



دانشکده مکانیک
گروه آموزشی جامدات
پروژه طراحی اجزا دو

طراحی بالابر برقی پرتابل

استاد راهنما
دکتر سعید گلابی

توسط:

سید محمد طباطبایی ۹۶۲۰۲۱۰۰۴۶

متین منصوری ۹۶۲۰۲۱۰۰۷۰

(مرداد) ۱۳۹۹

۴.....	مقدمه
۵.....	تحقیقات بازار و مدل های موجود در بازار
۶.....	طراحی اجزا
۷.....	ضریب طراحی استاکر
۸.....	طراحی شاخک های استاکر(forks)
۱۰.....	طراحی نگهدارنده شاخک ها برای اتصال به مکانیزم بالابر
۱۱.....	ضخامت جوش صفحه نگهدارنده به شاخک ها
۱۲.....	طراحی میله نگه دارنده شاخک ها
۱۵.....	طراحی صفحه اتصال شاخک ها به میله
۱۶.....	طراحی صفحه تکیه گاه پشت شاخک ها
۱۹.....	ضخامت جوش ورق های نگه دارنده
۲۰.....	طراحی تکیه گاه میان میله نگه دارنده
۲۰.....	ضخامت جوش تکیه گاه
۲۱.....	طراحی چارچوب کنار نگهدارنده
۲۲.....	طراحی قسمت بالای نگهدارنده
۲۳.....	ضخامت جوش اتصال قسمت بالای نگه دارنده به چارچوب
۲۴.....	طراحی محل اتصال نگه دارنده به ریل
۲۵.....	ضخامت جوش اتصال نگه دارنده به ریل
۲۶.....	طراحی چرخ های داخل ریل
۲۸.....	طراحی بیرینگ برای چرخ های روی ریل
۲۹.....	تحلیل ریل بالابر

- ۳۰ ضخامت جوش ریل به بدنه استاکر
- ۳۱ طراحی مکانیزم بالابر (پیچ انتقال قدرت)
- ۳۲ طراحی بیرینگ کفگرد مناسب برای پیچ انتقال قدرت
- ۳۴ انتخاب موتور
- ۳۵ طراحی گیربکس
- ۳۷ انتخاب یاتاقان برای گیربکس
- ۳۸ انتخاب باتری
- ۳۹ انتخاب چرخ ها
- ۴۰ شمای کلی طرح
- ۴۱ منابع و مآخذ:

مقدمه

با گسترش صنایع و به وجود آمدن انبارداری و حمل و نقل داخل کارگاهی، کارفرمایان نیاز مبرم به وسایلی جهت جابه‌جایی ساده و سریع وسایل سنگین داشتند. همچنین جهت تعمیرات تجهیزات نسبتاً سنگین نیاز به تکیه گاهی جهت تعمیر، اسمبل و جابه‌جایی قطعات بود که علاوه بر تحمل بار کار با آن ساده، کم حجم و متحرک باشد. تمامی این نیازها منجر به طراحی و ساخت لیفتراک گردید که انواع دستی و اتوماتیک آن در وزن‌های مختلف نیز در بازار موجود و رایج است.

در این پروژه سعی شده است جهت آشنایی با طراحی صنعتی و آشنایی با تجهیزات استاندارد نسبت به طراحی یک لیفتراک دستی با مشخصات مذکور در متن پروژه پرداخته شود.

طراحی شامل سه قسمت اصلی به شرح زیر می‌باشد:

۱- تحقیقات بازار و نمونه‌های موجود

۲- طراحی قطعات اصلی و درگیر با بارگذاری

۳- انتخاب اجزای استاندارد از کاتالوگ‌ها

قابل ذکر است که طراحی انجام شده صرفاً یک پروژه دانشجویی درس «طراحی اجزا ۲» است و جهت استفاده از آن باید به تأیید و تصحیح متخصصان و اساتید محترم برسد.

تحقیقات بازار و مدل های موجود در بازار

با توجه به نیاز صنایع و کاربری های متفاوت مدل های مختلفی ازلیفتراک در بازار موجود است که می توان عمدتاً به سه دسته تقسیم شان کرد.

۱- بالابر پرتابل متصل به یک خودرو (truck)

۲- بالابر پرتابل با کنترل برقی

۳- بالابر پرتابل دستی

به مدل اول به صورت عام لیفتراک گفته می شود اما به دو مدل دیگر استاکر (stucker) گفته می شود که بیشتر برای کارهای سبک و جابه جایی پالت و وسایل کوچک استفاده می گردد.

در انواع مختلف آن ها از سیستم های مختلف برای کنترل ارتفاع بالابر استفاده می شود که رایج ترین آنها ترکیب سیلندر هیدرولیک و زنجیر است. علت این انتخاب را می توان ظرفیت بالای سیستم هیدرولیک و سیستم ساده آن و همچنین کنترل ساده دانست.

اما در ظرفیت های پایین آن از مکانیزم کابل و قرقره یا پیچ انتقال قدرت هم نیز استفاده می شود. مدلی که هدف این پروژه است از نوع دوم یعنی استاکر با کنترل برقی می باشد که در ادامه به روند طراحی آن می پردازیم.



طراحی اجزا

در این فصل سعی شده است با در نظر گرفتن ضریب طراحی ایمن نسبت به تحلیل نیرویی قطعات و محاسبه ابعاد اجزا پرداخته شود.

در ابتدا نیاز است ضریب طراحی ایمن با توجه به شرایط کاری انتخاب شده و سپس به تحلیل نیرویی پرداخته شود

ضریب طراحی استاکر

ضریب طراحی با توجه به استاندارد موجود و شرایط کاری وسیله تعیین شده است. همچنین برای نتیجه به دست آمده با ضریب طراحی لحاظ شده در استاکرهای موجود مقایسه گردید و نتیجه حاصل شده گواه از مرسوم بودن عدد می باشد.

طبق جدول استاندارد ضریب طراحی با فرمول $Nd = Nm * Nw * Na * Ncf * Ksh$ محاسبه می گردد که Nm قابلیت اعتماد متریکال، Nw عملیات انجام شده روی قطعه یا قطعات، Na دقت محاسبات و Ncf عواقب شکست می باشد. همچنین Ksh ضریب شک بارگزاری است. با توجه به شرایط کاری مقادیر بالا به صورت زیر انتخاب شده اند.

$Nm=1$ متریکال قابل اعتماد

$Nw=1$ ساخت به روش ماشین کاری

$Na=1.05$ طراحی بر اساس فرضیات اثبات شده

$Ncf=1.8$ طراحی برای کاربرد های کلی

$Ksh=1.8$ ضریب شوک برای بالابر با استارت آرام

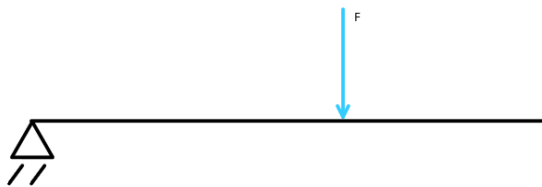
$$\rightarrow Nd = 3.4$$

با استفاده از کاتالوگ استاکر های مشابه موجود در بازار، با مقایسه ظرفیت بارگزاری و ابعاد قطعات ضریب اطمینان حدود ۲,۸ الی ۳,۵ در نظر گرفته شده بود که با نشان می دهد ضریب اطمینان اتخاذ شده، دور از صنعت و واقعیت نیست.

طراحی شاخک های استاکر (forks)

طراحی قطعات باید از محل بارگزاری شروع شده و با انتقال عکس العمل آن بر روی سایر قطعات ابعاد و اندازه ها طراحی گردد. در ابتدا محل بارگزاری که همان شاخک های استاکر هستند باید طراحی گردد. طبق خواسته پروژه طول شاخک ها یک متر است. در نتیجه ابعاد سطح مقطع آن نیاز است.

طبق تحلیل نیرویی شاخک، تحلیل به صورت یک تیر یکسرگیردار می باشد که نیرویی به فاصله d از تکیه گاه آن وارد می شود، فاصله مرکز ثقل بار تا انتهاست که با توجه به سایر استاکر های موجود و ایمنی های رعایت شده تقریباً 0.6 الی 0.7 طول شاخک می باشد که در این پروژه 650mm در نظر گرفته شد.



شکل ۱ تحلیل استاتیکی شاخک

بارگزاری به مقدار معادل وزن 125kg که نصف بار کل روی هر شاخک فرض شده است و ضریب طراحی 3.4 لحاظ گردیده است. مقطع تیر به صورت مستطیلی بوده و برای ساخت شاخک ها می توان از ورق st-37 یا همان ورق سیاه که قابل دسترس و رایج است استفاده کرد. طبق کاتالوگ های فولاد مبارکه اصفهان که یکی از بزرگترین مجتمع های فولاد سازی در ایران است حداقل استحام تسلیم این نوع ورق 220 مگاپاسکال اعلام شده است که جهت اطمینان از طراحی با فرض حداقل 210 مگاپاسکال انجام شده است.

