فهرست مطالب

۱- مقدمه ۳
۲- تئوری پروژه ۴
۳- طراحی اجزای بالابر ۵
۳-۱-بازوهای کشویی ۶
۳-۱-۱- چگونگی توزیع نیروی وزن اتومبیل بر روی بازوها و تعین طول آنها ۶
۳-۱-۲- طراحی بازوی بزرگتر ۸
تحلیل ۸
محاسبات ۹
۳-۱-۳- طراحی کشوئی بازوی بزرگتر ۱۰
۳-۱-۴- طراحی بازوی کوچکتر ۱۱
تحلیل ۱۱
محاسبات ۱۱
۳-۱-۵- طراحی کشوئی بازوی کوچکتر ۱۱
۳-۲-پین متصل کننده بازو به ناودانی ۱۲
تحلیل ۱۲
محاسبات ۱۳
۳-۳-ناودانی ته بازوها ۱۴
تحلیل ۱۴
محاسبات ۱۵
۳-۴-طراحی پیچ انتقال قدرت ۱۵

تحلیل ۱۵
محاسبات ۱۶
۳-۵-طراحی مهره ۱۷
۳-۵-۱- طراحی ناورانی قائم ۱۷
تحلیل ۱۷
محاسبات ۱۹
۳-۵-۲- طراحی پلاستیکهای متصل به ناودانی قائم ۲۱
تحلیل ۲۱
محاسبات ۲۲
۳-۵-۳- تحلیل مهره ۲۳
تحلیل ۲۳
محاسبات ۲۴
۳-۵-۴- تحلیل تنش ها وتغییر مکان های ایجاد شده بر روی ناودانی به کمک نرم افزار CATIA... ۲٤
۳-۶-طراحی تسمه ۲۵
تحلیل ۲۵
محاسبات ۲۵
۳-۷-طراحی ستون ۲۷
تحلیل ۲۷
محاسبات ۲۹
۳-۸-یاتاقانهای دو سر پیچ قدرت ۳۱
تحلیل ۳۱
محاسبات ۳۱
۳-۹-طراحی زنجیر ۳۳
تحلیل ۳۳
محاسبات ۳۳
۳-۱۰-طراحی صفحه ستونها ۳۴
تحلیل ۳۴
محاسبات ۳۵
۳-۱۱-طراحی پیچهای پای ستونها ۳۷
تحلیل ۳۷
محاسبات ۳۸
۴- نقشه‌های مهندسی قطعات بکار برده شده در بالابر ۴۰
۵- مراجع ۴۴
۵-۱-مراجع فارسی ۴۴
۵-۲-مراجع لاتین ۴۴

۱- مقدمه

امروزه بالابرها تحول بزرگی در صنایع حتی امور مختلف روزمره ایجاد کرده اند که آسانسورها پرکاربردترین بالابرهایی است که با آنها سروکار داریم. البته بالابرهای صنعتی که امروزه به طور مشخص در کارگاههای تعمیر خودرو و در پارکینگها و در کنار خیابانها برای پارک خودرو و دیگر وسایل نقلیه بکار می‌روند، هر کدام بنا بر استفاده مورد نیاز از آنها طراحی خاصی دارند.

مبحثی که در این مجال به آن معطوف شده ایم طراحی بالابرهایی است که در تعمیرگاههای وسایل نقلیه موتوری از آن استفاده می‌شود. این نوع بالابرها(و همه بالابرها) بر اساس وزنهای مختلف طراحی می‌شوند. همچنین برای موارد استفاده و جبران بعضی محدودیتها به صورت تک ستونه، دو ستونه و چهار ستونه نیز طراحی می‌گردند. البته لزوم استفاده از این نوع بالابرها در داخل تعمیرگاهها نیز متفاوت است. برخی برای تعمیرات لازم در زیر اتومبیل استفاده می‌شوند که ارتفاع بالابری زیادی دارند و برخی دیگر فقط برای تعویض چرخها طراحی می‌گردند و ارتفاع بالابری کمتری نسبت به نوع قبلی دارند. لازم به ذکر است که در گذشته از چال در کارگاهها برای تعمیرات قسمت زیرین اتومبیل استفاده می‌شد(البته در تعمیرگاههای قدیمی‌هنوز از این شیوه برای تعمیر اتومبیل ها استفاده می‌شود).

۲- تئوری پروژه

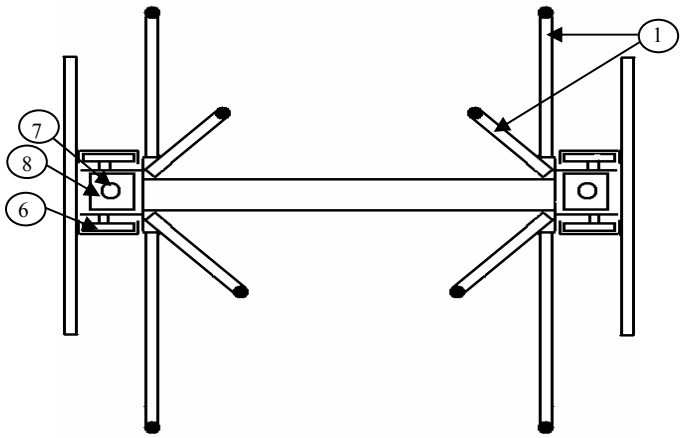
این پروژه که تقریباً با صرف ۹۰۰ نفر ساعت سعی کرده است تا به تمامی‌جوانب یک طراحی اصولی و منطقی با تمام فرضیات مستدل و معقول در اجزای مختلف یک بالابر توجه شود.

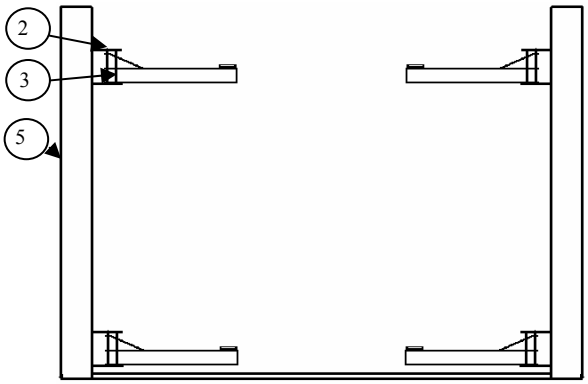
در این به طراحی کامل یک بالابر دو ستونه پرداخته شده است. مولفه مهم قابل ذکر در این بالابر استفاده از پیچ انتقال قدرت برای بالابردن اتومبیل است. مکانیزم آن به این صورت است که پیچ در جای خود می‌چرخد و مهره ای را که بوسیله مکانیزمی‌مرتبط به بازوهاست، بالا یا پائین می‌برد. البته روش دیگری که می‌تواند این وظیفه را با چنین مکانیزمی‌انجام دهد، این است که پیچ بطرف بالا یا پائین حرکت کند. این روش در جکهای پیچ وچرخدنده حلزونی Joyce یافت می‌شود. در این مجال، به مکانیزمی‌با روش اول پرداخته شده است.

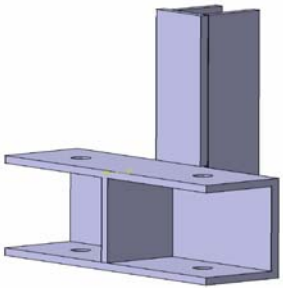
مشخصات بالابر مورد نظر در شکل زیر ذکر شده است.

شکل ۱

شکل شماتیک این بالابر در زیر نمایش داده شده است.







عضو شماره۴

شکل ۲

قسمتهای مختلف قابل مشاهده در بالابر به شرح زیر می‌باشد:

۱. بازوهای کشویی
۲. پین متصل کننده بازو به ناودانی
۳. ناودانی ته بازوها
۴. رابط بازوها به پیچ انتقال قدرت(مهره)
۵. پیچ انتقال قدرت
۶. یاتاقانهای لغزشی داخل ستون
۷. ستون بالابر
۸. عضو رزوه شدهٔ متصل به پیچ قدرت(مهرهٔ اصلی)

اجزای قابل طراحی دیگری که در این پروژه به آنها توجه شده است، به قرار زیر است:

- یاتاقانهای غلتشی دو سر پیچ قدرت
- پولیها و تسمه های انتقال توان از موتور به پیچ قدرت
- چرخ زنجیر و زنجیر انتقال دهنده توان از یک پیچ به پیچ قدرت دیگر
- صفحه ستونها
- پیچهای متصل کننده صفحه ستونها به زمین

۳-طراحی اجزای بالابر

حال به بحث و طراحی اعضای مختلف بالابر که در بالا بدان اشاره شد، می‌پردازیم.

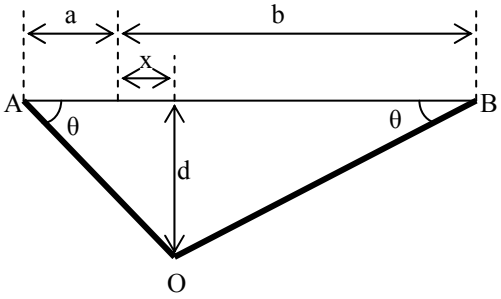
۳-۱- بازوهای کشویی

۳-۱-۱-چگونگی توزیع نیروی وزن اتومبیل بر روی بازوها و تعین طول آنها

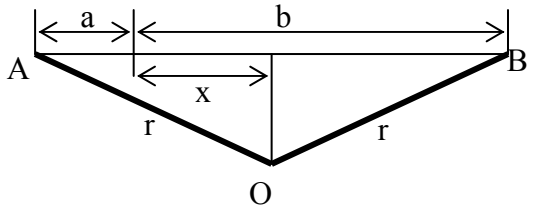
در این پروژه، بازوها بر اساس موقعیت مرکز جرم وسیله نقلیه طراحی می‌شوند. با توجه به اینکه در اتومبیل ها مرکز جرم به اکسل جلو نزدیکتر است، پس برای آنکه گشتاور کمتری روی بازوها و در نتیجه ستون قرار بگیرد، لذا طراحی بازوها به گونه ای انجام می گیرد که آنها در حداقل و حداکثر مقدار خودشان با هم تفاوت داشته باشند. بر این اساس بازویی که قرار است در نزدیکی اکسل عقب اتومبیل قرار بگیرد باید طول بیشتری را نسبت به بازوی مجاور خود داشته باشد.

اتومبیل در هر وضعیتی قرار بگیرد و بازوها به هر اندازه دلخواهی که باز شوند، همواره دو گشتاور خمشی بر ستون وارد می کنند. تنها یک حالت بهینه وجود دارد که یکی از این گشتاورها برابر صفر می شود. در این پروژه طول بازوها بر اساس این حالت بهینه طراحی شده‌اند.

مطابق شکل ۴ خطهای OA وOB نشان دهنده بازوهای بالابر هستند. فرض کنید فاصله مرکز جرم اتومبیل تا وسط ستون(نقطه O) برابر x باشد. M_1 و M_2 گشتاورهای ناشی از وزن اتومبیل بر روی بازوهاست که بر ستون اعمال می شود.



شکل ۳



شکل ۴

حال برای اینکه گشتاور برآیند در راستای محور y برابر صفر شود باید:

$$\sin\theta_1 = \frac{d}{\sqrt{d^2+(b-x)^2}}$$

$$\sin\theta_2 = \frac{d}{\sqrt{d^2+(a+x)^2}}$$

$$M_2\times\cos\theta_2 = M_1\times\cos\theta_1 \Rightarrow \frac{W\times b}{2(a+b)}\times r_2\times\frac{(a+x)}{r_2} = \frac{W\times a}{2(a+b)}\times r_1\times\frac{(b-x)}{r_1}$$

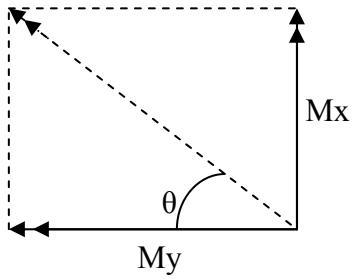
$$\Rightarrow x = 0$$

(d فاصله بین ستون تا بدنه اتومبیل است)

لذا بهترین حالت قرار گرفتن اتومبیل آن است که مرکز جرم آن دقیقاً روبروی وسط ستون قرار بگیرد. حال با علم به این نکته، ابعاد و بازوها به روش زیر طراحی شده اند:

اگر a وb بیشترین مقدار خود را اتخاذ کنند (تقریباً مجموعشان دو متر شود) با در نظر گرفتن بزرگترین پارامترهای موجود در شکل بیشترین طول بازوی OB را برابر $\sqrt{d^2+b^2}$ و حداقل مقدار طول بازوی r_2 را برابر $\sqrt{d^2+a^2}$ در نظر می گیریم. بدین منظور که اگر بازوی سمت راست و سمت چپ به مقدار اندازه‌های فوق باز شوند، اتومبیل خود بخود طوری قرار می‌گیرد که مرکز جرم آن روبروی ستون قرار گیرد (توجه شود که انتخاب این مقادیر، برای رسیدن به حالت بهینه‌ای است که برای سنگین ترین وسیله نقلیه در نظر گرفته شده است).

حال همان وضعیت شکل ۴ را در نظر بگیرید بگونه ای که مرکز جرم در نزدیکی بازوی کوچک قرار دارد. ولی اینبار بازوی کوچک در حال بزرگتر شدن و به موازات آن بازوی بزرگ در حال کوچک شدن خواهد بود. با ادامه این روند می توان به بدترین حالت ممکن رسید یعنی حالتی که بازوی کوچک به اندازهٔ حداکثر مقدار بازوی بزرگ افزایش یابد. بنابراین لازم است برای جلوگیری از این حالت برای حداکثر مقدار بازوی کوچک محدودیت قائل شد. این محدودیت را حالتی قرار می دهیم که طول دو بازو با هم برابر شوند (مطابق شکل۳).



شکل ۵

بر این اساس طول دو بازو و زاویهٔ بین آنها برابر مقادیر ذیل خواهند بود.

$$x=\frac{b-a}{2}\Rightarrow r=\sqrt{d^2+\left(\frac{b+a}{2}\right)^2}$$

$$\theta=\tan^{-1}\left(\frac{b-a}{2d}\right)$$

از دیگر مزیت های این حالت این است که اگر اتومبیل بر عکس حالت فوق قرار بگیرد مقدار گشتاور برایند حاصله روی ستون هیچ تغییری نخواهد کرد بنابراین زمانی که طول دو بازو با هم برابر باشند هیچ محدودیتی در قرار گرفتن اتومبیل روی بالابر وجود نخواهد داشت. توجه شود که برای رسیدن به حالت بهینه با یک محدودیت روبرو هستیم و آن این است که همواره باید چرخهای جلوی اتومبیل در نزدیکی بازوی کوچک قرار بگیرد. ولی ممکن است بر اساس بی توجهی که توسط تعمیرکاران صورت می گیرد، عکس این حالت رخ بدهد که در این حالت اگر بازوها در حالت بهینه قبلی قرار گرفته باشند با بدترین حالت ممکن روبرو خواهیم شد:

$$M_y = M_1 \times \cos\theta_1 - M_2 \times \cos\theta_2 = \frac{W \times b \times r_1}{2(a+b)} \times \frac{b}{r_1} - \frac{W \times a \times r_2}{2(a+b)} \times \frac{a}{r_2} = \frac{W}{2}(b-a)$$

$$M_x = M_1 \times \sin\theta_1 + M_2 \times \sin\theta_2 = \frac{W \times b \times r_1}{2(a+b)} \times \frac{d}{r_1} + \frac{W \times a \times r_2}{2(a+b)} \times \frac{d}{r_2} = \frac{W \times d}{2}$$

بنابراین حالت اخیر که بیشترین مقدار گشتاور را روی ستون و بازوها ایجاد می کند مبنای طراحی بالابر خواهد بود (با این وجود باید متذکر شوند که اکسل جلوی وسیله نقلیه بطرف بازوی کوچک قرار گیرد).

