



UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA

**ÁREA DE LA ENERGÍA, LAS INDUSTRIAS Y LOS RECURSOS
NATURALES NO RENOVABLES**

CARRERA DE INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA

TEMA:

“DISEÑO MECÁNICO DE UN ASCENSOR MONTACARGAS”

Tesis de Grado previo a
optar por el Título de
Ingeniero Electromecánico.

AUTOR:

DIEGO ALEJANDRO HERRERA ALVARADO

DIRECTOR:

ING. MANUEL IGNACIO AYALA CHAUVIN Mg.Sc

LOJA-ECUADOR

2013

CERTIFICACIÓN

Ing. Manuel Ignacio Ayala Chauvin. Mg. Sc

DIRECTOR DE TESIS

CERTIFICA:

Haber dirigido, asesorado, revisado y corregido el presente trabajo de tesis de grado, en su proceso de investigación cuyo tema versa en **“Diseño Mecánico de un Ascensor Montacargas”**, previa la obtención del título de Ingeniero Electromecánico, realizado por el señor egresado: **Diego Alejandro Herrera Alvarado**, la misma que cumple con la reglamentación y políticas de investigación, por lo que autorizo su presentación y posterior sustentación y defensa.

Loja, 08 de febrero de 2013

Ing. Manuel Ignacio Ayala Chauvin Mg. Sc.

DIRECTOR DE TESIS

DECLARACIÓN DE AUTORÍA

La investigación, análisis y conclusiones del presente trabajo de tesis, le corresponde exclusivamente a su autor y el patrimonio intelectual a la Universidad Nacional de Loja. Autorizamos al Área de la Energía, las Industrias y los Recursos Naturales No Renovables y por ende a la carrera de Ingeniería Electromecánica, hacer uso del presente documento en lo conveniente.

Diego Alejandro Herrera Alvarado

PENSAMIENTO

Un regalo deja de ser un regalo cuando se piensa que se lo merece...

“Ningún hombre conoce lo malo que es hasta que no ha tratado de esforzarse por ser bueno. Sólo podrás conocer la fuerza de un viento tratando de caminar contra él, no dejándote llevar.” Clive Staples Lewis

DEDICATORIA

- A mis Padres quienes hasta ahora me han apoyado de manera incondicional.

Alejandro: Mi padre, el hombre que es mi ejemplo de superación, de trabajo y honradez, siempre quedaré pequeño a tu lado.

Jenny: Mi madre, la mujer que siempre estuvo a mi lado, la primera persona que recuerdo y la última que olvidaré.

El Autor

AGRADECIMIENTO

Agradezco a mi Dios Padre, a mi Señor Jesucristo y al Espíritu Santo por haberme creado, por haberme dado vida cuando estaba muerto. Hasta aquí he podido llegar por su Gracia.

Doy gracias a la **Universidad Nacional de Loja**. Al **Área de la Energía, las Industrias y los Recursos Naturales no Renovables**, a la **Carrera de Ingeniería en Electromecánica**, representada por sus autoridades y docentes a los cuales debo mi formación como profesional.

- Al Ing. Manuel Ignacio Ayala Chauvin Mg Sc. Director de Tesis, por todo su apoyo, interés y compromiso con el desarrollo y culminación del proyecto de Tesis.
- Al Ing. Byron Solorzano, quien sin tener ninguna obligación prestó su apoyo al presente proyecto.
- A todas las personas que han estado detrás de mi respaldándome, animándome e inspirándome para que logre mi objetivo.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

CERTIFICACIÓN	I
DECLARACIÓN DE AUTORÍA.....	II
PENSAMIENTO	III
DEDICATORIA	IV
AGRADECIMIENTO.....	V
ÍNDICE DE CONTENIDOS	VI
SIMBOLOGÍA	XIV
A. TÍTULO.....	2
B. RESUMEN	3
B.1 SUMMARY	4
C. INTRODUCCIÓN	5
D. REVISIÓN DE LITERATURA	10
D.1 GENERALIDADES DE LOS ASCENSORES	10
<i>d.1.6 TIPOS DE CABLES DE ELEVACIÓN</i>	<i>10</i>
<i>d.1.1 ASCENSOR ELÉCTRICO.....</i>	<i>11</i>
<i>d.1.2 ASCENSOR HIDRÁULICO</i>	<i>15</i>
<i>d.1.3 PARTES CONSTITUTIVAS DE UN ASCENSOR ELÉCTRICO.....</i>	<i>17</i>
<i>d.1.4 SISTEMA DE GUIADO.....</i>	<i>22</i>
<i>d.1.5 CONTRAPESO</i>	<i>25</i>
<i>d.1.7 DISPOSITIVOS DE SEGURIDAD</i>	<i>25</i>
E. MATERIALES Y MÉTODOS	29
E.1 MÉTODOS	29
E.2 CUADRO DE ECUACIONES APLICADAS PARA EL DISEÑO.	29
F. RESULTADOS	46
F.1 CÁLCULO DEL NÚMERO DE PERSONAS A TRANSPORTAR.....	47
<i>f.1.1 CAPACIDAD DE CARGA ÚTIL (NOMINAL)</i>	<i>47</i>
<i>f.1.2 DISPOSICIÓN DE CABINA.....</i>	<i>48</i>
F.2 ANÁLISIS DE RESISTENCIA DE MATERIALES DEL CIRCUITO FIJO.....	49
<i>f.2.1 CÁLCULO DE AMORTIGUADORES.....</i>	<i>49</i>
<i>f.2.2 CÁLCULO DE LAS GUÍAS.....</i>	<i>65</i>
<i>f.2.3 ESTRUCTURA DE SOPORTE DEL MOTOR.....</i>	<i>78</i>

F.3 ANÁLISIS DE RESISTENCIA DE MATERIALES DEL CIRCUITO DE ELEVACIÓN	84
<i>f.3.1 DISEÑO DEL BASTIDOR DE CABINA</i>	84
<i>f.3.2 DESARROLLO DE JUNTAS SOLDADAS</i>	131
<i>f.3.2.1 PROCESO DE CÁLCULO</i>	131
<i>f.3.3 DISEÑO DEL BASTIDOR DEL CONTRAPESO</i>	141
<i>f.3.4 CÁLCULO DE PERNOS</i>	148
<i>f.3.5 CÁLCULO DE CABLES DE TRACCIÓN</i>	170
F.4 DIMENSIONAMIENTO DEL CIRCUITO DE TRACCIÓN	185
<i>f.4.1 CÁLCULO DEL MOTOR DE TRACCIÓN</i>	185
<i>f.4.2 POLEA DE TRACCIÓN</i>	208
F.5 SELECCIÓN DEL CIRCUITO DE SEGURIDAD	213
<i>f.5.1 LIMITADOR DE VELOCIDAD</i>	213
<i>f.5.2 CABLE PARA EL ACCIONAMIENTO DEL PARACAÍDAS (LIMITADOR DE VELOCIDAD)</i>	215
<i>f.5.3 PARACAÍDAS</i>	216
F.6 VALORACIÓN ECONÓMICA.....	217
G. DISCUSIÓN	219
H. CONCLUSIONES	223
I. RECOMENDACIONES	224
J. BIBLIOGRAFÍA	225
K. ANEXOS.....	227

ÍNDICE DE TABLAS

<i>Tabla 1 Ventajas y desventajas de un ascensor eléctrico</i>	<i>14</i>
<i>Tabla 2 Ventajas y desventajas de un ascensor eléctrico sin cuarto de máquinas</i>	<i>14</i>
<i>Tabla 3 Ventajas y desventajas de los ascensores hidráulicos</i>	<i>16</i>
<i>Tabla 4 Cuadro de ecuaciones aplicadas para el diseño.....</i>	<i>29</i>
<i>Tabla 5 Relación entre la superficie útil mínima de la cabina y el número de pasajeros</i>	<i>48</i>
<i>Tabla 6 Resultados predeterminados del estudio.....</i>	<i>58</i>
<i>Tabla 7 Resultados predeterminados del estudio.....</i>	<i>64</i>
<i>Tabla 8 Resultados predeterminados</i>	<i>75</i>
<i>Tabla 9 Resultados del estudio.....</i>	<i>82</i>
<i>Tabla 10 Perfil de ángulo.....</i>	<i>86</i>
<i>Tabla 11 Dimensiones establecidas para el Bastidor</i>	<i>92</i>
<i>Tabla 12 Momentos en el larguero superior e inferior.....</i>	<i>119</i>
<i>Tabla 13 Datos de perfil UPN 120.....</i>	<i>120</i>
<i>Tabla 14 Catálogo DIPAC</i>	<i>120</i>
<i>Tabla 15 Resultados predeterminados</i>	<i>124</i>
<i>Tabla 16 Resultados predeterminados</i>	<i>126</i>
<i>Tabla 17 Datos de perfil UPN 140.....</i>	<i>128</i>
<i>Tabla 18 Resultados de estudio.....</i>	<i>129</i>
<i>Tabla 19 Resultados predeterminados</i>	<i>139</i>
<i>Tabla 20 Datos de perfil UPN 120.....</i>	<i>145</i>
<i>Tabla 21 Fuerza de precarga en relación al número de pernos.....</i>	<i>153</i>
<i>Tabla 22 Fuerza de precarga en relación al número de pernos.....</i>	<i>159</i>
<i>Tabla 23 Valores de μ y β del vaciado de la Ramura.....</i>	<i>179</i>
<i>Tabla 24 Coeficiente que es función de desaceleración de frenado de la cabina.....</i>	<i>210</i>
<i>Tabla 25 Coeficiente que tiene en cuenta la variación del perfil de la polea de tracción debido al desgaste</i>	<i>210</i>
<i>Tabla 26 Ecuaciones para encontrar el coeficiente de rozamiento</i>	<i>211</i>
<i>Tabla 27 Requerimientos y características del Limitador de velocidad.....</i>	<i>215</i>
<i>Tabla 28 Tipos de cables para el limitador de velocidad</i>	<i>215</i>
<i>Tabla 29 Requerimientos y características de paracaídas</i>	<i>216</i>

<i>Tabla 30 Desglose de costos de materiales.....</i>	<i>217</i>
<i>Tabla 31 Propiedades de los materiales para resortes.....</i>	<i>227</i>
<i>Tabla 32 Extremos en resortes helicoidales.....</i>	<i>228</i>
<i>Tabla 33 Pandeo de resortes sometidos a compresión.....</i>	<i>228</i>
<i>Tabla 34 Constante de apoyo en el extremo del resorte.</i>	<i>229</i>
<i>Tabla 35 Velocidades a las que debe actuar el limitador de velocidad según la normativa europea.....</i>	<i>230</i>
<i>Tabla 36 Características del Perfil UPN.....</i>	<i>231</i>
<i>Tabla 37 Recomendación de Electroodos.</i>	<i>235</i>
<i>Tabla 38 Propiedades de una soldadura considerada como una línea.</i>	<i>235</i>
<i>Tabla 39 Soldaduras primarias.....</i>	<i>236</i>
<i>Tabla 40 Características del acero ASI 1020.</i>	<i>237</i>
<i>Tabla 41 Características de roscas unificadas UNC y UNF*.....</i>	<i>238</i>
<i>Tabla 42 Propiedades mecánicas de aceros*.....</i>	<i>239</i>
<i>Tabla 43 Factores K_f de reducción de resistencia ala fatiga, para elementos roscados.</i>	<i>239</i>
<i>Tabla 44 Especificaciones y marcas de identificación para pernos, tornillos, espárragos, sems*/y pernos U* (Multiplique las resistencias en kpsi por 6.89 para obtener valores en MPa.).....</i>	<i>240</i>
<i>Tabla 45 Cargas de tensión y corte en bloques de concreto huecos de peso normal, medio y ligero, de 8 pulg.</i>	<i>240</i>
<i>Tabla 46 Carga de tensión en función a la distancia del borde (f_c).....</i>	<i>241</i>
<i>Tabla 47 Carga de tensión en función a la separación entre anclajes (f_s).</i>	<i>241</i>
<i>Tabla 48 Carga de corte en función a la distancia del borde (f_c).</i>	<i>242</i>
<i>Tabla 49 Carga de corte en función a la separación entre anclajes (f_s).....</i>	<i>242</i>
<i>Tabla 50 Velocidades y aceleraciones de ascensores.</i>	<i>243</i>
<i>Tabla 51 Características de cables de acero.</i>	<i>243</i>
<i>Tabla 52 Aplicaciones comunes de cables de elevación.</i>	<i>243</i>
<i>Tabla 53 Factores de Seguridad recomendados para cables de elevación.</i>	<i>244</i>
<i>Tabla 54 Coeficiente de seguridad de los cables del ascensor.</i>	<i>244</i>
<i>Tabla 55 Presiones máximas de contacto permisibles de cables sobre ranuras de poleas (en psi).....</i>	<i>245</i>

<i>Tabla 56 Alargamiento del cable por construcción</i>	245
<i>Tabla 57 Datos sobre cables metálicos o de alambre</i>	246
<i>Tabla 58 Características de motores GearLess.</i>	247
<i>Tabla 59 Velocidades y aceleraciones de ascensores.</i>	247
<i>Tabla 60 Coeficiente ω de aumento de las cargas a pandeo en función de λ para el acero 370Mpa</i>	253
<i>Tabla 61 Características mecánicas de las guías de cabina (1-70/9 eY-90/16)</i>	254
<i>Tabla 62 Coeficiente ω de aumento de las cargas a pandeo en función de λ para el acero 520Mpa</i>	255
<i>Tabla 63 Cotas de las guías de cabina (170/9e I-90/16)</i>	256
<i>Tabla 64 Cotas de las guías de contrapeso (I-45/5)</i>	256
<i>Tabla 65 Características mecánicas de las guías de contrapeso (I-45/5).</i>	256
<i>Tabla 66 Características del Perfil HEB</i>	257

ÍNDICE DE FIGURAS

<i>Figura 9 Constitución de un cable de acero.</i>	10
<i>Figura 1 Instalación típica de un ascensor eléctrico</i>	13
<i>Figura 2 Instalación típica de un ascensor sin cuarto de máquinas.</i>	15
<i>Figura 3 Instalación típica de un ascensor hidráulico.</i>	17
<i>Figura 4 Esquema de bastidor de cabina.</i>	19
<i>Figura 5 Motor de imanes permanentes gearless.</i>	21
<i>Figura 6 Resorte de compresión</i>	22
<i>Figura 7 Perfil de las guías en T.</i>	23
<i>Figura 8 Apoyos de rodillos.</i>	25
<i>Figura 10 Limitador de velocidad centrífugo.</i>	26
<i>Figura 11 Paracaídas de acción instantánea, zapatas de cuña (a), zapatas de rodillo (b)</i>	27
<i>Figura 12 Resorte helicoidal de compresión. $\Phi= 13\text{cm}$, $\phi=11.5\text{mm}$, $Lo=31\text{cm}$</i>	56
<i>Figura 13 Simulación de Tensiones</i>	58
<i>Figura 14 Resorte helicoidal de compresión. $\Phi= 13\text{cm}$, $\phi=16\text{mm}$, $Lo=26\text{cm}$</i>	62
<i>Figura 15 Resorte con guías en los extremos</i>	64
<i>Figura 16 Simulación de tensiones</i>	65
<i>Figura 17 Cálculo excentricidad de la carga.</i>	66
<i>Figura 18 Empuje horizontal sobre las guías, producido por la excentricidad de la carga.</i>	68
<i>Figura 19 Cargas que soporta un guía.</i>	73
<i>Figura 20 T-Estudio 1-Tensiones-Tensiones1</i>	75
<i>Figura 21 T-Estudio 1-Desplazamientos-Desplazamientos1</i>	76
<i>Figura 22 Esquema equivalente de carga en larguero superior</i>	79
<i>Figura 23 Gráfica de Momentos flectores y momentos Cortantes.</i>	80
<i>Figura 27 Simulación Tensiones</i>	82
<i>Figura 28 Simulación Desplazamientos</i>	83
<i>Figura 29 Estructura del bastidor de cabina.</i>	84
<i>Figura 30 Medidas del pozo para el ascensor</i>	85
<i>Figura 31 Cabina de Ascensor.</i>	90
<i>Figura 32 Carga Repartida en el Larguero inferior</i>	91

<i>Figura 33 Esquema equivalente de carga en larguero superior.</i>	95
<i>Figura 34 Diagrama de Momentos de flexión Nm en Diagrama de Momentos Cortantes.</i>	97
<i>Figura 35 Carga Repartida en el Larguero inferior.</i>	98
<i>Figura 36 Diagrama de Momentos Fletores y Momentos Cortantes.</i>	100
<i>Figura 37 Carga Repartida en el Larguero inferior.</i>	103
<i>Figura 38 Diagrama de Momentos Fletores, y Momentos Cortantes.</i>	104
<i>Figura 39 Estructura en pórtico.</i>	105
<i>Figura 40 Momento Ma.</i>	106
<i>Figura 41 Esquema equivalente de carga en larguero superior</i>	109
<i>Figura 42 Diagramas de Momentos fletores de Momentos Cortantes.</i>	111
<i>Figura 43 Disposición de los resortes en cada larguero inferior.</i>	112
<i>Figura 44 Viga hiperestática empotrada en ambos extremos.</i>	114
<i>Figura 45 Sumatoria de Momentos en un larguero inferior.</i>	117
<i>Figura 46 Disposición de los resortes en los largueros inferiores</i>	117
<i>Figura 47 Momentos fletores.</i>	118
<i>Figura 48 Perfil UPN.</i>	120
<i>Figura 49 Disposición de perfiles en el Bastidor.</i>	121
<i>Figura 50 Viga con un extremo empotrado.</i>	122
<i>Figura 51 Perfil UPN 120.</i>	124
<i>Figura 52 Simulación de tensiones de un larguero superior</i>	125
<i>Figura 53 Simulación de desplazamiento de un larguero superior</i>	125
<i>Figura 54 Estudio de tensiones</i>	126
<i>Figura 55 Estudio de desplazamientos.</i>	127
<i>Figura 56 Perfil UPN 140.</i>	129
<i>Figura 57 Simulación de tensión en el poste.</i>	130
<i>Figura 58 Simulación de desplazamiento del poste</i>	130
<i>Figura 59 Tipos de Cargas que soporta el filete de soldadura.</i>	132
<i>Figura 60 Fuerza que produce un momento sobre una placa</i>	133
<i>Figura 61 Resultante de la suma vectorial.</i>	135
<i>Figura 62 Dimensiones de la soldadura (w).</i>	137
<i>Figura 63 Disposición de la junta soldad en la cabina.</i>	138

<i>Figura 64 Junta soldada. Tensiones</i>	<i>139</i>
<i>Figura 65 Junta soldada. Desplazamientos</i>	<i>140</i>
<i>Figura 66 Esquema equivalente de carga en larguero superior</i>	<i>142</i>
<i>Figura 67 Gráficas de Momentos flectores y momentos Cortates</i>	<i>144</i>
<i>Figura 68 Estructura del contrapeso</i>	<i>145</i>
<i>Figura 69 Unión de poste y larguero del bastidor de cabina</i>	<i>149</i>
<i>Figura 70 Larguero sujeto al poste mediante pernos.</i>	<i>155</i>
<i>Figura 71 Pernos de Unión larguero y poste.....</i>	<i>155</i>
<i>Figura 72 Anclaje del bastidor.....</i>	<i>157</i>
<i>Figura 73 Pernos de anclaje de los cables de elevación</i>	<i>161</i>
<i>Figura 74 Motor Gearless ge300-320.135.....</i>	<i>161</i>
<i>Figura 75 Momento producidos por el motor</i>	<i>162</i>
<i>Figura 76 Tornillo sujeto una guía</i>	<i>163</i>
<i>Figura 77 Esquema de anclajes</i>	<i>164</i>
<i>Figura 78 Método de la línea recta, con $n=5/3$</i>	<i>166</i>
<i>Figura 79 Estructura que soporta el motor</i>	<i>167</i>
<i>Figura 80 Perfil de la estructura del motor</i>	<i>168</i>
<i>Figura 81 Diagrama de cuerpo libre del perfil IPN</i>	<i>168</i>
<i>Figura 82 Sumatoria de fuerza en el eje Y</i>	<i>170</i>
<i>Figura 83 Funcionamiento del mecanismo con cabina cargada</i>	<i>172</i>
<i>Figura 84 Funcionamiento del mecanismo con cabina vacía.....</i>	<i>174</i>
<i>Figura 85 Número de flexiones/Presión aplastamiento.</i>	<i>184</i>
<i>Figura 86 Motor PERMAGSA ge300-320-135</i>	<i>204</i>
<i>Figura 87 Polea de Perfil Semicircular</i>	<i>209</i>
<i>Figura 88 Polea de Garantías semicirculares</i>	<i>212</i>
<i>Figura 89 Circuito de paracaídas.</i>	<i>213</i>
<i>Figura 90 Limitador de Velocidad LBD 200.....</i>	<i>214</i>
<i>Figura 91 Paracaídas progresivo PR-2500 TIPO A8 G-10</i>	<i>216</i>

SIMBOLOGÍA

Símbolo	Nominación
m/s	Metros por segundo
m ²	Metros cuadrados
mm ²	Milímetros cuadrados
MPa	Mega pascal
N	Newton
Kg	Kilogramo
Kgf	Kilogramo fuerza
Lb	Libras
Plg	Pulgadas
PSI	Libras por pulgada cuadrada (unidad de presión)
β	Constante de apoyo
g	Gravedad
UPN	Perfil normalizado de acero
α	Ángulo
μ	Coefficiente de fricción
η	Eficiencia
ρ	Radio
Rpm	Revoluciones por minuto
δ	Densidad

a. TÍTULO

“DISEÑO MECÁNICO DE UN ASCENSOR MONTACRAGAS”

b. RESUMEN

Desde sus comienzos el ascensor o elevador ha permitido desplazarse verticalmente de una mejor manera, ahorrando espacio en comparación con el plano inclinado o las gradas, esto ha significado una gran ayuda en la industria ya que se puede elevar grandes cargas sin mayor esfuerzo humano y menor tiempo invertido.

Haciendo hincapié en las normas técnicas ICONTEC NTC 4144 que es una ley que dice que “todo edificio público deberá contar con acceso adecuado para personas con habilidades especiales (minusválidos)” la Vicepresidencia de la República ha empezado una campaña de protección a este tipo de personas y es por eso que estos mecanismos juegan un papel adicional a las ventajas antes señaladas.

En el mercado existen principalmente dos tipos de ascensores, eléctricos e hidráulicos; actualmente se está generalizando el uso del ascensor eléctrico sin cuarto de máquinas o LRM (Less Room Machine). Las ventajas desde el punto de vista arquitectónico son claras: el volumen ocupado por la sala de máquinas de una ejecución tradicional desaparece, y puede ser aprovechada para otros fines. En este tipo de ascensores se utilizan motores gearless de imanes permanentes, situados en la parte superior del hueco sobre una bancada fijada directamente a la estructura del motor que está hecha de dos perfiles HEB 100 los cuales fueron calculados a flexión que produce el peso de la cabina, contrapeso y el peso mismo del motor.

La cabina del ascensor posee una estructura en forma de un marco hecho de perfil UPN 120 calculada como vigas hiperestáticas. La cabina viajan en sentido vertical comandada por 5 cables de acero donde un extremo sostiene la cabina y el otro extremo sostiene un bloque de cemento llamado contrapeso

En la presente Tesis, se realizó el diseño mecánico de un ascensor eléctrico sin cuarto de máquinas, con una capacidad para 8 personas, en un edificio de 3 pisos. El proyecto comprende del diseño, dimensionamiento y selección de los circuitos de tracción, elevación, seguridad y fijo.

b.1 SUMMARY

Since their beginning the elevator has helped to transport vertically, saving space compared to stairs or ramps, benefiting the industry as heavy loads can be elevated without human effort and in much less time.

In recent years in Ecuador elevators have received special attention because of new government requirements concerning less mobile people. Architectural requirements for less mobile people have changed. ICONTEC NTC 4144 says, “All public buildings should have the right of access for less mobile people”, and this is the primary motive for this thesis.

There are two distinct types of elevators in Ecuador, namely hydraulic and electric. There has been an increasing use of the electric elevator in conjunction with a Room-Less Machine option. Architecturally, the advantages of a Room-Less Machine are clear; the space saved above the elevator can be used for many purposes; it uses gearless engines with permanent magnets, and is located in the top of the structure. The engine is supported with two H-beam HEB 100 which can sustain the weight of the cabin, the counter-weights and the weight of the motor itself.

The elevator cabin has been constructed using U-beam UPN 120 which has been calculated similarly to hyper static beams. While the cabin travels in a vertical direction it is held by five steel cables that is able to hold the cabin at one end and the counter-weight at the other extreme.

This thesis will present a mechanical design for a Room-Less Machine type electrical elevator. The elevator design is for a building of 3 floors with a capacity for 8 people. The project contains dimensions and proposals for the elevation, traction, stabilizing and safety systems.

c. INTRODUCCIÓN

La humanidad a lo largo de la historia ha buscado facilitar las actividades que realiza, esto en la mayoría de casos ha producido un incremento de necesidades que deben ser satisfechas, creándose de esta manera una especie de “cadenas de necesidades”, es así que aparece en la historia el ascensor.

Desde la posible invención del elevador en el año 236 DC por Arquímedes, este mecanismo ha sufrido muchos cambios e innovaciones hasta llegar a convertirse en la máquina ágil y segura que es en nuestros días.

“El primer ascensor eléctrico tuvo su aparición en 1889 en el Demarest Building en Nueva York. Fue una modificación directa del primitivo ascensor con tambor accionado a vapor, pero sustituyendo ésta fuente de energía por la eléctrica.(Miravete, 1998)”

En la actualidad, por la falta de espacio en las ciudades han obligado a los arquitectos a diseñar edificaciones cada vez más altas para poder satisfacer los requerimientos de diseño; es ahí donde el ascensor juega un papel esencial.

La existencia de un ascensor en un edificio público no solo responde al confort, sino también a la necesidad de cumplir con la ley en cuanto al acceso adecuado de todas las personas se refiere. El ascensor objeto de estudio, se necesita instalar en el edificio de tres pisos de la Iglesia Cristiana “Semilla de Mostaza” ubicado en las calles Jorupes y Gobernación de Mainas de la ciudad de Loja, el mismo que no cuenta con este mecanismo, provocando dificultad para que las personas se desplacen entre los diferentes niveles de la edificación, sobre todo cuando se hace necesario la movilización de equipos de cualquier clase, como amplificadores, guitarras, sillas, cartones etc. y lo que es peor, dificultando el ingreso de personas de la tercera edad y minusválidos, estando en total disconformidad con la ley antes mencionada que ampara a este tipo de personas.

Ya se ha mencionado brevemente las prestaciones del ascensor, pero en un vistazo más profundo aparecen interrogantes respecto al artefacto mismo en miras a satisfacer un sinnúmero de necesidades. La primera de éstas es el precio de ascensores en el mercado,

dependiendo del tipo y de su capacidad se encuentran en valores desde los \$20000 hasta \$60000, que son precios que una organización sin fines de lucro como la Iglesia Cristiana antes mencionada no puede cubrir fácilmente, adicionalmente a esto, también se debe tener en cuenta que en el mercado mundial hay una gran cantidad de tipos de elevadores, ya sean eléctricos o hidráulicos pero no todos podrían ser instalados en la ciudad de Loja por la dificultad de adquirir los mecanismos necesarios para su instalación.

Otros factores que giran alrededor de un ascensor son la cantidad de energía que utiliza el mecanismo y la contaminación que produce; ya que el primero incide directamente en el déficit energético que el Ecuador sufre algunos meses del año por la falta de lluvias en los cauces de los ríos de las centrales hidroeléctricas. A su vez el aspecto de la contaminación del medio ambiente es un tema que en los últimos años ha tomado una gran importancia por la conciencia ecológica que se ha formado.

PROBLEMA CIENTÍFICO:.

El desconocimiento de un adecuado sistema elevador accesible económicamente por parte de las autoridades de la Iglesia Cristiana Semilla de Mostaza ha producido la inexistencia de un mecanismo que facilite el acceso a las personas minusválidas y de la tercera edad a la sala de reuniones del edificio que se encuentra en el segundo piso del mismo.

JUSTIFICACIÓN.

El mercado del ascensor en nuestro país se encuentra casi en su totalidad abarcado por productos extranjeros elevando los precios provocando que su adquisición no esté al alcance de todos como es el caso de la Iglesia Cristiana Semilla de Mostaza que es una organización sin fines de lucro.

Dicha organización posee en las calles Jorupes y Gobernación de mainas Sector la Pradera de la ciudad de Loja un edificio de 3 pisos y que por la naturaleza de servicio que presta debe según la ordenanza técnica ICONTEC NTC 4144 debe poseer un acceso adecuado para personas de habilidades especiales (minusválidos) o para adultos mayores (personas de la tercera edad) a todo el edificio.

Con el diseño mecánico de un sistema de ascensor se busca proveer a dicha organización la oportunidad de construir un elevador que cuente con los parámetros adecuados de funcionamiento del sistema además de la garantía de seguridad propia para este tipo de mecanismo a un precio menor que el que se encontraría en el mercado para un ascensor de las mismas características.

Además con la presente investigación se obtendrá un modelo del diseño de un ascensor el mismo que podrá ser utilizado y mejorado en investigaciones posteriores sobre todo se creará la necesidad de realizar un estudio para automatizar el sistema (puesta en marcha, paradas, puertas etc.).

VIABILIDAD Y FACTIBILIDAD.

La presente de tesis es factible y viable por las siguientes razones:

- Se cuenta con los contenidos necesarios en las materias de diseño mecánico y resistencia de materiales.
- Con el siguiente proyecto se aporta de manera directa con la colectividad lojana proveyendo una manera de beneficiarse de un mecanismo elevador a un menor precio.
- El diseño se lo realizara para un edificio ubicado en la ciudad de Loja por lo tanto es de fácil acceso al mismo.
- Una vez que se haya realizado este diseño mecánico se tendrá un mejor conocimiento del funcionamiento de los ascensores abriendo las puertas a que se estudie alternativas de mejoramiento del sistema.
- Se tiene acceso a ascensores instalados en la ciudad conde se podrá observar el sistema en funcionamiento.
- Se cuenta con el software adecuado para realizar los planos necesarios además de los cálculos requeridos

OBJETIVOS.

En la presente Tesis se planteó alcanzar los siguientes objetivos:

OBJETIVO GENERAL.

Realizar el diseño mecánico de un ascensor de cinco pasajeros para el edificio de la “iglesia Cristiana Semilla de Mostaza” de tres pisos.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS.

- Determinar qué tipo de sistema de ascensor es el más adecuado para instalar tomando en cuenta los factores de disponibilidad en el mercado, consumo energético y el impacto ambiental.
- Diseñar, dimensionar o seleccionar el circuito de tracción. (motor, freno electromecánico, grupo reductor (si fuese necesario), polea de tracción o tambor de arrollamiento).
- Diseñar, dimensionar y Seleccionar el circuito de elevación. (cabina, contrapeso y el cableado de suspensión)
- Dimensionar y Seleccionar, el circuito de seguridad. (el limitador de velocidad, polea tensora, mecanismo paracaídas).
- Diseñar, dimensionar y seleccionar el circuito fijo (amortiguadores y guías).
- Redactar un manual de usuario del mecanismo en el cual se dé criterios de mantenimiento.

d. REVISIÓN DE LITERATURA

d.1 GENERALIDADES DE LOS ASCENSORES.

En el siguiente capítulo se describen de modo general los diferentes tipos de ascensor, citando sus principales componentes, características e incluyendo una tabla con las ventajas y desventajas cada uno.

d.1.6 TIPOS DE CABLES DE ELEVACIÓN

En ascensores se emplea cableado metálico que está constituido por una serie de alambres de acero agrupados formando cordones, que a su vez se enrollan sobre un alma formando un conjunto apto para resistir esfuerzos de extensión. (Miravete, 1998)

Su composición es la siguiente:

- Alambres: Generalmente son de acero trefilado al horno, con carga de rotura a tracción entre los 1200 MPa y los 2000 MPa.
- Cordones: Son arrollamientos de alambres bien sobre un alma o sin ella.
- Almas: Son los núcleos en torno a los cuales se enrollan los alambres y los cordones, pueden ser metálicos, textiles (fibras naturales o sintéticas) o mixtas.
- Cabos: Son agrupaciones de varios cordones en torno a un alma secundaria.

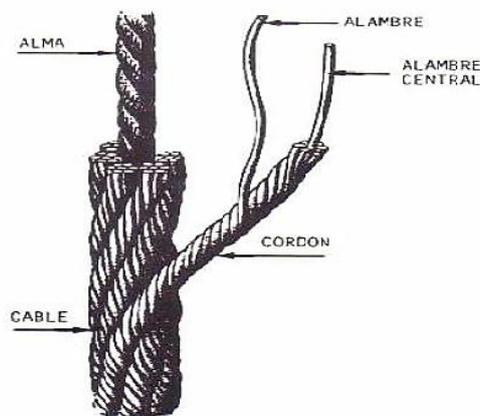


Figura 1 Constitución de un cable de acero.

d.1.1 ASCENSOR ELÉCTRICO.

El ascensor eléctrico es el tipo de transporte más común dentro de los elevadores. Su uso se extiende a edificios de cualquier altura y tipo (residenciales, comerciales, industriales, hospitales, etc.) con un amplio rango de cargas y velocidades (0.5-7.5 m/s).

Los ascensores eléctricos están básicamente formados por una cabina y un contrapeso, cuyo movimiento guiado se consigue a través de un motor eléctrico (de donde recibe el nombre) acoplado a una polea tractora o a un tambor de arrollamiento través de un reductor de tipo piñón-corona o directamente dependiendo de sus características. Para la tracción y suspensión de la cabina y del contrapeso se emplea cableado metálico de acero.

En la actualidad se utilizan mayoritariamente motores de corriente alterna asíncronos de una o de dos velocidades, pudiendo incorporar un control electrónico por variador de frecuencia, lo cual aporta numerosas ventajas.

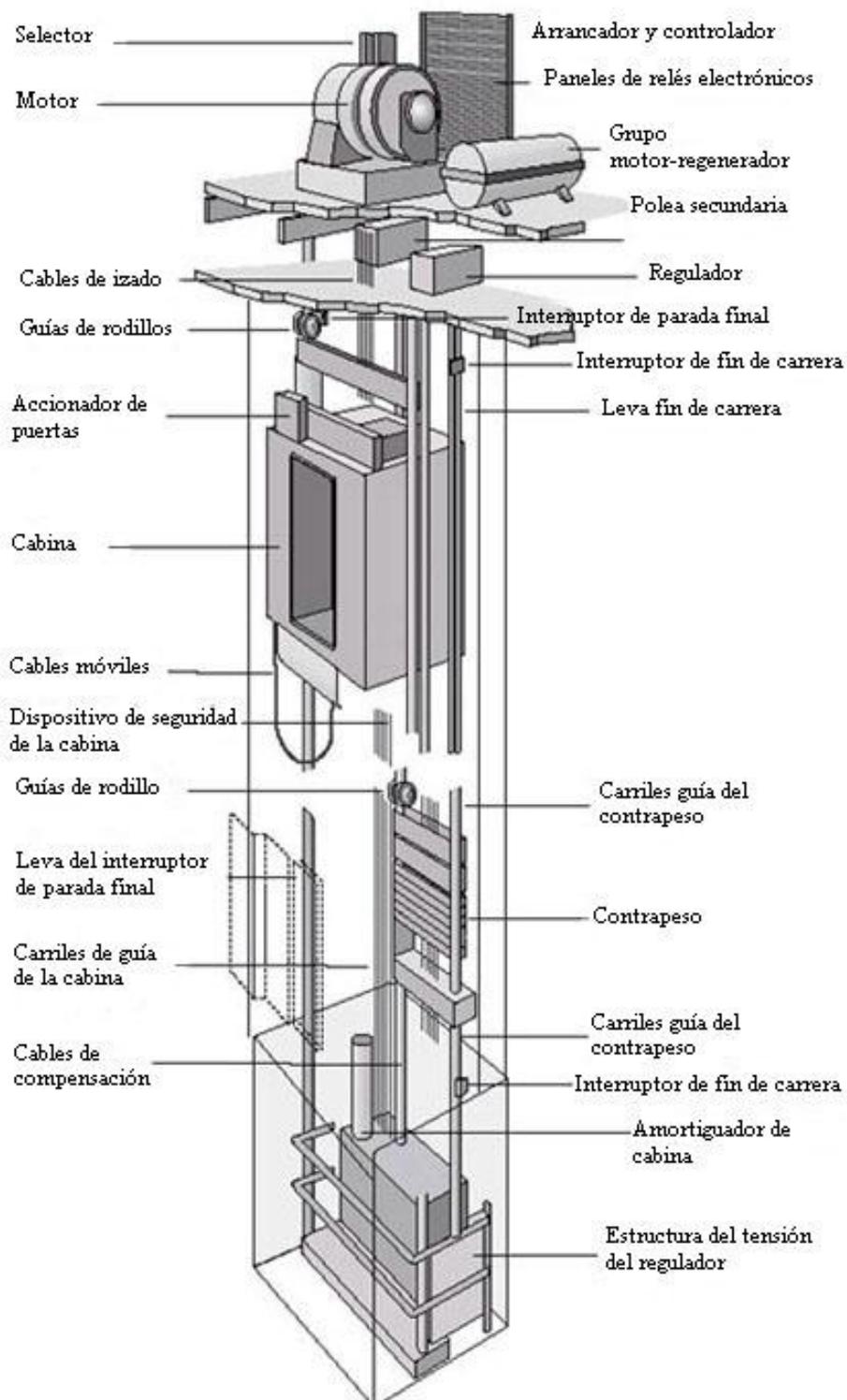
Recientemente se están introduciendo también los motores de corriente alterna síncronos, mientras que el uso de motores de corriente continua ha experimentado en los últimos años una progresiva disminución.

De modo general la instalación puede dividirse en las siguientes partes:

- Circuito de tracción: Compuesto por el motor, un freno electromecánico, un grupo reductor si es necesario y la polea detracción o tambor de arrollamiento.
- Circuito de elevación: Compuesto por la cabina, el contrapeso y el cableado de suspensión (junto con el sistema de reenvío) y de compensación si la altura del edificio lo requiere.
- Circuito de seguridad: Compuesto por el limitador de velocidad junto con su polea tensora si la incluye, la timonería y el mecanismo paracaídas.
- La parte fija de la instalación: Incluye las guías, los amortiguadores, el foso, las puertas de acceso a los pisos y el cuarto de máquinas.

El citado circuito de seguridad se encarga de detener la cabina en caso de que éste detecte una velocidad determinada superior a la nominal. En general los ascensores incorporan un gran número de dispositivos de seguridad que en combinación con las estrictas normas vigentes lo convierten en uno de los transportes más seguros que existen.

Las principales ventajas de los ascensores eléctricos son que no tienen limitaciones de altura pudiendo alcanzar grandes cargas y velocidades, con un costo razonable. Son además instalaciones con una eficiencia general muy favorable. La figura 2 muestra los componentes principales de una instalación tipo de un ascensor eléctrico.(Miravete, 1998)



Fuente: Adoptado de Cris Elevator Company.

Figura 2 Instalación típica de un ascensor eléctrico

Tabla 1 Ventajas y desventajas de un ascensor eléctrico

Ventajas	Desventajas
No existe limitación de recorrido	Necesita cuarto de máquinas.
Potencia instalada menor o igual a un ascensor hidráulico	Supone una sobrecarga a la estructura del edificio
Buen rendimiento de la máquina	Pérdida de espacio en el hueco del ascensor por causa del contrapeso
	Elevado desgaste en elementos por fricción como es el caso del cableado.

(Zarco.)

d.1.1.1 ASCENSOR ELÉCTRICO SIN CUARTO DE MÁQUINAS

Actualmente se está generalizando el ascensor eléctrico sin cuarto de máquinas o MRL (Machine Room Less). Las ventajas desde el punto de vista arquitectónico son claras: el volumen ocupado por la sala de máquinas de una ejecución tradicional desaparece, y puede ser aprovechada para otros fines. En este tipo de ascensores se utilizan motores gearless de imanes permanentes, situados en la parte superior del hueco sobre una bancada directamente fijada a las guías, que están ancladas a cada forjado.

Con ello, las cargas son transferidas al foso en lugar de transmitirse a las paredes del hueco, evitando así vibraciones y molestias a las viviendas adyacentes.

Tabla 2 Ventajas y desventajas de un ascensor eléctrico sin cuarto de máquinas

Ventajas	Desventajas
No existe limitación de recorrido	Dependencia de la energía eléctrica
Potencia instalada menor o igual a un ascensor hidráulico	Supone una sobrecarga a la estructura del edificio
Buen rendimiento de la maquina	Pérdida de espacio en el hueco del ascensor por causa del contrapeso
Ahorra espacio no necesita cuarto de maquinas	Elevado desgaste en elementos por fricción como es el caso del cableado.
Evita vibraciones	



Figura 3 Instalación típica de un ascensor sin cuarto de máquinas

d.1.2 ASCENSOR HIDRÁULICO

En los ascensores hidráulicos el movimiento de la cabina se consigue mediante un pistón que a su vez es movido por la fuerza que le transmite un aceite a presión que impulsa un grupo hidráulico.

El grupo hidráulico es el elemento más característico de estos ascensores y es el equivalente al grupo de tracción en los ascensores eléctricos. Está formado por un motor eléctrico asíncrono de corriente alterna que acciona una bomba hidráulica que puede ser de engranajes, de pistones rotativos o de husillos dependiendo de las prestaciones y nivel de sonoridad deseados y por un bloque de válvulas encargadas de la seguridad y la maniobra.

Los elementos principales que junto con el grupo hidráulico forman un ascensor hidráulico son la cabina y el cilindro. La cabina únicamente presenta diferencias respecto a la de un ascensor eléctrico en su bastidor que debe adecuarse a que la fuerza de tracción sea ejercida por debajo desde uno o más pistones y no desde la zona superior por un cable.

El cilindro es un tubo de acero instalado siempre verticalmente por cuya base se efectúa la entrada y salida del fluido que permite el desplazamiento del pistón que contiene en sentido ascendente o descendente respectivamente. El pistón está fabricado en acero estirado en frío y posee una superficie perfectamente mecanizada, rectificada, pulida y bruñida.

El ascenso de la cabina se consigue cuando la bomba impulsa el aceite a presión a través de las válvulas y es conducido por las tuberías hasta el cilindro cuyo pistón al extenderse inicia el movimiento. El descenso se realiza por gravedad mediante unas válvulas de descarga que desalojan el aceite del pistón.

La conducción del aceite se realiza a través de tuberías rígidas fabricadas en acero estirado sin soldaduras y con uniones roscadas con una o dos mangas elásticas intercaladas para cortar vibraciones. El circuito hidráulico es cerrado por lo que se completa con un depósito o tanque de retorno fabricado en chapa de acero.

Los ascensores hidráulicos son instalaciones flexibles puesto que la ubicación del cuarto de máquinas puede estar a cierta distancia del hueco (hasta unos 12 metros en caso necesario) y a diferentes niveles. Conviene sin embargo que ésta sea contenida puesto que las pérdidas de carga en las tuberías repercutirán directamente en el rendimiento total de la instalación. Si a ésta característica se añade que no requieren de contrapeso el resultado es una máquina con una relación de espacio ocupado muy buena. Las ventajas y desventajas de estos ascensores son las siguientes:

Tabla 3 Ventajas y desventajas de los ascensores hidráulicos

Ventajas	Desventajas
Libertad de ubicación del cuarto de máquinas	Recorrido limitado
Funcionamiento silencioso y seguro	Velocidades nominales bajas en comparación con el ascensor eléctrico
Instalación relativamente económica	Uso abundante de aceite
Arranque y paradas suaves	Mayor necesidad de mantenimiento
Se puede prescindir de un mecanismo de paracaídas	

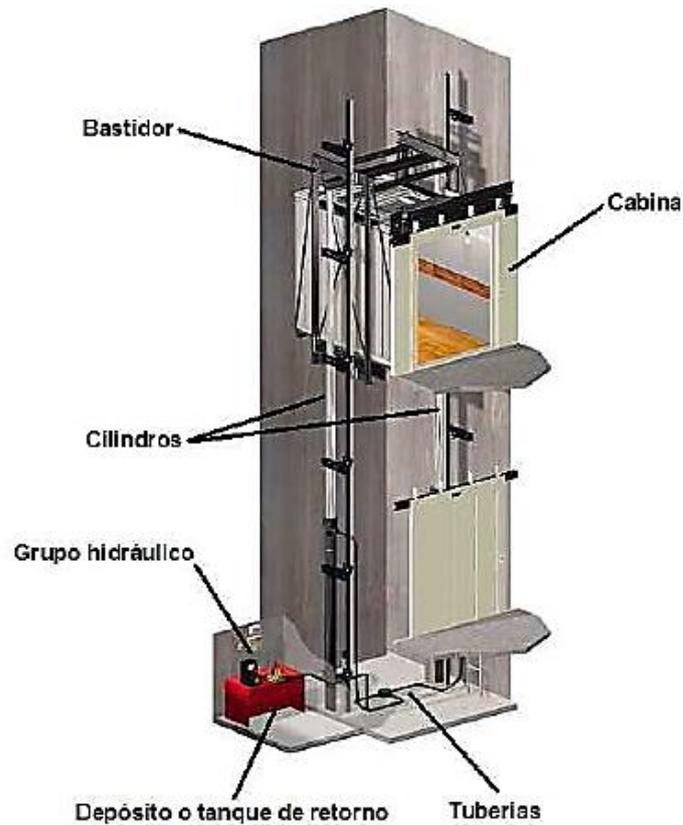


Figura 4 Instalación típica de un ascensor hidráulico.

d.1.3 PARTES CONSTITUTIVAS DE UN ASCENSOR ELÉCTRICO.

d.1.3.1 CABINA

La cabina es el elemento portante del aparato elevador y generalmente está formada por dos elementos principales: un bastidor y una caja. (Miravete, 1998)

En sus extremos (inferior o superior), según necesidades; se encuentra el sistema de paracaídas, ya sea instantáneo o progresivo. Este sistema libera unas cuñas contra las guías para frenar la cabina en caso de que baje a más velocidad de la permitida por el limitador de velocidad.

d.1.3.1.1 TAMAÑO DE CABINA

Para evitar que el número de pasajeros sea superior al correspondiente a la carga nominal, debe estar limitada la superficie útil de la cabina.(81-1, 1985)

Una persona normal necesita un área de unos $0,19 \text{ m}^2$ para poder sentirse comfortable. Sin embargo los pasajeros pueden amontonarse hasta ocupar un área de $0,14 \text{ m}^2$ para hombres y $0,1 \text{ m}^2$ para la mujer

d.1.3.1.2 BASTIDOR DE CABINA

El bastidor es la estructura resistente sobre la que se sustenta la caja así como el resto de elementos que componen la cabina. Los largueros superior e inferior junto con los postes verticales que los unen constituyen sus elementos principales. El bastidor posee una gran responsabilidad por lo que en su diseño se incorpora un coeficiente de seguridad de 5, que es el mínimo recomendado. La estructura deberá diseñarse para ser capaz de soportar los esfuerzos que aparezcan sin que se produzca rotura en sus partes ni deformaciones permanentes que comprometan el correcto funcionamiento de la máquina.

No se permite el empleo de hierro fundido en los elementos sometidos a esfuerzos de tracción, las uniones se efectuarán por remachado o pernos múltiples con arandelas de seguridad. (Miravete, 1998)

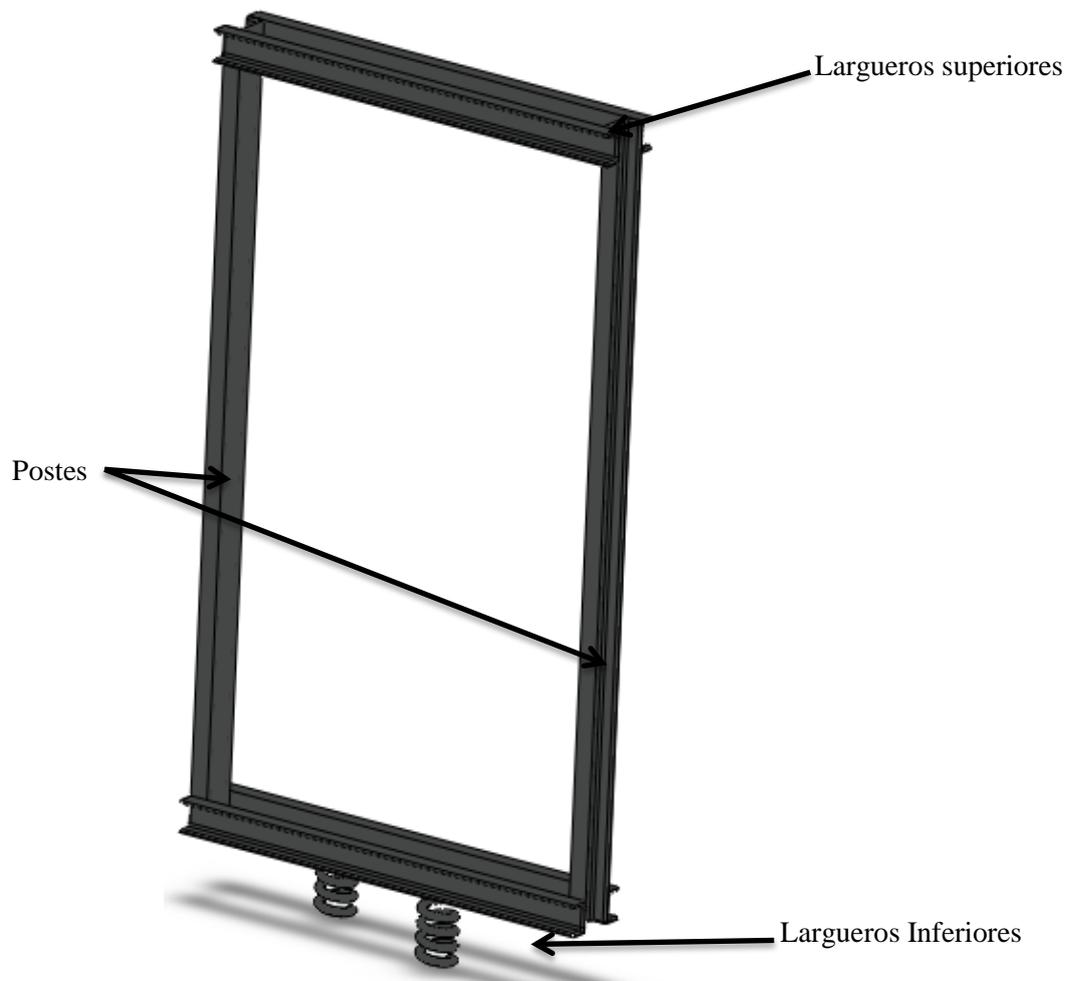


Figura 5 Esquema de bastidor de cabina

d.1.3.1.3 NORMATIVA RESPECTO A LA CABINA

d.1.3.1.3.1 PAREDES, PISO Y TECHO DE LA CABINA

- La cabina debe estar completamente cerrada por paredes, piso y techo de superficie llena, y las únicas aberturas autorizadas son las siguientes:
 - a) Entradas para el acceso normal de los usuarios
 - b) Trampillas y puerta de socorro
 - c) Orificios de ventilación
- Cada pared de la cabina debe tener una resistencia mecánica tal que, bajo la aplicación de una fuerza de 300 N perpendicular a la pared, aplicada hacia el

exterior, en cualquier lugar del interior de la cabina, siendo esta fuerza repartida sobre una superficie de 5 cm^2 , de forma redonda o cuadrada, la pared resista sin deformación elástica superior a 15 mm y sin deformación permanente.

- Las paredes, el piso y el techo no deben estar constituidos por materiales que puedan resultar peligrosos por su gran inflamabilidad o por la naturaleza e importancia de los gases y humos que ellos puedan desprender.

d.1.3.2 GRUPO TRACTOR EN LOS ASCENSORES ELÉCTRICOS

Los grupos tractores para ascensores están formados normalmente por un motor acoplado a un reductor de velocidad, en cuyo eje de salida va montada la polea acanalada que arrastra los cables por adherencia.

d.1.3.2.1 MOTOR DE TRACCIÓN

El motor es el componente del circuito de tracción encargado de suministrar la potencia necesaria para el movimiento del ascensor. La velocidad nominal del ascensor así como el tipo de servicio que deba prestar (número de pasajeros, frecuencia de arranques, tipo de edificio, altura del mismo, etc.) y posibilidades de ubicación son los factores principales que determinan su selección.

d.1.3.2.1.1 MOTOR SÍNCRONO DE IMANES PERMANENTES GEARLESS

Los motores Gearless son motores síncronos, que disponen de unos imanes permanentes de alta capacidad magnética y cuyo objetivo, es incrementar al máximo el par del motor a bajas velocidades, utilizando la mínima potencia. La tecnología gearless utiliza para la tracción, una máquina de motor síncrono de imanes permanentes sin reductor que le aporta a la instalación mayor confort en cabina. La precisión del variador de frecuencia aporta a la instalación una perfecta nivelación de cabina en planta, permitiendo a los pasajeros entrar y salir de la cabina cómodamente.