به منظور سهولت در آزمون و خطا برای رسیدن به ابعاد مطلوب، از نرم افزار متلب استفاده شده است که با کد نویسی پارامترها و روابط ابعاد و اندازه ها به سرعت محاسبه شده و قابل قیاس اند.

```
l=1000; h=22; d=650; F=125*3.4*9.81; M=F*d ; sigma=210;
```

```
b=6*M/(sigma*h^2)
```

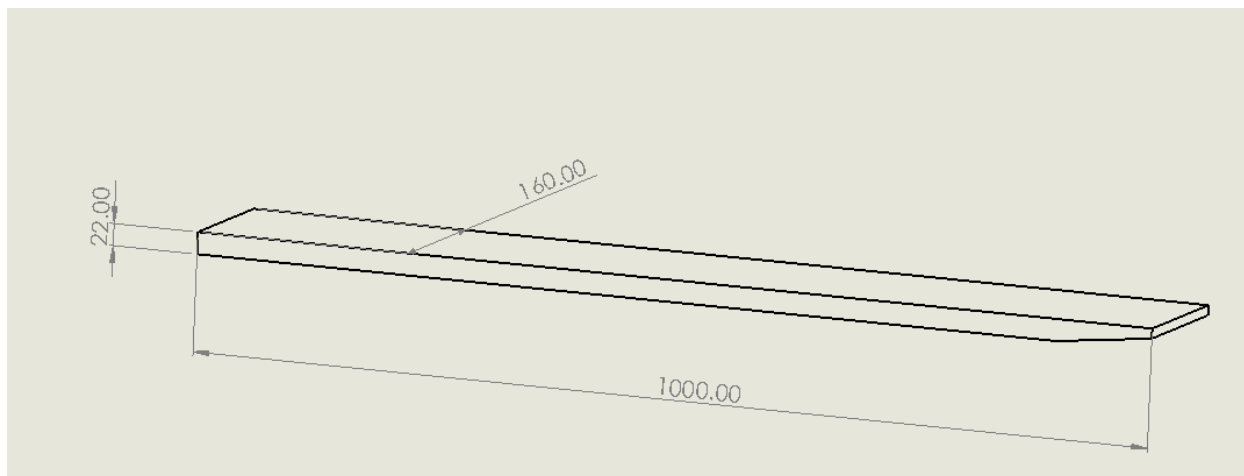
```
v=b*h*1*10^-9;
```

```
m=v*7650;
```

با تغییر ضخامت شاخک ها سعی شده است تا پهنای قابل قبول و استاندارد برای آن حاصل شود که در نتیجه با پهنای 160mm و ضخامت 22mm ابعاد مناسب بارگزاری حاصل شد.

به دلیل اینکه با کاهش فاصله بارگزاری با مقطع تیر، اثرات آن کمتر می شود می توان با یک شیب ملایم ضخامت را در طول کم کرد اما با احتیاط در طراحی تا فاصله 100mm تا ابتدای شاخک، ضخامت ثابت در نظر گرفته شده و پس از آن با شیب کمی ضخامت کاسته شده است.

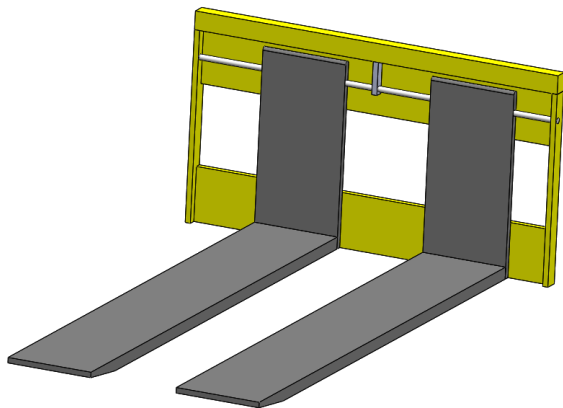
همچنین وزن شاخک ها جهت تحلیل نیرویی سایر اجزا محاسبه گردیده است که معادل 27kg می باشد.



شکل 2 نقشه ابعاد شاخک استاکر

طراحی نگهدارنده شاخک ها برای اتصال به مکانیزم بالابر

شاخک های استاکر برای جابه جایی وسایل مختلف باید قابلیت تنظیم فاصله را داشته باشند. از سویی دیگر باید تکیه گاهی محکم برای آن نیز وجود داشته باشد. با الگو گرفتن از مدل های موجود و شبیه سازی آن، قسمت نگه دارنده شاخک ها به صورت شکل ۳ در نظر گرفته شد.



شکل ۳ مدل نگه دارنده شاخک ها

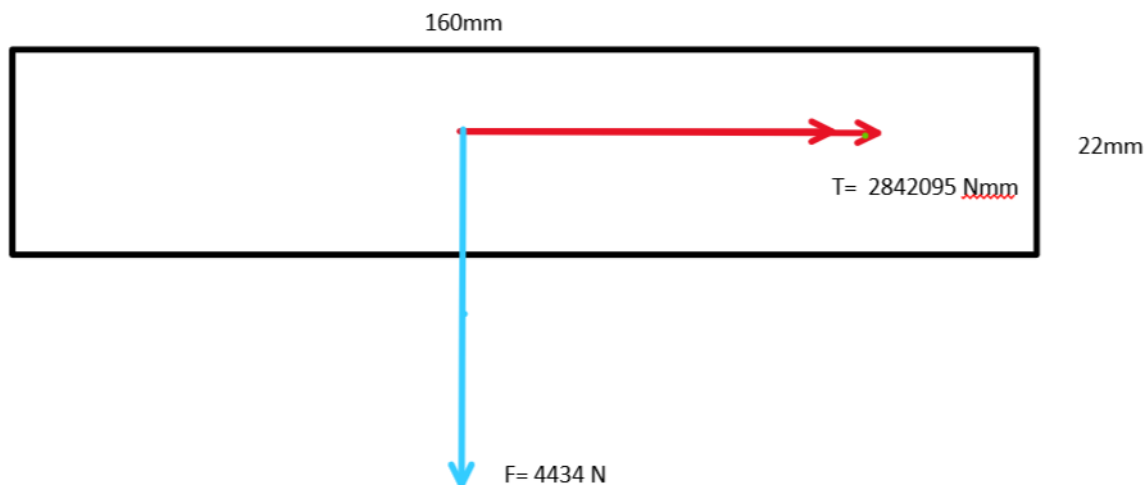
در این مدل، به منظور جابه جایی شاخک ها از یک میله محدود کننده استفاده شده است تا علاوه بر تحمل بار عمودی قابلیت تنظیم فاصله وجود داشته باشد.

همچنین از دو صفحه نگهدارنده در پشت شاخک ها استفاده شده تا به پشت حرکت نکنند و همچنین امکان اتصال نگهدارنده به ریل وجود داشته باشد.

در ابتدا باید صفحه اتصال شاخک ها به میله طراحی شود تا بتوان ابعاد سایر قطعات را طراحی کرد.

مقطع خطرناک در این صفحه، محل عبور میله از صفحه هست که علاوه بر نیروهای افقی و عمودی دارای تمرکز تنش نیز می باشد اما برای تحلیل تنش باید قطر میله مشخص باشد. در نتیجه ابتدا به تحلیل نیرویی میله می پردازیم.

ضخامت جوش صفحه نگهدارنده به شاخک ها



شکل 4 ضخامت جوش اتصال شاخک ها به نگه دارنده

$$\Sigma l_i = 160 + 160 = 320$$

$$Z_w = b \times d = 160 \times 22 = 3520$$

$$f_b = \frac{M}{Z_w} = \frac{2842095}{3520} = 807.41$$

$$f_y = \frac{F}{\Sigma l_i} = \frac{4434}{320} = 13.85$$

$$F = \sqrt{f_y^2 + f_b^2} = \sqrt{13.85^2 + 807.41^2} = 807.53$$

$$F = \frac{0.5 \times S_y}{n_d} \times 0.707 \times h$$

$$S_y = 393 \text{ MPa}$$

$$n_d = 3.4$$

$$807.53 = \frac{0.5 \times 393}{3.4} \times 0.707 \times h$$

$$h = 19.76 \text{ mm}$$

طراحی میله نگه دارنده شاخک ها

جهت تحلیل تنش میله ابتدا باید تحلیل نیرویی کامل از شاخک ها انجام شود تا نیروی وارد به میله از طرف شاخط ها مشخص گردد



نیروی F: نیروی بارگزاری

mg: وزن شاخک

Fb: نیروی وارد شده از صفحه پشت

b: فاصله Fb تا پایین صفحه

Fh: نیروی عکس العمل میله

h: فاصله Fh تا پایین صفحه

شکل ۵ تحلیل نیرویی کل شاخک

تحلیل نیرویی شاخک

$$f_x=0 \rightarrow F_{hx}=F_b \quad _1_$$

$$f_y=0 \rightarrow F=F_{hy} \quad _2_$$

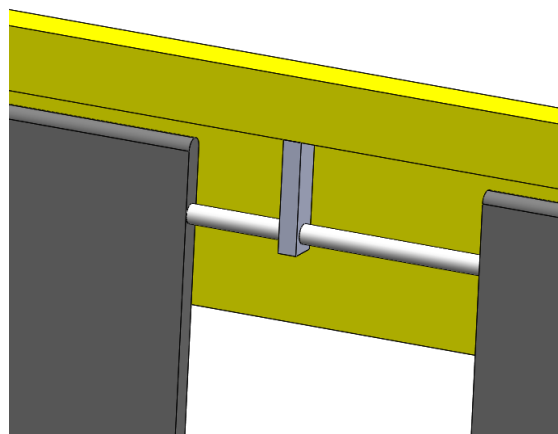
$$M_o=0 \rightarrow F*d+F_b*b-F_{hx}*L=0$$

$$F*d=F_{hx}*h-F_b*b \rightarrow _1_$$

$$F*d=F_{hx}*(h-b) \rightarrow F_{hx}=F*d/(h-b) , F_{hy}=F$$

پهنای هر کدام از ورق های نگه دارنده 100mm فرض شده است و همچنین نیروی Fb یک نیروی گسترده مثلی می باشد، با توجه به شرایط فوق فاصله Fb برابر 100/3mm می باشد و ارتفاع میله نگه دارنده 300mm فرض شده است.

در نتیجه $F_{hy}=4434N$ و $F_{hx}=10808N$ می باشد.