بنابراین طبق این طراحی مقدار حداقل وحداکثر بازوها به قرار زیر خواهد بود:

$$d < r_1 \le \sqrt{d^2 + \left(\frac{a+b}{2}\right)^2}$$

$$\sqrt{d^2 + \left(\frac{a+b}{2}\right)^2} \le r_2 \le \sqrt{d^2 + b^2}$$

البته لازم به ذکر است که انتخاب یک کمینه برای دو بازو به سلیقهٔ طراح بستگی دارد. اما مقادیر بیشینه نباید از عبارات داده شده برای طول بیشینه برای هر بازو تجاوز کند.

۳-۱-۲- طراحی بازوی بزرگتر

تحلیل

چون مبنای محاسبات طراحی بر ماکزیمم طول بازوی بزرگتر قرار دارد، پس ابتدا گشتاور اعمالی به این بازو را محاسبه کرده سپس پروفیلی حدس زده و در آن تسلیم را بررسی می‌کنیم. قبل از هر چیز چند نکته قابل ذکر است. اول اینکه مقدار خمش باید در نقطه خطرناک بازو محاسبه گردد. دوم اینکه برای استحکام بیشتر از دو قوطی مشابه بر روی هم در انتهای بازو بعنوان لچکی استفاده شده است. که با کم شدن طول بازو مقطع به یک قوطی می‌رسد. ضمناً بازوها از فولاد St 52-3(طبق استاندارد DIN شمارهٔ ماده 1.0570 می‌باشد) با استحکام تسلیم 355MPa [2]، انتخاب شده‌اند. شمارهٔ پروفیلها نیز از استاندارد DIN 59411 [2] انتخاب شده اند. مهمترین نقش در انتخاب قوطی ضریب طراحی است. چون در این دستگاه سعی بر طراحی دقیق بوده و مواد از جنس نرم(Ductile) هستند و ضمناً مواد ریخته گری شده و جان پرسنل در خطر است، ضریب طراحی بقرار زیر است:

$$\text{ضریب طراحی} = \underbrace{1.05 \times 1.1 \times 1.05 \times 3}_{DesignFactor} \times \underbrace{1.1}_{ShockFactor} = 4.00$$

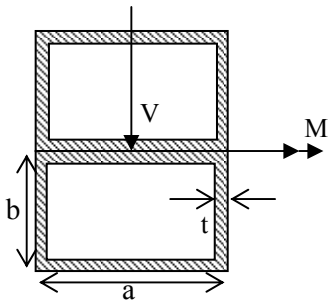
همانطور که در فرمول نیز مشخص شده ضریب نهایی مربوط به شوک در حین راه اندازی دستگاه می‌باشد. دلیل انتخاب این عدد، شوک آرام بدلیل وجود تسمه و موتور الکتریکی در دستگاه بالابر می‌باشد.

محاسبات

مقدار M اعمال شده بر بازو عبارتست از

$$M = \frac{Wb}{2(a+b)} = \frac{2500 \times 9.81 \times 1.4}{4} = 12.876 kN.m$$

مقطع خمش خطرناک در شکل۶ مشخص است.



شکل 6

حال سعی و خطا را آغاز می‌کنیم.

ابتدا پروفیل 4×60×120 را در نظر بگیرید. که مقدار a×b×t را نشان می‌دهد. ممان اینرسی مجموعه حول تار خنثی برابر

$$I = 2(82.7 + 13.5 \times 3^2) = 408.4\ cm^4$$

است. با جایگذاری این مقدار در رابطه تنش خمشی، مقدار تنش محاسبه می‌شود.

$$\sigma = \frac{Mc}{I} = \frac{12876000 \times 60}{408.4 \times 10^4} = 189 MPa$$

با توجه به ضریب طراحی و مقدار تنش تسلیم این پروفیل قابل قبول نیست. در اینصورت پروفیل دیگری باید حدس زد. اینبار پروفیل 4×80×140 را در نظر بگیرید. بر این اساس داریم:

$$I = 2(183 + 16.7 \times 4^2) = 900.4\ cm^4$$

$$\sigma = \frac{Mc}{I} = \frac{12876000 \times 80}{900.4 \times 10^4} = 114.4 MPa$$

این پروفیل نیز قابل قبول نیست. زیرا:

$$114.4 \times 4 = 457.6 > S_y = 355 MPa$$

حال پروفیل 6.3×80×140 را در نظر بگیرید. بنابراین

$$I = 2(263 + 25.5 \times 4^2) = 1342\ cm^4$$

$$\sigma = \frac{Mc}{I} = \frac{12876000 \times 80}{1342 \times 10^4} = 76.8 < \frac{355}{4} = 88.8 MPa$$

بعد از مطمئن شدن از تنش قائم با تنش برشی ناشی از نیروی عرضی که در سرتاسر بازو قرار دارد نیز چک شود. لازم به ذکر است که مقدار تنش برشی بر روی تار خنثی بیشینه است. بنابراین محاسبات را پی می‌گیریم.

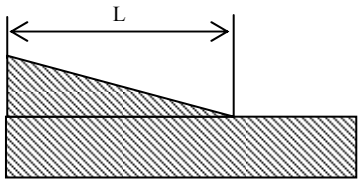
$$V = \frac{2500 \times 9.81 \times 1.4}{2 \times 2} = 8584 N$$

$$Q = 140 \times 80 \times 40 - (140 - 12.6) \times (80 - 12.6) \times 40 = 104.5 \times 10^3\ mm^3$$

$$\tau = \frac{VQ}{It} = \frac{8584 \times 104.5 \times 10^3}{1342 \times 10^4 \times 12.6} = 5.3 < \frac{0.5 \times 355}{4} = 44.4MPa$$

با این حساب این قوطی را می‌پذیریم.

بعد از یافتن شماره قوطی می‌بایست طول لچکی محاسبه گردد(شکل۷ را ببینید).



نمای جانبی بازو

شکل ۷

مقدار گشتاور در ابتدای لچگی برابر است با:

$$M = \frac{2500 \times 9.81 \times 1.4}{4} \times (1.5 - L) \Rightarrow \frac{355}{4} = \frac{8584(1.5 - L) \times 1000}{65800} \Rightarrow L = 82\,cm$$

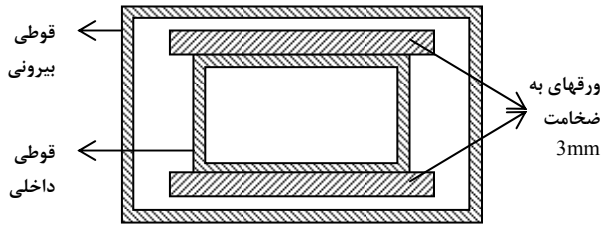
۳-۱-۳- طراحی کشوئی بازوی بزرگتر

همانطور که در بخش قبل گفته شد، طول اولیه بازوی بزرگتر 0.9m است و بقیه یعنی 0.6m طول کشوئی بازو می‌باشد. این کشوئی باید پروفیل کوچکتری داشته باشد تا به راحتی در کشوئی بزرگتر رفت و آمد کند. از طرف دیگر باید در برابر گشتاور اعمال شده به آن تسلیم نشود. پس حداقل مقدار S (I/c) را برای اینکه قوطی به تسلیم برسد را می‌یابیم(توجه شود که ماکزیمم شماره ای که می‌توان انتخاب کرد 120×60×6.3 است زیرا شمارهٔ بزرگتر در داخل قوطی دیگر قرار نمی‌گیرد).

$$M = 8584 \times 0.6 = 5150\,N.m$$

$$S = \frac{M}{\sigma_{all}} = \frac{5150000}{88.8} = 58 \times 10^3\,mm^3$$

با عنایت به اینکه بالاترین شماره پروفیلی که می‌توان حدس زد، دارای S=38600 می‌باشد، برای تقویت این قوطی از دو ورق با ابعاد مقطع 126×3mm که در بالا و پائین آن قرار می‌گیرند، استفاده می‌کنیم. در اینصورت باتوجه به شکل۸ ممان اینرسی و در نتیجه S مقادیر ذیل را اتخاذ می‌کنند.



نمای روبروی بازو

شکل 8

$$I = I_{120\times60\times6.3} + 2 \times (1/12 \times 126 \times 3^3 + 126 \times 3 \times 31.5^2) = 116 + 750708 = 1910708\,mm^4$$

$$S = \frac{I}{c} = \frac{1910708}{33} = 58.0\,cm^3$$

بنابراین پروفیل داخلی نیز طراحی شد.

۳-۱-۴- طراحی بازوی کوچکتر

تحلیل

همانطور که در بخش قبل گفته شد حداقل و حداکثر طول بازوی کوچک بترتیب برابر 0.7 و 1.1m می‌باشد.البته در اینجا برای کشوئی بزرگتر همان قوطی 80×140 انتخاب شده است. زیرا هم تقارن در سیستم رعایت شده و هم طول ناودانی که در بخشهای بعد بدان اشاره خواهد شد، براساس بازوی بزرگتر که خطرناکتر نیز هست، طراحی شده است. فقط حداقل ضخامت پروفیل با این ابعاد داده شده باید محاسبه گردد.

بعد از یافتن ضخامت حداقل طول لچکی بدست می‌آید. در نهایت نیز ابعاد قوطی کشوئی کوچکتر محاسبه خواهد شد.

کلاً تحلیل و محاسبات برای بازوی کوچک دقیقاً مانند بازوی بزرگ است. تنها تفاوت در مقدار گشتاورها و نیروهاست.

محاسبات

ابتدا گشتاور اعمالی به این بازو برابر مقدار زیر است.

$$M = 8584 \times 1.1 = 9442.4\, N.m$$

مقدار ممان اینرسی برای پروفیل با حداقل ضخامت(4×80×140) برابر:

$$I = 2(183 + 16.7 \times 4^2) = 900.4\ cm^4$$

است. مقدار تنش نیز برابر است با

$$\sigma = \frac{Mc}{I} = \frac{9442400 \times 80}{900.4 \times 10^4} = 84 < \frac{355}{4} = 88.8MPa$$

پس پروفیل فوق را برای کشوئی بزرگتر قابل قبول است. حال باید مقدار طول لچکی تعیین شود. محاسبات دقیقاً مشابه بازوی بزرگتر است. اگر طول این لچکی را برابر l فرض کنیم مقدار آن اینگونه محاسبه می‌گردد.

$$M = \frac{2500 \times 9.81 \times 1.4}{4} \times (1.1 - l) \Rightarrow \frac{355}{4} = \frac{8584(1.1 - l) \times 1000}{45700} \Rightarrow l = 63\, cm$$

۳-۱-۵- طراحی کشوئی بازوی کوچکتر

در اینجا نیز شبیه بازوی بزرگ بعد از محاسبه گشتاور باید حداقل S برای جلوگیری از تسلیم تعیین شود. توجه کنید که کشوئی دارای طول 0.4m است.

$$M = 8584 \times 0.4 = 3434\, N.m$$

$$S = \frac{M}{\sigma_{all}} = \frac{3434000}{88.8} = 38.7 \times 10^3\, mm^3$$

در این حالت پروفیل 6.3×60×120 با $S=38.6cm^3$ جوابگو خواهد بود.

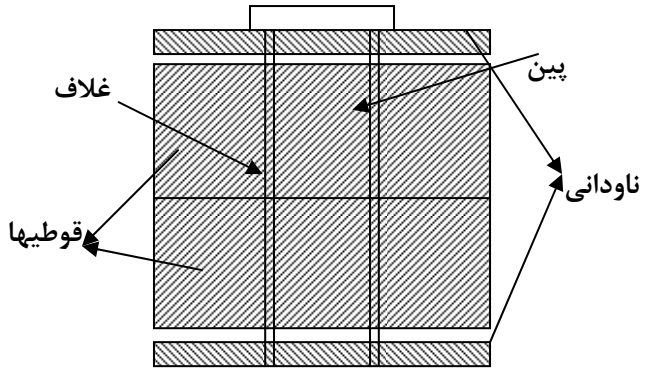
۳-۲-پین متصل کننده بازو به ناودانی

تحلیل

این پین دقیقاً در انتهای بازوها قرار دارد وظیفه اش نگهداشتن بازو، ایجاد حرکت چرخشی در بازوها و انتقال نیرو و گشتاور از بازوها به ناودانی نگه دارندهٔ، می‌باشد. این پینها بوسیلهٔ غلافی که در اطرافشان قرار دارد و به قوطیها متصلند، محافظت می‌شوند. وظیفهٔ این غلاف پخش نیرو در امتداد طولی و شعاعی پین است. مزیت این امر جلوگیری از ایجاد نیروهای متمرکز در راستای طولی پین است. نمونه ای از این غلاف را در شکل۹[4] مشاهده می‌کنید.

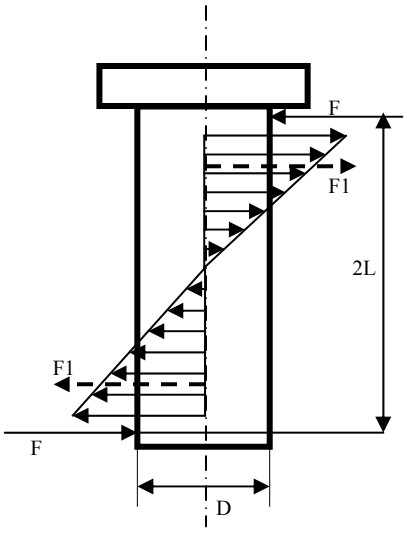
شکل ۹

در این پروژه نیز مبنای تحلیلها بر الهام از این موضوع قرار گرفته است. منظور از تحلیل در پین بدست آوردن حداقل قطر است. با استفاده از تحلیلهای برش، لهیدگی و کندگی روابطی بر حسب D استخراج می‌شود که بیشترین قطر جواب مورد نظر خواهد بود. ترکیب بندی قوطیها و غلاف وپین در شکل۱۰ نشان داده شده است.



شکل 10

شکل شماتیکی از دیاگرام نیروهای وارد بر پین در شکل۱۱ زیر نشان داده شده است.



شکل 11

در این شکل F نیروی وارده از طرف ناودانی، F1 برآیند نیروهای گستردهٔ وارده از طرف غلاف و2L ارتفاع دو قوطی یا ارتفاع ناودانی می‌باشد.

محاسبات

گشتاور ایجاد شده در انتهای بازوی بزرگ برابر است با:

$$M = \frac{Wb}{2(b-a)}.r = \frac{2500\times 9.81\times 1.4}{2\times 2}\times 1.5 = 12876N.m$$

با توجه به شکل۱۱ نیروهایF1 وF از روابط ذیل بدست می‌آیند(در اینجا فاصله بین قوطی و ناودانی ناچیز فرض شده است).

$$F1 = \frac{M}{4L/3} = \frac{3M}{4L} \Rightarrow F = \frac{2F1}{3}$$

برش پین

با توجه به شکل مقطع برش بین نیروهای F1 و F قرار دارد. بنابراین مقدار تنش برشی برابر است با:

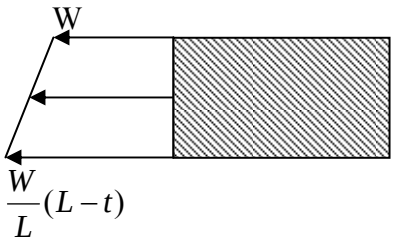
$$\begin{cases} \tau = \dfrac{F}{A} = \dfrac{\frac{2}{3}.\frac{3M}{4L}}{A} = \dfrac{2M}{\pi LD^2} & \Rightarrow LD^2 \geq \dfrac{65577}{S_y)p} \\ \tau \leq \dfrac{S_y)p}{2.F.S.} \end{cases}$$

که در این رابطه $S_y)p$ تنش تسلیم پین می‌باشد. نوع فولادی که برای پین در نظر گرفته شده فولاد 1.0401 یا C15 با استحکام تسلیم 355MPa [2] می‌باشد.

