

## فهرست

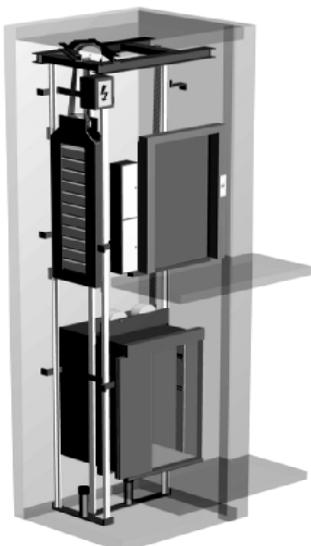
2.....	مقدمه
7.....	صورت پروژه
8.....	توضیح مقدماتی در مورد شکل اتفاق
9.....	طراحی و انتخاب سیم بکسل لازم و قرقه ها و طریقه نصب آنها
13.....	طراحی و انتخاب موتور گیربکس لازم برای بالابر
20.....	طراحی غلتکها و ریلهای اطراف بالابر
43.....	طراحی فنر مناسب برای قسمتهای مختلف ( اتصال اتفاق به طناب و غلتکهای اطراف بالابر )
45.....	طراحی اتصالات لازم شامل پیچها
50.....	طراحی و انتخاب بلبرینگهای مورد نظر
55.....	مراجع
56.....	پیوست

## مقدمة

هدف از انجام این پژوهه طراحی آسانسور 4 نفره برای یک ساختمان 6 طبقه است که اصول طراحی مهندسی در آن کاملاً در نظر گرفته شده و مطابق با استانداردهای روز دنیا باشد. آنچه در این پژوهه به عمل آمده شرحی است مختصر اما نسبتاً جامع از طراحی آسانسور که در فرصت اندکی جمع آوری، تحلیل و تنظیم شده است. پر واضح است که تمامی فرضیات و محاسبات دقیقاً منطبق بر واقعیت نیست اما سعی ما در این راستا بوده است. هر چند در این زمینه بعضی از شرکت‌های آسانسور سازی کشور همکاری لازم را با ما مبذول نداشتند و از دادن کاتالوگ‌ها و استانداردهای لازم خودداری کردند ولذا بزرگ‌ترین مرجع ما Internet بوده است. حال شرح کاملی از آنچه باید صورت بگیرد را ذکر می‌کنیم:

## اصول طراحی آسانسور

مقادیر ورودی سیستم شامل موارد زیر می‌باشد:



- 1- نوع ساختمان (مسکونی، تجاری، بیمارستانی، مدرسه و غیره)
- 2- تعداد کل طبقات
- 3- تعداد طبقات جمعیت دار
- 4- اگر واحد غیر مسکونی است تعداد اتفاقها در هر واحد و تعداد واحدهای هر طبقه و در غیر اینصورت مساحت مفید هر طبقه
- 5- جمعیت هر طبقه
- 6- کل تراول (طول مسیر حرکت آسانسور)
- 7- ارتفاع طبقت
- 8- در صورت خاص بودن ساختمان (مهد کودک، خانه سالمدان، معلولین و ...)

پس از کسب اطلاعات بالا پردازش‌های زیر می‌بایست بر روی آنها و یا جداگانه انجام پذیرد:

- 1- تعیین جمعیت کل
- 2- تعیین جمعیت در زمان ترافیک

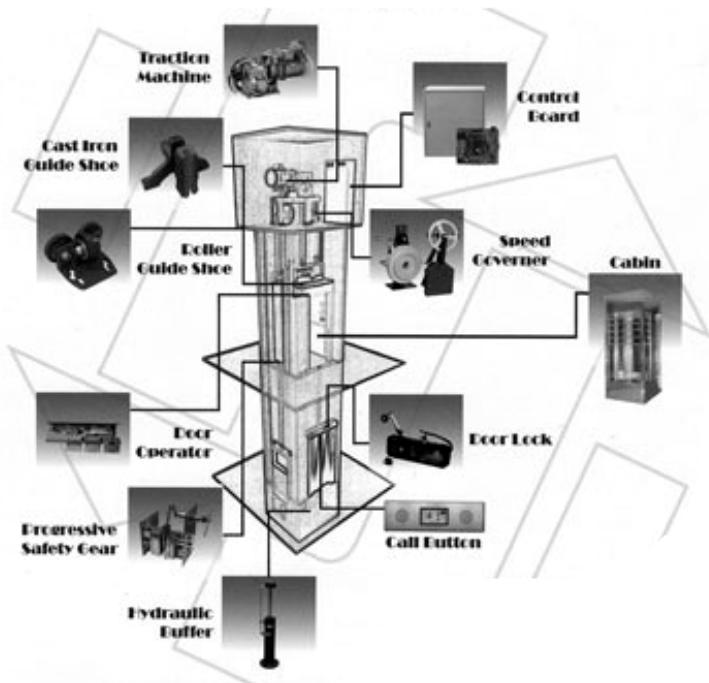
3- زمان انتظار برای دریافت سرویس  
(Interval)

4- زمان یک سفر کامل Round Trip Time

پارامترهای مهم مؤثر در محاسبه زمان یک سفر کامل:

- زمانهای پیاده و سوار شدن
- زمانهای پرش

خروجی های زیر پس از پردازش:



تعداد آسانسور

سرعت آسانسور

ظرفیت آسانسور

نوع کنترل:

- گروهی و تعداد آن

- مجزا

پس از آنالیز های بالا طراحی آسانسور در سه مرحله زیر انجام می پذیرد: (استاندارد مورد نظر در طراحی: EN81 می باشد)

پس از آنالیز ترافیک و بررسی محدودیتهای ابعادی که بر اساس فرم صفحه بعد اطلاعات اولیه آن از طریق بازدید از محل و یا نقشه های ابعادی و مشاوره با کارفرما صورت می گیرد. امر طراحی آسانسور صورت می گیرد.

فاز اول - بررسی و تعیین آبعاد و اندازه ها

فاز دوم - بررسی و تعیین مشخصات فنی قطعات

فاز سوم - تهیه نقشه های اجرایی جهت عملیات نصب و راه اندازی

پس از انتخاب آسانسور مناسب از نظر تعداد، سرعت و ظرفیت که با بررسی محاسبات ترافیکی و محدودیتهای ابعادی صورت پذیرفت، بر اساس جداول ابعاد و اندازه های مطابق مقررات EN81 و توصیه های ISO سعی می شود مناسبترین ابعاد و اندازه ها انتخاب گردد.

شایان ذکر است ابعاد و اندازه های ارائه شده صرفاً برای آسانسورهای معمولی و استاندارد می باشد. در شرایط خاص و آسانسورهای گرد، آسانسورهای پاناروما(شیشه ای) و یا آسانسورهای صنعتی، ابعاد و اندازه ها بر اساس شرایط موجود تعیین می گردد اما همواره سعی می شود مقررات EN81 برای میزان فضای هر مسافر (مساحتها) رعایت گردد.

خروجی های فاز اول طراحی عبارتند از:

تعیین ابعاد چاهک (عرض - عمق - ته چاه Pit - اورهد - طول مسیر)

تعیین ابعاد موتورخانه و محل آن (طول - عرض - ارتفاع - بالا یا پایین)

تعیین ابعاد کابین (یک طرف درب - دو طرف درب)

تعیین نوع دربهای سمت بازشو (چدنی - سربی - در ابعاد مختلف)

نوع وزنه تعادل و ابعاد آن (چدنی - سربی - در ابعاد مختلف)

موقعیت وزنه تعادل (پشت کابین - بغل کابین)

### فاز دوم طراحی: تعیین مشخصات فنی قطعات :

پس از انتخاب ابعاد و اندازه ها، فاز دوم طراحی که در واقع مشخص نمودن دقیق پارامتر های فنی قطعات می باشد شروع می شود. ابعاد و اندازه های طراحی شده برای چاهک، کابین و درب ها پارامتر های بسیار مهمی هستند که در انتخاب مشخصات فنی قطعات مؤثر می باشد. لذا عوامل اصلی مهم، در انتخاب قطعات

و مشخصات فنی آنها عبارتند از:

عوامل موثر در انتخاب تجهیزات

1- نوع استاندارد EN81

2- سرعت آسانسور

3- ظرفیت آسانسور

4- طول مسیر حرکت (تراول) آسانسور

5- ابعاد و اندازه ها (چاهک، موتورخانه، کابین، درب)

6- نوع کاربری آسانسور

7- محیط کاربری آسانسور

## 8- انتخاب نوع و کیفیت حرکت آسانسور



### فاز سوم طراحی: تهیه نقشه های اجرایی جهت عملیات نصب و راه اندازی :

پس از طراحی ابعادی و تعیین مشخصات فنی قطعات و تجهیزات، نقشه های اجرایی جهت آماده سازی چاه و همچنین نحوه قرار گیری و نصب تجهیزات و نقشه های مدار های کنترل تهیه می گردد.  
در این مرحله از طراحی پارامتر های زیر مشخص می شود.

- 1- نحوه اسکلت فلزی و آهن کشی جهت چاهک های آجری ( محل نصب برacket های ریل)
- 2- نحوه پلیت گذاری برای چاهک های بتی ( محل نصب برacket های ریل)
- 3- نحوه قرار گیری تجهیزات آسانسور برای عملیات نصب
- 4- مشخص نمودن محل سوراخهای سکوی موتورخانه
- 5- نحوه بتن ریزی کف چاهک و محل قرار گرفتن بافرها
- 6- نحوه آماده سازی محل های نصب درها
- 7- محاسبه نیرو های واردہ به سازه اصلی چاه

- 8- مشخص نمودن نقشه اجرایی موتورخانه (قلاب سقف - هواکش موتورخانه و چاهک - درب ورودی  
- محل تابلوی 3 فاز)
- 9- تهیه نقشه های کنترل فرمان و نحوه سیم کشی چاهک و موتورخانه
- 10- ارائه دستورالهمم های کابل کشی و آماده سازی تابلو 3 فاز جهت کارفرما
- 11- انجام بازرسی های فنی نهایی و تحويلی تجهیزات به کارفرما

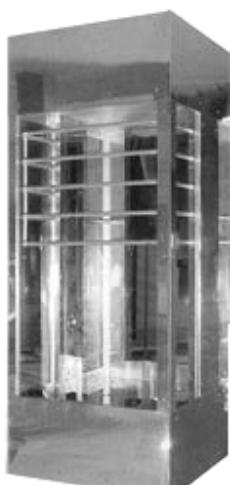
### کابین

کابین های آسانسور باید همگام با استاندارد نوین بین المللی با رعایت کلیه اصول ایمنی، مناسب با مشخصات فنی و کاربرد آن بر طبق درخواست سفارش دهنده ساخته شود. دیواره، کف، سقف، قاب و کفشهای کابین از موادی ساخته می شوند که مقاومت بالایی در برابر نیروهای وارد در هنگام کار کرد عادی، عملکرد ترمز ایمنی (پارا شوت) و برخورد احتمالی روی ضربه گیرها را دارا باشد.

جداره کابین از ورق فولادی با حداقل ضخامت 1/5 میلیمتر ساخته می شود و دیواره داخلی آن بنا به سلیقه سفارش دهنده و کاربرد آسانسور با فرمیکا، چوب یا ورق روغنی و استیل روکش شده و به منظور استحکام و زیبایی آنها قسمتهای خاصی از کابین همواره با فولاد مخصوص تزیین می شود جداره خارجی کابین برای افودن مقاومت و عمر مفید و کاهش انعکاس صدا به داخل کابین قیر پاشی می گردد. علاوه بر این کابینهای پاناروما (شیشه ای)، باری و ماشین بر با استحکام بالا و زیبایی فوق العاده بنا به درخواست خریدار قابل ارایه می باشد.

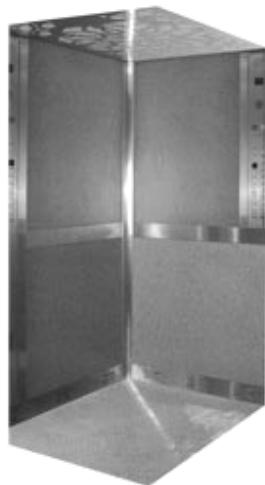
کلیه کابین ها بدون درب با نصب قرنیز متحرک (قطع کن ایمنی) در ورودی آن محافظت می شوند و هواکش، دستگیره، دکمه الکترومکانیکی، زنگ اخبار، دکمه توقف اضطراری، نشان دهنده طبقات (نمراتور)، چراغ مشخص کننده اظافه بار و روشنایی فلورسنت از جمله تجهیزات استاندارد کابین ها بوده و در صورت درخواست سفارش دهنده آینه، تلفن و سایر تجهیزات خاص، در نظر گرفته می شود.

PANORAMIC STEEL CABIN



کابین استیل پانوراما

FORMICA CABIN



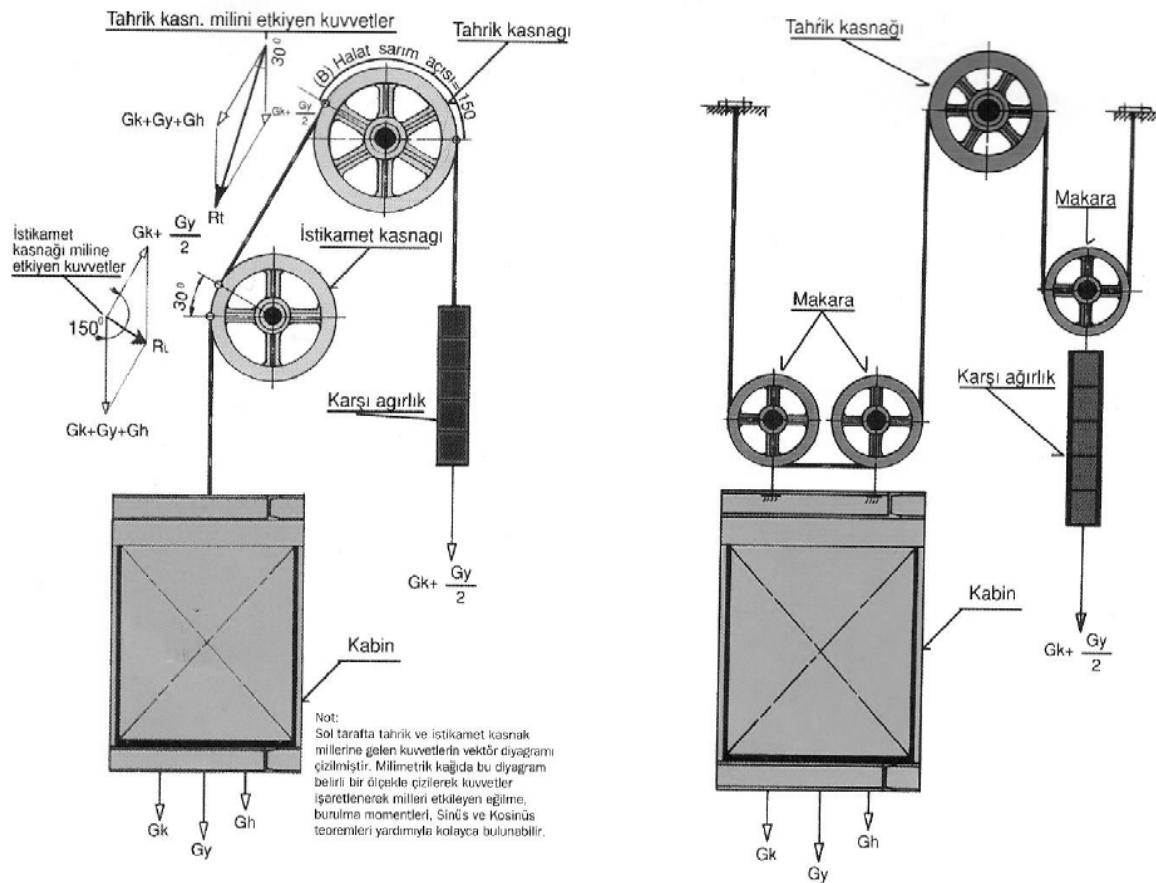
کابین فرمیکا

## «شروع طراحی»

### صورت پروژه

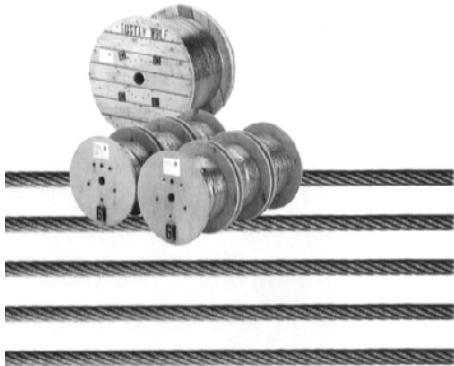
- 1) طراحی و انتخاب سیم بکسل لازم و قرقره ها و طریقه‌ی نصب آنها
- 2) طراحی و انتخاب موتور گیربکس لازم برای بالابر
- 3) طراحی غلتکها و ریلهای اطراف بالابر
- 4) طراحی فر مناسب برای قسمتهای مختلف (اتصال اتاق به طناب و غلتکهای اطراف بالابر)
- 5) طراحی اتصالات لازم شامل پیچها
- 6) طراحی و انتخاب بلبرینگهای مورد نظر
- 7) گزارش مستدل از محاسبات انجام شده و فرضیات به عمل امده
- 8) نقشه‌ی مهندسی قطعات طراحی شده‌ی فوق

## توضیح مقدماتی در مورد شکل اتفاک



شکل سمت راست چون دو نیروی کشش به پولی های متصل به اتفاک که در واقع نیروی وزن آن را تحمل می کند وارد می شود طراحی بهتری نسبت به اتفاک سمت چپ دارد. در شکل سمت چپ تنها یک نیروی کشش داریم و این معید این مطلب است که آسانسوری که شکل آن در سمت راست صفحه قرار دارد نیروی وزن بیشتری را تحمل می کند و در شرایطی که این ویژگی برای ما مهم باشد آن را به شکل سمت چپ ترجیح می دهیم. نکته مهم در اینجا آن است که با تغییر در تعداد پولی ها و نحوه قرار گرفتن آنها می توانیم قابلیت های آسانسور را افزایش دهیم.