Menores diámetros de polea tractora pueden ser utilizados, optimizando así el espacio en hueco.

El sistema de rescate está incorporado en la máquina y la maniobra eléctrica (Vía Serie en todos los ascensores con tecnología gearless).

El freno, que actúa directamente sobre el eje, ofrece la máxima seguridad y puede utilizarse como dispositivo contra los movimientos incontrolados de cabina en sentido ascendente.



Figura 6 Motor de imanes permanentes gearless.

d.1.3.3 SISTEMA DE AMORTIGUACIÓN

Los ascensores deben estar provistos de amortiguadores para detener la cabina o el contrapeso en caso necesario según la normativa vigente. Estos deben ser capaces de convertir la energía cinética de la cabina o del contrapeso en calor y en energía potencial por disminución de su altura en el instante del impacto, sin originar deceleraciones excesivas que pudieran suponer un riesgo para los ocupantes o provocar daños materiales importantes en la máquina.

La utilización de los amortiguadores “queda reservada para cuando, por cualquiera de las razones antes mencionadas, la cabina llega a la última parada inferior con un aumento de la velocidad nominal, pero éste no alcanza a ser el motivo suficiente como para que se active el limitador de velocidad”. (Lar)

d.1.3.4 AMORTIGUADORES DE RESORTE

Un resorte¹ es un elemento flexible que ejerce una fuerza o un par torsional y al mismo tiempo, almacena energía. La fuerza puede ser lineal, de empuje o de tracción o puede ser radial de acción. (Mott, 2006)

Son los más utilizados, están formados por un alambre o barra metálica de sección circular o cuadrada enrollada en forma helicoidal, su movimiento de retorno puede ser amortiguado; Admiten velocidades de cabina de hasta 1.75m/s.

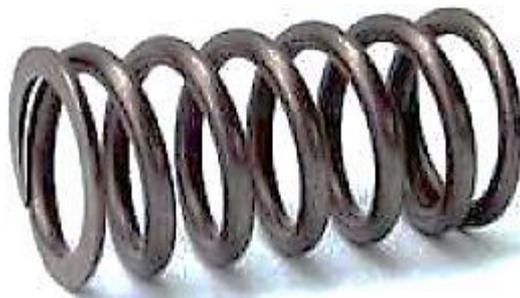


Figura 7 Resorte de compresión

La Norma EN 81-1 establece la carrera mínima que deberá tener cada tipo de amortiguador. Para los de acumulación de energía la carrera posible será de dos veces la distancia de parada por gravedad con velocidad del 115% de la velocidad nominal, mientras que para los de disipación de energía será de una vez la distancia de parada por gravedad con la misma relación de velocidad. En ningún caso se admitirá una carrera inferior a 65 mm (81-1, 1985)

d.1.4 SISTEMA DE GUIADO

Los ascensores se mueven de manera vertical, entre unas guías que sirven para garantizar su correcta trayectoria. (Costales, 1985).

Su resistencia deberá adecuarse al peso de la cabina más su carga y estar perfectamente alineada si se quiere garantizar la seguridad de la máquina (Miravete, 1998).

Generalmente las guías son fabricadas de los siguientes tipos de perfiles:

¹Es un elemento mecánico flexible que ejerce una fuerza o par torsional. Mott. Robert L. Pág. 731 - 741

- Perfiles en T.
- Perfiles de sección circular.
- Perfil en V invertida.

d.1.4.1 PERFIL EN T

Es el más utilizado puesto que combina una buena resistencia a la flexión con una mayor superficie de contacto para las zapatas del paracaídas lo que mejora su capacidad de frenado en caso de actuación. Su principal inconveniente es un costo mayor al de los otros tipos de guías.



Figura 8 Perfil de las guías en T.

La resistencia a la rotura de las guías deberá ser suficiente como para soportar sin experimentar deformaciones plásticas los siguientes esfuerzos:

- El empuje horizontal debido a posibles excentricidades de la carga.
- El esfuerzo de frenado que puede transmitirles la cabina al ser detenida por la actuación del mecanismo paracaídas.
- Los esfuerzos de flexión debidos a la excentricidad de la fuerza de frenado.

Entre las condiciones que establece la normativa EN 81-1 que deben cumplir las guías se citan las siguientes:

- Cabina y contrapeso deberán ser conducidas por como mínimo dos guías de acero.
- El perfil de guía seleccionado deberá soportar el esfuerzo de frenado por actuación del mecanismo paracaídas con un coeficiente de seguridad mínimo de 10.

- La fijación de las guías al edificio por medio de bridas se hará de manera que permita la compensación automática o por medio de sencillos ajustes, del acortamiento de la obra producida por los asientos, y contracción del hormigón.
- La tolerancia máxima en el paralelismo de las guías será de 5 mm, cualquiera que sea el recorrido del ascensor.

d.1.4.2 APOYOS SOBRE LAS GUÍAS

Tanto la cabina como el contrapeso están enlazados con las guías a través de unos apoyos que se fijan en la parte superior e inferior de sus bastidores. Estos pueden ser de dos tipos: deslizantes o de rodillos.

d.1.4.2.1 APOYOS DE RODILLOS

Los apoyos mediante rodillos están formados por un soporte fabricado en acero o una aleación de metal ligero que sustenta tres rodillos que permanecen en contacto permanente con la guía. Los rodillos se fabrican en caucho, poliuretano u otros materiales de características similares.

Generalmente su empleo es en ascensores de elevada velocidad pero sus ventajas justifican su instalación en todo tipo de ascensores. Ya que en términos de rozamiento la rodadura es mucho más eficiente que el deslizamiento lo que significa que se consigue una óptima transmisión de la potencia. Además, reducen las vibraciones y el ruido consiguiendo una marcha silenciosa del ascensor, no se requiere de lubricación en las guías con lo que se simplifica el mantenimiento y se evitan acumulaciones de aceite o grasa lo que reduce el riesgo de incendio.(Miravete, 1998)



Figura 9 Apoyos de rodillos.

d.1.5 CONTRAPESO

El contrapeso es el elemento del ascensor cuya función consiste en compensar el peso total de la cabina y de una parte de su carga nominal. La práctica habitual es que su diseño se realice de modo que equilibre el 50% de dicha carga además del peso del cableado de suspensión si el recorrido del ascensor es superior a 35 metros.

La reducción del peso que debe arrastrar el grupo tractor permite potencias menores para la elevación de la cabina. La posibilidad de instalar un motor menos potente significa un mejor ajuste en los costos de compra y de posterior consumo energético. Adicionalmente las dimensiones del motor serán menores por lo que las limitaciones de espacio podrán ser más fácilmente resueltas.

Los contrapesos están constituidos por bloques de fundición o de hormigón. En cualquier caso deben estar unidos por un bastidor o al menos por dos tirantes de acero calculados con un coeficiente de seguridad de 5. (Miravete, 1998)

d.1.7 DISPOSITIVOS DE SEGURIDAD

La seguridad del sistema es un elemento clave en los ascensores. Para maximizarla se emplean varios dispositivos específicos a continuación se describen algunos:

d.1.7.1 LIMITADOR DE VELOCIDAD

“El limitador de velocidad es un aparato instalado generalmente en el cuarto de máquinas, provisto de una polea anclada entre la cual y otra igual que actúa de tensora en el foso del recinto, se mueve un cable de acero unido por uno de sus ramales al paracaídas de la cabina. Mientras la cabina se desplaza a su velocidad nominal, el cable del limitador se desplaza con ellas, pero en cuanto por rotura de los cables de suspensión o por otra causa la cabina empieza a descender con movimiento acelerado, al llegar a adquirir una velocidad prefijada, se bloquea la polea del limitador y con ella el cable, dando un tirón a la palanca del paracaídas a que va fijado, y accionando así el mecanismo que apretará las zapatas sobre las guías y detendrá la cabina”. (Miravete, 1998). Este mecanismo fue patentado por Elisha Otis en 1853.

d.1.7.1.1 LIMITADOR DE VELOCIDAD CENTRÍFUGO

En este sistema la polea es solidaria a dos contrapesos que giran con ella y se mantienen entre sí a una distancia fija regulada por un muelle constituyendo el sistema centrífugo. Cuando existe un exceso de velocidad en la polea la fuerza centrífuga aumenta hasta que llegado un punto vence la resistencia del muelle, separando los contrapesos que se engatillan contra el bastidor del limitador produciendo el bloqueo del mismo y la posterior detención del ascensor. (Miravete, 1998).

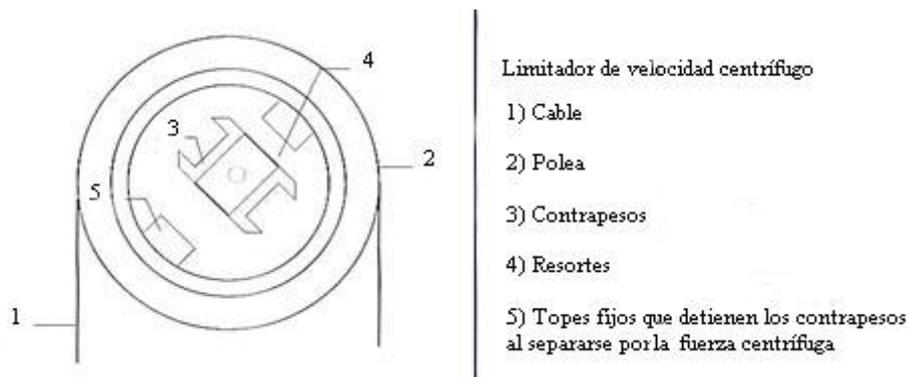


Figura 10 Limitador de velocidad centrífugo.

d.1.7.2 MECANISMO DE PARACAÍDAS

El paracaídas es un mecanismo que permite la detención de la cabina por rozamiento contra las guías en caso de que esta adquiriera una determinada velocidad superior a la

nominal (previamente regulada en el limitador) ya sea por rotura de los cables, del grupo tractor o por cualquier otra incidencia.

El principio de funcionamiento consiste en que cuando el limitador de velocidad se bloquea su cable también lo hace y produce un tirón sobre el sistema de palancas denominado timonería al que está amarrado y que a su vez hace que el paracaídas actúe. Se construyen de dos tipos:

- Paracaídas de acción instantánea.
- Paracaídas de acción progresiva.

En los paracaídas de acción instantánea el tirón del cable sobre la timonería da lugar a un movimiento en sentido vertical de las zapatas por unos planos inclinados practicados en la carcasa y orientados hacia la guía de manera que estas van aproximándose y presionando con cada vez más fuerza la guía hasta producir la detención del ascensor.

Las zapatas pueden ser de cuña con su superficie de contacto estriada o dentada o de rodillos moleteados, en ambos casos el acabado superficial tiene el mismo fin de aumentar el agarre y por tanto mejorar la efectividad de la frenada.

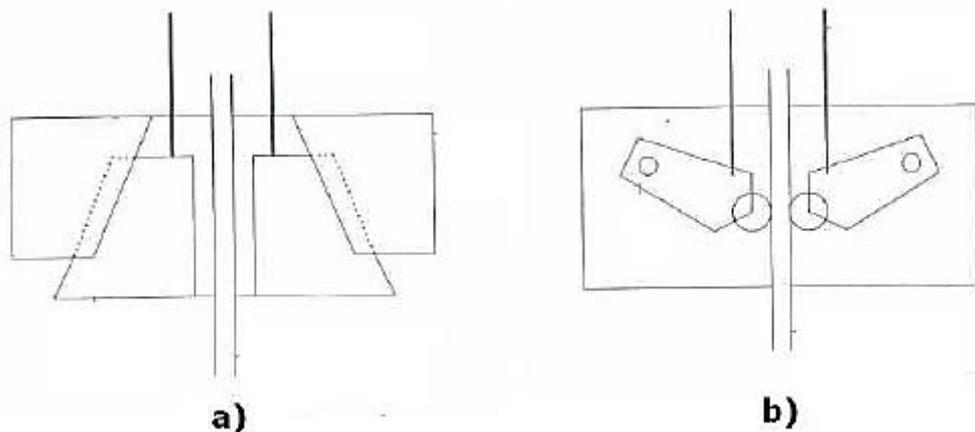


Figura 11 Paracaídas de acción instantánea, zapatas de cuña (a), zapatas de rodillo (b)

En los paracaídas de acción progresiva frenan la cabina aplicando con una fuerza de magnitud controlada, las zapatas de freno del paracaídas sobre las guías. Los paracaídas de este tipo más utilizados son los de husillo y los de resorte.

- De husillo: El tirón del cable del limitador produce el desplazamiento axial de un husillo solidario a las zapatas de freno de modo que estas van presionando sobre las guías y produciendo la detención controlada.
- De resorte: El principio de funcionamiento es idéntico solo que en este caso es la compresión de un resorte lo que permite el control de la fuerza que ejercen las zapatas sobre las guías.

e. MATERIALES Y MÉTODOS

e.1 MÉTODOS

Para la realización de la tesis se hizo uso de algunos métodos investigativos, se aplicó el método teórico-empírico, el cual sirvió para seleccionar los parámetros de diseño del ascensor, otro de los métodos aplicados fue el analítico-sintético, con el cual se sistematizó la información recolectada, para luego elaborar los informes finales.

e.2 CUADRO DE ECUACIONES APLICADAS PARA EL DISEÑO.

Tabla 4 Cuadro de ecuaciones aplicadas para el diseño.

Nº	NOMBRE	ECUACIÓN	NOMENCLATURA
1	<i>Número de personas en la cabina.</i>	$\#p = \frac{ad}{ap}$	#p = Número de personas ad = Área disponible m ² ap = Área por persona m ²
2	<i>Carga Útil</i>	$Cu = np * pp$	Cu = Carga útil (Kg) np = Número de personas pp = Presión normal admisible (kg/cm ²)
3	<i>Coficiente Wahl</i>	$\psi = \frac{\frac{Ds}{d} - 0.25}{\frac{Ds}{d} - 1} + \frac{0.615}{\frac{Ds}{d}}$	Ds = Diámetro del resorte d = Diámetro de la espira
4	<i>Tensión de corte máxima</i>	$\tau_{max} = \tau_t + \tau_{cp}$ $\tau_{max} = \frac{8PD}{\pi d^3} \left(1 + \frac{1}{2C}\right)$	τ_t = Tensión de torsión τ_{cp} = Tensión de corte puro C = $\frac{D}{d}$ = Índice de resorte P = Presión D = Diámetro del resorte d = Diámetro de la espira
5	<i>Fuerza máxima Amortiguador</i>	$F_{max} = 4(Q_u + Q_b)g_n$	Q_u = Carga útil (kg) Q_b = Peso de la cabina (kg) g_n = Gravedad $\left(\frac{m}{s^2}\right)$
6	<i>Fuerza de resorte</i>	$fre = \frac{f}{nre}$	f = Fuerza nre = Número de resortes
7	<i>Rigidez del muelle</i>	$k = \frac{fre}{lmin}$	fre = Fuerza de resorte lmin = Longitud mínima

Nº	NOMBRE	ECUACIÓN	NOMENCLATURA
8	<i>Esfuerzo Cortante</i>	$S_s = \psi * \frac{8 * F * C}{\pi * d^2}$	S_s = Esfuerzo cortante en PSI F = Carga axial en lb d = Diámetro del alambre ψ = Diámetro Wahl
9	<i>Diámetro de la espira del resorte</i>	$d = \sqrt[2]{\frac{8 * F * C * \psi}{\pi * S_s}}$	S_s = Esfuerzo cortante en PSI F = Carga axial en lb ψ = Diámetro Wahl C = Índice de resorte
10	<i>Esfuerzo Cortante para un diseño conservador</i>	$\frac{S_s}{1.5} = \psi * \frac{8 * F * C}{\pi * d^2}$	S_s = Esfuerzo cortante en PSI F = Carga axial en lb ψ = Diámetro Wahl C = Índice de resorte d = Diámetro del alambre
11	<i>Índice de resorte</i>	$C = \frac{D}{d}$	D = Diámetro del resorte d = Diámetro de la espira
12	<i>Diámetro del alambre</i>	$d = \frac{D}{C}$	D = Diámetro del resorte C = Índice de resorte
13	<i>Razón elástica para un resorte helicoidal</i>	$k = \frac{f}{\gamma}$	γ = Deformación de un resorte helicoidal f = fuerza
14	<i>Deformación de un resorte helicoidal</i>	$\gamma = \frac{8 * f * c^3 * n}{d * G}$	G = Módulo de rigidez en psi n = Número de espiras activas del resorte C = Índice de resorte d = Diámetro de la espira
15	<i>Razón elástica para un resorte helicoidal</i>	$k = \frac{G * d}{8 * c^3 * n}$	G = Módulo de rigidez en psi n = Número de espiras activas del resorte C = Índice de resorte d = Diámetro de la espira
16	<i>Número de espiras activas de un resorte</i>	$n = \frac{G * d}{8 * c^3 * k}$	G = Módulo de rigidez k = Razón elástica de un resorte helicoidal C = Índice de resorte d = Diámetro de la espira
17	<i>Longitud de resorte cerrado</i>	$(n + 2) * d$	n = Número de espiras activas d = Diámetro de la espira

N°	NOMBRE	ECUACIÓN	NOMENCLATURA
18	<i>Número total de espiras</i>	$N_t = (n + 2)$	N_t = Número total de espiras n = Número de espiras activas
19	<i>Longitud libre</i>	$L_o = L_s + y_s$	L_o = Longitud libre del resorte. L_s = Longitud sólida y_s = Deformación del sólido.
20	<i>Carga axial que produce el Pandeo</i>	$E_{ct} = K \cdot L_f \cdot K_l$	E_{ct} = Carga axial que produce Pandeo. K = Razón elástica de la razón axial $\left(\frac{lb}{plg}\right)$ L_f = Longitud libre del resorte (plg) K_l = Factor que depende de la relación $\left(\frac{l_f}{D}\right)$
21	<i>Razón de Estabilidad.</i>	$\frac{L_o}{D_m} < \frac{2.63}{\beta}$	L_o = Longitud libre del resorte β = Constante de apoyo de extremo D_m = Diámetro del resorte
22	<i>Masa del contrapeso</i>	$p = \left\{ pc + \left(\frac{cu}{2}\right) \right\}$	P = Masa del contrapeso pc = Peso de la cabina cu = Carga útil
23	<i>Sumatoria de Momentos</i>	$\Sigma M = F_1 * d_1 + F_2 d_2 \dots$	M = Momento F = Fuerza (N) d = Distancia (m)
24	<i>Valor de la reacción</i>	$R_h * d = \frac{Q * a}{2 * 4}$	Q = Carga útil a = Ancho de la cabina d = Altura de la cabina R_h = Empuje horizontal N
25	<i>Flecha</i>	$f = \frac{R_h * I_k^3}{48 * E * I_t}$	R_h = Empuje horizontal N I_k = Tramo de longitud limitado por los anclajes m I_t = Momento transversal del perfil m ⁴ E = Módulo de Elasticidad Mpa

N°	NOMBRE	ECUACIÓN	NOMENCLATURA
26	<i>Esfuerzo de frenado</i>	$Rv = m_g * l_k + 1.75(Q_u + Q_{be})$	R_v = Esfuerzo de frenado m_g = Peso linela de la guía l_k = Longitud comprendida entre dos apoyos Q_u = Carga útil (kg) Q_{be} = Peso de la cabina (kg)
27	<i>Euler</i>	$R'v = \frac{\pi^2 * E * I_{min}}{l_k^2}$	$R'v$ = Esfuerzo de compresion de un a viga N. E = Módulo de elasticidad del material Mpa I_{min} = Momento de Inercia (m ⁴) l_k = Tramo de viga entre dos apoyos (m)
28	<i>Esfuerzos de flexión con un coeficiente de seguridad de 10</i>	$C_s = \frac{Rv'}{Rv} > 10$	R_v = Esfuerzo de frenado $R'v$ = Esfuerzo de compresion
29	<i>Esbeltez del acero</i>	$\lambda = \frac{l_k}{i}$	λ = Esbeltez del acero. l_k = Tramo de viga entre dos apoyos (m) i = Radio de giro mínimo
30	<i>Reacción en el eje y</i>	$F_y = \frac{Q * g_n * e_y}{h}$	Q = carga útil (kg) h = longitud comprendida entre dos apoyos g_n = Gravedad ($\frac{m}{s^2}$) e_y = Ubicacion de la excentricidad de la carga (m)
31	<i>Reacción en el eje z</i>	$F_{z1} = \frac{Q * g_n * e_z * (b + 2e_y)}{2h * b}$	Q = carga útil (kg) h = longitud comprendida entre dos apoyos g_n = Gravedad ($\frac{m}{s^2}$) e_y, e_z = Ubicacion de la excentricidad de la carga (m) b = Longitud (ancho de cabina)
32	<i>Peso del perfil</i>	$P = P_p * l$	l = longitd (m) P_p = Peso del perfil (kg)

Nº	NOMBRE	ECUACIÓN	NOMENCLATURA
33	<i>Peso de las planchas de acero según DIPAC</i>	$p1 = \frac{L * A * e * 7.85}{1000}$	L = longitud (mm) A = ancho (mm) e = espesor (mm)
34	<i>Peso de plancha.</i>	$P = L * A * e * \delta$	l = longitud (m) A = ancho (m) e = espesor (m) δ = densidad $\frac{kg}{m^3}$
35	<i>Peso de cabina del ascensor</i>	$Pr = Acab * Pmar$	Acab = Área de cabina Pmar = Peso de mármol
36	<i>Carga repartida en una viga hiperestática.</i>	$q = \frac{(pc + cu) * 9.81 \frac{m}{s^2} * fs * \psi}{1}$	pc = Peso de la cabina cu = Carga útil fs = Factor de seguridad. ψ = Coeficiente de actuación de paracaídas
37	<i>Reacción de apoyo en una viga hiperestática.</i>	$Ra = \frac{q * l}{2}$	q = Carga repartida. l = Longitud de la viga hiperestática. Ra = Reacción de apoyo
38	<i>Momento flector de una viga hiperestática.</i>	$Ma = \frac{q * l^2}{12}$	Ma = Momento flector (Nm) q = Carga repartida. l = Longitud de la viga hiperestática
39	<i>Módulo Wz</i>	$Wx = \frac{Ma}{\sigma adm}$	Ma = Momento flector (Nm) σadm = Esfuerzo permisible del material.
40	<i>Peso del bastidor</i>	$P = (l.lar + l.p) * Pp$	l.lar = Longitud de largeros l.p = Longitud de postes Pp = Peso del perfil
41	<i>Peso total de la cabina</i>	$Pc = Pcab + Pr + Pb$	Pcab = Peso de la cabina Pb = Pesodelbastidor Pr = Peso del armazón de la Cabina
42	<i>Fuerza de Ascensión</i>	$Fasc = \left\{ \left((Pc + Qu) * 9.81 \frac{m}{s^2} \right) * fs \right\} + frg$	Qu = Carga útil (kg) Pc = Peso de la cabina (kg) fs = Factor de seguridad frg = Fricción de las guías

N°	NOMBRE	ECUACIÓN	NOMENCLATURA
43	<i>Carga por la fricción</i>	$[0.5 * Q + G + G] * 0.01 = Ff$	Q = Peso de la carga G = Peso propio de la cabina Ff = Fuerza de fricción
44	<i>Reacciones de la viga anclada</i>	$Ra = \frac{Fasc}{2}$	Fasc = Fuerza de ascension
45	<i>Momento Flector</i>	$Ma = \frac{F \times L}{8}$	F = Fuerza de ascensión N L = Longitud m
46	<i>Momento Máximo</i>	$Mmax = \frac{1}{8} * F(3l - 4z)$	Mmax = Momento máximo F = Fuerza de ascensión N L = Longitud m z = Ubicación de la fuerz a
47	<i>Factor de seguridad debido a la actuación del paracaídas</i>	$\psi = 1 + \frac{a}{g}$	a = Aceleracion de frenado (desaceleración) g = Gravedad
48	<i>Factor de seguridad que tiene en cuenta la aceleración de frenada y la de la gravedad</i>	$C1 = \frac{9.8 + a}{9.8 - a}$	a = Aceleracion de frenado (desaceleración)
49	<i>Aceleración lineal</i>	$a = \frac{v2 - v1}{t}$	a = Aceleracion de frenado (desaceleración) V2 = Velocidad final V1 = Velocidad inicial t = Tiempo

N°	NOMBRE	ECUACIÓN	NOMENCLATURA
50	<i>Momentos Flectores en un pórtico cerrado.</i>	$M_A = M_D = \frac{3 + 2k}{km} p \frac{ql^2}{12}$	k = Razón entre los productos de los momentos de inercia y las longitudes q = Carga repartida p = Razón de momentos de inercia del poste y los largueros l = Longitud m = Suma entre la razón, los productos de los momentos de inercia y las longitudes más constantes
51	<i>Momento de inercia</i>	$K = \frac{J_2 h}{J_1 l}$	J = Momento de inercia l = Longitud h = longitud comprendida entre dos apoyos
52	<i>Momento de un pórtico</i>	$M = \left\{ \left[\frac{(3+2k)}{\left[2 + \frac{J_2 h}{J_3 L_1} \right] + \frac{p}{k} \left[3 + 2 \frac{J_2 h}{J_3 L_1} \right]} \right] \cdot p \cdot \frac{q L_1^2}{L_2} \right\}$	k = Razón entre los productos de los momentos de inercia y las longitudes q = Carga repartida l = Longitud h = Longitud comprendida entre dos apoyos p = Razón de momentos de inercia del poste y los largueros
53	<i>Energía Cinética</i>	$E_c = \frac{m(v^2)}{2}$	m = Masa V = Velocidad
54	<i>Energía potencial</i>	$E_p = m * g * h$	m = Masa g = Gravedad h = Altura
55	<i>Reacciones de la viga hiperestática con carga puntual no centrada.</i>	$Ra_1 = \frac{P * b^2 * (3a + b)}{L^3}$	P = Fuerza del resorte a = Longitud b = Longitud L = Longitud total

N°	NOMBRE	ECUACIÓN	NOMENCLATURA
56	<i>Momentos Flectores de una viga hiperestática con carga puntual no centrada</i>	$Ma_1 = P * a * \frac{b^2}{l^2}$	P = Fuerza del resorte a = Longitud b = Longitud L = Longitud total
57	<i>Momento máximo de una viga empotrada en ambos extremos bajo una carga no centrada</i>	$M_{max} = 2p \frac{a^2 * b^2}{l^3}$	p = Fuerza del resorte a = Longitud b = Longitud L = Longitud total
58	<i>Formula de Euler.</i>	$\sigma_{crit} = \frac{M_{max}}{W_z} \leq \sigma_{adm}$	σadm = Esfuerzo permisible del material Mmax = Momento máximo σcrit = Esfuerzo crítico del Material Wz = Módulo
59	<i>Momento resistente resultante</i>	$W_{xn} = \frac{I_{xn}}{h - \frac{s}{2}}$	I_{xn} = Momento de Inercia en el eje x h = Altura s = Longitud del perfil
60	<i>Esfuerzo de tracción y compresión</i>	$S_x = \frac{M_{max} \cdot C}{I(2)}$	M_{max} = Momento de Flexión. C = Distancia del eje a la superficie más alejada I = Momento rectangular de Inercia
61	<i>Esfuerzo de Tensión Máxima</i>	$\tau_{max} = \frac{S_x}{2}$	τ_{max} = Esfuerzo de tensión máxima.. S_x = Esfuerzo de tracción.
62	<i>Factor de seguridad</i>	$\eta = \frac{245 \times 10^6 Pa}{\tau_{max}}$	τ_{max} = Esfuerzo de tensión máxima.

N°	NOMBRE	ECUACIÓN	NOMENCLATURA
63	<i>Carga debido a la flexión.</i>	$f = \frac{M}{Z_w}$	M = Momento flector. Z_w = Modulo de flexión de Soldadura
64	<i>Momento flector</i>	$M = F * e$	F = Fuerza e = Distancia
65	<i>Fuerza de corte media</i>	$fm = \frac{V}{L_w}$	V = Carga vertical de corte L_w = Longitud de la soldadura
66	<i>Teorema de Pitágoras</i>	$fmax = \sqrt{fm^2 + f^2}$	fmax = Fuerza máxima fm = Fuerza de corte media f = Fuerza de carga debido a la felxión
67	<i>Resistencia de fatiga permisible de soldadura para 2000000 de ciclos</i>	$fa = fb \left(\frac{Nb}{Na} \right)^c$	fa = Resistencia a la fatiga para Na ciclos. fb = Resistencia a la fatiga para Nb ciclos. c = Constante que varía con el tipo de soldadura, 0.13 para soldaduras a tope.
68	<i>Dimensión de la soldadura</i>	$w = \frac{fmax}{fciclos}$	fmax = fuerza de corte máxima fciclos = Resistencia a la fatiga
69	<i>Carga paralela permisible por pulgada de soldadura.</i>	$Fall = Sall(0.707w)$	Sall = Esfuerzo cortante permisible
70	<i>Fuerza de ascensión</i>	$Fasc = Pcp * fs$	Pcp = Peso del contrapeso fs = Factor de seguridad
71	<i>Peso de la estructura del contrapeso</i>	$Pest = Pupn * l$	Pupn = Peso del upn l = Longitud
72	<i>Masa a transportar</i>	$Mtr = Pcp - Pest$	Pcp = Peso del contrapeso Pest = Peso de la estructura del contra peso
73	<i>Área de un rectángulo</i>	$\text{Área} = b * h$	b = Base h = Altura
74	<i>Volumen</i>	$Vol = \text{Área} * esp$	esp = Espesor

Nº	NOMBRE	ECUACIÓN	NOMENCLATURA
75	<i>Peso de un bloque</i>	$Peso = Vol * den$	Vol = Volumen den = Densidad
76	<i>Constante de Rigidez del perno</i>	$k = \frac{A \cdot E}{L}$	A = Área basada al diámetro nominal. E = Módulo de elasticidad L = Agarre o espesor total de las piezas a sujetarse
77	<i>Rigidez de los miembros de la junta atornillada</i>	$km = \frac{\pi \cdot E \cdot d}{2 \cdot \ln \left[5 \cdot \left(\frac{l+0.5 \cdot d}{l+2.5 \cdot d} \right) \right]}$	E = Módulo de elasticidad. l = Agarre o espesor total de las piezas a sujetarse. d = Diámetro del perno
78	<i>Fuerza de precarga.</i>	$fi = At * Sut - \frac{CnP}{2} * \left(\frac{Sut}{Se} + 1 \right)$	At = Área de esfuerzo de tensión (Plg) C = Constante de rigidez Sut = Resistencia en fluencia N = Factor de seguridad P = Carga exterior Se = Límite de fatiga axial
79	<i>Constante C (rigidez del perno)</i>	$C = \frac{kb}{kb + km}$	kb = Constante de rigidez del perno. km = Rigidez de los miembros de la junta soldada.
80	<i>Límite de fatiga Axial</i>	$Se' = 19.2 + 0.314 * Suc$	Suc = Resistencia a la Fluencia Se' = Límite de fatiga axial
81	<i>Corrección de concentración de esfuerzos</i>	$ke = \frac{1}{kf}$	kf = Reducción de resistencia a la fatiga
82	<i>Límite de fatiga e un tornillo de carga axial</i>	$Se = Se' * ke$	Se' = Límite de fatiga axial Ke = Corrección de concentración de esfuerzos
83	<i>Intervalo de precarga</i>	$0.6Fp \leq Fi \leq 0.9Fp$	Fp = Carga de prueba Fi = Fuerza de precarga
84	<i>Carga de prueba</i>	$Fp = At * Sp$	At = Área de contacto Sp = Resistencia a la prueba

Nº	NOMBRE	ECUACIÓN	NOMENCLATURA
85	<i>Fuerza de falla estática</i>	$f_i = A_t * S_y - C * n * P$	A_t = Área de un perno a la tensión. S_y = Resistencia a la fluencia. F_i = Fuerza de precarga. C = Valor de constante de relación de rigidez. P = Carga exterior P = Carga/fuerza n = Número de pernos
86	<i>Sumatoria de momentos</i>	$\Sigma MA = 0$	ΣMA = Me – Rb(l) Me = Momento de resistencia estable l = Longitud Rb = Carga por la actualización del motor
87	<i>Interacción entre la tensión y el corte en el anclaje</i>	$\left(\frac{\text{Corte de Diseño}}{\text{Corte admisible}}\right)^n + \left(\frac{\text{Tensión de Diseño}}{\text{Tensión admisible}}\right)^n \leq 1$	n = Relación de arco elíptico
88	<i>Fuerza</i>	$F = P * g$	P = Peso g = Gravedad
89	<i>Sumatoria de Fuerzas (estática)</i>	$\Sigma f_y = 0$	Σfy = Sumatoria de fuerzas en el eje y
90	<i>Inercia de la cabina cargada</i>	$J'_c = m * a$	m = Masa 1190Kg a = Aceleración lineal
91	<i>Distancia de frenado</i>	$S_2 = \frac{1}{2} * \frac{v^2}{a_f}$	v = Velocidad nominal del ascensor (1m/s) a_f = Aceleración de frenada igual a la aceleración positiva
92	<i>Fuerza necesaria para detener la cabina</i>	$F_p = \frac{E_c}{S_2}$	E_c = Energía cinética de la cabina vacía S₂ = Distancia de frenado

Nº	NOMBRE	ECUACIÓN	NOMENCLATURA
93	<i>Factor de seguridad</i>	$n = \frac{\text{carga ruptura}}{\text{tensión por cable}}$	n = Factor de seguridad de los cables
94	<i>Comprobación del diámetro de la polea otorgada por el motor</i>	$\frac{D}{d} = 40$	D = Diámetro de la polea d = Diámetro del cable
95	<i>Presión de aplastamiento entre el cable y la polea</i>	$p = \frac{2 * f}{d * D}$	p = Presión de aplastamiento f = Fuerza de Tensión del cable d = Diámetro del cable D = Diámetro de la Polea.
96	<i>Euler Desplazamiento</i>	$\frac{S_e}{S_s} \times \frac{g + a}{g - a} = e^{\mu\alpha}$	S_e = Tensión de entrada a la polea S_s = Tensión de salida de la polea α = Ángulo de contacto entre el cable y la polea. μ = Coeficiente de fricción entre el cable y la ranura de la polea matriz. g = Gravedad
97	<i>Alargamiento estático</i>	$AE = \frac{C * L}{E * A}$	C = Carga Aplicada (Kgf) L = Longitud del cable (m) E = Módulo de Elasticidad (kg/mm ²) A = Área aparente del cable (mm ²)
98	<i>Alargamiento por construcción.</i>	$\Delta l = 0.0025 * L$	L = Longitud de todo el cable
99	<i>Alargamiento total</i>	$At = \Delta l + AE$	AE = Alargamiento estático Δl = Alargamiento por construcción
100	<i>Número total de recorridos</i>	$\text{recorridos} = \frac{\text{pob} * 2}{\text{cap asc}}$	pob = Población de la iglesia capasc = Capacidad del ascensor

N°	NOMBRE	ECUACIÓN	NOMENCLATURA
101	Número de flexiones al día	$ft = \text{recorridos} * f$	f = frecuencia igual a 2
102	Aceleración lineal	$t_a = \frac{v}{a}$	v = Velocidad t = Tiempo
103	Velocidad lineal	$v = \frac{e}{t}$	e = Distancia t = Tiempo
104	Tiempo de recorrido	$Tr = 2 * t_a + 2 * t$	a = Aceleración t = Tiempo
105	Tiempo total de recorrido	$Tt = \text{rec} * Tr$	rec = Recorridos Tr = Tiempo de recorrido
106	Número total de flexiones a la semana	$F_{\text{semana}} = (2 * \text{recorrido}) * f$	rec = Recorridos f = frecuencia de uso
107	Momento de arranque del motor	$Ma = Me + Md$	Me = Momento de resistencia estable M = Momento dinámico o de inercias
108	Momento dinámico o de inercias	$Md = Ieq(\alpha)$	Ieq = Momento equivalente de inercias de todas las masas del mecanismo α = Aceleración angular del árbol del motor
109	Momento de Inercia	$I = m * \rho^2 = \frac{GD^2}{4g}$	m = Masa de un campo giratorio G = Peso ρ = Radio de giro de esa masa D = Diámetro de giro ($2\rho = D$) g = Gravedad
110	Segunda ley de Newton	$M_d = \frac{GD^2}{4g}$	GD² = Momento Volante g = Gravedad
111	Momento Volante equivalente	$GD^2_{eq} = \frac{3600 * Q * v^2 * \eta}{\pi^2 * n^2 * (GD^2)} + \delta$	pc = Peso de la cabina pcp = Peso del contrapeso n = Velocidad nominal del motor η = Eficiencia

Nº	NOMBRE	ECUACIÓN	NOMENCLATURA
			GD² = Momento Volante Q = Momento de arranque del volante equivalente Q = pc + pcp
112	<i>Potencia Estable Necesaria</i>	$Ne = \frac{0.5 * Q * v}{1020 * \eta}$	v = Velocidad η = Eficiencia Q = Carga
113	<i>Tiempo de Arranque</i>	$T_a = \frac{GD^2_{eq} * n * \pi}{120g * (Ma - Me)}$	GD²_{eq} = Momento volante equivalente Ma = Momento de Arranque. Me = Momento Necesario en el periodo estable n = Velocidad nominal del Motor
114	<i>Momento necesario en el periodo estable</i>	$Me = 9750 \frac{Ne}{n}$	Ne = Potencia estable necesaria n = Velocidad nominal del motor
115	<i>Momento térmicamente equivalente</i>	$M_{eq} = \sqrt{\frac{\sum M_i^2 t_i}{T_c}}$	M_i = Momento de resistencia estable T_i = Tiempo de arranque T_c = 120
116	<i>Potencia Térmicamente equivalente</i>	$Neq = \frac{M_{eq} n}{9750}$	n = Frecuencia de uso M_{eq} = Momento equivalente
117	<i>Momento necesario del freno</i>	$M_f = k M_e$	Me = Momento resistente estable. k = Factor de servicio
118	<i>Velocidad Angular</i>	$\omega = \frac{v}{r}$	v = Velocidad lineal r = Radio
119	<i>Inercia de un objeto giratorio</i>	$I = \frac{m * r^2}{2}$	m = Masa r = Radio
120	<i>Dinámica de rotación</i>	$M = I\alpha$	I = Inercia α = Aceleración angular

Nº	NOMBRE	ECUACIÓN	NOMENCLATURA
121	Sumatoria de Inercias	$I_t = I_p + I_f + I_e + I_m$	<p>I_p = Inercias de polea I_f = Inercias de freno I_e = Inercia de eje I_m = Inercia del motor</p>
122	Inercias del sistema angular lineal	$\frac{1}{2} * (I_{ms} * \omega m^2) = + \frac{1}{2} * (I_p * \omega m^2)$ $+ \frac{1}{2} * (I_f * \omega m^2)$ $+ \frac{1}{2} * (I_e * \omega m^2) + \frac{1}{2}$ $* (I_m' * \omega m^2) + \frac{1}{2}$ $* (m_p * v^2) + \frac{1}{2}$ $* (m_c * v^2)$	<p>I_{ms} = Inercia del Sistema W_m = velocidad angular del motor I_p = Inercia polea I_f = Inercia del freno I_e = Inercia del eje del motor I_m' = Inercia del motor que provee el manual m_p = Masa del contrapeso m_c = Masa de la cabina v = Velocidad lineal</p>
123	Potencia del Motor	$P = M_i * \omega$	<p>M_i = Momento de Inercia de un sistema giratorio w = velocidad angular</p>
124	Par estático	$M_{est} = \frac{(1.25Q_u + Q_b - Q_c) * g * D_t}{2i_g}$	<p>Q_u = Carga útil Q_b = Peso de cabina Q_c = Peso del contrapeso D_t = Diámetro de la polea de arrastre i_g = Relación de tx que corresponde al cociente entre las rpm del motor y las de la corona</p>
125	Momento dinámico	$M_{din} = I * \epsilon$	<p>I = Momento de Inercia ε = Razon del tiempo de frenada</p>
126	Momento de Inercia Lineal	$I_3 = \frac{(1.25Q_u + Q_b + Q_c) * D_t^2}{4 * i_g^2}$	<p>Q_u = Carga útil Q_b = Peso de la cabina Q_c = Peso del contrapeso D_t = Diámetro de la polea del motor I_g = Relación de transmisión</p>

Nº	NOMBRE	ECUACIÓN	NOMENCLATURA
127	<i>Razón de freno</i>	$\varepsilon = \frac{2 * \pi * n}{60 * tf}$	n = Frecuencia de uso tf = Tiempo de frenada
128	<i>Par Total de frenada</i>	$Mf = Mest + Mdin$	Mest = Momento estático Mdin = Momento dinámico
129	<i>Máxima tracción de una polea</i>	$\frac{t1}{t2} C1C2 \leq e^{f\alpha}$	$\frac{t1}{t2}$ = Relación de la máxima tensión de los cables. f = Coeficiente de rozamiento C1 = Coeficiente que es función de desaceleración de frenado de la cabina C2 = Coeficiente que tiene en cuenta la variación del perfil de la polea de tracción e = Base de logaritmos neperianos α = Ángulo del arco de Abrazamiento
130	<i>Función de desaceleración de frenado de la cabina</i>	$c1 = \frac{g_{n+a}}{g_{n-a}}$	α = Ángulo del arco de Abrazamiento n = Frecuencia de uso
131	<i>Coeficiente de rozamiento</i>	$f = \frac{4\mu \left(1 - \text{sen}\frac{\delta}{2}\right)}{\pi - \delta - \text{sen}\delta}$	μ = Coeficiente de rozamiento entre el cable y polea δ = Densidad
132	<i>Tensiones cuando la cabina cargada llega a la planta alta.</i>	$\frac{t1}{t2} = \frac{Q_b + Q_u + Q_l}{Q_c + Q_e}$	Qb = Peso de la cabina Qu = Carga útil Ql = Peso de los cables Qc = Peso del contrapeso Qe = Peso de los cables del contrapeso
133	<i>Tensiones cuando la cabina descargada llega a la planta baja.</i>	$\frac{t1}{t2} = \frac{Q_b + Q_l}{Q_c + Q_e}$	Qb = Peso de la cabina Ql = Peso de los cables Qc = Peso del contrapeso Qe = Peso de los cables del contrapeso

N°	NOMBRE	ECUACIÓN	NOMENCLATURA
134	<i>Peso de soporte de la estructura</i>	$Pe = P * s$	P = Peso de la estructura s = Factor de seguridad
135	<i>Esfuerzo paralelo producido</i>	$\tau_{xy} = \frac{Me \cdot H}{2 \cdot J}$	Me = Momento de torsión (Nm) H = Altura del perfil(m) J = Momento polar, módulo de torsión (m ⁴)
136	<i>Esfuerzo algebraico máximo</i>	$S_{n_{max}} = \frac{Sx}{2} + \sqrt{\left(\frac{Sx}{2}\right)^2 + (\tau_{xy})^2}$	Txy = Esfuerzo paralelo producido Sx = Esfuerzo de tracción
137	<i>Esfuerzo algebraico mínimo</i>	$S_{n_{min}} = \frac{Sx}{2} - \sqrt{\left(\frac{Sx}{2}\right)^2 + (\tau_{xy})^2}$	Txy = Esfuerzo paralelo producido Sx = Esfuerzo de tracción

f. RESULTADOS

Para realizar los cálculos se ha visto necesario dividir el mecanismo del ascensor en circuitos que a su vez comprenden de las siguientes partes:

Circuito de Elevación: Bastidor de cabina, cabina, cables de tracción, anclajes de los cables, el contrapeso, Bastidor del contrapeso.

Circuito de Tracción: Motor, Polea de Tracción.

Circuito Fijo: Guías de cabina, guías de contrapeso, amortiguadores de cabina, amortiguadores del contrapeso, estructura de soporte del motor.

Circuito de Seguridad: Limitador de Velocidad, cable del limitador de velocidad y Paracaídas.

f.1 CÁLCULO DEL NÚMERO DE PERSONAS A TRANSPORTAR

Según la información obtenida se debe proveer un espacio suficiente en la cabina para que no exista aglomeración de personas y que se asegure el confort de las mismas, razón por la cual se debe garantizar un espacio de $0.19m^2$ por persona; según el diseño que se propone las medidas de la cabina son de 1m de ancho por 1.5m de largo dando como resultado un área de $1.5m^2$ por lo tanto por medio de la ecuación 1:

$$\# \text{ personas} = \frac{\text{área.disponible}}{\text{área.p}} \quad \text{Ecuación 1}$$

$$\text{personas} = \frac{1.5m^2}{0.19m^2} = 7.89$$

Dando como resultado un total de 8 personas que se podrá transportar en dicha plataforma o cabina.

f.1.1 CAPACIDAD DE CARGA ÚTIL (NOMINAL)

Partiendo del número de personas que se desea transportar se puede calcular el peso que esto representa que será la carga útil o nominal del ascensor. Por teoría se sabe que “la carga mínima que se debe prever es de 75kg por persona”(Miravete, 1998). Por lo que se ha decidido tomar un valor más alto, de un peso promedio de 80Kg. Por la ecuación 2 se tiene:

$$\text{Carga útil} = n.p \times p.p \quad \text{Ecuación 2}$$

$$\text{Carga útil} = 8 \times 80Kg$$

$$\text{Carga útil} = 640Kg$$

f.1.2 DISPOSICIÓN DE CABINA.

Según la información obtenida se recomienda que la disposición de la cabina se encuentre de manera que en el lado más ancho de ser posible se ubique la puerta para facilitar la movilidad de los ocupantes, esto obviamente depende del diseño del edificio, ventajosamente se cuenta un foso de medidas 1.90m x 1.57m (como se puede apreciar en la tabla 5 por lo tanto se podrá utilizar una cabina de 1.5m x 1m (1.5m²), estando entre los parámetros que podemos ver el siguiente cuadro.

Tabla 5 Relación entre la superficie útil mínima de la cabina y el número de pasajeros

Carga nominal (masa) (Kg)	Superficie útil máxima de cabina (m ²)	Carga nominal (masa) (Kg)	Superficie útil máxima de cabina (m ²)
100 a)	0.37	900	2.20
180 b)	0.58	975	2.35
225	0.70	1000	2.40
300	0.90	1050	2.50
375	1.10	1125	2.65
400	1.17	1200	2.80
450	1.30	1250	2.90
525	1.45	1275	2.95
600	1.60	1350	3.10
630	1.66	1425	3.25
675	1.75	1500	3.40
750	1.90	1600	3.56
800	2.00	2000	4.20
825	2.05	2.500 c)	5.00

Fuente: Norma EN 81

f.2 ANÁLISIS DE RESISTENCIA DE MATERIALES DEL CIRCUITO FIJO

f.2.1 CÁLCULO DE AMORTIGUADORES.

f.2.1.1 CÁLCULO DE LOS AMORTIGUADORES DE CABINA.

La velocidad nominal del ascensor se ha establecido que sea de 1m/s por ello en base a la normativa E-81 “Los amortiguadores de acumulación de energía no pueden ser empleados si la velocidad nominal del ascensor supera 1 m/s” (81-1, 1985) se ha decidido utilizar amortiguadores de resortes helicoidales o también llamados amortiguadores de acumulación de energía.

Dado que la Tensión de torsión en el en el resorte helicoidal aumenta conforme disminuye la distancia del punto de evaluación de la tensión al eje del resorte es necesario inicialmente evaluar ese factor mediante el denominado coeficiente Wahl. (Miravete, 1998).

$$\psi = \frac{\frac{D_s}{d} - 0.25}{\frac{D_s}{d} - 1} + \frac{0.615}{\frac{D_s}{d}} \quad \text{Ecuación 3}$$

Ésta fórmula parte de la tensión de corte máxima, sin contemplar efectos secundarios de curvatura se puede obtener de la siguiente forma:

$$\tau_{max} = \tau_{torsión} + \tau_{corte\ puro} \quad \text{Ecuación 4}$$

$$\tau_{max} = \frac{8PD}{\pi d^3} + \frac{4P}{\pi d^3} = \frac{8PD}{\pi d^3} \left(1 + \frac{d}{2D}\right)$$

Tomando la relación $C = \frac{D}{d}$ denominada índice del resorte que es la razón del diámetro del resorte y el diámetro de la espira, la fórmula de tensión de corte máxima queda de la siguiente manera.

$$\tau_{max} = \frac{8PD}{\pi d^3} \left(1 + \frac{1}{2C}\right) \quad \text{Ecuación 4}$$

La gran mayoría de los resortes comerciales tiene un índice de resorte que varía entre 3 y 12. Ahora bien, la expresión anterior da una cota inferior de la tensión de corte

máxima, sin embargo no contempla efectos de curvatura que conducen a predecir una tensión máxima más alta y congruente con la realidad. Esta formulación refinada cuyos autores son Timoshenko y Wahl permite predecir la tensión máxima según la siguiente expresión.(Loja, 2011)

$$\psi = \frac{\frac{Ds}{d} - 0.25}{\frac{Ds}{d} - 1} + \frac{0.615}{\frac{Ds}{d}}$$

Se fija un valor del índice del resorte de 8 por lo tanto de la ecuación 3 se tiene:

$$\psi = \frac{8 - 0.25}{8 - 1} + \frac{0.615}{8}$$

$$\psi = 1.18$$

La Norma E81 en cuanto a los resortes menciona lo siguiente:

- La carrera total posible de los amortiguadores debe ser, al menos, igual a dos veces la distancia de parada por gravedad correspondiente al 115 por 100 de la velocidad nominal (o sea, $2 * 0,0674 v^2 = 0,135 v^2$). Se expresa la carrera en metros y la velocidad nominal v en m/s. (81-1, 1985)
Sin embargo, esta carrera total no será inferior a 65 milímetros.
- Los amortiguadores deben ser calculados de manera que corran la carrera antes definida bajo una carga estática comprendida entre 2,5 y 4 veces la masa de la cabina con su carga nominal (o la masa del contrapeso).

Por lo tanto la longitud mínima que debe tener el resorte debe ser igual a la carrera total máxima que permite la norma y como se tiene una velocidad nominal del ascensor de 1m/s la longitud mínima será de 0.135m

Por medio de la ecuación 5 obtenemos la fuerza máxima de acuerdo a las especificaciones de la norma E-81

$$F_{max} = 4(Q_u + Q_b)g_n \qquad \text{Ecuación 5}$$

Donde:

Qu Carga útil (640kg)

Qb Peso de la cabina 550kg (remitirse a la sección del circuito de elevación)

$$F_{max} = 4(640kg + 550kg) * 9.81 \frac{m}{s^2}$$

$$F_{max} = 46695.6N$$

Debido a que es una fuerza grande se decide trabajar con dos resortes.

$$fre = \frac{f}{nre} \quad \text{Ecuación 6}$$

$$fre = \frac{46695.6N}{2}$$

$$fre = 23347.8N$$

A continuación se utilizará el Método de cálculo de Schaum diseño de Máquinas A.S. Hall, A.R. Holowenco y H.G. Laughlin, pag192. Por ésta razón se trabajara en esta sección con unidades del sistema ingles ya que hay algunas fórmulas que así lo requieren pero se adicionará la respuesta en unidades de sistema internacional.

f.2.1.1.1 VALOR DE RIGIDEZ DEL MUELLE (RAZÓN ELÁSTICA)

Primeramente se determina la elasticidad del resorte por medio de la ecuación 7 que se define como la carga aplicada por la longitud de deformación.

$$k = \frac{fre}{lmin} \quad \text{Ecuación 7}$$

$$k = \frac{23347.8N}{0.135m}$$

$$k = 172946.6 \frac{N}{m} = (986 \frac{lb}{plg})$$

Posteriormente de la ecuación 8 de esfuerzo cortante en el resorte helicoidal producido por una carga axial se despeja el diámetro del alambre.

$$S_s = \psi * \frac{8 * F * C}{\pi * d^2} \quad \text{Ecuación 8}$$

$$d = \sqrt[2]{\frac{8 * F * C * \psi}{\pi * S_s}} \quad \text{Ecuación 9}$$

Donde:

S_s Esfuerzo cortante en PSI.

F Carga axial en Libras

El libro de *Schaum* dice “*Los máximos esfuerzos permisibles en resortes helicoidales sometidos a cargas estáticas pueden determinarse en base al límite elástico de torsión. Para cargas estáticas se recomienda aplicar un factor de seguridad de 1.5 de la resistencia de fluencia a la torsión del material*” La ecuación para un diseño conservador es la siguiente:

$$\frac{S_s}{1.5} = \psi * \frac{8 * F * C}{\pi * d^2} \quad \text{Ecuación 10}$$

Según la tabla 31, de materiales el acero ASTM A401 tiene un esfuerzo cortante máximo de 2060Mpa (3000000 psi), un módulo de elasticidad de 207000Mpa (30000000 psi) y un módulo de torsión de 79300Mpa (11500000psi).