(توجه کنید که ضریب طراحی همان مقداری است که در قسمت طراحی بازوها محاسبه شد. زیرا همهٔ آن موارد در اینجا نیز صادق است).

لهیدگی بازو

توزیع نیرو در مقطع لهیدگی بازو در شکل۱۲ نشان داده شده است.



شکل ۱۲

با توجه به شکل تنش اعمالی به مقطع برابر

$$\begin{cases} \sigma = \dfrac{(W+W-Wt/L).t/2}{t.D} = \dfrac{W(2-t/L)}{2D} \le \dfrac{S_y)b}{4} \\ F1 = \dfrac{WL}{2} \Rightarrow W = \dfrac{2.\frac{3M}{4L}}{L} = \dfrac{3M}{2L^2} = \dfrac{19314}{L^2} \end{cases} \Rightarrow \frac{38628}{S_y)b} \le \frac{L^2.D}{2-t/L}$$

است. در این رابطه $S_y)b$ تنش تسلیم قوطی است که در قسمت قبل بیان شد.

کندگی بازو

چون کندگی در بازو تنش زیادی را می‌طلبد، از بحث در مورد آن اجتناب می‌کنیم. فقط لازم بذکر است که تنش اعمالی بیک قوطی بصورت خطی از یک مقدار بیشینه تا صفر تغییر میکند.

نتیجه

چون پروفیل انتخابی 140×80×6.3 می‌باشد، از تحلیل برش و لهیدگی محدودهٔ D با جایگذاری در روابط فوق بدست می‌آید.

تحلیل برش: $D \ge 48mm$

تحلیل لهیدگی: $D \ge 15mm$

پس مقدار قابل قبول D = 48 mm می‌باشد. با توجه به موارد گفته شده برای تلرانسها در [2] ، H7/n6 را برای پین و غلاف آن در نظر می‌گیریم.

۳-۳-ناودانی ته بازوها

تحلیل

برای ناودانی ته بازوها فقط لهیدگی مقطعی که پین قرار دارد مد نظر است زیرا همانطور که در تحلیل پین نیز گفته شد، برای کندگی در مقطع سوراخ نیروی زیادی لازم است که از تحلیل آن صرفنظر می‌کنیم. منظور از تحلیل برای این قسمت بدست آوردن کمترین ضخامت در ناودانی است. ابعاد دیگر ناودانی نکتهٔ طراحی خاصی ندارد. چون بوسیلهٔ شکل دهی ورقی که ضخامت آنرا بدست آورده ایم، ابعاد مورد نظر را ایجاد می‌کنیم.

محاسبات

تنش لهیدگی در سوراخ برابر است با:

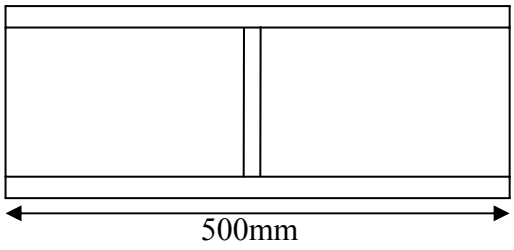
$$\sigma_{all} = \frac{F}{Dt} \Rightarrow \sigma_{all} = \frac{M}{2LDt} \Rightarrow t \geq \frac{4M}{2DLS_y} = \frac{2M}{DLS_y}$$

توجه کنید که F همان نیروی محاسبه شده در قسمت طراحی پین است. ضمناً مقدار تنش تسلیم(S_y) همان 800MPa [6] در نظر گرفته شده است. ضریب طراحی نیز همان مقدار ۴ اختیار شده است. دلیل این امر نیز در قسمت طراحی بازوها بیان شده است.

پس مقدار t اینگونه بدست می‌آید.

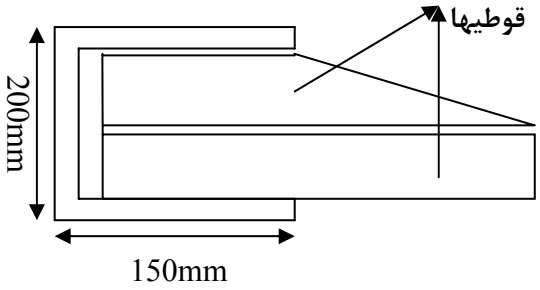
$$t \geq \frac{2\times 12876000}{48\times 80\times 800} = 8.4\ mm$$

طبق استاندارد DIN 1545 [2] ضخامت استاندارد برابر 10mm خواهد بود. ابعاد دیگر ناودانی در شکلهای۱۳و۱۴ نشان داده شده اند.



نمای روبرو

شکل 13



نمای جانبی

شکل 14

۳-۴- طراحی پیچ انتقال قدرت

تحلیل

پیچ انتقال قدرت، وسیله ای است که در ماشین ها برای تغییر حرکت زاویه ای به حرکت خطی بکار می‌رود ومعمولاً برای تسهیل در انتقال توان استفاده می شود.

نوع پیچ انتقال قدرتی که برای طراحی بالابر استفاده می شود پیچ دندانه ذوزنقه‌ای با زاویه 29^o(Acme) [5] می‌باشد و چون تمامی وزن اتومبیل توسط هر دو پیچ انتقال قدرت که در ستونها قرار دارند، تحمل می شود لذا باید وزن اتومبیل را بین دو پیچ تقسیم کرد. این پیچ ها تحت بار مرکزی قرار دارند. لذا احتمال کمانش در آنها وجود دارد. بنابراین قبل از تحلیل تنش های موجود روی بدنه پیچ و دندانه های آن لازم است که ابتدا کمانش آن بررسی شود.

از آنجایی که ابتدا و انتهای پیچ در درون یاتاقان قرار می گیرد، آنرا بصورت دو سر در گیر در نظر می‌گیریم. حال محاسبات را پی می‌گیریم:

محاسبات

ابتدا با استفاده از فرمول داده شده در [3] حداقل قطر را برای جلوگیری از کمانش را استخراج می‌کنیم. مقدار C، ۱,۲ اتخاذ شده است(پیچ مانند ستون بلند فرض شده است)[3].

$$\frac{p_{cr}}{A}=\frac{\pi^2\times C\times E}{\left(\frac{L}{r}\right)^2}\Rightarrow d=\left(\frac{1.92\times p_{cr}\times 64\times L^2}{C\times\pi^3\times E}\right)^{\frac{1}{4}}$$

$$\left(\frac{L}{r}\right)_1=\left(\frac{2\pi^2E\times C}{S_y}\right)$$

$$C=1.2, E=200GPa, L=2.5m, S_y=345MPa\Rightarrow d=34, r=\frac{d}{4}\Rightarrow C_C=\left(\frac{L}{r}\right)_1=117.8$$

لازم به ذکر است که پیچ از فولاد St 52-3(1.0570) [2] تولید شده است. C_c نسبت باریکی بحرانی نام دارد.

حال باید بررسی شود که آیا در نظر گرفتن این پیچ بعنوان ستون بلند فرض صحیحی بوده است یا خیر لذا:

$$\frac{L}{r}=292>117.8$$

بنابراین فرض در نظر گرفته شده صحیح می باشد.

بعد از بررسی کمانش پیچ می‌بایست تنشهای بوجود آمده در پیچ نیز تحلیل گردد. پیچی که قطری نزدیک به قطر استاندارد دارد، پیچ $1\frac{3}{4}$است که مشخصات کامل آن در زیر آمده است:

$$Designation: 1\frac{3}{4}\Rightarrow d_r=38.1mm, d_P=41.28mm, d_O=44.45mm, pitch=6.35mm$$

$$,\lambda=2^o, [5]$$

برای بررسی تنش های ایجاد شده روی بدنه پیچ ابتدا از تنش برشی شروع می کنیم. برای اینکار باید مقدار گشتاور پیچشی لازم روی پیچ را تعیین شود. لذا(ضریب اصطکاک برابر ۰,۱۵در نظر گرفته شده است[3]):

$$T=W\times r_P\times\tan(\alpha+\rho)\Rightarrow\rho=\tan^{-1}(\frac{\mu}{\cos\theta_n})=52.164\times10^3\,N.mm$$

بنابراین تنش برشی روی پیچ برابر است با:

$$\tau=\frac{2T}{\pi\times r^3}=\frac{2\times52.164\times1000}{\pi\times\left(\frac{38.1}{2}\right)^2}=4.804MPa$$

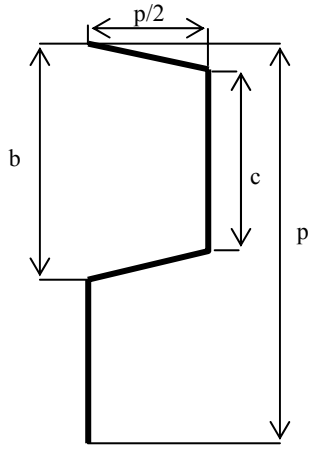
تنش فشاری ناشی از وزن نیز از رابطهٔ زیر محاسبه می‌شود:

$$\sigma_a=\frac{13.24\times1000\times4}{\pi\times(38.1)^2}=11.613MPa$$

تنش ناشی از خمش از فرمول زیر قابل محاسبه است(رزوه اولی درگیر با مهره ۰,۳۸ وزن را تحمل می کند[3]):

$$\sigma_b = \frac{0.38 \times F \times \frac{P}{4} \times \frac{b}{2}}{\frac{1}{12} \times \pi \times D_r \times b^3}$$

نوع فرم دندانه در شکل در شکل نشان داده شده است.



شکل 15

با توجه به شکل مقدار b و c از روابط ذیل بدست می‌آیند.

$$C = P \times \frac{(1 - \tan\theta_n)}{2} = 2.35mm$$

$$b = C + P \times \tan\theta_n = 4mm$$

$$\sigma_b = \frac{.38 \times 13.24 \times 1000 \times (6.35 \times .25) \times (4 \times .5)}{\frac{1}{12} \times \pi \times 38.1 \times 4^3} = 25.02MPa$$

حال با جایگذاری تنش های حاصله در رابطه فون مایزز، تسلیم را بررسی می‌کنیم.

$$\sigma_{von} = \sqrt{\frac{\left((\sigma_b - \sigma_a)^2 + \sigma^2{}_b + \sigma^2{}_a\right)}{2} + 3\tau^2} = 33.48MPa < \frac{S_y}{4} = \frac{345MPa}{4} = 86.25MPa$$

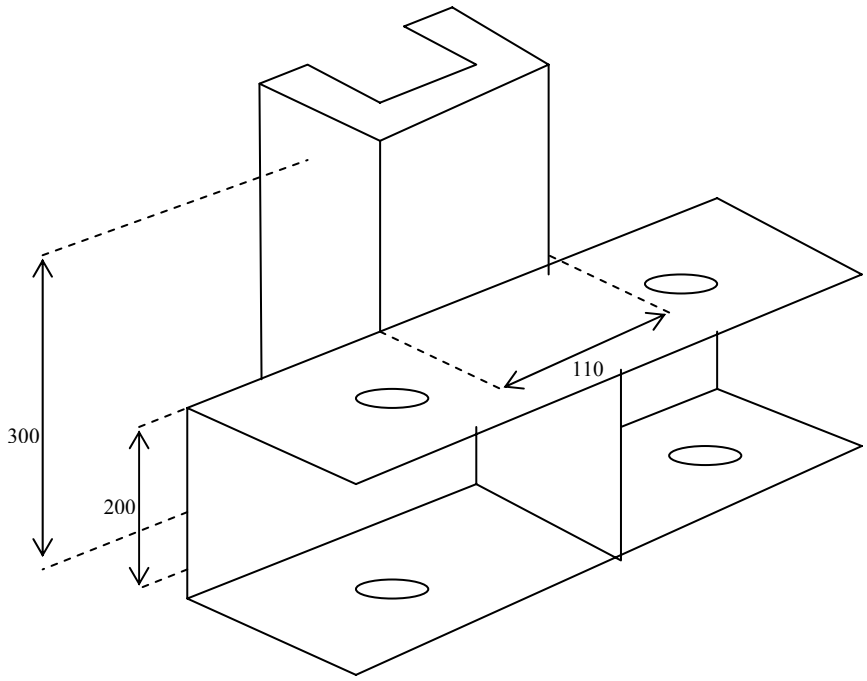
لذا انتخاب پیچ درست بوده و تسلیم رخ نمی دهد.

۳-۵-طراحی مهره

۳-۵-۱- طراحی ناورانی قائم

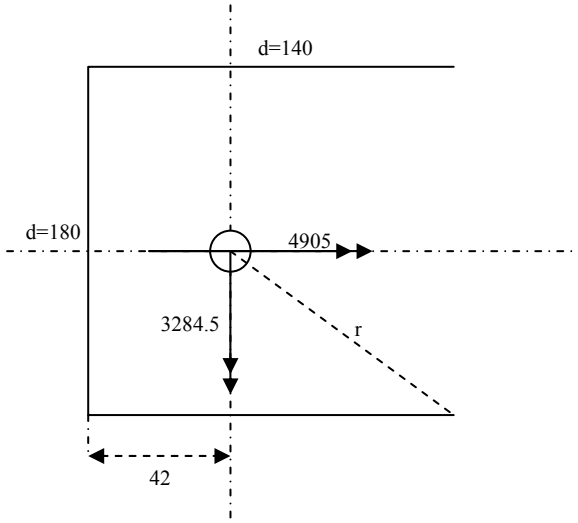
تحلیل

همانطور که در شکل ۱۶دیده می شود برای انتقال نیرو و گشتاورهای ایجاد شده از بازو به ستون و پیچ از ورق های St52-3 (با استحکام تسلیم 345MPa [2]) استفاده گردیده است که به صورت ناودانی فرم داده می شوند.



شکل ۱۶

ضخامت ناودانی افقی چنانکه در مبحث طراحی پین بیان شد برابر ۱۰ میلیمتر می باشد. ابعادی که برای این ناودانی در نظر گرفته شده است با توجه به آزادی حرکت بازوها (زاویه چرخش آنها) و با توجه به سعی و خطاهایی که برای پایین آوردن حداکثر تنش های ایجاد شده در آن که تحلیل این تنشها بوسیله نرم افزار CATIA انجام شده، طراحی گردیده است. چنانچه درشکل17 نشان داده شده است از یک صفحه به ضخامت ۱۰ میلیمتر که بواسطه اتصال جوش بین صفحات ناودانی افقی قرار گرفته تا تغییر مکان لبه های این ناودانی را تعدیل کند.



شکل 17

نوع جوشی که برای این کار استفاده می شود E70xx (با استحکام تسلیم 393 MPa [3])، که ساق جوش آن 5mm است. از آنجایی که این صفحه از دو طرف خود به ناودانی جوش داده می شود لذا در تحلیل آن گشتاورهای برآیند وارد بر ناودانی به نصف کاهش می یابند.