## 1. طراحی و انتخاب سیم بکسل لازم و قرقره ها و طریقه نصب آنها



### ساختمان سیم بکسل ها

سیم بکسل آسانسور از دسته سیم هایی که یک ساختار مدور را تشکیل میدهند ساخته شده است. جنس هر یک از این سیم ها از فولادی است که به روش کوره الکتریکی و یا سایر روش های مشابه تولید می شود. اگر مقاومت کششی (tensile grade) سیم ها در یک سیم بکسل یکسان باشد، به این نوع سیم بکسل تک کششی اطلاق می شود. در صورتی که مقاومت سیم های خارج برابر با یکدیگر و کمتر از مقاومت کششی سیم های داخلی باشد، این نوع سیم بکسل کشش دوگانه نام دارد. اندازه سیم بکسل ها با قطر اسمی آن که توسط کارخانه سازنده، داده می شود، مشخص می گردد. سیم بکسل ها دارای تاب یکتواختی هستند بدین معنی که سیم های درون یک دسته سیم چنان تابیده شده اند که دارای طول تاب یکسان می باشند.

در انگلستان سه نوع سیم بکسل تعلیق آسانسور توسط BS 329:1968 که استاندارد سیم بکسل های بالابر های الکتریکی است، معرفی شده اند که عبارتند از:

- سیم بکسل (9/9/1)
- سیم بکسل (6×19(12/6 + 6F/1)
- سیم بکسل (6×19(9/9/1)

مشخصات فنی این نوع سیم بکسل ها را می توان در استاندارد های مربوطه به آن یافت.

### Safety Factor Calculation

### محاسبه ضریب اطمینان

مطابق استاندارد EN81، SF حاصله باید از مقدار 8.6 کمتر باشد.

حال به محاسبه مقدار SF می پردازیم:

$$SF = \frac{n \times F}{[(P + Q)/i + S] \times g}$$

F: نیروی گسیختگی سیم بکسل

n: تعداد سیم بکسل

$[(P + Q)/i + S]$ : حداکثر نیروی وارد

P: جرم کایین خالی

Q: بارنامی آسانسور

S: جرم کل سیم بکسل های معلق

i: ضریب سیم بکسل بندی

$M_r$ : جرم یک متر سیم بکسل

$H_r$ : طول سیم بکسل معلق

$g = 9.81$  در نظر می گیریم.

طبق مقررات ملی ساختمان مبحث پانزدهم (در پیوست ضمیمه شده است) برای آسانسور با ظرفیت 4 نفر در ساختمان های مسکونی بار نامی آسانسور برابر 300 است.

$$P = 500\text{kg} , Q = 300\text{kg} , i=1$$

$$S = n \times m_r \times H_r = 4 \times \left( \frac{6 \times 3.5}{100} \right) \times 31.1 = 30.3\text{kg}$$

$$F = 49.5 \text{ KN} \quad \leftarrow \quad \text{تعداد} = 4 \quad \leftarrow \quad \text{انتخاب اول} = 10$$

$$SF = \frac{4 \times 49.5 \times 1000}{(500 + 300 + 4 \times \frac{6 \times 3.5}{100} \times 31.1) \times 9.81} = 24.3 > 8.6$$

همان طور که مشاهده می شود مقدار به دست آمده برای ضریب اطمینان از 8.6 بزرگتر است و قابل قبول می باشد.

**کشش :**

$$10 \times 40 = 400(\text{mm}) \quad \text{ قطر پولی مطابق با استاندارد:}$$

مطابق با کمیسیون استاندارد آسانسور قسمت اول (در پیوست ضمیمه شده است) رابطه زیر باید برقرار باشد:

$$\frac{T_1}{T_2} \times C_1 \times C_2 \leq e^{fa}$$

که در آن  $\frac{T_1}{T_2}$ : نسبت بین نیروی ثابت بزرگتر به کوچکتر در قسمتی از طناب فولادی است که در طرف

شیار فلکه کشش و در حالت زیر وارد می شود:

- کابین با باری معادل 125٪ بار نامی خود در پایین ترین طبقه متوقف است.

- کابین بدون بار در بالاترین طبقه متوقف است.

$C_1$ - ضریبی که شرایط خاص نصب مربوط به شتاب افزاینده و کاهنده در آن منظور شده است:

$$C_1 = \frac{g_n + a}{g_n - a}$$

= شتاب کند شونده ترمز کابین بر حسب متر بر مجدور ثانیه

$C_1 = 1.15$  برای سرعت های اسمی  $0.63m/s < V \leq 1.00m/s$

$C_2 = 1.2$  برای شیار های V شکل

$$f = \frac{\mu}{\sin \gamma}$$

- برای شیار های به شکل V داریم :

f: ضریب اصطکاک طناب در داخل شیارها

$\alpha$ : زاویه پیچش طناب های فولادی با شیار فلکه (بر حسب رادیان)

$\gamma$ : زاویه شیار به شکل V

$P'$ : فشار ویژه بر حسب نیوتون بر میلیمتر مربع ( $N/mm^2$ )

d: قطر طناب ها بر اساس میلیمتر (mm)

D: قطر فلکه اصلی بر حسب میلیمتر (mm)

T: نیرویی ایستایی واردہ به طناب ها از طرف کابین در تراز فلکه کششی هنگامی که کابین با ظرفیت نامی

خود در پایین ترین طبقه متوقف است. بر حسب نیوتون (N)

V: سرعت اسمی آسانسور که آن را برابر ( $m/s$ ) 1 می گیریم.

$$\begin{aligned}
 T_1 &= \frac{[(1.25Q + P)/i + s] \times g}{n} \\
 T_2 &= \frac{Z \times g}{i \times n} \\
 Z &= P + \frac{Q}{2} \\
 T_1 &= \frac{[(1.25 \times 300 + 500)/1 + 30.3] \times 9.81}{4} = 2220 \\
 T_2 &= \frac{(500 + \frac{300}{2}) \times 9.81}{1 \times 4} = 1594.12
 \end{aligned}
 \quad \left. \right\} \quad \frac{T_1}{T_2} = 1.5$$

$$P' = \frac{4.5T}{n \times d \times D \sin \frac{\gamma}{2}} \quad T = (P' + Q + S) \times g$$

$$\begin{cases} \alpha = 165rad \\ \gamma = 0.61rad \end{cases}$$

$$f = \frac{0.09}{\sin \frac{0.61}{2}} = 0.299$$

$$1.15 \times 1.2 \times 1.5 \prec e^{0.299 \times 165 \times 2\pi/180}$$

$$2.07 \prec 3.34$$

رابطه فوق صحیح است لذا مطابق با کمیسیون استاندارد پیش می رویم.

در هیچ حالتی فشار مخصوص طناب های فولادی با کایین با بار اسمی نباید از مقدار زیر تجاوز کند:

$$P' \leq \frac{12.5 + 4V}{1 + V}$$

$$(P')_{\max} = \frac{12.5 + 4}{1 + 1} = 8.25(N/mm^2)$$

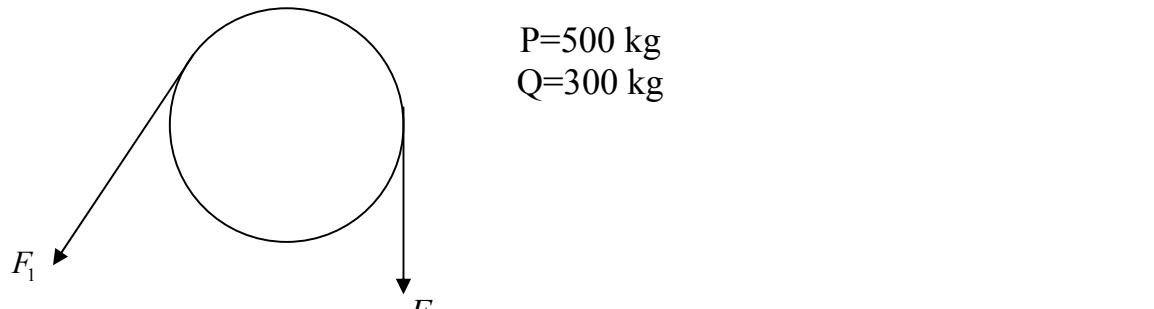
$$T = (500 + 300 + 30.3) \times 9.81 = 8145.29(N)$$

$$P' = 7.61(N/mm^2)$$

$$7.61 \prec 8.25$$

قید ذکر شده در استاندارد برقرار است لذا ابعاد انتخابی قابل قبول خواهد بود.

## 2. طراحی و انتخاب موتور گیربکس لازم برای بالابر



$F_1$  برابر با وزن کابین، مسافرین و سیم بکسل است و  $F_2$  نیروی وزن وزنه تعادل می باشد.  
وزن وزنه تعادل را مطابق با استاندارد برابر با  $(P + Q/2) \times g$  می گیریم.

$$F_1 = (500 + 300 + 30.3) \times 9.81 = 8145.2(N)$$

$$F_2 = (500 + \frac{300}{2}) \times 9.81 = 6376.5(N)$$

$$\eta_{Gear} = 0.55$$

$$\eta_m = 0.075$$

$$K_O = 1.25$$

$\eta$ : راندمان گیربکس

$\eta$ : راندمان موتور

$K_O$ : ضریب شرایط کار

$$P = \frac{(F_1 - F_2)V}{\eta_m \times \eta_G} \times K_O = \frac{(8145.2 - 6376.5) \times 1}{0.075 \times 0.55} \times 1.25 = 5360W$$

توان موتور را به کمک کاتالوگ استاندارد می کنیم:

P=5.5 kw

حال با توجه به توانی که به دست آورده ایم موتور را انتخاب می کنیم.

Leo , 3000 kg , (3.5 kw - 5.5 kw)

موتور انتخابی ما در این پروژه:

با توجه به مشخصات موتور به تحلیل نیرویی چرخدنده های گیربکس می پردازیم:

$$p = 5.5kw$$

$$n_d = 1.4$$

$$\text{دور موتور: } 1500 \text{ rpm}$$

$$k_o = 1.25$$

$$\omega = \frac{V}{r} = \frac{1(m/s)}{200(mm)} = 5(m/s) \times \left(\frac{60}{2\pi}\right) = 47.8 \text{ rpm} \Rightarrow m_G = \frac{1500}{47.8} \approx 31$$

تحلیل نیرویی چرخدنده حلزونی با استفاده از فرمول های ارائه شده در کتاب شیگلی محاسبات به کمک نرم افزار مطلب صورت گرفته است:

$$m_t = 11$$

$$C = 208.8$$

$$d_w = 76.6$$

$$b = 43.47$$

$$C_V = 0.23$$

$$\lambda = 8.17$$

$$v_s = 6.07$$

$$C_m = 0.823$$

$$\eta = 80\%$$

$$v_G = 0.867$$

$$C_S = 11.8$$

$$\phi_n = 0.253 \text{ rad} = 14.4 \text{ deg}$$

$$v_m = 6.02$$

$$d_G = 391$$

$$f = 0.0343$$

$$W_{wt}^{\theta} = \frac{P}{v_m} = \frac{5500}{6.02} = 913.62N$$

$$W_{Gw} = -W_{tG}$$

$$W = \frac{W_{wt}}{\cos \phi_n \sin \lambda + f \cos \lambda} = 5326N$$

$$W_{tw} = -W_{aG}$$

$$W_{Gw} = W(\cos \phi_n \cos \lambda - f \sin \lambda) = 5078.2N$$

$$W_{rw} = -W_{rG}$$

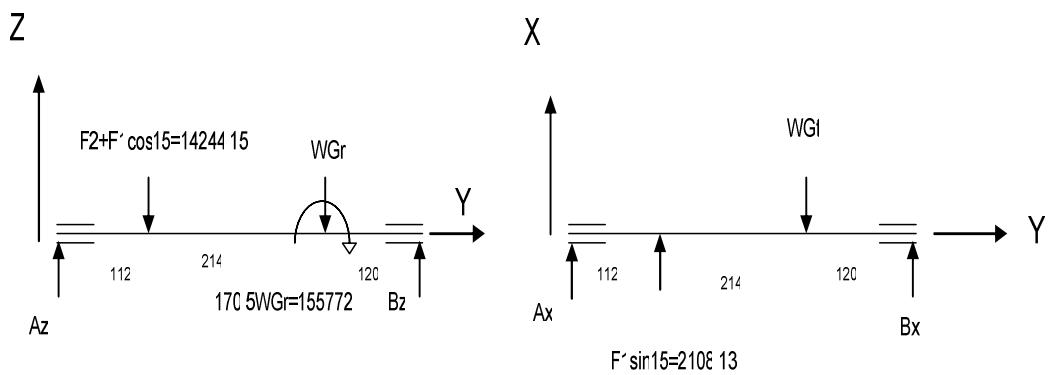
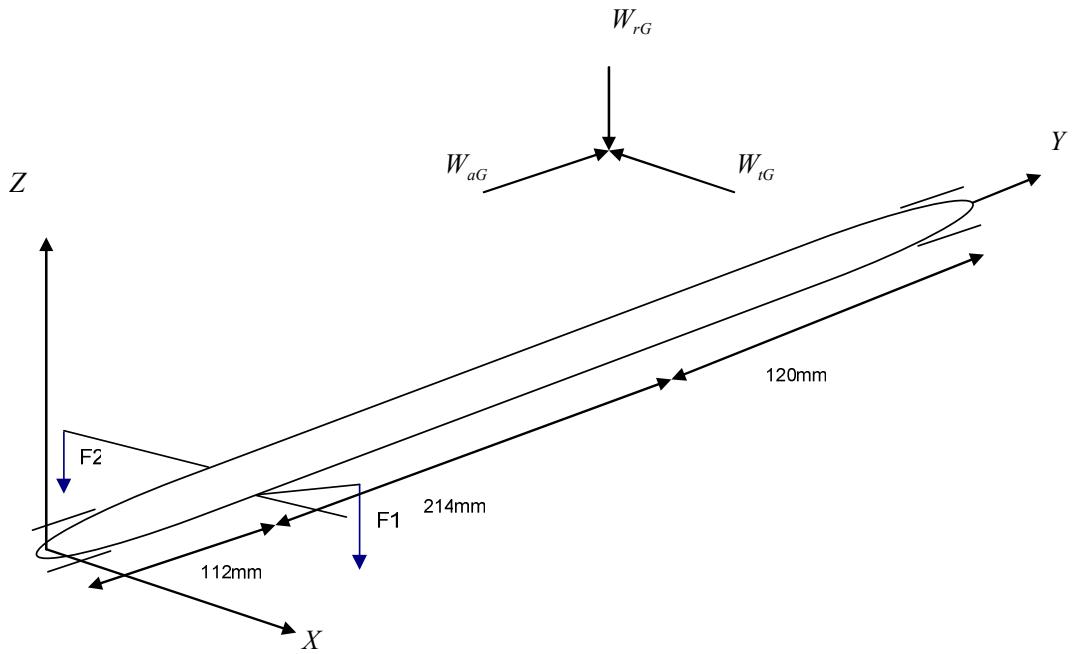
$$W_{rw} = W \sin \phi_n = 1333N$$