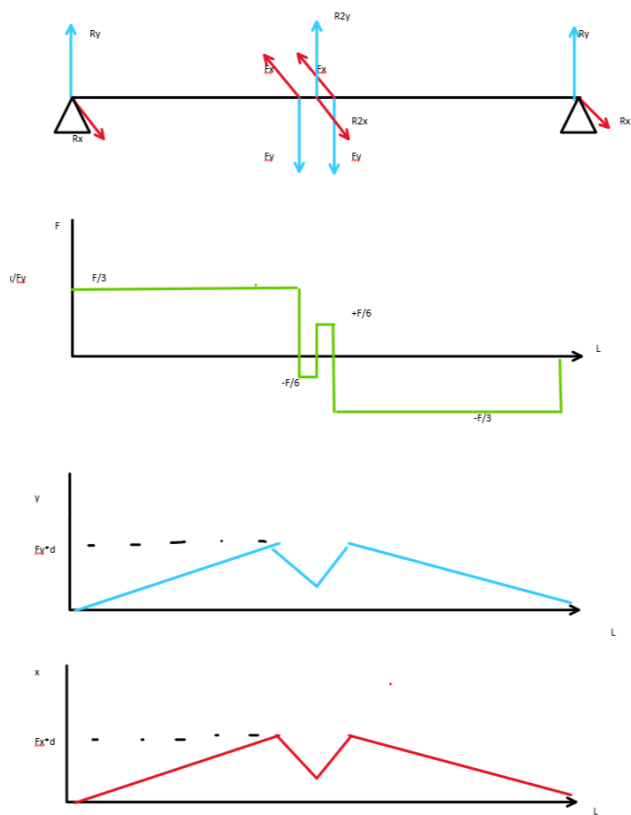
به منظور اینکه ضخامت میله زیاد نشود و بتواند بار بیشتری را تحمل کند در میانه میله از یک تکیه گاه استفاده شده است که در شکل ۸ قابل مشاهده است

شکل ۶ صفحه نگه دارنده میله

در شکل ۶ تحلیل نیرویی میله نشان داده شده است که می توان از شکل توزیع تنش و نیرو دریافت، بحرانی ترین حالت زمانی اتفاق می افتد که شاخک ها به میله وسط نزدیک باشند. با توجه به کاربرد استاکرها و جابه جایی پالت ها و همچنین با توجه به مدل های موجود حداکثر فاصله بیرونی شاخک ها 680mm در نظر گرفته شده است.

در نتیجه تحلیل تنش باید در فاصله 265mm از سر میله انجام گردد.

به منظور تحلیل تنش، روابط در نرم افزار متلب کد نویسی شده و با روش آزمون و خطا قطر مورد نیاز محاسبه گردیده است که برابر با 10.5mm می باشد



شکل ۷ تحلیل نیرویی میله نگهدارنده شاخک ها

```

clear all
h=300 ; b=100/3; d=650; %mm
g=9.81 ; F=125*g*3.4+27*g;%mm

Fhy= F; Fhx= F*d/(h-b); Fb= Fhx;
Fhy=Fhy*2; Fhx=Fhx*2;
do=10.5;

%-----
tawb1=16/3*Fhy/(pi*do^2)/4;
tawb2=16/3*Fhx/(pi*do^2)/4;

sigma_vmb=sqrt(3*(tawb1^2+tawb2^2)) % Shear stress in bar
%-----

My=Fhy/3*265;
Mx=Fhx/3*265;
taw1=16/3*Fhy/3/(pi*do^2);
taw2=16/3*Fhx/3/(pi*do^2);

sigmax= 32*Mx/pi/d^3;
sigmay= 32*My/pi/d^3;

sigma_vm=sqrt(sigmax^2+sigmay^2-sigmay*sigmax+3*(taw1^2+taw2^2))

```

طراحی صفحه اتصال شاخک ها به میله

اکنون که قطر میله محاسبه گردید می توان صفحه اتصال شاخک به نگهدارنده را طراحی نمود. با توجه به تحلیلی که در صفحات قبل انجام شد تنها کافی است تحلیل تنش در محل تعبیه سوراخ عبور میله انجام گردد. به علت وجود سوراخ، مقطع دارای تمرکز تنش نیز می باشد که مقادیر آن از کتاب شیگلی نیز استخراج گردید است.

در این تحلیل طول و پهنای صفحه مشخص است و تنها باید ضخامت صفحه مشخص گردد.

```
%plate

%fx=0 -----> Fhx=Fb   _1_
%fy=0 -----> F=Fhy    _2_

%Mo=0 -----> F*d+Fb*b-Fhx*L=0
% F*d= Fhx*h-Fb*b --> _1_
% F*d= Fhx*(h-b) -----> Fhx= F*d/(h-b)
% Fhy=F

h=300 ; b=100/3; d=650; %mm
g=9.81 ; F=125*g*3.4+27*g;%N

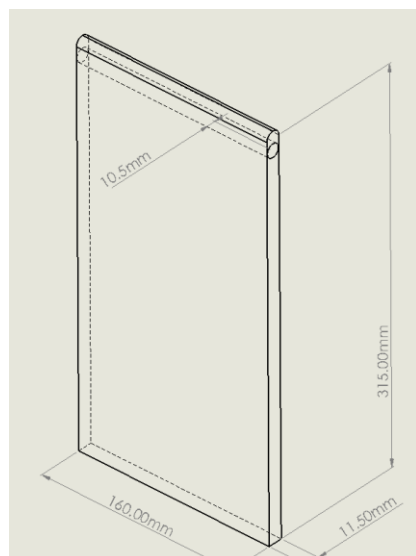
Fhy= F; Fhx= F*d/(h-b); Fb= Fhx;

do=10.5; L=11.5; v=160;

q1=0.8; kt1=1.5 ; kf1=1+q1*(kt1-1);
sigmay= Fhy/(v*(L-do))*kf1;

taw= 3/2*Fhx/(v*(L-do));

sigma_vm=sqrt(sigmay^2+3*taw^2)
```

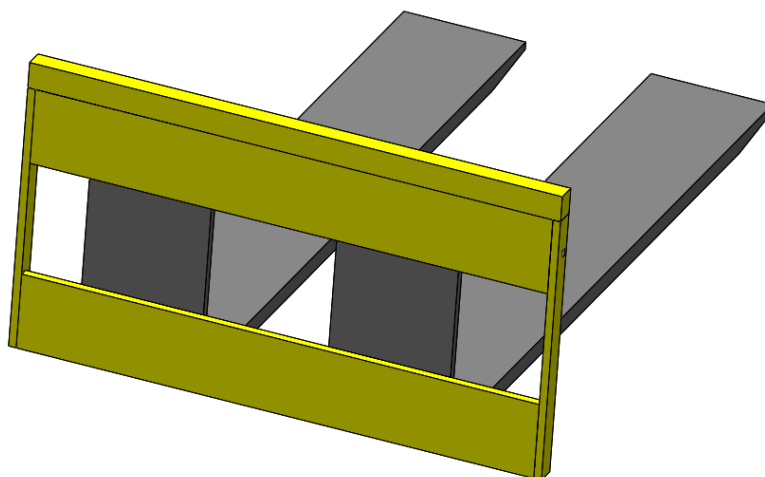


با تحلیل تنش، ضخامت صفحه 11.5mm به دست می آید که تنها 1mm با قطر سوراخ تفاوت دارد. دلیل این اختلاف کم آن است که پهنای صفحه به اندازه کافی زیاد است و تنش موجود را می تواند تحمل کند.

شکل ۸ نقشه هندسی صفحه اتصال شاخک به میله نگهدارنده

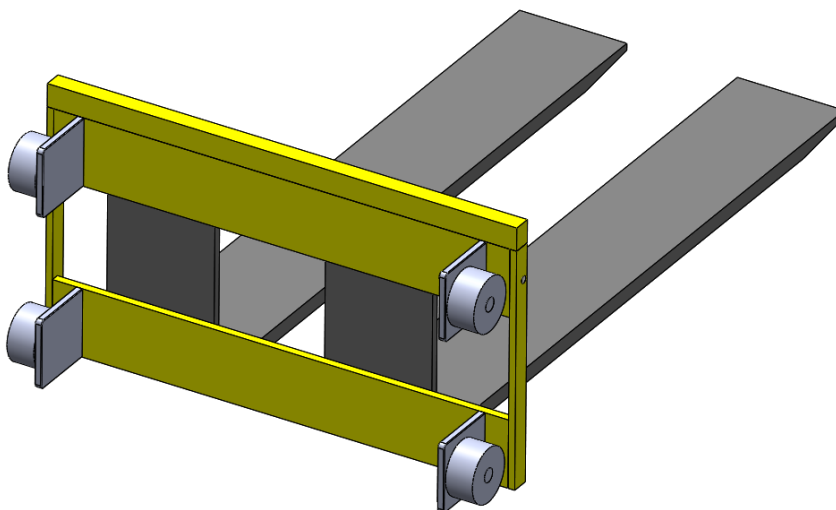
طراحی صفحه تکیه‌گاه پشت شاخک‌ها

طراحی این قسمت بسیار حائز اهمیت است زیرا محل اتصال شاخک‌ها و نگهدارنده به مکانیزم بالابر است و با شکست در این نقطه سیستم به صورت کلی fail می‌کند.