محاسبات

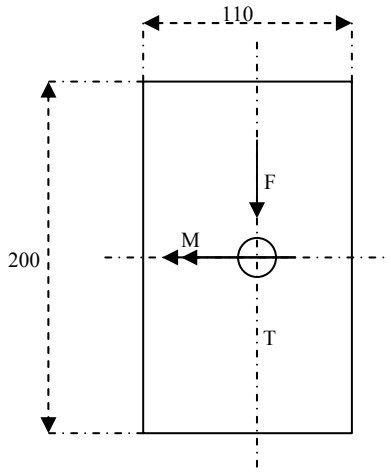
$$Z_{Wt} = bd + \frac{d^2}{6} = 30.6\times10^3\, mm^2 \Rightarrow f_b = \frac{M}{Z_W} = 160.3\left(\frac{N}{mm}\right)$$

$$j_W = \frac{(2b+d)^3}{12} - \frac{b^2(b+d)^2}{2(b+d)} = 8.98\times10^6\, mm^3 \Rightarrow f_T = \frac{T\times r}{j_W} = 48.5\left(\frac{N}{mm}\right)$$

$$\sqrt{{f_b}^2 + {f_T}^2} = 167.48 < 0.707\times5\times\frac{393}{2\times4} = 173.65$$

ناودانی قائم که بواسطه جوش فیلت به ناودانی افقی متصل می‌گردد دارای ضخامت 15mm بوده و ارتفاع آن 350mm می باشد. پهنای آن نیز 110mm است که این پهنا به علت محیطی که باید دو ناودانی به هم جوش داده شوند انتخاب شده است. محیطی که برای جوش دادن دو ناودانی انتخاب می شود یک مستطیل به اضلاع 110mm×200mm با ساق جوش 10mm است و نوع الکترودی که برای اینکار استفاده می شود E70xx [3]می‌باشد. حال با توجه به ضریب طراحی 4 (به همان دلیلی که در تحلیل بازوها گفته شد) به تحلیل این اتصال می پردازیم:

F=12260 N, T=9810 Nm, M=6569 Nm



شکل 18

جریان های برشی حاصل از نیرو وگشتاورها را به روش زیر بدست می آوریم:

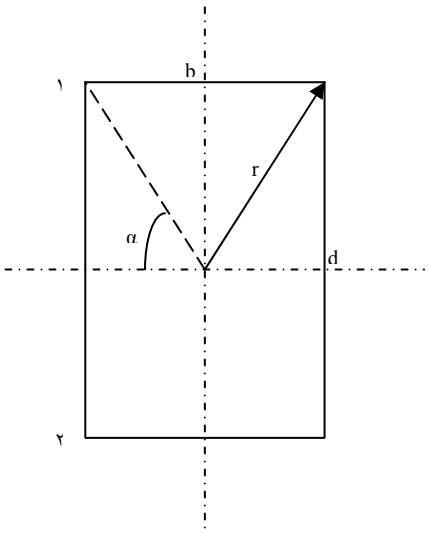
$$f_S = \frac{F}{\sum L} = \frac{12260}{2(200+110)} = 19.78\left(\frac{N}{mm}\right)$$

$$f_T = \frac{T\times r}{j_W} = \frac{9810\times1000\times114.13}{4.97\times10^6} = 225.49\left(\frac{N}{mm}\right)$$

$$f_b = \frac{M}{Z_W} = \frac{6569\times1000}{35.33\times10^3} = 186\left(\frac{N}{mm}\right)$$

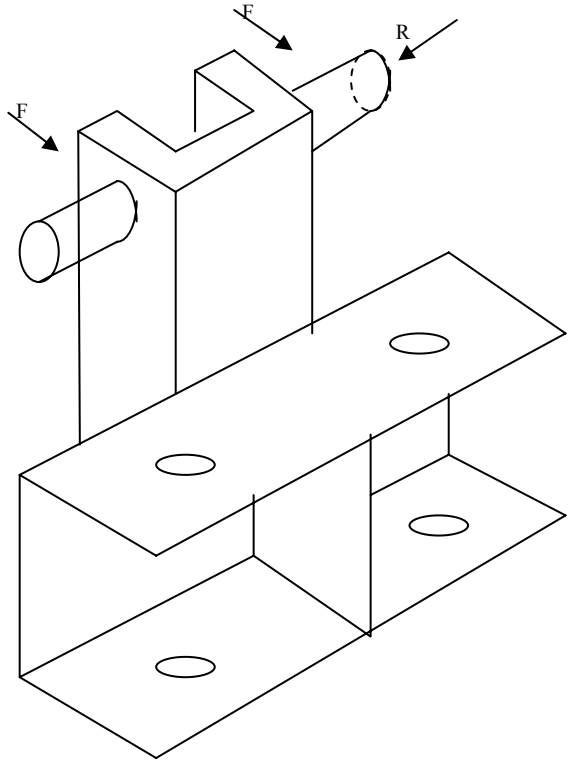
با توجه به آنکه تنها در نقاط ۱و۲ در شکل19 مقدار زاویه بین جریان برشی نیروی عرضی و گشتاور پیچشی کمترین مقدار است بنابراین مقدار تنش در این نقاط بصورت زیر است:

$$\sqrt{{f_b}^2 + {f_T}^2 + {f_S}^2 + 2\times f_S \times f_T \times \cos\alpha} = 300.2 < 0.707\times10\times\frac{393}{8} = 347.3$$



شکل 19

چنانچه در شکل ۲۰ زیر نشان داده شده است، ناودانی قائم توسط چهار میله گرد به قطر 30mm بواسطه تفلون ها به ستون تکیه داده می شود.



شکل ۲۰

با توجه به آنکه طول ناودانی قائم 350mm می باشد لذا میله گردها به گونه ای به ناودانی جوش داده می شوند که فاصله مراکز میله ها که در یک طرف ناودانی قرار دارند 300mm گردد. حال با توجه به این فاصله و گشتاورهای ایجاد شده بر روی آن، نیروهایی که بر این میله ها و جوش اتصال دهنده بین میله و ناودانی بو جود می آید به صورت زیر است (توجه شود که گشتاور پیچشی که بر

ستون اعمال می شود نیرو های حاصل از آن تنها بر دو تفلون که در بالا وپایین و در طرف های مقابل هم قرار دارند وارد می شود):

حال با توجه به نیروهای بوجود آمده روی میله اگر از الکترود E70xx [3] و ساق جوش 11mm برای اتصال میله و ناودانی استفاده کنیم با توجه به تحلیل های انجام شده زیر تنش حاصل از نیروی برشی ایجاد شده با ضریب طراحی چهار از مقدار تنش برشی مجاز تجاوز نخواهد کرد : (شماره ۲)

$$f_a = \frac{32.7 \times 1000}{\pi \times 30} = 347\left(\frac{N}{mm}\right)$$

$$f_S = \frac{10.22 \times 1000}{\pi \times 30} = 108.3\left(\frac{N}{mm}\right)$$

$$\sqrt{{f_a}^2 + {f_S}^2} = 363.5 < 0.707 \times 11 \times \frac{393}{8} = 382$$

حال اگر یک برش عرضی روی میله گردها که دارای استحکام تسلیم 345MPa می باشد بزنیم و نیروهای شکل فوق را روی آن انتقال دهیم بررسی می کنیم که آیا نیروهای وارده بر آن باعث تسلیم میله ها می شود ؟

$$\tau_{\max} = \frac{4}{3} \times \frac{R}{A} = \frac{4 \times 10.218 \times 1000}{3 \times \frac{\pi}{4} \times 30^2} = 19.27MPa$$

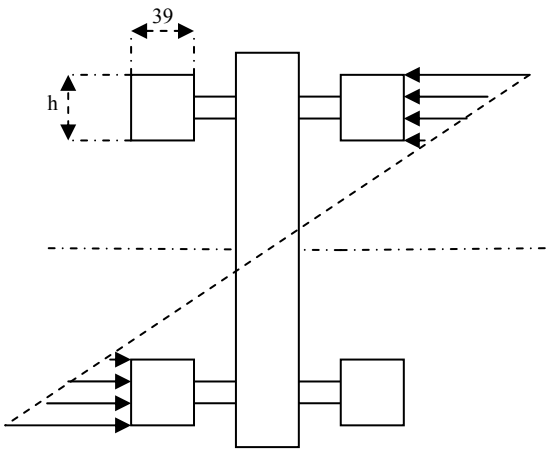
$$\sigma = \frac{32.7 \times 1000}{\frac{\pi}{4} \times 30^2} = 46.26MPa$$

$$\sigma_{VON} = \sqrt{0.5 \times \sigma^2 + 3 \times \tau^2} = 46.73MPa < \frac{S_Y}{4} = \frac{345MPa}{4} = 86.25MPa$$

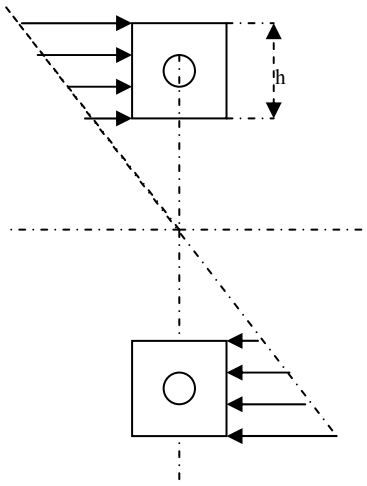
۳-۵-۲- طراحی پلاستیکهای متصل به ناودانی قائم

تحلیل

این پلاستیکها از جنس تفلون می‌باشند و وظیفهٔ آنها انتقال گشتاور از ناودانی قائم به ستون می‌باشد.



شکل 21



شکل ۲۲

با توجه به شکل21 که نمای دو بعدی تفلونهای بکار رفته در بالابر را نشان می دهد، ملاحظه می شود که در بخش بالای تفلون ها تحت تنش بیشتر قرار دارند و احتمال تسلیم شدن آنها در این قسمت ها وجود دارد. تفلون هایی که در این بالابر از آنها استفاده می شود دارای استحکام کششی 35MPa بوده و هدف از تحلیل زیر یافتن حداقل ارتفاع آنها می باشد.

محاسبات

برای تنش های ایجاد شده در شکل ۲۲ داریم:

$$I = \frac{39}{12} \times [(300+h)^3 - (300-h)^3], C = \frac{300+h}{2}$$

$$\sigma = \frac{M \times C}{I} = \frac{506.6 \times 1000 \times (300+h)}{[(300+h)^3 - (300-h)^3]}$$

و برای تنش های ایجاد شده در شکل21 داریم:

$$I = \frac{110.4}{12} \times [(300+h)^3 - (300-h)^3], C = \frac{300+h}{2}$$

$$\sigma = \frac{M \times C}{I} = \frac{533.15 \times 1000 \times (300+h)}{[(300+h)^3 - (300-h)^3]}$$

لذا با قرار دادن تنش های بدست آمده در رابطه فون مایزز حداقل مقدار ارتفاع تفلون ها 37mm حاصل می گردد:

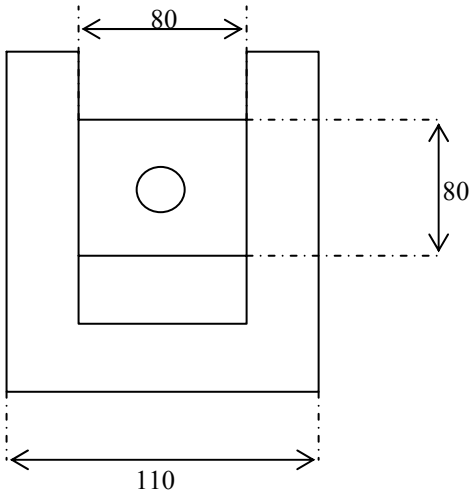
$$\sigma_{VON} = \sqrt{0.5[(\sigma_1 - \sigma_2)^2] + \sigma_1^{\,2} + \sigma_2^{\,2}} = \frac{35}{4} \Rightarrow h \geq 37mm$$

که با توجه به قطر میله ارتفاع تفلون ها را 50mm در نظر می گیریم. با توجه به موارد گفته شده برای تلرانسها در [2] ، تلرانس F8/h6 را برای راهنمای داخل ستون اتخاذ شد است.

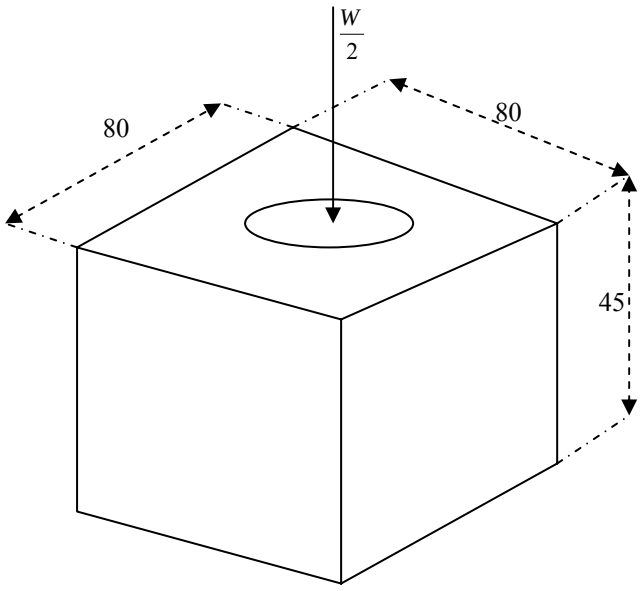
۳-۵-۳- تحلیل مهره

تحلیل

با توجه به پیچ Acme انتخاب شده بعنوان پیچ انتقال قدرت که دارای گام 0.25 اینچ می باشد لذا مقدار طولی از پیچ که روی رزوه های آن نیرو وجود دارد (7 رزوه) 45mm می باشد. حال با توجه به شکل ۲۳ از یک قطعه مکعبی به اضلاع 45×80×80 استفاده می کنیم که در وسط آن سوراخی را به قطرخارجی 44.45mm قلاویز می کنیم. جنس مهره با جنس پیچ یکسان بوده و دارای استحکام تسلیم 345MPa می باشد. از آنجایی که این مهره از دو طرف به ناودانی قائم اتصال پیدا میکند لذا برای تحلیل استحکام جوش در هر طرف،نیروی وزن روی ستون به نصف کاهش می یابد. نوع الکترودی که برای این اتصال استفاده می شود E70xx می باشد (شکل24):



شکل ۲۳



شکل 24

محاسبات

$$f_S = \frac{12.26\times1000}{2\times(45+160)} = 29.91 \le 0.707\times h\times\frac{393}{8} \Rightarrow h \ge 0.8$$

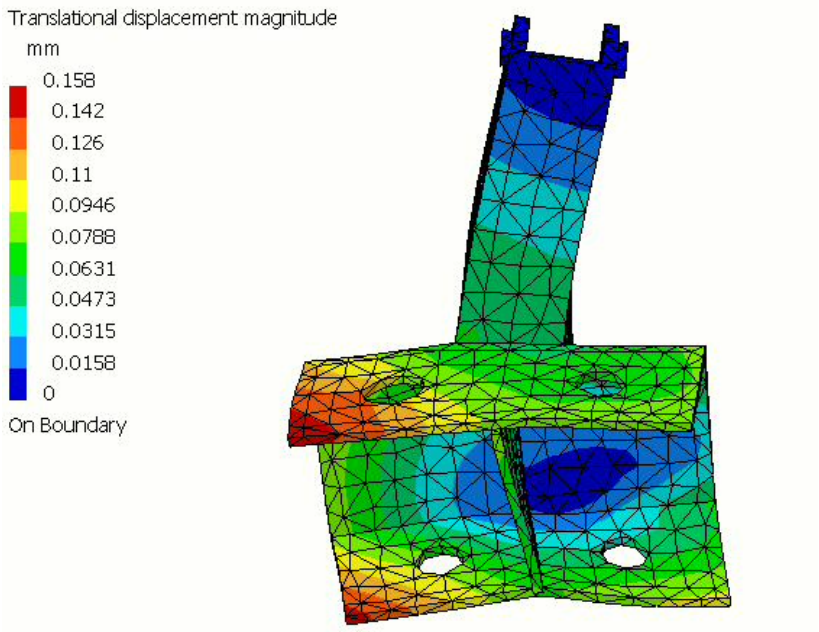
با توجه به انکه ضخامت ناودانی 15mm است طبق کتاب طراحی اجزاء شیگلی حداقل مقدار ساق جوش مجاز 6.35mm می باشد. حال با این مقدار ساق جوش حداقل مقدار طولی که می تواند جوش داده شود 30mm می باشد که این مقدار را می توان به صورت پراکنده جوش داد:

$$\frac{12.263\times1000}{2x} \le 0.707\times6.35\times\frac{393}{8} \Rightarrow x \ge 30mm$$

۳-۵-۴- تحلیل تنش ها وتغییر مکان های ایجاد شده بر روی ناودانی به کمک نرم افزار CATIA

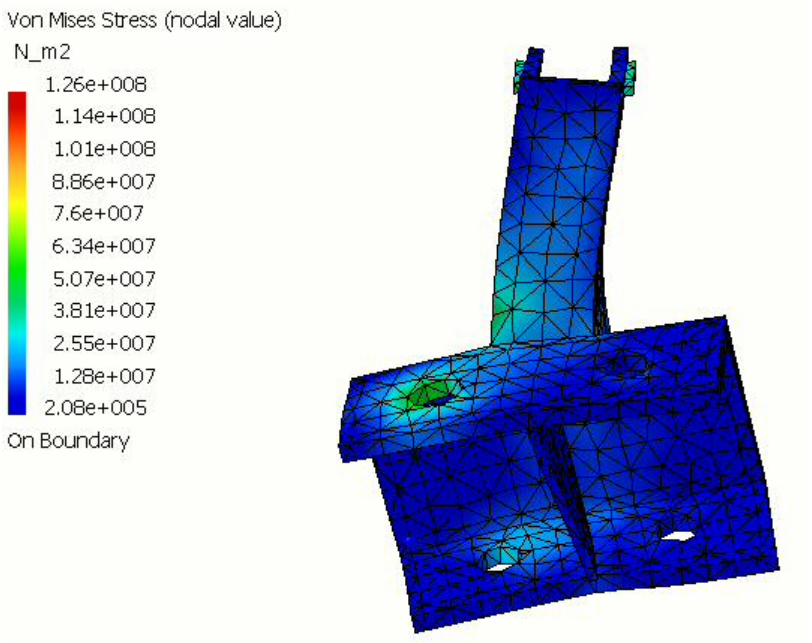
حال بعد از بررسی تمامی قطعات اتصال دهنده بین بازو وستون با طراحی کردن ناودانی های قائم و افقی به کمک نرم افزار CATIA می خواهیم بررسی کنیم که حداکثر تنش وتغییر مکان ناودانیها چه مقدار می باشد.