Aplicando:

$$F = 23347.8N * \frac{1kg}{9.8N} * \frac{2.202Lb}{1kg} = 5246lb$$

$$d = \sqrt[2]{\frac{8 * 5246lb * 8 * 1.1}{\pi * \frac{3000000 \text{ lb}}{1.5} \frac{lb}{plg^2}}}$$

$$d = 1.019m (0.77plg).$$

Según la tabla 31 el diámetro máximo comercial de este tipo de acero es del 0.625 pulgadas, por lo tanto se propone disminuir la carga que soporta cada resorte

adicionando al sistema 2 resortes, para que finalmente se pueda trabajar con un total de 4 resortes 2 en cada larguero superior.

$$f_{total} = 46695.6N$$

$$f_{re} = \frac{f_{total}}{4}$$

$$f_{re} = \frac{46695.6N}{4}$$

$$f_{re} = 11674N$$

$$f_{re} = 11674N * \frac{1kg}{9.8N} * \frac{2.202Lb}{1kg} = 2630lb$$

$$d = \sqrt[2]{\frac{8 * 2630lb * 8 * 1.11}{\pi * \frac{300000}{1.5} \frac{lb}{plg^2}}}$$

$$d = 0.0138m (0.544plg).$$

Este valor si está dentro de los rangos de diámetros a la tabla 31 aunque no se cuenta con el resorte de esa medida por ello se decide trabajar con el diámetro superior más próximo que es 0.0142m (0.562plg).

De la ecuación 11, índice del resorte se despeja el diámetro de la espira.

$$C = \frac{D}{d}$$

Ecuación 11

$$D = C * d$$

$$D = 8 * 0.562plg$$

$$D = 0.114m = (4.49 plg \cong 4.5plg)$$

Corrigiendo el valor del diámetro del alambre de la ecuación 11 para mantener la razón del resorte en 8.

$$d = \frac{D}{c} \quad \text{Ecuación 12}$$

$$d = \frac{4.5plg}{8}$$

$$d = 0.0142m = (0.562plg)$$

Con estos valores corregidos se realizarán nuevamente los cálculos anteriores:

f.2.1.1.2 VALOR DE RIGIDEZ DEL MUELLE (RAZÓN ELÁSTICA)

$$k = \frac{fre}{lmin}$$

$$k = \frac{11674N}{0.135m}$$

$$k = 86474 \frac{N}{m} = (493.53 \frac{lb}{plg})$$

Razón elástica para un resorte helicoidal

$$k = \frac{f}{\gamma} \quad \text{Ecuación 13}$$

Deformación de un resorte helicoidal

$$\gamma = \frac{8*f*c^3*n}{d*G} \quad \text{Ecuación 14}$$

Sustituyendo la ecuación 14 en 13

$$k = \frac{G*d}{8*c^3*n} \quad \text{Ecuación 15}$$

f.2.1.1.3 NÚMERO DE ESPIRAS ACTIVAS DE UN RESORTE

Se despeja n que es el número de espiras activas del resorte.

$$n = \frac{G*d}{8*c^3*k} \quad \text{Ecuación 16}$$

Donde:

G Módulo de rigidez en psi.

k Razón elástica de un resorte helicoidal

$$n = \frac{G * d}{8 * c^3 * k}$$

$$n = \frac{30000000 \frac{lb}{plg^2} * 0.5625plg}{8 * (8^3) * 493.5 \frac{lb}{plg}}$$

$$n = 8.34 \cong 9$$

f.2.1.1.4 LONGITUD DEL RESORTE CERRADO

De acuerdo con la tabla 32 para un resorte de extremos rebajados a escuadra se tiene:

$$(n + 2) * d \quad \text{Ecuación 17}$$

$$(9 + 2) * 0.68plg = 7.55plg * \frac{2.54cm}{1plg} * \frac{1m}{100cm} = 0.19m$$

f.2.1.1.5 NÚMERO TOTAL DE ESPIRAS

$$(n + 2) \quad \text{Ecuación 18}$$

$$(9 + 2) = 11$$

f.2.1.1.6 LONGITUD LIBRE

$$L_o = L_s + y_s$$

Ecuación 19

Donde:

L_o Longitud libre del resorte.

L_s Longitud sólida

y_s Deformación al sólido (0.0135m ó 5.31plg)

$$L_o = 4.56plg + 7.55plg$$

$$L_o = 0.307m(12.11plg)$$

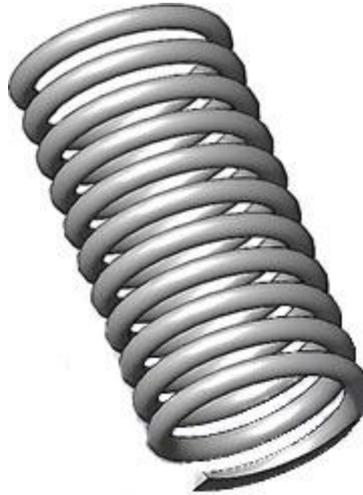


Figura 12 Resorte helicoidal de compresión. $\varnothing = 13\text{cm}$, $\varphi = 11.5\text{mm}$, $L_o = 31\text{cm}$

f.2.1.1.7 COMPROBACIÓN DE PANDEO DEL RESORTE

Se puede producir pandeo en un resorte a compresión cuando la longitud libre es 4 veces el diámetro medio, a menos que el resorte se gué adecuadamente. La carga axial crítica que produce pandeo puede calcularse por la siguiente ecuación.

$$E_c \tau = k L_f * K l$$

Ecuación 20

Donde:

- $E\tau$ Carga axial que produce el Pandeo, en lb.
 k Razón elástica de la razón axial, en lb/plg.
 L_f Longitud libre del resorte en plg.
 K_l Factor que depende de la relación L_f/D .

$$E\tau = k * L_f * K_l$$

$$E\tau = 493.5 \frac{lb}{plg} * 12.11plg * 0.63$$

$$E\tau = 1709.8kg (3765.05lb)$$

Queda comprobado que el resorte no pandea ya que la fuerza de 16773N es mayor a la fuerza que soporta cada resorte que es de 11674N

Además se ha obtenido la razón de estabilidad absoluta para el caso de resortes de acero, corresponden a la ecuación 21.

$$\frac{L_o}{Dm} < \frac{2.63}{\beta} \quad \text{Ecuación 21}$$

Donde:

- β Constante de apoyo de extremo,

Por el diseño, sólo un extremo se encontrará fijo y el otro libre por lo tanto β es igual a 2.

$$\frac{0.307m}{0.115m} < \frac{2.63}{2}$$

$$2.68 < 1.315$$

Se puede ver que no cumple con la condición de estabilidad por lo tanto se deberá optar por guiar el extremo libre del resorte de esta manera según la

tabla 34, β tendrá un valor de 0.5.

$$\frac{0.307m}{0.14m} < \frac{2.63}{0.5}$$

$$2.68 < 5.26$$

De ésta manera queda demostrado que el resorte no sufrirá pandeo al momento del choque con el bastidor de cabina.

f.2.1.1.8 COMPROBACIÓN EN EL SOFTWARE SOLIDWORKS 2010

Tabla 6 Resultados predeterminados del estudio.

Nombre	Tipo	Mín.	Ubicación	Máx.	Ubicación
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	0.00010832 N/m ² Nodo: 5396	(-50.7559 mm, 310 mm, -47.2554 mm)	9.22666e+006 N/m ² Nodo: 12031	(44.7455 mm, 307.696 mm, -41.3486 mm)

Nombre de modelo: resorte2
Nombre de estudio: Estudio 3
Tipo de resultado: Static tensión nodal Tensiones1
Escala de deformación: 1

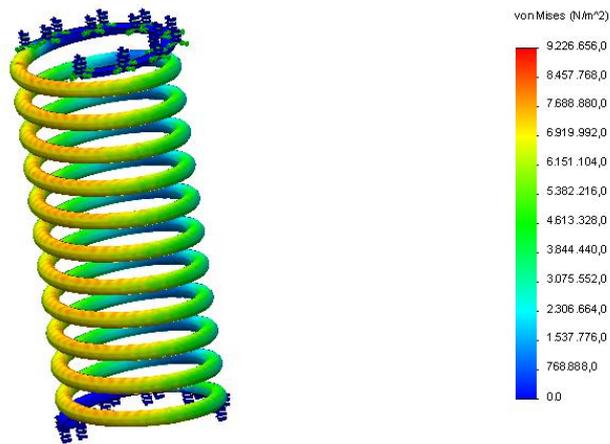


Figura 13 Simulación de Tensiones

Conclusión: Los resultados de la simulación respaldan los cálculos, ya que el valor máximo de tensión es de 9.26Mpa y el acero ASTM A401 tiene un módulo de

elasticidad de 207000Mpa, con lo que se garantiza que el resorte no se deforme permanentemente.

f.2.1.2 AMORTIGUADORES DE CONTRAPESO

Para realizar el dimensionamiento se realizará el procedimiento anterior, razón por la cual se obviarán algunas explicaciones.

f.2.1.2.1 MASA DEL CONTRAPESO.

La masa del contrapeso se la calcula por medio de la ecuación 22 (Costales, 1985).

$$p = \left\{ pc + \left(\frac{cu}{2} \right) \right\} = \left\{ 550Kg + \left(\frac{640}{2} \right) \right\} = 870Kg \quad \text{Ecuación 22}$$

f.2.1.2.2 FUERZA DE IMPACTO.

Se multiplica un coeficiente de seguridad de 4 a la ecuación 22.

$$F = \left\{ 550kg + \left(\frac{640Kg}{2} \right) * 9.81 \frac{m}{s^2} * 4 \right\}$$

$$F = 34138.8N$$

Como la fuerza es grande se decide utilizar dos resortes, ecuación 6.

$$Fre = \frac{34138.8N}{2} = 17069.4N$$

f.2.1.2.3 ÍNDICE DEL RESORTE. (Ecuación 11)

$$C = \frac{D}{d}$$

Se decide trabajar con un índice de resorte de 8.

f.2.1.2.4 COEFICIENTE WAHL. (Ecuación 13)

$$K = \frac{C - 0.25}{C - 1} + \frac{0.615}{C}$$

$$\psi = \frac{8 - 0.25}{8 - 1} + \frac{0.615}{8}$$

$$\psi = 1.18$$

f.2.1.2.5 VALOR DE RIGIDEZ DEL MUELLE. (Ecuación 7)

$$k = \frac{fre}{lmin}$$

$$k = \frac{17069.4N}{0.135m}$$

$$k = 126440 \frac{N}{m}$$

$$k = 126440 \frac{N}{m} * \frac{1kg}{9.8N} * \frac{2.202lb}{1kg} * \frac{1m}{100cm} * \frac{2.54cm}{1plg} = 721.6 \frac{lb}{plg}$$

f.2.1.2.6 DIÁMETRO DE LA ESPIRA DEL RESORTE. (Ecuación 9)

$$d = \sqrt[2]{\frac{8 * F * C * \psi}{\pi * Ss}}$$

Aplicando:

$$F = 17052N * \frac{1kg}{9.8N} * \frac{2.202Lb}{1kg} = 3831.48lb$$

$$d = \sqrt[2]{\frac{8 * F * C * \psi}{\pi * Ss}}$$

$$d = \sqrt[2]{\frac{8 * 3831.48lb * 8 * 1.11}{\pi * \frac{300000}{1.5} \frac{lb}{plg^2}}}$$

$$d = 0.0144m = (0.658plg).$$

Según la tabla 31 el diámetro máximo comercial de este tipo de acero es del 0.625 pulgadas, por lo tanto se propone disminuir el diámetro a este valor ya que la diferencia es menos de 1mm.

De la ecuación 11 se despeja el diámetro del resorte.

$$C = \frac{D}{d}$$

$$D = C * d$$

$$D = 8 * 0.625plg$$

$$D = 0.127m = (5plg)$$

f.2.1.2.7 NUMERO DE ESPIRAS ACTIVAS. (Ecuación 16)

$$n = \frac{G * d}{8 * c^3 * k}$$

$$n = \frac{30000000 \frac{lb}{plg^2} * 0.625plg}{8 * (8^3) * 721.6 \frac{lb}{plg}}$$

$$n = 6.34 \cong 7$$

De acuerdo con la tabla 32 para un resorte de extremos rebajados a escuadra se tiene:

f.2.1.2.8 LONGITUD DEL RESORTE CERRADO. (Ecuación 17)

$$(n + 2) * d$$

$$(6 + 2) * 0.625plg = 5plg * \frac{2.54cm}{1plg} .* \frac{1m}{100cm} = 0.127m$$

f.2.1.2.9 NÚMERO TOTAL DE ESPIRAS. (Ecuación 18)

$$(n + 2)$$

$$(7 + 2) = 9$$

f.2.1.2.10 LONGITUD LIBRE. (Ecuación 19)

$$Lo = Ls + ys$$

$$Lo = 5.31plg + 5plg$$

$$Lo = 0.26m = (10.31plg)$$

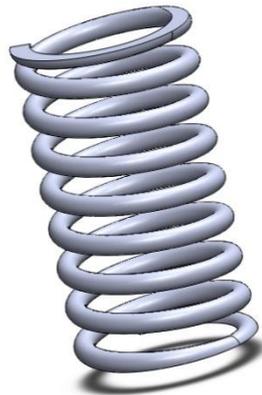


Figura 14 Resorte helicoidal de compresión. $\text{Ø} = 13\text{cm}$, $\phi = 16\text{mm}$, $L_0 = 26\text{cm}$

f.2.1.2.11 COMPROBACIÓN DE PANDEO. (Ecuación 20)

$$Ec\tau = kLf * Kl$$

$$Ec\tau = 721.6 \frac{lb}{plg} * 10.31plg * 0.63$$

$$Ec\tau = 10320.7kg = (4687lb)$$

Queda comprobado que el resorte no pandea ya que la fuerza de que produce el pandeo es de 101246N (4687 lb) la cual es mayor a la fuerza que soporta cada resorte que es de 17069N (3831.5 lb).

f.2.1.2.12 RAZÓN DE ESTABILIDAD (Ecuación 21)

Razón de estabilidad absoluta para el caso de resortes de acero.

$$\frac{Lo}{Dm} < \frac{2.63}{\beta}$$

Por el diseño sólo un extremo se encontrará fijo y el otro libre por lo tanto β es igual a 2

$$\frac{0.26m}{0.127m} < \frac{2.63}{2}$$

$$2 < 1.315$$

Se puede ver que no cumple con la condicion de estabilidad por lo tanto se deberá optar por guiar el extremo libre del resorte de esta manera según la

tabla 34, β tendrá un valor de 0.5 como se puede apreciar en la figura 15.

$$\frac{0.26m}{0.127m} < \frac{2.63}{0.5}$$

$$2 < 5.26$$



Figura 15 Resorte con guías en los extremos

De ésta manera queda demostrado que el resorte no sufrirá pandeo al momento del choque con el bastidor del contrapeso.

f.2.1.2.13 COMPROBACIÓN EN EL SOFTWARE SOLIDWORKS 2010

Tabla 7 Resultados predeterminados del estudio.

Nombre	Tipo	Mín.	Ubicación	Máx.	Ubicación
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	0.000436537 N/m ² Nodo: 4235	(-37.6035 mm, 260 mm, -56.5796 mm)	1.04373e+007 N/m ² Nodo: 2255	(- 0.0193568 mm, 80.1701 mm, -56.7236 mm)

Nombre de modelo: resorte1
Nombre de estudio: Estudio 2
Tipo de resultado: Static tensión nodal Tensiones1
Escala de deformación: 1

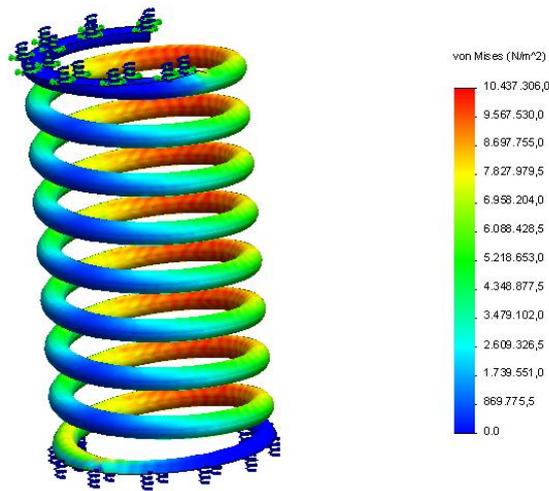


Figura 16 Simulación de tensiones

Conclusión: Los resultados de la simulación respaldan los cálculos ya que el valor máximo de tensión es de 10.4 Mpa y el acero ASTM A401 tiene un módulo de elasticidad de 207000Mpa, con lo que se garantiza que el resorte no se deforme permanentemente.

f.2.2 CÁLCULO DE LAS GUÍAS

Las guías sirven para que tanto la cabina como el contrapeso sigan una trayectoria recta, además le sirven de apoyo en caso de ruptura de los cables por lo que debe tener una resistencia de acuerdo al peso total de la cabina cargada y del contrapeso. La guía debe ser anclada en cada piso en ascensores de pasajeros y de 3 a 5m en elevadores de carga. (Costales, 1985)

Como se ha mencionado en el apartado de revisión de teoría de se utilizará guías de perfil T por ser la que tiene la mejor prestación de contacto ya que las dos caras sirven de superficie para el frenado.

Según la literatura las guías deben cumplir ciertos requisitos:

- El coeficiente mínimo de la guía deberá ser mínimo 10 del esfuerzo de frenado de la cabina al ser detenido por los paracaídas (pescadores) (Miravete, 1998).

- Deberán deformarse máximo 3mm al resistir los empujes horizontales de la cabina debido a excentricidades de la carga (Miravete, 1998).
- La tolerancia máxima en el paralelismo de las guías es de 5mm sin importar la altura del ascensor (Miravete, 1998).

f.2.2.1 CÁLCULO POR EMPUJE HORIZONTAL DEBIDO A LA EXCENTRICIDAD.

f.2.2.1.1 EMPUJE HORIZONTAL (REACCIONES).

Producido por una excentricidad de la carga de la cabina como se puede apreciar en la figura 17.

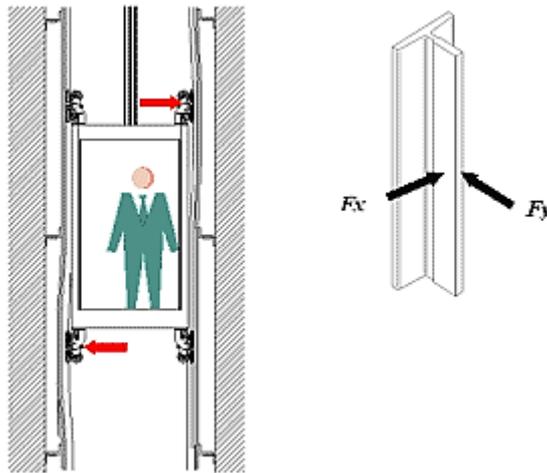


Figura 17 Cálculo excentricidad de la carga.

Para este cálculo se supondrá la mitad de la carga máxima ($Q/2$) a una distancia de $1/4$ el ancho de la cabina en proyección a la vertical del punto de suspensión de la cabina. (Miravete, 1998)

Cómo se puede apreciar en la figura 17, debido a la excentricidad de la carga se producirá un momento del giro, el mismo que se contrarresta en los puntos de contacto de las guías con las rozaderas. De esta manera se procederá a calcular las guías con el método que *Miravete* proporciona en su libro.

Observando la figura 18, por medio de la sumatoria de momentos en el punto A con la ecuación 23 se obtiene el valor de la reacción.

$$\Sigma M = F1 * d1 + F2 * d2 ... \quad \text{Ecuación 23}$$

$$R_h * d = \frac{Q * a}{2 * 4} \quad \text{Ecuación 24}$$

$$R_h = \frac{Q * a}{8 * d}$$

Donde:

- Q Carga útil 640Kg (6278.4N)
- a Ancho de la cabina 1.7m
- d Altura de la cabina 3m

$$R_h = \frac{6278.4N * 1.7m}{8 * 3m}$$

$$R_h = 444.72N$$

La Normativa En-81 limita a la flecha que puede producirse por acción de estas reacciones a 3mm(Miravete, 1998). De ésta forma el mismo autor provee la ecuación 25.

$$f = \frac{R_h * I_k^3}{48 * E * I_t} \quad \text{Ecuación 25}$$

Donde:

- E Módulo de elasticidad del material empleado 210000Mpa para el acero
- R_h Empuje horizontal
- I_k Tramo o longitud limitado por los anclajes de las guías. Distancia entre pisos (Costales, 1985)
- I_t Momento transversal del perfil en T de las guías. (41.1 cm⁴. Tabla 61)

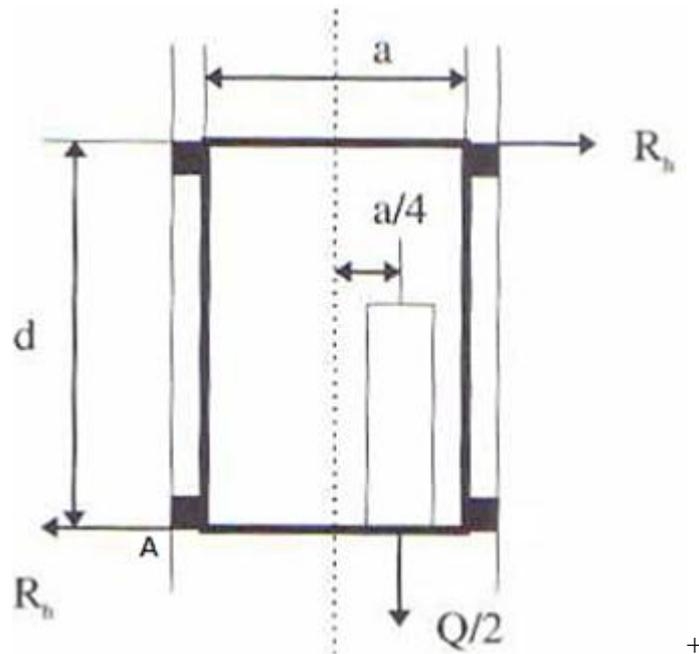


Figura 18 Empuje horizontal sobre las guías, producido por la excentricidad de la carga.

Normalmente se utilizan para las guías de cabina secciones 1-70/9 e Y-90/16 (Miravete, 1998) razón por la cual se procederá a realizar el cálculo para la guía más pequeña 1-70/9 cuyos datos están proporcionados en la tabla 61.

Ecuación 25

$$f = \frac{R_h * I_k^3}{48 * E * I_t}$$

$$f = \frac{444.72N * (3m)^3}{48 * 210000x10^6 \frac{N}{m^2} * 4.11x10^{-7}m^4}$$

$$f = 0.00289m$$

Se puede observar que el valor de la flecha calculada es el máximo que permite la normativa, por dicha razón se elegirá para el cálculo la guía Y-90/16.

Repitiendo el proceso por medio de la ecuación 25 para constatar que la guía 90/16:

$$f = \frac{R_h * I_k^3}{48 * E * I_t}$$

$$f = \frac{444.72N * (3m)^3}{48 * 210000x10^6 \frac{N}{m^2} * 1.02x10^{-6}m^4}$$

$$f = 0.001167m$$

f.2.2.1.2 ESFUERZO DE FRENADO

Este es el esfuerzo producido cuando actúa los paracaídas (pescadores). Cuando los pescadores entran en acción se produce una fuerza de impacto sobre las guías, el pescador y la cabina, pues está suspendida en las primeras. (Costales, 1985)

Miravete provee la ecuación 26.

$$Rv = m_g * l_k + 1.75(Qu + Qbe) \quad \text{Ecuación 26}$$

Donde:

- m_g Peso de la guía por peso lineal (tabla 61)
- l_k Longitud comprendida entre dos apoyos
- Qu Carga nominal (kg)
- Qbe Peso de la cabina vacía (kg)

$$Rv = 13.25 \frac{kg}{m} * 3m * 9.81 \frac{m}{s^2} + 1.75(640kg + 550kg) * 9.81 \frac{m}{s^2}$$

$$Rv = 20819.27N$$

El esfuerzo de frenado puede ser soportado por las guías como una barra a compresión calculando la resistencia como barras comprimidas en tramos de longitud entre dos apoyos consecutivos y libremente articulados en los extremos por ello se aplica la fórmula correspondiente de Euler, (Miravete, 1998).

$$R'v = \frac{\pi^2 * E * I_{min}}{l_k^2} \quad \text{Ecuación 27}$$

$$R'v = \frac{\pi^2 * 210000x10^6 \frac{N}{m^2} * 1.02x10^{-6}m^4}{(3m)^2}$$

$$R'v = 234896.58N$$

Para cumplir los esfuerzos de flexión el autor afirma que se debe trabajar con un coeficiente de seguridad de 10 de esta manera se tiene:

$$C_s = \frac{Rv'}{Rv} > 10 \quad \text{Ecuación 28}$$

$$C_s = \frac{234896.58N}{20819.27N} = 11.28$$

Por lo que queda demostrado que la Guía Y-90/16 cumple los requisitos de seguridad y puede ser utilizada en el diseño

La Normativa EN-81 fija el coeficiente de trabajo máximo que puede admitirse para las guías derivadas a la actuación del paracaídas no deben rebasar de:

- Paracaídas instantáneos de cuñas. $Rv = m_g * I_k + 2.5(Q_u - Q_{be}) * \omega$
- Paracaídas instantáneos de rodillos $Rv = m_g * I_k + 1.5(Q_u - Q_{be}) * \omega$
- Paracaídas progresivos $Rv = m_g * I_k + (Q_u - Q_{be}) * \omega$

Como se puede observar el caso extremo de trabajo de las guías es cuando se produce la frenada con el paracaídas instantáneo de cuñas, por ésta razón bajo este mecanismo se procederá a dimensionar las guías.

El factor ω es un coeficiente de aumento de cargas a pandeo en función de λ que es la esbeltez del acero que es la relación entre la sección de la barra y su longitud, la misma que no puede ser mayor que 250 (Miravete, 1998).

$$\lambda = \frac{l_k}{i} \quad \text{Ecuación 29}$$

Donde:

- l_k longitud entre apoyos 3m (Costales, 1985)
- i Radio de giro mínimo del perfil (tabla 61).

$$\lambda = \frac{3m}{0.0245m}$$

$$\lambda = 122.44$$

Se cumple que $\lambda < 250$ por lo tanto la distancia entre apoyos es correcto.

Según la norma EN 81-1, el coeficiente de trabajo máximo que puede admitirse para las guías, por los esfuerzos derivados de la actuación del paracaídas no deben rebasar de:

140 MPa para guías de acero de 370 MPa

210 MPa para guías de acero de 520 MPa

De manera similar a los cálculos antes realizados el acero que se utilizará es el acero ASTM A36 cuyas características son las siguientes:

- Límite de fluencia de 250-280Mpa
- Resistencia a la tensión 400-550Mpa

Interpolando se tiene:

$$\sigma_{tm} = \frac{(400Mpa - 370Mpa) * 210Mpa + (520Mpa - 400Mpa) * 170Mpa}{(400Mpa - 370Mpa) + (520Mpa - 400Mpa)}$$

$$\sigma_{tm} = 154Mpa$$

El valor de ω se lo encuentra por medio de las tablas 61 y 62.

De los valores de la tabla 61

140 3.41

144.23 x

150 3.80

$$x = \frac{(144.23 - 140) * 3.8 + (150 - 144.23) * 3.41}{(144.23 - 140) + (150 - 144.23)}$$

$$x = 3.57$$

De los valores de la tabla 62

140	5.11
144.23	x
150	5.85

$$x = \frac{(144.23 - 140) * 5.85 + (150 - 144.23) * 5.11}{(144.23 - 140) + (150 - 144.23)}$$

$$x = 5.42$$

Interpolando:

370Mpa	3.57
450Mpa	ω
550Mpa	5.42

$$\omega = \frac{(550Mpa - 450Mpa) * 3.57 + (450Mpa - 370Mpa) * 5.42}{(550Mpa - 450Mpa) + (450Mpa - 370Mpa)}$$

$$\omega = 4.39$$

Aplicando en la ecuación 26.

$$Rv = m_g * I_k + 2.5(Q_u - Q_{be}) * \omega$$

$$Rv = 13.25 \frac{kg}{m} * 3m * 9.81 \frac{m}{s^2} + 2.5(640kg + 550kg) * 4.39 * 9.81 \frac{m}{s^2}$$

$$Rv = 128511N$$

Como se mencionó el coeficiente de trabajo de las guías en el momento de la frenada por acción de los paracaídas no debe sobrepasar del valor antes calculado y se puede constatar que se cumple este requisito ya que el esfuerzo de la frenada es de 20819N menor a 128511N

Janovsky consideró que la fuerza de frenada cuando actúa el limitador de velocidad actúa en un eje longitudinal paralelo a la guía pero en una posición excéntrica, creando así un momento flector adicional a la fuerza de compresión, siendo esta sollicitación

combinada la crítica en montacargas y ascensores de media y alta capacidad. (Miravete, 1998)

En la figura 19 se representa el diagrama de cargas de las guías y la fuerza puede calcularse por las siguientes fórmulas.

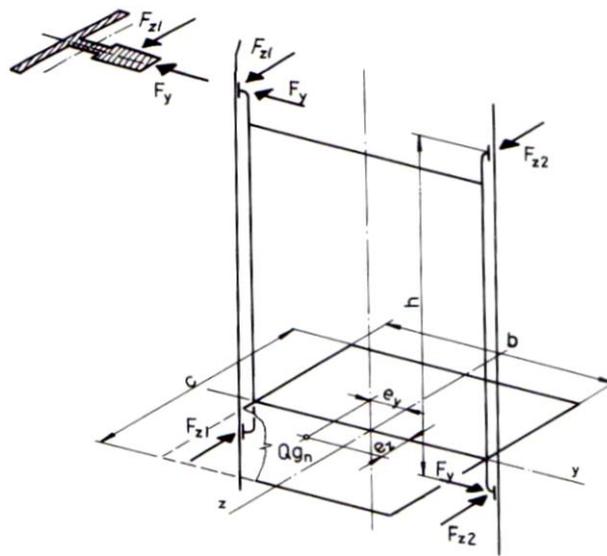


Figura 19 Cargas que soporta un guía.

f.2.2.1.3 CÁLCULOS DE REACCIONES

$$F_y = \frac{Q \cdot g_n \cdot e_y}{h} \quad \text{Ecuación 30}$$

$$F_y = \frac{640 \text{ kg} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 0.375 \text{ m}}{3 \text{ m}}$$

$$F_y = 523.2 \text{ N}$$

$$F_{z1} = \frac{Q \cdot g_n \cdot e_z \cdot (b + 2e_y)}{2h \cdot b} \quad \text{Ecuación 31}$$

$$F_{z1} = \frac{640 \text{ kg} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 0.25 \text{ m} \cdot (1.5 \text{ m} + 2 \cdot 0.25 \text{ m})}{2 \cdot 3 \text{ m} \cdot 1.5 \text{ m}}$$

$$F_{z1} = 348.8 \text{ N}$$

Ecuación 31.

$$F_{z2} = \frac{Q * g_n * e_z * (b - 2e_y)}{2h * b}$$

$$F_{z2} = \frac{640kg * 9.81 \frac{m}{s^2} * 0.25m * (1.5m - 2 * 0.25m)}{2 * 3m * 1.5m}$$

$$F_{z2} = 174.4N$$

La flecha total de una guía debe calcularse teniendo en cuenta la superposición de las flechas parciales originadas por cada fuerza individual.

Cálculo de Flechas. Ecuación 25.

$$f = \frac{F_y * I_k^3}{48 * E * I_t}$$

$$f = \frac{523.2N * (3m)^3}{48 * 210000x10^6 \frac{N}{m^2} * 1.02x10^{-6}m^4}$$

$$f = 0.0014m$$

$$f = \frac{F_{z1} * I_k^3}{48 * E * I_t}$$

$$f = \frac{348.8N * (3m)^3}{48 * 210000x10^6 \frac{N}{m^2} * 1.02x10^{-6}m^4}$$

$$f = 0.000915m$$

$$f = \frac{F_{z2} * I_k^3}{48 * E * I_t}$$

$$f = \frac{174.4N * (3m)^3}{48 * 210000x10^6 \frac{N}{m^2} * 1.02x10^{-6}m^4}$$

$$f = 0.000457m$$

Sumatoria de flechas

$$St = f_1 + f_2 + f_3$$

$$St = 0.0014m + 0.000915m + 0.000457m$$

$$St = 0.00277m$$

El resultado de la flecha total es menor a los 3mm que se propone como valor máximo según la normativa europea, con lo que se comprueba que la guía es la correcta.

f.2.2.1.4 COMPROBACIÓN CON EL PROGRAMA SOLID WORKS2010

Tabla 8 Resultados predeterminados

Nombre	Tipo	Mín.	Ubicación	Máx.	Ubicación
Tensiones	VON: Tensión de von Mises	3.86078 N/m ² Nodo: 8717	(0.114123 mm, 4333.66 mm, -62.5 mm)	139645 N/m ² Nodo: 22793	(7.38519 mm, 1.85195 mm, 4.36013 mm)
Desplazamientos	URES: Desplazamiento resultante	0 mm Nodo: 2435	(-3 mm, 6000 mm, -62.5 mm)	0.000124173 mm Nodo: 16349	(65 mm, 2985 mm, 4.50012 mm)

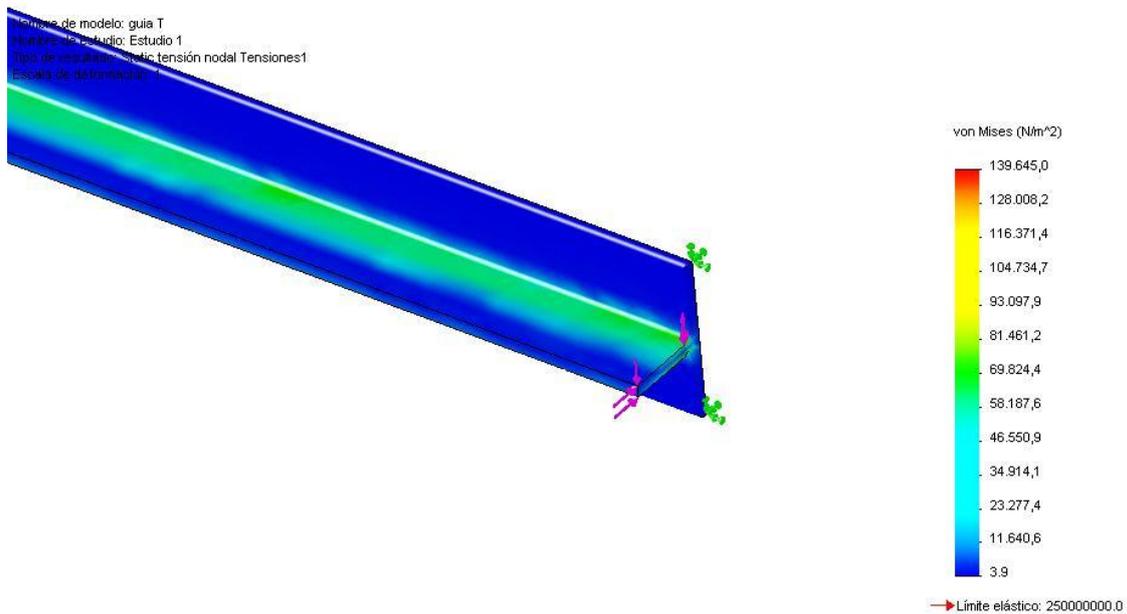


Figura 20 T-Estudio 1-Tensiones-Tensiones1

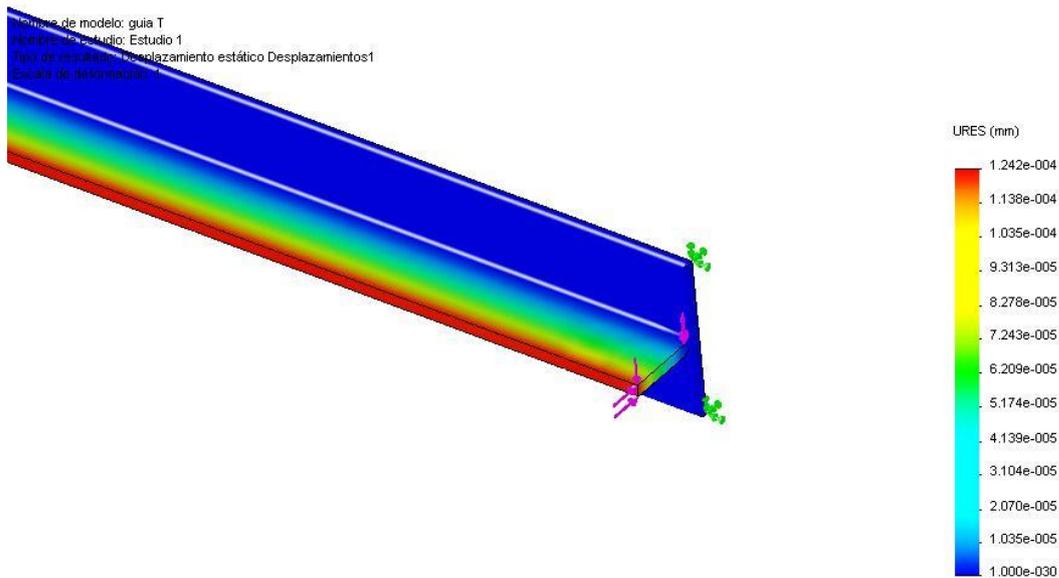


Figura 21 T-Estudio 1-Desplazamientos-Desplazamientos1

Conclusión: Como se puede ver en el informe la tensión máxima que soporta la guía es de 139645 Pa valor menor al admitido según la norma EN 81-1 para el coeficiente de trabajo máximo que es de 140Mpa; por otra parte la deformación es menor a 3mm valor máximo que permite la normativa.

Nota: En el mercado ecuatoriano no se puede encontrar este tipo de perfil sin embargo mediante una consulta al Ing. Patricio Orellana Asistente Técnico Ecuador- Perú-Chile de la empresa **FETMET resources corporation**, dio la siguiente recomendación:

Primeramente cortar en plancha 1.2x2.50m la base y la ceja, este corte debe hacérselo con plasma que da un mejor perfil de corte que cuando se lo realiza con el proceso de oxicorte; una vez que se tenga los cortes de la plancha hay que soldar con el proceso de arco sumergido con cordón tipo redondo, o cóncavo. De igual proceso sería para las guías del contrapeso.

Según los cálculos dados por el Ing. Patricio Orellana para hacer las 10 guías se tendría que utilizar 2 planchas de 1.2x2.5m, una para las bases y otra para las cejas quedando un sobrante de media plancha.

f.2.2.2 GUÍAS PARA EL CONTRAPESO

Las guías del contrapeso cumplen la misión de dirigir el movimiento del mismo, a menos que también se instalen paracaídas en el contrapeso, en este caso se debería realizar su cálculo de la misma forma de las guías para la cabina. En el presente diseño no se contempla la utilización de paracaídas en el contrapeso por lo que el diseño queda limitado a la recomendación que da Miravete, a que se utilice un perfil I45/5.

f.2.3 ESTRUCTURA DE SOPORTE DEL MOTOR

f.2.3.1 PESO QUE SOPORTARÁ LA ESTRUCTURA

El peso al que estará sometida la estructura será el de peso de la cabina cargada, el peso del contrapeso y finalmente el peso del motor, siendo:

Peso de la cabina	550kg
Carga útil	640kg
Peso del contrapeso	870kg
Peso del motor	200kg

$$P = (550kg + 640kg + 870kg + 200kg) * 9.81 \frac{m}{s^2}$$

$$P = 22170.6N$$

Al valor calculado del peso se le multiplica un factor de seguridad, como se ha mencionado en el apartado del bastidor, cuyo valor será de 5.

$$Pe = P * s$$

Ecuación 32

$$Pe = 22170.6N * 5$$

$$Pe = 110853N$$

f.2.3.1.1 ESTUDIO ESTÁTICO

Cómo en el caso del estudio del bastidor, se tomará una viga con los extremos empotrados y la carga producida concentrada en el centro de dicho tramo, debido a que los cables de tracción se encuentran ubicados en dicha posición. La figura 22 muestra lo mencionado.

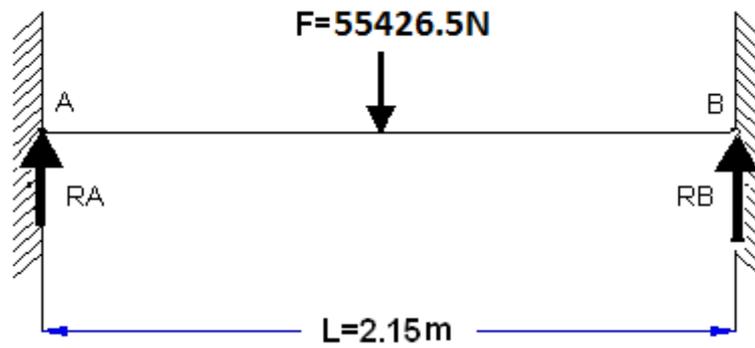


Figura 22 Esquema equivalente de carga en larguero superior

Por simetría sabemos que las reacciones en los extremos tendrán el mismo valor así como también los momentos pero con dirección opuesta.

f.2.3.1.2 REACCIONES EN LOS EXTREMOS (Ecuación 44)

$$R_a = \frac{F \times L}{2}$$

$$R_a = \frac{55426.5\text{ N}}{2}$$

$$R_a = 27713.25\text{ N}$$

f.2.3.1.3 MOMENTOS FLECTORES (Ecuación 45)

$$M_a = \frac{F \times L}{8}$$

$$M_a = \frac{55426\text{ N} \times 2.15\text{ m}}{8}$$

$$M_a = 14895\text{ Nm}$$

f.2.3.1.4 MOMENTO MÁXIMO (Ecuación 46)

$$z = \frac{L}{2}$$

$$M_{max} = \frac{1}{8} * F(3l - 4z)$$

$$M_{max} = \frac{1}{8} * 55426N(3 * 2.15m - 4 * 1.075m)$$

$$M_{max} = 14895Nm$$

f.2.3.1.5 DIAGRAMAS

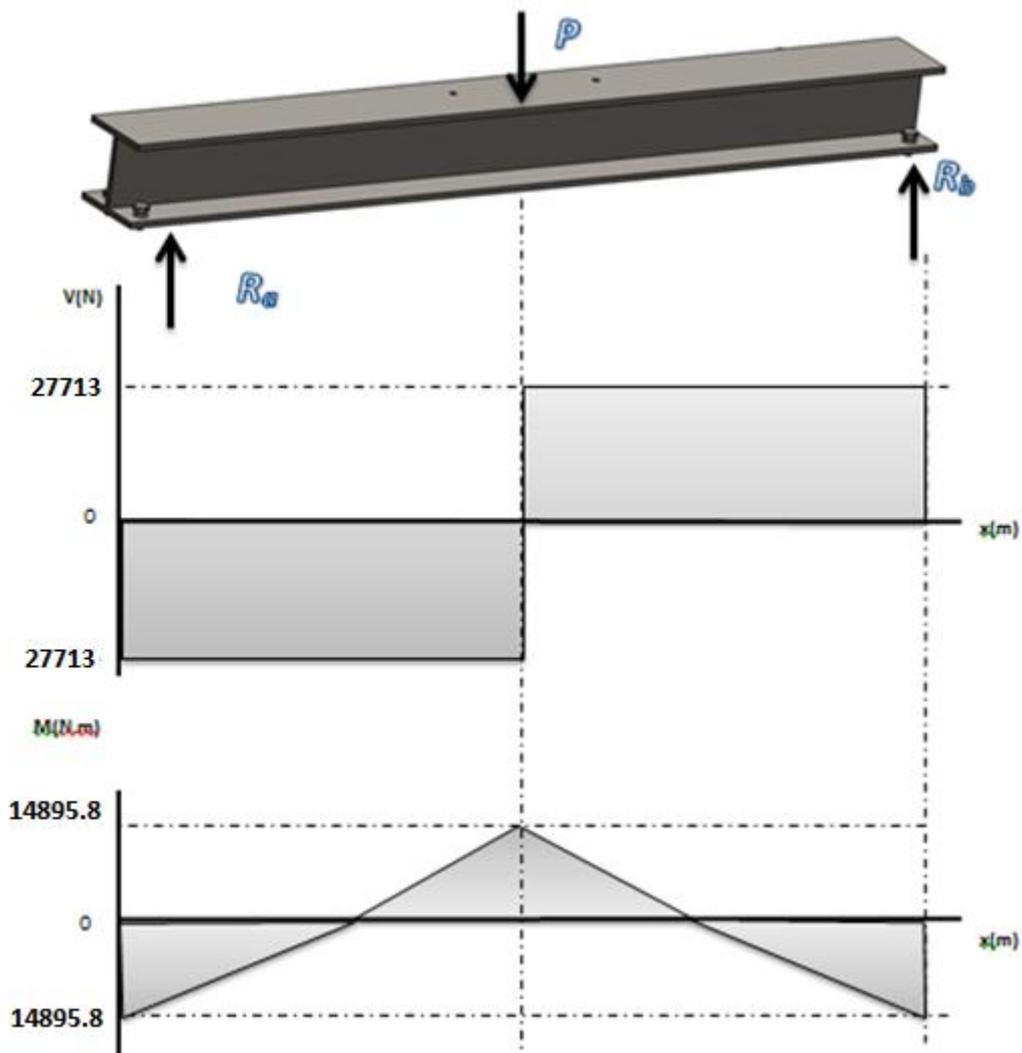


Figura 23 Gráfica de Momentos flectores y momentos Cortantes

f.2.3.2 SELECCIÓN DEL MATERIAL

Por medio de la ecuación 58 se tiene:

$$\sigma_{crit} = \frac{M_{max}}{W_z} \leq \sigma_{adm}$$

El esfuerzo permisible del acero ASTM A36 es 245MPa.

Despejando el valor del Módulo W_x tenemos:

$$W_x = \frac{M_{max}}{\sigma_{adm}}$$

$$W_x = \frac{14895Nm}{245000000 \frac{N}{m^2}}$$

$$W_x = 6.07 \times 10^{-5} m^3$$

DENOMINACION	DIMENSIONES					SECCION PESOS		TIPOS			
	h mm	b mm	s mm	t mm	r mm	cm ²	Kg/mt	I _x cm ⁴	I _y cm ⁴	W _x cm ³	W _y cm ³
HEB 100	100	100	6.00	10.00	12	26.00	20.40	450	167	89	33.50
HEB 120	120	120	6.50	11.00	12	34.00	26.70	864	318	144	52.90
HEB 140	140	140	7.00	12.00	12	43.00	33.70	1510	550	216	78.50
HEB 160	160	160	8.00	13.00	15	54.30	42.60	2490	889	311	111.00
HEB 180	180	180	8.50	14.00	15	65.30	51.20	3830	1360	426	151.00

Tabla de Características del perfil HEB

Observando el valor del módulo del perfil HEB 100 se comprueba que la utilización de ese perfil será adecuado para el diseño

f.2.3.4 SIMULACIÓN

Tabla 9 Resultados del estudio

Nombre	Tipo	Mín.	Ubicación	Máx.	Ubicación
Tensiones	VON: Tensión de von Mises	274234 N/m ² Nodo: 10773	(56.6184 mm, 498.497 mm, 214.19 mm)	1.48927e+008 N/m ² Nodo: 17489	(-127.125 mm, 44.2894 mm, 106.062 mm)
Desplazamientos	URES: Desplazamiento resultante	0 mm Nodo: 80	(-128.57 mm, -1160.71 mm, - 8.63198e-012 mm)	1.45155 mm Nodo: 17442	(-134.619 mm, -112.363 mm, 103.254 mm)

Nombre de modelo: simulacion 1
 Nombre de estudio: Estudio 2
 Tipo de resultado: Static tensión nodal Tensiones1
 Escala de deformación: 1

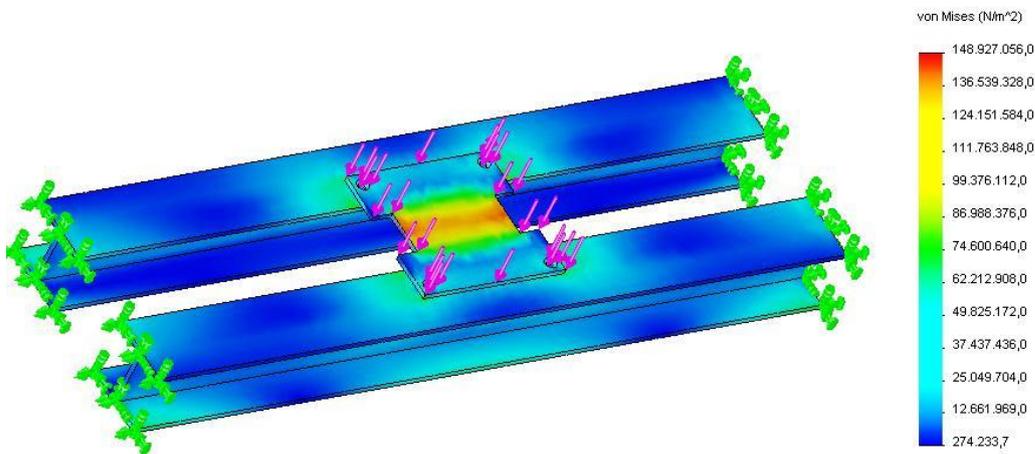


Figura 24 Simulación Tensiones

Nombre de modelo: simulacion 1
Nombre de estudio: Estudio 2
Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1
Escala de deformación: 1

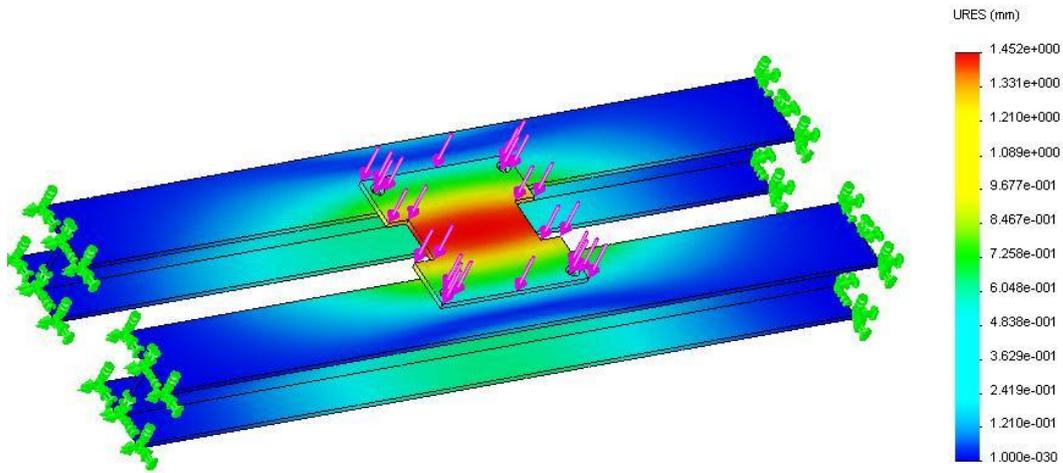


Figura 25 Simulación Desplazamientos

Conclusión: Los resultados obtenidos en la simulación respaldan la selección de este perfil EHB 100, ya que el valor máximo de tensión que soporta la estructura es de 148.9Mpa, y el valor del límite elástico del acero ASTM A 36 es 240 MPA por lo tanto la estructura no presentará una deformación permanente.

f.3 ANÁLISIS DE RESISTENCIA DE MATERIALES DEL CIRCUITO DE ELEVACIÓN

f.3.1 DISEÑO DEL BASTIDOR DE CABINA

Según la Norma EN-81 el diseño del bastidor debe tomar en cuenta tres aspectos de trabajo:

1. Funcionamiento normal: El ascensor realiza el desplazamiento de las personas/carga sin que exista ningún tipo de fuerza externa al mecanismo que se oponga al desplazamiento del mismo.
2. Bajo el funcionamiento del paracaídas: Por aumento de la velocidad nominal de funcionamiento se activa el mecanismo de paracaídas el mismo que frenará la cabina de manera progresiva adicionando fuerzas axiales al bastidor de cabina.
3. Bajo el choque con los amortiguadores: Este es el caso de seguridad en el que en la última parada por cualquier motivo el ascensor no se detenga y que descienda con una velocidad inferior a la de activación del sistema de paracaídas, de esta manera se producirá la detención de la cabina por el choque con los amortiguadores ubicados en piso del pozo.

Por facilidad a la construcción se opta por el siguiente modelo de bastidor, el mismo que está constituido por perfiles normalizados UPN de acero ASTM A 36 que se dispone en el mercado.

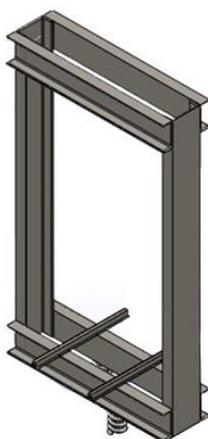


Figura 26 Estructura del bastidor de cabina.

f.3.1.1 DIMENSIONES FÍSICAS DEL BASTIDOR

Para seleccionar las dimensiones del bastidor y cabina existen dos parámetros que se tomarán en cuenta.

