 654.61^2} \cong 707 \text{ lbf}$$

از جدول (11-1) مقادیر X_2 و Y_2 را از میانه جدول انتخاب می کنیم داریم:

$$X_2 = 0.56 \quad , \quad Y_2 = 1.63$$

از معادله ی (11-9) داریم: (رابطه ی مناسبه ی بار معادل یاتاقان)

$$F_e = XVF_r + YF_a = 0.56 \times 1 \times 707 + 1.63 \times 580.09$$

$$\rightarrow F_e = 1342.787 \text{ lbf} = 5.97 \text{ kN}$$

از معادله ی (11-7) بار نامی معادل را مناسبه می کنیم:

$$C_{10} = a_f F_D \left[\frac{x_D}{x_0 + (\theta - x_0)(1 - R_D)^{\frac{1}{b}}} \right]^{\frac{1}{a}}$$

$$\rightarrow C_{10} = 5.97 \left[\frac{2.5(10^7/10^6)}{0.02 + 4.439(1 - 0.99)^{\frac{1}{1.483}}} \right]^{\frac{1}{3}} = 29.19 \text{ kN}$$

با انتخاب یک یاتاقان تماس مایل با بار نامی استاتیکی $C_0 = 21.2 \text{ kN}$ داریم:

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{580.09 \times 4.45 \times 10^{-3}}{21.2} = 0.121$$

حال داریم:

با میانمایی در جدول (11-1) مقدار e را بدست می آوریم:

$$\frac{0.121 - 0.11}{0.17 - 0.11} = \frac{e - 0.3}{0.34 - 0.3} \rightarrow e \cong 0.30$$

با توجه به این که مقدار $\frac{F_a}{C_0} = 0.045$ بدست آمده از جدول (11-1) داریم:

$$\frac{F_a}{VF_r} = \frac{580.099}{707} = 0.82 > 0.3$$

تصمیم بار معادل یا تاقان از معادله ی (11-9) :

$$F_e = XVF_r + YF_a = 0.56 \times 1 \times 707 + 1.45 \times 580.09$$

$$\rightarrow F_e = 1237.05 \text{ lbf} = 5.5 \text{ kN}$$

از معادله ی (7-11) بار نامی را تصمیع می کنیم:

$$C_{10} = 29.19 \times \frac{5.5}{5.97} = 27 \text{ kN}$$

با مراجعه به جدول SKF به مشخصات انتخابی یاتاقان قبلی بر میخوریم و در اینجا محاسبات پایان می یابد.
مشخصات یاتاقان انتخابی A از صفحه ی 512 کتابچه:

$$C = 7977.52 \text{ lbf} , \quad ID = 1.18 \text{ in} , \quad OD = 2.83 \text{ in} , \quad w = 0.74 \text{ in}$$

طراحی فار:

$$T = 2341.0442 \text{ lbf.in: گشتاور انتقالی}$$

$$d = 1.625 \text{ in: قطر سوراخ ها}$$

برای قطر میل محور 1.625 in از جدول (6-7) فار با پهنای $3/8 \text{ in}$ انتخاب می کنیم. که جنس آن 1020 CD با $S_y = 57 \text{ kpsi}$ می باشد.

$$F = \frac{T}{r} = \frac{2341.04}{1.625/2} = 2881.28 \text{ lbf}$$

براشکست لهدگی، نیمی از سطح فار را بکار می بریم:

$$n = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{S_y}{F/(tl/2)}$$

$$\rightarrow l = \frac{2Fn}{tS_y} = \frac{2(2881.28)(2)}{0.375(57000)} = 0.539 \cong 0.54 \text{ in}$$