شکل ۲۵ نشان دهنده تغییر مکان ناودانی ها می باشد. با توجه به شکل زیر تغییر مکان ها بسیار نا چیز می باشند.



شکل ۲۵

شکل ۲۶ تنش های ایجاد شده در ناودانیها رانمایش می دهد. چنانچه نشان داده شده حداکثر مقدار تنش در سوراخ های ناودانی بوجود می آید که چون به صورت نقطه ای می‌باشد برای ناودانی ها مشکلی رخ نخواهد داد.



شکل ۲۶

۳-۶- طراحی تسمه

تحلیل

برای انتقال توان پیچ انتقال قدرت مکانیزمهای مختلفی را می‌توان بکار برد. در این مجال از موتور الکتریکی و تسمه‌های انتقال توان استفاده شده است. موتورهای الکتریکی را می‌توان بر اساس توان انتخاب کرد ولی تسمه‌ها را باید طراحی نمود.

مطابق با تحلیل هایی که در بخش مربوط به پیچ انتقال قدرت مطرح شد مقدار گشتاور لازم برای هر یک از پیچها محاسبه شد. با توجه به گشتاور محاسبه شده و سرعت چرخش پیچ می‌توان توان لازم برای هر پیچ را بدست آورد. از آنجایی که موتورهای الکتریکی باید بتوانند مقدار توان حاصل شده در بالا را برای پیچ های موجود در دو ستون تأمین کند بنابراین موتور الکتریکی مناسب برای این بالابر باید بتواند حداقل دو برابر این توان را تحمل کند. با توجه به توان محاسبه شده موتور را از شرکت موتوژن انتخاب می‌کنیم.

تسمه‌هایی که از آنها استفاده شده از نوع Narrow می‌باشند. علت انتخاب این نوع تسمه ها فراوانی آنها در بازار می باشد.

محاسبات

مقدار گشتاور لازم برای هر یک از پیچها برابر با 15.173N.m می‌باشد. برای یافتن توان ابتدا باید سرعت چرخش پیچ تعیین شود. اگر فرض کنیم تنها ۵۵ ثانیه برای بالا رفتن اتومبیل نیاز باشد با یک تناسب ساده سرعت چرخش پیچ ۴۲۱ دور بر ثانیه بدست می‌آید. لذا مقدار توان لازمی که برای هر یک از پیچ ها لازم است، اینگونه محاسبه می‌شود:

www.nayabprojects.com

$$P = T \times \omega = 52.173 \times 421 \times \frac{2\pi}{60} = 2.3kW$$

بنابراین موتور مناسب برای این بالابر حداقل باید توان 4.6kW را تأمین کند.

بر اساس موتورهای الکتریکی ارائه شده توسط شرکت فوق، موتور مناسب برای این بالابر دارای توان 5.5kW و دور 1415rpm می باشد.

از آنجایی که موتور در طول روز کمتر از ۵-۳ ساعت کار می کند، لذا ضریب شرایط کار را ۱,۵ در نظر گرفته شده است[5]. بنابراین توان طراحی برابر است با:

$$m = Speed\ Ratio = \frac{1415}{421} = 3.36$$

$$Power = 5.5kW = 7.373hp \Rightarrow DesignPower = 7.373 \times 1.5 = 11.059hp$$

بنابراین با توجه به این مقدار، تسمه باید از نوع 3VX باشد[5]. از آنجایی که C فاصله بین دو مرکز پولی ۱۳ اینچ فرض شده و نیز با توجه به نسبت دورها حداکثر مقدار قطر خارجی که می توان برای پولی کوچک در نظر گرفت[5]، برابر ۳,۶۵ اینچ باشد، لذا:

$$d_P = 3.6, D_P = 12.45, D_O = 12.5$$

حال با توجه به مقادیر بدست آمده در بالا شرایط اول و دوم ارضاء خواهند شد:

$$\begin{cases} D_p \le C \le 3(D_p + d_p) \Rightarrow 12.45 \le 13 \le 48.15 \\ V = \dfrac{\pi \times 1415 \times 12.45}{12} = 1333.6 \ge 1000 \end{cases} \Rightarrow Selection\ is\ Accetable$$

برای بدست آوردن طول تسمه استاندارد و مقدار دقیق C داریم:

$$L = 2 \times C + 1.57 \times (D_o + d_o) + \frac{(D_o - d_o)^2}{4 \times C} = 52.8'' \Rightarrow L_{STD} = 50''$$

$$K = 4 \times 50 - 6.28(12.5 + 3.65) = 101.404$$

$$C = \frac{K + \sqrt{K^2 - 32(12.5 - 3.65)^2}}{16} = 11.9''$$

$$\theta_s = 2\cos^{-1}\left(\frac{12.5 - 3.65}{2 \times C}\right) = 138^o$$

حال برای بدست آوردن Horsepower Rating با توجه به ضرایب K_1, K_2, K_3, K_4 مربوط به تسمه 3VX و توان واقعی بر اساس ضرایب تصحیح طول و زاویه، می توان تعداد تسمه های لازم را پیدا کرد[5].

$$H'_r = 3.6 \times 1.415 \times [1.1691 - \frac{1.5295}{3.6} - 1.5229 \times 10^{-4} \times (3.6 \times 1.415)^2 - 0.1596 \times \log(5.09)] +$$

$$0.1416 \times 1.415 = 3.4hp$$

$$H_r = K_1 \times K_2 \times 3.4 = 0.96 \times 0.89 \times 3.4 = 2.9hp$$

$$\frac{DesignPower}{H_r} = \frac{11.059}{2.9} = 3.8$$

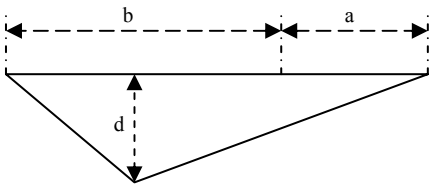
به این ترتیب برای انتقال توان مورد نیاز باید از ۴ تا تسمهٔ 3VX500 استفاده کرد.

۳-۷- طراحی ستون

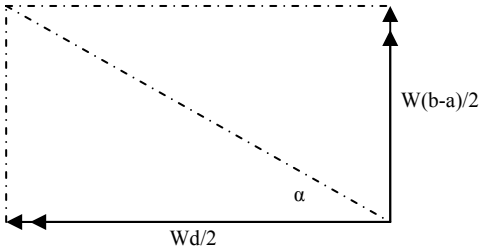
تحلیل

بازوها وکل مجموعه ی متصل به آن، گشتاورها و نیروی ناشی از وزن اتومبیل را بر روی ستون و پیچ انتقال قدرت تقسیم می کنند. بدین گونه که پیچ تمامی نیروی ناشی از وزن وستون گشتاورهای ایجاد شده توسط بازوها را تحمل خواهد کرد. بنابراین برای طراحی ستون باید به دنبال پیدا کردن بیشترین و خطرناکترین گشتاوری که روی ستون اعمال می شود باشیم. همانطور که در بخش مربوط به طراحی بازوها مطرح شد حالتهای وجود داشتند که بیشترین گشتاورها را بر ستون اعمال می کردند بنابراین با متمرکز شدن برروی این حالت ها مباحث طراحی ستون را آغاز می‌کنیم.

چنانچه قبلا بحث شد یکی از این حالتهای خطرناک، موقعی اتفاق می افتد که مرکز جرم اتومبیل نزدیک به بازوی بزرگ قرار گیرد.

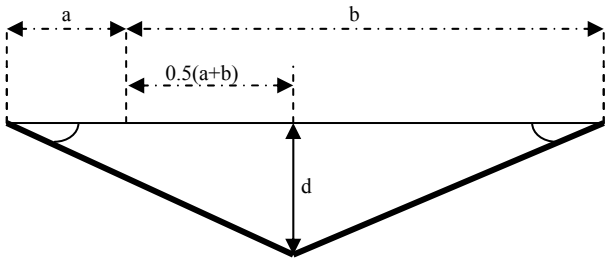


شکل 27

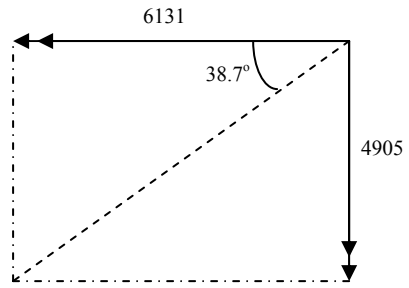


شکل 28

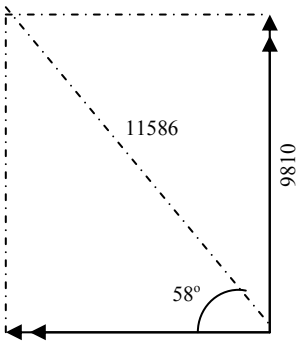
حالت دیگر زمانی است که طول دو بازو با یکدیگر برابر باشند.



عنوان شده است که در اکثر اتومبیل ها فاصله مرکز جرم بین چرخها جلو و عقب دارای نسبت ۳۷ به ۶۳ درصد می باشد. طبق تحقیقات به عمل آمده بیشترین فاصله ای که بین چرخ ها جلو وعقب یک اتومبیل وجود داردتقریباً ۳ متر می باشد وازطرفی چون محل قرار گرفتن بازوها در زیر ماشین به طور تقریب 50cm با مرکز چرخ ها فاصله دارند بنابراین در این حالت فواصل a وb به ترتیب 0.6m و1.4m می باشند. لذا با توجه به حالتهای خطرناک مطرح شده ومقدارهای a وb و اینکه می‌خواهیم فاصله ستون تا بدنه اتومبیل(d) 50cm باشد، گشتاورهایی که بر ستون اعمال می شوند در شکل29 و شکل30 نشان داده شده است

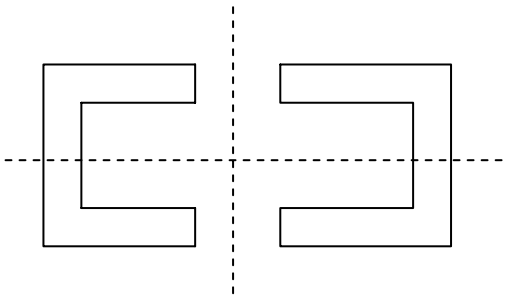


شکل 29



شکل 30

توجه شود که هر چه فاصله مرکز جرم اتومبیل از چرخهای جلو بیشتر شده و به وسط اتومبیل نزدیک شود ، مقدارگشتاورهای اعمال شده بر ستون کمتر خواهد شد. در این پروژه قصد داریم بواسطه دو ناودانی که روبروی هم قرار می‌گیرند (شکل ۳۱) ستون بالابر را طراحی کنیم.



شکل ۳۱

چنانچه در شکل ۳۱ دیده می شود که نمایی از بالا برروی ستون است،فاصله بین دو ستون را برابر ۱۳۰mm در نظر گرفته ایم. انتخاب این عدد به جهت آن است که برای اتصال ناودانی افقی به ناودانی قائم محیطی که جوش داده می شود یک مستطیل ۱۱۰mm در ۲۰۰mmاست.

لذا با در نظر گرفتن فاصله ۱۰mm بین ناودانی ستون و ناودانی قائم فاصله ی بین دو ناودانی ستون برابر ۱۳۰mm خواهد شد. (این قسمت مربوط به جوش دادن ناودانی افقی و قائم است که در قسمت های بعدی به آن اشاره خواهد شد).

تیرهای ناودانی که از آنها در ستون استفاده شده از نوع نورد شده فولادی نوع C با استاندارد آمریکایی هستند که تنش تسلیم آنها برابر ۳۴۵Mpa می باشد. حال هدف ما جستجو تیر مناسبی است که دارای کمترین ابعاد از نظر اقتصادی بوده ودر ضمن بتواند بارهای اعمال شده را با ضریب طراحی چهار تحمل کند.

با توجه به تحقیقاتی که بر روی این ناودانی هاانجام شده به این نتیجه رسیدیم که S_yبزرگتراز S_x می باشد ($S = \frac{I}{C}$) تا آنجایی که در تیرها با ابعاد کمتر این اختلاف بسیار زیادترخواهد بود بنابراین اگر ستون را به گونه ای بچرخانیم که گشتاور کمتری در جهت محور x ستون قرار بگیرد تنشهای کمتری بر ستون اعمال خواهد شد به سخنی دیگر می خواهیم با چرخانیدن ستون مقدار ممان

اینرسی سطح آن را زیادتر کنیم. درحالتهای خطرناک مطرح شده که حالت اول به مراتب از حالت دوم خطرناک تر است تعیین کننده میزان چرخش ستون می باشند.

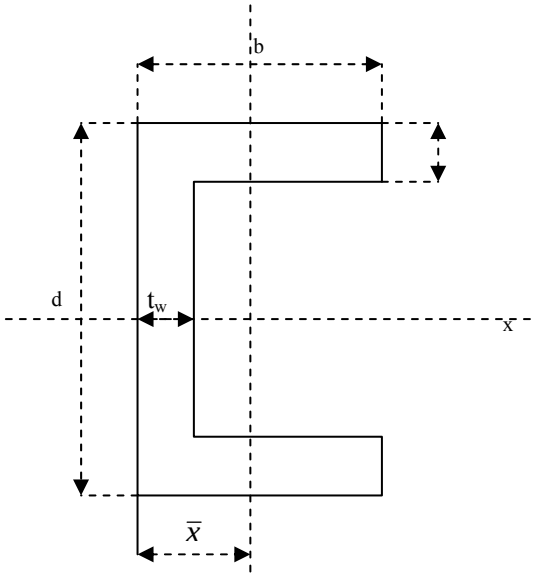
بنابراین با توجه به شکل ۶ اگر ستون را برای حالت اول به اندازه ۳۲ درجه (۳۲=۵۸-۹۰) به طرف بازوی کوچک بچرخانیم تا اینکه گشتاور در راستای x به حداقل مقدار خود برسد در اصل با انجام دادن این کار از حالت دوم صرفنظر کرده ایم زیرا دراین موقعیت حالت دوم بیشترین مقدار گشتاو ردر راستای محور x راخواهد داشت عکس این حالت نیز صادق است یعنی زمانی که ستون را به اندازه ۵۱/۳ درجه (۳۸/۷ -۹۰)به سمت بازوی بزرگ بچرخانیم حالت اول را نادیده گرفته ایم.(توجه شود که این نتیجه گیری با سعی وخطایی که بر روی انواع ناودانی های بهینه با زاویه چرخشهای متفاوت انجام شده است حاصل گردیده است)

اگر در شکل ۶ دقت شود تنها حالتی که در آن گشتاوردر جهت محور X برای دو حالت خطرناک یکسان است حالتی است که ستون بدون چرخش قرار دارد لذا به نظر می رسد که این زاویه یعنی صفر، بهترین حالت باشد زیرا در بخشهای قبل توضیح داده شد که S_x دراین گونه ناودانیها بسیار کوچکتر S_y است و حالتهای خطرناک در چرخش ستون عکس هم عمل می کنند بنابراین ،بهترین زاویه ، زاویه ی صفر می باشد.