1. Dimensiones del hueco/pozo donde se colocará el ascensor.
2. Normativas.

f.3.1.1.1 DIMENSIONES DEL HUECO

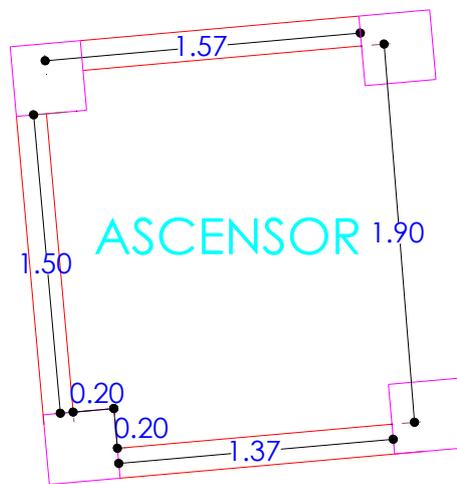


Figura 27 Medidas del pozo para el ascensor

En base al desarrollo de los cálculos, se ha optado que las dimensiones del bastidor sean de 1.7m de ancho. Además como se está disponiendo de la utilización de dos perfiles UPN tanto para el larguero superior como inferior, se dimensionará del mismo perfil por facilidad de compra y construcción, ya que en el mercado se ofrece los UPN de 6m a 12m así que, si se dimensiona los 4 largueros del mismo perfil se utilizaría 6.8m sobrando 5.2m de perfil que será utilizado en el bastidor del contrapeso.

Según la Normativa Europea en lo que se refiere a la altura de la cabina dice que la altura libre interior de la cabina debe ser de dos metros como mínimo.

De acuerdo con esta normativa el bastidor deberá tener más de 2m de largo ya que la cabina se encuentra en el centro del bastidor por lo que se decide para este una altura de

3 metros el mismo que permitirá tener un buen rango de trabajo, además que se optimizará el material ya que el UPN se vende en medida de 6m que es justo el valor que se tendrá con los postes de 3m cada uno.

f.3.1.2 PROCESO DE CÁLCULO DEL BASTIDOR DE CABINA

Para iniciar con el proceso de cálculo del bastidor se debe contar con el peso de la cabina, equivalente a la suma entre la cabina y el bastidor.

f.3.1.2.1 PESO DE LA CABINA

Partiendo de las medidas ya establecidas de:

Ancho 1m
 Largo 1.5m
 Altura 2.20m

Se diseña la cabina de la siguiente manera:

El armazón de la cabina se fabricará de un perfil ángulo AL 30x3 utilizando un total de 18.8m cuyo peso es de 1.36 Kg/m

Tabla 10 Perfil de ángulo

DENOMINACIÓN	DIMENSIONES		PESO		ÁREA
	Mm				
	a	E	kg/m	kg/5m	cm2
AL 20X2	20	2	0.60	3.62	0.76
AL 20X3	20	3	0.87	5.27	1.11
AL 25X2	25	2	0.75	4.56	0.96
AL 25X3	25	3	1.11	6.68	1.41
AL 25X4	25	4	1.45	8.75	1.84
AL 30X3	30	3	1.36	8.13	1.71
AL 30X4	30	4	1.77	10.63	2.24

$$P = P_{\text{perfil}} * \text{longitud}$$

Ecuación 33

$$P = 1.36 \frac{kg}{m} * 18.8m$$

$$Pa = 25.57Kg$$

Las tres paredes serán de planchas laminadas al caliente de 2mm de espesor de acero A36; en el catálogo de DIPAC suministran la siguiente ecuación para calcular el peso de la plancha.

$$p1 = \frac{L*A*e*7.85}{1000} \quad \text{Ecuación 34}$$

Donde:

- L Largo (mm)
- A Ancho (mm)
- e Espesor (mm)

f.3.1.2.1.1 PARED LATERAL

$$p1 = \frac{1000mm * 2200mm * 2mm * 7.85 \frac{kg}{mm^3}}{1000000}$$

$$p1 = 34.54Kg$$

f.3.1.2.1.2 PARED POSTERIOR

$$P2 = \frac{1500mm * 2200mm * 2mm * 7.85 \frac{kg}{mm^3}}{1000000}$$

$$p2 = 51.81Kg$$

f.3.1.2.1.3 PISO Y TECHO

Tanto para el piso como para el techo se decide utilizar planchas antideslizantes de Acero ASTM A36 de 5mm de espesor.

$$p3 = \frac{1000mm * 1500mm * 5mm * 7.85 \frac{kg}{mm^3}}{1000000}$$

$$p3 = 58.87Kg$$

A parte de la estructura de la cabina se decide colocar por razones decorativas paredes de melamina de 9mm y un espejo de 3mm de 1m x 1.45m de área.

La densidad de la melamina es de 700Kg/m³

f.3.1.2.1.4 MASA DE LA PARED LATERAL

$$P = L * A * e * \delta$$

Ecuación 35

$$Pm1 = 2m * 1m * 0.009m * 700 \frac{Kg}{m^3}$$

$$Pm1 = 12.6Kg$$

f.3.1.2.1.5 MASA DE LA PARED POSTERIOR (Ecuación 34)

$$P = L * A * e * \delta$$

$$Pm2 = 2m * 1.5m * 0.009m * 700 \frac{Kg}{m^3}$$

$$Pm2 = 18.9Kg$$

f.3.1.2.1.6 MASA DEL ESPEJO (Ecuación 34)

Densidad: 2500Kg/m³

$$P = L * A * e * \delta$$

$$Pe = 1.45m * 1m * 3m * 2500 \frac{Kg}{m^3}$$

$$Pe = 10.87Kg$$

Realizando una suma de los pesos de las planchas de acero, planchas de melanina, del armazón y del vidrio se tiene:

$$Pc = P1 + P2 + P3 + Pm1 + Pm2 + Pe + Pa$$

$$Pc = (2x34.54Kg) + 51.81Kg + (2x58.87Kg) + (2x12.6Kg) + 18.9Kg \\ + 10.87Kg + 25.57Kg$$

$$Pc = 319.17Kg$$

Además se calculará la utilización de recubrimiento de mármol para el piso, aunque el mismo no consta en este diseño por aspecto económico; según proveedores, el mármol de 1cm de espesor tiene un peso de 30kg/m² en este caso por la ecuación 35 el peso sería de:

$$Pr = Area\ de\ cabina * Peso\ marmol \quad \text{Ecuación 36}$$

$$Pr = 1.5m^2 * 30 \frac{Kg}{m^2}$$

$$Pr = 45Kg$$

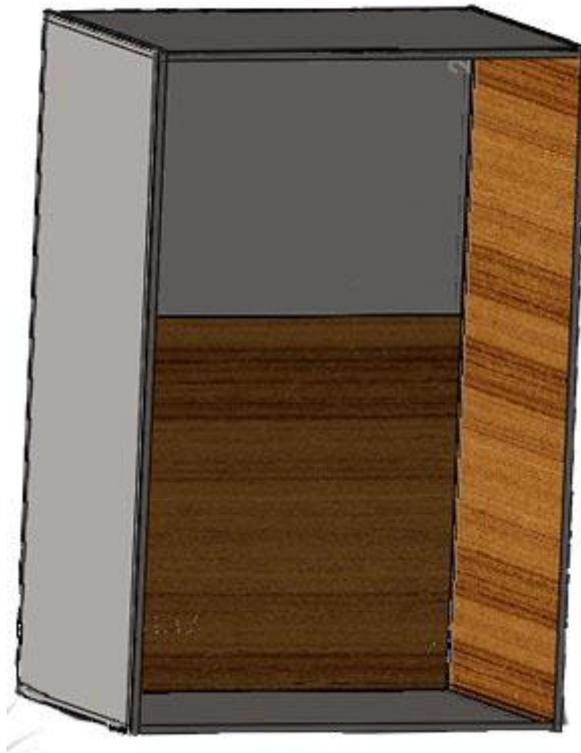


Figura 28 Cabina de Ascensor.

f.3.1.2.2 PESO DEL BASTIDOR.

Otro factor a tomar en cuenta en el diseño del bastidor es el peso del mismo ya que este influirá en la fuerza de ascensión, para poder estimar este peso se procederá a calcular un larguero sin la influencia del bastidor, una vez seleccionado el perfil para este larguero se supondrá que toda la estructura estará compuesta del mismo y de esta manera se podrá estimar el peso del bastidor, el mismo que servirá para realizar el cálculo completo de la estructura.

El procedimiento que se realizará a continuación se explicará a detalle posteriormente.

De igual manera que en los cálculos posteriores se está utilizando las fórmulas de las tablas de *reacciones de apoyo de fuerzas transversales, momentos flectores y desplazamientos en vigas hiperestáticas de un solo plano*, del libro de “Manual de Resistencia de Materiales” de G. S. Pisarenko pag352.

f.3.1.2.2.1 CARGA REPARTIDA

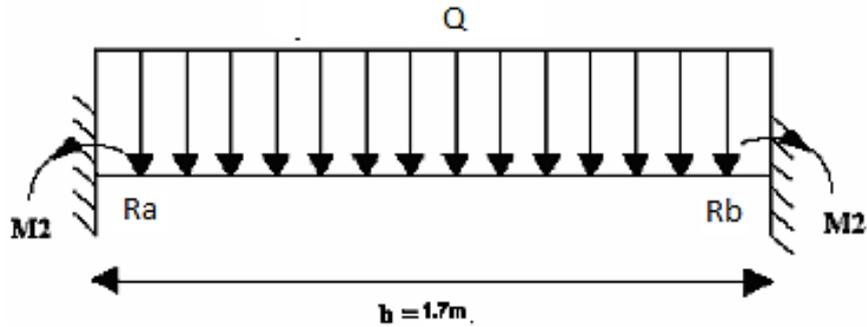


Figura 29 Carga Repartida en el Larguero inferior

Carga repartida que actúa en el larguero inferior

Pc: 319.17kg.

Cu: 640Kg.

Fs: 7

Ψ : 1.07

$$q = \frac{(pc+cu)*9.81\frac{m}{s^2}*fs*\psi}{l} \quad \text{Ecuación 37}$$

$$q = \frac{(319.17Kg + 640Kg) * 9.81\frac{m}{s^2} * 7 * 1.07}{1.7m}$$

$$q = 41456.96 \frac{N}{m}$$

f.3.1.2.2.2 CÁLCULOS DE REACCIONES

$$Ra = \frac{q*l}{2} \quad \text{Ecuación 38}$$

$$Ra = \frac{41456.96 \frac{N}{m} * 1.7m}{2}$$

$$Ra=35238N$$

f.3.1.2.2.3 CÁLCULOS DE MOMENTOS

$$Ma = \frac{q \cdot l^2}{12} \quad \text{Ecuación 39}$$

$$Ma = \frac{41456.96 \frac{N}{m} * (1.7m)^2}{12}$$

$$Ma = 9984.22 Nm$$

f.3.1.2.2.4 MÓDULO WZ

$$Wx = \frac{Ma}{\sigma_{adm}} \quad \text{Ecuación 40}$$

$$Wx = \frac{9984.22 Nm}{245000000 \frac{N}{m^2}}$$

$$Wx = 4.075 \times 10^{-5} m^3$$

Este valor del módulo en el eje x de 60.7cm^3 corresponde a un Perfil UPN 120 según la tabla 36.

Para estimar el peso en la estructura hay que recordar las dimensiones que se habían establecido para el bastidor.

Tabla 11 Dimensiones establecidas para el Bastidor

	Cantidad	Longitud unitaria	Longitud total
Larguero	4	1.7m	6.8m
Poste	2	3m	6m

Largueros: 1.7m

Postes: 3m

$$P = (\text{larguero} + \text{poste}) * P_{\text{perfil}} \quad \text{Ecuación 41}$$

$$P = (6.8m + 6m) * 13.4 \frac{Kg}{m}$$

$$P = 171.52 Kg$$

f.3.1.2.3 PESO DE CABINA

$$P_c = P_{cabina} + P_r + P_b$$

Ecuación 42

$$P_c = 319.17Kg + 45Kg + 171.52Kg$$

$$P_c = 535.69Kg$$

Optando por un peso de cabina de 550Kg con ese peso se realizarán los cálculos. Este valor se encuentra respaldado por la información obtenida del *libro de Equipos de Elevación, Grúas, Elevadores y Montacargas de Javier García de la Figal Costales* que afirma que el peso propio de la cabina se encuentra entre valores de 600N a 1200N por persona, este caso sería:

$$600N * 8 = 4800N * \frac{1kg}{9.8N} = 489.79Kg$$

$$1200N * 8 = 9600N * \frac{1kg}{9.8N} = 979.59Kg$$

f.3.1.2.4 CÁLCULO DEL BASTIDOR DE CABINA

El factor de seguridad para cabina determinados por el método analítico para bastidores es de 6.75 a 9. (Casillas)

f.3.1.2.4.1 DATOS DE CÁLCULO

Peso de cabina (pc): 550Kg

Carga útil (cu): 640Kg

Factor de seguridad (fs): 7

Metodología: Como ya se ha dicho anteriormente, se analizará las fuerzas que soportará la estructura en tres casos, funcionamiento normal, actuación de paracaídas, y choque con los amortiguadores, con los datos obtenidos se verificará cuál es el caso más extremo de fuerzas y en el mismo se procederá en la selección de material.

f.3.1.3 PRIMER CASO: FUNCIONAMIENTO NORMAL

f.3.1.3.1 FUERZA DE ASCENSIÓN (FASC)

Es la fuerza que imprimirá el conjunto de cables de tracción, además se suma la fuerza de fricción que se presenta en las guías con la cabina (frg). Para calcular las fuerzas de fricción en las guías se incrementan la potencia del motor en un 5-10% del peso de las partes móviles (Costales, 1985), como se ha mencionado en el marco teórico la resistencia presentada por los rodillos es mucho menor a la de los apoyos deslizantes por lo tanto se decide trabajar con un valor de 1:

$$F_{asc} = \left\{ \left((P_c + Q_u) * 9.81 \frac{m}{s^2} \right) * f_s \right\} + f_{rg} \quad \text{Ecuación 43}$$

$$F_{asc} = \left\{ \left((550Kg + 640Kg) * 9.81 \frac{m}{s^2} \right) * 7 \right\} + 139N$$

$$F_{asc} = 81856N$$

f.3.1.3.2 CARGA ADICIONAL POR LA FRICCIÓN

$$F_{friccion} = [0.5 * Q + G + G] * 0.01 \quad \text{Ecuación 44}$$

Donde:

- Q Peso de la carga. (640Kg)
- G Peso propio de la cabina. (550Kg)

$$[0.5 * 640Kg + 550Kg + 550Kg] * 0.01 = 14.2Kg.$$

$$F_f = 14.2kg * \frac{9.8N}{1kg} = 139N.$$

f.3.1.3.3 LARGUERO SUPERIOR

En presente caso de estudio se lo considera como una viga con los extremos empotrados y la carga producida concentrada en el centro de dicho tramo debido a los cables de tracción. El esquema muestra con detalle lo mencionado.

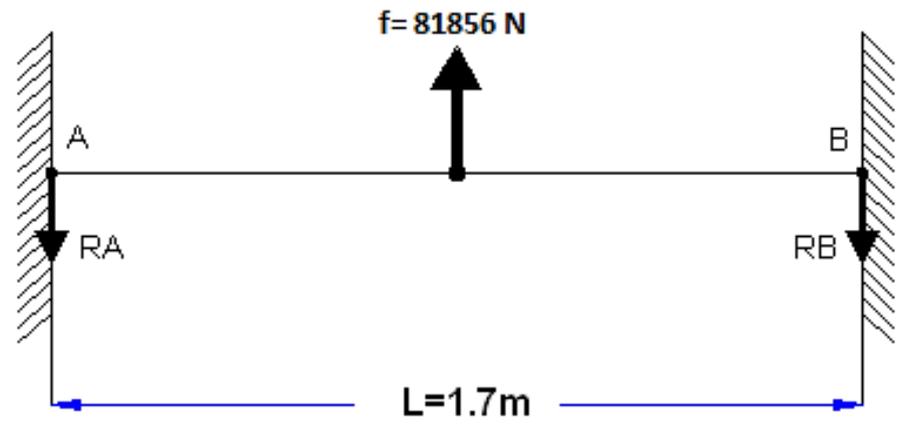


Figura 30 Esquema equivalente de carga en larguero superior.

Por simetría sabemos que las reacciones en los extremos tendrán el mismo valor así como también los momentos pero con dirección opuesta.

Los siguientes cálculos se realizaron con las fórmulas de las tablas de *reacciones de apoyo de fuerzas transversales, momentos flectores y desplazamientos en vigas hiperestáticas de un solo plano*, del libro de “Manual de Resistencia de Materiales” de G. S. Pisarenko pag350.

f.3.1.3.3.1 REACCIONES EN LOS EXTREMOS

$$R_a = \frac{F_{asc}}{2} \quad \text{Ecuación 45}$$

$$R_a = \frac{81856 \text{ N}}{2}$$

$$R_a = 40928 \text{ N}$$

f.3.1.3.3.2 MOMENTOS FLECTORES

$$Ma = \frac{F \times L}{8}$$

Ecuación 46

$$Ma = \frac{81856N \times 1.7m}{8}$$

$$Ma = 17394Nm$$

f.3.1.3.3.3 MOMENTO MÁXIMO

$$z = \frac{L}{2}$$

$$Mmax = \frac{1}{8} * F(3l - 4z)$$

Ecuación 47

$$Mmax = \frac{1}{8} * 81787N(3 * 1.7m - 4 * 0.85m)$$

$$Mmax = 17365Nm$$

f.3.1.3.3.4 DIAGRAMAS

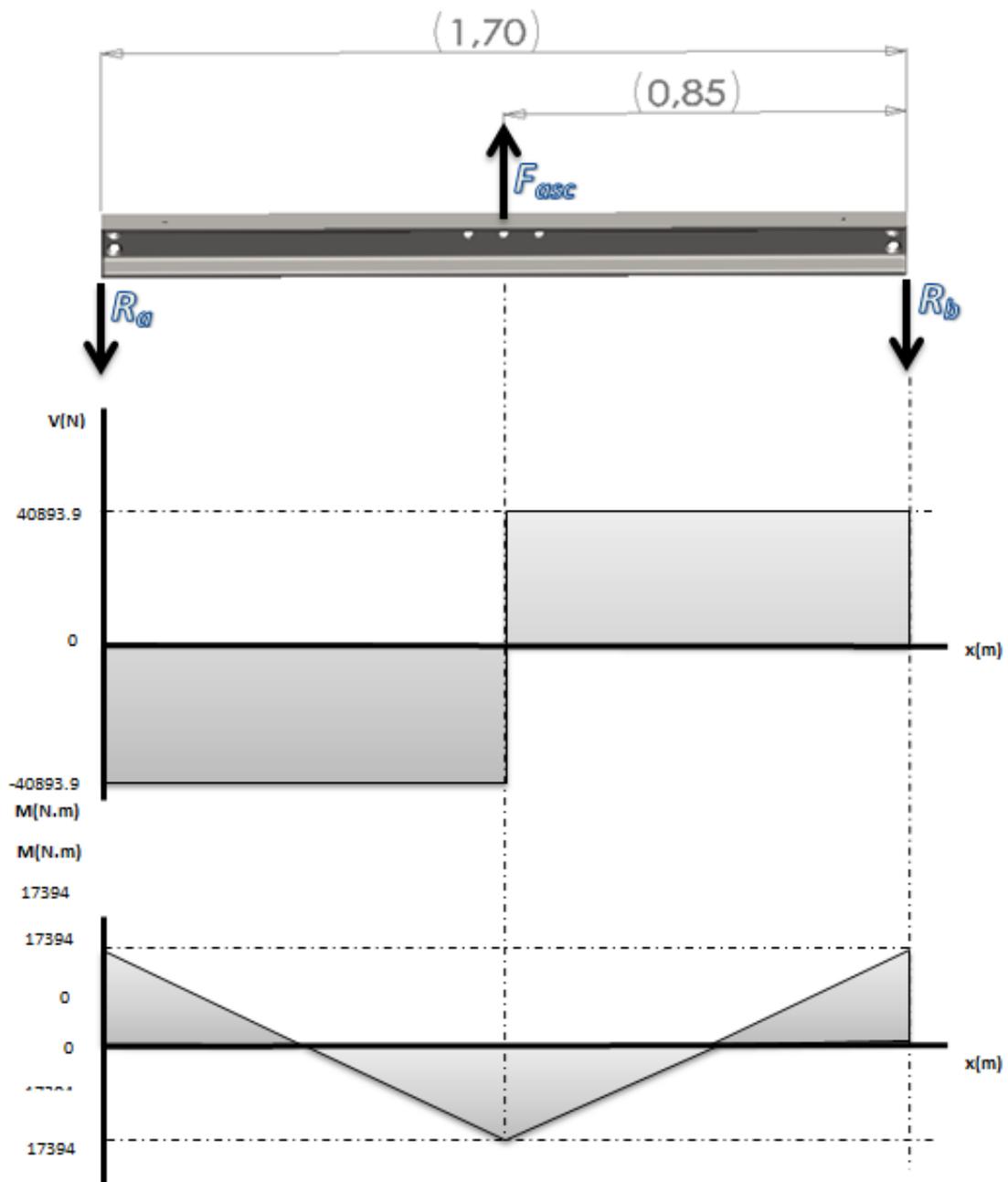


Figura 31 Diagrama de Momentos de flexión Nm en Diagrama de Momentos Cortantes.

f.3.1.3.4 LARGUERO INFERIOR

Para realizar el cálculo del larguero inferior también se tomará como si fuera una pequeña viga con los extremos empotrados pero con carga repartida equivalente a la carga útil del ascensor, más el peso de la cabina. Además por simetría sabemos que las reacciones en los extremos tendrán el mismo valor así como también los momentos pero con dirección opuesta.

Utilizando las fórmulas de las tablas de *reacciones de apoyo de fuerzas transversales, momentos flectores y desplazamientos en vigas hiperestáticas de un solo plano*, del libro de “Manual de Resistencia de Materiales” de G. S. Pisarenko pag352.

f.3.1.3.4.1 CARGA REPARTIDA EN EL LARGUERO INFERIOR (Ecuación 36)

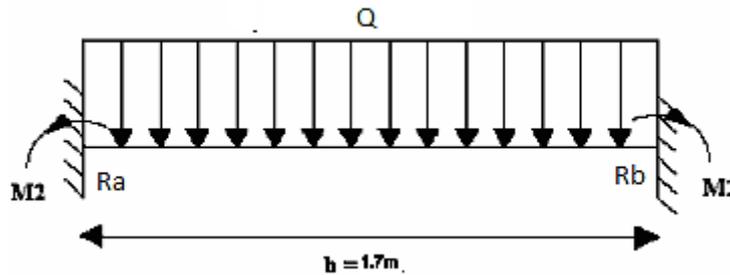


Figura 32 Carga Repartida en el Larguero inferior.

$$q = \frac{(pc + cu) * 9.81 \frac{m}{s^2} * fs}{l}$$

$$q = \frac{(550Kg + 640Kg) * 9.81 \frac{m}{s^2} * 7}{1.7m}$$

$$q = 48069 \frac{N}{m}$$

f.3.1.3.4.2 CÁLCULOS DE REACCIONES (Ecuación 37)

$$Ra = \frac{q * l}{2}$$

$$Ra = \frac{48069 \frac{N}{m} * 1.7m}{2}$$

$$Ra=40858.65N$$

f.3.1.3.4.3 CÁLCULOS DE MOMENTOS (Ecuación 38)

$$Ma = \frac{q * l^2}{12}$$

$$Ma = \frac{48069 \frac{N}{m} * 2.89m^2}{12}$$

$$Ma=11576.6Nm$$

f.3.1.3.4.4 MOMENTO MÁXIMO (Ecuación 38)

$$Mmax = \frac{q * l^2}{24}$$

$$Mmax = \frac{53320 \frac{N}{m} * 2.89m^2}{24}$$

$$Mmax=5788.3Nm$$

f.3.1.3.4.5 DIAGRAMAS

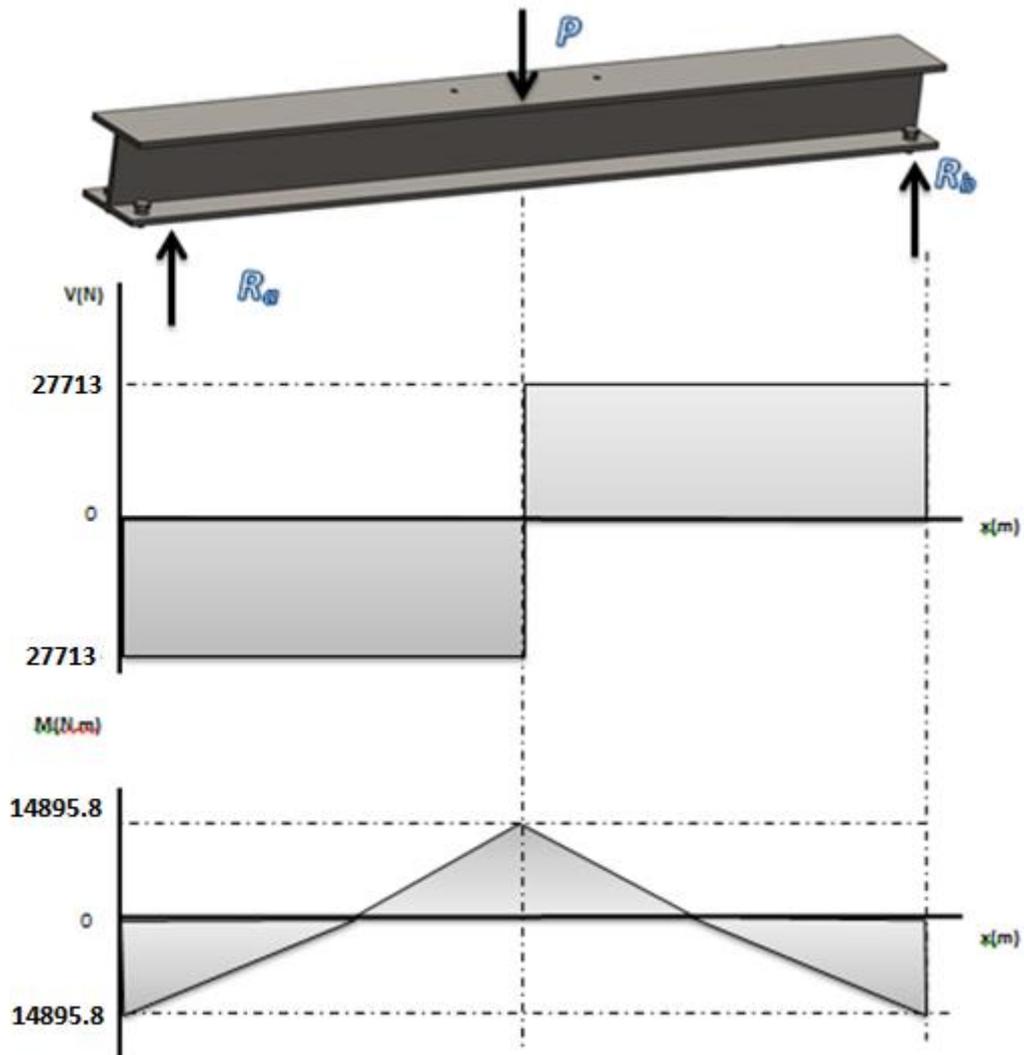


Figura 33 Diagrama de Momentos Flectores y Momentos Cortantes

f.3.1.4 SEGUNDO CASO: BAJO LA ACTUACIÓN DEL PARACAÍDAS.

f.3.1.4.1 LARGUERO INFERIOR

En este caso no se tiene ninguna fuerza de tracción en el larguero superior debido a que por cualquier motivo el cable de tracción no ejerce fuerza vertical ascendente y la cabina ha empezado la caída libre.

f.3.1.4.1.1 ACELERACIÓN DE FRENADA

Para realizar el cálculo del larguero inferior también se tomará como si fuera una pequeña viga con los extremos empotrados pero con carga repartida equivalente a la carga útil del ascensor más el peso de la cabina multiplicado por un coeficiente ψ que es un factor adimensional que tiene que ver con la actuación del paracaídas(DYNATECH).

$$\psi = 1 + \frac{a}{g} \quad \text{Ecuación 48}$$

La normativa EN81 en el artículo C.6.1. Otorga una fórmula que relaciona este parámetro con un coeficiente C1 de valor de 1.15 para ascensores de velocidades de 0.63m/s hasta 1m/s.

$$C1 = \frac{9.8+a}{9.8-a} \quad \text{Ecuación 49}$$

Despejando el valor de a (aceleración de frenada) se tiene:

$$a = \frac{C1 * 9.8 - 9.8}{C1 + 1}$$

$$a = 0.684 \frac{m}{s^2}$$

Del valor de la aceleración de frenada (desaceleración) se puede despejar el tiempo que tomará en detener la cabina.

$$a = \frac{v2-v1}{t} \quad \text{Ecuación 50}$$

Donde:

- V2 velocidad final será igual a 0
- V1 valor en el cual se activa los paracaídas; tabla 35
- t Tiempo que demora la cabina en detenerse.

$$t = \frac{v2 - v1}{a}$$

$$t = \frac{0 - 1.4 \frac{m}{s}}{0.684 \frac{m}{s^2}}$$

$$t = 2s$$

De esta manera se encuentra por medio de la ecuación 47 el coeficiente de seguridad por la actuación del paracaídas.

$$\psi = 1 + \frac{0.684 \frac{m}{s^2}}{9.81 \frac{m}{s^2}}$$

$$\Psi = 1.07$$

f.3.1.4.1.2 CARGA REPARTIDA QUE ACTÚA EN EL LARGUERO INFERIOR (Ecuación 36)

$$q = \frac{(pc + cu) * 9.81 \frac{m}{s^2} * fs * \psi}{l}$$

$$q = \frac{(550Kg + 640Kg) * 9.81 \frac{m}{s^2} * 7 * 1.07}{1.7m}$$

$$q = 51433.8 \frac{N}{m}$$

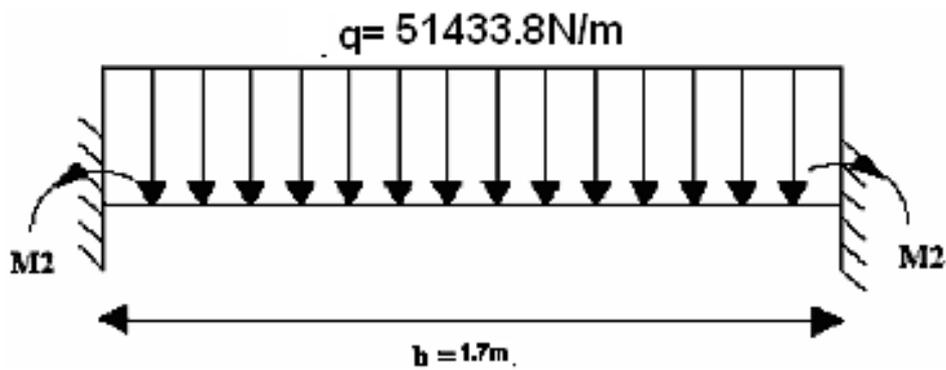


Figura 34 Carga Repartida en el Larguero inferior

f.3.1.4.1.3 CÁLCULOS DE REACCIONES (Ecuación 37)

$$Ra = \frac{q * l}{2}$$

$$Ra = \frac{51433.8 \frac{N}{m} * 1.7m}{2}$$

$$Ra = 43718.7N$$

f.3.1.4.1.4 CÁLCULOS DE MOMENTOS (Ecuación 38)

$$Ma = \frac{q * l^2}{12}$$

$$Ma = \frac{51433.8 \frac{N}{m} * (1.7m)^2}{12}$$

$$Ma = 12386.97Nm$$

f.3.1.4.1.5 MOMENTO MÁXIMO (Ecuación 38)

$$Mmax = \frac{q * l^2}{24}$$

$$Mmax = 6193.4Nm$$

Despejando el valor del módulo W_z tenemos la ecuación 39.

$$W_x = \frac{Ma}{\sigma_{adm}}$$

$$W_x = \frac{12386.97Nm}{245000000 \frac{N}{m^2}}$$

$$W_x = 5.055 \times 10^{-5} m^3$$

Este valor del módulo en el eje x de $50.55cm^3$ corresponde a un Perfil UPN 120 según el catálogo de DIPAC.

f.3.1.4.1.6 DIAGRAMAS

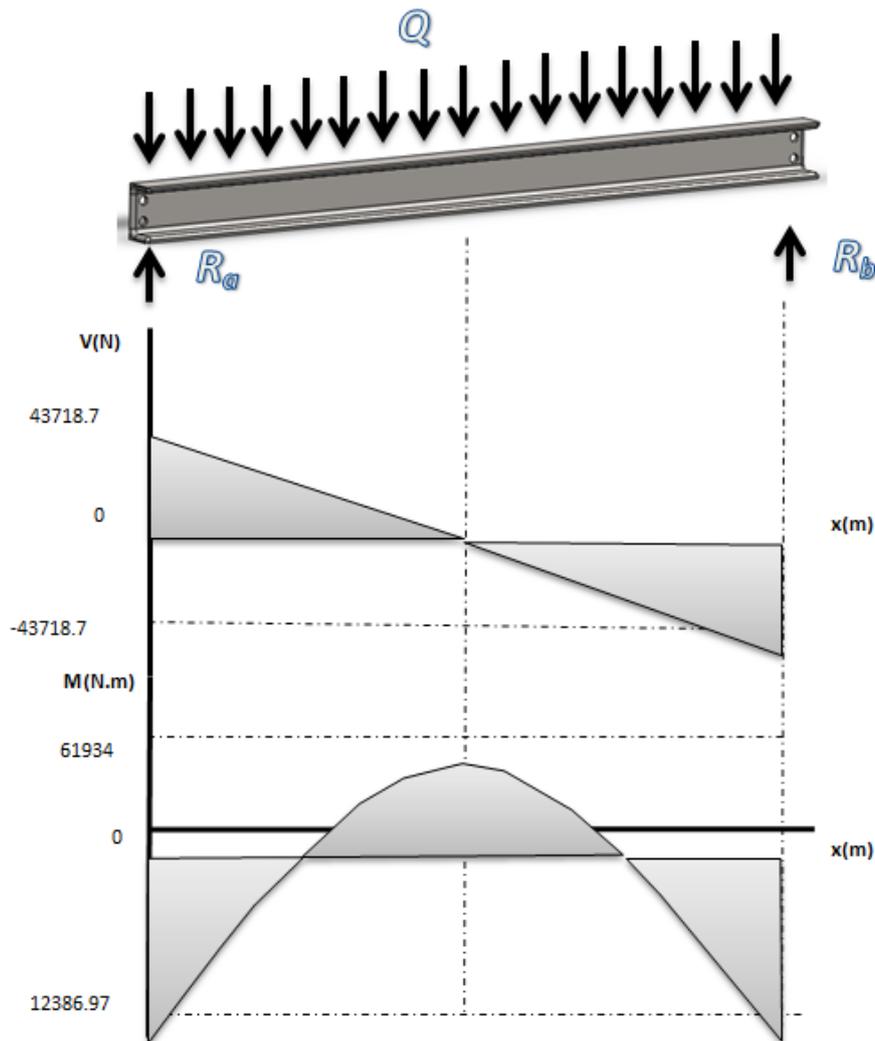


Figura 35 Diagrama de Momentos Flectores, y Momentos Cortantes

f.3.1.4.2 LARGUERO SUPERIOR

A continuación se utilizará el método de cálculos de pórticos del libro “Manual de Resistencia de Materiales” de G. S. Pisarenko pag375.

De acuerdo al “Manual de Resistencia de Materiales” de Pisarenko el método de cálculo de momentos flectores en un pórtico cerrado con carga distribuida como lo muestra la figura 36 obedece a las siguientes fórmulas

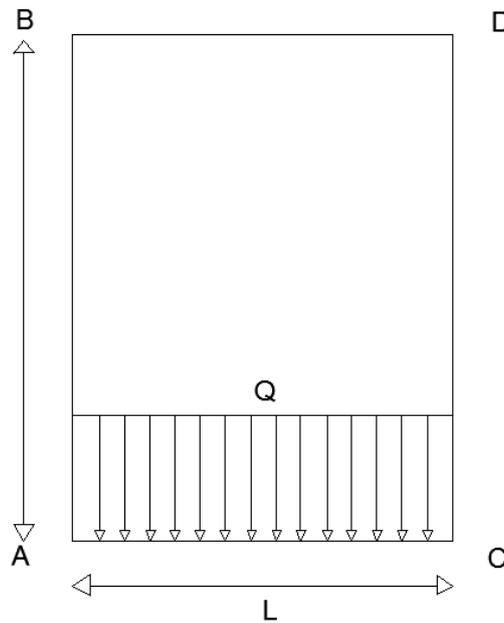


Figura 36 Estructura en pórtico

f.3.1.4.2.1 MOMENTOS FLECTORES EN UN PÓRTICO CERRADO

$$M_A = M_D = \frac{3+2k}{km} p \frac{ql^2}{12} \quad \text{Ecuación 51}$$

$$K = \frac{J_2 h}{J_1 l} \quad \text{Ecuación 52}$$

$$p = \frac{J_2}{J_3}$$

$$n = 1 + p + 6k$$

$$m = (2 + k) + \frac{p}{k} (3 + 2k)$$

Para determinar el momento de inercia J_x es necesario reemplazarlo en la fórmula de momento de un pórtico (ecuación 50) y dejar toda la ecuación en función de J_x (ecuación 52), pero para poder despejar la variable se debe tratar de que sólo se tenga un incógnita por lo tanto el valor de Momento M_a y el Valor de J_x (del larguero inferior) deben ser conocidos.

$$M = \left\{ \left[\frac{(3+2k)}{\left[2 + \frac{J_2 \cdot h}{J_3 \cdot L1} \right] + \frac{p}{k} \left[3 + 2 \frac{J_2 \cdot h}{J_3 \cdot L1} \right]} \right] \cdot p \cdot \frac{qL_1^2}{L_2} \right\} \quad \text{Ecuación 53}$$

El Momento M_a se lo iguala al momento en los extremos del larguero inferior representándolo como una viga perfectamente empotrada, este procedimiento ya se lo ha realizado dando como resultado $M_a=12386.97\text{Nm}$.

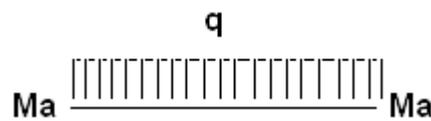


Figura 37 Momento M_a .

Con el valor hallado del momento en los extremos del larguero inferior M_a , se puede calcular el módulo sección axial W_x por medio de la división de Momento M_a /límite admisible del material; con éste valor se halla el momento de inercia (J_x2) del larguero inferior dando como resultado $3.64 \times 10^{-6} \text{ m}^4$.

Una vez que se tiene los valores de las incógnitas M_a y J_x2 se puede reemplazar en la fórmula de Momentos de un pórtico (ecuación 52) y despejar el Momento de Inercia J_x del larguero superior. Esta operación se realizó con la ayuda del software *Mathcad* y su función *solve*.

$$M = \left\{ \left[\frac{(3 + 2k)}{\left[2 + \frac{J_2 \cdot h}{J_3 \cdot L1} \right] + \frac{p}{k} \left[3 + 2 \frac{J_2 \cdot h}{J_3 \cdot L1} \right]} \right] \cdot p \cdot \frac{qL_1^2}{L_2} \right\} \text{ solve, } J_2 = -4.125 \times 10^{-6}$$

El valor del momento de Inercia del larguero superior J_x se reemplaza en la ecuación 52 de Momentos de pórticos del larguero superior y se determina el mismo.

$$K = \frac{J_2 h}{J_1 l} = 2$$

$$p = \frac{J_2}{J_3} = 1.33$$

$$n = 1 + p + 6k$$

$$m = (2 + k) + \frac{p}{k}(3 + 2k) = 7.966$$



$$M_b = M_c = -\frac{P}{m} * \frac{ql^2}{12}$$

$$M_b = -\frac{1.133}{7.966} * \frac{51433.8 \frac{N}{m} * 2.89m^2}{12}$$

$$M_b = -1762Nm$$

Comprobamos que el momento en los extremos del larguero inferior en este caso es superior con un valor de 12386.97Nm de acuerdo a este es que se deberá dimensionar los largueros y los postes.

f.3.1.5 TERCER CASO: BAJO EL CHOQUE CON LOS AMORTIGUADORES

f.3.1.5.1 FUERZA DE TRACCIÓN

Debido a que la velocidad de descenso es menor a la que debe actuar el limitador de velocidad se busca ese valor en la tabla 35 que es de 1.4m/s; con este dato se procede al cálculo de la energía cinética de la cabina al momento del choque con los amortiguadores.

f.3.1.5.1.1 ENERGÍA CINÉTICA

$$Ec = \frac{m(v^2)}{2} \quad \text{Ecuación 54}$$

$$Ec = \frac{\left\{ (550Kg + 640Kg) * 9.81 \frac{m}{s^2} \right\} * \left(1.4 \frac{m}{s} \right)^2}{2}$$

$$Ec = 11440J.$$

La energía cinética calculada se la tomará como si fuera energía potencial de una masa que cae desde la altura máxima del edificio, de esta manera se despejará la masa y ese valor será igual a la fuerza de tracción que ejercen los cables en dirección opuesta a la caída libre de la cabina.

$$Ep = Ec$$

f.3.1.5.1.2 ENERGÍA POTENCIAL

$$Ep = m * g * h$$

Ecuación 55

$$m = \frac{Ep}{g * h}$$

$$m = \frac{11440 \frac{kgm}{s^2} m}{9.8 \frac{m}{s^2} * 14m}$$

$$m = 83.38kg * \frac{9.8N}{1kg} = 816.95N$$

Al igual que en los procedimientos anteriores se multiplicará un factor de seguridad de 7.

$$F = 816.95N * 7 = 5725.7N$$

f.3.1.5.2 LARGUERO SUPERIOR

El procedimiento de cálculo será realizado al igual que en el primer caso.

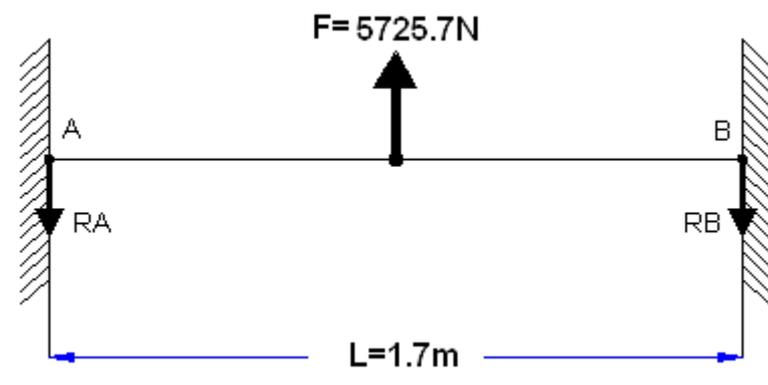


Figura 38 Esquema equivalente de carga en larguero superior

f.3.1.5.2.1 REACCIONES EN LOS EXTREMOS (ecuación 44)

$$Ra = \frac{Fasc}{2}$$

$$Ra = \frac{5725.7N}{2}$$

$$Ra = 2863N$$

f.3.1.5.2.2 MOMENTOS FLECTORES (Ecuación 45)

$$Ma = \frac{F \times L}{8}$$

$$Ma = \frac{5725.7N \times 1.7m}{8}$$

$$Ma = 1216.7Nm$$

f.3.1.5.2.3 MOMENTO MÁXIMO (Ecuación 46)

$$z = \frac{L}{2}$$

$$Mmax = \frac{1}{8} * F(3l - 4z)$$

$$Mmax = \frac{1}{8} * 5725.7N(3 * 1.7m - 4 * 0.85m)$$

$$Mmax = 1216.7Nm$$

f.3.1.5.2.4 DIAGRAMAS

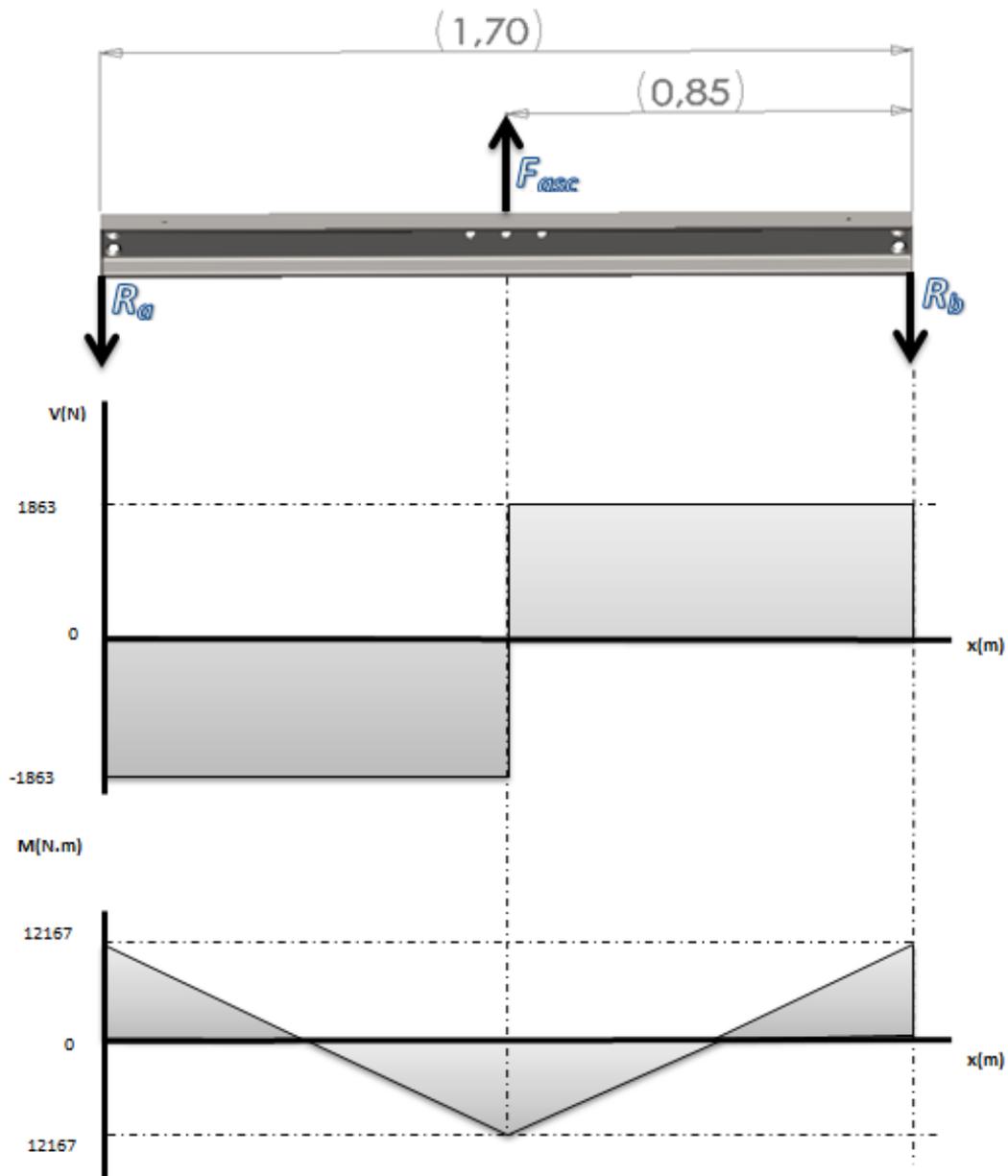


Figura 39 Diagramas de Momentos flectores de Momentos Cortantes

f.3.1.5.3 LARGUERO INFERIOR

Tanto el número de amortiguadores como la fuerza que imprimirá cada uno ya se encuentra calculado en el apartado referente a los amortiguadores, teniendo el resultado de una fuerza para cada amortiguador de 11674N.

Por otro lado la carga repartida se encuentra aumentada por ψ que como se explica en el apartado anterior es de 1.07.

Tanto la fuerza de los amortiguadores como la carga repartida actúan sobre el larguero inferior. Como el bastidor es simétrico y las cargas también, los momentos internos en los extremos del larguero superior (M1 y M2) serán idénticos de esta manera se procede análogamente a los dos casos anteriores.

f.3.1.5.3.1 CARGA REPARTIDA QUE ACTÚA EN EL LARGUERO INFERIOR (Ecuación 36)

$$q = \frac{(pc + cu) * 9.81 \frac{m}{s^2} * fs * \psi}{l}$$

$$q = \frac{(550Kg + 640Kg) * 9.81 \frac{m}{s^2} * 7 * 1.07}{1.7m}$$

$$q = 51433.8 \frac{N}{m}$$

Como se ha mencionado al inicio de esta sección de cálculo, se ha optado por utilizar un bastidor que posee dos largueros tanto superiores como inferiores de esta manera la gráfica de fuerzas que soportará cada larguero inferior es la siguiente.

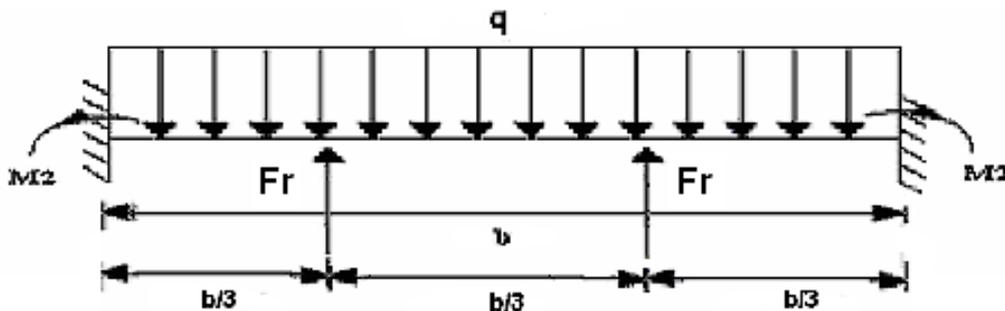


Figura 40 Disposición de los resortes en cada larguero inferior

Calculando la primera parte sin la acción de los resortes tenemos:

f.3.1.5.3.2 CÁLCULOS DE REACCIONES (Ecuación 37)

$$Ra = \frac{q * l}{2}$$

$$Ra = \frac{51433.8 \frac{N}{m} * 1.7m}{2}$$

$$Ra=43718.7N$$

f.3.1.5.3.3 CÁLCULOS DE MOMENTOS (Ecuación 38)

$$Ma = \frac{q * l^2}{12}$$

$$Ma = \frac{51433.8 \frac{N}{m} * (1.7m)^2}{12}$$

$$Ma=12386.97Nm$$

f.3.1.5.3.4 MOMENTO MÁXIMO (Ecuación 38)

$$Mmax = \frac{q * l^2}{24}$$

$$Mmax = \frac{51433.8 \frac{N}{m} * 2.89m^2}{24}$$

$$Mmax=6193.4Nm$$

Bajo la acción de los resortes pero sin carga repartida.

Nuevamente se utilizará el método del libro de *Manual de Resistencia de materiales de Pisarenko, pag.351* en las tablas de fórmulas para vigas hiperestáticas. Teniendo la siguiente simbología

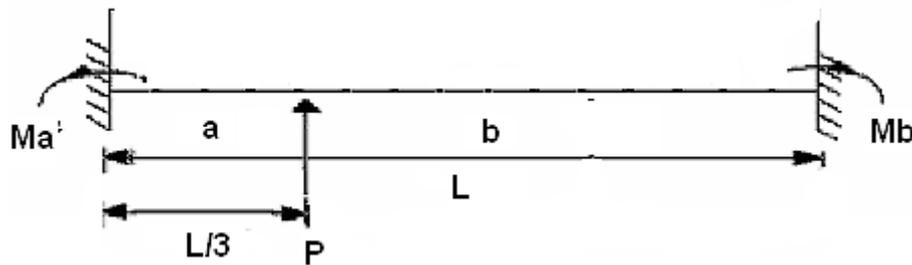


Figura 41 Viga hiperestática empotrada en ambos extremos

Datos:

- a: 0.566m
- b: 1.133m
- L: 1.7m
- P: 11674N

f.3.1.5.3.5 CÁLCULO DE REACCIONES

$$Ra_1 = \frac{P \cdot b^2 \cdot (3a + b)}{L^3} \quad \text{Ecuación 56}$$

$$Ra_1 = \frac{11674N \cdot (1.133m)^2 \cdot (3 \cdot 0.566m + 1.133m)}{(1.7m)^3}$$

$$Ra_1 = 8635.2N$$

$$Ra_2 = \frac{P \cdot a^2 \cdot (3b + a)}{L^3}$$

$$Ra_2 = \frac{11674N \cdot (0.566m)^2 \cdot (3 \cdot 1.133m + 0.566m)}{(1.7m)^3}$$

$$Ra_2 = 3018N$$

Las reacciones que tendrán cada extremo será la suma de las reacciones Ra y Rb de cada larguero por la disposición de los resortes como se puede ver en la figura 41, además como el bastidor es simétrico y las cargas también, las reacciones y los momentos internos en los extremos del larguero superior (M1) serán idénticos además de los momentos internos en los extremos del larguero inferior (M2).

f.3.1.5.3.6 SUMATORIA DE REACCIONES

$$Ra = Ra_1 + Ra_2$$

$$Rt = 8635.2N + 3018N$$

$$Rt = 11383.2N$$

f.3.1.5.3.7 CÁLCULO DE MOMENTOS

$$Ma_1 = P * a * \frac{b^2}{l^2} \quad \text{Ecuación 57}$$

$$Ma_1 = 11674N * 0.566m * \frac{(1.133m)^2}{(1.7m)^2}$$

$$Ma = 2934.9Nm$$

$$Ma_2 = P * b * \frac{a^2}{l^2}$$

$$Ma_2 = 11674N * 1.133m * \frac{(0.566m)^2}{(1.7m)^2}$$

$$Ma_2 = 1466Nm$$

f.3.1.5.3.8 SUMATORIA DE MOMENTOS

$$Ma = Ma_1 + Ma_2$$

$$Ma = 2935Nm + 1466Nm$$

$$Ma = 4401Nm$$

f.3.1.5.3.9 REACCIONES TOTALES

Sumando las reacciones de los casos anteriores sin la acción del choque de los resortes y bajo la acción de estos. Hay que tener en cuenta las direcciones de las fuerzas ya que los sentidos son opuestos en ambos casos.

$$Rat = Ra + Rt$$

$$Rat = 43718N + (-11383.2N)$$

$$Rat = 32335N$$

f.3.1.5.3.10 MOMENTO MÁXIMO

$$Mmax = 2p \frac{a^2 * b^2}{l^3} \quad \text{Ecuación 58}$$

$$Mmax = 2 * 11674N \frac{(0.56m)^2 * (1.13m)^2}{(1.7m)^3}$$

$$Mmax=1903Nm$$

f.3.1.5.3.11 MOMENTOS TOTALES

Los momentos resultantes serán la suma de los momentos por medio del principio de Sobre-posición.