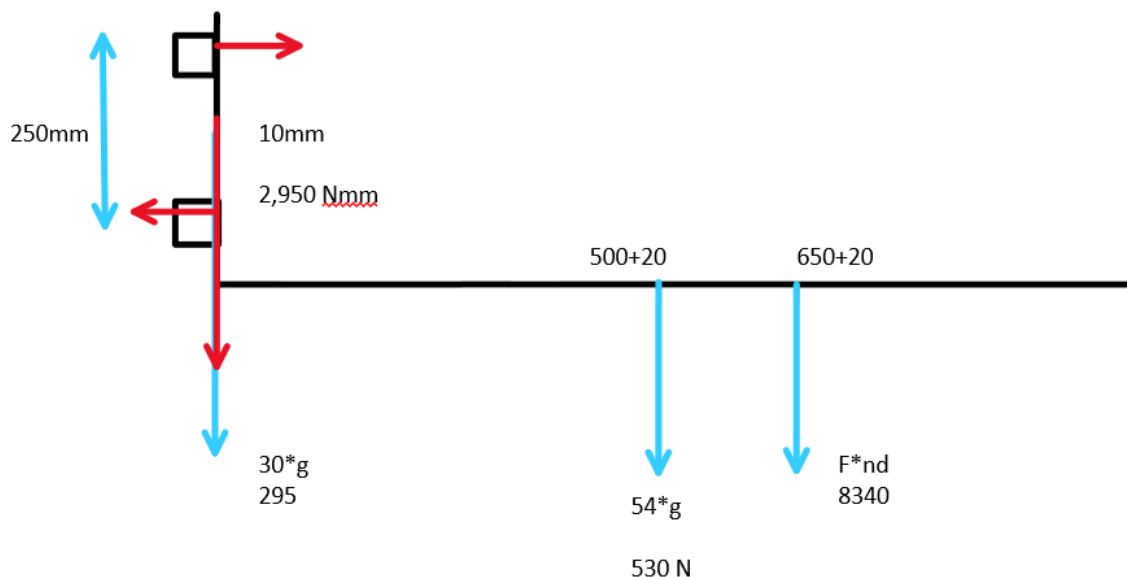
شکل ۹ صفحه‌های نگه دارنده شاخک‌ها

علاوه بر نیروهای وارد شده از طرف شاخک‌ها، صفحات باید به ریل‌ها متصل شوند که نیروهای آن‌ها نیز باید مورد تحلیل و بررسی قرار گیرند. ابتدا باید نیروهای عکس‌العمل آن‌ها نیز مشخص گردد. در شکل زیر مدلی از اتصال نگه دارنده به چرخ‌های ریل مشاهده می‌گردد.



شکل ۱۰ مدل اتصال چرخ‌های ریل به صفحات پشت شاخک‌ها

به منظور محاسبه نیروی عکس العمل اتصال چرخ ها، باید تحلیل نیرویی روی شاخک ها و نگه دارنده انجام شود. در شکل ۱۰ می توان دیاگرام این تحلیل را مشاهده کرد.



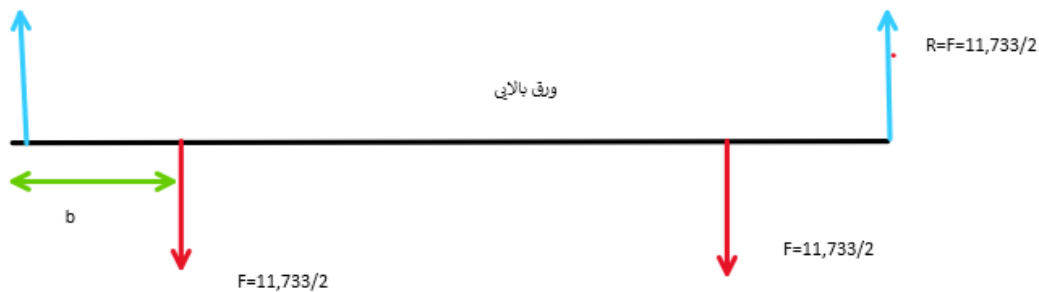
شکل ۱۱ تحلیل نیرویی نگه دارنده و شاخک ها

در این تحلیل جرم نگهدارنده حدود 30kg و ضخامت آن 20mm در نظر گرفته شده است که البته تأثیر آن بسیار کم است و تغییرات آن در ادامه روند طراحی تأثیر زیادی نخواهد داشت

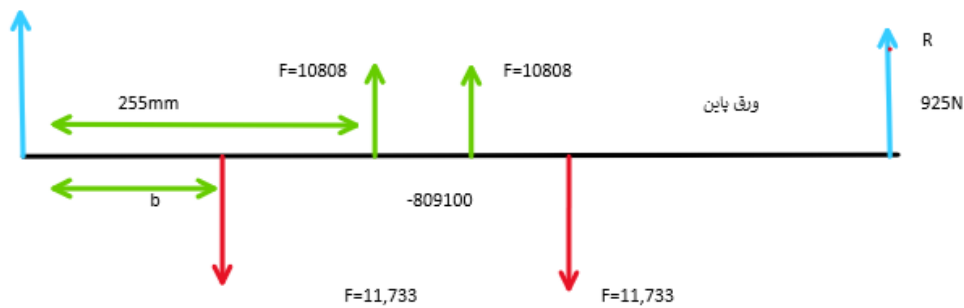
$$\Sigma M = F * nd * 670 + 54 * g * 520 + 30 * g * 10 = 5.866.350 Nmm$$

نیروهای آبی رنگ، نیروهای وارد به سیستم است و نیروهای قرمز معادل عکس العمل آن هاست. با گشتاور گیری حول مرکز نگهدارنده، گشتاوری معادل 5,866,350 Nmm ایجاد می شود که توسط اتصال نگه دارنده به ریل تحمل می شود. این اتصال ها با فاصله 250mm از یکدیگر قرار دارند نیروهای معادل وارد بر آنها برابر با 23466N می باشد. اما هر ورق دارای دو اتصال است که بدین سبب نیروی هر اتصال برابر با 11733N است. اکنون با مشخص شدن نیروی اتصال می توان به طراحی صفحه نگهدارنده پرداخت.

در شکل ۱۱ تحلیل نیرویی ورق نگه دارنده آورده شده است



161875



شکل ۱۲ تحلیل نیرویی ورق ها

با توجه به دیاگرام نیرو و گشتاور صفحات بالایی و پایینی، قابل مشاهده است که صفحه بالایی تحت تنش بیشتری قرار دارد که در اثر خمش ایجاد شده توسط نیروی اتصال نگه دارنده می باشد.

علاوه بر طراحی صفحه می توان از روش دیگری برای طراحی استفاده کرد.

بدین صورت که ابعاد ورق فرض شود و سپس به جای طراحی ابعاد ورق فاصله اتصال نگهدارنده تا ابتدای ورق طراحی شود که روش بسیار بهتری است زیرا با توجه به متریکال های موجود، استاکر می تواند ساخته شود.

در اینجا پهنای ورق 100mm و ضخامت ورق 10mm در نظر گرفته شده است. طبق رابطه زیر می توان بیشترین گشتاور قابل اعمال به ورق را محاسبه کرد.

$$h=10; \quad b=100; \quad \sigma=210;$$

$$M = \sigma \cdot b \cdot h^2 / 6; \quad \rightarrow \quad M = 350,000 \text{ Nmm}$$

در نتیجه فاصله مجاز بارگذاری تا یکسر نگهدارنده مشخص می گردد

$$d = M/F = 350,000 / 11,733 = 29.8 \text{ mm}$$

ضخامت جوش ورق های نگه دارنده



شکل 13 ضخامت جوش ورق نگهدارنده پایین

$$\Sigma l_i = 10 + 100 = 110$$

$$f_y = \frac{F}{\Sigma l_i} = \frac{11733}{110} = 106.66$$

$$F = \frac{0.5 \cdot S_y}{n_d} \times 0.707 \times h$$

$$S_y = 393 \text{ MPa}$$

$$n_d = 3.4$$

$$106.66 = \frac{0.5 \cdot 393}{3.4} \times 0.707 \times h$$

$$h = 2.61 \text{ mm}$$

$$\Sigma l_i = 10 + 100 = 110$$

$$f_y = \frac{F}{\Sigma l_i} = \frac{925}{110} = 8.4$$

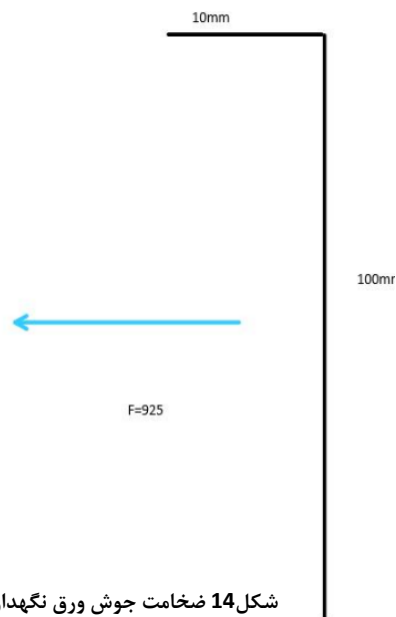
$$F = \frac{0.5 \cdot S_y}{n_d} \times 0.707 \times h$$

$$S_y = 393 \text{ MPa}$$

$$n_d = 3.4$$

$$106.66 = \frac{0.5 \cdot 393}{3.4} \times 0.707 \times h$$

$$h = 0.2 \text{ mm}$$



شکل 14 ضخامت جوش ورق نگهدارنده بالا

طراحی تکیه گاه میان میله نگه دارنده

در این قسمت تنها یک نیرو محوری داریم که باعث ایجاد تنش محوری در قطعه می شود اما به دلیل وجود سوراخ تمرکز تنش نیز در قطعه وجود دارد. روابط تنش و نیرو روی قطعه به صورت زیر می باشد.

$$q=0.8; kt=1.5 ; kf=1+q*(kt-1);$$

$$\sigma_{avg} = F / (b * (L - d_o)) * k_f;$$

در اینجا پهنای تکیه گاه مشخص است. از این جهت که ضخامت ورق نگه دارنده 10mm است و ضخامت صفحه اتصال شاخک به میله نگهدارنده 11.5mm است پهنای آن نیز باید 11.5mm باشد تا در قاب نگه دارنده جاشود و بیرون نزنند اما به دلیل اتصال به ورق نگهدارنده پشت پهنای آن باید 21.5mm محاسبه شود. در این مسئله ضخامت تکیه گاه (b) نیاز به طراحی دارد.

طبق تحلیل های گذشته نیروی F در اینجا برابر با 2956N می باشد. در نتیجه پهنای تکیه گاه طبق رابطه زیر محاسبه می گردد.

$$b = F * K_f / (\sigma * (L - d_o)) = 2956 * 1.4 / (210 * (21.5 - 10.5)) = 1.79mm$$

جهت اطمینان در طراحی و سهولت در ساخت از ضخامت 2mm استفاده می شود که میتوان با برش در ورق ضخامت 2mm آن را تهیه کرد.