محاسبات

اما در مورد اینکه چه ناودانی برای این بالابرمی توان استفاده کرد که کمترین ابعاد را داشته باشد و بتواند با ضریب طراحی چهاربار گذاریهای اعمال شده را تحمل کند، با توجه به سعی وخطاهای که انجام شده است ناودانی C 130×13.14 مناسب ترین ناودانی بوده و محاسباتی برای حالت ترکیبی این ناودانی انجام شده است بصورت زیر می باشد:

مشخصات ناودانی C 130×13.14:



شکل ۳۲

$A = 1703mm^2, d = 127mm, b_f = 47mm, I_X = 3.7\times10^6 mm^4, I_y = 0.263\times10^6 mm^4$

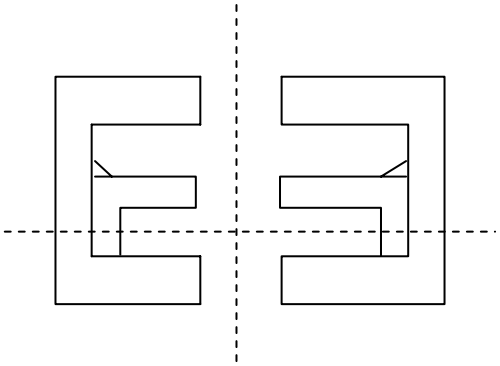
$t_f = 8.1mm, t_W = 8.3mm, x = 12.64mm$

$$\sigma_1 = \frac{M_1}{S_X} = \frac{6569\times1000\times63.5}{2\times3.7\times10^6} = 52MPa$$

$$\sigma_2 = \frac{M_2}{S_y} = \frac{9810\times112\times1000}{34.39\times10^6} = 31MPa$$

$$\sigma_{total} = 83MPa < \frac{345MPa}{4} = 86MPa$$

با توجه به ناودانی انتخاب شده برای ستون ، تفلونی که باید در درون این ناودانی حرکت کند باید حداقل دارای ابعاد $110.4\times38.9\times37mm^3$ باشد. بعلت اینکه این حجم زیاد است و می توان آن را کاهش داد. لذا برای به حداقل رساندن این مقدارمی توان به روش دیگری نیز ستون را طراحی کرد. در این طرح از یک ناودانی با ابعاد کوچکتراستفاده می شود و سپس با قرار دادن یک نبشی در درون ناودانی که به آن جوش داده می‌شود می توان حجم تفلون را کاهش داد (شکل ۳۳).



شکل ۳۳

بطور مثال اگر از ناودانی C 130×10 استفاده شود ،حداقل نبشی که باید به آن جوش داده شود دارای ضخامت ۶ میلیمتربوده تا اینکه تنشهای اعمال شده روی آن از تنش مجاز بیشتر نشود.با توجه به تحلیلهای انجام شده روی این ستون حداکثر تنش ماکزیمم $86.25MPa = \frac{S_y}{4} = \frac{345}{4} > 83.49MPa$ خواهد بود.

استفاده از این طرح اگر چه حجم تفلونها را به میزان $102\times10^3 mm^3$ کاهش می دهد ولی باید توجه کرد که حجم ناودانی های هر ستون نیز به اندازه $257.5\times10^3 mm^3$ نسبت به ستون قبلی افزایش می یابد که باید خدمات و هزینه های که برای جوش دادن نبشی به ناودانی صرف می شودرا نیز در نظر گرفت.

۳-۸-یاتاقانهای دو سر پیچ قدرت

تحلیل

قبل از طراحی یاتاقانها لازم به ذکر است که چون نیرویی که باعث کمانش در ستون شود، در نظر گرفته نشده، در بالای ستون از یاتاقانهایی که نیروی محوری تحمل می‌کنند، اجتناب شده است. از طرفی در بالای ستون نیروی شعاعی نسبتاً ناشی از تسمه وجود دارد. پس یاتاقانی که میتوان در این محل انتخاب کرد از نوع بلبیرینگهای استوانه ای است که نیروی محوری تحمل نمی‌کنند.
اما در پائین پیچ بدلیل وجود نیروی زیاد محوری باید یا از یاتاقانهای کفگرد، یا یاتاقان های مخروطی و یا یاتاقان های بشکه ای بهره جست. اما نباید وجود نیروی شعاعی ناشی از زنجیر فراموش کرد. در این صورت استفاده از یاتاقان کفگرد کم رنگ تر می‌شود. در اینجا استفاده از رولر بیرینگهای مخروطی دور از ذهن نخواهد بود. چون هم نیروی محوری و هم شعاعی قابل توجهی را تحمل می‌کنند.
نکتهٔ قابل توجه دیگر، انتخاب قطر یاتاقان هاست. برای اینکه از تحمل تمام نیروی محوری بوسیلهٔ رولر بیرینگهای مخروطی مطمئن شویم، قطر شفت را در محل یاتاقان کمتر در نظر گرفته شده است. لازم به ذکر است که یاتاقانها از شرکت SKF انتخاب شده‌اند.

محاسبات

ابتدا باید نیروی شعاعی بالا و پائین پیچ تعیین گردد.
چون از پیچ یک و سه چهارم استفاده شده است، پس گشتاور منتقله توسط زنجیر خواهد بود:

$$T = W(r_p tg(\alpha + \rho)) = 13240 \frac{1.625 \times 25.4}{2} tg(2 + 8.81) = 52173 N.mm$$

قطر چرخ زنجیر و بنابراین نیروی چرخ زنجیر برابر خواهد بود با:

$$D = \frac{57.15}{\sin(\frac{180}{11})} = 202mm$$

$$Fr)s = \frac{52.173}{0.101} = 517N$$

نیروی شعاعی ناشی از تسمه ها نیز بقرار زیر است[3]:

$$\begin{cases} \frac{F_1}{F_2} = e^{0.512\frac{139\pi}{180}} = 3.46 \\ F_1 - F_2 = \frac{7.37 \times 60 \times 550}{4 \times 1334} = 46lb = 205N \end{cases} \Rightarrow F_1 = 288.3N, F_2 = 83.3N$$

$$Fr_1 = 372\cos 20.5 = 348N, Fr_2 = (288.3 - 83.3)\sin 20.5 = 72N$$

نیروی حاصل از یک تسمه برابر است با:

$$Fr = \sqrt{Fr_1^{\,2} + Fr_2^{\,2}} = 355N$$

بدلیل وجود چهارتا تسمه نیرو برابر است با:

$$Fr)_b = 1420N$$

حال می‌توان یاتاقان ها را طراحی کرد. در اینجا نوع روغن را SAE20، دمای ۴۵درجه و برای شرایط کاری، آلودگی کم در ماده روغنی در نظر گرفته شده است. ضمناً پنج سال گارانتی در وسایل وجود دارد و قابلیت اعتماد نیز ۹۵ در صد می‌باشد.

با توجه به اطلاعات داده شده، $\upsilon = 40mm^2/s$ و a1=0.62 می‌باشد.

عمر یاتاقان ها از رابطه زیر محاسبه می‌گردد:

$$L = \frac{10 \times 45/60 \times 365 \times 421 \times 5}{10^6} = 5.76$$ میلیون دور

قطر خارجی پیچ برابر d=45mm است.

ابتدا رولر بیرینگ بالای پیچ را در نظر بگیرید. این رولر بیرینگ از نوع N بوده و نیروی اعمالی به آن فقط P=Fr)b=1420N می‌باشد. اکنون باید رولر بیرینگی انتخاب شود و محاسبات انجام گیرد.

حدس اول:

$$N208ECMB \rightarrow d = 40mm, D = 68mm, C = 25.1kN, Pu = 3kN, C_0 = 53kN$$

$$d_m = \frac{30+68}{2} = 54 \Rightarrow \nu 1 = 32.3 \rightarrow \kappa = 1.24, \eta_c = 0.4 \Rightarrow \frac{\eta_c Pu}{P} = 0.845 \Rightarrow a_{skf} = 50$$

$$\Rightarrow C = (\frac{L}{a_1.a_{skf}})^{0.3} = 0.604kN < C_{bearing}$$

$$\frac{C_0}{P_0} = \frac{53}{1.42} = 37.3 \geq s_0 = 3$$

پس همین شماره برای رولر بیرینگ نوع N در بالای پیچ قابل قبول است.

برای انتخاب یاتاقان پائین پیچ روشی مانند روش فوق اتخاذ می‌کنیم. همانطور که گفته شد در این محل از رولر بیرینگ مخروطی استفاده می‌شود. در این محل نیروها بقرار زیرند:

$$F_r = 516N, F_a = 13240N$$

حدس اول:

$$32008X/Q \rightarrow d = 40mm, D = 68mm, C = 60kN, Pu = 7.65kN, C_0 = 71kN, P = 21.4kN$$

$$d_m = \frac{40+68}{2} = 54 \Rightarrow \nu 1 = 34.1 \rightarrow \kappa = 1.17, \eta_c = 0.4 \Rightarrow \frac{\eta_c Pu}{P} = 0.143 \Rightarrow a_{skf} = 0.648$$

$$\Rightarrow C = (\frac{L}{a_1.a_{skf}})^{0.3} = 2.22kN < C_{bearing}$$

$$\frac{C0}{P0} = \frac{71}{21.4} = 3.32 \geq s_0 = 3$$

پس همین شماره برای رولر بیرینگ مخروطی پائین پیچ قابل قبول است. توجه کنید که در این یاتاقان ها مقدار s_0 در حالت چرخش بسیار آرام(High Requirement Regarding Quiet Running) و شوک نرمال

بدین ترتیب همین یاتاقان ها را برای پیچ طرف دیگر نیز می‌توان بکار برد.

www.nayabprojects.com

۳-۹- طراحی زنجیر

تحلیل

در میان زنجیرها از کمترین شماره زنجیر مناسب تک ردیفه بمنظور در نظر گرفتن جنبه های اقتصادی بهره گرفته شده است.

طبق نقشه مهندسی بالابر، زنجیر و چرخ زنجیرهای استفاده شده در بالابر در قسمت پائینی پیچ انتقال قدرت، توان موتور را از یک پیچ به پیچ دیگر در ستون مقابل انتقال می‌دهند.

محاسبات

در ابتدای امر می خواهیم زنجیرهای مناسب برای این بالابر را بیابیم لذا خواهیم داشت[3]:

$$C = 2700mm = 106.3''$$

$$n_1 = n_2 = 421rpm$$

$$P = Power = \frac{7.37}{2} = 3.69hp$$

$$\frac{C}{50} \le p \le \frac{C}{30} \Rightarrow 2.126 \le p \le 3.54$$

طبق جدول مربوط به زنجیرها، شماره زنجیر های مناسب برای این بالابر عبارتند از ۱۸۰و ۲۰۰و ۲۴۰ که برای این بالابر از شماره ۱۸۰ با گام ۲,۲۵ اینچ استفاده می کنیم. حال می‌خواهیم بدانیم که تعیین کننده ظرفیت زنجیر استحکام صفحه های ارتباط دهنده است یا غلتکها. بنابراین طبق فرمول[3]:

$$H_1 = 0.004 \times 17^{1.08} \times 421^{0.9} \times 2.25^{(3-0.07\times 2.25)} = 196.31hp$$

$$H_2 = \frac{1000 \times 17 \times 17^{1.5} \times 2.25^{0.8}}{421^{1.5}} = 263.9hp$$

از آنجا که توان H_1 کمتر است ظرفیت زنجیر را استحکام صفحه های ارتباط دهنده مشخص خواهند کرد. طبق جدول مربوط به ظرفیت توان اسمی برای زنجیرهای غلتکی تک رشته‌ای نوع روغن استفاده شده از نوع C بوده و زنجیر دارای توان پیش ماکزیمم (Pro extreme) می باشد. با توجه به اینکه نوع بارگذاری توسط موتور الکتریکی از نوع آرام است، با در نظر گرفتن ضریب طراحی ۱,۵۲، می توان تعداد دندانه های چرخ زنجیر را پیدا کرد:

$$m_G = 1 \Rightarrow DesignPower = 3.69 \times 1 \times 1.52 = 5.61hp$$

$$N_{\max} = \frac{120}{1} = 120 \Rightarrow K_{1,\max} = \left(\frac{120}{17}\right)^{1.08} = 8.25$$

$$K_1 = \frac{5.61}{196.31} = 0.03 \le K_{1,\max}$$

$$N_1 = 11 \times 1 = 11$$

همچنین برای بدست آوردن طول زنجیر و فاصله دقیق مراکز چرخ زنجیرها با توجه به روابط می‌توان نوشت:

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

$$\frac{L}{p}=\frac{2\times 106.3}{2.25}+11=105.5\Rightarrow\frac{L}{p}=106\Rightarrow L=238.5''$$

$$A=\frac{N_1+N_2}{2}-\frac{L}{P}$$

$$A=11-106=-95$$

$$\frac{C}{p}=0.25\times[-A+\sqrt{A^2-8\times 0}]\Rightarrow C=106.87''=2714mm$$

به این ترتیب زنجیر مورد نظر طراحی می‌شود.

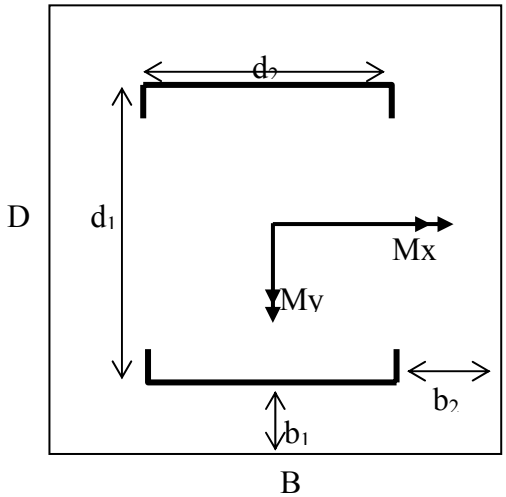
طراحی صفحه ستونها و پیچهای نگهدارنده:

۳-۱۰- طراحی صفحه ستونها

تحلیل

در طراحی این قسمت باید از آیین نامه داده شده در مهندسی عمران [1] استفاده کرد. به همین جهت از روشهای گفته شده در این آئین نامه در طراحی صفحه ستونها یاری جسته ایم. یعنی با فرض ابعاد صفحه ستون، ضخامت آنرا بدست می‌آوریم.

مقطع پائین ستون در شکل ۳۴ زیر نمایش داده شده است.



شکل ۳۴

مقدار گشتاورهای M_x وM_y به ترتیب ۹۸۱۰ و ۶۱۳۱,۲۵ نیوتون متر می‌باشد. علاوه بر این ممانها نیروی ۱,۲۵ تون بر صفحه ستون وارد می‌آید. به طور معمول استحکام بتونهای ساختمانی تقریباً برابر $f'_c=200\ kg/cm^2$ می‌باشد [1].

چون عملاً دو خمش در صفحه وجود دارد حالت جمع آثار را در نظر گرفته و ضخامت محاسبه شده در هر حالت را با هم جمع می‌کنیم. حال محاسبات را شروع می‌کنیم.