نمونه هایی از موتور گیربکس



No. of Start (per Hour) النطدة الافتتاحية (ألف ساعة)	Speeds (m./s.) سرعات (م/ث)	Motor Power (kW) قدرت المحرك (كيلو واط)	Motor Power (hp) قدرت المحرك (حصان)	Capacity (kg) طاقه (كيلو جرام)	Passenger نوع اسنسور نوع اسنسور	ردد
180 - 240	1 - 1/6	4	5/5	300	نفر 4 person	1
180 - 240	1 - 1/6	5/5	7/5	450	نفر 6 person	2
180 - 240	1 - 1/6	7/5	10	600	نفر 8 person	3
180 - 240	1 - 1/6	9/5	13	750	نفر 10 person	4
180 - 240	1 - 1/6	12/5	17	975	نفر 13 person	5
180 - 240	1 - 1/6	18/5	25	1500	نفر 20 person	6

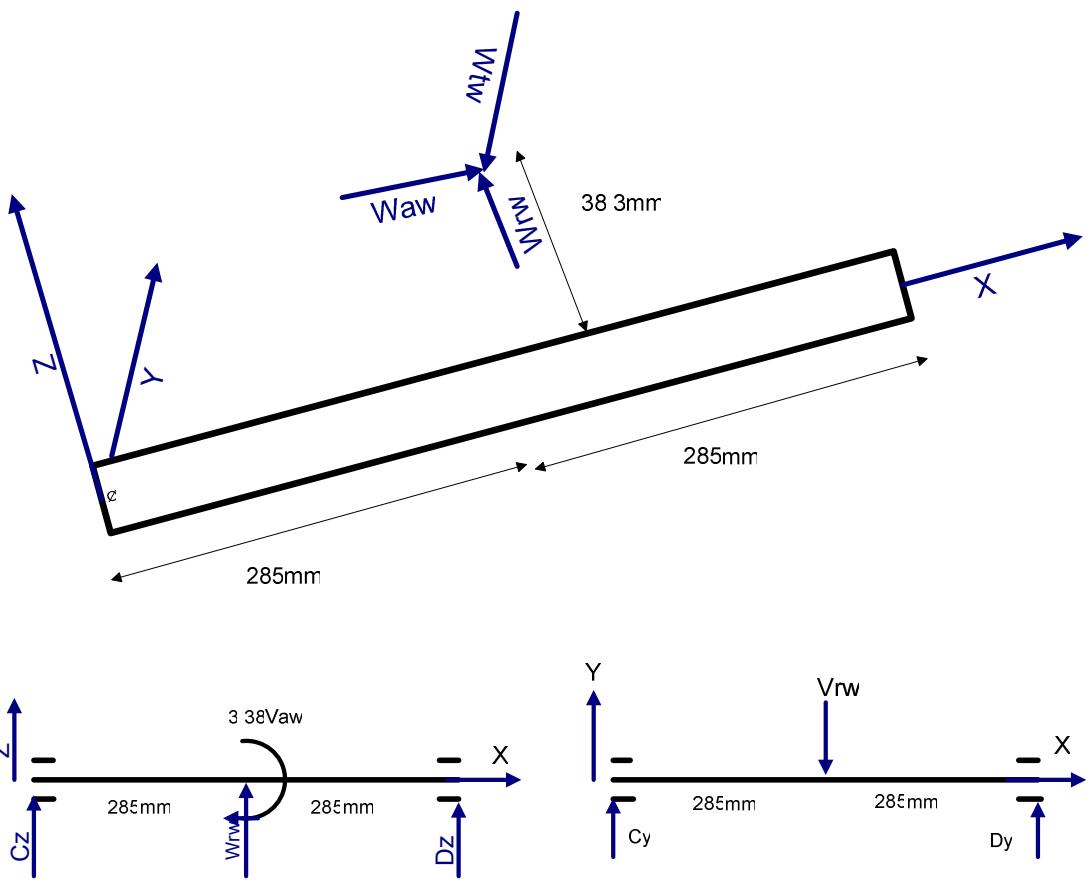


$$A_z = \frac{14244.15 \times (214 + 120) + 1333 \times 120 - 155772}{112 + 214 + 120} = \frac{4761734.1}{446} = 10676.5$$

$$B_z = \frac{14244.15 \times 112 + 155772 + 1333}{446} = \frac{2185674.8}{446} = 4900.6$$

$$A_x = \frac{5078 \times 120 - 2108.13 \times (214 + 120)}{446} = \frac{-94755.4}{446} = -212.5$$

$$B_x = \frac{5078 \times (214 + 112) - 2108.13 \times 112}{446} = \frac{1419317.44}{446} = 3182.3$$



$$C_z = \frac{-W_{rw} \times 285 - 38.3 \times V_{aw}}{285 + 285} = \frac{-1333 \times 285 - 38.3 \times 5078.2}{570} = \frac{574400}{570} = 1007.7(N)$$

$$D_z = \frac{-1333 \times 285 + 38.3 \times 5078.2}{570} = \frac{-185409.94}{570} = -325.3(N)$$

$$C_y = D_y = \frac{W_{wt}}{2} = 456.8(N)$$

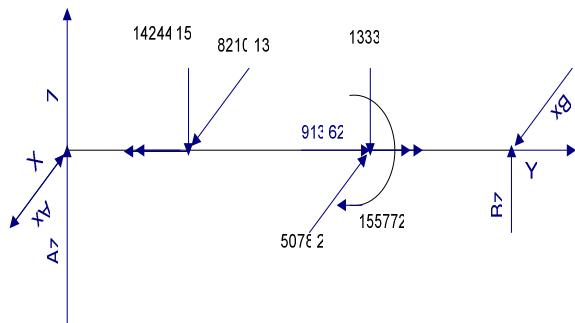
$$C = \sqrt{1007.7^2 + 456.8^2} = 1106.4(N)$$

$$D = \sqrt{325.3^2 + 456.8^2} = 560.79(N)$$

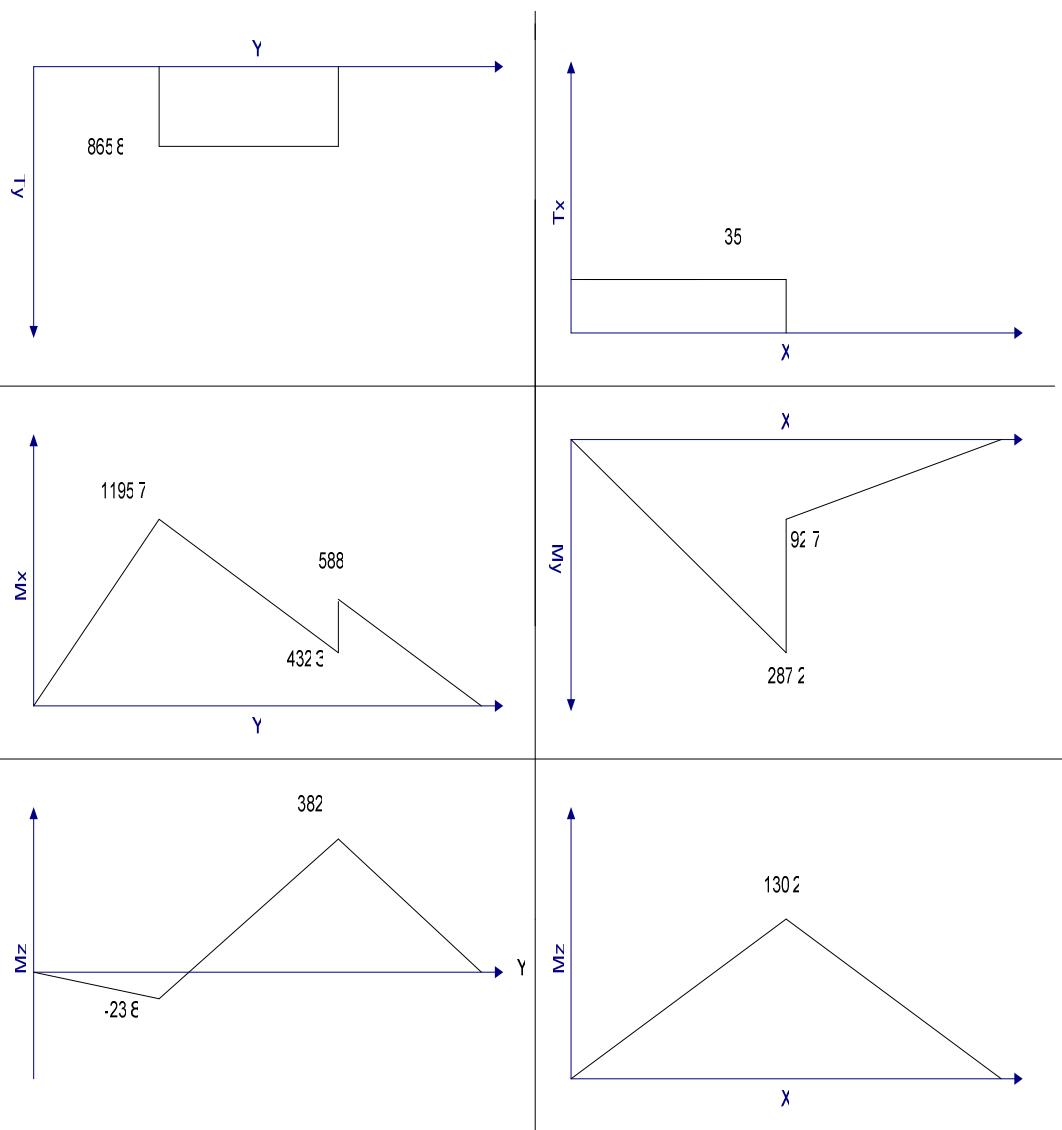
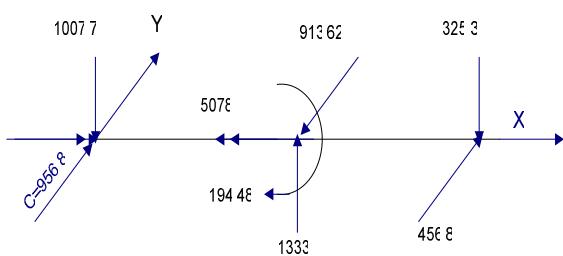
$$A = \sqrt{10676.5^2 + 212.5^2} = 10678.6(N)$$

$$B = \sqrt{4900.6^2 + 3182.3^2} = 5843.2(N)$$

Gear:



Worm:



- سطح سنگ خورده
- قابلیت اعتماد 50%
- ضریب طراحی برابر 3

$$\begin{aligned}
 N &= 3 & K_a &= 1.58 \times 830^{-0.086} = 0.886 \\
 K_f &= 2 & K_b = K_C = K_d = K_e &= 1 \\
 K_{fs} &= 2.62 & Se &= 0.886 \times 0.504 \times 830 = 372 MPa \\
 Se &= 372 MPa & Sy_S &= 460 MPa \\
 Sut &= 830 MPa & Sy_K &= 200 MPa
 \end{aligned}$$

Gear:

$$d_{Gerber} = \left( \frac{16nK_f M_a}{\pi} \left\{ 1 + \left[ 1 + 3 \left( \frac{K_{fs} T_m S_e}{K_f M_a S_{ut}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\} \right)^{1/3} = 60.3 mm$$

$$M_{\max} = 1196 (N.mm)$$

$$b \times h = 18 \times 11$$

$$l = \frac{2Fn}{hSp} = \frac{2 \times 865.8 / 60.3 \times 3}{11 \times 200}$$

$$l = 39.15 mm$$

Worm:

$$d_{Gerber} = \left( \frac{16nK_f M_a}{\pi} \left\{ 1 + \left[ 1 + 3 \left( \frac{K_{fs} T_m S_e}{K_f M_a S_{ut}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\} \right)^{1/3} = 37.3 mm$$

$$M_{\max} = 315.3 (N.mm)$$

$$b \times h = 10 \times 8$$

$$l = \frac{2 \times 35000 / 37.3 \times 3}{8 \times 200} = 3.51 mm$$

### 3. طراحی غلتکها و ریلهای اطراف بالابر

#### شکل، جنس و اتصال ریلهای راهنما

استفاده از ریل راهنما به علل زیر است:

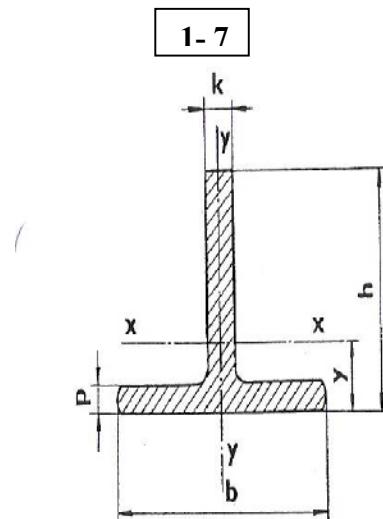
1) برای هدایت کابین و وزنه‌ی تعادل در حرکت عمودی و حداقل کردن حرکت افقی

2) جلوگیری از نوسانات کابین به علت نیروهای خارج از مرکز

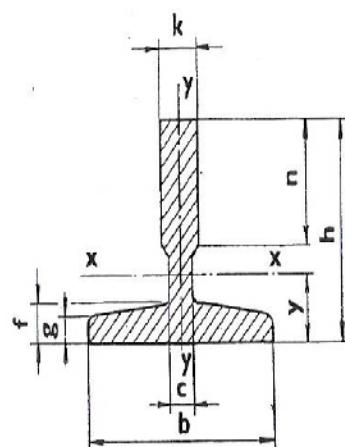
3) توقف و نگهدارتن کابین در هنگام عملکرد مکانیزم ایمنی

کابین و وزنه‌ی تعادل در حرکت خود باید توسط حداقل دو ریل راهنما فولادی صلب هدایت شوند.

این دو از فولاد ساختمانی دارای تنفس کششی بیشتر از  $520 \text{ N/mm}^2$  و کمتر از  $370 \text{ N/mm}^2$  ساخته شده‌اند. ریلهای راهنما به صورت نورد سردیا ماشینکاری شده ساخته می‌شوند. تصاویر مقاطع هر دو روش مطابق با استاندارد انگلیسی BS 5655:part9:1985 نشان داده شده است.



شکل ۲-۷ مقطع ریل راهنما که ماشینکاری شده است.



ابعاد مقاطع ریل راهنمای در جدول 1 آمده است و خواص فیزیکی در جدول 2 می باشد. ریلهای راهنمای ISO7465 با علامت \* مشخص شده است.