ضخامت جوش تکیه گاه

$$\Sigma l_i = 34 + 34 = 68$$

$$f_y = \frac{F}{\Sigma l_i} = \frac{12176}{68} = 179.06$$

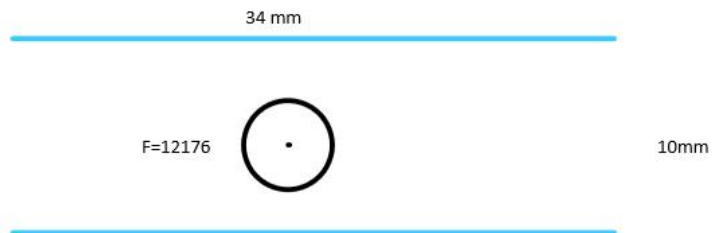
$$F = \frac{0.5 * S_y}{n_d} \times 0.707 \times h$$

$$S_y = 393 \text{ MPa}$$

$$n_d = 4.75$$

$$179.06 = \frac{0.5 * 393}{4.75} \times 0.707 \times h$$

$$h = 6.12 \text{ mm} \quad \text{ضخامت جوش}$$

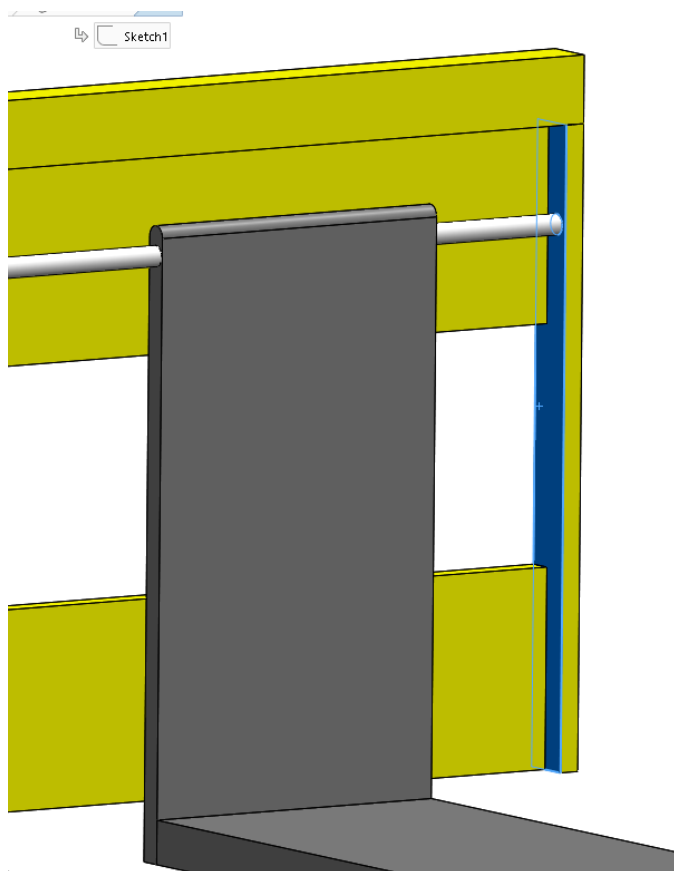


طراحی چارچوب کنار نگهدارنده

چارچوب کنار نگهدارنده وظیفه تحمل بار روی میله را دارد، علاوه بر آن اتصال صفحات نگهدارنده به آن نیز از کاربرد آن است. اما محل تحلیل تنش در آن همان محل قرار گرفتن میله است زیرا نیروی بیشتر و سطح مقطع کوچکتر است. به دلیل وجود عکس العمل میله نگهدارنده یک نیروی محوری و یک نیروی برشی در مقطع خطرناک وجود دارد که باید با تنش معدل و نمیزر مقایسه گردد.

بر اساس ضخامت ورق نگهدارنده و ضخامت صفحه اتصال شاخک به میله، باید ضخامت چارچوب حداقل مجموع آن دو باشد یعنی برابر با 21.5mm می باشد. همچنین ارتفاع آن بر اساس ارتفاع میله و صفحات نگه دارنده باید حدود 350mm باشد.

در اینجا پارامتر مجهول ضخامت آن است که بر اساس تحلیل تنش باید محاسبه گردد



نیرو برشی $F_x=3603N$

نیرو محوری $F_y=1478N$

با کد نویسی در نرم افزار متلب و استفاده از روش صحیح و خطا، ضخامت مطلوب برای نگهدارنده مشخص می گردد.

```
Fy=1478;
Fx=3606;
L=21.5;    v=12;

q=0.8; kt=1.5 ; kf=1+q*(kt-1);
sigmay= Fy/(v*(L-do))*kf;
taw= 3/2*Fhx/(v*(L-do));

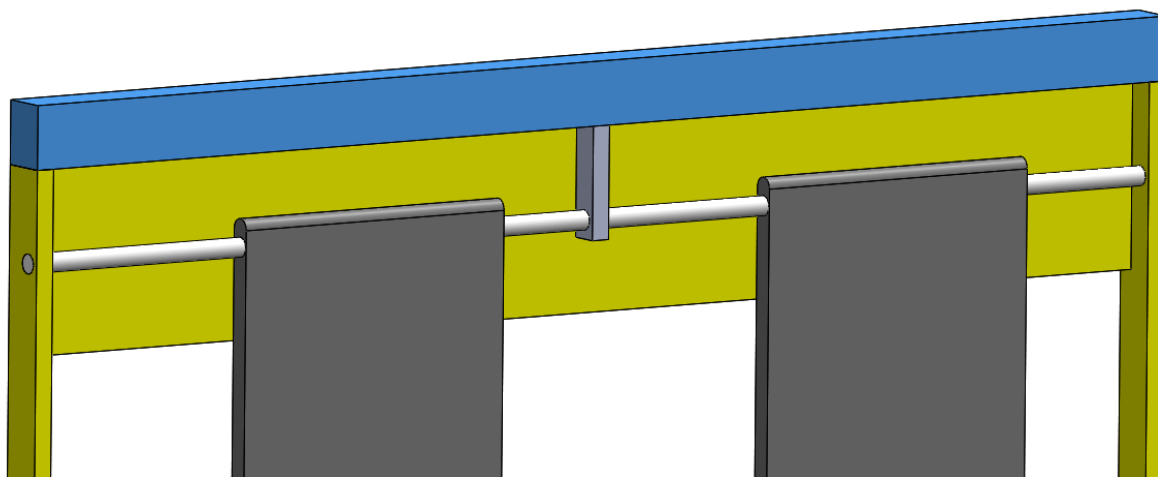
sigma_vm=sqrt(sigmay^2+3*taw^2)
```

ضخامت 12mm برای چارچوب نگهدارنده حاصل میشود.

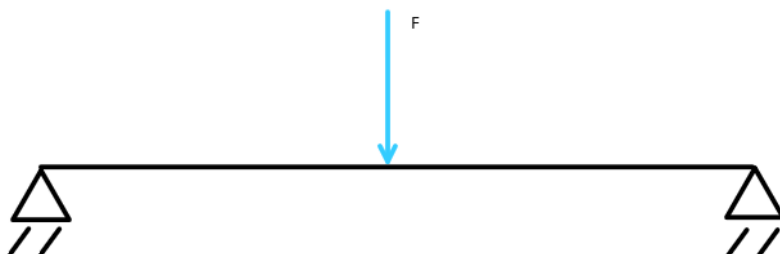
شکل ۱۵ چارچوب نگهدارنده

طراحی قسمت بالای نگهدارنده

قسمت بالای نگهدارنده باید نیروی حاصل از تیکه گاه میله را تحمل کند، پهنای آن مشخص و برابر پهنای چارچوب و طول آن نیز برابر با طول میله و ورق های نگه دارنده است. در نتیجه ضخامت آن نامشخص است که باید مشخص محاسبه گردد. تحلیل آن نیز یک تحلیل ساده استاتیکی یک تیر دوسردرگیر است که به آسانی قابل محاسبه است.



شکل ۱۶ قسمت بالای نگه دارنده شاخک ها



$$F = 250 \cdot g \cdot 3.4 + 50 \cdot g;$$

$$F = F/3;$$

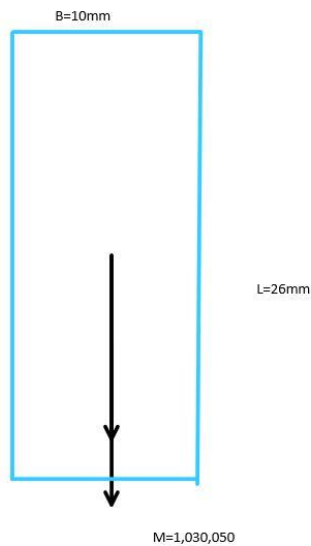
$$\sigma = 210;$$

$$b = 21.5;$$

$$M = F \cdot 350;$$

$$h = \sqrt{6 \cdot M / b / \sigma} = 37 \text{ mm}$$

ضخامت جوش اتصال قسمت بالای نگه دارنده به چارچوب



1

$$Z_w = b \times d + \frac{d^2}{3} = 36 \times 20 + \frac{20^2}{3} = 853.5$$

$$f_b = \frac{M}{Z_w} = \frac{1030050}{853.5} = 1207.1$$

$$F = \frac{0.5 \times S_y}{n_d} \times 0.707 \times h$$

$$S_y = 393 \text{ MPa}$$

$$n_d = 3.4$$

$$1207.1 = \frac{0.5 \times 393}{3.4} \times 0.707 \times h$$

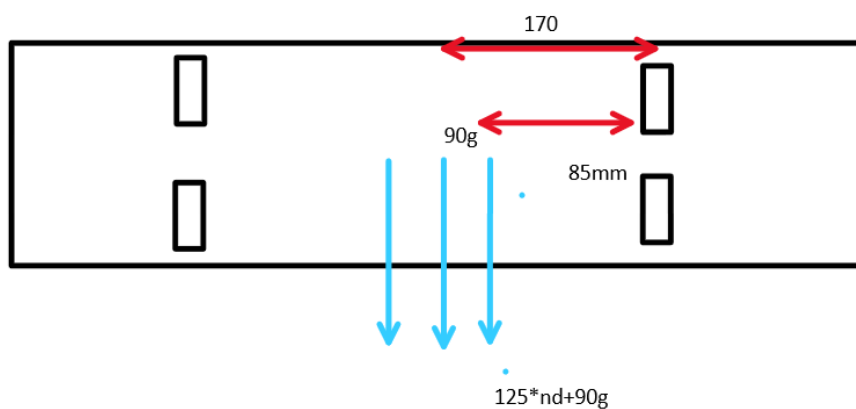
$$h = 29.13 \text{ mm}$$

طراحی محل اتصال نگه دارنده به ریل

با استفاده از یک قسمت مستطیل شکل که می تواند با برش یک ورق تهیه شود فاصله کافی برای اتصال چرخ ها به ریل ایجاد می گردد. در این قسمت ارتفاع ورق مشخص و برابر پهنای ورق نگهدارنده است. در اینجا هدف محاسبه ضخامت ورق می باشد.