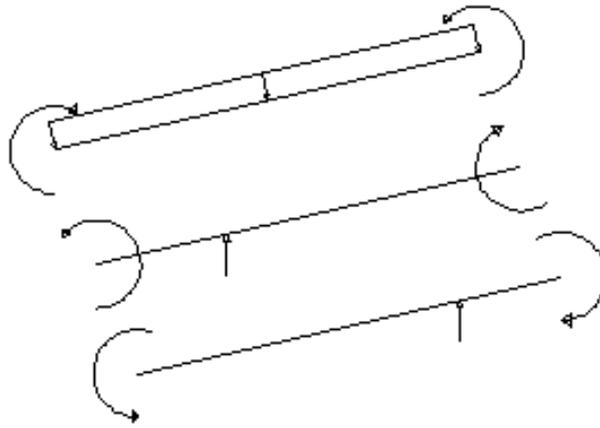


Figura 42 Sumatoria de Momentos en un larguero inferior

f.3.1.5.3.12 MOMENTO TRANSMITIDO AL POSTE

$$M_a = M_a + M_t$$

$$M_a = 11576.6\text{Nm} + (-4401\text{Nm})$$

$$M_a = 7175\text{Nm}$$

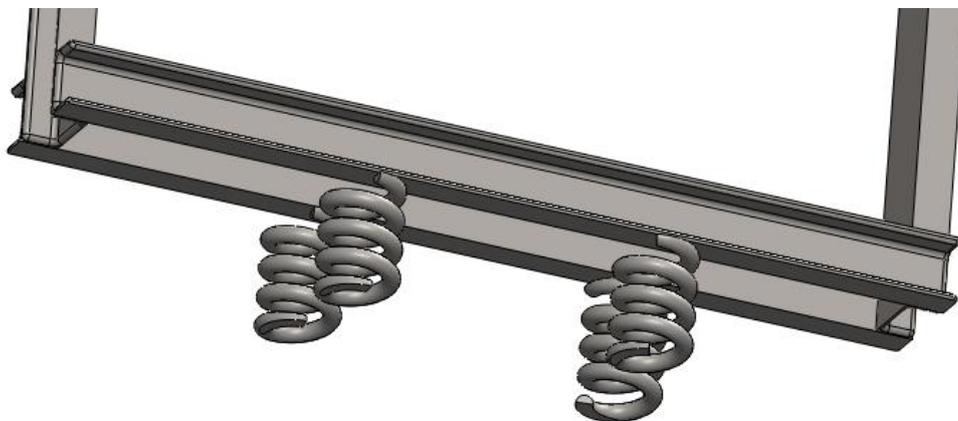


Figura 43 Disposición de los resortes en los largueros inferiores

f.3.1.5.3.13 DIAGRAMAS

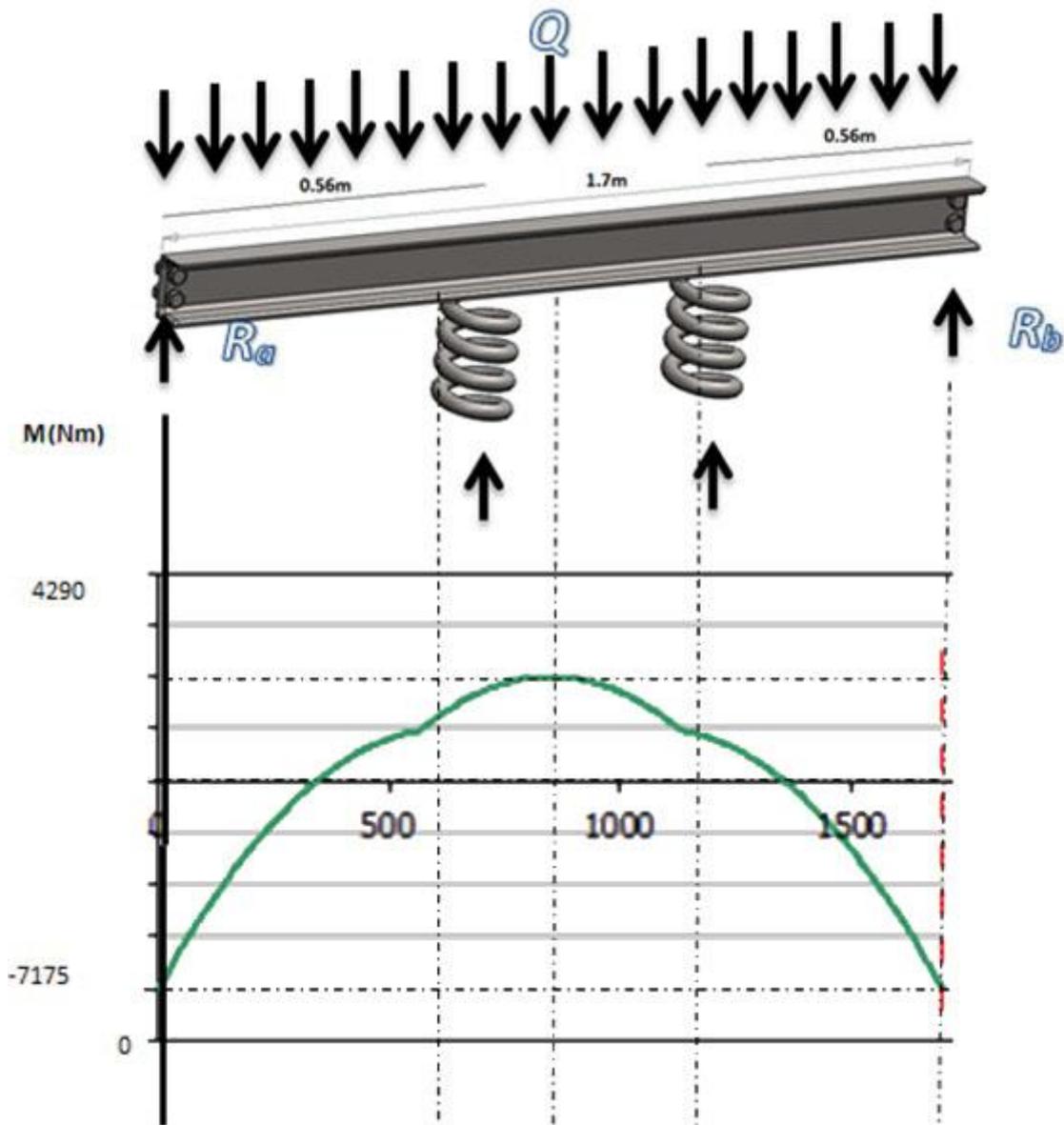


Figura 44 Momentos flectores

f.3.1.6 SELECCIÓN DEL MATERIAL.

Una vez que se ha determinado los esfuerzos que se producen en la estructura del bastidor en los tres casos de estudio planteados, se procede a dimensionar el tipo de perfil UPN bajo los mayores esfuerzos producidos. A continuación se tiene un desglose de los momentos en cada uno de los tipos de funcionamiento.

Tabla 12 Momentos en el larguero superior e inferior

Tipo de funcionamiento	Momento en el larguero superior	Momento en el larguero inferior
Funcionamiento Normal	17394Nm	11576.6Nm
Bajo la acción del paracaídas	1762Nm	12386.47Nm
Bajo el choque con los amortiguadores	1216.7Nm	7175Nm

Según los datos obtenidos, el bastidor deberá ser dimensionado para el caso más extremo es decir bajo el funcionamiento normal teniendo un Momento de 17394Nm

Por medio de la ecuación 58 se obtiene:

$$\sigma_{crit} = \frac{M_{max}}{W_z} \leq \sigma_{adm} \quad \text{Ecuación 59}$$

Donde:

- σ_{crit} : Límite crítico del material
- σ_{adm} : Esfuerzo permisible del material
- M_{max} : Momento máximo

El esfuerzo permisible del acero ASTM A36 es 245MPa

f.3.1.6.1 MÓDULO

Despejando el valor del Módulo W_z de la ecuación 58 tenemos:

$$W_x = \frac{M_{max}}{\sigma_{adm}}$$

$$W_x = \frac{17365Nm}{245000000 \frac{N}{m^2}}$$

$$W_x = 7.087 \times 10^{-5} m^3$$

Una vez que se ha hallado el valor del módulo en el eje x de 70.87cm³ se busca en el catálogo de DIPAC un Perfil UPN que tenga ese valor de módulo, en este caso el perfil a utilizar es un UPN 140, pero como en la estructura consta de dos largueros se propone utilizar 2 perfiles UPN 120. A continuación tenemos su comprobación.

Tabla 13 Datos de perfil UPN 120

DIMENSIONES								TIPOS				
DENOMINACIÓN	h	s	g	t	R	R1	SECCI ÓN	PESOS	lx	ly	Wx	Wy
	mm	mm	mm	mm	mm	cm4	cm2	kg/mt	cm4	cm4	cm3	cm3
UPN 50	50	38	5.00	7.00	7.00	3.50	7.12	5.59	26.40	9.12	10.60	3.75
UPN 65	65	48	5.50	7.50	7.50	4.00	9.03	7.09	57.50	14.0	17.70	5.07
UPN 80	80	45	6.00	8.00	8.00	4.00	1.10	8.64	106.00	19.40	26.50	6.36
UPN 100	100	50	6.00	8.50	8.50	4.50	13.50	10.60	206.00	29.30	41.20	8.49
UPN 120	120	55	7.00	9.00	9.00	4.50	17.00	13.40	364.00	43.20	60.70	11.10
UPN 140	140	60	7.00	10.00	10.00	5.00	20.40	16.00	605.00	62.70	86.40	14.80
UPN 160	160	65	7.50	10.50	10.50	5.50	24.00	18.80	905.00	85.30	116.00	18.30

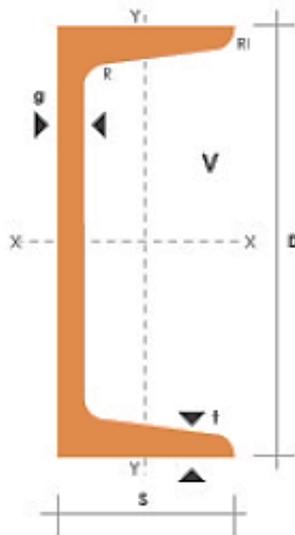


Figura 45 Perfil UPN

Tabla 14 Catálogo DIPAC

<i>I= Momento de Inercia W=Momento de resistencia R= Radio de Inercia, siempre referido al eje de flexión correspondiente.</i>												
UPN	Dimensiones (mm)						Área cm ²	Peso Kg/m	Momento respecto a los ejes			
									EJE X-X		EJE Y-Y	
	h	b	s	t	r1	r2			Ix cm ⁴	Wx cm ³	Iy cm ⁴	Wy cm ³
120	120	55	7	9	9	4.5	17	13.4	364	43.2	43.2	11.10

Como se utilizará dos perfiles UPN 120 se multiplica por dos el valor del momento de inercia en el eje x.

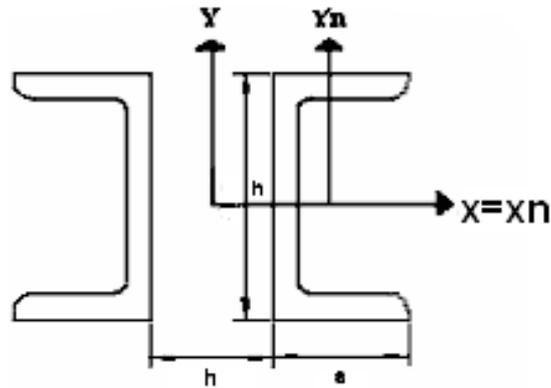


Figura 46 Disposición de perfiles en el Bastidor

$$I_{xn} = 2 * I_x$$

$$I_{xn} = 2 * 364 \text{cm}^4$$

$$I_{xn} = 7.28 \times 10^{-6} \text{m}^4$$

f.3.1.6.2 MOMENTO RESISTENTE RESULTANTE W_{xn} .

$$W_{xn} = \frac{I_{xn}}{h - \frac{s}{2}} \quad \text{Ecuación 60}$$

$$W_{xn} = \frac{7.28 \times 10^{-6} \text{m}^4}{0.12 \text{m} - \frac{0.055 \text{m}}{2}}$$

$$W_{xn} = 7.87 \times 10^{-5} \text{m}^3$$

Este valor del Momento resistente resultante debe ser mayor que el módulo calculado al principio.

$$W_x = 7.862 \times 10^{-5} \text{m}^3 > W_x = 7.087 \times 10^{-5} \text{m}^3$$

Por lo tanto se comprueba que los dos perfiles UPN 120 están correctamente seleccionados.

f.3.1.6.3 COMPROBACIÓN

El diseño de comprobación consiste en proponer inicialmente las dimensiones y la clase de material, para luego determinar los esfuerzos producidos, los cuales tienen que ser menores al esfuerzo permisible del material.

Los esfuerzos más importantes, existentes en el perfil son producidos por flexión y torsión; en este caso los esfuerzos producidos en el larguero superior son tan sólo de flexión.

De acuerdo con el libro de Diseño de Máquinas de la serie Schaum de los autores A.S. Hall, A. R. Holowenco, en el capítulo de esfuerzos en elementos sencillos de máquinas, afirma que los puntos A y B de la figura 47 son críticos sufriendo compresión y tracción respectivamente, además que en dichos puntos $\tau_{xy}=0$ (esfuerzo cortante transversal nulo), por lo tanto S_x en el punto a es igual a S_x en el punto B.



Figura 47 Viga con un extremo empotrado

f.3.1.6.3.1 EL ESFUERZO DE TRACCIÓN Y/O COMPRESIÓN

Producido en los extremos del perfil por el momento flector responden a la ecuación 60:

$$Sx = \frac{Mmax \cdot C}{I(2)} \quad \text{Ecuación 61}$$

$$Sx = \frac{17394Nm \times 0.055m}{3.64 \times 10^{-6}m^4(2)} = 1.314 \times 10^8 Pa$$

Donde:

- M: Momento de flexión (Nm)
- C: Distancia del eje muerto a la superficie más alejada (m)
- I: Momento rectangular de inercia de la sección transversal (m⁴) se multiplica por 2 porque se utilizan don perfiles UPN.

f.3.1.6.3.2 ESFUERZO DE TENSIÓN MÁXIMA

$$\tau max = \frac{Sx}{2} \quad \text{Ecuación 62}$$

$$\tau max = \frac{1.314 \times 10^8 Pa}{2}$$

$$\tau max = 65.705 Mpa = 65 Mpa$$

f.3.1.6.3.3 FACTOR DE SEGURIDAD

$$\eta = \frac{245 \times 10^6 Pa}{\tau max} \quad \text{Ecuación 63}$$

$$\eta = 3.72$$

Por lo que se garantiza que el perfil UPN120 se encuentra correctamente seleccionado.

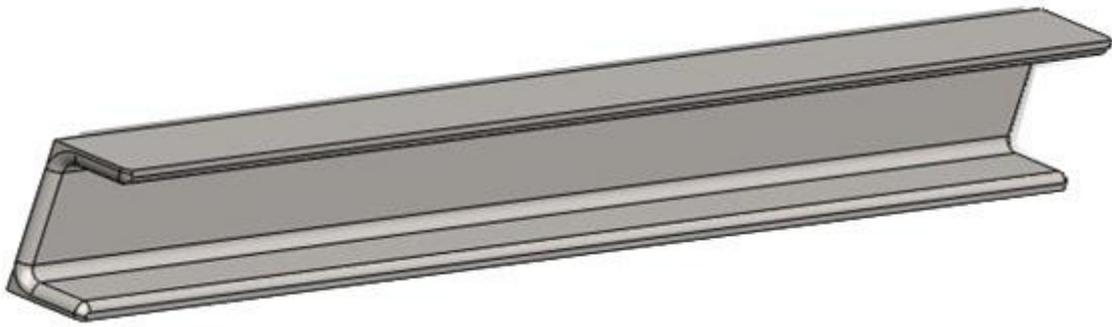


Figura 48 Perfil UPN 120

f.3.1.6.3.4 COMPROBACIÓN MEDIANTE SOFTWARE DE ELEMENTOS FINITOS

f.3.1.6.3.4.1 LARGUERO SUPERIOR

Para realizar esta simulación se procedió a dividir la fuerza de ascensión (81856N) entre los dos largueros superiores, seguidamente esta fuerza repartida (40928N) en cada larguero se dividió para los 3 pernos que unen el anclaje y los largueros, esta fuerza (13642N) fue ubicada en cada perno.

Tabla 15 Resultados predeterminados

Nombre	Tipo	Mín.	Ubicación	Máx.	Ubicación
Tensiones 1	VON: Tensión de von Mises	24.825 1 N/m ² Nodo: 12333	(-1083.09 mm, -59.9688 mm, -330 mm)	1.40686e+00 8 N/m ² Nodo: 1875	(-911.762 mm, -62.7872 mm, -330.801 mm)
Desplazamientos 1	URES: Desplazamiento resultante	0 mm Nodo: 2110	(8.23779 mm, 2.22045e- 013 mm, -320 mm)	0.9606 mm Nodo: 59	(-841.088 mm, -62.9735 mm, -342.884 mm)

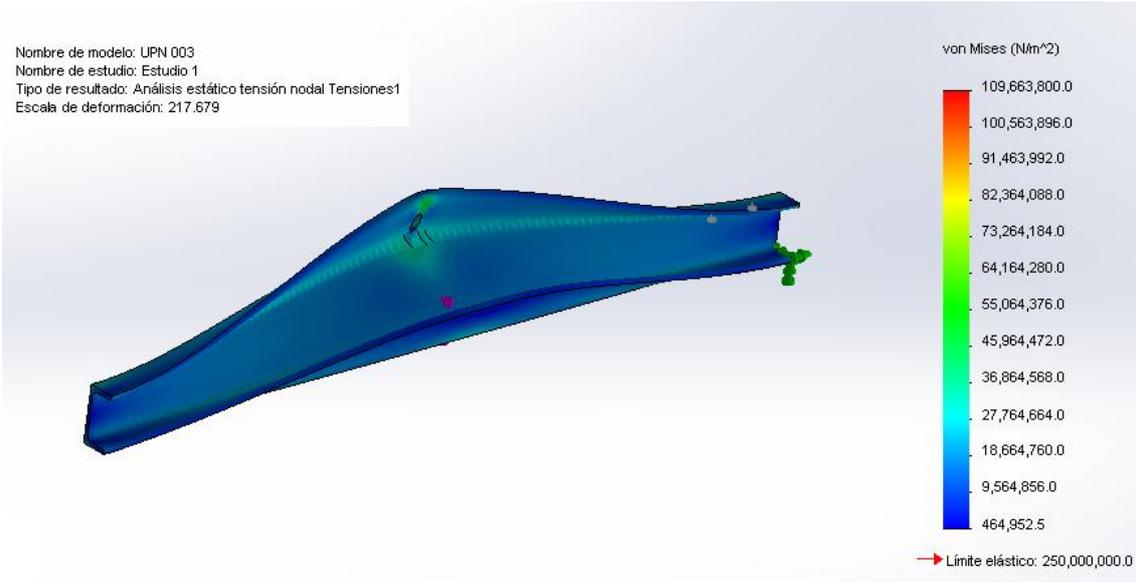


Figura 49 Simulación de tensiones de un larguero superior

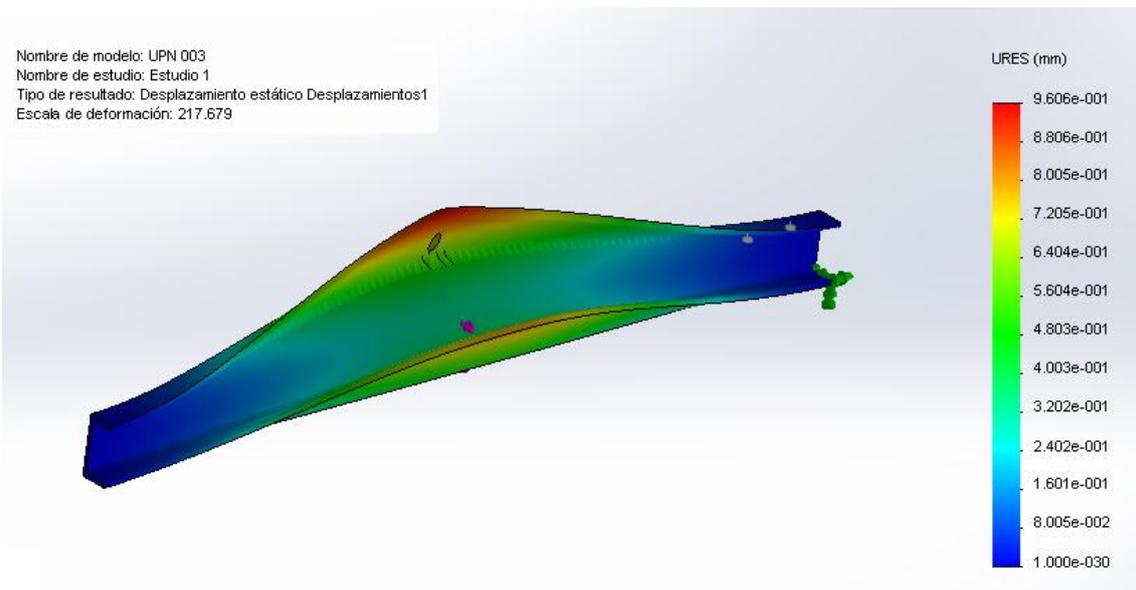


Figura 50 Simulación de desplazamiento de un larguero superior

Conclusión: La simulación respalda el diseño de los largueros, ya que la deformación máxima (140.68Mpa) es menor al límite de fluencia (elástico del material) 250Mpa; y la deformación máxima es menor a 1mm

f.3.1.6.3.4.2 LARGUERO INFERIOR

El proceso de Simulación fue el siguiente:

Se toma tan sólo un perfil UPN del larguero inferior, la carga repartida que soporta el conjunto de largueros es de 48069N/m por lo tanto se divide este valor para 2 y se tiene 24034.5N/m, con esa carga se realiza la simulación.

Tabla 16 Resultados predeterminados

Nombre	Tipo	Mín.	Ubicación	Máx.	Ubicación
Tensiones	VON: Tensión de von Mises	388557 N/m ² Nodo: 10235	(54.0681 mm, 35.2032 mm, -456.48 mm)	1.90934e+008 N/m ² Nodo: 16473	(-58.5 mm, 58 mm, -850 mm)
Desplazamientos	URES: Desplazamiento resultante	0 mm Nodo: 1	(60 mm, 20 mm, 850 mm)	1.65882 mm Nodo: 9586	(-58.5549 mm, 65.8145 mm, 4.31001e-005 mm)

Nombre de modelo: Pieza2
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Static tensión nodal Tensiones1
Escala de deformación: 1

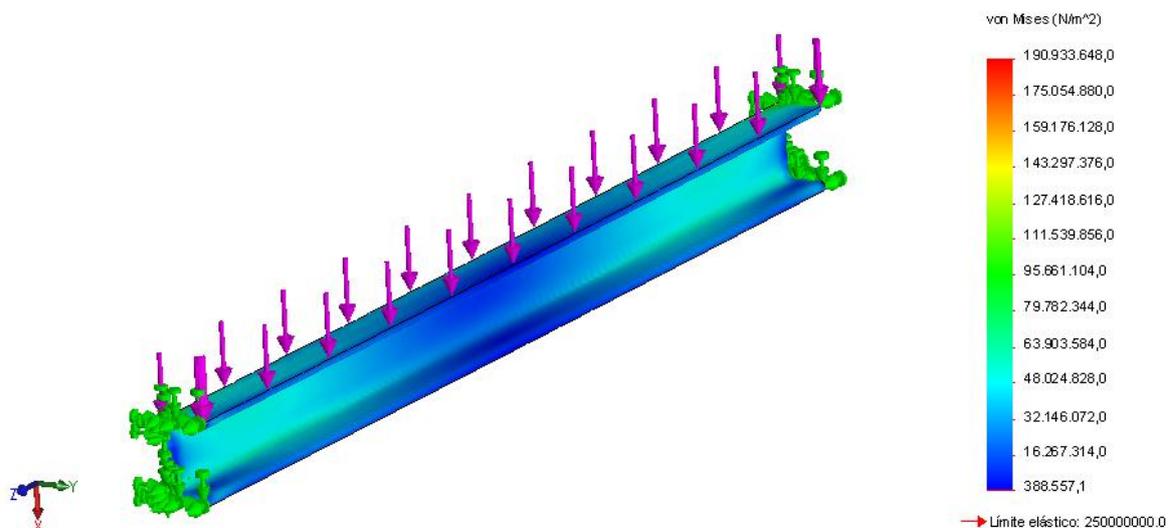


Figura 51 Estudio de tensiones

Nombre de modelo: Pieza2
 Nombre de estudio: Estudio 1
 Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1
 Escala de deformación: 1

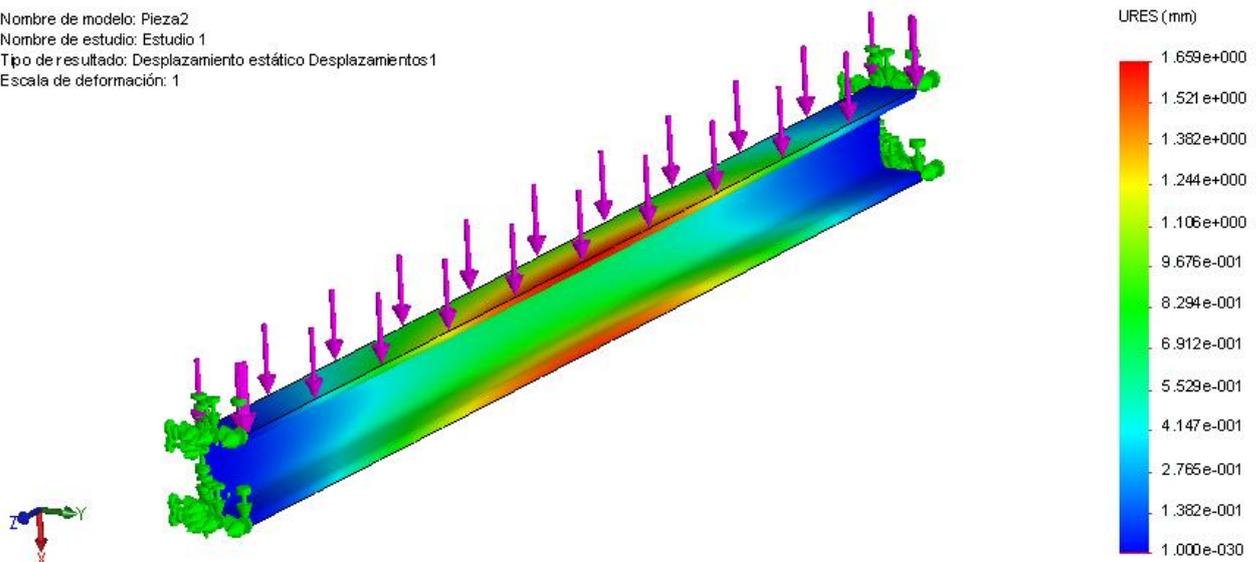


Figura 52 Estudio de desplazamientos

Conclusión: La simulación respalda el diseño de los largueros, ya que la deformación máxima (190Mpa) es menor al límite de fluencia (elástico del material) 250Mpa; y la deformación máxima es de 1.65mm.

f.3.1.6.4 SELECCIÓN DEL MATERIAL PARA LOS POSTES

f.3.1.6.4.1 MÓDULO (Ecuación 58)

$$W_x = \frac{M_{max}}{\sigma_{adm}}$$

$$W_x = \frac{17365Nm}{245000000 \frac{N}{m^2}}$$

$$W_x = 7.087 \times 10^{-5} m^3$$

Una vez que se ha hallado el valor del módulo en el eje x de 70.87cm³ se busca en el catálogo de DIPAC un Perfil UPN de que tenga ese valor de modulo, en este caso el perfil a utilizar es un UPN 140.

Tabla 17 Datos de perfil UPN 140

DENOMINACIÓN	DIMENSIONES						TIPOS					
	h	s	g	t	R	R1	SECCI ÓN	PESO S	I _x	I _y	W _x	W _y
	mm	mm	mm	mm	mm	cm4	cm2	kg/mt	cm4	cm4	cm3	cm3
UPN 50	50	38	5.00	7.00	7.00	3.50	7.12	5.59	26.40	9.12	10.60	3.75
UPN 65	65	48	5.50	7.50	7.50	4.00	9.03	7.09	57.50	14.0	17.70	5.07
UPN 80	80	45	6.00	8.00	8.00	4.00	1.10	8.64	106.00	19.40	26.50	6.36
UPN 100	100	50	6.00	8.50	8.50	4.50	13.50	10.60	206.00	29.30	41.20	8.49
UPN 120	120	55	7.00	9.00	9.00	4.50	17.00	13.40	364.00	43.20	60.70	11.10
UPN 140	140	60	7.00	10.00	10.00	5.00	20.40	16.00	605.00	62.70	86.40	14.80
UPN 160	160	65	7.50	10.50	10.50	5.50	24.00	18.80	905.00	85.30	116.00	18.30
UPN 180	180	70	8.00	11.00	11.00	5.50	28.00	22.00	1350.00	114.00	150.00	22.40

f.3.1.6.4.2 COMPROBACIÓN

f.3.1.6.4.2.1 EL ESFUERZO DE TRACCIÓN Y/O COMPRESIÓN (Ecuación 60)

$$S_x = \frac{M_{max} \cdot C}{I} = \frac{17365 Nm \times 0.07 m}{6.05 \times 10^{-6} m^4} = 2 \times 10^8 Pa$$

f.3.1.6.4.2.2 ESFUERZO DE TENSIÓN MÁXIMA (Ecuación 61)

$$\tau_{max} = \frac{S_x}{2}$$

$$\tau_{max} = \frac{2 \times 10^8 Pa}{2}$$

$$\tau_{max} = 10.0458 \times 10^7 Pa$$

f.3.1.6.4.2.3 FACTOR DE SEGURIDAD (Ecuación 62)

$$\eta = \frac{245 \times 10^6 Pa}{\tau_{max}} = 2.43$$

Por lo que se garantiza que el perfil UPN140 se encuentra correctamente seleccionado.



Figura 53 Perfil UPN 140

f.3.1.6.4.2.4 COMPROBACIÓN MEDIANTE SOFTWARE DE ELEMENTOS

FINITOS

Tabla 18 Resultados de estudio

Nombre	Tipo	Mín.	Ubicación	Máx.	Ubicación
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	0 N/m ² Nodo: 10	(-28.779 mm, -2961.27 mm, -320 mm)	1.29359e+008 N/m ² Nodo: 2922	(-8.8444 mm, -100.743 mm, -319.508 mm)
Desplazamientos1	URES: Desplazamiento resultante	0 mm Nodo: 10	(-28.779 mm, -2961.27 mm, -320 mm)	0.0110064 mm Nodo: 4229	(-16.9929 mm, -97.6161 mm, -164.024 mm)

Nombre de modelo: bastidor 3
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Static tensión nodal Tensiones1
Escala de deformación: 1

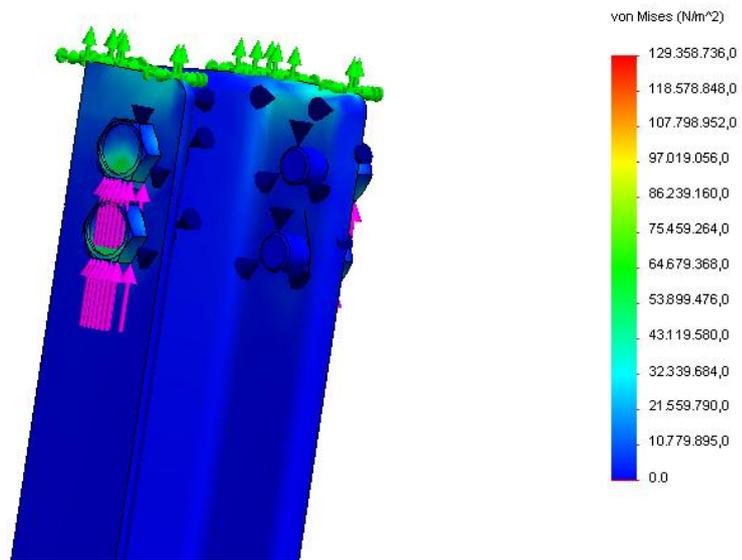


Figura 54 Simulación de tensión en el poste

Nombre de modelo: bastidor 3
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1
Escala de deformación: 1

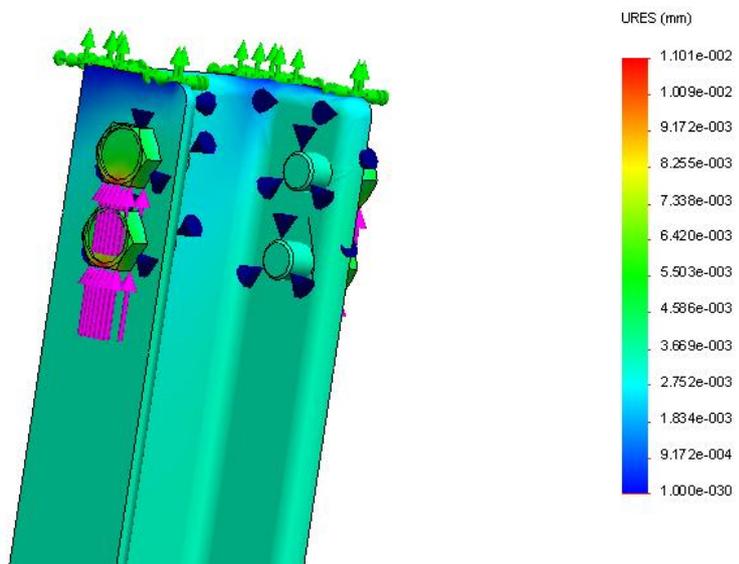


Figura 55 Simulación de desplazamiento del poste

Conclusión: La simulación respalda el diseño de los postes, ya que la deformación máxima (129.3Mpa) es menor al límite de fluencia (elástico del material) 250Mpa; y la deformación máxima es menor a 1mm.

f.3.2 DESARROLLO DE JUNTAS SOLDADAS

Para realizar este cálculo se utilizará el método descrito en el Libro de “*Diseño de Máquinas de Schaum*”(A.S.Hall) que utilizarán los procedimientos recomendados por la *American Welding Society* (AWS).

Primeramente se designará el tipo de electrodo. “*Cuando se sueldan aceros de aleación es necesario hacer coincidir la resistencia del electrodo con la resistencia de la placa*”(A.S.Hall).

El límite de tracción del acero ASTM A36 varía entre 400 a 550 MPa que es el utilizado en los perfiles UPN del bastidor, y según el manual de soldadura para aceros ASTM A36 el electrodo 7018 es el adecuado por las siguientes características:

- Resistencia a la tracción de 480 Mpa(70000 lb/plg²)
- Se puede soldar en todas las posiciones.
- Con un arco medio y una penetración media de 8.

Con esto se cumple la recomendación dada por *Schaum* de igualar la resistencia de la placa con la del electrodo.

f.3.2.1 PROCESO DE CÁLCULO

Primeramente se especifica qué tipo de carga será la que tendrá que soportar el filete de soldadura.

f.3.2.1.1 TIPOS DE CARGA

Se clasifican en cargas paralelas y cargas transversales cómo se puede ver en la figura 56.

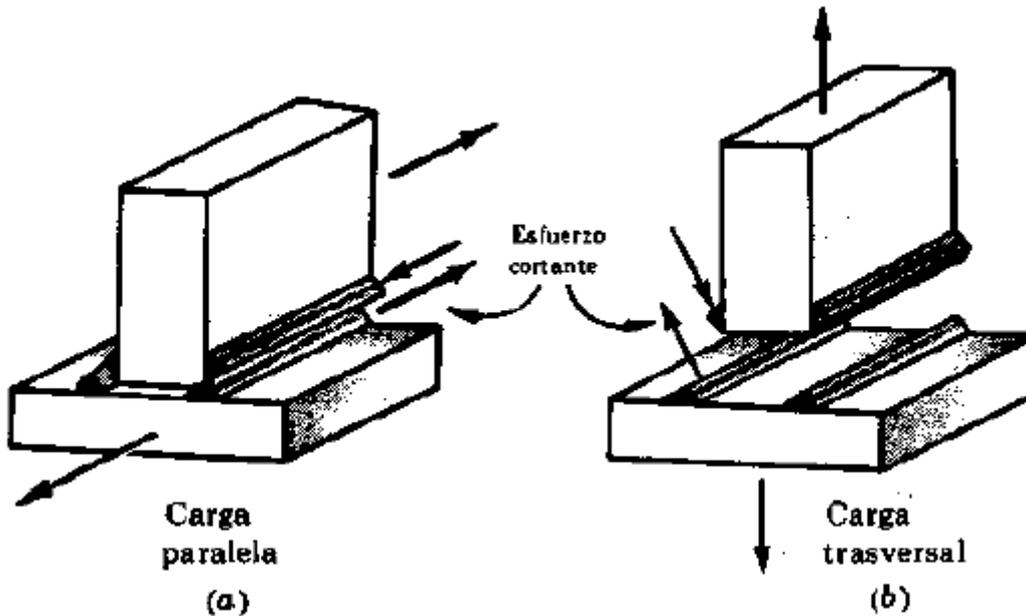


Figura 56 Tipos de Cargas que soporta el filete de soldadura

El esfuerzo en una soldadura de filete se considerará como un esfuerzo cortante en la garganta cualquiera que sea la dirección de aplicación de la carga(A.S.Hall).

f.3.2.1.1.1 CARGA

El peso que soportarán las juntas soldadas serán igual a la sumatoria del peso de la cabina más la carga máxima.

Peso de cabina: 319kg

Carga máxima: 640kg

$$M = 319kg + 640kg$$

$$P = 959kg \cong 960kg * 9.81 \frac{N}{kg} = 9417.6N$$

Se procede al cálculo del módulo de la sección de soldadura.

Cuando ocurre torsión o flexión el procedimiento aconsejado es considerar la soldadura como una línea que no tiene sección transversal(A.S.Hall).

f.3.2.1.1.2 CARGA DEBIDA A FLEXIÓN

$$f = \frac{M}{Z_w} \quad \text{Ecuación 64}$$

Donde:

f Carga por pulgada de Soldadura.

M Momento de Flexión. (lb/pul)

Z_w Módulo de flexión de soldadura considerada como una línea. (plg²)

f.3.2.1.1.3 MOMENTO FLECTOR

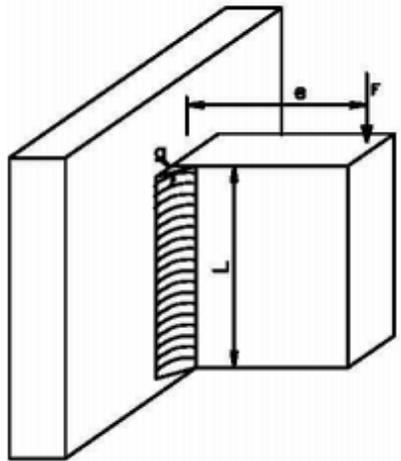


Figura 57 Fuerza que produce un momento sobre una placa

La longitud que tendrá cada barra será de 0.43m de acuerdo con el diseño. Por lo tanto mediante la ecuación 64 se tiene:

$$M = F * e \quad \text{Ecuación 65}$$

$$M = 9417.6N * 0.43m$$

$$M = 4049.5Nm$$

El módulo de la sección considerada como una línea según la tabla 38 responde a la ecuación 65.

$$Z_w = bd + \frac{d^2}{3} \quad \text{Ecuación 66}$$

Donde:

- b Espesor
- d Altura

$$Z_w = 0.0254m * 0.12m + \frac{(0.12m)^2}{3}$$

$$Z_w = 0.0078m^2$$

Aplicando la ecuación 63 de carga debido a la flexión:

$$f = \frac{M}{Z_w}$$

$$f = \frac{4049.5Nm}{0.0078m^2}$$

$$f = 515991 \frac{N}{m}$$

f.3.2.1.2 FUERZA DE CORTE MEDIA

Es la fuerza que soportará toda la longitud de la soldadura.

Según la tabla 38, responde a la fórmula:

$$fm = \frac{V}{L_w}$$

Donde:

- V Carga vertical de corte.
L_w Longitud de la soldadura.

$$fm = \frac{9417.6N}{0.12m + 0.12m}$$

$$fm = 39240 \frac{N}{m}$$

f.3.2.1.3 FUERZA MÁXIMA

Es la suma vectorial de las fuerza de corte y de la carga debida a la flexión.

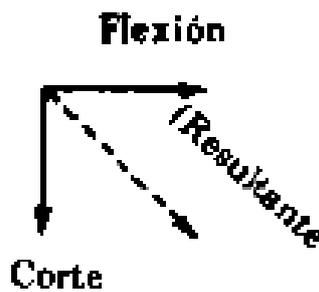


Figura 58 Resultante de la suma vectorial

$$fmax = \sqrt{fm^2 + f^2}$$

Ecuación 67

$$fmax = \sqrt{\left(39240 \frac{N}{m}\right)^2 + \left(515991 \frac{N}{m}\right)^2}$$

$$fmax = 517481 \frac{N}{m}$$

El diseño de un filete de soldadura sometido a una carga variable, utiliza un valor de seguridad de resistencia a la fatiga de 1539970.8N/m (8780 lb/plg) de soldadura empleado en el diseño de puentes según la recomendación de AWS (American Welding Societ). (A.S.Hall)

f.3.2.1.4 RESISTENCIA A LA FATIGA

Como se ha mencionado anteriormente la fatiga es un aspecto a tener muy en cuenta en el diseño de estructuras que soportarán cargas que se repiten en determinados ciclos como es en el caso del estudio, por eso se considera prudente realizar el diseño de estas vigas rectangulares del bastidor para una cantidad de 10000000 de ciclos.

f.3.2.1.4.1 COEFICIENTE K

Los valores que se dan para el coeficiente: $K = 1$ para carga constante, $K = -1$ para carga totalmente invertida, $K = 0$ para carga libre.

Resistencia de fatiga permisible para soldaduras de filete.

$$f_{2000000} = \frac{5090}{1 - \frac{1}{2}k}$$

$$f_{2000000} = \frac{5090}{1 - \frac{1}{2}(-1)}$$

$$f_{2000000} = 3390 \frac{lb}{pul}$$

f.3.2.1.4.2 RESISTENCIA A LA FATIGA

$$f_a = f_b \left(\frac{N_b}{N_a} \right)^c \quad \text{Ecuación 68}$$

Donde:

- fa Resistencia a la fatiga para N_a ciclos.
- fb Resistencia a la fatiga para N_b ciclos.
- c Constante que varía con el tipo de soldadura, 0.13 para soldaduras a tope.

$$f_{10000000} = 3390 \frac{lb}{pul} \left(\frac{2000000}{10000000} \right)^{0.13}$$

$$f_{10000000} = 2750 \frac{lb}{pul} \cong 482337 \frac{N}{m}$$

f.3.2.1.5 DIMENSIÓN DE LA SOLDADURA

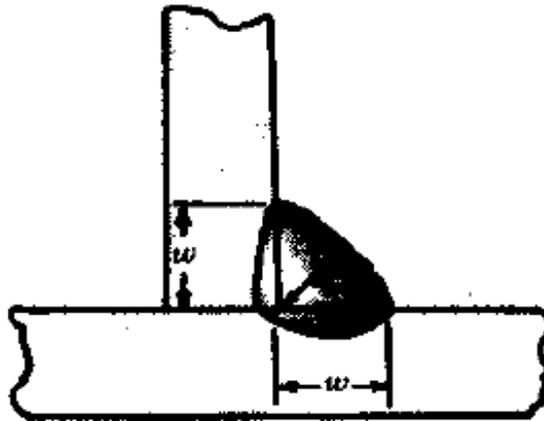


Figura 59 Dimensiones de la soldadura (w).

$$w = \frac{f_{max}}{f_{ciclos}}$$

Ecuación 69

$$w = \frac{517481 \frac{N}{m}}{482337 \frac{N}{m}}$$

$$w = 1.07 \approx 1''$$

Este cálculo está de acuerdo con el método empírico que dice que para una soldadura sometida a una carga paralela y carga transversal, simultáneamente, la dimensión debe ser $\frac{3}{4}$ el espesor de la placa, la longitud de la soldadura debe ser igual a la longitud de la placa y la placa deber ser soldada en ambos lados.

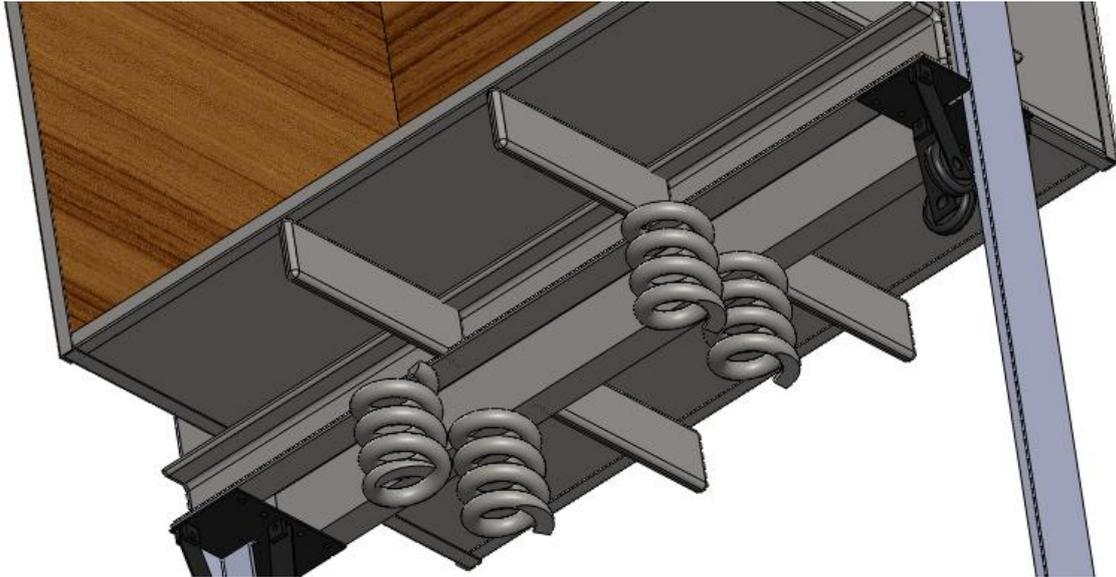


Figura 60 Disposición de la junta soldada en la cabina.

f.3.2.1.6 CÁLCULO DE LA CARGA PERMISIBLE

La carga paralela permisible por pulgada de soldadura se determina bajo la ecuación 69.

$$F_{all} = S_{all}(0.707w) \quad \text{Ecuación 70}$$

Donde:

Esfuerzo cortante Permisible S_{all} 13600 psi, de acuerdo con el código AWS (American Welding Society).

Longitud de lado (en pulgadas) $3.93plg$

$$F_{all} = 13600 \frac{lb}{plg^2} (0.707 * 3.93plg)$$

$$F_{all} = \left(6617314.3 \frac{N}{m} \right) \cong 37728 \frac{lb}{plg}$$

Con ello se garantiza que la unión soldada no cederá porque la fuerza máxima a aplicarse será de $517481 \frac{N}{m}$ que es un valor mucho menor al antes calculado.

f.3.2.1.7 ANÁLISIS DE TENSIONES DE JUNTA SOLDADA

Tabla 19 Resultados predeterminados

Nombre	Tipo	Mín.	Ubicación	Máx.	Ubicación
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	4587.86 N/m ² Nodo: 9793	(-208.809 mm, -45.1355 mm, 24.6389 mm)	5.06158e+007 N/m ² Nodo: 10717	(199.604 mm, 59.9991 mm, 10.0001 mm)
Desplazamientos1	URES: Desplazamiento o resultante	0 mm Nodo: 1	(215 mm, 50 mm, 10 mm)	0.139565 mm Nodo: 10431	(-215.02 mm, 49.8619 mm, 12.7001 mm)

Conclusión: El valor de tensiones máximo 50.61Mpa está por debajo a la tensión máxima del electrodo 7018 propuesto para el diseño que tiene un valor de 480MPa, además que la deformación es menor a 1mm, por lo tanto se comprueba mediante la animación que el diseño de las juntas es correcto.

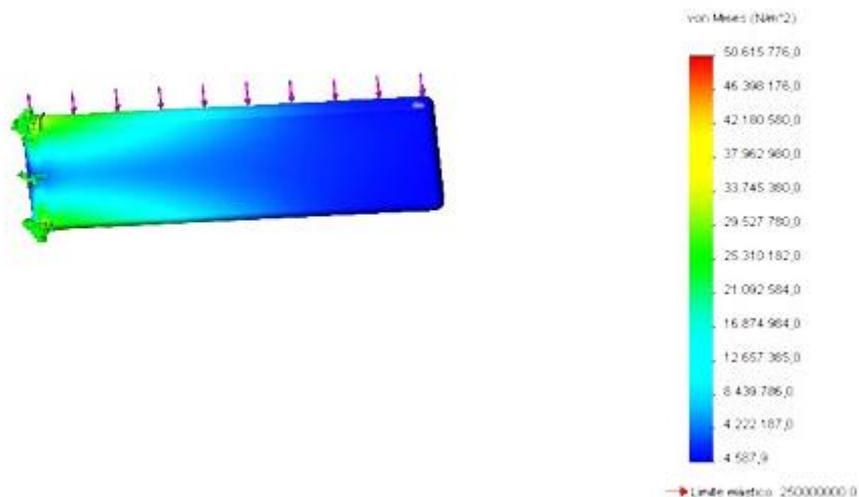


Figura 61 Junta soldada. Tensiones

Nombre de modelo: junta soldada
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1
Escala de deformación: 1

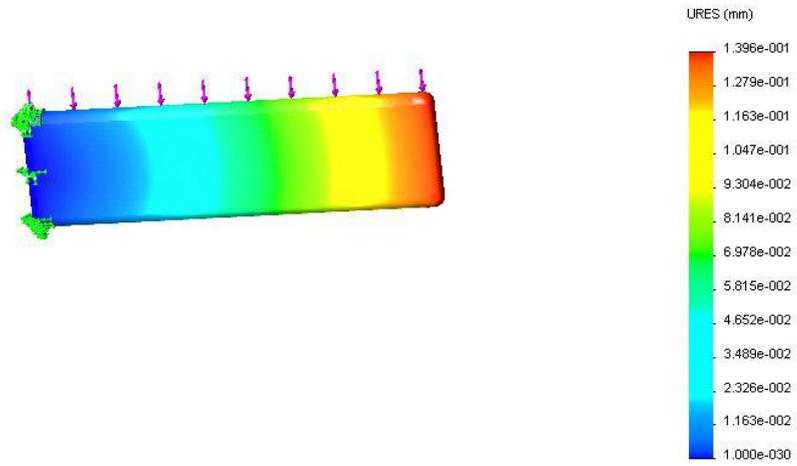


Figura 62 Junta soldada. Desplazamientos

f.3.3 DISEÑO DEL BASTIDOR DEL CONTRAPESO

Cómo se ha mencionado anteriormente el peso del contrapeso obedece a la ecuación 22.

$$P_{cp} = P_c + 0.5C_u$$

Donde:

Peso de Cabina (P_c) 550kg

Carga Útil (C_u) 640Kg

$$P_{cp} = 550Kg + 0.5(640Kg)$$

$$P_{cp} = 870Kg$$

f.3.3.1 DIMENSIONES DEL BASTIDOR DEL CONTRAPESO

Las dimensiones que se proponen son las siguientes:

Largo: 1.3m

Ancho: 1.2m

Lo que se propondrá en esta sección será optimizar el material utilizado para el bastidor de cabina.