جدول 1 ابعاد مقاطع ریل های راهنمای

نامهای	b	h	k	n	c	g	f	p	y
<b>A= سرد نورد</b>									
B= ماشینکاری شده	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
T 50/A	50.5	50.0	5.00	39.0	-	-	-	5.0	14.3
T 70-3/B	70.0	49.2	15.88	25.4	9.5	7.9	9.5	-	17.3
T 75-3/B	75.5	62.0	10.00	30.0	8.0	7.0	9.0	-	18.6
T 89/B	89.0	62.0	15.88	33.4	9.5	7.9	11.1	-	20.7
T 127-1/B	127.0	88.9	15.88	44.5	9.5	7.9	11.1	-	27.0
T 127-2/B	127.0	88.9	15.88	50.8	9.5	12.7	15.9	-	24.6
T 140-1/B	139.7	107.9	19.00	50.0	12.7	12.7	15.9	-	32.0
T 140-2/B	139.7	101.6	28.60	50.8	19.0	14.3	17.0	-	34.8
T 140-3/B	139.7	127.0	31.70	57.1	25.4	17.5	25.4	-	44.2

جدول 2 خواص فیزیکی ریل های راهنمای

نامهای	S	q	J <sub>x</sub>	W <sub>x</sub>	i <sub>x</sub>	J <sub>y</sub>	W <sub>y</sub>	i <sub>y</sub>
<b>A= سرد نورد</b>								
B= ماشینکاری شده	x10 <sup>2</sup> mm <sup>2</sup>	kg/m	x10 <sup>4</sup> mm <sup>4</sup>	x10 <sup>3</sup> mm <sup>3</sup>	mm	x10 <sup>4</sup> mm <sup>4</sup>	x10 <sup>3</sup> mm <sup>3</sup>	mm
T 50/A	4.75	3.73	11.24	3.15	15.4	5.25	2.10	10.5
T 70-3/B	11.45	9.30	27.50	8.52	15.2	25.80	7.54	15.0
T-75-3/B*	10.99	8.63	40.35	9.29	19.2	26.49	7.06	15.5
T 89/B*	15.70	12.30	59.60	14.50	19.5	52.50	11.80	18.3
T 127-1/B*	22.50	17.80	187.00	30.00	28.6	151.00	24.00	26.5
T 140-2/B*	28.90	22.70	200.00	31.00	26.3	234.00	36.80	28.5
T 140-1/B	35.10	27.50	403.00	52.90	33.8	310.00	44.40	29.7
T 140-2/B	43.22	32.70	452.00	67.50	32.5	365.00	52.30	29.2
T 140-3/B	57.35	47.60	946.00	114.00	40.6	488.00	70.00	29.2

\*ISO 7465 ریل های راهنمای مشخص شده در

سطح ریلهای راهنما برای کابین و وزنه‌ی تعادل باید دارای صافی سطح مناسب برای عملکرد صحیح عضوهای راهنما باشند و اگر از فولاد نورد سرد شده نباشد باید این سطوح طوری ماشین کاری شده باشند که برای سرعتهای بالای  $0.4 \text{ m/s}$  مناسب باشند. بسیار مهم است که ریلهای راهنما در نصب شاقول شده باشندو فاصله‌ی بین آنها در طول کلیشان ثابت باشند. نصب نا صحیح یا سطوح خشن در تماس باعث ارتعاشات در کابین و یا وزنه‌ی تعادل می‌شود و باعث نیروهای دینامیکی متغیر در طول مسیر حرکت کابین می‌گردد. این نیروها باعث تغییر در مقاومت اصطکاکی در روی ریلهایشده و باعث تغییر در بار وارد شده به موتور می‌گردد.

صافی سطح  $R_a$  لبه‌ی ریلهای راهنما باید مطابق مشخصات زیر باشد

$$3.2\mu\text{m} < R_a < 6.3\mu\text{m}$$

ریلهای راهنمای نورد سرد شده

$$3.2\mu\text{m} < R_a < 6.3\mu\text{m}$$

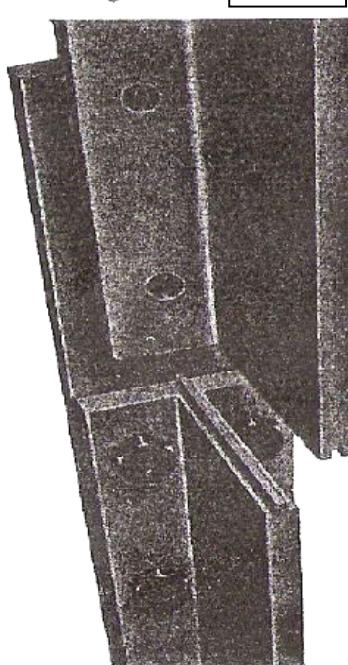
ریلهای راهنمای ماشینکاری شده در جهت مورب

$$\text{ولی } R_a = 1.6\mu\text{m} \text{ در جهت طولی باشد.}$$

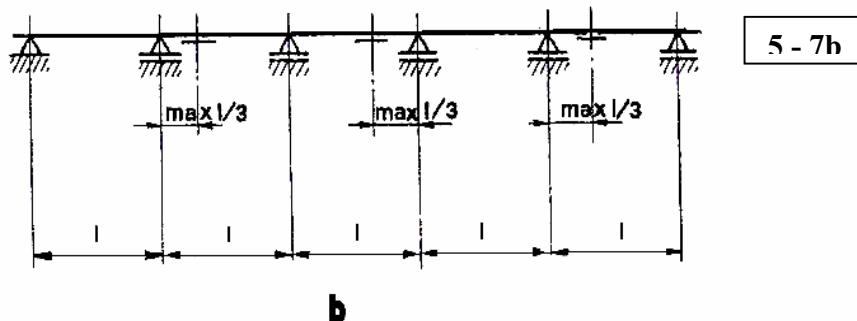
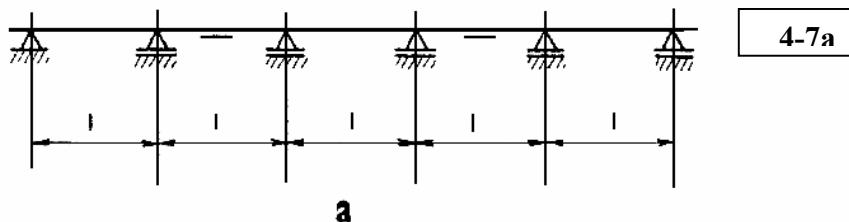
طراحی و ساخت اتصالات ریلهای راهنما بطور مشروح در هردو استاندارد BS 5655 :part9 و ANSI/AI/AASME A 17.1 آمده است. انتهای ریلهای راهنما دقیق ماشینکاری می‌شوند که بصورت زبانه و شیارهای مربوط که در وسط دیواره‌ی ریل راهنما قرار می‌گیرد. همچنین پشت فلانچ‌های راهنما ماشینکاری می‌شوند تا سطح صافی را برای گرده ماهی (پشت بند) داشته باشند. انتهای هر ریل راهنما با حداقل چهار پیچ متصل می‌گردد. عرض گرده ماهی نباید کمتر از عرض ریل راهنما باشد. شکل 3-7 نقشه‌ی ریل راهنما در چاه آسانسور را نشان می‌دهد.

انصال ریل راهنما

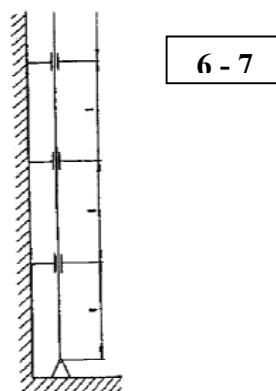
3 - 7



گرده ماهی استاندارد ، مشخصاً ضعیف تر از مقطع ریلی است که به هم متصل می شوند .  
تو صیه می شود که بیش از یک اتصال در دو ریل راهنمای مجاور استفاده نشود مانند شکل 4-7a



در حالیکه اتصالات در منطقه‌ی مجاور قرار گیرد ، ترتیب قرار گیری مانند شکل 7-5b می باشد  
ترتیب قرار گیری یک ریل راهنما در چاه همان طور که معمولاً انجام می شود در شکل 6-7 نشان داده  
شده است . ته ریل راهنما در چاهک نگاه داشته شده و دیوار کوب ریل راهنما در فواصل منظم از یکدیگر  
در طول ریل قرار گرفته است .

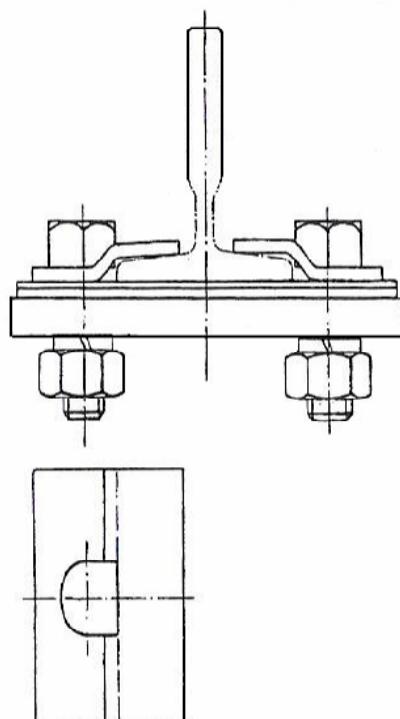


ریلهای راهنما در روی دیوار کوبها توسط گیره نگه داشته می شوند . معمولاً سه نوع اسا سی گیره ریل راهنما وجود دارد .

1) گیره ریل صلب ، از فولاد فورج شده ساخته شده و در جایی که استحکام حرف اصلی را میزند، بکار می رود. یعنی جایی که ریل راهنما تحت بار زیاد قرار می گیرد. آنها معمولاً در آسانسورهای باری سنگین و بالابرها هیدرولیکی بکار می رود.

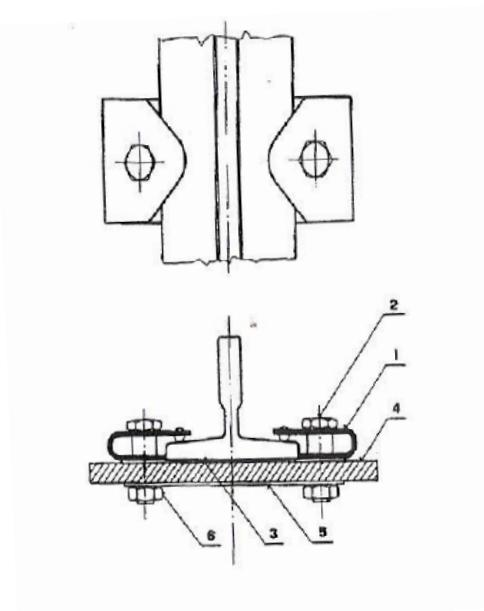
2) گیره چند منظوره ، از فولاد پرس شده ساخته می شود و در جایی که بار روی ریل راهنما متوسط است بکار می رود . یعنی در آسانسورهای با ارتفاع کم بکار می رود. در ساختمانهای با ارتفاع کم ، فشار ساختمان کم است و تغییر شکل ریل راهنما نیز کم است.

3) گیره لغزشی ، در ساختمانهای با ارتفاع زیاد بکار می رود. یعنی جایی که انتظار می رود حرکت نسبی بین ساختمان و ریلهای راهنما اتفاق بیافتد . قضیه ای طراحی این است که یک لغزش قابل پیش بینی بدست آید .



گیره‌ی لغزشی ممکن است طوری طراحی شود که به ریل اجازه دهد در جهت طولی حرکت نماید در حالی که ریل در جهات دیگر اجازه‌ی حرکت نمی‌دهد و یا از نوع فرنی می‌تواند باشد. این نوع می‌تواند اجازه‌ی لغزش به ریل راهنمای را بدهد وقتی که نیروی گیرش پیش‌بینی شده بیشتر شود.

گیره‌ی فرنی توسط شرکت British guide rails از فولاد فرنی ساخته شده در شکل زیر آمده است.



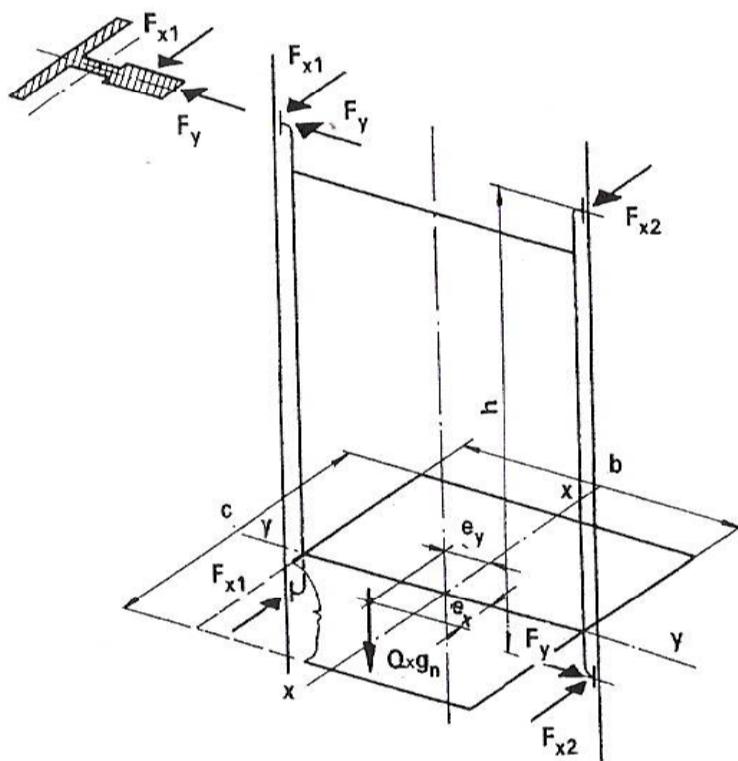
گیره‌ی 1 توسط پیچ‌های شانه‌ای 2 در درون صفحه‌ی 3 طوری طراحی شده‌اند که اصطکاک لغزشی را کاهش دهند و از خوردگی در فلز جلوگیری شود. گیره‌ها به دیوارکوب ریل راهنمای 4 توسط صفحه‌ی 5 با مهره‌ی جوش 6 محکم می‌شوند. این نوع طراحی باعث نیروی گیرش پیش‌بینی شده با حالت فرنی نسبت به بارهای ضربه‌ای برای شرایط زلزله و مقاومت در مقابل ارتعاشات می‌باشد. در نصب ریلهای راهنمای تاسیسات کم ارتفاع، برای طول کلی چاه یک شاقول اندازی می‌شود. در حالی که در تاسیسات با ارتفاع زیاد، معمولاً برای هر 10 طبقه یا 11 طبقه یک بار شاقول اندازی می‌شود.

این روش پرش نامیده می شود . هنگامیکه ریلهای راهنما به طریق پرش شاقول می شوند ، خیلی مهم است که هر مرحله از شاقول سازی دو یا چند طبقه ای قبلی نیز در شاقول کردن باشد. برای در یک راستا در آوردن ریلهای راهنما از یک وسیله ای تنظیم ریلهای راهنما می بایست استفاده کرد.

## نیروهای اعمال شده در روی ریلهای راهنما در حالت عملکرد عادی طبقه بندی بازگذاری

### نیروهای روی ریلهای راهنما کابین

در شرایط عملکرد عادی ، نیروها ممکن است بطريق غیر متقارن در دو جهت عمود بر هم اعمال شود . در شکل زیر دیاگرام ریلهای راهنما و تمام نیروهای اعمال شده به آنها به علت غیر متقارن بودن ، نشان داده شده است .



نیروهای  $F_y$  در صفحه y ریلهای راهنمای (y-y) وارد می شود . در حالیکه  $F_{x1}$  و  $F_{x2}$  در صفحات (x-x) عمود بر صفحه y (y-y) وارد می گردد. هر ریل راهنمای تحت اعمال گشتاور خمی به علت نیروی  $F_y$  و تحت ترکیبی از خمش و پیچش به علت  $F_x$  قرار دارد.

نیروها را می توان از رابطه زیر بدست اورد :

$$F_y = \frac{Q \times g_n \times e_y}{h} \quad (1)$$

$$F_{x1} = \frac{Q \times g_n \times e_x \times (b + 2e_y)}{2h \times b} \quad (2)$$

$$F_{x2} = \frac{Q \times g_n \times e_x \times (b - 2e_y)}{2h \times b} \quad (3)$$

بار طراحی (Kg)

$g_n$  شتاب نقل استاندارد ( $m/s^2$ )

$e_x, e_y$  خارج از مرکز بار در کابین

b عرض کابین (mm)

C عمق کابین (mm)

h فاصله عمودی بین کفشهای ریل راهنمای (mm)

## طبقه بندی بار گذاری بر طبق (Bs 5655 : part 9 : کلاس A: مسافر و بارهای عمومی

کلاس A به آن دسته از بارهایی اطلاق می گردد که به طریق دستی یا چرخ دستی به کابین وارد یا خارج شود جرم هر قطعه کالا و یا چرخ دستی و بار ان از 1/4 بار طراحی کابین تجاوز نکند . برای مشخص کردن نیروهای افقی بر روی ریلهای راهنمای فرض می شود 50% بار طراحی کابین در نقطه ای به فاصله زیر از نقطه تعلیق قرار دارد .