این اتصال باید یک نیروی محوری و یک نیروی برشی حاصل از گشتاور بارگزاری را تحمل کند.

نیروی محوری در قسمت تحلیل ورق نگه دارنده محاسبه گردید که برابر با 11733N بود اما گشتاور پیچشی نیاز به تحلیل و بررسی دارد.



شکل ۱۷ تحلیل گشتاور پیچشی اتصالات

$$T = (125 \cdot 4.725 + 90) \cdot 9.81 \cdot 85 + 90 \cdot 9.81 \cdot 170$$

$$T = 717,632$$

$$T = T/4 = 179,408$$

با استفاده از نرم افزار متلب و تحلیل تنش در مقطع خطرناک ضخامت مناسب برای این بارگزاری محاسبه گردید

$$h=100; \quad b=10; \quad A=h \cdot b; \quad d=\sqrt{170^2+100^2}$$

$$F=11733; \quad F2=1000;$$

$$T=179408;$$

$$\sigma = F/A$$

$$\tau_{aw1} = 3/2 \cdot F2/A$$

$$\tau_{aw2} = T / (\pi/2 \cdot b^3 + d \cdot b \cdot h)$$

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot (\tau_{aw1}^2 + \tau_{aw2}^2)}$$

حاصل محاسبات نشان داد ضخامت مناسب این بارگزاری برابر با 10mm می باشد.

ضخامت جوش اتصال نگه دارنده به ریل

$$\Sigma l_i = 10 + 100 = 110$$

$$f_y = \frac{F}{\Sigma l_i} = \frac{11733}{110} = 106.66$$

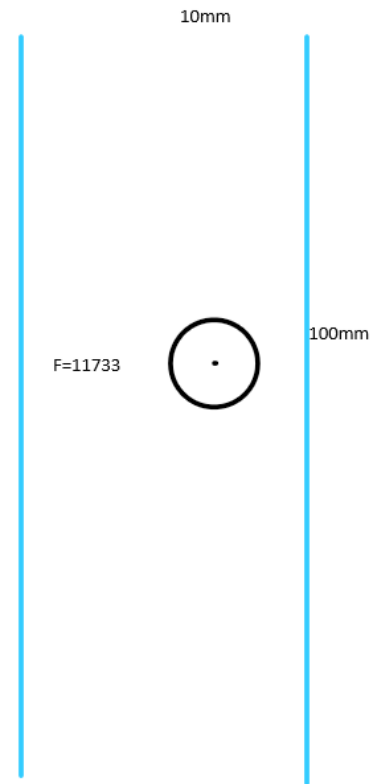
$$F = \frac{0.5 \cdot S_y}{n_d} \times 0.707 \times h$$

$$S_y = 393 \text{ MPa}$$

$$n_d = 3.4$$

$$106.66 = \frac{0.5 \cdot 393}{3.4} \times 0.707 \times h$$

$$h = 2.61 \text{ mm}$$



شکل ۱۸ ضخامت جوش اتصال

طراحی چرخ های داخل ریل

برای طراحی چرخ های داخل ریل مکانیزم بالابر باید از چرخ های فلزی استفاده نمود زیرا این چرخ ها باید نیروی بسیار زیادی را تحمل کنند . جهت تحلیل تنش چرخ های فلزی از تحلیل تنش تماسی و یا تنش هرترز استفاده می شود. با استفاده از روابط زیر می توان تنش موجود در چرخ ها را محاسبه نمود و آن را تنش مجاز استحکام مقایسه کرده و ابعاد چرخ لازم را طراحی نمود.

$$b = \sqrt{\frac{2F}{\pi l} \frac{(1 - \nu_1^2)/E_1 + (1 - \nu_2^2)/E_2}{1/d_1 + 1/d_2}}$$

$$p_{\max} = \frac{2F}{\pi b l}$$

$$\sigma_x = -2\nu p_{\max} \left(\sqrt{1 + \frac{z^2}{b^2}} - \left| \frac{z}{b} \right| \right)$$

$$\sigma_y = -p_{\max} \left(\frac{1 + 2\frac{z^2}{b^2}}{\sqrt{1 + \frac{z^2}{b^2}}} - 2\left| \frac{z}{b} \right| \right)$$

$$\sigma_3 = \sigma_z = \frac{-p_{\max}}{\sqrt{1 + z^2/b^2}}$$

در روابط بالا باید قطر استوانه دوم را برابر با صفر قرار داد تا تحلیل به صورت یک استوانه بر روی یک ریل انجام شود. همچنین ماکسیمم تنش زمانی اتفاق می افتد که فاصله ی بار گذاری تا مرکز استوانه ها برابر $z = 0.786 b$ باشد که b پهنای درگیری می باشد.

مشخصات تحلیل چرخ بدر جدول زیر به صورت کامل آورده شده است

F	v	E	d	L	z	b	pmax	sigmax	sigmay	sigmaz	sigmavm
5866.5	0.3	207000.0	100.0	33.0	0.2	0.3	357.8	266.6	66.4	281.3	207.9

بجهت اتصال چرخ به شاخک ها باید شفت چرخ و ابعاد آن طراحی گردد که براساس روابط زیر این امر انجام گردیده است.

$$d_o = 20;$$

$$F = 11733/2;$$

$$M = F \cdot 22;$$

$$\sigma = 32 \cdot M / (\pi \cdot d_o^3)$$

$$\tau = 4/3 \cdot F / (\pi \cdot d_o^2/4)$$

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2}$$

با روش آزمون و خطا قطر 20mm برای این شفت محاسبه گردید.

طراحی بیرینگ برای چرخ های روی ریل

جهت سهولت در حرکت چرخ بر روی شفت سعی شد که یاتاقان غلتشی برای آن انتخاب گردد که به علت بار زیاد و سرعت کم چرخ ها نیاز به رولر بیرینگ برای آن ها شد که محاسبات آن در ادامه ارائه می گردد. انتخاب رولر بیرینگ از کاتالوگ شرکت SKF انجام شده است.

قطر محور یکنواخت ، قطر محور ۲۰ (mm) ، بار محوری ۵۸۶۶٫۵ (N) ، قابلیت اعتماد ۹۸٪ ، دمای کاری ۳۰ درجه سانتی گراد ، روغن ISO68 ، عمر ۶ سال با ۱۲ ساعت کار در روز ، شرایط الودگی معمولی ، از میانگین ضریب ها استفاده شده است ، دور ۹٫۵۵ rpm

: یاتاقان شماره ۶۴۰۴

$$D = 32 \text{ (mm)}$$

$$d_m = 26 \text{ (mm)}$$

$$P_u = 4800 \text{ (N)}$$

$$a_1 = 0.37$$

$$a = 3.3$$

$$v = 113.92$$

$$v_1 = 1000$$

$$\eta_c = 0.55$$

$$k = v/v_1 = 113.92/27.95 = .1$$

$$S_0 = 1$$

$$P = P/S_0 = 5866.5 \text{ (N)}$$

$$\eta_c * P_u/P = 0.45$$

$$a_{skf} = .1$$

$$L = 6 * 365 * 12 * 60 * 9.55 * 1 / [10]^{.6} = 15.06$$

$$C = P * [(L/(a_1 * a_{skf}))]^{(1/a)} = 5866.5 * [(15.6/(0.37 * 0.1))]^{(1/3.3)} = 36.6$$

$$C_0 = 38$$

در نتیجه چون $C < C_0$ جواب درست است

تحلیل ریل بالابر

برای طراحی ریل مورد نیاز برای مکانیزم بالابر، با طراحی چرخ های بالابر که دارای قطر 100mm و پهنای 33mm نیاز به یک پروفیل با پهنای 100mm و عرض بیشتر از 33mm داریم که برای این منظور می توان از قوطی های فلزی موجود در بازار استفاده نمود.

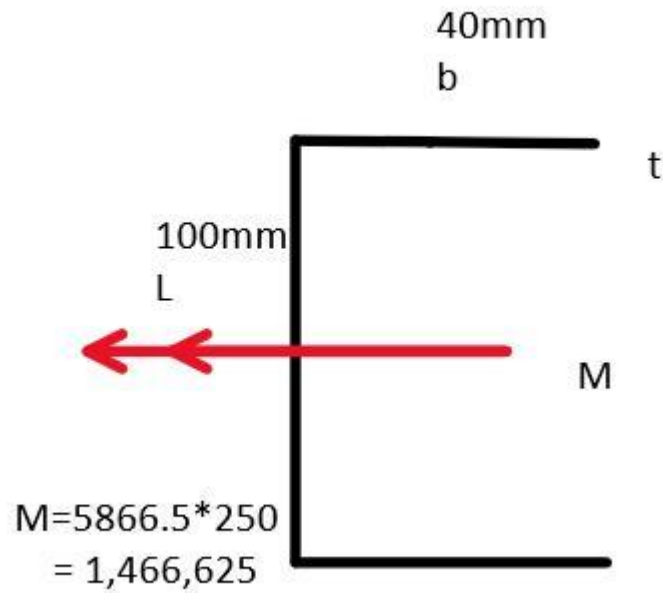
قوطی با ابعاد ۱۰۰*۱۰۰ (mm) انتخاب مناسبی می باشد که می توان با یک برش ساده آن را به دو پروفیل مناسب برای ریل تبدیل نمود .