Como se puede ver en la sección anterior se utilizará para los largueros el UPN 120, la longitud de cada larguero es de 1.7m y la cantidad de largueros son 4 por consiguiente se tiene:

$$x = 1.7m * 4$$

$$x = 6.8m$$

Según el catálogo que ofrece DIPAC el UPN viene en dimensiones de 6m y 12m, por lo tanto se propone que los restantes 5m de este material sean utilizados para el bastidor del contrapeso.

f.3.3.2 CÁLCULO DEL BASTIDOR DEL CONTRAPESO

Debido a que no se estima necesario la utilización del sistema de paracaídas en el contrapeso el mismo tan sólo será calculado bajo el principio de funcionamiento normal en el larguero superior, el cual demostró ser el que aporta mayores esfuerzos en la estructura. Por lo tanto se calculará los momentos en el larguero superior y bajo estos valores se procederá a comprobar si el perfil UPN 120 satisface los requerimientos de esfuerzo.

f.3.3.2.1 FUNCIONAMIENTO NORMAL

f.3.3.2.1.1 FUERZA DE ASCENSIÓN (F_{asc})

Será igual al peso del contrapeso.

$$F_{asc} = P_{cp} * f_s$$

Ecuación 71

$$F_{asc} = 870kg * 4$$

$$F_{asc} = 3480kg * \frac{9.8N}{1kg} = 34104N$$

f.3.3.2.1.2 LARGUERO SUPERIOR

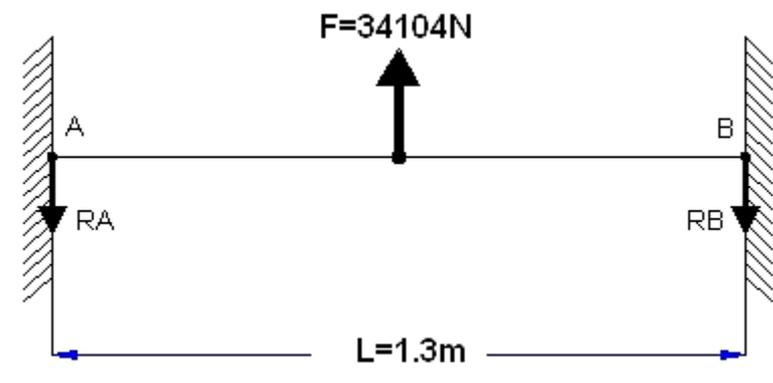


Figura 63 Esquema equivalente de carga en larguero superior

f.3.3.2.1.2.1 REACCIONES EN LOS EXTREMOS (Ecuación 44)

$$Ra = \frac{Fasc}{2}$$

$$Ra = \frac{34104N}{2}$$

$$Ra = 17052N$$

f.3.3.2.1.2.2 MOMENTOS FLECTORES (Ecuación 45)

$$Ma = \frac{F \times L}{8}$$

$$Ma = \frac{34104N \times 1.3m}{8}$$

$$Ma = 5541.9Nm$$

f.3.3.2.1.2.3 MOMENTO MÁXIMO (Ecuación 46)

$$z = \frac{L}{2}$$

$$Mmax = \frac{1}{8} * F(3l - 4z)$$

$$Mmax = \frac{1}{8} * 34104N(3 * 1.3m - 4 * 0.65m)$$

$$Mmax = 5541.9Nm$$

f.3.3.2.1.2.4 DIAGRAMAS

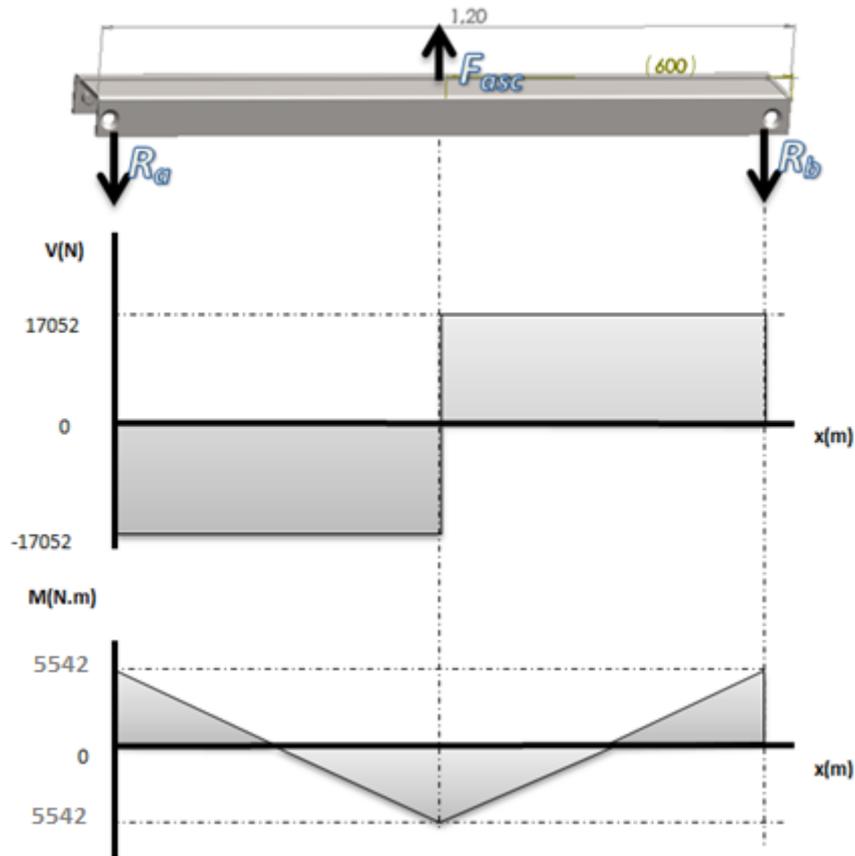


Figura 64 Gráficas de Momentos flectores y momentos Cortantes

f.3.3.3 SELECCIÓN DEL MATERIAL PARA EL BASTIDOR DEL CONTRAPESO

f.3.3.3.1 VALOR DEL MÓDULO W_z (Ecuación 58)

$$W_x = \frac{M_{max}}{\sigma_{adm}}$$

$$W_x = \frac{5542 Nm}{245000000 \frac{N}{m^2}}$$

$$W_x = 2.088 \times 10^{-5} m^3$$

Una vez que se ha hallado el valor del módulo en el eje x de 22.62cm^3 se busca en el catálogo de DIPAC un Perfil UPN de que tenga ese valor de modulo, en este caso el

perfil a utilizar es un UPN 80, pero como se mencionó anteriormente se desea utilizar el material sobrante de los largueros del bastidor de cabina que es un UPN 120 que tiene un valor de módulo de 60.7 cm^3 con lo que queda demostrado que se puede utilizar este material de manera satisfactoria.

Tabla 20 Datos de perfil UPN 120

DIMENSIONES							TIPOS					
DENOMINACIÓN	h	s	g	t	R	R1	SECCI ÓN	PESOS	lx	ly	Wx	Wy
	mm	mm	mm	mm	mm	cm4	cm2	kg/mt	cm4	cm4	cm3	cm3
UPN 50	50	38	5.00	7.00	7.00	3.50	7.12	5.59	26.40	9.12	10.60	3.75
UPN 65	65	48	5.50	7.50	7.50	4.00	9.03	7.09	57.50	14.0	17.70	5.07
UPN 80	80	45	6.00	8.00	8.00	4.00	1.10	8.64	106.00	19.40	26.50	6.36
UPN 100	100	50	6.00	8.50	8.50	4.50	13.50	10.60	206.00	29.30	41.20	8.49
UPN 120	120	55	7.00	9.00	9.00	4.50	17.00	13.40	364.00	43.20	60.70	11.10
UPN 140	140	60	7.00	10.00	10.00	5.00	20.40	16.00	605.00	62.70	86.40	14.80
UPN 160	160	65	7.50	10.50	10.50	5.50	24.00	18.80	905.00	85.30	116.00	18.30

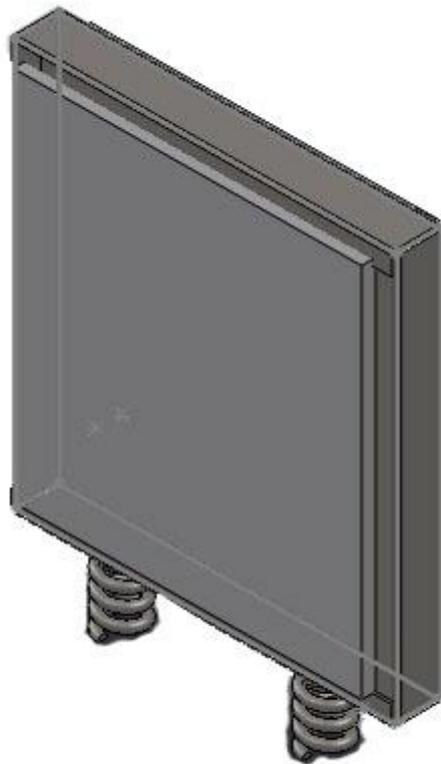


Figura 65 Estructura del contrapeso

f.3.3.4 PESO A TRANSPORTAR POR EL CONTRAPESO

f.3.3.4.1 PESO DE LA ESTRUCTURA DEL CONTRAPESO

Peso de UPN 140	16kg/m
Longitud	5m

$$P_{est} = P_{upn} * longitud \quad \text{Ecuación 72}$$

$$P_{est} = 16kg/m * 5m$$

$$P_{est} = 80kg$$

f.3.3.4.2 MASA A TRANSPORTAR

$$M_{tr} = P_{cp} - P_{est} \quad \text{Ecuación 73}$$

$$M_{tr} = 870kg - 80kg$$

$$M_{tr} = 790kg$$

Se propone utilizar un bloque de concreto para la masa del contrapeso debido a que este material es de fácil adquisición en nuestro medio.

f.3.3.5 CÁLCULO DEL BLOQUE DE CONCRETO

Según la información obtenida en la página <http://www.arqhys.com/peso-unitario-concreto.html>, dice que “El concreto convencional, empleado normalmente en pavimentos, edificios y en otras estructuras tiene un peso unitario dentro del rango de 2,240 y 2,400 kg por metro cúbico (kg/m³)”

Dimensiones del Bloque:

Alto:	1.2m
Ancho:	1.1m
Espesor:	0.25m

f.3.3.5.1 ÁREA

$$\text{Área} = b * h$$

Ecuación 74

$$\text{Área} = 1.2m * 1.1m$$

$$\text{Área} = 1.32m^2$$

f.3.3.5.2 VOLUMEN

$$\text{Vol} = \text{Área} * \text{espesor}$$

Ecuación 75

$$\text{Vol} = 1.32m^2 * 0.25m$$

$$\text{Vol} = 0.33m^3$$

f.3.3.5.3 PESO DEL BLOQUE

$$\text{Peso} = \text{Vol} * \text{densidad}$$

Ecuación 76

$$\text{Peso} = 0.33m^3 * 2400 \frac{kg}{m^3}$$

$$\text{Peso} = 792kg$$

Quedando demostrado que al utilizar un bloque de concreto de esas dimensiones se garantiza que el contrapeso cumpla con su función.

f.3.4 CÁLCULO DE PERNOS

Los pernos son mecanismos de sujeción, el perno está sometido generalmente a una carga inicial de sujeción W_1 y a una carga externa W_2 . El diseño del perno depende del tipo de carga que soportará, estática o variable; en el caso particular del ascensor las cargas no serán estáticas ya que dependerán de algunas variables como por ejemplo si el ascensor está en sentido ascendente o descendente, si se encuentra en movimiento o si iniciará el mismo, del número de ocupantes (carga útil), si se produce una frenada de emergencia etc.

Según el libro de la serie *Schaum Diseño de Máquinas*, del autor A.S. Hall, A.R. Holowenco, y H.G. Laughlin. Señala que para cargas variables el perno deberá diseñarse para fatiga.

La resistencia a la fatiga de un perno depende de las cargas W_2 máximas y mínimas a las que está sometida; lo que conlleva a que W_1 sea una fuerza grande para prevenir la separación. Además el esfuerzo fluctuante en un perno roscado debe multiplicarse por valor conveniente de concentración de esfuerzos ya que este disminuye el límite de fatiga de las roscas ordinarias corrientes.

f.3.4.1 CÁLCULO DE LOS PERNOS PARA BASTIDOR DE CABINA.

Como ya se ha mencionado los pernos serán calculados bajo el principio de fatiga debido a que las cargas a las que serán sometidos son variables. El proceso de cálculo ha sido obtenido del libro de *Diseño de Ingeniería Mecánica*, cuarta edición de Joseph Edward Shigley. Las unidades que se especifican en dicho libro son las unidades inglesas y éstas serán las que se utilizarán realizando las respectivas transformaciones a las unidades internacionales en las respuestas.

Los datos para los pernos para el bastidor son los siguientes:

Longitud de agarre será de 23mm (0.925plg) por lo que se propone un perno de 1”1/2 de largo.

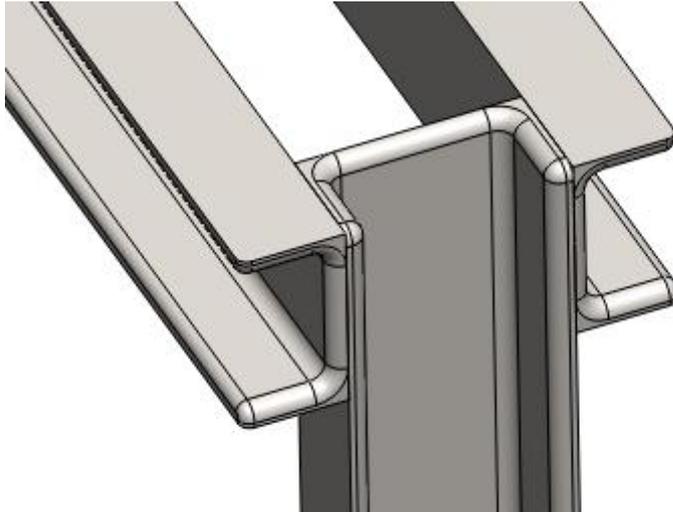


Figura 66 Unión de poste y larguero del bastidor de cabina

Fuerza de cizallamiento que se utilizará para el diseño de los pernos, será la máxima calculada, que fue en el larguero inferior para el caso de la actuación del paracaídas que tiene un valor de 43718.7N (9823.3lb).

Para empezar el cálculo se optará por un diámetro de perno el mismo que será comprobado posteriormente. El diámetro seleccionado es de $\frac{3}{4}$ de pulgada (19mm) de acero AISI 1020 que según la tabla 40 tiene las siguientes características; esfuerzo de fluencia 205MPa (29700PSI), esfuerzo máximo 380Mpa (55100PSI), módulo de elasticidad 205GPa (29700000PSI).

El factor de seguridad que se tomará para el diseño será igual a 3

f.3.4.1.1 CONSTANTE DE RIGIDEZ DEL PERNO

Según *Shigley*, es la relación de la fuerza aplicada al elemento, a la deformación total producida por dicha fuerza, se calcula por medio de la ecuación 76.

$$kb = \frac{A \cdot E}{L} \quad \text{Ecuación 77}$$

Donde:

- A Área basada al diámetro nominal.
- E Módulo de elasticidad.
- L Agarre o espesor total de las piezas a sujetarse.

$$kb = \frac{A.E}{l} = \frac{\pi.d^2.E}{4.l}$$

$$kb = \frac{\pi.(0.75plg)^2 * 29700000psi}{4 * 0.925plg}$$

$$kb = 1.305x 10^{11} \frac{N}{m} \cong \left(1.305x10^{11} \frac{lb}{plg} \right)$$

f.3.4.1.2 RIGIDEZ DE LOS MIEMBROS DE LA JUNTA ATORNILLADA

Se determina por la ecuación 77, donde los elementos abarcados por el agarre del sujetador actúan como resortes de compresión en serie.(Shigley, 1983)

$$km = \frac{\pi.E.d}{2.Ln\left[5.\left(\frac{l+0.5.d}{l+2.5.d}\right)\right]} \quad \text{Ecuación 78}$$

Donde:

- E Módulo de elasticidad.
- l Agarre o espesor total de las piezas a sujetarse.
- d Diámetro del perno.

$$km = \frac{\pi.29700000psi * 0.75plg}{2 * Ln\left[5 * \left(\frac{0.925plg+0.5*0.75plg}{0.925plg+2.5*0.75plg}\right)\right]}$$

$$km = 7.283x 10^9 \frac{N}{m} \approx \left(1.891x10^7 \frac{lb}{plg} \right)$$

f.3.4.1.3 FUERZA DE PRECARGA (Tensión inicial del perno)

Para determinar los esfuerzos de perno medio y alternante, se utilizará la ecuación 79:

$$fi = At * Sut - \frac{CnP}{2} * \left(\frac{Sut}{Se} + 1 \right) \quad \text{Ecuación 79}$$

Donde:

At	Área de esfuerzo de tensión en Pulgadas.
C	Constante de rigidez.
Sut	Resistencia en fluencia.
n	Factor de seguridad.
P	Carga exterior.
Se	Límite de fatiga axial.

f.3.4.1.3.1 CONSTANTE C

Se determina por la ecuación 79 que relaciona la rigidez de los pernos con la junta atornillada.

$$C = \frac{kb}{kb+km} \quad \text{Ecuación 80}$$

$$C = \frac{1.305 \times 10^{11} \frac{lb}{plg}}{1.305 \times 10^{11} \frac{lb}{plg} + 1.891 \times 10^7 \frac{lb}{plg}}$$

$$C = 0.313$$

De la tabla 41 se obtiene el valor del área de esfuerzo de tensión para un perno de 3/4 0.00021548m² (At=0.334 plg²)

De la tabla 44 se obtiene el valor de Resistencia de fluencia (Sut) de 130Kpsi para acero de grado 8.

f.3.4.1.4 LÍMITE DE FATIGA AXIAL

“Esta ecuación da como resultado los límites de fatiga, aproximadamente en 50% de la resistencia última para casos de baja resistencia, pero menores que este valor, para aceros de alta resistencia”(Shigley, 1983).

$$Se' = 19.2 + 0.314 * Suc \quad \text{Ecuación 81}$$

$$Se' = 19.2 + 0.314 * 130Kpsi$$

$$Se' = 414.035Mpa \approx (60.02Kpsi)$$

A continuación se realizará la corrección por concentración de esfuerzo, en tabla 43 se selecciona k_f 3 para roscas laminadas.

$$ke = \frac{1}{k_f} = 0.003 \quad \text{Ecuación 82}$$

Por medio de la ecuación 82, se encuentra el límite de fatiga de un tornillo de carga axial.

$$Se = Se' * ke \quad \text{Ecuación 83}$$

$$Se = 60Kpsi * 0.003 = 137.94Mpa (20.007Kpsi)$$

De esta manera aplicando la fuerza de precarga se tiene ecuación 78, donde N es el número de pernos.

$$fi = At * Sut - \frac{CnP}{2*N} * \left(\frac{Sut}{Se} + 1 \right)$$

Número de pernos 4

$$fi = 0.334plg^2 * 130Kpsi - \frac{0.313 * 3 * 9823lb}{2 * 4} * \left(\frac{130Kpsi}{20.007kpsi} + 1 \right)$$

$$fi = 15486KN (34.775Kip)$$

Sustituyendo valores de N se obtiene la tabla 21.

Tabla 21 Fuerza de precarga en relación al número de pernos

N	1	2	3	4	5
fi (Kip)	8.8	26.13	31.89	34.77	36.5

Cuando una junta atornillada se pone en servicio la vibración y el balanceo producen pequeñas deformaciones que causan aplanamiento en los puntos salientes, polvo y pintura reducen la precarga original. De modo que el empleo de una alta precarga es una forma de crear un margen de seguridad para tener tales acciones, por esta razón se sugiere que la precarga se encuentre entre el intervalo.

$$0.6F_p \leq F_i \leq 0.9F_p \quad \text{Ecuación 84}$$

De la tabla 44 se determina $S_p=120\text{Kpsi}$ para acero de grado 8 por tanto la carga de prueba por medio de la ecuación 84 es:

$$F_p = A_t * S_p \quad \text{Ecuación 85}$$

$$F_p = 0.334plg^2 * 120\text{Kpsi}$$

$$F_p = 40.08\text{Kip}$$

Con la ecuación 83 se obtiene los límites superior e inferior de F_i (Fuerza de precarga)

$$0.6F_p \leq F_i \leq 0.9F_p$$

$$0.6 * (40.08\text{Kip}) \leq F_i \leq 0.9(40.08\text{Kip})$$

$$24.0\text{Kip} \leq F_i \leq 36.07\text{Kip}$$

$$f_i = 34.775\text{Kip}$$

Se puede ver que se podría utilizar 3,4 y5 pernos pero por facilidad de construcción se decide utilizar 4 pernos de $\frac{3}{4}$ de pulgada de acero AISI 1020 grado ocho, el cual satisface la condición de la fuerza de precarga; los mismos que se dispondrán 2 en cada

extremo de los larguero para la sujeción con los postes, a continuación se procede a comprobar ante la posibilidad de falla estática mediante la ecuación 85 del libro de *Shigley*, en la cual a fin de evitar la falla por fatiga se utiliza un factor f_i .

$$f_i = A_t * S_y - C * n * P \quad \text{Ecuación 86}$$

$$n = \frac{A_t * S_y - f_i}{C * p}$$

De la tabla 44 se obtiene S_y (resistencia a la fluencia) teniendo un valor de 130 Kpsi

Donde:

- A_t Área de un perno a la tensión.
- S_y Resistencia a la Fluencia.
- f_i Fuerza de precarga.
- C Valor de constante de relación de rigidez.
- P Carga/fuerza

$$n = \frac{0.334plg^2 * 130Kpsi - 34.775Kip}{0.313 * 9.823Kip}$$

$$n = 2.8$$

Por lo tanto queda comprobado que la utilización de 4 pernos para sujetar los largueros a los postes, es lo correcto.

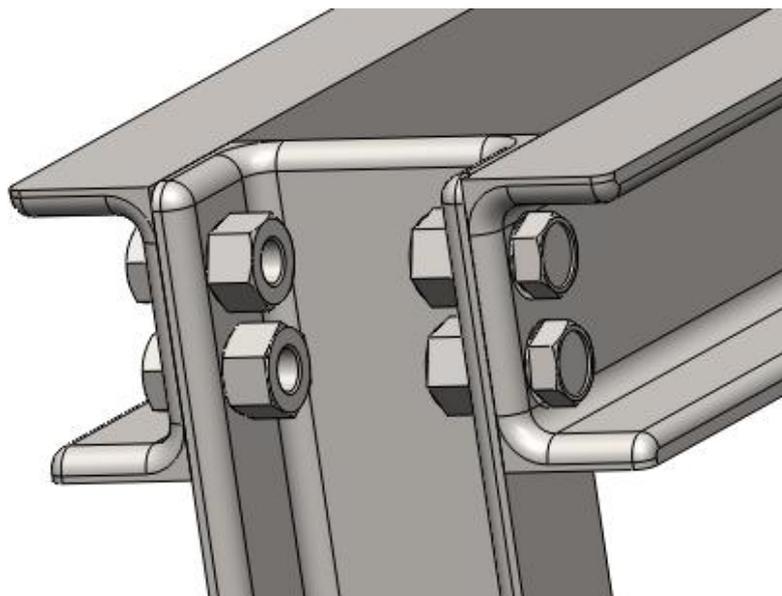


Figura 67 Larguero sujeto al poste mediante pernos.

f.3.4.2 PERNOS PARA BASTIDOR DE CONTRAPESO

En el presente cálculo se utilizará el mismo procedimiento anterior para justificar la utilización de 2 pernos de $\frac{3}{4}$ de pulgada de acero AISI 1020 grado ocho en cada extremo del bastidor; por lo tanto se utilizarán los valores antes calculados excepto el de la fuerza que deberán soportar.

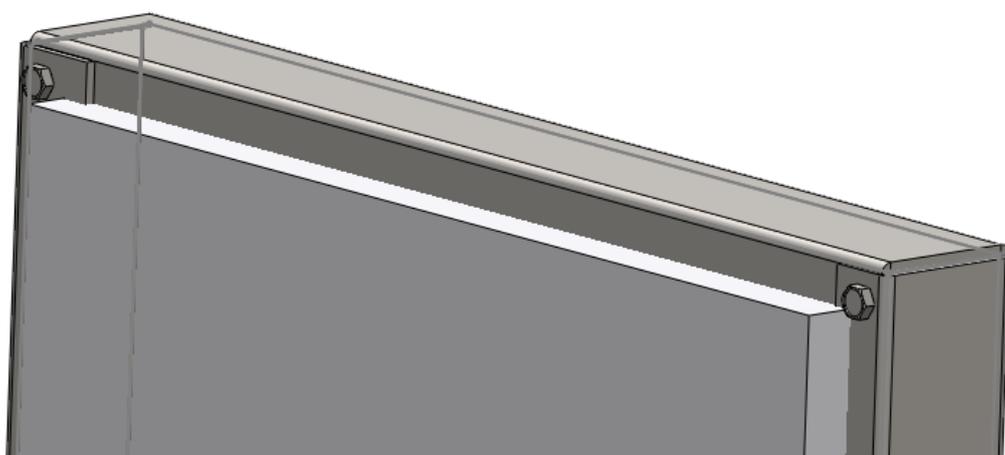


Figura 68 Pernos de Unión larguero y poste.

f.3.4.2.1 FUERZA DE PRECARGA (Ecuación 78)

$$f_i = A_t * S_{ut} - \frac{C_n P}{2 * N} * \left(\frac{S_{ut}}{S_e} + 1 \right)$$

Donde:

Peso 3827.5 lb

Número de pernos 2

$$f_i = 0.334 p l g^2 * 130000 \frac{lb}{p l g^2} - \frac{0.313 * 3 * 3827.5 lb}{2 * 2} * \left(\frac{130 Kpsi}{20 kpsi} + 1 \right)$$

$$f_i = 36681 lb$$

f.3.4.2.2 INTERVALO DE PRECARGA (Ecuación 83)

$$0.6 F_p \leq F_i \leq 0.9 F_p$$

$$0.6 F_p \leq F_i \leq 0.9 F_p$$

$$0.6 * (40.08 Kip) \leq F_i \leq 0.9 (40.08 Kip)$$

$$24.0 Kip \leq F_i \leq 36.07 Kip$$

$$f_i = 36.68 Kip$$

Se puede ver que utilizar 2 pernos de $\frac{3}{4}$ de pulgada de acero AISI 1020 grado, satisface la condición de la fuerza de precarga.

f.3.4.2.3 COMPROBACIÓN DE FALLA ESTÁTICA (Ecuación 85)

$$f_i = A_t * S_y - C * n * P$$

$$n = \frac{A_t * S_y - f_i}{C * p}$$

$$n = \frac{0.334plg^2 * 130000 \frac{lb}{plg^2} - 34775lb}{0.313 * 36681lb}$$

$$n = 0.75$$

Por lo tanto queda comprobado que la utilización de 2 pernos por cada extremo para sujetar los largueros a los postes son correctos.

f.3.4.3 PERNOS DE ANCLAJE

Estos pernos serán los encargados de sujetar el bastidor de cabina con la plancha de acero donde se sujetarán los cables de tracción. Como se muestra en la figura 69.

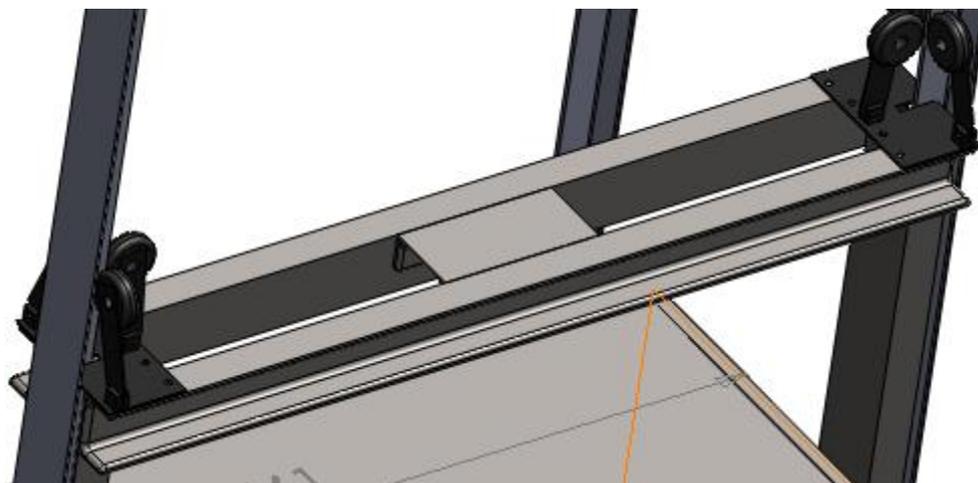


Figura 69 Anclaje del bastidor

Para el cálculo de estos pernos se realizará el procedimiento aplicado anteriormente, razón por la cual se obviará de explicaciones.

Por razones de construcción, se plantea la utilización de los mismos pernos diseñados para el bastidor de cabina, es decir, pernos de ¾ de acero AISI 1020 grado 8. Por lo tanto, los valores calculados para la constante de rigidez del perno (Kb) y de los miembros (Km) será la misma que en el apartado anterior.

La fuerza que se utilizó para el cálculo del larguero superior en caso de funcionamiento normal es de 81787.88N y ésta será la que se utilizará para dimensionar estos pernos.

f.3.4.3.1 FUERZA DE PRECARGA; TENSIÓN INICIAL DEL PERNO (Ecuación 78)

$$f_i = A_t * S_{ut} - \frac{CnP}{2} * \left(\frac{S_{ut}}{S_e} + 1 \right)$$

f.3.4.3.1.1 CONSTANTE C (Ecuación 79)

$$C = \frac{kb}{kb + km}$$

$$C = \frac{1.305 \times 10^{11} \frac{lb}{plg}}{1.305 \times 10^{11} \frac{lb}{plg} + 1.891 \times 10^7 \frac{lb}{plg}}$$

$$C = 0.313$$

De la tabla 41 se obtiene el valor del área de esfuerzo de tensión para un perno de ¾
 $A_t = 0.334 \text{ plg}^2$ (0.00021548m²)

De la tabla 42 se obtiene el valor de Resistencia de fluencia (Sut) de 130Kpsi para acero de grado 8.

f.3.4.3.2 LÍMITE DE FATIGA AXIAL (Ecuación 80)

$$Se' = 19.2 + 0.314 * Suc$$

$$Se' = 19.2 + 0.314 * 130Kpsi$$

$$Se' = 60.02Kpsi$$

f.3.4.3.3 CORRECCIÓN POR CONCENTRACIÓN (Ecuación 81)

$$ke = \frac{1}{kf} = 0.003$$

f.3.4.3.4 LÍMITE DE FATIGA AXIAL (Ecuación 82)

$$Se = Se' * ke$$

$$Se = 60Kpsi * 0.003 = 20.007Kpsi$$

De esta manera aplicando la fuerza de precarga, ecuación 78, se tiene:

$$fi = At * Sut - \frac{CnP}{2 * N} * \left(\frac{Sut}{Se} + 1 \right)$$

Donde:

Número de pernos 6

$$fi = 0.334plg^2 * 130Kpsi - \frac{0.313 * 3 * 18377.23lb}{2 * 4} * \left(\frac{130Kpsi}{20.007kpsi} + 1 \right)$$

$$fi = 32.6382Kip$$

Sustituyendo valores de N se obtiene la tabla 22.

Tabla 22 Fuerza de precarga en relación al número de pernos

N	2	3	4	5	6
fi (Kip)	11.076	21.857	27.248	30.48	32.639

De la tabla 44 se determina $S_p=120\text{Kpsi}$ para acero de grado 8, por tanto la carga de prueba según la ecuación 84 es:

$$F_p = A_t * S_p$$

$$F_p = 0.334plg^2 * 120\text{Kpsi}$$

$$F_p = 40.08\text{Kip}$$

f.3.4.3.5 VALORES DE INTERVALO DE PRECARGA.

Con la ecuación 83 se obtiene los límites superior e inferior de F_i (Fuerza de precarga)

$$0.6F_p \leq F_i \leq 0.9F_p$$

$$0.6 * (40.08\text{Kip}) \leq F_i \leq 0.9(40.08\text{Kip})$$

$$24.0\text{Kip} \leq F_i \leq 36.07\text{Kip}$$

$$f_i = 32.634\text{Kip}$$

Se puede ver que se podría utilizar 4,5 y 6 pernos pero por facilidad de construcción se decide utilizar 6 pernos de $\frac{3}{4}$ de pulgada de acero AISI 1020 grado ocho el cual satisface la condición de la fuerza de precarga; los mismos que se dispondrán 3 en cada extremo de la placa para la sujeción con los largueros superiores, a continuación se procede a comprobar ante la posibilidad de falla estática utilizando la ecuación 85, la cual a fin de evitar la falla por fatiga se utiliza un factor F_i .

$$f_i = A_t * S_y - C * n * P$$

$$n = \frac{A_t * S_y - f_i}{C * p}$$

De la tabla 44 se obtiene S_y (resistencia a la fluencia) teniendo un valor de 130 Kpsi

Donde:

$$n = \frac{0.334plg^2 * 130Kpsi - 32.634kip}{0.313 * 18.387Kip}$$

$$n = 1.87$$

Por lo tanto queda comprobado que la utilización de 6 pernos para sujetar los largueros a los postes es lo correcto.

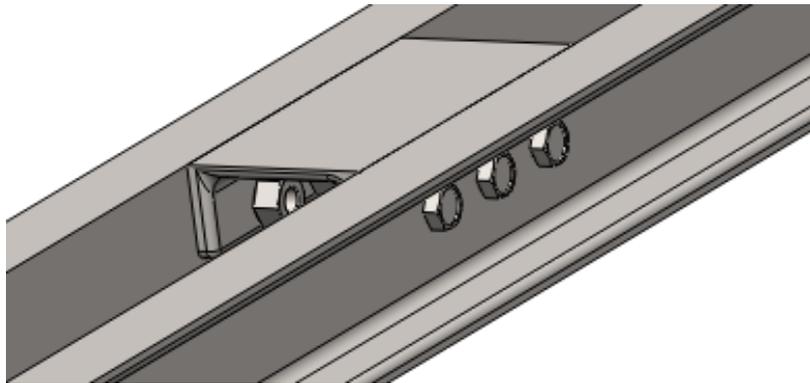


Figura 70 Pernos de anclaje de los cables de elevación

f.3.4.4 PERNOS ANCLAJE DEL MOTOR

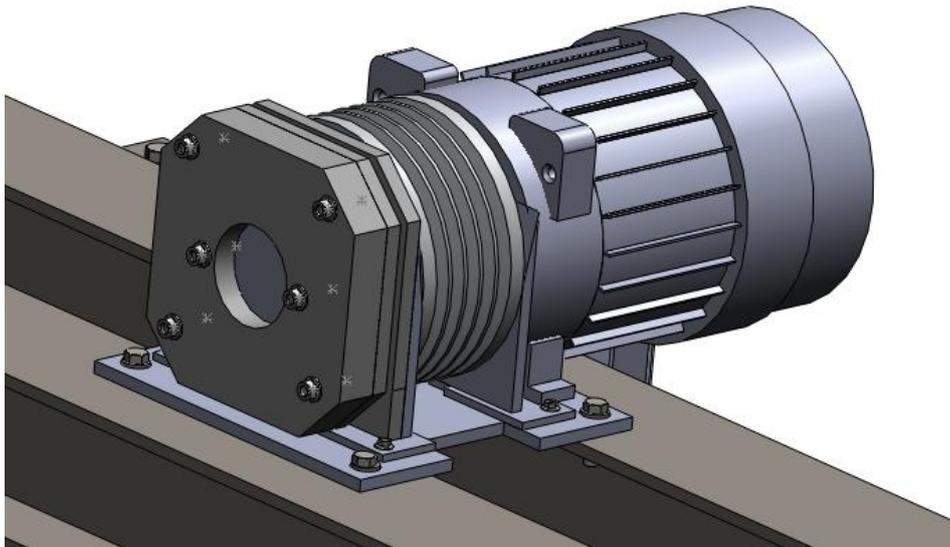


Figura 71 Motor Gearless ge300-320.135

Como se ha mencionado en la sección de dimensionamiento del motor, se ha seleccionado el motor ge300-320.135 GREENSTAR de la empresa PERMAGSA, en su catálogo respecto a la colocación del motor menciona lo siguiente.

Fijación: “La fijación del motor a la estructura del ascensor se realiza mediante cuatro tornillos M16 de calidad 8.8. Para ello la placa base lleva cuatro agujeros pasantes”

Por facilidad de adquisición de material se propone usar los mismo pernos utilizados en el bastidor así como también en el anclaje, por ello se procederá a calcular los esfuerzos a los que estará sometido para saber si los pernos soportarán dicha carga.

Los pernos soportan las fuerzas de las reacciones producidas por el momento del motor como se puede apreciar en la figura 72.

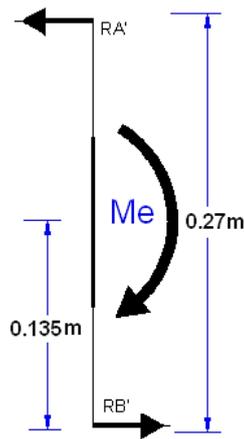


Figura 72 Momento producidos por el motor

Por esta razón, por medio de la ecuación 86 tenemos.

$$\Sigma MA = 0$$

Ecuación 87

$$\Sigma MA = Me - Rb(l)$$

Donde:

Me Momento producido por el motor; según el catálogo el momento máximo que llega a generarse es de 1120Nm (tabla 58), éste valor será el que se utilizará.

$$0 = 1120Nm - Rb(0.27m)$$

$$Rb = \frac{1120Nm}{0.27m}$$

$$Rb = 4148N(931lb)$$

Como la carga a la que fueron calculados los pernos es de 43718.7N (9823.3lb), es mucho mayor a la carga que soportarían por la actuación del motor que es de 4148N (931lb), esto garantiza que los pernos soportarán las condiciones de trabajo.

f.3.4.5 CÁLCULO DE LOS TORNILLOS DE SUJECIÓN DE LAS GUÍAS AL CONCRETO

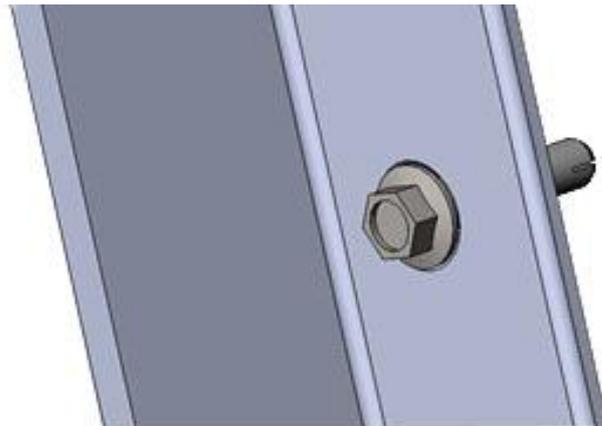


Figura 73 Tornillo sujeto una guía

El siguiente método de cálculo “Diseño por Tensiones admisibles (ASD)” ha sido extraído del catálogo de la *Empresa SIMPSON StrongTie*. Sistema de anclaje y sujeción para concreto y mampostería 2009-2010.

Se propone trabajar con dos pernos autorroscables de 3/8 por cada 3 metros de guía; por lo tanto se realizarán los cálculos para este tipo de perno con sus debidas demostraciones:

Por construcción se tiene lo siguiente para la distancia C2 se tomará la máxima que será de 1.5m ya que como se mencionó anteriormente se sujetarán las guías cada 3m. Para la

distancia C1 será de 0.5m de acuerdo con el diseño del pozo del ascensor además la distancia S1 será de 65 mm que es la apertura que hay en las guías.

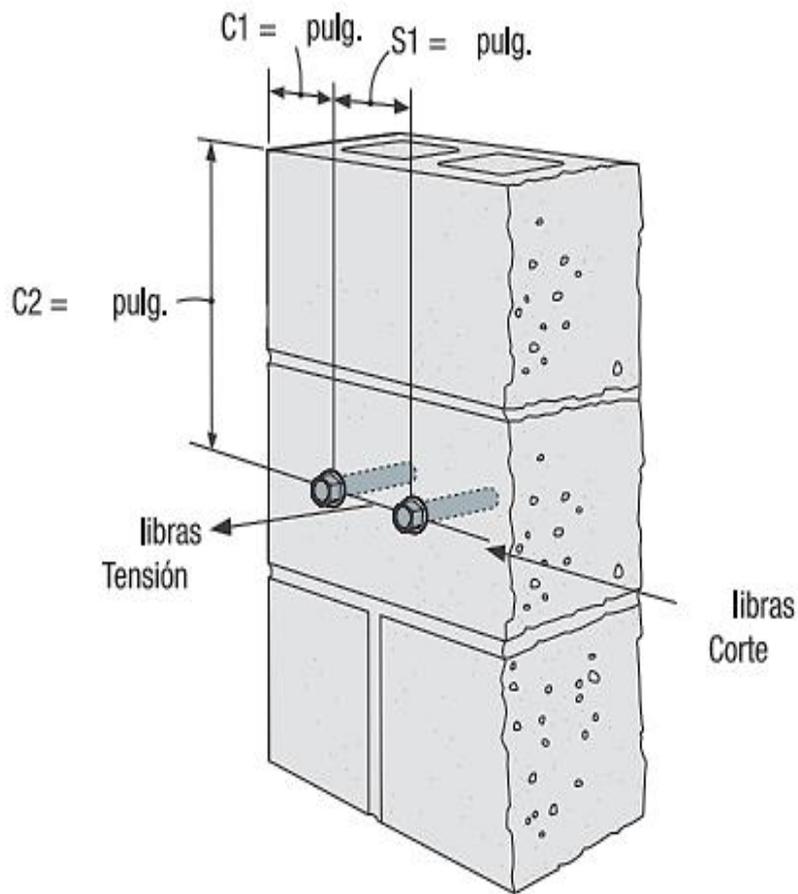


Figura 74 Esquema de anclajes

Distancia al extremo $C1=0.5m$

Distancia al borde $C2=1.5m0$

Separación $S= 65mm$

Las fuerzas de corte y de tensión que se utilizan para realizar este cálculo podrán verificarse en la sección de las guías para la cabina.

$Fz= 348.8 N$

$Fy= 523.2 N$

Los valores de tensión admisible como de corte admisible se han extraído de la tabla 45.

Carga Tensión Admisible σ_{adm}	645 N
Carga de Corte Admisible	1112 N
Profundidad	44 mm

f.3.4.5.1 DETERMINACIÓN DE LA TENSIÓN ADMISIBLE.

Según la tabla 46 el coeficiente de ajuste de carga es de $f_{cC1} = 1$ por lo que no reducirá el valor de tensión admisible dado por la tabla 45.

Como se tiene un grupo de dos anclajes, el valor de tensión admisible combinado es:

$$2 \text{ anclajes} * 645 \frac{N}{\text{anclaje}} = 1290N$$

Tensión que soportará cada conjunto de sujeción será de 348.8N valor menor a la tensión admisible del conjunto de anclajes, brindando un coeficiente de seguridad de 3.7 por cada conjunto anclaje.

f.3.4.5.2 DETERMINACIÓN DEL CORTE ADMISIBLE.

Carga admisible sin influencia del coeficiente de corrección por distancia, 1112N.

Según la tabla 48 el coeficiente de ajuste de eficiencia reducida para la distancia al extremo, es igual a 1 por lo tanto no afectará la carga admisible de corte que soportarán los tornillos autorroscables.

Como se tiene un grupo de dos anclajes, el valor de corte admisible combinado es:

$$2 \text{ anclajes} * 1112 \frac{N}{\text{anclaje}} = 2224N$$

Tensión que soportará cada conjunto de sujeción será de 523.2N valor menor a la tensión admisible del conjunto de anclajes, brindando un coeficiente de seguridad de 4 por cada conjunto de anclaje.

f.3.4.5.3 VERIFICACIÓN DE LA INTERACCIÓN COMBINADA ENTRE LA TENSIÓN Y EL CORTE

Ecuación de interacción entre la tensión y el corte en el anclaje:

$$\left(\frac{\text{Corte de Diseño}}{\text{Corte admisible}}\right)^n + \left(\frac{\text{Tensión de Diseño}}{\text{Tensión admisible}}\right)^n \leq 1 \quad \text{Ecuación 88}$$

Cuando se está utilizando bloques de concreto hueco rellenos con mortero, que es un ligante inorgánico resultado de la mezcla de cementante, agua y agregados finos, siendo su principal función la adherencia entre el concreto y el acero logrando resistencias sobre los 400 kg/cm². Se utiliza el método de la línea recta. En este caso se trabajará con el valor de n=5/3.

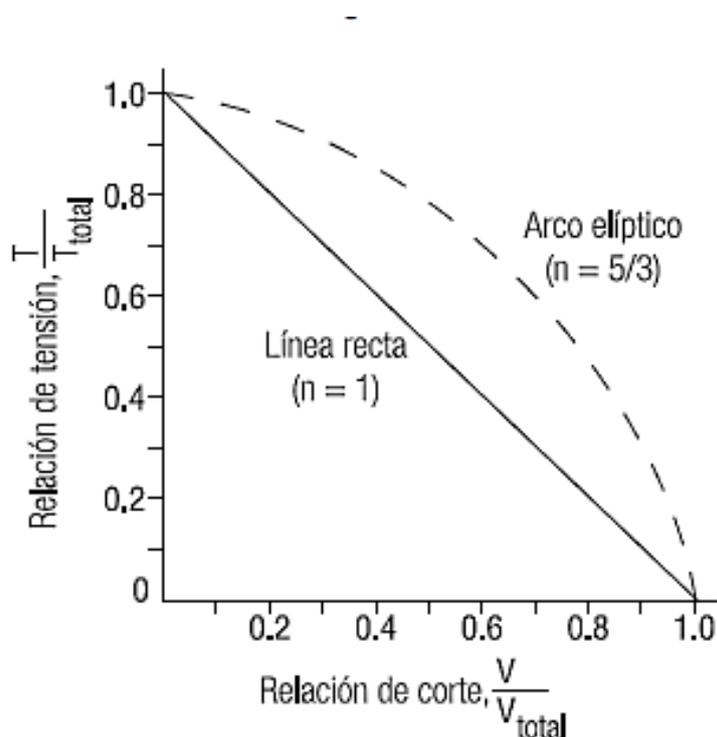


Figura 75 Método de la línea recta, con n=5/3

$$\left(\frac{523.2 \text{ N}}{1112 \text{ N}}\right)^{\frac{5}{3}} + \left(\frac{348.8 \text{ N}}{645}\right)^{\frac{5}{3}} = 0.6 \leq 1$$

Comprobándose que el diseño está en lo correcto.

f.3.4.6 PERNOS PARA LA ESTRUCTURA DEL MOTOR

El momento que genera el motor se transmite por su estructura (perfiles UPN) hasta llegar a los anclajes es por eso que estos deben estar correctamente dimensionados para soportar tales fuerzas.

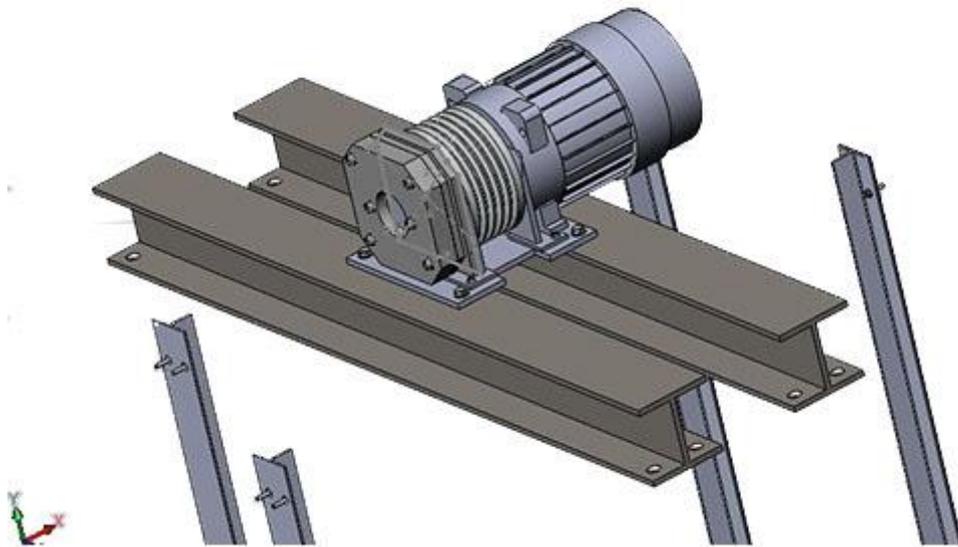


Figura 76 Estructura que soporta el motor

El momento que genera el motor en el arranque es el máximo puesto que deberá vencer la inercia de la cabina y del contrapeso; este valor de Momento es de 1051.56Nm (estos valores pueden ser constatados en la sección del cálculo para el motor).

Para comprender la incidencia del momento del motor en los pernos de sujeción nos valdremos de un diagrama de cuerpo libre.

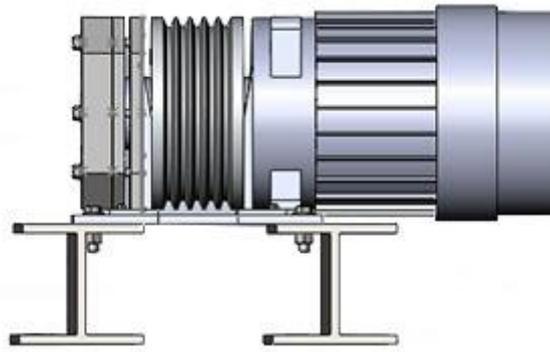


Figura 77 Perfil de la estructura del motor

f.3.4.6.1 MOMENTO FLECTOR

La fuerza F_m es la que produce el motor como se puede ver en la figura 78. Dicha fuerza se puede calcular por medio de la ecuación 64.

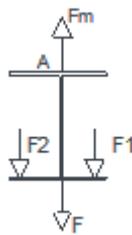


Figura 78 Diagrama de cuerpo libre del perfil IPN

$$M = f * d$$

$$f = \frac{M}{d}$$

$$f = \frac{1051Nm}{016m}$$

$$f = 6568.7N$$

Esta fuerza se reparte en los dos UPN que forman la estructura de soporte del motor por lo tanto la fuerza se divide en 2.

$$f = \frac{6568.7N}{2} = 3284.35N$$

f.3.4.6.2 SUMATORIA DE FUERZAS

f.3.4.6.2.1 PESO DEL PERFIL IPN 120

Según la tabla 66 el peso del perfil es de 26.8kg/m, por diseño la distancia desde los anclajes del motor hasta el extremo del perfil (anclajes del perfil) es de 0.83m por lo tanto:

$$P = 26.8 \frac{kg}{m} * 0.83m = 22.2kg$$

$$F = P * g \quad \text{Ecuación 89}$$

$$F = 22.2kg * 9.81 \frac{m}{s^2} = 218.2N$$

Como se puede apreciar en la figura 78 la fuerza F_m equivale a la fuerza que produce el motor al momento de tirar del cable, las fuerzas F_1 y F_2 son las reacción y finalmente la fuerza F es el peso del motor más el peso de la propia viga. Para realizar este cálculo se valdrá de la estática por medio de la ecuación 89.

$$F_m = 3284.35N$$

$$F_1 = F_2$$

$$\Sigma f_y = 0 \quad \text{Ecuación 90}$$

$$\Sigma f_y = F_m - F_2 - F_1 - F$$

$$F_2 = \frac{F_m - F}{2}$$

$$F_2 = \frac{3284.35N - 218.2N}{2}$$

$$F_2 = 1533N$$

Como se mencionó anteriormente la tensión admisible que recomienda la fábrica Simson Strong Tie, es de 800N por anclaje, así que se dispondrá de extensiones de platina para poder ubicar dos pernos más como se muestra en la figura 79.

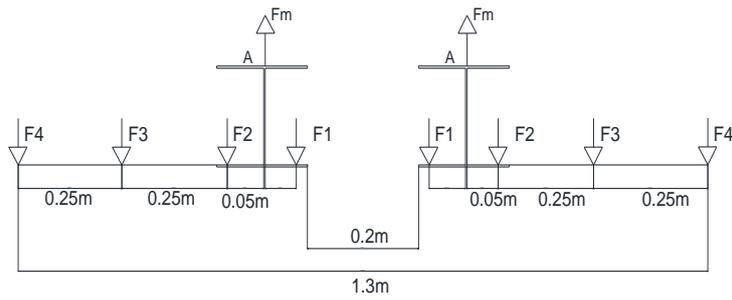


Figura 79 Sumatoria de fuerza en el eje Y

$$\Sigma f_y = 0$$

$$0 = 2F_m - 2F_1 - 2F_2 - 2F_3 - 2F_4 - 2F_{upn}$$

$$0 = 2F_m - 8F - 2F_{upn}$$

$$F = \frac{2F_m - 2F_{upn}}{8}$$

$$F = \frac{(3284.35N - 218.2N)}{4}$$

$$F = 766.5N$$

Con lo que se comprueba que los 8 pernos para la sujeción de la estructura del motor son correctos, porque el valor de tensión está por debajo del valor de tensión admisible.

f.3.5 CÁLCULO DE CABLES DE TRACCIÓN

Los cables de acero están constituidos por alambres colocados alrededor de un alma, los alambres están torcidos para formar torones o cordones y estos se tuercen en sentido contrario para formar el cable, las características como resistencia a la fatiga y resistencia a la abrasión se ven directamente afectadas por el diseño de los torones; los torones proporcionan toda la resistencia en un cable de alma de fibra y de más del 90% en los cables típicos de 6 torones con una alma de cable independiente.

f.3.5.1 ANÁLISIS DE LAS FUERZAS QUE ACTÚAN SOBRE EL CABLE:

Los cables de tracción estarán sometidos a las siguientes cargas, y en base a la ecuación 71, obtenemos el peso del cable.