1) معادل  $1/4$  عرض کابین یعنی  $e_y = b/4$

2) معادل  $1/4$  عمق کابین یعنی  $e_x = c/4$

## استانداردهای جهانی برای محاسبات ریل راهنما استاندارد انگلیس BS 5655 : PART9

تنش  $\sigma$  در ریل راهنما در حین عملکرد مکانیزم اینمی توسط معادله‌ی زیر داده شده است.

$$\sigma = \frac{F_b}{S} + \frac{F_b \times e}{2W_x} \times \left[ \cos^{-1} \left[ \frac{L_K}{2} \times \sqrt{\frac{F_b}{E \times J_x}} \right] + 1 \right] \quad (N/mm^2) \quad (4)$$

$$\begin{aligned} F_b & \text{ نیروی ترمز در روی ریل راهنماست (N)} \\ S & \text{ سطح مقطع ریل راهنما (mm}^2\text{)} \\ e & \text{ خارج از مرکز نیروی ترمز (mm)} \\ W_x & \text{ مدول سطح مقطع ریل راهنما در خمش حول محور X-X (mm}^3\text{)} \\ L_K & \text{ حداکثر فاصله بین دیوار کوبهای ریل راهنما (mm)} \\ E & \text{ مدول الاستیته (یانگ) جنس ریل راهنما (N/mm}^2\text{)} \\ x & \text{ زمان اینرسی سطح مقطع ریل راهنما نسبت به محور X-X (mm}^4\text{)} \end{aligned}$$

خیز ریل راهنما در حین عملکرد مکانیزم اینمی به حداکثر  $0.25 \times$  طول ماشین شده‌ی وجه ریل راهنما محدود شده است و این عمل به منظور این است که از خطر رهایی کفشه ک ریل راهنما جلوگیری شود. برای این شرایط حداکثر نیروی ترمز مجاز با رابطه‌ی زیر داده شده است.

$$F_b = \frac{4E \times J_x}{L_K^2} \times \cos^{-2} \left[ \frac{e}{2y_{\max} + e} \right] \quad (N) \quad (5)$$

EN81، نیروی ترمز در BS 5655:PART9 مشخص شده است و همچنین در استاندارد اروپایی  $F_b$  آمده است.

در حالت کلی نیروی ترمز توسط رابطه‌ی زیر داده شده است.

$$F_b = \frac{Q + P}{2} \times (a + g_n) \quad (6)$$

که  $P$  جرم کابین (kg) و  $a$  حداکثر شتاب کند شونده‌ی مجاز کابین ( $m/s^2$ ) می‌باشد. مقادیر عملی نیروی ترمز (با فرض  $g_n = 10m/s^2$ ) عبارتند از:  
برای مکانیزم اینمی به جز غلطشی گیرشی که به صورت لحظه‌ای عمل می‌نماید.

$$F_b = 25 \times (Q + P) \quad (7) \quad \text{یعنی} \quad a=40$$

برای نوع غلطک در بند :

$$F_b = 15 \times (Q + P) \quad (8) \quad \text{یعنی} \quad a=20$$

برای نوع بتدریج پیشرونده :

$$F_b = 10 \times (Q + P) \quad (9) \quad \text{یعنی} \quad a=10$$

تنش در ریل راهنما که از رابطه (4) محاسبه می شود ، نباید از مقادیر زیر نجاوز کند .

برای فولاد با تنش کششی  $370 N/mm^2$

برای فولاد با تنش کششی  $430 N/mm^2$

برای فولاد با تنش کششی  $520 N/mm^2$

مدول الاستیته میانگ معادل  $E = 2.07 \times 10^5 N/mm^2$

برای مشخص کردن عملکرد مناسب ، مبنا میزان تنش و خیز در ریل راهنما در حین کار عادی می باشد از این رو ریل راهنما به صورت یک تیر ساده با چند تکیه گاه فرض می شود و نیروهای جانبی را فرض می کنیم در وسط تکیه گاهها اعمال شود . سپس حداکثر تنش در خمث از معادلات زیر بدست می آید .

$$\sigma_y = \frac{F_y \times L_K}{6W_x} \quad (10) \quad \sigma_x = \frac{F_x \times L_K}{6W_y} \quad (11)$$

هنگامی که حداکثر تنش مجاز نسبت به استحکام کششی جنس ریل راهنما محاسبه می شود ، یک ضریب اطمینان ۵ باید درنظر گرفته شود . این بدین معناست که مقدار آن عملاً نصف مقداری است که در حالت فعال شدن مکانیزم ایمنی مشخص شده است .

مقدار خیز افقی در وسط تیر در دو جهت عمود بر هم با معادله زیر داده شده است .

$$y_y = \frac{F_y \times L_K^3}{96EJ_x} \quad (12) \quad y_x = \frac{F_x \times L_K^3}{96EJ_y} \quad (13)$$

حداکثر خیز مجاز مطابق معادلات (12,13) ۳ میلی متر در صفحه ریل راهنما ( $y_y$ ) و ۶ میلی متر در جهت عمودی ( $y_x$ ) می باشد .

## استاندارد EN81

محاسبه‌ی تنش در ریل راهنمای تنها برای عملکرد مکانیزم اینمی محاسبه می‌شود. تنش در حالت کمانش با معادله‌ی زیر بدست می‌اید.

$$\sigma_K = \frac{F_b \times \omega}{s} \quad (14)$$

که  $\omega$  ضریب کمانش در جداول زیر برای فولادهای با استحکام کششی 370 و 520 بعنوان تابعی از ضریب باریکی  $\lambda$  داده شده است.

جدول 3 ضریب کمانش  $\omega$  برای فولاد با استحکام کششی  $370 \text{ N/mm}^2$

$\lambda$	0	1	2	4	5	6	7	8	9	$\lambda$
20	1.04	1.04	1.04	1.05	1.05	1.06	1.06	1.07	1.07	20
30	1.08	1.08	1.09	1.10	1.10	1.11	1.11	1.12	1.13	30
40	1.14	1.14	1.15	1.16	1.16	1.17	1.18	1.19	1.19	40
50	1.21	1.22	1.23	1.23	1.24	1.25	1.26	1.27	1.28	50
60	1.30	1.31	1.32	1.33	1.34	1.35	1.36	1.37	1.39	60
70	1.41	1.42	1.44	1.45	1.46	1.48	1.49	1.50	1.52	70
80	1.55	1.56	1.58	1.59	1.61	1.62	1.64	1.66	1.68	80
90	1.71	1.73	1.74	1.76	1.78	1.80	1.82	1.84	1.86	90
100	1.90	1.92	1.94	1.96	1.98	2.00	2.02	2.05	2.07	100
110	2.11	2.14	2.16	2.18	2.21	2.23	2.27	2.31	2.35	110
120	2.43	2.47	2.51	2.55	2.60	2.64	2.68	2.72	2.77	120
130	2.85	2.90	2.94	2.99	3.03	3.08	3.12	3.17	3.22	130
140	3.31	3.36	3.41	3.45	3.50	3.55	3.60	3.65	3.70	140
150	3.80	3.85	3.90	3.95	4.00	4.06	4.11	4.16	4.22	150
160	4.32	4.38	4.43	4.49	4.54	4.60	4.65	4.71	4.77	160
170	4.88	4.94	5.00	5.05	5.11	5.17	5.23	5.29	5.35	170
180	5.47	5.53	5.59	5.66	5.72	5.78	5.84	5.91	5.97	180
190	6.10	6.16	6.23	6.29	6.36	6.42	6.49	6.55	6.62	190
200	6.75	6.82	6.89	6.96	7.03	7.10	7.17	7.24	7.31	200
210	7.54	7.52	7.59	7.66	7.73	7.81	7.88	7.95	8.03	210
220	8.17	8.25	8.32	8.40	8.47	8.55	8.63	8.70	8.78	220
230	8.39	9.01	9.09	9.17	9.25	9.33	9.41	9.49	9.57	230
240	9.73	9.81	9.89	9.97	10.05	10.14	10.22	10.30	10.39	240
250	10.55									

برای فولاد با مقادیر استحکام مابین دو مقدار ذکر شده، مقدار  $\omega$  را می‌توان بصورت خطی مابین دو مقدار جدول محاسبه نمود.

جدول 3 ضریب کمانش  $\omega$  برای فولاد با استحکام کششی  $52.0 \text{ N/mm}^2$

$\lambda$	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	$\lambda$
20	1.06	1.06	1.07	1.07	1.08	1.08	1.09	1.09	1.10	1.11	20
30	1.11	1.12	1.12	1.13	1.14	1.15	1.15	1.16	1.17	1.18	30
40	1.19	1.19	1.20	1.21	1.22	1.23	1.24	1.25	1.26	1.27	40
50	1.28	1.30	1.31	1.32	1.33	1.35	1.36	1.37	1.39	1.40	50
60	1.41	1.43	1.44	1.46	1.48	1.49	1.51	1.53	1.54	1.56	60
70	1.58	1.60	1.62	1.64	1.66	1.68	1.70	1.72	1.74	1.77	70
80	1.79	1.81	1.83	1.86	1.88	1.91	1.93	1.95	1.98	2.01	80
90	2.05	2.10	2.14	2.19	2.24	2.29	2.33	2.38	2.43	2.48	90
100	2.53	2.58	2.64	2.69	2.74	2.79	2.85	2.90	2.95	3.01	100
110	3.06	3.12	3.18	3.23	3.29	3.35	3.41	3.47	3.53	3.59	110
120	3.65	3.71	3.77	3.83	3.89	3.96	4.02	4.09	4.15	4.22	120
130	4.28	4.35	4.41	4.48	4.55	4.62	4.69	4.75	4.82	4.89	130
140	4.96	5.04	5.11	5.18	5.25	5.33	5.40	5.47	5.55	5.62	140
150	5.70	5.78	5.85	5.93	6.01	6.09	6.16	6.24	6.32	6.40	150
160	6.48	6.57	6.65	6.73	6.81	6.90	6.98	7.06	7.15	7.23	160
170	7.32	7.41	7.49	7.58	7.67	7.76	7.85	7.94	8.03	8.12	170
180	8.21	8.30	8.39	8.48	8.58	8.67	8.76	8.86	8.95	9.05	180
190	9.14	9.24	9.34	9.44	9.53	9.63	9.73	9.83	9.93	10.03	190
200	10.13	10.23	10.34	10.44	10.54	10.65	10.75	10.85	10.96	11.06	200
210	11.17	11.28	11.38	11.49	11.60	11.71	11.82	11.93	12.04	12.15	210
220	12.26	12.37	12.48	12.60	12.71	12.82	12.94	13.05	13.17	13.28	220
230	13.40	13.52	13.63	13.75	13.87	13.99	14.11	14.23	14.35	14.47	230
240	14.59	14.71	14.83	14.96	15.08	15.20	15.33	15.45	15.58	15.71	240
250	15.83										

برای فولاد با مقادیر استحکام مابین دو مقدار ذکر شده، مقدار  $\omega$  را می‌توان بصورت خطی مابین دو مقدار جدول محاسبه نمود.

ریل راهنما فرض می شود که مانند تیر ساده با دو تکیه گاه با اتصال پین رفتار می کند ، که تحت نیروی ترمز  $F_b$  در محور طولی قرار دارد .

نسبت باریکی :

$$\lambda = \frac{L_K}{i} \quad (15)$$

که ۱ شعاع ژیراسیون با رابطه  $i$  زیرداده می شود .

$$i = \sqrt{\frac{j}{s}} \quad (16)$$

از کمترین ممان اینرسی سطح مقطع ریل راهنما می باشد . کما نش فرض می شود که در صفحه  $i$  کمترین صلیبت خمی در ریل راهنما اتفاق بیافتد .

توصیه می شود که تنש در ریل راهنما به دو صورت زیر محاسبه شود .

(1) در حالت ترکیب فشار و خمش مطابق با رابطه  $i$

$$\sigma = F_b \times \left[ \frac{1}{s} + \frac{e}{2W_X} \right] \quad (17)$$

(2) در حالت کمانش در صفحه  $i$  حداقل صلیبت ریل راهنما مطابق با رابطه  $i$  (14) برای نسبت باریکی  $105 \leq \lambda \leq 105$  تنش برای حالت ترکیب فشار و خمش تعیین کننده است در حالیکه کمانش یک شرایط بحرانی در حالت  $105 < \lambda$  می باشد . چون فاکتور کمانش بستگی زیادی جنس ریل راهنما دارد توصیه می شود که هر دو تنش برای نسبت باریکی بین ۱۰۰ تا ۱۱۰ محاسبه شود .

## طراحی ریلهای اطراف بالابر

ابتدا از جدول 1 یک نوع ریل راهنمای انتخاب می کنیم . ریل انتخابی ما T89/B می باشد . سپس از جدول 2 خصوصیات آن را می خوانیم .

$J_x = 59.6 \times 10^4$	$mm^4$
$J_y = 52.5 \times 10^4$	$mm^4$
$W_x = 14.5 \times 10^3$	$mm^3$
$W_y = 11.8 \times 10^3$	$mm^3$
$i_x = 19.5$	$mm$
$i_y = 18.3$	$mm$
$S = 15.7 \times 10^2$	$mm^2$
$h = 3625$	$mm$
$L = 3300$	$mm$
$b = 1600$	$mm$
$C = 1400$	$mm$
$e = 255$	$mm$

$h$  فاصله ای عمودی بین ریلهای راهنمای

$L$  فاصله ای بین دیوار کوبها

$b$  عرض کابین

$C$  عمق کابین

مکانیزم ایمنی پیشرونده ، انتخاب شده است . نیروی ترمز برای مکانیزم ایمنی پیشرونده با استفاده از معادله 9 بدست می اید .

$$F_b = 10 \times (Q + P) = 10 \times (500 + 300) = 8000 \quad N$$

برای ضریب باریکی داریم :

$$\lambda = \frac{L}{i_y} = \frac{3300}{18.3} = 180.32 > 105$$

پس بنا براین کمانش برای ما اهمیت بیشتری پیدا می کند .

با داشتن ضریب کمانش و استفاده از جدول 3 برای فولاد با استحکام  $370 N/mm^2$  ضریب کمانش را

$$\omega = 5.49 \quad \text{می خوانیم :}$$

## تنش در کمانش

$$\sigma_k = \frac{F_b \times \omega}{S} = \frac{8000 \times 5.49}{15.7 \times 10^2} = 27.97 \quad N/mm^2$$

برای اینکه نشان بدهیم تنش در حالت کمانش از تنش در حالت ترکیبی خمس و فشار با این ضریب کمانش بیشتر است ، تنش در حالت ترکیبی را نیز محاسبه می کنیم .

$$\sigma = F_b \times \left[ \frac{1}{s} + \frac{e}{2W_x} \right] = 8000 \times \left[ \frac{1}{15.7 \times 10^2} + \frac{25.5}{2 \times 14.5 \times 10^3} \right] = 12.128 \quad N/mm^2$$

چون تنش در حالت کمانش بیشتر است ، و همچنین از مقدار حد اکثر مجاز  $140 N/mm^2$  تجاوز نکرده است ، قابلیت تحمل چنین باری را دارد.