محاسبات

حالت۱: تنها M_x و P اختیار شده است.

$$Mx = \frac{9810(N.m)}{9.81(N/kg).(m/100cm)} = 100ton.cm$$

مقاومت مجاز فشاری بتن $q = \frac{1.25\times10^3}{B.D} \pm \frac{100\times10^3}{B.D^2/6} \le Fp = 0.45\times200 = 90kg/cm^2$

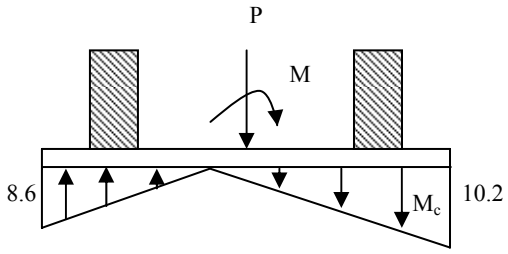
حال فرض می‌کنیم $B\times D=40\times40cm^2$ باشد. پس

$$q_{\max} = 10.2kg/cm^2, q_{\min} = -8.6kg/cm^2$$

طبق استاندارد مقدار b_1 فاصلهٔ انتهای صفحه تا لبه ستون از رابطه زیر بدست می‌آید(d_1 در قسمت طراحی تیر محاسبه شد):

$$b1 = \frac{D-0.95d_1}{2} = \frac{40-0.95\times22.4}{2} = 9.36cm$$

شکل شماتیکی از پروفیل تنش زیر صفحه ستون در این حالت در شکل ۳۵ نشان داده شده است.



شکل ۳۵

با توجه به شکل مقدار گشتاور در مقطع بحرانی(Mc) وخمش واحد عرض(M) اینگونه محاسبه می‌شوند.

$$Mc = \frac{10.2}{21.7}\times12.34 = 5.8$$

$$M = 5.8\times9.36^2/2 + 2(10.2-5.8)\times9.36^2/3 = 511kg$$

در اینصورت ضخامت برابر است با:

$$\frac{M}{1.t^2/6} \le F_b = 0.75F_y)_{plate} = 0.75\times2400 = 1800 \Rightarrow t \ge 1.31cm \rightarrow t = 14mm$$

که در این فرمول تنش تسلیم صفحه $2400kg/cm^2$ در نظر گرفته شده است.

حالت دوم: تنها My اختیار شده است.

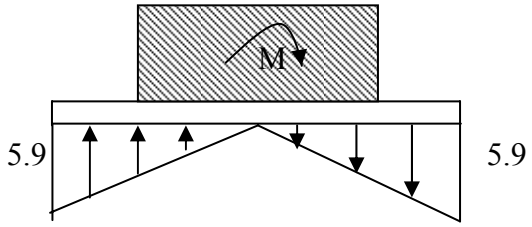
$$Mx = \frac{6131.25(N.m)}{9.81(N/kg).(m/100cm)} = 62.5ton.cm$$

$$q = \frac{62.5\times10^3}{D.B^2/6} = 5.9$$

طبق استاندارد مقدار b_2 از رابطه زیر بدست می‌آید(d_2 در قسمت طراحی تیر محاسبه شد):

$$b_2 = \frac{B-0.95d_2}{2} = \frac{40-0.95\times20}{2} = 10.5cm$$

شکل شماتیکی از پروفیل تنش زیر صفحه ستون در این حالت در شکل ۳۶ نشان داده شده است.



شکل ۳۶

مقدار گشتاور بحرانی وگشتاور در واحد عرض برابر است با:

$$Mc = \frac{5.9}{20} \times 10.5 = 3.10 \Rightarrow M = 3.1 \times \frac{10.5^2}{2} + 2(5.9 - 3.1) \times \frac{10.5^2}{3} = 377kg$$

ضخامت در این حالت برابر است با:

$$\frac{377}{1.t^2/6} \le 0.75F_y = 1800 \Rightarrow t \ge 1.26cm \rightarrow t = 14mm$$

ضخامت کل صفحه ستون، با ابعاد $B \times D = 30 \times 40 cm^2$ برابر مجموع دو ضخامت بدست آمده در دو حالت فوق است. پس

t =28mm

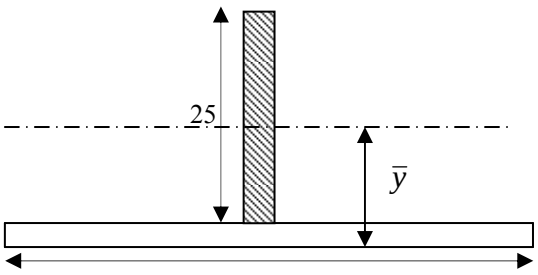
اما می‌توان ضخامت صفحه را کمتر گرفت و در عوض با اضافه کردن لچکی در اطراف ستون به استحکام بیشتر رسید. حال اگر ضخامت را برابر 1cm در نظر بگیریم، علاقه مندیم تا بدانیم ابعاد لچکی مورد نیاز چقدر است.

با توجه به پیشنهادی که در آئین نامه آمده است، حداکثر مقدار b_1 چنین است.

$$t \ge b_1 \sqrt{\frac{3q}{F_b}} \quad , F_b = 0.75F_y = 1800kg/cm^2$$

$$\Rightarrow b_1 \le 6.7cm \Rightarrow b_1 = 2.8cm$$

حال با فرض اینکه ضخامت لچکی 1cm و ارتفاع آن h=25cm باشد؛ پس



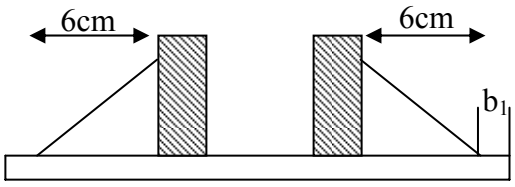
شکل 37

$$\bar{y} = 5.5cm \, , I_o = 3905cm^4$$

در اینصورت تنش خمشی برابر است با:

$$\sigma = \frac{M.B}{I_o}(26 - \bar{y}) = \frac{511 \times 40}{3905}(26 - 4.7) = 111 < 0.6F_y$$

پس شکل و مشخصات لچکی بقرار زیر است.



PL200×10×60mm

شکل ۳۸

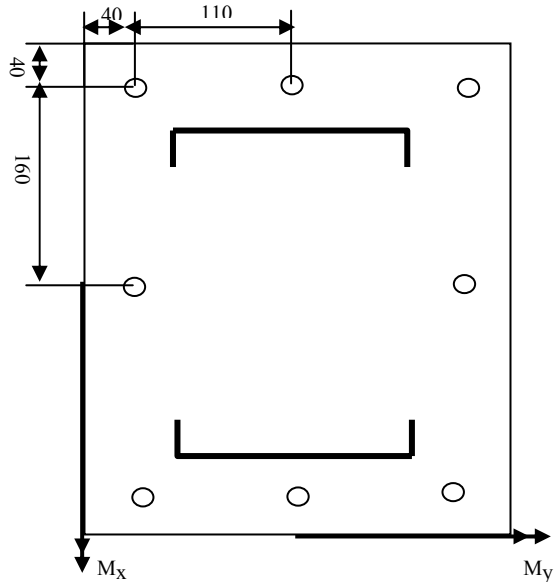
با این محاسبات طراحی صفحه ستونها به پایان می‌رسد.

۳-۱۱- طراحی پیچهای پای ستونها

تحلیل

وظیفهٔ اساسی این پیچها ثابت نگه داشتن ستونهاست. این پیچها بوسیلهٔ میل مهارهایی که در بتون زیرین ستون جاسازی شده اند، دو صفحهٔ فولادی یکی متصل به بتون و دیگری متصل به ستون را به هم مربوط می‌سازد. برای یافتن نوع پیچ باید ابتدا ضخامت این صفحات تعیین شود که این امر در قسمت قبل از از این بخش محاسبه گردید. قبل از طراحی باید تعداد پیچها تعیین شود تا بتوان بدرستی نیروی وارد بر هر یک را معین کرد. بر این اساس تعداد پیچها بطور فرضی در نظر می‌گیریم و بعد شمارهٔ پیچ مورد نظر را بدست می‌آوریم. البته انتخاب دیگری نیز وجود دارد. یعنی ابتدا شماره ای از حدس زده و از آن تعداد پیچها را بدست آوریم که این کار وقت بیشتری را صرف می‌کند. لازم به ذکر است که چون اتصالات دائم هستند ممکن است پیچها تسلیم شوند. پیچها متریک و از کلاس ISO انتخاب شده اند.

نوع چینش پیچها در شکل ۳۹ نشان داده شده اند.



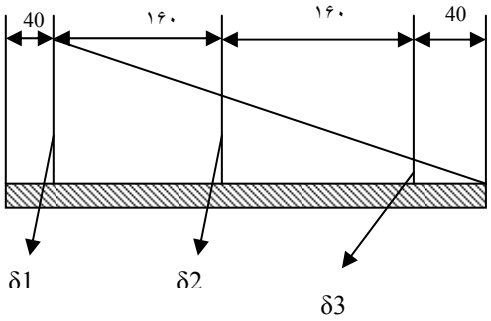
شکل ۳۹

همانطور که در شکل مشاهده می‌شود تار خنثی در گشتاورها در مرکز صفحه ستون قرار ندارند. زیرا خود پیچها دارای تنش اولیه هستند و هنگامی‌که گشتاوری به آنها اعمال می‌گردد تنشهای ماکزیمم و مینیمم قرینهٔ یکدیگر نمی‌شوند. البته حالتی که در اینجا در نظر گرفته شده یک حالت محافظه کارانه است که بدترین حالت را نتیجه می‌دهد.

محاسبات

نیرو در پیچها ناشی از گشتاور در راستای Y

نیرو در پیچها را با استفاده از تغییر مکان آنها تعیین می شود. تغییر مکان ناشی از گشتاور درراستای Y در شکل ۴۰ نشان داده شده باشد.



شکل ۴۰

تغییر مکانها برابرند با:

$$\delta 1 = \frac{3P_1}{AE} \quad ,\delta 2 = \frac{2P_2}{AE} \quad ,\delta 3 = \frac{3P_3}{AE}$$

P1 و P2 و P3 بترتیب نیروهای وارد برردیف انتهایی، میانی و ابتدائی میباشد.

با استفاده از روابط هندسی مقادیر P2 و P3 بر حسب P1 بدست می آید.

$$\frac{\delta 1}{\delta 2} = 1.8 \Rightarrow P_1 = 1.2P_2, \quad \frac{\delta 1}{\delta 3} = 9 \Rightarrow P_1 = 9P_3$$

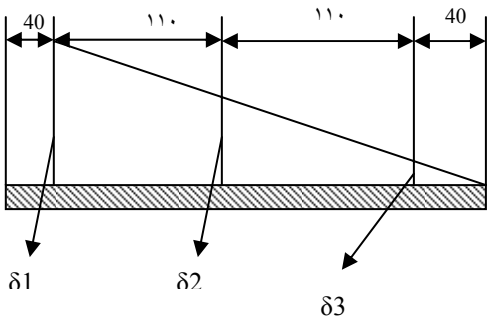
توجه شود که پیچها از یک نوع و از یک شماره می باشند.

حال از تعادل گشتاور حول تار خنثی مقدار نیروی بیشینه را استخراج می شود.

$$M_y = 9810 = 3P_1 \times \frac{360}{1000} + 2P_2 \times \frac{200}{1000} + 3P_3 \times \frac{40}{1000} \Rightarrow$$

$$1080P_1 + 333.33P_1 + 13.33P_1 = 9810000 \Rightarrow P_1 = 6876N$$

برای گشتاور در راستای X نیز مقدار بیشینه نیرو مانند روش فوق قابل محاسبه است. مقادیر تغییر مکانهای ناشی از این گشتاور در شکل زیر نشان داده شده است.



شکل ۴۱

با انجام محاسبات فوق نیروی بیشینه برابر P'1=6209N خواهد شد(Mx=6569N.m)

پس با توجه به شکل ۳۹، پیچی که مد نظر طراحی است، بالاترین پیچ در سمت راست است که نیروی P=P1+P'1=13085N تحمل می کند.

همانطور که اشاره شد، بعد از محاسبات اولیه باید به سعی و خطا پرداخت. ابتدا از پیچ M10 در کلاس ISO4.6 شروع می کنیم. قبل از شروع باید سختی پیچ(Kb) و صفحات(Kp) تعیین شوند. حال این مقادیر را محاسبه می کنیم [3].

$$\begin{cases} d = 10mm \Rightarrow L_T = 2\times 10 + 6 = 26mm \quad , L_d = 40 - 26 = 14mm \quad , L_t = 20 - 14 = 6mm \\ A_d = \dfrac{\pi \times 10^2}{4} = 78.5mm^2 \quad , A_t = 58mm^2 \end{cases} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \begin{cases} Kb = \dfrac{A_d.A_t.E}{A_t.L_d + A_d.L_t} \dfrac{78.5\times 58\times 207000}{78.5\times 6 + 58\times 14} = 734.6kN/mm \\ Kp = EdA\exp(Bd/l) = 207000\times 10\times 0.78715\exp(0.62873\times 10/20) = \\ = 22.3\times 10^3 kN/mm \end{cases}$$

پس مقدار C برابر است با:

$$C = \frac{Kb}{Kp + Kb} = 0.248$$

بنابراین مقدار نیروی وارد بر پیچ(Fb) برابر است با:

$$Fb = CF + Fi = 0.248\times 13085 + 0.9\times 225\times 58 = 15kN$$

توجه شود که مقدار Sy برابر225MPa می باشد. پس مقدار ضریب طراحی خواهد شد:

$$\frac{Fb}{A_t} \le \frac{S_y}{n} \Rightarrow n = 0.87$$

همانطور که قبلاً بیان شد چون این پیچها اتصالات دائم هستند ممکن است تسلیم درآنها رخ دهد اما با این حال سعی شده تا ضریب اطمینان کمی بیش از ۱ بدست آید. بر این اساس پیچ دیگری را حدس می زنیم. بر فرض از کلاس ISO8.8 شمارهٔ M16 را بر می گزینیم.

$$\begin{cases} d = 16mm \Rightarrow L_t = 2\times16+6 = 38mm \Rightarrow L_t = 20-2 = 18mm \\ At = 157mm2 \quad , Ad = 201.1mm2 \end{cases} \Rightarrow$$

$$Kb = \frac{157\times201.1\times207000}{201.1\times18+157\times2} = 1.661\times10^6\ N/mm$$

$$Kp = 207000\times16\times0.78715\exp(0.62873\times16/20) = 4.31\times10^6\ N/mm$$