Peso de la cabina 1190Kg (11662N)

Peso del contrapeso 870Kg (88526N)

Peso del cable 0,268kg/m

$$P_c = 0,268 \frac{kg}{m} * 30m = 8.04kg$$

Según el libro de *Equipos de elevación, grúas y montacargas de Javier García de la Figal Costales*. La influencia del peso del cable solo se tiene en cuenta para alturas elevadas (mayores de 30m) el cual no es el caso del siguiente diseño ya que la altura es tan solo de 15m.

Además el autor señala que para tener en cuenta las fuerzas de fricción en las guías, se incrementa la potencia del motor del 5-10% del peso de las partes móviles, por la ecuación 43 se tiene.

$$f_{friccion} = [0.5 * Q + G + G] * 0.1$$

Donde:

Q peso de la carga. (640Kg)

G peso propio de la cabina. (550Kg)

$$[0.5 * 640Kg + 550Kg + 550Kg] * 0.1 = 142Kg.$$

$$F_f = 142kg * \frac{9.8N}{1kg} = 1390.6N.$$

“Un cable de alambre puede fallar si la carga estática excede la resistencia última del cable... la carga estática está compuesta de: Carga útil, carga originada por frenados o arranques, cargas de choque y fricción entre poleas” (Shigley, 1983). Por otro lado se deben tener en cuenta las fuerzas de inercia de la cabina cargada y vacía, así como

también del contrapeso. Además recomienda que se analice las uniones de los cables bajo dos parámetros, el primero es cuando se produce el arranque y el segundo es cuando se produce el frenado (Costales, 1985).

f.3.5.1.1 EN ARRANQUE O EN MARCHA, EN SENTIDO DE ELEVACIÓN

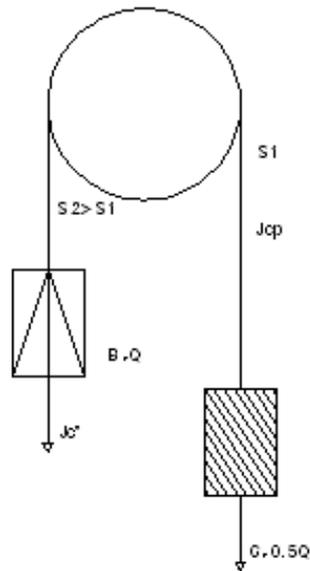


Figura 80 Funcionamiento del mecanismo con cabina cargada

La condición en esta parte es que la tensión del cable que sujeta la cabina es mayor a la del lado que sujeta el contrapeso, por lo que el motor deberá imprimir potencia para que la cabina tenga su movimiento en sentido ascendente. En este caso se tiene:

Peso de la cabina:	1190kg (11662N)
Fricción de elementos móviles:	142Kg (1390.6N)
Peso del contrapeso	870Kg (8526N)

f.3.5.1.1.1 INERCIA DE LA CABINA CARGADA

$$J'_c = m * a$$

Ecuación 91

Donde:

M Masa 1190Kg

a Aceleración lineal según la tabla 590 $a=0.85\text{m/s}^2$

$$J'_c = 1190\text{Kg} * 0.85 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$J'_c = 1011.5\text{N}$$

f.3.5.1.1.2 INERCIA DEL CONTRAPESO (Ecuación 90)

$$J_{cp} = m * a$$

Donde:

M Masa 870Kg

a Aceleración lineal según la tabla 59 $a=0.85\text{m/s}^2$

$$J_{cp} = 870\text{kg} * 0.85 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$J_{cp} = 739.5\text{N}$$

f.3.5.1.1.3 TENSIÓN DEL CABLE EN EL CASO1

Como es un mismo cable que sostiene tanto el contrapeso como la cabina, las fuerzas antes mencionadas se sumaran para hallar la carga que soportará el cable.

$$S = pc + Ff + pcp + j'_c + j_{cp}$$

$$S = 11662N + 1390.6N + 8525N + 1011.5N + 739.5N$$

$$S = 23329.6N$$

f.3.5.1.2 FRENADO DURANTE LA ELEVACIÓN DE LA CABINA VACÍA CASO 2

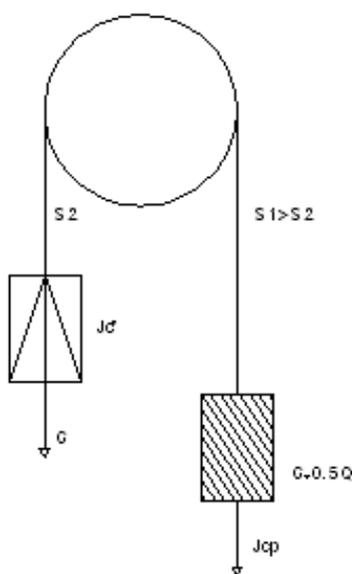


Figura 81 Funcionamiento del mecanismo con cabina vacía

Este caso se presenta cuando la cabina no cuenta con carga y por lo tanto el peso del contrapeso es mayor al peso de la cabina en tal caso se tiene:

Peso del contrapeso	870Kg (8526N)
Inercia del contrapeso	739.5N
Fuerza de fricción:	142kg (1390.6N)
Peso de la cabina Vacía	550kg (5390)

f.3.5.1.2.1 INERCIA DE LA CABINA VACÍA (Ecuación 90)

$$J'_c = m * a$$

$$J'_c = 550Kg * 0.85 \frac{m}{s^2}$$

$$J'_c = 467.5N$$

f.3.5.1.2.1.1 FUERZA DE DETENCIÓN EN LA POLEA.

La energía cinética de la cabina vacía durante la elevación será la misma que la del contrapeso durante el descenso por lo tanto: ecuación 53.

$$Ec = \frac{m * v^2}{2}$$

$$Ec = \frac{870kg * \left(1 \frac{m}{s}\right)^2}{2}$$

$$Ec = 435 J$$

La distancia de frenado de la cabina según Figal Costales, según la ecuación extraída de su libro *Equipos de Elevación de Grúas, Elevadores y Montacargas* es:

$$S_2 = \frac{1}{2} * \frac{v^2}{a_f} \quad \text{Ecuación 92}$$

Donde:

V Velocidad nominal del ascensor (1m/s)

a_f Aceleración de frenada igual a la aceleración positiva (0.85m/s² tabla 59)

$$S_2 = \frac{1}{2} * \frac{\left(1 \frac{m}{s}\right)^2}{0.85 \frac{m}{s^2}}$$

$$S_2 = 0.588m$$

Para poder detener la cabina en ese espacio es necesario imprimir una fuerza en la polea la cual se encuentra con la ecuación 92:

$$Fp = \frac{Ec}{s_2} \quad \text{Ecuación 93}$$

$$Fp = \frac{435Nm}{0.6m}$$

$$Fp = 725N$$

f.3.5.1.2.1.2 TENSIÓN DEL CABLE EN EL CASO 2

$$S = pcp + pcv + Ff + j''_c + j_{cp} + fp$$

$$S = 8526N + 5390 + 1390.6N + 467.5N + 739.5N + 725N$$

$$S = 17238.6N$$

La tensión máxima que soportará el cable en el caso 1 cuando la cabina se encuentra con su carga plena y tiene un movimiento ascendente. Es este caso la carga estática es 23329.6N. Como ya se ha visto en la sección de dimensionamiento del motor el dispositivo seleccionado cuenta con una polea de $\varnothing 320\text{mm}$ con 5 canales para un alambre de $\varnothing 8\text{mm}$. En tal caso se deberá dividir la carga estática para el número de cables para saber la tensión que soportará cada cable.

$$tc = \frac{s1}{5}$$

$$tc = \frac{23329.6N}{5} = 4665.92N$$

Con estos valores de la carga máxima que soporta el cable se procede a comparar con el valor de la tabla 58 y se determina el factor de seguridad.

Primeramente se selecciona el tipo de cable a utilizar, según la información que proporciona el manual de la compañía Wire Rope. Los dos aspectos a tomar en cuenta

es la resistencia a la fatiga de un cable y la resistencia a la abrasión, por construcción cuando el cable se diseña a resistencia a la fatiga se lo construye con mayor número de alambres, pero esto hace que sea menos resistente a la abrasión, la fatiga del cable se da por el desgaste del metal del cable al doblarse repetidamente bajo esfuerzo. Esto es lo que sucede en el cable al doblarse en una polea (como es el caso del presente diseño), En la tabla 51 se menciona que el cable 6x19 es utilizado en la industria del ascensor.

Esfuerzo máximo del cable de acero 6x19 \varnothing 8mm (5/16) de alma de acero 45687.6N
 Carga estática máxima que soporta el cable. 4665.92N

f.3.5.1.3 FACTOR DE SEGURIDAD

$$n = \frac{\text{carga ruptura}}{\text{tensión por cable}} \quad \text{Ecuación 94}$$

$$n = \frac{45687.6N}{4665.92N}$$

$$n = 9.79 \approx 10$$

De acuerdo con la tabla 53 el cable 9x19 de \varnothing 8mm puede ser utilizado para el diseño, ya que el factor de seguridad del diseño se encuentra en los márgenes establecidos, además se encuentra en el mínimo rango de la tabla 54 del libro de Javier García de la Figal Costales.

f.3.5.1.3.1 COMPROBACIÓN DEL DIÁMETRO DE LA POLEA OTORGADA POR EL MOTOR

El diámetro de las poleas se dimensiona en función del diámetro del cable. De esta manera, para ascensores de carga con una velocidad menor a 1.5m/s se tiene:

$$\frac{D}{d} = 40 \quad \text{Ecuación 95}$$

$$D = 40 * d$$

$$D = 40 * 8mm = 320mm$$

Con lo que se comprueba que la polea que provee el motor Ge300-320-135 de la fábrica Permagsa es adecuada para este tipo de cable. Como se podrá ver en el apartado del Motor, además se está proponiendo una alternativa de Motor DYNATECH TORNADO Series D-280, que cuenta con una polea de igual medida con lo que también se valida su uso.

f.3.5.2 CÁLCULO DE LA DURACIÓN DEL CABLE EN LA POLEA

Según Joseph Edward Shingley en su libro de Diseño de Ingeniería Mecánica pag.827 dice: *“cuando un cable cargado se flexiona sobre una polea el elemento se estira como un resorte, friccionando la garganta de la polea y produciendo desgaste tanto en el cable como en la polea”*.

f.3.5.2.1 PRESIÓN DE APLASTAMIENTO

La fórmula para determinar la presión de empuje o aplastamiento es la siguiente:

$$p = \frac{2 * f}{d * D} \quad \text{Ecuación 96}$$

Donde:

- P Presión de aplastamiento
- f Fuerza de Tensión del Cable
- d Diámetro del cable
- D Diámetro de la Polea.

$$p = \frac{2 * 4665.92N}{0.008m * 0.32m}$$

$$p = 3.645Mpa$$

De esta manera, comparando con la tabla 54 el valor de la presión de aplastamiento es menor al máximo permitido para este tipo de cable con fricción con una polea de acero al manganeso cuya presión máxima de contacto de 2750psi (18.96Mpa) además la

presión unitaria no debe sobrepasar de 10Mpa para ascensores de pasajeros (Costales, 1985), siendo el caso que se cumple este requisito.

f.3.5.2.2 DESLIZAMIENTOS

Las poleas tractivas deben cumplir la relación de Euler para asegurar que no existirán deslizamientos.

$$\frac{S_e}{S_s} \times \frac{g+a}{g-a} = e^{\mu\alpha} \quad \text{Ecuación 97}$$

Donde:

- S_e Tensión de entrada a la polea.
- S_s Tensión de salida de la polea
- α Ángulo de contacto entre el cable y la polea. (180°)
- μ Coeficiente de fricción entre el cable y la ranura de la polea matriz.

La relación $\frac{S_e}{S_s}$ se refiere a un periodo estable de movimiento (velocidad constante), el término $e^{\mu\alpha}$ se llama factor de tiraje. En la tabla 23 se encuentran algunos valores experimentales de μ en relación al ángulo β del vaciado interior de la ranura de la polea. Por lo que:

$$\frac{1190kg}{870kg} \times \frac{9.8 + 0.85}{9.8 - 0.85} \leq e^{0.173\pi}$$

$$1.618 \leq 1.72$$

Tabla 23 Valores de μ y β del vaciado de la Ranura.

β	0°	30°	60°	90°	100°	110°	120°	130°
μ	0.107	0.117	0.137	0.173	0.192	0.216	0.246	0.289

Fuente. Equipos de elevación, Grúas, Elevadores y Montacargas. Javier García de la Figal Costales. Pag. 355

De tal manera, con una polea que tenga un ángulo de β 90° de vaciado interior en la ranura, para garantizar el tiraje durante el periodo transiente.

f.3.5.2.3 ALARGAMIENTO DEL CABLE DE ACERO

Cuando el cable está sometido a la carga se produce un alargamiento; a continuación se calculará el efecto de alargamiento en los cables del ascensor.

f.3.5.2.3.1 ALARGAMIENTO ESTÁTICO DEBIDO A UNA CARGA AXIAL

$$AE = \frac{C * L}{E * A} \quad \text{Ecuación 98}$$

Donde:

- C Carga Aplicada Kgf 4665.92N (476.1kg)
- l Longitud del cable 30m (30000mm)
- E Módulo de Elasticidad 5600kg/mm²
- A Área aparente del cable en mm²

$$A = \frac{\pi * d^2}{4}$$

$$A = \frac{\pi * (0.008m)^2}{4}$$

$$A = 5.026 \times 10^{-5} m^2 * \frac{1000000 mm^2}{m^2} = 50.26 mm^2$$

$$AE = \frac{C * L}{E * A}$$

$$AE = \frac{476.1 kg * 30000 mm}{5600 \frac{kg}{mm^2} * 50.26 mm^2}$$

$$AE = 50.74 mm (0.0507 m)$$

El alargamiento debido al acomodamiento de los alambres en los torones y los torones en el cable cuando está puesto en servicio, normalmente se lo conoce como

alargamiento permanente por construcción. El porcentaje de alargamiento se muestra en la tabla 55.

$$\Delta l = 0.0025 * L \quad \text{Ecuación 99}$$

$$\Delta l = 0.0025 * 30m$$

$$\Delta l = 0.075m$$

f.3.5.2.3.2 EL ALARGAMIENTO TOTAL

$$At = \Delta l + AE \quad \text{Ecuación 100}$$

$$At = 0.075m + 0.0507m$$

$$At = 0.125m$$

f.3.5.2.4 DETERMINACIÓN DE LA VIDA ÚTIL DE UN CABLE

Teniendo presente que cada vez que el cable pasa por la polea, éste se flexiona debilitando el metal que compone los alambres del cable, por lo tanto, en el presente estudio se tratará de determinar si en un tiempo de 4 años de uso el cable deberá ser cambiado o podrá seguir prestando sus servicios.

El número total de flexiones del cable al pasar por la polea en un ciclo comprendido entre la subida y bajada es de 2 en un tiempo aproximado de 60s. El ascensor el día que más trabaja es el domingo en el cual normalmente la iglesia tiene sus reuniones.

Población de la iglesia: 350 personas

Capacidad del ascensor: 8 personas

f.3.5.2.4.1 NÚMERO DE RECORRIDOS

A continuación se realizará un estudio hipotético de trabajo del ascensor. Suponiendo que el día domingo el ascensor tenga que movilizar ascendente y descendente a todos los asistentes a la iglesia el número total de recorridos será igual a:

$$recorridos = \frac{poblacionde la iglesia * 2}{capacidad del ascensor} \quad \text{Ecuación 101}$$

$$recorridos = \frac{350 * 2}{8}$$

$$recorridos = 87.5 \approx 88$$

f.3.5.2.4.2 EL NÚMERO DE FLEXIONES DEL CABLE AL DÍA

$$ft = recorridos * f \quad \text{Ecuación 102}$$

$$ft = 88 * 2$$

$$ft = 176$$

f.3.5.2.4.3 TIEMPO EN REALIZAR TODO EL RECORRIDO EL DÍA DOMINGO.

f.3.5.2.4.3.1 TIEMPO DE ARRANQUE/DETENCIÓN

$$t_a = \frac{v}{a} \quad \text{Ecuación 103}$$

$$t_a = \frac{1 \frac{m}{s}}{0.85 \frac{m}{s^2}}$$

$$t_a = 1.176s \approx 2s$$

f.3.5.2.4.3.2 TIEMPO DE ASCENSO/DESCENSO

Desde la plata baja hasta el segundo piso (sala de reuniones).

$$v = \frac{e}{t} \quad \text{Ecuación 104}$$

$$t = \frac{10m}{1 \frac{m}{s}} = 10s$$

f.3.5.2.4.3.3 TIEMPO DE RECORRIDO

$$Tr = 2 * ta + 2 * t \quad \text{Ecuación 105}$$

$$Tr = 2 * (2s) + 2 * (10s)$$

$$Tr = 14s$$

f.3.5.2.4.3.4 TIEMPO TOTAL DE TRABAJO DEL ASCENSOR EL DÍA DOMINGO

$$Tt = recorridos * Tr \quad \text{Ecuación 106}$$

$$Tt = 88 * 14s$$

$$Tt = 1232s(0.34horas)$$

Por efectos de cálculo se supondrá que en los otros días de semana el ascensor trabaja un total de 30 minutos más (88 recorridos), es decir, que en la semana el ascensor trabajará un total de 1 hora.

f.3.5.2.4.3.5 EL NÚMERO TOTAL DE FLEXIONES DEL CABLE EN LA POLEA A LA SEMANA

$$F_{semana} = (2 * recorrido) * f \quad \text{Ecuación 107}$$

$$F_{semana} = (2 * 176) * 2$$

$$F_{semana} = 352$$

Si se aspira que el cable tenga una vida útil de 4 años (209 semanas) el número de flexiones será:

$$F_{4años} = F_{semana} * 209$$

$$F_{4 años} = 73568$$

Aplicando la relación que provee la figura 82

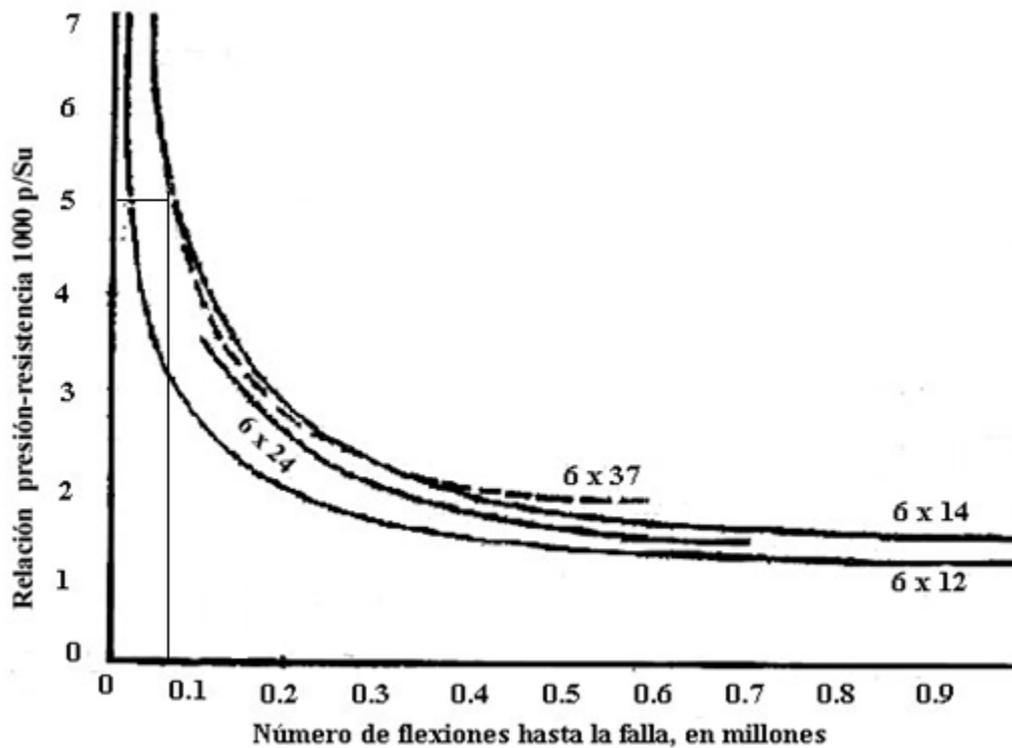


Figura 82 Número de flexiones/Presión aplastamiento.

$$\frac{p}{Su} * 1000$$

Donde:

P Fuerza de aplastamiento del cable en la polea.

Su Límite de resistencia del cable 6x19 otorgado en la tabla 57. Es de 730.8 Ma (106kpsi)

$$\frac{3.645Mpa}{730.844Mpa} * 1000 = 5$$

Según la figura 82 se puede apreciar que 4 años es el límite de trabajo para los cables bajo las características de uso antes señaladas, que como se vio anteriormente es un caso hipotético que en realidad es difícil que se dé.

f.4 DIMENSIONAMIENTO DEL CIRCUITO DE TRACCIÓN.

f.4.1 CÁLCULO DEL MOTOR DE TRACCIÓN.

El periodo transitorio, es el régimen de trabajo transitorio al proceso relacionado con el arranque, el frenaje y la regulación de velocidad.(Costales, 1985)

Durante el periodo transitorio, surgen en los elementos del mecanismo cargas adicionales por causa de las fuerzas de inercias. Que es la capacidad que tiene la materia para oponerse a las fuerzas que pretendan cambiar su estado ya sea de reposo o movimiento.

En el arranque, el motor debe realizar una mayor fuerza para vencer la inercia del reposo del mecanismo y la masa que mueva.

En el frenaje, es el freno el que debe vencer las fuerzas de inercia de las masas en movimiento, debe producir una desaceleración en ellas.

El siguiente proceso de cálculo para el dimensionamiento del motor ha sido adoptado del *Ing. Javier García de la Figal Costales, de su Libro Equipos de elevación, Grúas, Elevadores y Montacargas*. De utilizarse durante el proceso alguna otra información obtenida de otro autor se dará a conocer, caso contrario se dará por sentado que se está siguiendo el método antes descrito.

De manera general la distribución de Torques en un mecanismo de elevación es:

1. Árbol del Motor
2. Árbol del Acople
3. Árbol de la entrada del reductor
4. Árbol interno del reductor
5. Árbol de la salida del Reductor

De donde:

- I1: Momento de inercia del rotor del motor.
- I2: Momento de Inercia del Embrague
- I3: Momento de inercia de la tambora del freno
- I4,I5: Momento de inercia de la transmisión Dentada.
- I6: Momento de inercia de la tambora.
- I7: Momento de inercia de la carga.

Pero como en el presente proyecto se ha optado la utilización de un sistema de Ascensor sin “cuarto de máquinas” el tipo de motor gearless obvia la utilización de un reductor y de un embrague quedando el conjunto de inercias de la siguiente forma:

- I1 Momento de inercia del rotor del motor.
- I2 Momento de inercia del freno.
- I3 Momento de inercia de la polea
- I4 Momento de inercia de la carga.

f.4.1.1 MOMENTO DE ARRANQUE DEL MOTOR

El momento de arranque necesario puede considerarse cómo la ecuación 107:

$$Ma = Me + Md \quad \text{Ecuación 108}$$

Donde:

- Me Momento de resistencia estable.
- Md Momento dinámico o de Inercias, por causa de las inercias de las masas del mecanismo
- Md Por la segunda ley de Newton se sabe que el momento de inercias es igual a:

$$Md = Ieq(\alpha) \quad \text{Ecuación 109}$$

I_{eq} Momento equivalente de inercias de todas las masas del mecanismo, reducidas al árbol del motor.

α Aceleración angular del árbol del motor.

f.4.1.1.1 MOMENTO DE INERCIA

Llamando m a la masa de un campo giratorio cualquiera, G a su peso, ρ el radio de giro de esa masa y D al diámetro de giro (2ρ=D), el momento de inercia respecto al centro de giro es igual a:

$$I = m * \rho^2 = \frac{GD^2}{4g} \quad \text{Ecuación 110}$$

- El producto GD^2 normalmente recibe el nombre de Momento Volante.

Por lo tanto de la segunda ley de newton, el momento dinámico será igual a:

$$M_d = \frac{GD^2}{4g} \quad \text{Ecuación 111}$$

f.4.1.1.2 MOMENTO DE INERCIA EQUIVALENTE

Como en un mecanismo se posee varias masas que giran a diferentes velocidades ω por ello es necesario trabajar con un sistema reducido al árbol del motor o del freno, que ejerce el mismo efecto dinámico que todas las masas del sistema; a eso se denomina *momento de inercia equivalente*: donde las masas principales del mecanismo, aplican al árbol del motor, I_{eq}, el cual determina la condición de igualdad de energía cinética de la masa equivalente y de las masas del mecanismo que se encuentran girando:

$$\frac{I_{eq}(\omega^2)}{2} = \frac{I\omega^2}{2} + \frac{I_1\omega_1^2}{2} + \dots + \frac{I_n\omega_n^2}{2}$$

Esta ecuación siendo expresada a través de momentos volantes:

$$\frac{GD^2 e_{qg}(\omega^2)}{2*4g} = \frac{GD^2 \omega^2}{2*4g} + \frac{GD^2_1 \omega_1^2}{2*4g} + \dots + \frac{GD^2_n \omega_n^2}{2*4g} \quad (a)$$

Llamando:

$$i_1 = \frac{\omega}{\omega_1} \dots i_2 = \frac{\omega}{\omega_2} \dots i_n = \frac{\omega}{\omega_n}$$

La expresión (a) queda:

$$GD^2_{eqg} = GD^2 + \frac{(GD^2)_1}{i_1^2} + \dots + \frac{(GD^2)_2}{i_2^2} + \dots + \frac{(GD^2)_n}{i_n^2} \quad (b)$$

- A medida que la masa se aleja cinemáticamente del árbol del motor, disminuye en un mayor grado la influencia del mismo en el valor del momento volante equivalente.
- En la práctica se puede tener en cuenta la influencia de las masas giratorias del mecanismo, que no giran a la velocidad del rotor mediante un coeficiente δ de modo que:

$$GD^2_{eqg} = \delta(GD^2) \quad (c)$$

De la misma manera se puede analizar el efecto de la masa del mecanismo con movimiento lineal, las mismas que se sustituyen por un momento volante equivalente $(GD^2)_{eq_l}$ en el árbol del motor que girará junto con él y que produce el mismo efecto dinámico que las masas iniciales. (Costales, 1985)

Teniendo:

$$\frac{m(v^2)}{2} = \frac{(GD^2)_{eq_l} * w^2}{2 * 4g} \quad (d)$$

Donde:

- v: Velocidad lineal de la masa m.
 GD^2_{eq} Momento volante equivalente aplicado al árbol del motor.

Como:

$$\omega = \frac{n\pi}{30} \quad \text{y} \quad m = \frac{Q}{g}$$

Donde:

- n: velocidad en rpm del motor.
- Q: Peso de la masa con movimiento lineal.
- η : rendimiento del mecanismo.

Sustituyendo en (c)

$$(GD^2)_{eq_l} = \frac{3600 * Qv^2}{\pi * n^2 * \eta}$$

Finalmente, en el periodo de arranque, el momento volante equivalente total, aplicado al árbol del motor, será la suma de las expresiones (c) y (d)

$$(GD^2)_{eq} = \frac{3600*Qv^2}{\pi^2*n^2*\eta} + \delta * (GD^2) \text{ (e)}$$

Para calcular el momento volante GD^2_{eq} se hace de forma análoga pero como las resistencias de la inercia ayudan a frenar el mecanismo, la eficiencia se coloca en el numerador obteniendo:

$$GD^2_{eq} = \frac{3600*Q*v^2*\eta}{\pi^2*n^2} + \delta * (GD^2) \quad \text{Ecuación 112}$$

De ésta manera, el momento de arranque del momento volante equivalente total será:

$$Q = pc + pcp$$

Donde:

- pc Peso de la cabina 1190kg (11662N)
- pcp Peso del contrapeso 870kg (8526N)
- n Velocidad nominal del motor 60rpm
- η Eficiencia
- G Peso de la cabina 550kg (5390N)

$$(GD^2)_{eq} = \frac{3600 * (11662N + 8526N) * \left(60 \frac{m}{min}\right)^2}{\pi^2 * \left(60 \frac{rev}{min}\right)^2 * 0.8} + (8526N * (0.320m)^2)$$

$$(GD^2)_{eq} = 219500.5 Nm^2$$

En el periodo de frenaje, el momento volante equivalente será igual a:

$$GD^2_{eq} = \frac{3600 * Q * v^2 * \eta}{\pi^2 * n^2} + \delta * (GD^2)$$

$$GD^2_{eq} = \frac{3600 * (11662N + 8526N) * \left(60 \frac{m}{min}\right)^2 * 0.8}{\pi^2 * \left(60 \frac{rev}{min}\right)^2} + (8526N * (0.320m)^2)$$

$$GD^2_{eq} = 5899485.6 Nm^2$$

f.4.1.2 SELECCIÓN DEL MOTOR ELÉCTRICO Y EL FRENO

La selección del Motor eléctrico debe hacerse teniendo en cuenta las características fundamentales de los motores:

- Potencia nominal. N_n
- Tiempo relativo de la conexión, DC %
- Calentamiento del Motor.
- Par de Arranque.

Los pasos a seguir son los siguientes:

f.4.1.2.1 POTENCIA ESTABLE NECESARIA

Determinación de la potencia necesaria en el mecanismo durante el periodo estable, es decir, para mantener la carga en movimiento constante.

$$Ne = \frac{0.5 * Q * v}{1020 * \eta}$$

Ecuación 113

$$Ne = \frac{(6272N * 0.5) * \left(1 \frac{m}{s}\right)}{1020 * 0.8}$$

$$Ne = 3.84 KW$$

Para tener en cuenta la fricción en las guías se incrementa la potencia en un 5-10% del peso de las partes móviles es decir de la cabina vacía así como del contrapeso.

$$(0.5 * cu + pc + pc) * 0.1 = [(0.5 * 6272N) + 5390N + 5390N] \\ = 1391.6N$$

$$Ne = \frac{(6272N * 0.5 + 1391.6N) * \left(1 \frac{m}{s}\right)}{1020 * 0.8}$$

$$Ne = 5.5KW$$

f.4.1.2.2 SELECCIÓN DEL MOTOR

Selección del motor de los catálogos correspondientes de modo que se cumpla la condición $N_n < N_e$. Siempre y cuando el DC (tiempo relativo de la conexión) del motor sea igual al del mecanismo.

De los fabricantes de motores para ascensores la empresa PEMAGSA presenta su producto ge300-320-135 que es para un ascensor de capacidad para 8 personas como se muestra en la tabla 58 cuya potencia nominal Mecánica es de 3.8KW. Lamentablemente los fabricantes no han provisto la información del tiempo relativo de la conexión DC, por esta razón no se busca cumplir ésta condición, aunque se garantiza que la potencia nominal del motor es suficiente para garantizar el trabajo óptimo del sistema.

$$N_n < N_e$$

$$3.8KW < 5.5KW$$

Se ha visto pertinente presentar la alternativa del Motor DYNATECH TORNADO Series D-280. Que tiene las mismas características del Motor ge300-320-135.

f.4.1.2.3 CÁLCULO DEL TIEMPO DE ARRANQUE DEL MECANISMO CUANDO ELEVA LA CARGA NOMINAL DEL MISMO

Este valor debe estar dentro del intervalo recomendado.

$$t_a = t_f = 1 \div 2s$$

De la tabla 59 se da, que para una velocidad de 1m/s se tiene una aceleración de $0.85m/s^2$

f.4.1.2.3.1 TIEMPO DE ARRANQUE

(t_a) tiempo que dura el periodo trasiente, es decir, el tiempo del arranque tomando las magnitudes M_e y $(GD^2)_{eq}$ como constantes, la ecuación 113 nos permite encontrar éste tiempo.

$$T_{a=} \frac{GD^2_{eq} * n * \pi}{120g * (Ma - Me)} \quad \text{Ecuación 114}$$

Donde:

GD^2_{eq}	Momento Volante Equivalente.
Ma	Momento de Arranque (por el manual 1120Nm).
Me	Momento Necesario en el periodo estable.

f.4.1.2.3.2 PESO DE LA POLEA (Ecuación 75)

Longitud (lp)	0.135m
Densidad del hierro fundido	$7874kg/m^3$

$$Vol = \pi * r^2 * lp$$

$$Vol = \pi * (0.16m)^2 * 0.135m = 0.011m^3$$

$$masa = Vol * \rho$$

$$masa = 0.011m^3 * 7874 \frac{kg}{m^3} = 85.5kg$$

$$GD^2_{eq} = \frac{3600 * 6272N * \left(1 \frac{m}{s}\right)^2}{\pi^2 * \left(60 \frac{rev}{min}\right)^2 * 0.8} + 1.2 * [(837.9N * (0.230m)^2)]$$

$$GD^2_{eq} = 847.5Nm^2$$

f.4.1.2.3.3 MOMENTO NECESARIO EN EL PERIODO ESTABLE

$$Me = 9750 \frac{Ne}{n} \quad \text{Ecuación 115}$$

$$Me = 9750 \frac{3.8KW}{60rpm}$$

$$Me = 617.5Nm$$

f.4.1.2.3.4 MOMENTO DE ARRANQUE (Ecuación 107)

M_{max} Momento Máximo 1120Nm, datos de catálogo.

$$Ma = \frac{M_{max} + 1.1Me}{2}$$

$$Ma = \frac{1120Nm + 1.1 * 617.5Nm}{2}$$

$$Ma = 899.62Nm$$

Tiempo de arranque. Aplicando la ecuación 113 se tiene:

$$T_a = \frac{GD_{eq}^2 * n * \pi}{120g * (Ma - Me)}$$

$$T_a = \frac{847.5Nm^2 * 60rpm * \pi}{120 * 9.8 \frac{m}{s^2} * (899.625Nm - 617.5Nm)}$$

$$T_a = 0.48s \approx 0.5s \cong 1s$$

f.4.1.2.3.5 ACELERACIÓN DE ARRANQUE

Debe estar cerca de la aceleración otorgada por la tabla 59, que para una velocidad nominal de 1m/s la aceleración es de $0.85m/s^2$, según la ecuación 49.

$$a = \frac{v}{t_a}$$

$$a = \frac{1 \frac{m}{s}}{1s}$$

$$a = 1 \frac{m}{s^2} \cong 0.85$$

A continuación se obtendrá el tiempo de arranque en dos condiciones adicionales al 75% y 50% de la carga.

f.4.1.2.3.5.1 CASO 1

$$0.75Q = 345kg (3381N)$$

Ecuación 111.

$$GD_{eq}^2 = \frac{3600 * 3381N * \left(1 \frac{m}{s}\right)^2}{\pi^2 * \left(60 \frac{rev}{min}\right)^2 * 0.8} + 1.2 * [(837.9N * (0.230m)^2)]$$

$$GD_{eq}^2 = 770.36Nm^2$$

Ecuación 114.

$$Me_2 = 0.75Me$$

$$Me_2 = 0.75(893.75Nm)$$

$$Me_2 = 670.31Nm$$

Ecuación 113.

$$T_a = \frac{GD^2_{eq} * n * \pi}{120g * (Ma - Me_2)}$$

$$T_a = \frac{770.36Nm^2 * 60rpm * \pi}{120 * 9.8 \frac{m}{s^2} * (1051.56Nm - 670.31Nm)}$$

$$T_a = 0.32s$$

f.4.1.2.3.5.2 CASO 2

$$0.5Q = 230kg (2254N)$$

Ecuación 111.

$$GD^2_{eq} = \frac{3600 * 2254N * \left(1 \frac{m}{s}\right)^2}{\pi^2 * \left(60 \frac{rev}{min}\right)^2 * 0.8} + 1.2 * [(837.9N * (0.230m)^2)]$$

$$GD^2_{eq} = 338.66Nm^2$$

Ecuación 114.

$$Me_3 = 0.5Me$$

$$Me_3 = 0.5(893.75Nm)$$

$$Me_3 = 446.875Nm$$

Ecuación 113.

$$T_a = \frac{GD^2_{eq} * n * \pi}{120g * (M_a - M_e)}$$

$$T_a = \frac{338.66Nm^2 * 60rpm * \pi}{120 * 9.8 \frac{m}{s^2} * (1051.56Nm - 446.875Nm)}$$

$$T_a = 0.01s$$

f.4.1.3 COMPROBACIÓN DE CALENTAMIENTO

f.4.1.3.1 MOMENTO TÉRMICO EQUIVALENTE

Relaciona a todos los momentos equivalentes estáticos multiplicados por la sumatoria de los tiempos de arranque.

$$M_{eq} = \sqrt{\frac{\sum M_i^2 t_i}{120}} \quad \text{Ecuación 116}$$

Me	893.75Nm	t1	1s
Me ₂	670.31Nm	t1	0.32 s
Me ₃	446.87Nm		0.15s

$$M_{eq} = \sqrt{\frac{[(893.75Nm)^2 * 1s] + [(670.31Nm)^2 * 0.32s] + [(446.87Nm)^2 * 0.15s]}{120}}$$

$$M_{eq} = 89.6Nm$$

f.4.1.3.2 POTENCIA TÉRMICAMENTE EQUIVALENTE

Donde:

Meq	Momento equivalente
N	Frecuencia

$$Neq = \frac{Meqn}{9750} \quad \text{Ecuación 117}$$

$$Neq = \frac{89.6Nm * 60}{9750}$$

$$Neq = 0.55KW$$

Para que no caliente el motor se debe cumplir la condición, $Nn \leq N$

$$6.8KW \leq 0.55KW$$

Por lo tanto se comprueba que el motor no sufrirá un sobrecalentamiento.

El motor seleccionado cumple con la condición de t_a en el intervalo, además, no se recalienta por lo cual, éste motor es adecuado para el mecanismo de elevación

f.4.1.4 SELECCIÓN DEL FRENO

El dispositivo de freno con que cuente el motor, debe producir un momento suficiente para que garantice la detención del ascensor, éste parámetro se lo determina mediante la ecuación 117.

$$M_f = kM_e \quad \text{Ecuación 118}$$

Para un régimen de trabajo ligero, Javier García de la Figal Costales recomienda un valor de K de 1.5

$$M_f = 1.5 * 893.75Nm$$

$$M_f = 1340.6Nm$$

f.4.1.5 MÉTODO ALTERNATIVO

Primeramente se calcula las inercias de todos los elementos que conforman el motor; como se ha mencionado anteriormente el tipo de motor que se propone para esta tesis que es un gearless es decir no posee reductor por lo tanto las inercias se concretan en la polea, eje del motor, disco de freno.

Según el catálogo el motor Ge 300 320 135

f.4.1.5.1 INERCIA DE LA POLEA

f.4.1.5.1.1 PESO DE LA POLEA (Ecuación 75)

Longitud (lp)	0.135m
Densidad del hierro fundido	7874kg/m ³

$$Vol = \pi * r^2 * lp$$

$$Vol = \pi * (0.16m)^2 * 0.135m = 0.011m^3$$

$$masa = Vol * \rho$$

$$masa = 0.011m^3 * 7874 \frac{kg}{m^3} = 85.5kg$$

f.4.1.5.1.2 VELOCIDAD ANGULAR DE LA POLEA

$$\omega = \frac{v}{r} \quad \text{Ecuación 119}$$

$$\omega = \frac{1 \frac{m}{s}}{0.160m}$$

$$\omega = 6.25 \frac{rad}{s}$$

f.4.1.5.1.3 INERCIA DE LA POLEA

$$I = \frac{m \cdot r^2}{2} \quad \text{Ecuación 120}$$

$$I = \frac{86kg \cdot (0.16m)^2}{2}$$

$$I = 1.094kgm^2$$

f.4.1.5.1.4 ACELERACIÓN ANGULAR DE LA POLEA

Aplicando la condición fundamental de la dinámica de rotación.

$$M = I \cdot \alpha \quad \text{Ecuación 121}$$

$$T1 \cdot r1 - T2 \cdot r2 = I\alpha$$

Reemplazando el valor de T1 por la masa de la cabina y de T2 por la masa del contrapeso y despejando la aceleración se tiene:

$$\alpha = 9.81 \frac{(mc \cdot r - mcp \cdot r)}{I + (mc \cdot r)^2 + (mcp \cdot r)^2}$$

$$\alpha = 9.81 \frac{m}{s^2} \frac{(1190kg \cdot 0.16m - 870kg \cdot 0.16m)}{1.094kgm^2 + (1190kg \cdot 0.16m)^2 + (870kg \cdot 0.16m)^2}$$

$$\alpha = 9.331 \frac{rad}{s^2}$$

f.4.1.5.2 INERCIA DE FRENO

Para el cálculo de las inercias del freno se utilizará la ecuación 119 del momento de Inercia de un cilindro hueco.

Donde:

M masa del disco

r1 radio interno

r2 radio externo.

Las dimensiones del freno han sido extraídas del catálogo del motor.

$$R2=0.027m$$

$$R1=0.0897m$$

$$\delta \text{ aluminio} = 2700 \text{ kg/m}^3$$

f.4.1.5.2.1 MASA DEL DISCO DE FRENO

$$A1 = \pi(0.027m)^2$$

$$A1 = 0.00229m^2$$

$$A2 = \pi(0.0897m)^2$$

$$A2 = 0.025m^2$$

$$A = A2 - A1$$

$$A = 0.025m^2 - 0.00229m^2$$

$$A = 0.022m^2$$

Ecuación 75.

$$Vol = \pi * 0.022m^2 * 0.019m = 1.092x10^{-4}m^3$$

$$masa = Vol * \rho$$

$$masa = 1.092x10^{-4}m^3 * 2700 \frac{kg}{m^3} = 0.295kg$$

f.4.1.5.2.2 INERCIA DEL DISCO DE FRENO (Ecuación 119)

$$I = \frac{m * r^2}{2}$$

$$I = \frac{0.295kg * [(0.0897m)^2 - (0.027m)^2]}{2}$$

$$I = 1.079x10^{-3}kgm^2$$

f.4.1.5.3 INERCIA DEL EJE DEL MOTOR

f.4.1.5.3.1 PESO DEL EJE DEL MOTOR

Densidad de A36 δ 7850kg/m³

Diámetro 0.057m

$$A = \pi(0.0285m)^2$$

$$A = 0.002552m^2$$

Ecuación 75.

$$Vol = \pi * 0.002552m^2 * 0.5m = 0.001276m^3$$

$$masa = Vol * \rho$$

$$masa = 0.001276m^3 * 7850 \frac{kg}{m^3} = 10kg$$

f.4.1.5.3.1.2 INERCIA DEL EJE (Ecuación 119)

$$I = \frac{m * r^2}{2}$$

$$I = \frac{10kg * (0.0285m)^2}{2}$$

$$I = 0.016kgm^2$$

f.4.1.5.4 SUMATORIA DE INERCIAS

Se procede a sumar las inercias antes encontradas por medio de la ecuación 121.

El catálogo ofrece un valor del momento de inercia de las partes internas del motor que es de $2 \times 10^{-6} kgm^2$

$$I_t = I_p + I_f + I_e + I_m$$

Ecuación 122

$$I_t = (1.094 + 0.001079 + 0.016 + (2 \times 10^{-6}))$$

$$I_t = 1.11 kgm^2$$

f.4.1.5.5 MOMENTO DE ROTACIÓN DEL MOTOR

Por medio de la ecuación 119 que es el teorema fundamental de la dinámica de rotación, se obtiene el momento de rotación del conjunto de las partes que conforman el motor.

$$M = I_t * \alpha$$

$$M = 1.11kgm^2 * 1,33 \frac{rad}{s^2}$$

$$M = 10.372Nm$$

f.4.1.5.6 INERCIAS DEL SISTEMA ANGULAR LINEAL

Como no se tiene reductor, todos los elementos giran a la misma velocidad del motor ω , de esta manera se procede a realizar la suma del producto de las inercias con la velocidad angular multiplicada por $\frac{1}{2}$ en la ecuación 122.

Ecuación 123

$$\frac{1}{2} * (I_{ms} * \omega m^2) = + \frac{1}{2} * (I_p * \omega m^2) + \frac{1}{2} * (I_f * \omega m^2) + \frac{1}{2} * (I_e * \omega m^2) + \frac{1}{2} * (I_{m'} * \omega m^2) + \frac{1}{2} * (m_p * v^2) + \frac{1}{2} * (m_c * v^2)$$

Donde:

I_{ms}	Inercia del Sistema
ωm	velocidad angular del motor (por este tipo de motor es la misma para todo el mecanismo)
I_p	Inercia polea
I_f	Inercia del freno
I_e	Inercia del eje del motor
$I_{m'}$	Inercia del motor que provee el manual
m_p	Masa del contrapeso
m_c	Masa de la cabina.
v	Velocidad lineal.
J_{rm}	Inercia del sistema angular lineal

Despejando el J_{rm} .

Ingresando los valores de las variables y despejando el valor de J_{rm} tenemos: (se ha utilizado la herramienta del software Matchad 14 para realizar esta operación)

$$\frac{1}{2} J_{rm} * \omega m^2 = \frac{1}{2} J_m * \omega p^2 + \frac{1}{2} J_p * \omega p^2 + \frac{1}{2} m_p * v^2 + \frac{1}{2} m_c * v^2$$

$$J_{rm} = 53.344989257095448005$$

Aplicando el Teorema fundamental de la dinámica de rotación ecuación 119.

$$M_i = I * \alpha$$

$$M_i = 53.34 \text{Kg}m^2 * 9.331 \frac{\text{rad}}{s^2}$$

$$M_i = 497.74 \text{Nm}$$

f.4.1.5.6.1 POTENCIA DEL MOTOR

$$P = M_i * \omega$$

Ecuación 124

$$P = 497.74 \text{Nm} * 6.25 \frac{\text{rad}}{s}$$

$$P = 3110.8 \text{Watt}$$

Con éste resultado, se comprueba que el motor PERMAGSA ge300-320-135 (DYNATECH TORNADO SERIES D-280) es adecuado para el ascensor, ya que su potencia mecánica es de 3.86Kw, la cual es mayor a la potencia que ha sido calculada, pero a su vez el valor de la potencia demuestra que no se está sobredimensionando el motor, ya que los valores de potencia son muy cercanos. A continuación se realizará los cálculos del par de frenada para saber si el freno que dispone dicho motor es suficiente para los requerimientos del sistema.

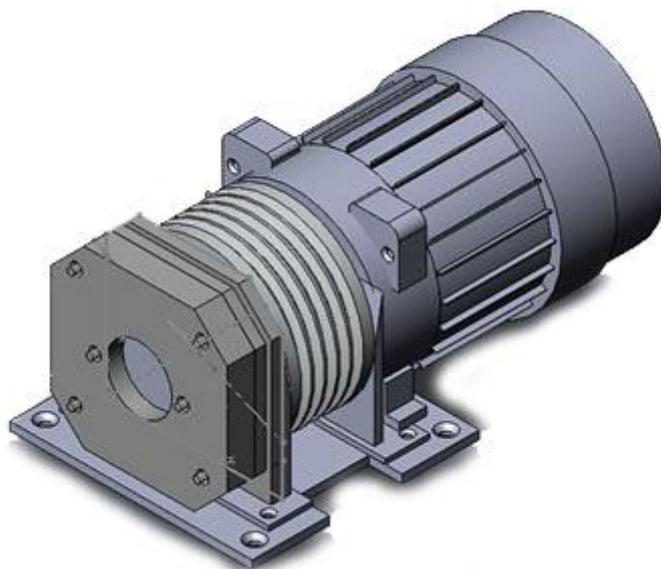


Figura 83 Motor PERMAGSA ge300-320-135

f.4.1.5.7 FRENO

De acuerdo a la norma EN81-1, el par de frenada debe ser capaz de frenar de forma segura el ascensor con una carga equivalente al 125% de la carga nominal y bloquearlo después de su parada. Un sistema de freno para un motor de ascensor funciona cuando las zapatas son presionadas ante el tambor por medio de unos resortes, las zapatas son separadas del tambor cuando se pone en tensión el electroimán que las acciona (Miravete, 1998). Por tanto en posición de reposo o sea cuando no hay tensión, el grupo tractor está frenado.

f.4.1.5.7.1 PAR DE FRENADA

Como se ha mencionado anteriormente la norma EN81, estipula que el par debe ser suficiente para frenar de forma segura el ascensor. El par se compone de dos partes: “la componente estática necesaria para bloquear el sistema después de la detención y la componente dinámica para absorber la energía cinética de todas las partes móviles del sistema” (Miravete, 1998), en condiciones normales el freno electromagnético será utilizado cuando la velocidad es prácticamente nula, de ésta manera, el par de frenada es casi igual al par estático, sin embargo para el diseño se debe calcular para los casos más desfavorables, esto se produciría en un corte de energía eléctrica, cuando la cabina alcanza el piso inferior con la carga equivalente de 125% de la carga nominal (como lo señala la normativa), aún en ésta situación el freno debe ser capaz de detener la cabina de forma fiable por lo tanto se debe tomar en cuenta los estudios estáticos y dinámicos.

f.4.1.5.7.1.1 PAR ESTÁTICO

Por medio de la ecuación 124, se calcula el par estático.

$$M_{est} = \frac{(1.25Qu + Qb - Qc) * g * Dt}{2i_g} \quad \text{Ecuación 125}$$

Donde:

- Qu Carga útil (640kg)
- Qb Peso de cabina (550kg)
- Qc Peso del contrapeso (870kg)
- Dt Diámetro de la polea de arrastre (0.32m)
- ig Relación de transmisión que corresponde al cociente entre las rpm del motor y las de la corona (1 porque no se posee reductor)

$$M_{est} = \frac{(1.25(640kg) + 550kg - 870kg) * 9.81 \frac{m}{s^2} * 0.32m}{2 * 1}$$

$$M_{est} = 752.6Nm$$

f.4.1.5.7.1.2 PAR DINÁMICO

“Los Transportes en la Ingeniería Industrial” de Antonio Miravete

$$M_{din} = I * \varepsilon \quad \text{Ecuación 126}$$

Donde:

- I Sumatoria de Momentos de inercia $I = I1 + I2 + I3$
- I1 Momento de inercia del rotor, tambor de freno y tornillo sinfín.
- I2 Momento de inercia de la rueda del tornillo sinfín y polea (aproximadamente 10 a 15% I1)
- I3 Momento de inercia de todas las partes del sistema que se mueven linealmente.

$$I3 = \frac{(1.25Qu + Qb + Qc) * Dt^2}{4 * ig^2} \quad \text{Ecuación 127}$$

Los valores de I1 han sido calculados anteriormente.

Inercia del eje	0.00107kgm ²
Inercia del freno	0.016kgm ²

$$\begin{array}{ll} \text{Inercia del encoder} & 2 \times 10^{-6} \text{ kgm}^2 \\ I1 & 0.017 \text{ kgm}^2 \end{array}$$

Los valores de I2 han sido calculados anteriormente.

$$\text{Inercia de la polea} \quad 1.094 \text{ kgm}^2$$

$$I3 = \frac{(1.25 * 640 \text{ kg} + 550 \text{ kg} + 870 \text{ kg}) * (0.32 \text{ m})^2}{4 * 1}$$

$$I3 = 56.83 \text{ Kg m}^2$$

$$I = 0.017 \text{ Kg m}^2 + 1.094 \text{ Kg m}^2 + 56.83 \text{ Kg m}^2$$

$$I = 58 \text{ kg m}^2$$

f.4.1.5.7.1.3 RAZÓN DE FRENO

$$\varepsilon = \frac{2 * \pi * n}{60 * t_f}$$

Ecuación 128

Donde:

tf tiempo de frenada.

n frecuencia

$$\varepsilon = \frac{2 * \pi * 60}{60 * 1 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 6.28$$

f.4.1.5.7.1.4 MOMENTO DINÁMICO (Ecuación 125)

$$M_{din} = I * \varepsilon$$

$$M_{din} = 58 \text{ kg m}^2 * 6.28 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$M_{din} = 363.88 \text{ Nm}$$

f.4.1.5.7.2 PAR DE FRENADA TOTAL

El par de frenada total requerido, será igual a:

$$M_f = M_{est} + M_{din} \quad \text{Ecuación 129}$$

$$M_f = 762.6Nm + 363.88Nm$$

$$M_f = 1126.5Nm$$

Para cumplir con éste valor del momento del freno, se necesita que el motor posea un freno de seguridad Round Stop 2x725 que es capaz de producir un par de freno de 1450Nm como se puede ver en el anexo de freno del motor Greenstar, k.6. 1.