کمترین زخامت موجود برای قوطی ها 3mm می باشد که در نتیجه تحلیل تنش حاصل از چرخ ها بر آن به شرح زیر می باشد:

t	L	b	Ix	Iy	M	c	sigma	Ymax	H
3	100	40	3933513	152225	1466625	50	18.64268	2	1490.205

برای یک ریل با ابعاد 100*40mm تنش بسیار کمی به تیر وارد می شود که قابلیت اطمینان بالا به آن را نشان می دهد. همچنین برای حداکثر خم شدن تیر به اندازه 2mm باید حداکثر ارتفاع تیر 1500mm باشد.

ضخامت جوش ریل به بدنه استاکر



$$Z_w = b \times d + \frac{d^2}{6} = 40 \times 100 + \frac{100^2}{6} = 5666.66$$

$$f_b = \frac{M}{Z_w} = \frac{1466625}{5666.66} = 258.8$$

$$F = \frac{0.5 \times S_y}{n_d} \times 0.707 \times h$$

$$S_y = 393 \text{ MPa}$$

$$n_d = 3.4$$

$$258.8 = \frac{0.5 \times 393}{3.4} \times 0.707 \times h$$

$$h = 6.3 \text{ mm}$$

طراحی مکانیزم بالابر (پیچ انتقال قدرت)

برای جابه جایی شاخک ها می توان از مکانیزم های مختلفی بهره برد اما به دلیل بار کم در مدل مورد طراحی پیچ انتقال قدرت طراحی گردید است. البته می توان از کابل و قرقره نیز بهره برد که به علت زمان کوتاه پروژه فرصت طراحی آن نبود.

سرعت بالابری طبق استاکر های استاندارد و موجود در بازار باید حدود ۳۰ الی ۶۰ میلیمتر بر ثانیه باشد که برای مدل موجود 50mm/s فرض شده است.

در ادامه از یک پیچ انتقال قدرت با گام 5mm و یک راهه استفاده شده است که برای تامین سرعت فوق باید با سرعت 600rpm بچرخد. دندانه های پیچ با زاویه ۱۴,۵ درجه باید ساخته شوند و در ابتدا و انتهای پیچ از یاتاقان کفگرد استفاده گردد تا اتلاف کمتر باشد. همچنین سطح پیچ باید آغشته به روغن نیز باشد.

تمامی فرضیات و محاسبات با کد نویسی در نرم افزار متلب تحلیل شده و سعی شد با رعایت زاویه لاندا پیچ از باز شدن خود به خود آن جلوگیری شود تا بار اضافی روی گیربکس نباشد و پیچ بتواند بارگزاری را تحمل کند.

اما مشکلی که در پیچ انتقال قدرت وجود دارد و تقریباً غیرقابل رفع می باشد راندمان بسیار پایین آن می باشد که باعث اتلاف انرژی و ایجاد حرارت می گردد.

```

clear all
m=250;
mf=100; % kg
g=9.81; % m/s^2
Nd=3.4;
we=(m+mf)*g;
F=we; % N
n=1;
rc=0;
moc=0;
%-----
pitch=5; % mm
v=50; % m/s
lead=n*pitch;
w=50/lead; % rps
wr=w*2*pi;
theta=14.5*pi/180;

do=17;      ro=do/2
dp=do-pitch/2;  rp=dp/2;
dr=do-pitch;    rr=dr/2;

h=(dp-dr)/2
b=pitch/2*(1+tan(theta*pi/180));
mo=0.11;

%-----

landa=atan(lead/pi/dp);
thetan=atan(tan(theta)*cos(landa));
ru=atan(mo/cos(thetan));

eta2=(cos(theta)-mo*tan(landa))/(cos(theta)+mo*cot(landa))
P=F*v;
T= F*(tan(ru+landa)*rp+rc*moc)
%-----
% A:
taw1=16*T*Nd/(pi*dr^3);
sigma_vm1=taw1*sqrt(3)
%-----
% B:
Sy=210;
Sp=0.85*Sy;

sigma_b= 6*0.38*F*Nd*h/(pi*dr*b^2);

sigma_c= F*Nd/(pi/4*dr^2);

taw2=16*(T-0.38*T)*Nd/(pi*dr^3);

sigma_vm2=sqrt(sigma_c^2+sigma_b^2-(sigma_b*sigma_c)+3*taw2^2)

```


طراحی بیرینگ کفگرد مناسب برای پیچ انتقال قدرت

به دلیل وجود نیروی محوری در پیچ در باز شدن و بسته شدن پیچ باید بیرینگ در بالا و پایین پیچ نصب گردد.

قطر پیچ 17mm محاسبه شد اما بیرینگ های با قطر 15mm توان تحمل بار را ندارند. به همین دلیل از یاتقان های با قطر 20mm استفاده شده است که می توان با یک پله آن را متصل کرد. درضمن برای کاهش بار روی هر بیرینگ از بیرینگ های کفگرد دوطرفه استفاده شده است.

قطر محور یکنواخت ، قطر محور ۱۵ (mm) ، بار محوری ۱۱۶۷۴ (N) ، قابلیت اعتماد ۹۸٪ ، دمای کاری ۳۰ درجه سانتی گراد ، روغن iso68 ، عمر ۴ سال با ۱۲ ساعت کار در روز ، شرایط الودگی معمولی ، از میانگین ضریب ها استفاده شده است ، دور ۶۰۰ rpm

بلبیرینگ دوطرفه کفگرد: 52205

$$D = 47 \text{ (mm)}$$

$$d_m = 33.5 \text{ (mm)}$$

$$P = 3433 \text{ (N)}$$

$$a_1 = 0.37$$

$$a=3$$

$$v = 113.92$$

$$v_1 = 33$$

$$\eta_c = 0.55$$

$$k = \frac{v}{v_1} = \frac{113.92}{33} = 3.45$$

$$P_u = 1860 \text{ (N)}$$

$$\eta_c * \frac{P_u}{P} = 0.55 * \frac{1860}{3.433} = 0.299$$

$$a_{skf} = 6.81$$

$$L = 4 * 365 * 12 * 60 * 600 * \frac{1}{10^6} = 630.72$$

$$C = P * \left(\frac{L}{a_1 * a_{skf}} \right)^{\frac{1}{a}} = 3.433 * \left(\frac{630.72}{0.37 * 6.81} \right)^{\frac{1}{3}} = 21.63$$

$$C_{\text{کاتالوگ}} = 26.5$$

در نتیجه چون $C > C_{\text{کاتالوگ}}$ جواب درست است

انتخاب موتور

برای انتخاب موتور سیستم پیچ انتقال قدرت نیاز به یک موتور با توان 440W می باشد که با در نظر گرفتن یک ضریب اطمینان برای موتور که ۱,۲ در نظر گرفته شده است موتوری با حدود 530W توان نیاز داریم.

قالب موتور های استفاده شده در صنعت کشور به دلیل تحریم های موجود و هزینه ی ارزی از تولیدات داخلی تهیه می شود. یکی از برند های معروف تولید موتور در کشور شرکت موتوژن می باشد که موتور های تک فاز و سه فاز صنعتی تولید می کند.

با استفاده از کاتالوگ موجود از محصولات این شرکت و بررسی آن ، موتور شماره ی CR 71-2B که یک موتور تک فاز یک خازن تک دور با دور ۲۸۰۰ دور بر دقیقه و توان 550W انتخاب شده است که اطلاعات کامل آن در جدول زیر موجود می باشد.

74%	راندمان	CR71-2B	تیپ موتور
0.98	ضریب قدرت ($\cos \varphi$)	71	اندازه فریم
2.9	نسبت جریان راه اندازی به جریان نامی	0.55 (Kw)	قدرت خروجی
0.46	نسبت گشتاور راه اندازی به گشتاور نامی	0.75 HP	
1.6	نسبت گشتاور شکست به گشتاور نامی	2807 (rpm)	سرعت در بار نامی
463 E-6	ممان اینرسی	3.45 (A)	جریان نامی
25E-6 F	خازن دایم	1.87 (N.m)	گشتاور نامی

طراحی گیربکس

جهت انتقال توان از موتور به چرخ نیاز به گیربکس برای تغییر دور موتور از 2800rpm به 600rpm می باشد. بهترین نوع گیربکس برای چنین وسیله ای می تواند گیربکس حلزونی باشد زیرا علاوه بر قیمت کم و رایج بودن آن، حجم و وزن بسیار کمی دارد.