حالا به تحلیل خیز هر یک از ریلهای می پردازیم . ابتدا نیروی جانبی روی هر یک از ریلهای را با استفاده از معادلات 1,2 بدست می اوریم .

$$F_y = \frac{Q \times g_n \times e_y}{h} = \frac{500 \times 9.81 \times 25.5}{3625} = 345 \quad N$$

$$F_{x1} = \frac{Q \times g_n \times e_x \times (b + 2e_y)}{2h \times b} = \frac{500 \times 9.81 \times 255 \times (1600 + 2 \times 255)}{2 \times 3625 \times 1600} = 227.51 \quad N$$

برای خیز در صفحات داریم :

$$y_y = \frac{7F_y \times L^3}{480EJ_x} = \frac{7 \times 345 \times 3300^3}{480 \times 2.1 \times 10^5 \times 59.6 \times 10^4} = 1.44 \quad mm$$

$$y_x = \frac{7F_{x1} \times L^3}{480EJ_y} = \frac{7 \times 227.51 \times 3300^3}{480 \times 2.1 \times 10^5 \times 52.5 \times 10^4} = 1.08 \quad mm$$

$$y = \sqrt{y_y^2 + y_x^2} = \sqrt{1.44^2 + 1.08^2} = 1.8 \quad mm \quad < \quad 3 \quad mm$$

چون خیز و تنش از حالت بحرانی کمتر بود ، پس تیر انتخابی ما جوابگوی بار ما خواهد بود . حالایک بار ، مسأله را بر طبق BS 5655:PART9 حل می کنیم .

$$F_y = \frac{Q \times g_n \times e_y}{h} = \frac{500 \times 9.81 \times 25.5}{3625} = 345 \quad N$$

$$F_{x1} = \frac{Q \times g_n \times C}{8h \times 2} = \frac{500 \times 9.81 \times 1400}{8 \times 3625 \times 2} = 118.4 \quad N$$

برای خیز در صفحات داریم :

$$y_y = \frac{F_y \times L_K^3}{96EJ_X} = \frac{345 \times 3300^3}{96 \times 2.1 \times 10^5 \times 59.6 \times 10^4} = 1.03 \quad mm$$

$$y_X = \frac{F_X \times L_K^3}{96EJ_y} = \frac{118.4 \times 3300^3}{96 \times 2.1 \times 10^5 \times 52.5 \times 10^4} = 0.4 \quad mm$$

تنش خمشی مربوطه عبارتست از :

$$\sigma_y = \frac{F_y \times L_K}{6W_X} = \frac{345 \times 3300}{6 \times 14.5 \times 10^3} = 13.08 \quad N/mm^2$$

$$\sigma_X = \frac{F_X \times L_K}{6W_y} = \frac{118.4 \times 3300}{6 \times 11.8 \times 10^3} = 5.51 \quad N/mm^2$$

## ضربه گیرها

آسانسورها باید با ضربه گیرهایی که در کف چاهک و در مکان انتهایی حرکت کابین وزنه‌ی تعادل قرار می‌گیرند، مجهر شوند تا وسیله اضطراری نهایی را تشکیل دهند. اگر ضربه گیرها به کابین یا وزنه‌ی تعادل وصل شوند، باید یک پایه یا فونداسیونی به ارتفاع نیم متر در چاهک قرار بگیرد تا این ضربه گیرها روی آن بنشینند. اگر امکان قرار گیری ناخواسته در زیر وزنه‌ی تعادل از بین بین برود، ساخت این پایه برای ضربه گیر وزنه تعادل ضروری نمی‌باشد.

آسانسورهای با کشش مثبت، در بالای کابین نیز باید دارای ضربه گیر باشند تا در حد بالایی حرکت نیز ضربه گیری ممکن باشد. اگر وزنه‌ی تعادلی در کار باشد، ضربه گیر بالای کابین تا موقعی که ضربه گیر وزنه تعادل کاملاً فشرده شود باید عمل نماید.

دو نوع کلی از ضربه گیرها وجود دارد:

- 1) نوع جمع کننده‌ی انرژی
- 2) نوع مستهلک کننده‌ی انرژی

1) ضربه گیر جمع کننده‌ی انرژی یا بدون حرکت برگشتی می‌تواند برای سرعتها‌ی تا ۱ و یا تا ۱.۶ متر بر ثانیه به ترتیب بکار گرفته شود. کورس نهایی ممکن نباید کمتر از دو برابر فاصله‌ی توقف تحت جاذبه‌ی زمینی با سرعت ۱۱۵ درصد سرعت اسمی باشد. به عبارت دیگر

$$2 \times \frac{(1.15V)^2}{2g_n} = 0.135V^2$$

و در هر حالتی کمتر از ۶۵ میلی‌متر نباشد.

این کورس در اروپا باید تحت یک بار استاتیکی ما بین ۲.۵ تا ۴ برابر جرم کابین به اضافه‌ی ظرفیت اسمی طی شود. در حالی که در امریکا ضریب فوق دو تا سه است.

2) ضربه گیر نوع مستهلک کننده‌ی انرژی مستقل از سرعت اسمی آسانسور بکار گرفته می‌شود. کورس نهایی ممکن باید حداقل مساوی با فاصله‌ی توقف تحت جاذبه‌ی زمینی و با سرعت ۱۱۵ درصد سرعت اسمی یا به عبارت دیگر  $0.0674V^2$  باشد.

ضربه گیرهای با کورس کمتر وقتی قابل استفاده است که قبل‌ایک دور انداز موتور راکتسل نموده و در رسیدن به طبقه‌ی توقف، در صورتی که ضروری باشد سرعت کابین را به حدی کم کند تا سرعتی که کابین در موقع نشستن به روی ضربه گیر دارد از سرعتی که ضربه گیر برای آن طراحی شده است زیادتر نباشد و این سرعت ممکن است به جای سرعت اسمی در محاسبات ضربه گیر منظور شود که در حال کورس باید حداقل :

a) ۵۰ درصد  $0.0674V^2$  باشد، اگر سرعت اسمی  $V$  از  $4m/s$  تجاوز ننماید.

b) ۳۳ درصد  $0.0674V^2$  باشد، اگر سرعت اسمی  $V$  از  $4m/s$  بیشتر باشد.

و در هر حال کورس نباید کمتر از ۴۲۰ mm باشد.

### طراحی ضربه گیر فنری

قطعه‌ی اصلی این نوع ضربه گیرها معمولاً یک فنر مارپیچ ساخته شده از مقطع گرد یا مریع است. برخی سازندگان، فنر تخت را ترجیح می‌دهند. یک ضربه گیر مت Shank از سه فنر مارپیچی به موازات هم است. وقتی نیرویی که باید مهار شود زیاد باشد، راحت‌تر است که از سه یا چهار ضربه گیر به موازات هم استفاده شود. چرا که ارتفاع ضربه گیر کمتر از فنر تکی با همان ویژگی‌هاست.

طبق استاندارد EN81 نیروی ماکزیمم و مینیمم از رابطه‌ی زیر بدست می‌اید.

$$\begin{aligned} F_{\max} &= 4 \times (P + Q) \times g_n = 4 \times (500 + 300) \times 9.81 = 31392 & N \\ F_{\min} &= 2.5 \times (P + Q) \times g_n = 2.5 \times (500 + 300) \times 9.81 = 19362 & N \end{aligned}$$

طبق همین استاندارد برای حداقل جابجایی فنر داریم :

$$X_{\min} = 0.135V^2 = 0.135 \times 1^2 = 0.135 \quad m$$

با استفاده از نسبت نیروها داریم :

$$\frac{F_{\max}}{F_{\min}} = \frac{X_{\max}}{X_{\min}} \longrightarrow X_{\max} = \frac{31392}{19362} \times 0.135 = 0.216 \quad m$$

حالا می خواهیم فنر فشاری مارپیچی طراحی کنیم که دو سر آن تخت و سنگ خورده و ضریب طراحی آن 2 می باشد . چون  $F_{\max}$  ما زیاد است چهار ضربه گیر طراحی می کنیم . با توجه به اینکه هر ضربه گیر از سه فنر تشکیل شده است ، پس  $F_{\max}$  ما برای هر فنر :

$$F_{\max} = \frac{31392}{12} = 2616 \quad N$$

حالا از جدول قطرهای استاندارد سیم موسیقی ، یک قطر انتخاب می کنیم . قطر انتخابی ما سیم شماره ۱ با قطر  $0.4305\text{inch}$  می باشد . پس طبق جدول 10-5 کتاب طراحی شیگلی داریم :

$$A = 2211 \quad m = 0.145 \quad S_{ut} = \frac{A}{d^m} = \frac{2211}{(0.4305 \times 25.4)^{0.145}} = 1563.1 \quad N/mm^2$$

$$S_{sy} = 0.45 \times S_{ut} = 0.45 \times 1563.1 = 703.3 \quad \tau_{\max} = \frac{S_{sy}}{n} = \frac{703.3}{2} = 351.7 \quad N/mm^2$$

حالا B را با استفاده از رابطه‌ی زیر بدست می آوریم :

$$B = \frac{X_{\max} \times G}{Q \times \sqrt{8F_{\max}\pi \times \tau_{\max}}} = \frac{216 \times 79300}{2.46 \sqrt{8 \times 2616 \times \pi \times 351.7}} = 6.55$$

که در این معادله Q تعداد حلقه‌های غیر فعال فنر که از کتاب اسپاتس خوانده شده است . حالا با مراجعه به جدول اسپاتس ، C را می خوانیم .

$$C = 6.55$$

در این قسمت d جدید را بدست می آوریم :

$$d = \sqrt{\frac{8 \times C \times F_{\max} \times (4C + 2)}{\pi \times \tau_{\max} \times (4C - 3)}} = \sqrt{\frac{8 \times 6.55 \times 2616 \times (4 \times 6.55 + 2)}{\pi \times 351.7 \times (4 \times 6.55 - 3)}} = 12.28 \quad mm$$

چون  $d$  جدید با  $d$  اولیه تفاوت دارد ،  $d$  دیگری حدس می زنیم :

$$d = 0.49 \quad inch \quad d = 0.49 \times 25.4 = 12.446 \quad mm$$

$$A = 2211 \quad m = 0.145 \quad S_{ut} = \frac{A}{d^m} = \frac{2211}{(0.49 \times 25.4)^{0.145}} = 1533.9 \quad N/mm^2$$

$$S_{sy} = 0.45 \times S_{ut} = 0.45 \times 1533.9 = 690.255 \quad \tau_{max} = \frac{S_{sy}}{n} = \frac{690.255}{2} = 345.1 \quad N/mm^2$$

$$B = \frac{X_{max} \times G}{Q \times \sqrt{8F_{max} \pi \times \tau_{max}}} = \frac{216 \times 79300}{2.46 \sqrt{8 \times 2616 \times \pi \times 345.1}} = 1461.71$$

C=6.56

$$d = \sqrt{\frac{8 \times C \times F_{max} \times (4C + 2)}{\pi \times \tau_{max} \times (4C - 3)}} = \sqrt{\frac{8 \times 6.56 \times 2616 \times (4 \times 6.56 + 2)}{\pi \times 345.1 \times (4 \times 6.56 - 3)}} = 12.4 \quad mm$$

پس  $d$  حدسی ما درست است . سیم انتخابی ، سیم شماره ۰/۷ می باشد .

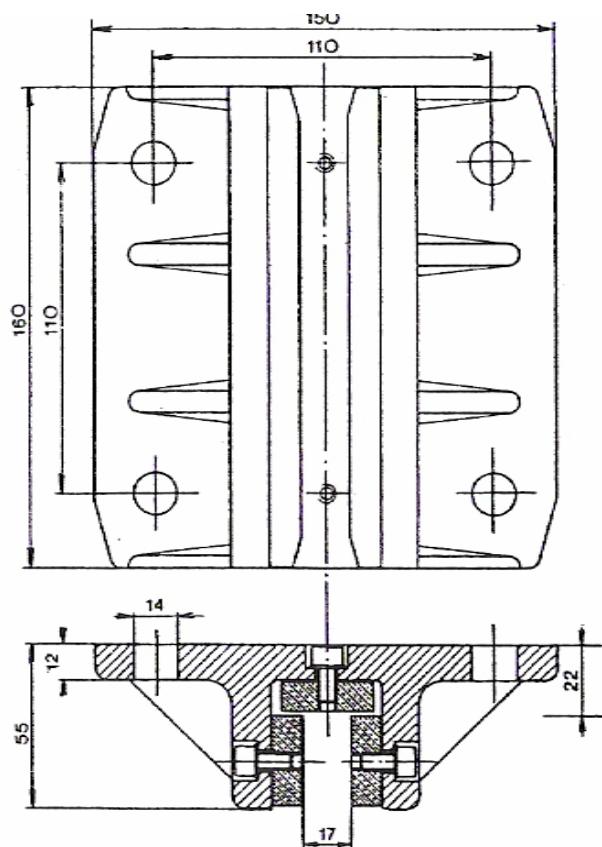
سیم انتخابی: سیم شماره ۰/۷

## انواع کفشك راهنما

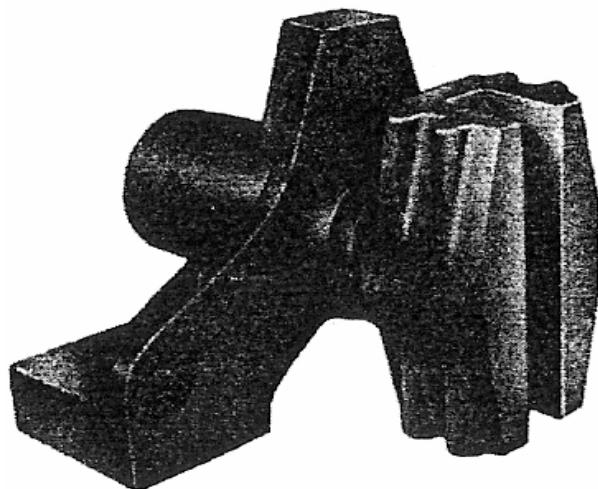
کابین و وزنه‌ی تعادل می‌باید بر روی ریل راهنما توسط کفشكهای بالایی و پایینی که به شاسی متصل هستند، هدایت شوند. دو نوع اصلی کفشك راهنما وجود دارد که عبارتند از:

- 1) کفشكهای لغزشی
- 2) کفشكهای غلطکی

کفشكهای لغزشی که اخیراً استفاده می‌شود برای سرعتهای کم و متوسط تا حدود  $2\text{m/s}$  می‌باشد. اصطکاک لغزشی می‌تواند مقاومت قابل توجهی در حرکت کابین اعمال نماید بخصوص در حالتی که کفشكها تحت فشار فنر باشند، در نتیجه فشار ثابتی بر روی ریلهای راهنما اعمال می‌شود. کفشكها از این نوع دارای مفصل گردنه هستند و یاتاقان آنها از نوع نئوپرن یا مواد مشابه هستند. کفشكها از نوع چدن یا فولاد و دارای پوشش مخصوص هستند. امروزه استفاده از مواد پلاستیکی برای پوشش کفشك مانند نایلون با ضریب اصطکاک کم و خواص خوب لغزش و مقاومت در برابر سایش متداول می‌باشد. این پوشش باعث جذب بارهای ضربه‌ای و خطأ و غیر یک راستا بودن ریلهای می‌شود. شکل زیر یک کفشك لغزشی ثابت که دارای سه پوشش نایلون می‌باشد نشان می‌دهد.



یک کفشهای لغزشی لولایی هم در شکل زیر نشان داده است.