مقدار C برابر است با:

$$C = \frac{Kb}{Kp+Kb} = 0.278$$

بنابراین مقدار نیروی وارد بر پیچ(Fb) برابر است با:

$$Fb = CF + Fi = 0.278\times13085 + 0.9\times600\times157 = 88.42kN$$

توجه شود که مقدار Sp و Sy برای این کلاس بترتیب برابر600 و 660MPa می باشد. پس مقدار ضریب طراحی خواهد شد:

$$\frac{Fb}{A_t} \le \frac{S_y}{n} \Rightarrow n = 1.17$$

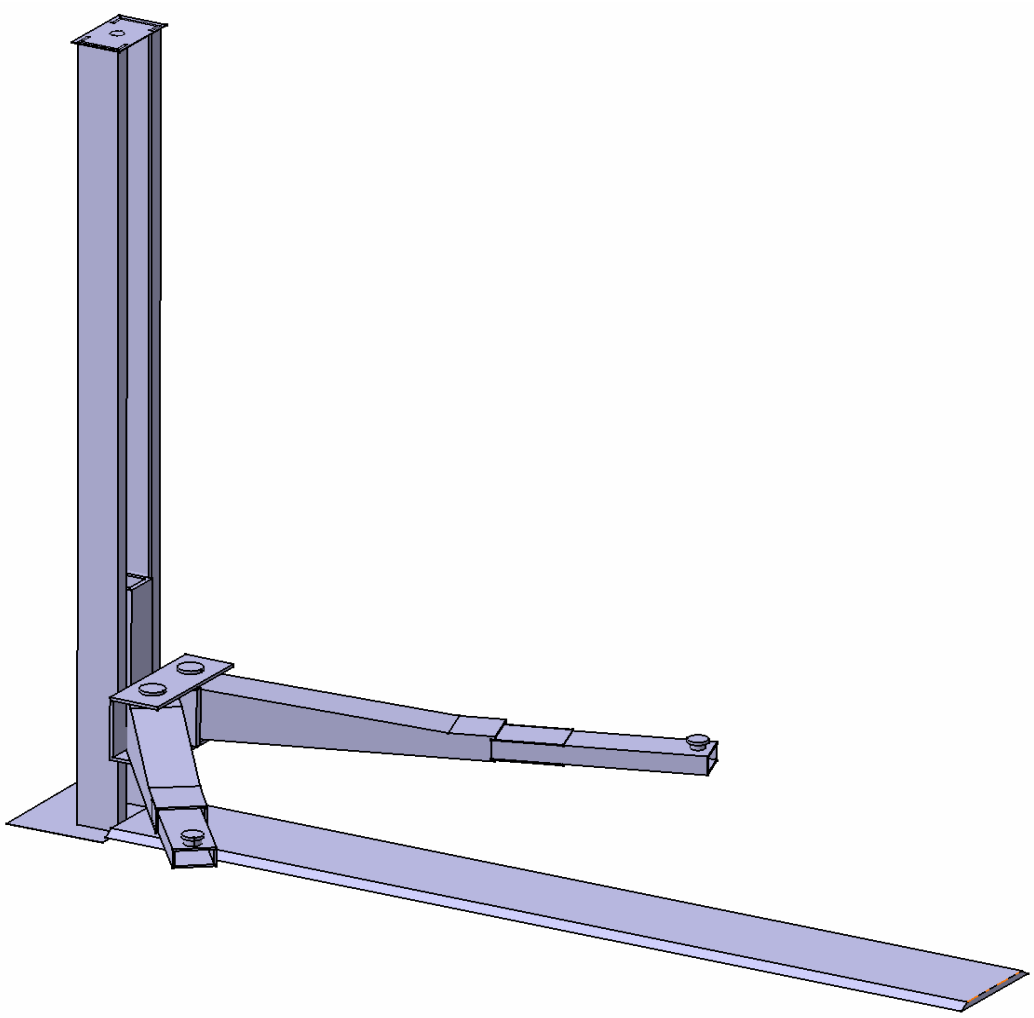
پس پیچ نمره M16 از کلاس ISO 8.8 ([2]و[3])را برای تثبیت ستون بر روی زمین بر می‌گزینیم. البته چون در صنعت ایران بیشتر از این نوع کلاس استفاده می‌شود، در اینجا نیز از کلاس فوق بهره گرفته ایم.

۴- نقشه‌های مهندسی قطعات بکار برده شده در بالابر

مشخصات کلی بالابر در جدول زیر بیان شده است.

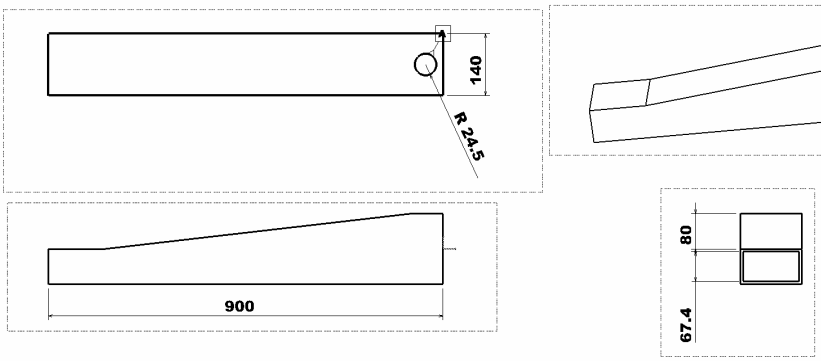
مدل	ظرفیت	پهنای کلی	ارتفاع کلی	فاصله بین ستونها	ارتفاع بالابری بیشینه	زمان بالابری	قدرت مورد نیاز استاندارد
M2500	2500Kg	3m	2.5m	2.7m	2m	55s	5.5kW

نیمی‌از شکل پرسپکتیو بالابر در شکل نشان داده شده است. نیمه دیگر بطور متقارن در طرف مقابل قرار می‌گیرد.

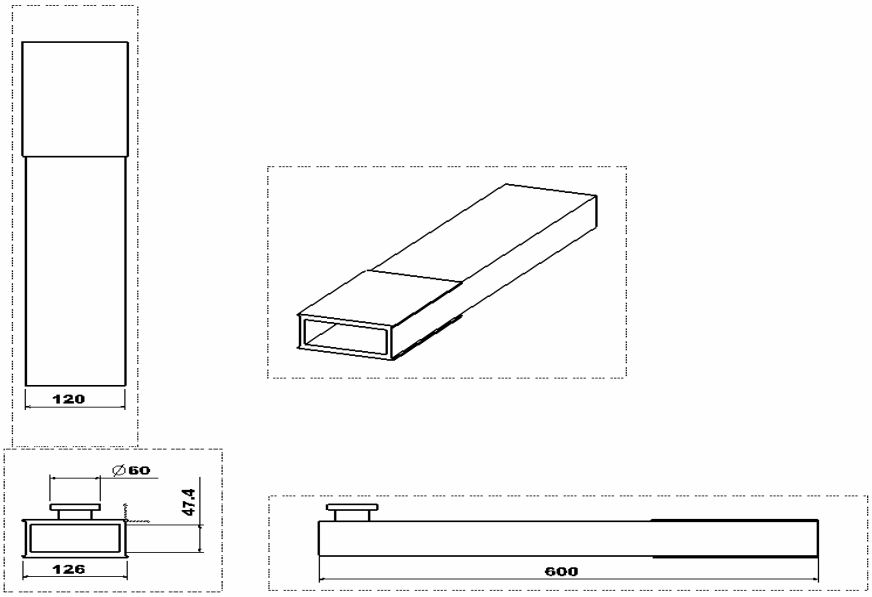


پرسپکتیو نیمی‌از بالابر

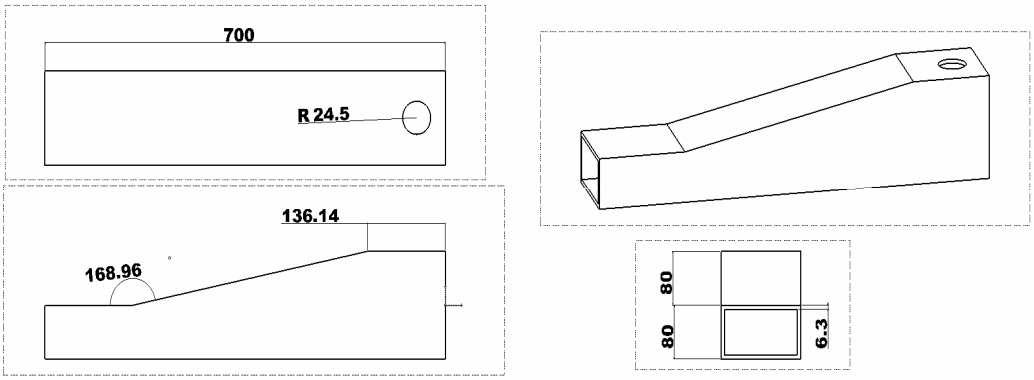
نقشهٔ مهندسی هر یک از اجزا نیز در اینجا ترسیم شده است.



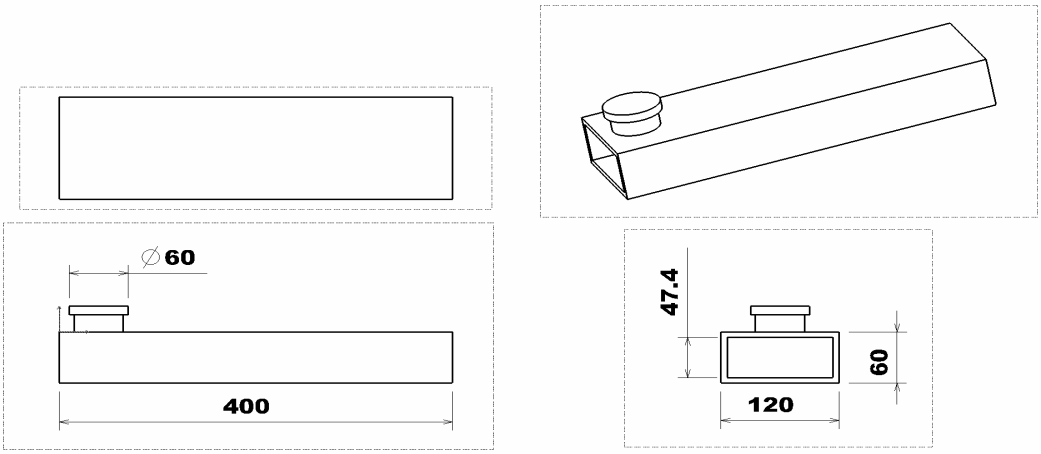
کشوئی اصلی بازوی بزرگتر



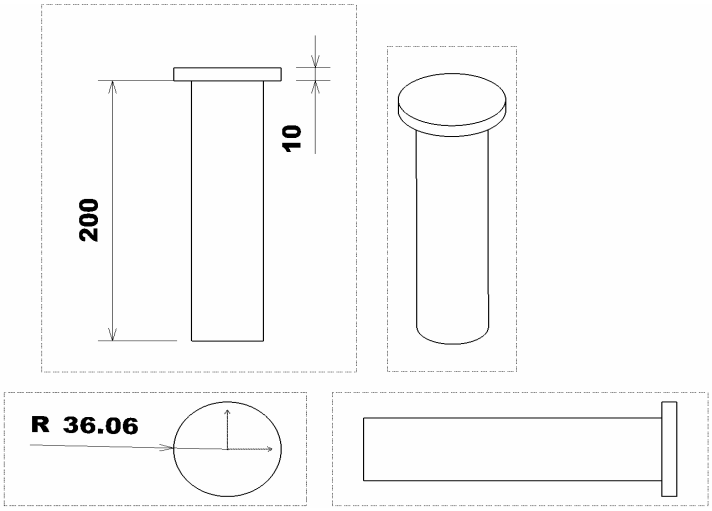
کشوئی بازوی بزرگتر



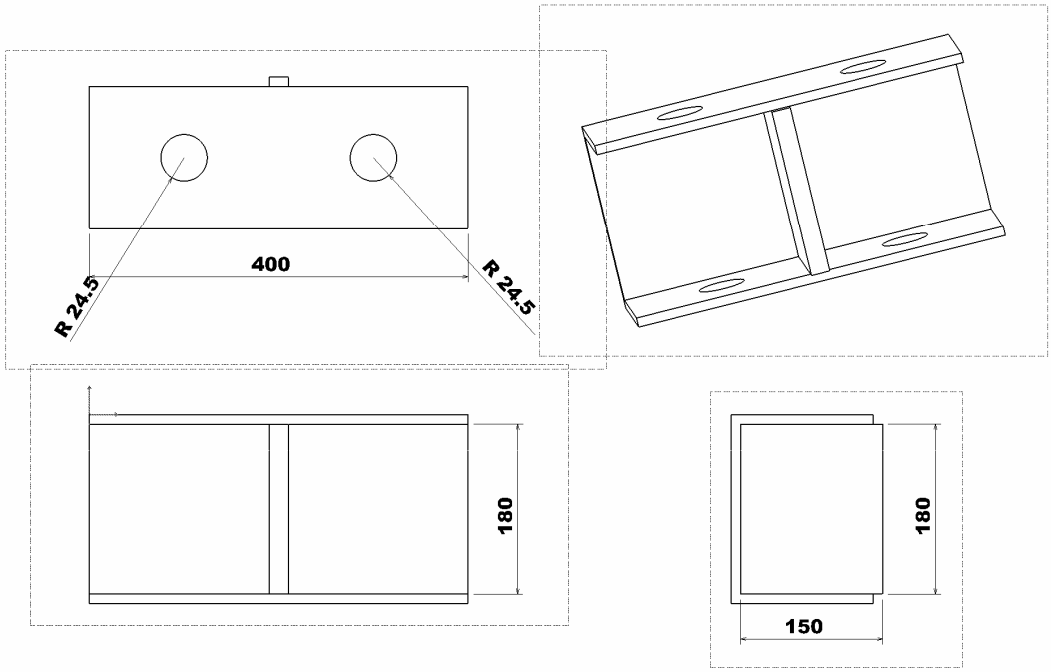
کشوئی اصلی بازوی کوچکتر



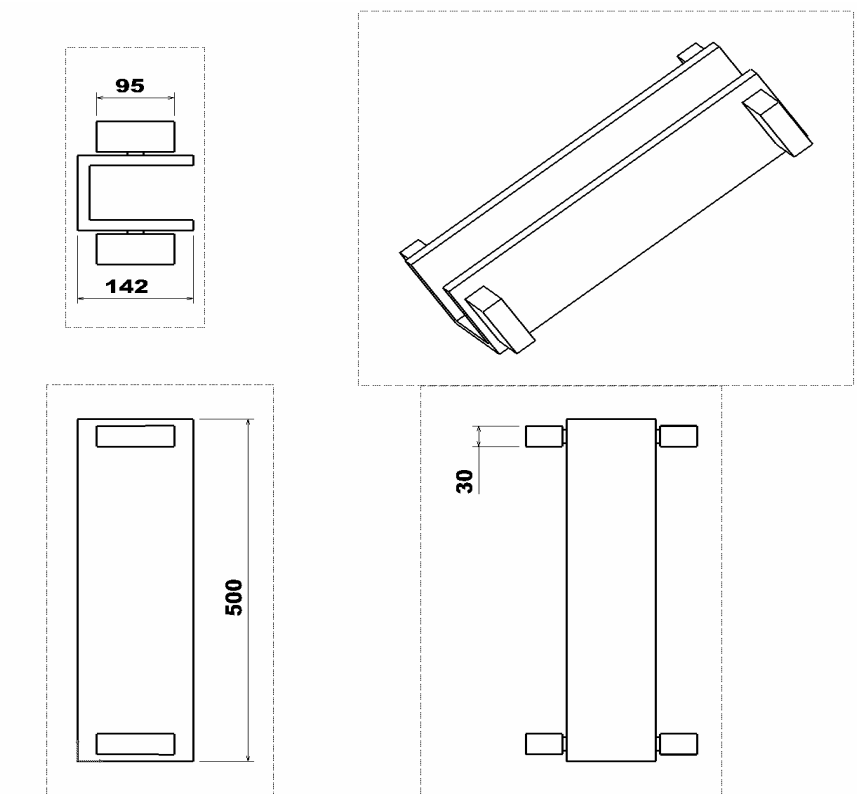
کشوئی بازوی کوچکتر



پین انتهای بازوها



ناودانی نگهدارنده بازوها



رابط بازوها به پیچ انتقال قدرت(مهره)

۵-مراجع

۵-۱- مراجع فارسی

۱- آئین نامهٔ سازه‌های فولادی، مبحث دهم
۲- ع، ولی نژاد، جداول و استانداردهای طراحی و ماشین سازی، بنگاه انتشاراتی Europa Lehrmittel، ۱۳۷۴

۵-۲- مراجع لاتین

3- Shigley, J, E, Mechanical Engineering Design, 7ed, Mc Graw Hill, 2003
4- www.johnbeen.com
5- Erik, O, Machinery Handbook, 26ed, Industrial Press Inc, 2000
6- Wegest, C.W., Key to steel,1989

www.nayabprojects.com