برای دوام بیشتر و ابعاد کوچکتر جنس worm از برنج و gear از فولاد ساخته شده اند. در ادامه به محاسبات طراحی گیربکس پرداخته می شود.

$$mG = 4.66 \rightarrow Nw = 6, Ng = mG * Nw = 4.66 * 6 = 28$$

$$cm = 0.0107\sqrt{-mG^2 + 56mG + 5145} = 0.0107\sqrt{-4.66^2 + 56 * 4.66 + 5145} = 0.78$$

$$\text{for } p = 1955 \text{ and low} \rightarrow m = 4$$

$$dG = m * Ng = 4 * 28 = 112$$

$$dw = 0.2726(dw + dg)^{0.875} = 0.2726(112 + dg)^{0.875} = 112 \rightarrow dw = 29.76$$

$$c = \frac{dw + dg}{2} = \frac{29.76 + 112}{2} = 70.88$$

$$\lambda = \tan^{-1}\left(\frac{Nw * m}{dw}\right) = \tan^{-1}\left(\frac{28 * 4}{29.76}\right) = 0.68 \text{ rad} = 38.88^\circ$$

$$\varphi_n = 25$$

$$Vw = \pi * dw * \frac{n}{60000} = 16.42$$

$$Vg = \frac{Vw}{25} = 0.65$$

$$Vs = \frac{Vw}{\cos\lambda} = \frac{16.42}{\cos 25} = 4.3$$

$$Cv = 0.659 * \exp(-0.22 * vs) = 0.659 * \exp(-0.22 * 4.3) = 0.39$$

$$cs = 13.17$$

$$wg)t = 100.52$$

$$fb = \frac{wg)t * nd * ko}{Cs * Dg^{0.8} * Cm * Cv} = \frac{100.52 * 3.4 * 1.35}{13.17 * 112^{0.8} * 0.78 * 0.39} = 11.37$$

$$\frac{2dw}{3} = 2 * \frac{29.76}{3} = 19.84$$

$$\frac{dw}{2} = \frac{29.76}{2} = 14.88$$

$$f = 0.103 * \exp(-1.19Vs^{0.45}) + 0.012 = 0.02$$

$$\eta = \frac{\cos\varphi n - f * \tan\lambda}{\cos\varphi n + f * \cot\lambda} = \frac{\cos 25 - 0.02 * \tan 38.88}{\cos 25 + 0.02 * \cot 38.88} = 0.95$$

$$P_{in} = \frac{P_{out}}{\eta} = \frac{353.7}{0.95} = 2256$$

$$H = dw + dG + 2 * m + 2 * e = 153.33$$

$$w = dw + 2 * m + 2 * e = 69.33$$

$$L = dG + 2 * m + 2 * e = 130$$

$$A = (2 * H * L + 2 * W * H + L * W) * 10^{-6} = 0.07$$

$$A_{min} = 114 * c^{1.7} = 114 * 130.2^{1.7} = 0.099 \text{ mm}^2$$

$$h \text{ (with fan)} = \frac{nw}{62.5} + 8.2 = 27.65$$

$$\Delta\theta \text{ (with fan)} = \frac{p_{in} - p_{out}}{h * A} = 3.31$$

$$V_w = \pi * \frac{dw^2}{4} * F)w * 10^{-9} = 0.00002$$

$$V_g = \pi * \frac{dg^2}{4} * F)g * 10^{-9} = 0.00008$$

$$mass = f_g * V_g + f_w * V_w = 0.9 \text{ kg}$$

انتخاب یاتاقان برای گیربکس

قطر محور یکنواخت ، قطر محور ۱۵ (mm) ، بار محوری ۱۱۰ (N) ، بار شعاعی ۱۶۱ (N) ، قابلیت اعتماد ۹۸٪ ،
دمای کاری ۳۰ درجه سانتی گراد ، روغن iso68 ، عمر ۴ سال با ۱۲ ساعت کار در روز ، شرایط آلودگی
معمولی ، از میانگین ضریب ها استفاده شده است ، دور ۲۸۰۰ rpm

62203:

$$D = 42 \text{ (mm)}$$

$$d_m = 28.5 \text{ (mm)}$$

$$X=0.56$$

$$Y= 1.99$$

$$P = X*Fr + Y*Fa = .309$$

$$a_1 = 0.37$$

$$a=3$$

$$v = 113.92$$

$$v_1 = 44$$

$$\eta_c = 0.55$$

$$k = \frac{v}{v_1} = \frac{113.92}{44} = 2.6$$

$$P_u = 0.228 \text{ (N)}$$

$$\eta_c * \frac{P_u}{P} = 0.55 * \frac{0.228}{0.309} = 0.405$$

$$a_{skf} = 50$$

$$L = 4 * 365 * 12 * 60 * 2800 * \frac{1}{10^6} = 2943.36$$

$$C = P * \left(\frac{L}{a_1 * a_{skf}} \right)^{\frac{1}{a}} = .309 * \left(\frac{2943.36}{0.37 * 50} \right)^{\frac{1}{3}} = 1.67$$

$$C_{\text{کاتالوگ}} = 11.9$$

در نتیجه چون $C > C_{\text{کاتالوگ}}$ جواب درست است

انتخاب باتری

با توجه به حداکثر توان موتور که ۵۵۰ watt می باشد نیاز به باتری ای می باشد که ۳ ساعت کار دائم را پشتیبانی کند.

با استفاده از باتری های استفاده شده در صنعت که دارای ولتاژ نامی ۷۱۲ و آمپر ساعت کاری بالا دارند می توان باتری مورد نظر را یافت.

همچنین این باتری ها نیاز به تعمیر سالانه دارند و مدت زمان قابل قبولی برای استاکر می باشند همچنین هزینه ی آن ها در مقایسه با سایر باتری های دیگر قابل قبول می باشد.

با استفاده از کاتالوگ باتری های شرکت FIAMM مدل 12FLB 450 با مشخصات زیر انتخاب شده است.

Battery Type	Nominal Voltage (V)	Capacity at 25°C (Ah)	Short Circuit Current (A)	Internal Resistance (mOhm)	Dimensions (mm)			Weight (kg)	Terminals
					Length	Width	Height		
12 FLB 450	12	115	3870	3.2	379	174	218	38.5	M8/18

برای تبدیل ولتاژ 12V به 220V که مطلوب موتور می باشد نیز از یک اینورتر استفاده می کنیم.

انتخاب چرخ ها

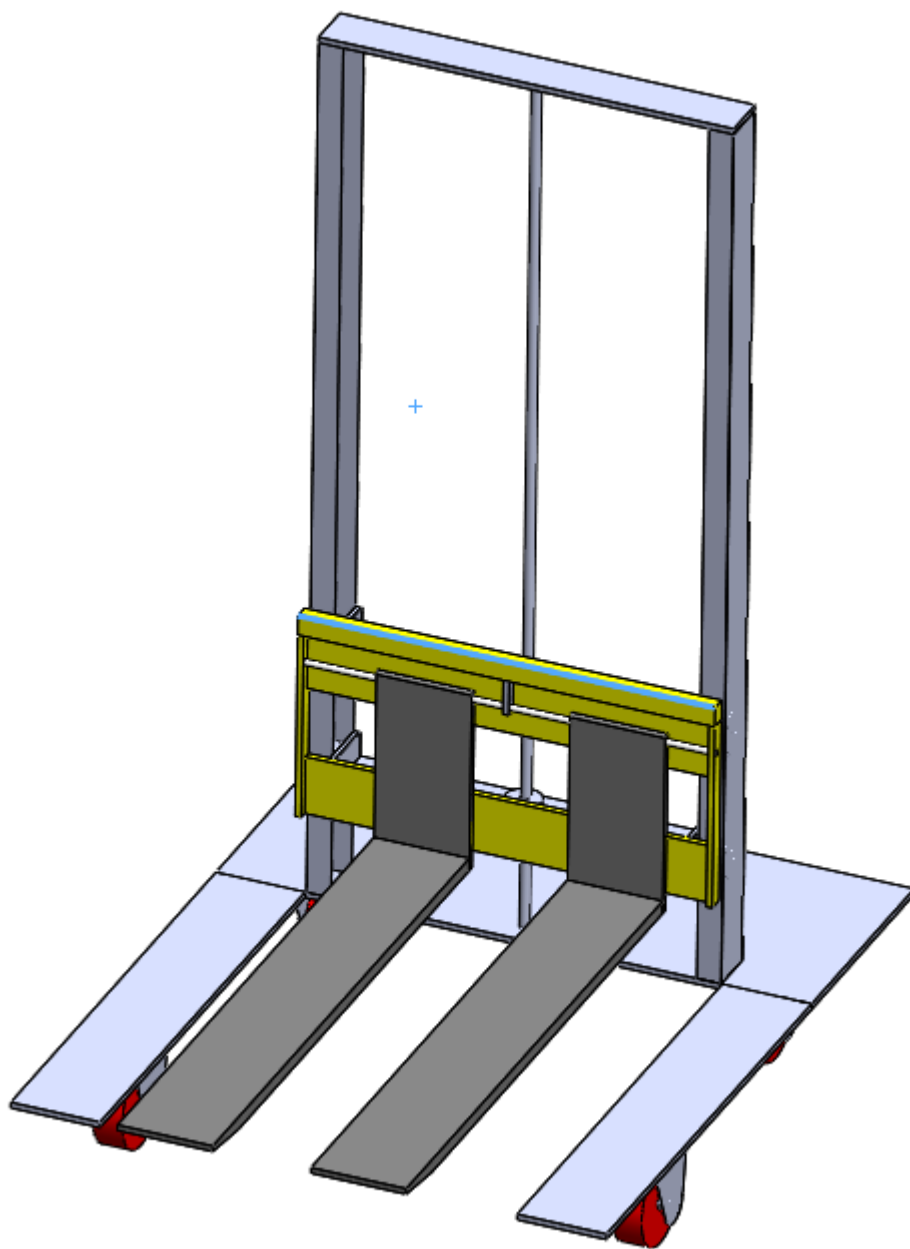
به منظور انتخاب چرخ های مناسب برای استاکر از چرخ های پلی اورتان موجود در بازار استفاده شده است .

چرخ های پلی اورتان به دلیل مقاومت بالا در برابر سایش و وزن و همچنین وزن بسیار کم انتخاب بسیار مناسبی برای این پروژه می باشد.

با استفاده از کاتالوگ شرکت پارس با توجه به بارگذاری مسئله چرخ زیر انتخاب شده است.

اندازه سوراخ	اندازه صفحه	آکس پیچ ها	وزن	ارتفاع	پهنای چرخ	قطر
12	100*115	73*85	280	190	50	150

برای قسمت جلوی استاکر نیز از چرخ های ثابت و در قسمت پشتی از چرخ های متحرک با قابلیت تنظیم زاویه و دارای ترمز برای سهولت در جابجایی و کنترل ، انتخاب شده است.



منابع و مآخذ:

۱- کتاب طراحی اجزا ماشین شیگلی ویرایش ۱۰

۲- کاتالوگ یاتاقان های SKF 2016

۳- کاتالوگ موتور های شرکت موتوژن

۴- کاتالوگ باتری های شرکت FIAMM

۵- کاتالوگ چرخ های پلی اورتان شرکت پارس