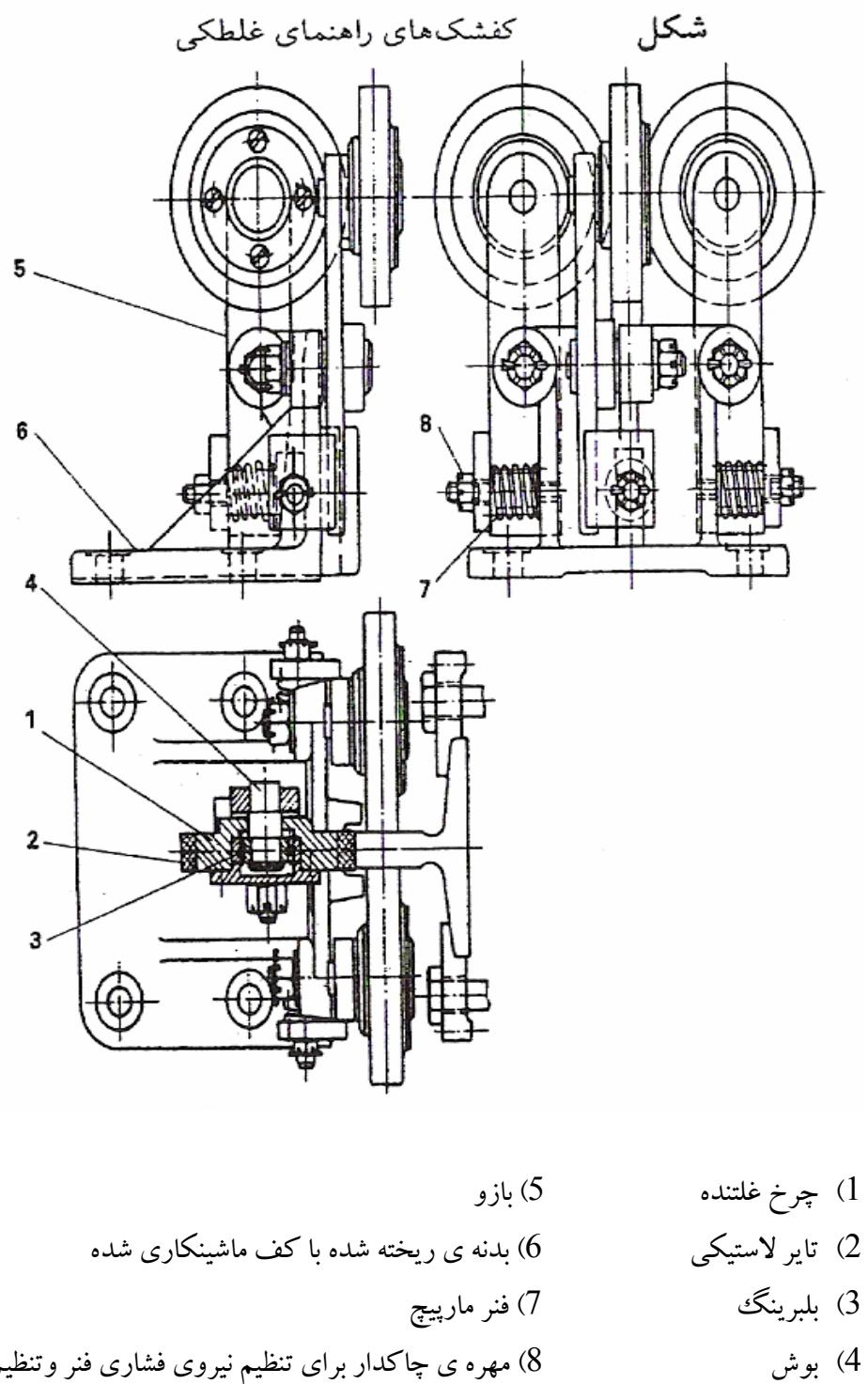


با بکار بردن کفشهای ریلهای راهنما باید روغنکاری شوند تا مقاومت در مقابل اصطکاک و سایش کم شود و شرایط لغزش بهتر گردد. امروزه استفاده از روغنکاری کننده‌های خودکار با روغن سنگین یا گریس معمول است.

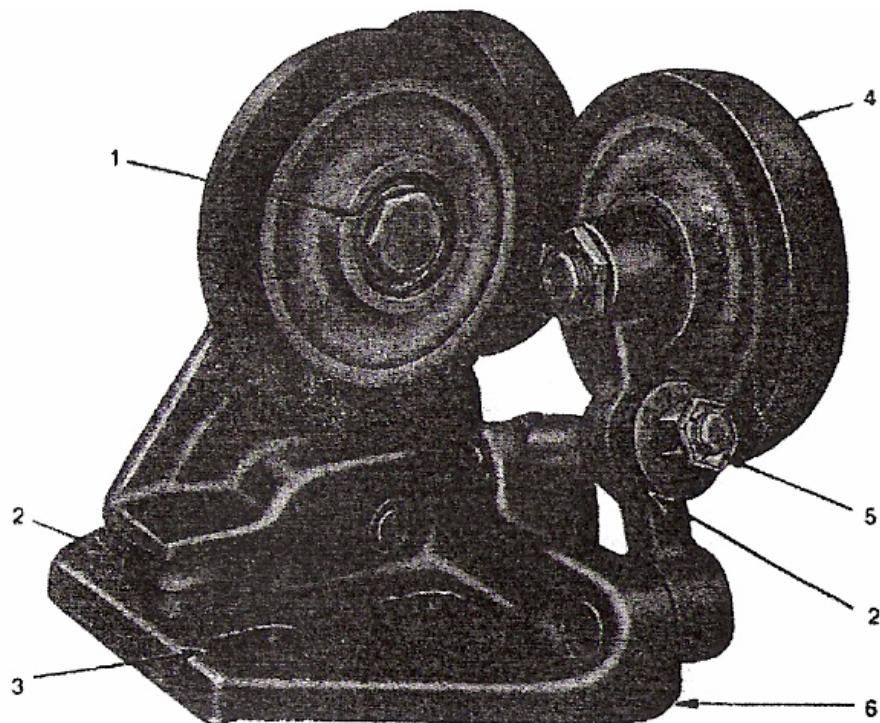
وجود کفشهای راهنمای غلطکی در آسانسورهای سرعت زیاد ضروری هستند، هر چند که نرمی حرکت کایین و صرفه جویی در انرژی بعلت کاهش در اصطکاک وجود این کفشهای غلطکی را در آسانسورهای با سرعت متوسط را نیز اقتصادی می‌کند. کفشهای غلطکی از سه غلتک تحت فشار فنر تشکیل شده است که در تماس دائم باریل راهنما می‌باشد چون غلطکها از تایرهای لاستیکی یا پولی اورتان استفاده می‌کنند در نتیجه صدا حداقل است و کیفیت حرکت افزایش می‌یابد زیرا تماس فلز با فلز وجود ندارد. امروزه از غلطکهای با قطر زیاد استفاده می‌شود که در نتیجه عملکرد آرام و مقاومت اصطکاکی کمتری دارند و به علاوه بر روی بلبرینگها نصب شده‌اند. هر غلطک توسط یک بازوی لولایی نگه داری می‌شود که با ریل راهنما خود را میزان می‌کند. برای بالابرها سنگین از شش غلطک که به صورت جفت بر روی بازوها تحت فشار فنر قرار دارند، استفاده می‌شوند.

کفشهای غلطکی در روی ریلهای راهنمای خشک و بدون روغنکاری کار می‌کنند. در نتیجه خطر جمع شدن گریس در چاه آسانسور و خطر آتش سوزی وجود ندارد.

در شکل زیر یک کفشهک غلطکی با اجزا نشان داده شده است.



شکل بعدی کفشهک غلطکی با طرحی مدرن با ضربه گیر لاستیکی که بجای فنر فولادی نشان داده شده است.



- 1) دو بلبرینگ بزرگ و دقیق در هر چرخ
- 2) ضربه گیر لاستیکی
- 3) شیاری برای نصب و تعویض با دیگر کفشهکها
- 4) غلطکها با تایر لاستیکی
- 5) پیچها برای تنظیم در یک راستا بودن و اعمال فشار
- 6) بدنه‌ی ریخته گردی شده و ماشینکاری شده

#### 4. طراحی فنر مناسب برای قسمتهای مختلف طراحی فنرهای غلطکها

هر کفشه راهنمای سه غلطک تشکیل شده و هر غلطک یک فن دارد. ما می خواهیم فنرهای فشاری مارپیچ با ضریب اطمینان 2 با جابجایی 10 میلی متر که دو سر آن تخت و سنگ خورده می باشد، طراحی کنیم.

طراحی فنر برای نیروی  $F_X$

$$F_{\max} = F_X = 227.51 \quad N$$

قطر حدسی ما از جدول قطرهای سیم استاندارد سیم شماره ی 28 با قطر 0.0162 inch می باشد.

$$A = 2211 \quad m = 0.145 \quad S_{ut} = \frac{A}{d^m} = \frac{2211}{(0.0162 \times 25.4)^{0.145}} = 251482 \quad N/mm^2$$

$$S_{sy} = 0.45 \times S_{ut} = 0.45 \times 251482 = 113167 \quad \tau_{\max} = \frac{S_{sy}}{n} = \frac{113167}{2} = 565.83 \quad N/mm^2$$

$$B = \frac{X_{\max} \times G}{Q \times \sqrt{8F_{\max} \pi \times \tau_{\max}}} = \frac{10 \times 79300}{2.46 \sqrt{8 \times 227.51 \times \pi \times 565.83}} = 179.21 \quad \longrightarrow \quad C = 3.6$$

$$d = \sqrt{\frac{8 \times C \times F_{\max} \times (4C + 2)}{\pi \times \tau_{\max} \times (4C - 3)}} = \sqrt{\frac{8 \times 3.6 \times 227.51 \times (4 \times 3.6 + 2)}{\pi \times 565.83 \times (4 \times 3.6 - 3)}} = 2.3 \quad mm$$

پس قطر انتخابی درست نیست. قطر انتخابی دوم ما سیم شماره ی 12 است.

$$A = 2211 \quad m = 0.145 \quad S_{ut} = \frac{A}{d^m} = \frac{2211}{(0.1055 \times 25.4)^{0.145}} = 1917.5 \quad N/mm^2$$

$$S_{sy} = 0.45 \times S_{ut} = 0.45 \times 1917.5 = 8629 \quad \tau_{\max} = \frac{S_{sy}}{n} = \frac{113167}{2} = 431.4 \quad N/mm^2$$

$$B = \frac{X_{\max} \times G}{Q \times \sqrt{8F_{\max} \pi \times \tau_{\max}}} = \frac{10 \times 79300}{2.46 \sqrt{8 \times 227.51 \times \pi \times 431.4}} = 205.24 \longrightarrow C = 3.75$$

$$d = \sqrt{\frac{8 \times C \times F_{\max} \times (4C + 2)}{\pi \times \tau_{\max} \times (4C - 3)}} = \sqrt{\frac{8 \times 3.75 \times 227.51 \times (4 \times 3.75 + 2)}{\pi \times 431.4 \times (4 \times 3.75 - 3)}} = 2.67 \text{ mm}$$

این قطر جوابگوی نیروی ما هست.

**سیم انتخابی: سیم شماره 12**

طراحی فنر برای نیروی  $F_y$

$$F_{\max} = F_y = 345 \text{ N}$$

قطر حدسی ما از جدول قطرهای سیم استاندارد سیم شماره ۱۱۲۸ با قطر ۰.۱۲۰۵ inch باشد

$$A = 2211 \quad m = 0.145 \quad S_{ut} = \frac{A}{d^m} = \frac{2211}{(0.1205 \times 25.4)^{0.145}} = 1880 \text{ N/mm}^2$$

$$S_{sy} = 0.45 \times S_{ut} = 0.45 \times 1880 = 846 \quad \tau_{\max} = \frac{S_{sy}}{n} = \frac{846}{2} = 423 \text{ N/mm}^2$$

$$B = \frac{X_{\max} \times G}{Q \times \sqrt{8F_{\max} \pi \times \tau_{\max}}} = \frac{10 \times 79300}{2.46 \sqrt{8 \times 345 \times \pi \times 423}} = 168.32 \longrightarrow C = 3.53$$

$$d = \sqrt{\frac{8 \times C \times F_{\max} \times (4C + 2)}{\pi \times \tau_{\max} \times (4C - 3)}} = \sqrt{\frac{8 \times 3.53 \times 345 \times (4 \times 3.53 + 2)}{\pi \times 423 \times (4 \times 3.53 - 3)}} = 3.26 \text{ mm}$$

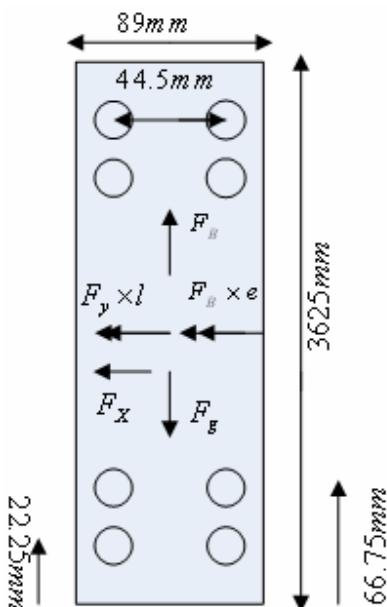
این قطر نیز جواب می‌هد.

**سیم انتخابی: سیم شماره ۱۱۲۸**

## ۵. طراحی اتصالات لازم شامل پیچها

### طراحی پیچهای ریلها

در هر ریل چهار پیچ در بالا و چهار پیچ در پایین وجود دارد. شکل زیر نمای از رو بروی تیر که نیروها در آن مشخص شده است، نشان می دهد.



نیروی ترمز  $F_B$

وزن ریل  $F_g$

خارج از مرکز نیروی ترمز

$$q = 12.3 \text{ kg/m}$$

برای محاسبه ای نیروی وزن ریلها، کل ریلها را یک تیر یک سر در گیر فرض می کنیم. چون انتهای ریل اول در ته چاهک جوش داده شده است، محاسبات را بر روی ریل دوم انجام می دهیم. با توجه به اینکه خطرناکترین حالت، موقعی پیش می آید که کایین در بالاترین وضعیت خود قرار داشته باشد. پس ما نیز به بررسی این حالت می پردازیم.

$$l = 6 \times 3500 - 3625 + 3625/2 = 19187.5 \quad F_g = q \times l \times g = 12.3 \times 19.1875 \times 9.81 = 2315.22 \quad N$$

برای محاسبه ای ممان اینرسی 8 پیچ حول محور X داریم:

$$I_X = I_{X'} + Ar^2 = 4 \times \left( \pi d^2 / 64 + \pi d^2 / 4 \times (3625/2 - 22.5)^2 \right) + 4 \times \left( \pi d^2 / 64 + \pi d^2 / 4 \times (3625/2 - 66.75)^2 \right) \\ = 0.392d^4 + 19642117d^2$$

برای محاسبه ای گشتاورهای خمی داریم:

$$M_1 = F_y \times l = 345 \times 19187.5 = 6619687.5 \quad N.mm$$

$$M_2 = F_B \times e = 8000 \times 25.5 = 204000 \quad N.mm$$

حالا به محاسبه‌ی تنشهای خمی می‌پردازیم. C در این فرمول فاصله‌ی محور X تا دو پیچ بالایی تیر می‌باشد.

$$\sigma_1 = \frac{M_1 \times C}{I_X} = \frac{6619687.5 \times 1790.25}{I_X}$$

$$\sigma_2 = \frac{M_2 \times C}{I_X} = \frac{204000 \times 1790.25}{I_X}$$

برای محاسبه‌ی τ برشی داریم:

$$F_B - F_g = 8000 - 2315.22 = 5684.78$$

$$\longrightarrow F = \sqrt{(5684.78^2 + 227.51^2)} = 5689.33 \quad N$$

$$F_X = 227.51$$

$$\tau = \frac{F}{(8 \times \pi d^2 / 4)} = \frac{5689.33}{2\pi d^2} = \frac{905.48}{d^2}$$

حالا از جدول قطرهای استاندارد پیچها، یک قطر حدس می‌زنیم. سپس ضریب اطمینان را بدست می‌آوریم. قطر حدسی ما M12 از کلاس 4.8 می‌باشد.

$$I_X = 0.392d^4 + 19642117d^2 = 0.392 \times 12^4 + 19642117 \times 12^2 = 2828472977 \quad mm^4$$

$$\sigma_1 = \frac{M_1 C}{I_X} = \frac{6619687.5 \times 1790.25}{I_X} = \frac{1.185 \times 10^{10}}{2828472977} = 4.19 \quad N/mm^2$$

$$\sigma_2 = \frac{M_2 \times C}{I_X} = \frac{204000 \times 1790.25}{I_X} = \frac{365211000}{2828472977} = 0.129 \quad N/mm^2$$

$$\sigma_1 + \sigma_2 = 4.319 \quad N/mm^2$$

$$\tau = \frac{905.48}{d^2} = \frac{905.48}{12^2} = 6.29 \quad N/mm^2$$

با استفاده از فرمول فون میزز داریم :

$$\sigma_{vm} = \sqrt{(\sigma^2 + 3\tau^2)} = \sqrt{(4.319^2 + 3 \times 6.29^2)} = 11.71 \quad N/mm^2$$

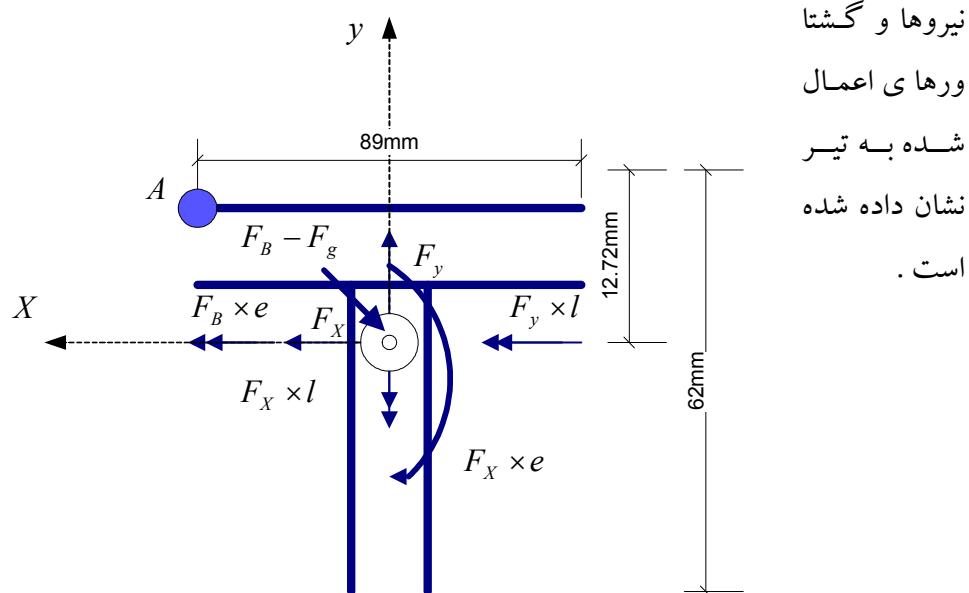
$$\sigma_{vm} = \frac{s_y}{n} \quad \longrightarrow \quad n = \frac{340}{11.71} = 29$$

این ضریب اطمینان نشان دهندهٔ درستی قطر انتخابی ما می‌باشد

**پیج انتخابی: M12 کلاس 4.8**

### طراحی اتصالات دائم از قبیل جوش

با توجه به اینکه ریل انتخابی در ته چاهک باید به زمین جوش داده شود، ما ضریب اطمینان قطعهٔ جوش را بدست می‌آوریم. چون مقطع تیر انتخابی T شکل می‌باشد، جوش مانیز T شکل است. در شکل زیر تمام نیروها و گشتاورها‌ی اعمال شده به تیر نشان داده شده است.



با توجه به جهت گشتاورها‌ی A نقطهٔ F<sub>y</sub> × l و F<sub>x</sub> × l و F<sub>B</sub> × e خط‌ناکترین نقطه می‌باشد. ابتدا باید مرکز سطح مقطع تیر انتخابی را بدست آوریم. چون مقطع تیر نسبت به محور y تقارن دارد، پس با استفاده از رابطهٔ زیر فاصلهٔ سر مقطع تیر تا محور X را بدست می‌اوریم.

$$N_x = \frac{d^2}{2(b+d)} = \frac{62^2}{2(62+89)} = 12.72 \quad mm$$

حالا نیروها و گشتاورها را مشخص می کنیم.

$$M_1 = F_y \times l = 345 \times 19187.5 = 6619687.5 \quad N.mm$$

$$M_2 = F_B \times e = 8000 \times 25.5 = 204000 \quad N.mm$$

$$T = F_X \times e = 227.51 \times 25.5 = 5801.5 \quad N.mm$$

$$\begin{cases} F_B - F_g = 8000 - 2315.22 = 5684.78 \\ F_X = 227.51 \\ F_y = 345 \end{cases} \quad N$$

برای حل مسئله ابتدا  $Z_w, J_w$  را بدست می آوریم.

$$Z_{W_{TOP}} = \frac{4bd + d^2}{3} = \frac{4 \times 89 \times 62 + 62^2}{3} = 8638.6 \quad mm^2$$

$$J_w = \frac{d^3(4b+d)}{6(b+d)} + \frac{b^3}{6} = \frac{62^3(4 \times 89 + 62)}{6(62+89)} + \frac{b^3}{6} = 227451.9 \quad mm^3$$

حالا هر یک از مقادیر  $f_s, f_b, f_T$  را برای نقطه  $i$  A محاسبه می کنیم.

$$f_s = \frac{F}{\sum L} = \frac{\sqrt{(F_X^2 + F_y^2)}}{2(b+d)} = \frac{\sqrt{(227.51^2 + 345^2)}}{2(62+89)} = 1.368 \quad N/mm$$

$$f_{b_1} = \frac{M_1}{Z_{W_{TOP}}} + \frac{M_2}{Z_{W_{TOP}}} = \frac{6619687.5}{8638.6} + \frac{204000}{8638.6} = 766.29 \quad N/mm$$

$$f_{b_2} = \frac{F_B - F_g}{2(b+d)} = \frac{5684.78}{2(89+62)} = 18.82 \quad N/mm$$

$$f_b = f_{b_2} - f_{b_1} = 18.82 - 766.29 = -1252.8 \quad N/mm$$

$$f_T = \frac{T \times r}{J_w} = \frac{5801.5 \times 46.28}{227451.9} = 1.18 \quad N/mm$$

که ۲ از رابطه‌ی زیر بدست می‌آید.

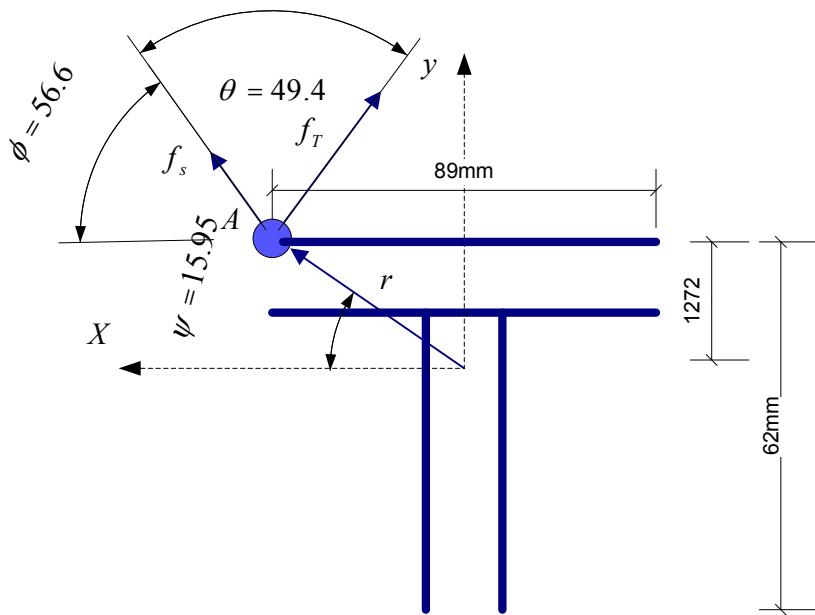
$$r = \sqrt{12.72^2 + (89/2)^2} = 46.28 \quad mm$$

برای محاسبه‌ی زوایای  $\theta, \psi, \phi$  داریم:

$$\psi = \operatorname{tg}^{-1} \left( \frac{12.72}{44.5} \right) = 15.95$$

$$\phi = \operatorname{tg}^{-1} \left( \frac{F_y}{F_x} \right) = \left( \frac{345}{227.51} \right) = 56.6$$

$$\theta = 180 - \phi - (\psi - 90) = 180 - 56.6 - (90 - 15.95) = 46.4$$



با استفاده از رابطه‌ی زیر ضریب اطمینان را بدست می‌آوریم:

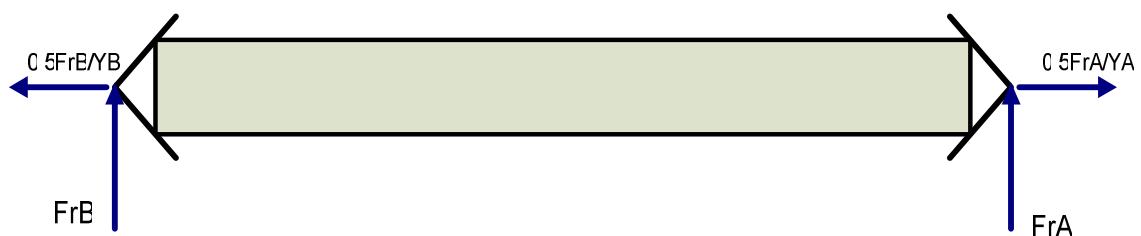
$$\sqrt{f_s^2 + f_b^2 + f_T^2 + 2f_s f_T \cos\theta} = 0.5 \times \frac{S_y}{n} \times 0.707 \times h$$

الکترود انتخابی ما E90XX با  $s_y = 531 MPa$  می‌باشد. فرض می‌کنیم  $h=20mm$  است.

$$n = \frac{0.5 \times 531 \times 0.707 \times 20}{1252.8} = 3$$

## 6. طراحی و انتخاب بلبرینگهای مورد نظر طراحی رولر بلبرینگها

با توجه به اینکه نیروی محوری قابل قبولی داریم، از رولر بلبرینگهای مخروطی استفاده می کنیم. زیرا نیروی محوری را به خوبی تحمل می کنند.



$$R = 0.95 \quad \longrightarrow \quad a_1 = 0.62$$

عمر یاتاقان را 5 سال در نظر می گیریم

$$l = \frac{5 \times 365 \times 24 \times 60 \times 48}{10^6} = 126.4 \text{ میلیون دور}$$

$$a_1 = \frac{10}{3}$$

برای رولر برینگهای مخروطی داریم:

حالا یک یاتاقان با توجه به قطر شفت حدس می زنیم

*HM911245/W/2/210/2/QCLCL*

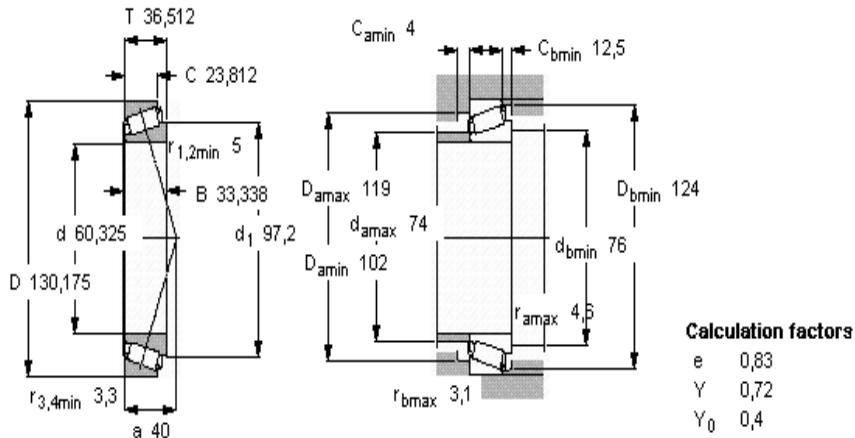
$$d = 60.325$$

$$D = 130.175$$

$$C = 176(KN)$$

$$C_0 = 180(KN)$$

$$P_u = 22.4(KN)$$



$$k_a + \frac{0.5F_{rA}}{Y_A} \left\langle \frac{0.5F_{rB}}{Y_B} \right\rangle \longrightarrow \begin{cases} F_{aB} = \frac{0.5F_{rB}}{Y_B} = 7415.7 \\ F_{aA} = \frac{0.5F_{rA}}{Y_A} = 4057.7 \end{cases}$$

حالا تحلیل مان را برای یاتاقان A شروع می کیم:

$$\frac{F_a}{F_r} \langle e \rangle \longrightarrow p = F_r = 5843.2(N)$$

$$\begin{cases} T = 80 \\ ISO100 \end{cases} \quad \nu = 23.41$$

$$d_m = \frac{d + D}{2} = 95.25 \quad \nu_1 = 200$$

با فرض آلدگی کم خواهیم داشت:

$$\eta_c = 0.3$$

$$\begin{cases} \eta_c \frac{P_U}{P} = 0.3 \times \frac{22400}{5843.2} = 1.15 \\ \kappa = \frac{\nu}{\nu_1} = \frac{23.41}{200} = 0.117 \end{cases} \longrightarrow a_{skf} = 0.1$$

$$c = 5843.2 \times \left( \frac{126.4}{0.62 \times 0.1} \right)^{0.3} = 57472.13 < 176000$$

پس این نوع یاتاقان جواب می دهد.

حال تحلیلمان را برای B آغاز میکنیم.

$$\frac{F_a}{F_r} \langle e \longrightarrow p = F_r = 10678.6(N)$$

$$\begin{cases} T = 80 \\ ISO100 \end{cases} \quad \nu = 23.41$$

$$d_m = \frac{d + D}{2} = 95.25 \quad \nu_1 = 200$$

$$\eta_c = 0.3$$

$$\begin{cases} \eta_c \frac{P_U}{P} = 0.3 \times \frac{22400}{10678.6} = 0.629 \\ \kappa = \frac{\nu}{\nu_1} = \frac{23.41}{200} = 0.117 \end{cases} \longrightarrow a_{skf} = 0.1$$

$$c = 10678.6 \times \left( \frac{126.4}{0.62 \times 0.1} \right)^{0.3} = 105031 < 176000$$

اینجا هم حدس ما درست است. یاتاقان بالا انتخاب ما تحت این شرایط است.

## تحلیل یا تأثیرهای worm

JL69345A/310/Q

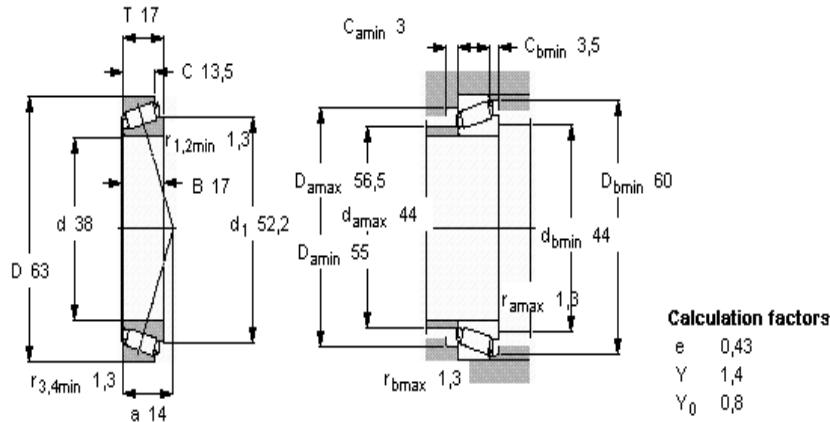
$$d = 38$$

$$D = 63$$

$$C = 43.5(KN)$$

$$C_0 = 52(KN)$$

$$P_U = 5.4(KN)$$



$$k_a + \frac{0.5F_{rA}}{Y_A} \rangle \frac{0.5F_{rB}}{Y_B} \longrightarrow \begin{cases} F_{aB} = 200.26 \\ F_{aA} = 5278.4 \end{cases}$$

$$\frac{F_a}{F_r} \langle e \longrightarrow p = F_r = 560.74(N)$$

$$\begin{cases} T = 80 \\ ISO100 \end{cases} \quad \nu = 23.41$$

$$d_m = \frac{d + D}{2} = 50.5 \quad \nu_1 = 13.53$$

$$\eta_C = 0.3$$

$$\begin{cases} \eta_C \frac{P_U}{P} = 0.3 \times \frac{5400}{560.74} = 2.88 \\ \kappa = \frac{\nu}{\nu_1} = \frac{23.41}{13.53} = 1.73 \end{cases} \longrightarrow a_{skf} = 200$$

$$c = 560.74 \times \left( \frac{126.4}{0.62 \times 200} \right)^{0.3} = 564(42500)$$

برای یا تاقان B داریم:

$$\frac{F_a}{F_r} \langle e \longrightarrow p = F_r = 7832(N)$$

$$\begin{cases} T = 80 \\ ISO100 \end{cases} \quad \nu = 23.41$$

$$d_m = \frac{d + D}{2} = 95.25 \quad \nu_1 = 200$$

$$\eta_c = 0.3$$

$$\begin{cases} \eta_c \frac{P_U}{P} = 0.3 \times \frac{5400}{7832} = 0.2 \\ \kappa = \frac{\nu}{\nu_1} = \frac{23.41}{13.53} = 1.73 \end{cases} \longrightarrow a_{skf} = 200$$

$$c = 7832 \times \left( \frac{126.4}{0.62 \times 200} \right)^{0.3} = 41758 \text{ (42500)}$$

حدس ما درست است.

## مراجع

---

- کتاب طراحی اجزاء شیگلی چاپ هفتم
- طراحی آسانسور لامبیر جانسون
- استاندارد EN81
- کمیسیون استاندارد «آسانسور، قسمت اول- مقررات ایمنی ساختمان و نصب آسانسورهای برقی »
- مقررات ملی ساختمان مبحث پانزدهم
- منابع اینترنتی

# پیوست