La Alternativa del Motor DYNATECH TORNADO series D-280 cuenta con el freno WAGNER ERS VAR 15-11 CAPAZ DE PRODUCIR 1400Nm de par de frenado.

f.4.2 POLEA DE TRACCIÓN

La polea en un motor de ascensor, es el elemento que transmitirá el movimiento al sistema (de allí su nombre), la polea debe ser diseñada de forma cuidadosa para que además de soportar los esfuerzos que le transmite el cable, sea capaz de transmitir la tracción de éstos por adherencia. Las poleas tractoras tienen tres parámetros de diseño que son: a) su diámetro, b) el perfil de sus canales o gargantas, y c) el material de que están construidas.

En cuanto a su diámetro, la polea viene en parte determinada por la velocidad de desplazamiento que se fije a la cabina, existiendo la posibilidad de variar la velocidad de la cabina variando el diámetro de la polea, sin embargo, el diámetro tiene un límite, ya que al reducir el diámetro se reduce la vida útil de los cables de tracción; la Normativa EN-81 fija una restricción de un mínimo de 40 para la relación del diámetro de la polea con el diámetro del cable.

En cuanto al perfil de la polea de arrastre, tiene influencia en la duración del cable, normalmente el perfil de garganta utilizado son las trapezoidales y circulares como se puede ver en la figura 84

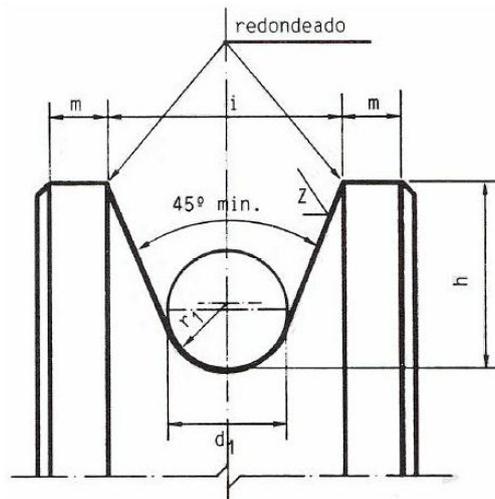


Figura 84 Polea de Perfil Semicircular

“Las gargantas trapezoidales producen un una muy buena adherencia del cable, pero a costa de una gran presión que deteriora prematuramente el cable, mientras que la garganta semicircular produce menos adherencia pero el desgaste del cable es menor que el caso anterior, sin embargo, el perfil de garganta más utilizado semicircular con una ranura que aumenta la adherencia del cable”(Miravete, 1998). Por esta razón se utilizará el perfil semicircular con una ranura; además se realizará los cálculos de las presiones de las poleas.

El último factor en tomar en cuenta en el diseño de la polea, es el material del cual está construido ya que éste influirá en el rozamiento del cable. De manera general, las poleas tractoras son de fundición de hierro gris de resistencia, suficiente para soportar la presión específica del cable sobre la garganta sin que produzca un desgaste anormal.

f.4.2.1 ADHERENCIA DE LOS CABLES EN LA POLEA

El concepto de este principio es que la adherencia de los cables de la garganta de la polea debe ser suficiente para que al moverse ésta (la polea), arrastre los cables tanto de subida como de bajada con su carga máxima. Por lo tanto:

$$\frac{t_1}{t_2} C_1 C_2 \leq e^{f\alpha} \quad \text{Ecuación 130}$$

Donde:

α Ángulo de abrasamiento en rad. $180^\circ (\pi)$

t_1/t_2 Relación entre la carga o fuerza estática mayor (t_1) y menor (t_2)

C_1 Coeficiente que es función de desaceleración de frenado de la cabina, y la aceleración normal de la gravedad g_n se puede hallar por medio de la ecuación 130 sin embargo se puede admitir los valores de la tabla 24.

$$c_1 = \frac{g_{n+a}}{g_{n-a}} \quad \text{Ecuación 131}$$

Tabla 24 Coeficiente que es función de desaceleración de frenado de la cabina

Valor de C1	Valores de la velocidad nominal
1.10	0 - 0.65 m/s
1.15	0.65 - 1 m/s
1.20	1 - 1.6 m/s
1.25	1.6 - 2.5 m/s

C_2 Coeficiente que tiene en cuenta la variación del perfil de la polea de tracción debido al desgaste y se puede relacionar de la siguiente forma.

Tabla 25 Coeficiente que tiene en cuenta la variación del perfil de la polea de tracción debido al desgaste

Valores de C2	Tipo de perfil de la garganta
1	Poleas de gargantas semicirculares o entalladas
1.2	Gargantas trapezoidales o en V

e Base de logaritmos Neperianos.

- f Coeficiente de rozamiento de los cables en las gargantas de las poleas de tracción, que es igual a la tabla 26.

Tabla 26 Ecuaciones para encontrar el coeficiente de rozamiento

$f = \frac{\mu}{\text{sen}\frac{\gamma}{2}}$	Poleas de garganta trapezoidal o en V.
$f = \frac{4\mu \cdot \text{sen}\frac{\beta}{2}}{\beta + \text{sen}\beta}$	Poleas de garganta semicircular.
$f = \frac{4\mu \left(1 - \text{sen}\frac{\delta}{2}\right)}{\pi - \delta - \text{sen}\delta}$	Poleas de garganta semicircular con entenalla. Ecuación 131

De esta manera aplicando la ecuación 131, para una polea de perfil de garganta semicircular con ranura; el valor de β más favorable es de 150° a 120° según Antonio Miravete; de la misma manera el valor del coeficiente de rozamiento (μ) es de 0.09 para la polea de acero fundido. Se selecciona un ángulo de 150° (2.618 rad), δ 80° (1.39)

$$f = \frac{4\mu \left(1 - \text{sen}\frac{\delta}{2}\right)}{\pi - \delta - \text{sen}\delta} \quad \text{Ecuación 132}$$

$$f = \frac{4(0.09) \cdot \left(1 - \text{sen}\frac{1.39\text{rad}}{2}\right)}{\pi - 1.39 - \text{sen}1.39} = 0.2$$

Los dos casos extremos en los que se recomienda realizar los cálculos para las tensiones son:

f.4.2.1.1 CABINA CARGADA LLEGANDO A LA PLANTA ALTA

$$\frac{t1}{t2} = \frac{Q_b + Q_u + Q_l}{Q_c + Q_e} \quad \text{Ecuación 133}$$

Donde:

- Qb Peso de la cabina.
- Qu Carga útil
- Ql Peso de los cables (despreciable porque la altura es menor a 30m)
- Qc Peso del contrapeso
- Qe Peso de los cables del contrapeso

De esta manera:

$$\frac{Q_b + Q_u + Q_l}{Q_c + Q_e} C1C2 \leq e^{f\alpha}$$

$$\frac{550kg + 640kg}{870kg} * 1.15 * 1 \leq e^{0.2*3.1416}$$

$$1.57 \leq 1.9$$

f.4.2.1.2 CABINA DESCARGADA LLEGANDO A LA PLANTA BAJA

$$\frac{t1}{t2} = \frac{Q_b+Q_l}{Q_c+Q_e}$$

Ecuación 134

$$\frac{Q_c + Q_l}{Q_b + Q_e} C1C2 \leq e^{f\alpha}$$

$$\frac{870kg}{550kg} 1.15 * 1 \leq e^{0.2*3.1416}$$

$$1.81 \leq 1.9$$

Por lo tanto queda comprobado que la polea de gargantas semicirculares con ranuras de ángulos β 150° δ 60° (ángulo del arco cortado por la entenalla de la garganta semicircular) es capaz de producir tracción a los cables en las dos casos críticos.



Figura 85 Polea de Gargantas semicirculares

f.5 SELECCIÓN DEL CIRCUITO DE SEGURIDAD

En este capítulo se analizará los dispositivos de seguridad que actúan en caso de fallo o rotura del mecanismo de tracción. El circuito de seguridad está compuesto por: Limitador de seguridad, cable de accionamiento de paracaídas y mecanismo de paracaídas.

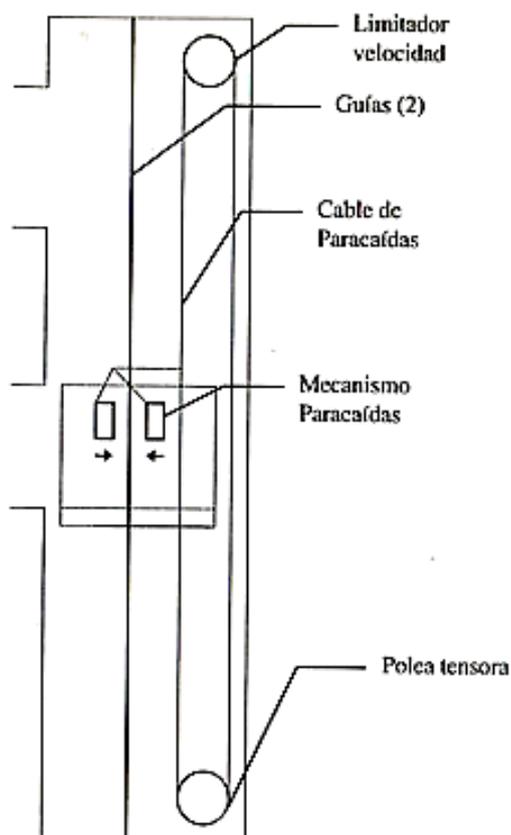


Figura 86 Circuito de paracaídas.

f.5.1 LIMITADOR DE VELOCIDAD

De acuerdo con la EN 81 se dice que los limitadores de velocidad deben ir equipados con un interruptor que corte el circuito del motor o del freno ligeramente antes, o como máximo en el mismo momento del bloqueo. (Miravete, 1998).

La Norma EN 81 recomienda que el limitador de velocidad u otro dispositivo relacionado con él, corten la serie general de la maniobra y provoquen la parada del

grupo tractor, antes de que la cabina, en bajada o en subida, alcance la velocidad de bloqueo del limitador. Para velocidades inferiores a 1m/s, admite que este dispositivo:

- a) Puede intervenir solamente en el momento de bloqueo del limitador, si la velocidad del ascensor está ligada a la frecuencia de la red del limitador, hasta la aplicación del freno mecánico.
- b) Debe intervenir antes que la velocidad de cabina alcance un 115% de la velocidad nominal,

Se decide utilizar el limitador de velocidad LBD 200 del fabricante DYNATECH ya que cumple los requerimientos del sistema del ascensor como se podrá ver en la tabla 27.

Estas características se encuentran en el Anexo k.9



Figura 87 Limitador de Velocidad LBD 200

Tabla 27 Requerimientos y características del Limitador de velocidad

Requerimientos del Sistema	Características del Limitador de Velocidad LBD 200
Velocidad de funcionamiento nominal 1m/s	Velocidad nominal (0.1m/s a 2.3m/s)
Velocidad de actuación 1.4m/s	Velocidad máxima de actuación (0.7m/s a 2.74)
Diámetro del cable 6mm	Diámetro del cable 6mm

Fuente: Catálogo Dynatech Limitador de velocidad lbd 200

f.5.2 CABLE PARA EL ACCIONAMIENTO DEL PARACAÍDAS (LIMITADOR DE VELOCIDAD).

La función que cumple este cable ya ha sido detallada en la sección de revisión de literatura, donde se explica que éste no cumple ninguna función de tracción por lo tanto para su selección no será necesario de cálculos, sino que se utilizaran criterios de selección.

El cable que se utilizará en el limitador de velocidad será tipo 6x19 de 6mm que se encuentra en la recomendación de la

tabla 28 del Ing. Antonio Miravete; Se ha optado por este cable porque como se ha explicado el diseño del ascensor es para un edificio cuya frecuencia de utilización será baja durante los días de lunes a sábado, por lo tanto no será necesario optar por un cable de mayores prestaciones.

Cables de Paracaídas para ascensores de bajas prestaciones (bajas velocidades o frecuencia de utilización muy bajas) y Montacargas.

Tabla 28 Tipos de cables para el limitador de velocidad

Denominación	Diámetros (mm)	Altura (m)	Garganta de Polea
6x19 Seale+1	8-16	hasta 200	No entalla ancha
6x19 W+1	6-8	hasta 50	No entalla ancha

Fuente: Antonio Miravete. Los Transportes de la Ingeniería Industrial. Pag 390

f.5.3 PARACAÍDAS

Se decide utilizar paracaídas progresivo PR-2500 TIPO A8 G-10 del fabricante DYNATECH, porque sus parámetros de funcionamiento concuerdan con los del diseño como se puede ver en la tabla 29.



Figura 88 Paracaídas progresivo PR-2500 TIPO A8 G-10

Tabla 29 Requerimientos y características de paracaídas

Requerimientos del Sistema	Características del Paracaídas PR-2500 TIPO A8 G-10
El espesor de la guía es de 16mm	Espesor de guía admisible 8 a 16mm
Peso P+Q (carga + peso de cabina) 1190kg	P+Q mínimo 741kg. P+Q máximo 1700kg
Velocidad de Actuación 1.4m/s	Velocidad actuación máxima 2.5m/s
Actuación Descendente	Actuación Descendente
Tensión del cable suministrada por el limitador de velocidad es mayor de 300N	Tensión mínima que debe suministrar el cable de actuación 500N

Fuente. Catálogo DYNATECH PARACAIDAS PR2500

f.6 VALORACIÓN ECONÓMICA

En el presente capítulo se realizará la valoración económica de este proyecto para determinar la inversión necesaria y para la construcción y montaje del ascensor, tomando en cuenta todos los recursos humanos y materiales que han de ser empleados para este fin

Tabla 30 Desglose de costos de materiales

CANTIDAD	ELEMENTO	Valor Unitario \$	Valor Total \$
3	Planchas de acero ASTM A36 laminadas al caliente (2 mm)	320.00	960.00
2	2 planchas antideslizantes de acero ASTM A36 (5 mm)	356.80	713.60
3	Angulo de 30 x 3 acero	12.00	36.00
4	Recorte de Plancha de acero de ($\frac{1}{2}$) de 15 x 5 cm	3.46	13.84
3 libras	Electrodos AWS 308L-16	6.00	18.00
3 libras	Electrodos E60-11	2.00	6.00
1	Perfil EHB 220 (6m)	350	350
1	Perfil UPN 140(6m)	129.19	129.16
1	Perfil UPN 120 (12m)	321.92	321.92
36	Pernos de acero AISI1020 (3/4pulg) grado 8	0.60	21.6
28	Tornillos Autorrocables de acero (3/4pulg)	0.5	14
26	Pernos de acero inoxidable ($M \frac{5}{16}$ pulg)	0.40	10.40
30(m)	Cable 6x19 alma de acero	8.50	255
30(m)	Cable 9x19 alma de acero	11.5	1058.6
1	Paracaídas DYNATECH PR2500	262	262
1	Limitador de Velocidad DYNATECH LBD 200	253	253

1	Motor PERMAGSA ge300-320-135	4876.71	4876.71
	Motor DYNATECH TORNADO Series D280	4302.53	4302.53
10	Construcción de Guías en T Y90/16 2 Planchas de acero ASTM A36 de 1" de espesor, corte en plasma, suelda con arco sumergido	400	4000
10	Guías en T I45/5 1.5 Planchas de acero ASTM A36 de 1" de espesor, corte en plasma, suelda con arco sumergido	45	2000
1	Pletina (1pulg)	12.00	12.00
3	Mano de Obra	650	1950
6	Resortes $\varnothing = 12\text{cm}$, $\varphi = 11.5\text{mm}$, $L_0 = 31\text{cm}$	40	240
	Diseño Mecánico	5078.3	5078.3
		Total 1	22580.13
		Total 2	22005.95

g. DISCUSIÓN

- g1** El diseño del Ascensor Montacargas fue concebido primeramente para ser instalado en el Edificio de cuatro pisos de la Iglesia Cristiana Semilla de Mostaza en la Ciudad de Loja; los requerimientos que se tuvieron es que pueda transportar a la mayor cantidad de personas en un tiempo corto, sin que la velocidad sea excesiva para que no produzca malestar en los ocupantes, por otro lado las dimensiones físicas que cuenta el foso (hueco) para el ascensor son de 1.9m de frente por 1.60m de profundidad, para finalizar el consumo energético deberá ser lo más bajo posible.
- g2** Por lo tanto se partió por definir los parámetros de funcionamiento. Primeramente la velocidad nominal de funcionamiento es de 1m/s que según la literatura que se ha utilizado es de un ascensor de prestaciones medias garantizando el cumplimiento de los requisitos de tiempo de recorrido, confort y consumo energético. Por las dimensiones físicas que cuenta el hueco para el ascensor se ha optado por trabajar con una cabina de 1.5m² de área que puede movilizar a 8 personas cumpliendo la normativa en este aspecto. El peso de cada ocupante se consideró de 80kg, valor que se acerca a la realidad de la población ecuatoriana, de esta manera la carga útil del ascensor será de 640Kg valor respaldado por la bibliografía para ascensores con esas características.
- g3** La cabina fue diseñada con planchas antideslizantes de 5mm de espesor de acero ASTM A36 y de planchas laminadas al caliente de 2mm de espesor, recubrimiento en las paredes de melanina y de un espejo, además de porcelanato para el piso de la cabina, todo este conjunto de materiales suma un peso de 550kg.
- g4** La estructura de soporte de la cabina llamada bastidor, fue calculada en tres condiciones de trabajo; funcionamiento normal, actuación de paracaídas y finalmente el choque con los resortes, dando como resultado que en el funcionamiento normal a plena carga es cuando se generan los mayores

esfuerzos a la estructura y fue bajo estos que el bastidor fue dimensionado. De esta manera los postes son de perfil UPN 140, y se tienen 4 largueros de perfil UPN 120, las uniones entre estos se realizan por medio de 4 pernos de 3/4 de pulgada de acero AISI1020 grado 8.

- g5** El contrapeso fue diseñado por medio del criterio que debe equilibrar la mitad de la carga nominal más el peso de cabina, de ésta manera el contrapeso debería tener un peso de 870kg. Se decidió utilizar un bloque de concreto por su facilidad de construcción y su menor precio respecto a la fundición de acero, por otra parte, para la construcción de su bastidor se propuso utilizar el perfil sobrante de los largueros de cabina, es decir, perfil UPN 140 para optimizar el material. Para el ensamblaje de bastidor nuevamente se utilizó pernos de 3/4 de pulgada de acero AISI 1020 grado 8, 2 por cada extremo.
- g6** Las guías y resortes conforman el circuito fijo del ascensor, las primeras fueron calculadas para soportar posibles excentricidades de la carga, las cuales producirían esfuerzos horizontales en las guías. Otro parámetro que se consideró para su cálculo fueron los esfuerzos de frenada que soportarían en el caso que actúen los paracaídas. Bajo estos dos parámetros se escogió el tipo de guía Y90/16 la cual bajo estos esfuerzos tuvo una flecha menor a 3mm, valor máximo que la normativa permite para las guías; como no existe este perfil de guía en el mercado, por medio de consultas hechas al Ing, Patrcio Orellana Asistente Técnico Ecuador- Perú-Chile de la empresa *FETMET resources corporation* se sugiere construir este tipo de guías por medio de sulda sumergida.
- g7** Las guías del contrapeso I45/5, por no contar con sistema de paracaídas ni tener el riesgo de excentricidad de la carga son recomendadas para su uso (Miravete, 1998)pag. 348.
- g8** Los resortes de cabina y de contrapeso no fueron concebidos como un elemento de seguridad que proteja a los ocupantes del ascensor en caso de

ruptura de los cables de tracción, sino bajo un caso hipotético de que al llegar la cabina al primer piso (planta baja), ésta no se detenga y que su velocidad sea menor a 1.4m/s (velocidad a la que actúa el sistema de paracaídas). Al final se decidió trabajar con 4 resortes para repartir las cargas y que las dimensiones de los mismos no sean muy voluminosas, por lo tanto, los resortes para la cabina, de 13cm de diámetro, 11mm diámetro de espira y 31cm longitud, mientras que los resortes para el contrapeso son de las siguientes dimensiones. 12cm de diámetro, 16mm de espira y de una longitud de 26cm.

- g9** El circuito tractor está compuesto por el cable de tracción, motor, y polea de tracción. Como objetivo del diseño del ascensor se propuso un sistema nuevo a saber un ascensor de imanes permanente que no utiliza reductor de velocidad sino que todo lo hace por medio de un variador de frecuencia. Primeramente se escogió el motor PERMAGSA ge300-320-135 por catálogo, posteriormente se realizaron cálculos de inercias del sistema (motor, freno, la carga y de la polea), además se realizó un cálculo verificativo alterno obteniendo en ambos casos, una potencia próxima a 3.5Kw con lo que se válida la elección de dicho motor. Además como se ha mencionado éste tipo de motor tiene los elementos en un solo conjunto por lo tanto la polea tractora y el freno ya vienen en el motor, pero de igual forma se calculó el par necesario del freno del motor para constatar que éste parámetro también se ajuste al diseño. Además se presenta una alternativa de Selección del Motor DYNATECH TORNADO Series d-280, que tiene similares características de funcionamiento por lo que no habrá que hacer modificaciones al sistema para poder utilizar dicho motor.
- g10** El cálculo de la polea del motor fue de igual manera verificativo, no para determinar el diámetro de la misma sino más bien para validar la tracción en relación a las tensiones.
- g11** Los cables fueron calculados según la tensiones que soportarían, su alargamiento al soportar la carga y finalmente la vida útil de los mismo dependiendo el uso del ascensor, de ésta manera, se determinó 5 cables de alma

de acero 9x19 garantizando una vida útil de 4 años bajo las condiciones planteadas.

g12 Finalmente la estructura del motor se diseñó con perfil EHB 220, ya que este tiene una mayor resistencia a las cargas torsoras con respecto al perfil UPN 140 que primeramente se propuso para el diseño.

g13 El Circuito de seguridad se encuentra compuesto por el limitador de velocidad, cable del limitador y paracaídas, la elección de estos sistemas no se hizo mediante cálculos ya que son dispositivos que por su función ya vienen con especificaciones de uso; a saber se utiliza un cable 6x19 de 6mm, un limitador de velocidad LBD 200 de la fábrica DYNATECH y así mismo paracaídas PR-2500 TIPO A8 G-10 del mismo fabricante.

h. CONCLUSIONES

- h1 Se logro cumplir el objetivo principal de la tesis que es el de realizar el diseño mecánico de un Ascensor de 8 personas para el edificio de tres pisos de la Iglesia Cristiana Semilla de Mostaza.
- h2 Por medio de la investigación realizada de los diferentes tipos de ascensores se optó por diseñar un ascensor eléctrico sin cuarto de máquinas por ser el sistema más conveniente los requerimientos de la Iglesia Semilla de Mostaza.
- h3 Se dimensionó y seleccionó el Motor de tracción de acuerdo a los requerimientos del sistema
- h4 Se diseñó, dimensionó y seleccionó la cabina, contrapeso y el cable de tracción que comprenden el circuito de elevación.
- h5 Se Diseñó, dimensionó y seleccionó las guías y resortes tanto de la cabina como del contrapeso, que conforman el circuito Fijo.
- h6 Se seleccionó de acuerdo a los requerimientos del sistema el limitador de velocidad y el sistema de paracaídas que comprende el circuito de seguridad.

i. RECOMENDACIONES

- i1 Se propone realizar otro estudio con un motor convencional de ascensor para poder comparar la factibilidad de su implementación, en relación de costos y facilidad de adquisición de los suministros en el mercado nacional.
- i2 Se recomienda realizar un estudio que contemple la automatización y puesta en marcha de este ascensor.
- i3 Utilizar el presente estudio estático en el software SolidWorks para realizar a partir de éste, un estudio dinámico donde se simule las variables de carga y su efecto en la estructura general del sistema.
- i4 Construir el siguiente proyecto de tesis, realizando la variables necesarias para utilizar los materiales existentes en el mercado nacional.
- i5 Realizar la construcción de las guías con las recomendaciones dadas por el Ing. Patricio Orellana. Asistente Técnico Ecuador- Perú-Chile de la empresa ***FETMET resources corporation.***
- i6 Una vez Construido el Ascensor se tiene que realizar chequeos periodicos al mecanismo especialmente al cable de tracción; una vez que se cumpla los 4 años de vida útil según los cálculos, se tendrá que realizar una inspección minuciosa para ver si el cable ha sufrido deterioro que justifique su reemplazo ya que depende del uso que se de al ascensor.

j. BIBLIOGRAFÍA

LIBROS:

- ✓ **ALVARADO, José; ROMERO, Edgar. 2009.** *Energías Renovables.* Bogotá : CEAC, 2009
- ✓ **CARRIÓN, Carlos. 2008.** *Máquinas eléctricas.* México : Mc Graw-Hill, 2008.
- ✓ **Casillas, A.L.** *Máquinas Cálculos de Taller.* España. : s.n.
- ✓ **Costales, Javier García de la Figal. 1985.** *Equipos de Elevación, Grúas, Elevadores y Montacargas.* La Habana : Ispaje, 1985.
- ✓ **DYNATECH, S.L.** *Catálogo del limitador de velocidad modelo LBD-200.*
- ✓ **Hall ,A.S.; Holowenco A.R.; Laughlin H.G.** *Diseño de Máquinas. Schaum .* s.l. : McGraw-hill.
- ✓ **Miravete, Antonio. 1998.** *Los transportes en la Ingeniería Industrial (Teoría).* Zaragoza : Reverté, 1998.
- ✓ **RAMÍREZ, Patricio. 2012.** *Transferencia de Calor.* Loja : UNL, 2012.
- ✓ **ROMEVA, RIBA. 2001.** *Ingeniería Concurrente.* Barcelona : Edicions UPC, 2001.
- ✓ **Shigley, Joseph Edward. 1983.** *Diseño De ingeniería Mecánica.* Mexico : McGraw-Hill, 1983.
- ✓ **Simpson. Strong-Tie Achor Systems**
- ✓ **81-1, Norma EN. 1985.***EN 81-1.* 1985

PÁGINAS WEB CONSULTADAS:

- ✓ La revista del ascensor. <http://www.revdelascensor.com/partes-del-ascensor>.
[En línea] Editorial del Buen vivir.
- ✓ *Partes del Ascensor*. **Sfeir, Andy**. Revista del Ascensor, págs.<http://www.revdelascensor.com/partes-del-ascensor>.
- ✓ Propiedades de los materiales para resortes.
http://www.suhm.net/documents/Suhm_MaterialsSizesAndStrengthValues.pdf
- ✓ Características del acero ASI 1020
<http://www.sumiteccr.com/Aplicaciones/Articulos/pdfs/AISI%201020.pdf>
- ✓ Loja, Ediciones de la Universidad Nacional de. 2011. Ediciones virtuales. .
www.unl.edu.ec. AEIRNNR.Loja- Ecuador., Octubre de 2011.
- ✓ *Loja, Ediciones de la Universidad Nacional de. 2011. Ediciones virtuales. .*
www.unl.edu.ec. [En línea] AEIRNNR.Loja- Ecuador., Octubre de 2011.
- ✓ *Tesis Sistema de Elevación para edificios de espacio reducido. Autor Alejandro Barahona Zarco.*
<http://upcommons.upc.edu/pfc/bitstream/2099.1/10846/2/Mem%C3%B2ria.pdf>
- ✓ *Normativa Europea EN-81 (Anexo Tesis de un ascensor para 8 pasajeros)*
<http://upcommons.upc.edu/pfc/bitstream/2099.1/4547/3/VOLUMEN%202%20A%20NEXOS%20B%20C.pdf>

k. ANEXOS

k.1 ANEXOS PARA RESORTES:

Tabla 31 Propiedades de los materiales para resortes

Suhm Spring Works - Materials Properties

Material	Material Properties	Maximum Working Temp.	Ultimate Tensile Range (ksi min)	Modulus of Elasticity, psi 10 ⁶	Approx. Design % of Ultimate Tensile (torsional)	Common Sizes (inches)
Chrome Silicon ASTM A401 UNS G92540	Cold drawn. Good for shock loads and medium elevated temperature applications. Susceptible to hydrogen embrittlement when plated.	475°F	300/226	(E) 30 (G) 11.5	45%	.024" to .625"

SIZE CHART

| Wire Dia., in. |
|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|
| .024 | .041 | .056 | .085 | .109 | .177 | .306 | .500 |
| .025 | .042 | .057 | .088 | .113 | .180 | .312 | .525 |
| .028 | .043 | .058 | .089 | .120 | .187 | .331 | .531 |
| .029 | .044 | .062 | .090 | .125 | .192 | .343 | .562 |
| .030 | .045 | .065 | .091 | .128 | .207 | .362 | .594 |
| .031 | .046 | .067 | .092 | .135 | .218 | .375 | .625 |
| .033 | .047 | .072 | .093 | .142 | .225 | .394 | |
| .034 | .049 | .075 | .095 | .148 | .234 | .406 | |
| .036 | .050 | .076 | .098 | .156 | .243 | .421 | |
| .037 | .051 | .078 | .100 | .162 | .250 | .437 | |
| .038 | .053 | .080 | .102 | .167 | .262 | .453 | |
| .039 | .054 | .083 | .105 | .170 | .281 | .468 | |

TENSILE STRENGTH CHART

Diameter, in. ^A	Tensile Strength, ksi		Reduction of Area, min, %	Diameter, in. ^A	Tensile Strength, ksi		Reduction of Area, min, %
	minimum	maximum			minimum	maximum	
.032	300	325	C	.192	260	283	40
.041	298	323	C	.219	255	278	40
.054	292	317	C	.250	250	275	40
.062	290	315	C	.312	245	270	40
.080	285	310	C	.375	240	265	40
.092	280	305	45	.438	235	260	35
.120	275	300	45	.500	230	255	35
.135	270	295	40	.562	228	253	30
.162	265	290	40	.625	226	251	30
.177	260	285	40				

A Tensile strength values for intermediate diameters may be interpolated.

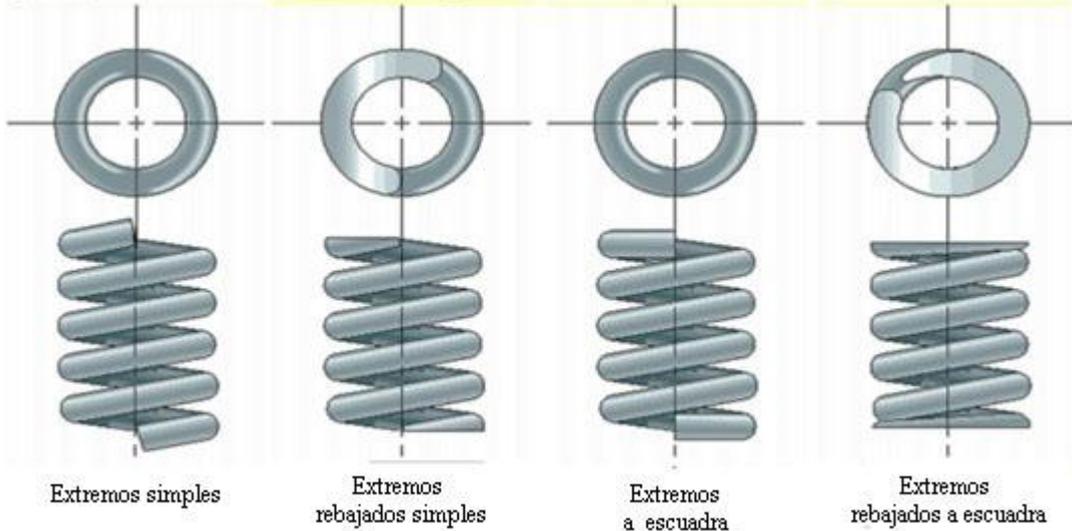
C The reduction of area test is not applicable to wire under 0.105 in. (2.500 mm) in diameter Preferred sizes. For a complete list, refer to ANSI B32.4.

Fuente: http://www.suhm.net/documents/Suhm_MaterialsSizesAndStrengthValues.pdf

Tabla 32 Extremos en resortes helicoidales

Tipo de extremos	Nº Total de espiras	Longitud sólida	Longitud libre
Simple	n	$(n + 1)d$	$np + d$
Simple rebajado	n	nd	np
A escuadra	$n+2$	$(n + 3)d$	$np + 3d$
Rebajado a escuadra	$n+2$	$(n + 2)d$	$np + 2d$

$p = \text{paso}; n = \text{número de espiras activas}; d = \text{diámetro del alambre}$



Fuente: Libro Método de cálculo de Schaum diseño de Máquinas A.S. Hall, A.R. Holowenco y H.G. Laughlin, pag194

Tabla 33 Pandeo de resortes sometidos a compresión

Extremos articulados		Extremos empotrados	
L_f/D	K_L	L_f/D	K_L
1	0,72	1	0,72
2	0,63	2	0,71
3	0,38	3	0,68
4	0,20	4	0,63
5	0,11	5	0,53
6	0,07	6	0,38
7	0,05	7	0,26
8	0,04	8	0,19

Fuente: Libro Método de cálculo de Schaum diseño de Máquinas A.S. Hall, A.R. Holowenco y H.G. Laughlin, pag194

Tabla 34 Constante de apoyo en el extremo del resorte.

Forma de sujeción	Constante β
Resortes con extremos cerrados y esmerilados soportado entre superficies planas paralelas (extremos fijos)	0.5
Resorte con un extremo sobre una superficie plana perpendicular a su eje (fijo) y el otro extremo articulado (pivotado)	0.707
Resorte con ambos extremos articulados (pivotados)	1
Resorte con un extremo con sujeción y el otro libre	2

k.2 ANEXOS DE CÁLCULO DE BASTIDOR

Tabla 35 Velocidades a las que debe actuar el limitador de velocidad según la normativa europea.

Velocidad nominal en m/s (Vn)	% aumento Vn actuación	Vn actuación
0-0,50	50%	0,75
0,60	50%	0,90
0,65	50%	0,97
0,70	50%	1,05
0,80	40%	1,12
1,00	40%	1,40
1,20	40%	1,68
1,25	40%	1,75
1,50	40%	2,10
1,60	35%	2,16
1,75	35%	2,35
2,00	35%	2,70
2,50	30%	3,75
3,00	30%	3,90
3,50	30%	4,55
4,00	30%	5,20
4,50	30%	5,85
5,00	30%	6,50
5,50	30%	7,50
6,00	30%	7,80

Tabla 36 Características del Perfil UPN



PERFILES LAMINADOS UPN

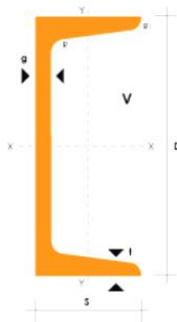
Especificaciones Generales

Calidad	ASTM A36
Otras calidades	Previa Consulta
Largo normal	6.00m y 12.00m
Otros largos	Previa Consulta
Acabado	Natural
Otro acabado	Previa Consulta



UPN

DENOMINACION	DIMENSIONES						TIPOS					
	h	s	g	t	R	R1	SECCION	PESOS	Ix	Iy	Wx	Wy
	mm	mm	mm	mm	mm	cm4	cm2	kg/mt	cm4	cm4	cm3	cm3
UPN 50	50	38	5.00	7.00	7.00	3.50	7.12	5.59	26.40	9.12	10.60	3.75
UPN 65	65	42	5.50	7.50	7.50	4.00	9.03	7.09	57.50	14.10	17.70	5.07
UPN 80	80	45	6.00	8.00	8.00	4.00	1.10	8.64	106.00	19.40	26.50	6.36
UPN 100	100	50	6.00	8.50	8.50	4.50	13.50	10.60	206.00	29.30	41.20	8.49
UPN 120	120	55	7.00	9.00	9.00	4.50	17.00	13.40	364.00	43.20	60.70	11.10
UPN 140	140	60	7.00	10.00	10.00	5.00	20.40	16.00	605.00	62.70	86.40	14.80
UPN 160	160	65	7.50	10.50	10.50	5.50	24.00	18.80	905.00	85.30	116.00	18.30
UPN 180	180	70	8.00	11.00	11.00	5.50	28.00	22.00	1350.00	114.00	150.00	22.40
UPN 200	200	75	8.50	11.50	11.50	6.00	32.20	25.30	1910.00	148.00	191.00	27.00
UPN 220	220	80	9.00	12.50	12.50	6.50	37.40	29.40	2690.00	197.00	245.00	33.60
UPN 240	240	85	9.50	13.00	13.00	6.50	42.30	33.20	3600.00	248.00	300.00	39.60
UPN 260	260	90	10.00	14.00	14.00	7.00	48.30	37.90	4820.00	317.00	371.00	47.70
UPN 300	300	100	10.00	16.00	16.00	8.00	58.80	46.20	8030.00	495.00	535.00	67.80

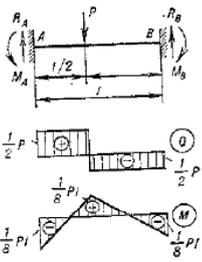


Fórmulas de Vigas híper-estáticas Manual de Resistencia de Materiales Pisarenko.

352

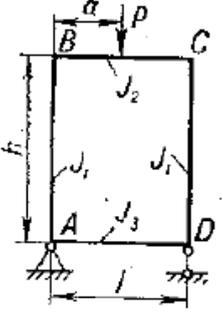
Esquema de sollicitación de la viga. Diagramas de Q y M	Reacciones de apoyo, fuerza cortante Q , momento flector M , coordenada de la sección peligrosa z_0 , momento máximo $M'_{m\acute{a}x}$	Ecuaciones de la línea elástica $w(z)$, ángulo de giro θ de la sección de extremo, flecha máxima f (siendo constante EJ)
	$R_A = R_B = \frac{ql}{2};$ $M_A = M_B = \frac{ql^2}{12}$ $0 \leq z \leq l$ $Q = \frac{ql}{2} \left(1 - 2 \frac{z}{l} \right);$ $M = \frac{ql^2}{2} \left(\frac{z}{l} - \frac{z^2}{l^2} - \frac{1}{6} \right)$ $z'_0 = 0;$ $z''_0 = l$ $M'_{m\acute{a}x} = M''_{m\acute{a}x} = - \frac{ql^2}{12}$ $z'''_0 = \frac{l}{2}$ $M'''_{m\acute{a}x} = \frac{ql^2}{24}$	$0 \leq z \leq l$ $w(z) = - \frac{ql^2 z^2}{24EJ} \left(1 - \frac{z}{l} \right)^2$ $f = - \frac{ql^4}{384EJ}$ <p>cuando $z = \frac{l}{2}$</p>

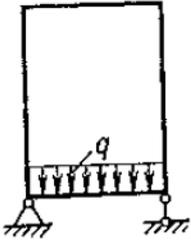
	$R_A = P \frac{b^2(3a+b)}{l^3}; \quad R_B = P \frac{a^2(3b+a)}{l^3};$ $M_A = Pa \frac{b^2}{l^2}; \quad M_B = Pb \frac{a^2}{l^2}$ $0 \leq z \leq a$ $Q = P \frac{b^2(3a+b)}{l^3}; \quad M = Pa \frac{b^2}{l^2} \left(\frac{3a+b}{al} \cdot z - 1 \right)$ $a \leq z \leq l$ $Q = -P \frac{a^2(3b+a)}{l^3};$ $M = Pa \frac{b^2}{l^2} \left[\frac{3a+b}{al} z - \frac{l^2(z-a)}{b^2 a} - 1 \right]$ $z'_0 = 0 \quad M'_{m\acute{a}x} = -P \frac{ab^2}{l^2}$ $z''_0 = a \quad M''_{m\acute{a}x} = 2P \frac{a^2 b^2}{l^3}$ $z'''_0 = l \quad M'''_{m\acute{a}x} = -P \frac{ba^2}{l^2}$ <p>si $a < b$, $M'_{m\acute{a}x} > M''_{m\acute{a}x} > M'''_{m\acute{a}x}$; si $a > b$, $M'''_{m\acute{a}x} > M''_{m\acute{a}x} > M'_{m\acute{a}x}$</p> <p>el valor máximo de $M'_{m\acute{a}x} = \frac{4}{27} Pl$ cuando $a = \frac{l}{3}$</p>	$0 \leq z \leq a$ $w(z) = - \frac{Pab^2}{6EJ} \cdot \frac{z^2}{l^2} \left(3 - 3 \frac{z}{l} - \frac{b}{a} \cdot \frac{z}{l} \right)$ $a > b$ $f = - \frac{2}{3} \frac{P}{EJ} \cdot \frac{a^3 b^2}{(3a+b)^2}$ <p>cuando $z = \frac{2al}{3a+b}$</p> $a < b$ $f = - \frac{2}{3} \frac{P}{EJ} \cdot \frac{a^2 b^3}{(3b+a)^2}$ <p>cuando $z = l - \frac{2bl}{3b+a}$</p> $w = - \frac{Pa^3 b^3}{3EJl^3} \text{ cuando } z = a$
--	---	---

Esquema de sollicitación de la viga. Diagramas de Q y M	Reacciones de apoyo, fuerza cortante Q , momento flector M , coordenada de la sección peligrosa z_0 , momento máximo $M_{\text{máx}}$	Ecuaciones de la línea elástica $w(z)$, ángulo de giro θ de la sección de extremo, flecha máxima f (siendo constante EJ)
	$R_A = R_B = \frac{1}{2} P;$ $M_A = M_B = \frac{1}{8} Pl$ $0 < z < \frac{l}{2}$ $Q = \frac{1}{2} P;$ $M = \frac{1}{8} P(4z - l)$ $\frac{l}{2} < z < l$ $Q = -\frac{1}{2} P; \quad M = \frac{1}{8} P(3l - 4z)$ $z'_0 = \frac{l}{2} \quad M'_{\text{máx}} = \frac{1}{8} Pl$ $z''_0 = 0; \quad z'''_0 = l$ $M''_{\text{máx}} = M'''_{\text{máx}} = -\frac{1}{8} Pl$	$0 < z < \frac{l}{2}$ $w(z) = -\frac{Pl^3}{48EJ} \left(3 \frac{z^2}{l^2} - 4 \frac{z^3}{l^3} \right)$ $f = -\frac{Pl^3}{192EJ}$ <p>cuando $z = \frac{l}{2}$</p>

Momentos factores en el pórtico cerrado.

$$k = \frac{J_2 h}{J_3 l}; \quad p = \frac{J_2}{J_3}; \quad n = 1 + p + 6k; \quad m = (2 + k) + \frac{p}{k} (3 + 2k)$$

Esquema de sollicitación	Momentos factores en los nudos del pórtico (momentos positivos originan tracción en la parte interior del pórtico)
	$M_{A,D} = \alpha(1 - \alpha) \left(\frac{1}{m} \mp \frac{1 - 2\alpha}{n} \right) \frac{Pl}{2};$ $M_{B,C} = -\alpha(1 - \alpha) \left(\frac{2k + 3p}{km} \pm \frac{1 - 2\alpha}{n} \right) \frac{Pl}{2}$ $\alpha = \frac{a}{l}$



$$M_A = M_D = \frac{3 + 2k}{km} p \frac{ql^2}{12};$$

$$M_B = M_C = -\frac{p}{m} \cdot \frac{ql^2}{12}$$

k.3 ANEXOS JUNTA SOLDADA

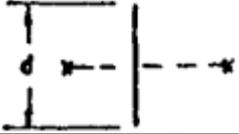
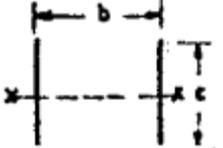
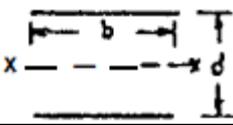
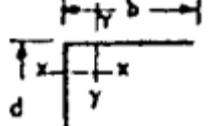
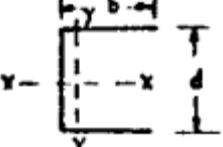
Tabla 37 Recomendación de Electrodo.

SOLDADURAS INDURA PARA ACEROS ASTM

ESPECIFICACIONES ESTANDAR ASTM

ACEROS		Recomendación INDURA				
ASTM	Grado	Producto	Tipo de Metal	Arco Manual	MIG-MAG-TIG	Tubular FCAW
A3-78	1,2	Barras	Acero al Carbono	6012,6013,7014, 7018,7024	ER-70S-2,3,6	E70T-X,E71T-X
A27-81a A36-81a	Todas	Fundición Estructural	Acero Acero	7018 6012,6013,7014, 7018,7024		
A53-81a A82-79 A105-81	A y B	Cañerías Reforzado Cañerías	Acero Acero Acero	6010,6011,7018 7018 Similar a A53		
A106-80	A y B C	Cañerías Cañerías	Acero Acero	Similar a A53 7018		

Tabla 38 Propiedades de una soldadura considerada como una línea.

Bosquejo de la Junta Soldada	Flexión Alrededor del Eje x-x	Torsión
	$Zx = \frac{d^2}{6}$	$Jx = \frac{d^3}{12}$
	$Zx = \frac{d^2}{3}$	$Jx = \frac{d(3b^2 + d^2)}{6}$
	$Zx = bd$	$Jx = \frac{b^3 + 3bd^2}{6}$
	$Zx = \frac{4bd + d^2}{6}$	$Jx = \frac{(b + d)^4 - 6b^2d^2}{12(b + d)}$
	$Zx = bd + \frac{d^2}{3}$	$Jx = \frac{(2b + d)^3}{12} - \frac{b^2(b + d)^2}{(2b + d)}$

	$Z_x = \frac{2bd + d^3}{3} - \frac{d^2(2bd + d)}{3(b + d)}$	$J_x = \frac{(b + 2d)^3}{12} - \frac{d^2(b + d)^2}{(b + 2d)}$
	$Z_x = bd + \frac{d^3}{3}$	$J_x = \frac{(b + d)^3}{6}$

Fuente: Diseño de Máquinas. Schaum . s.l. : McGraw-hill.

Tabla 39 Soldaduras primarias

Tipo de carga	Formulas de diseño patrones		Considerando la soldadura como una línea
	Esfuerzo psi		Fuerza lb/pul
Soldaduras primarias transmite toda la carga			
	Tracción o compresión	$s = \frac{P}{A}$	$f = \frac{P}{L_w}$
	De corte vertical	$s = \frac{V}{A}$	$f = \frac{V}{L_w}$
	Flexión	$s = \frac{M}{Z}$	$f = \frac{M}{Z_w}$
	Torsión	$s = \frac{TC}{J}$	$f = \frac{TC}{J_w}$

k.4 ANEXOS PERNOS

Tabla 40 Características del acero ASI 1020.

ACERO ASI-SAE 1020 (UNS G10200)	
1. Descripción:	acero de mayor fortaleza que el 1018 y menos fácil de conformar. Responde bien al trabajo en frío y al tratamiento térmico de cementación. La soldabilidad es adecuada. Por su alta tenacidad y baja resistencia mecánica es adecuado para elementos de maquinaria.
2. Normas involucradas:	ASTM A108
3. Propiedades mecánicas:	Dureza 111 HB Esfuerzo de fluencia 205 MPa (29700 PSI) Esfuerzo máximo 380 MPa (55100 PSI) Elongación 25% Reducción de área 50% Módulo de elasticidad 205 GPa (29700 KSI) Maquinabilidad 72% (AISI 1212 = 100%)
4. Propiedades físicas:	Densidad 7.87 g/cm ³ (0.284 lb/in ³)
5. Propiedades químicas:	0.18 – 0.23 % C 0.30 – 0.60 % Mn 0.04 % P máx 0.05 % S máx
6. Usos:	se utiliza mucho en la condición de cementado donde la resistencia al desgaste y el tener un núcleo tenaz es importante. Se puede utilizar completamente endurecido mientras se trate de secciones muy delgadas. Se puede utilizar para ejes de secciones grandes y que no estén muy esforzados. Otros usos incluyen engranes ligeramente esforzados con endurecimiento superficial, pines endurecidos superficialmente, piñones, cadenas, tornillos, componentes de maquinaria, prensas y levas.
7. Tratamientos térmicos:	se puede cementar para aumentarle la resistencia al desgaste y su dureza mientras que el núcleo se mantiene tenaz. Se puede recocer a 870 °C y su dureza puede alcanzar los 111 HB, mientras que con normalizado alcanza los 131 HB.

Fuente: <http://www.sumiteccr.com/Aplicaciones/Articulos/pdfs/AISI%201020.pdf>

Tabla 41 Características de roscas unificadas UNC y UNF*

Designación de tamaño	Diámetro mayor nominal pulg	Serie basta—UNC			Serie fina—UNF		
		Hilos por pulg N	Área de esfuerzo de tensión A_t , pulg ²	Área al diámetro menor A_m , pulg ²	Hilos por pulg N	Área de esfuerzo de tensión A_t , pulg ²	Área al diámetro menor A_m , pulg ²
0	0.0600				80	0.001 80	0.001 51
1	0.0730	64	0.002 63	0.002 18	72	0.002 78	0.002 37
2	0.0860	56	0.003 70	0.003 10	64	0.003 94	0.003 39
3	0.0990	48	0.004 87	0.004 06	56	0.005 23	0.004 51
4	0.1120	40	0.006 04	0.004 96	48	0.006 61	0.005 66
5	0.1250	40	0.007 96	0.006 72	44	0.008 80	0.007 16
6	0.1380	32	0.009 09	0.007 45	40	0.010 15	0.008 74
8	0.1640	32	0.014 0	0.011 96	36	0.014 74	0.012 85
10	0.1900	24	0.017 5	0.014 50	32	0.020 0	0.017 5
12	0.2160	24	0.024 2	0.020 6	28	0.025 8	0.022 6
$\frac{1}{16}$	0.2500	20	0.031 8	0.026 9	28	0.036 4	0.032 6
$\frac{1}{8}$	0.3125	18	0.052 4	0.045 4	24	0.058 0	0.052 4
$\frac{3}{16}$	0.3750	16	0.077 5	0.067 8	24	0.087 8	0.080 9
$\frac{1}{4}$	0.4375	14	0.106 3	0.093 3	20	0.118 7	0.109 0
$\frac{5}{16}$	0.5000	13	0.141 9	0.125 7	20	0.159 9	0.148 6
$\frac{3}{8}$	0.5625	12	0.182	1.162	18	0.203	0.189
$\frac{7}{16}$	0.6250	11	0.226	0.202	18	0.256	0.240
$\frac{1}{2}$	0.7500	10	0.334	0.302	16	0.373	0.351
$\frac{5}{8}$	0.8750	9	0.462	0.419	14	0.509	0.480
1	1.0000	8	0.606	0.551	12	0.663	0.625
$1\frac{1}{4}$	1.2500	7	0.969	0.890	12	1.073	1.024
$1\frac{1}{2}$	1.5000	6	1.405	1.294	12	1.315	1.260

* Las ecuaciones y datos utilizados para desarrollar esta tabla se han obtenido de ANSI B1.1-1974 y B 18.5.1-1978. El diámetro menor se determinó con la ecuación $d_r = d - 1.226 869p$ y el diámetro de paso, de $d_m = d - 0.649 519p$. El valor medio del diámetro de paso y el diámetro menor se utiliza para calcular el área de esfuerzo de tensión.

Tabla 42 Propiedades mecánicas de aceros*

Los valores indicados para aceros laminados en caliente (HR, *hot-rolled*) y estirados en frío (CD, *cold-drawn*) son valores mínimos estimados que suelen esperarse en el intervalo de tamaños de $\frac{1}{2}$ a $1\frac{1}{2}$ pulg. Un valor mínimo está aproximadamente varias desviaciones estándares por debajo de la media aritmética. Los valores mostrados para aceros con tratamiento térmico son los llamados valores típicos. Un valor típico no es el medio ni el mínimo. Puede obtenerse mediante un control cuidadoso de las especificaciones de compra y el tratamiento térmico, junto con la inspección y ensayo continuos. Las propiedades indicadas en esta tabla provienen de varias fuentes y se cree que son representativas. Sin embargo, hay tantas variables que afectan estas propiedades que su naturaleza aproximada debe reconocerse claramente.

Número UNS	Número AISI	Procesamiento	Resistencia de fluencia kpsi †	Resistencia a la tensión kpsi †	Elongación en 2 pulg %	Reducción en área %	Dureza Brinell H _B
G10100	1010	HR	26	47	28	50	95
		CD	44	53	20	40	105
G10150	1015	HR	27	50	28	50	101
		CD	47	56	18	40	111
G10180	1018	HR	32	58	25	50	116
		CD	54	64	15	40	126
	1112	HR	33	56	25	45	121
		CD	60	78	10	35	167
G10350	1035	HR	39	72	18	40	143
		CD	67	80	12	35	163
	Estirado a 800°F	81	110	18	51	220	
		Estirado a 1000°F	72	103	23	59	201
		Estirado a 1200°F	62	91	27	66	180
G10100	1010	HR	42	76	18	40	149
		CD	71	85	12	35	170
	Estirado a 1000°F	86	113	23	62	235	
G10150	1015	HR	45	82	16	40	163
		CD	77	91	12	35	179
G10500	1050	HR	49	90	15	35	179
		CD	84	100	10	30	197

Tabla 43 Factores K_f de reducción de resistencia ala fatiga, para elementos roscados.

Grado SAE	Grado métrico	Roscas laminadas	Roscas cortadas	Filete
0 a 2	3.6 a 5.8	2.2	2.8	2.1
4 a 8	6.6 a 10.9	3.0	3.8	2.3

Tabla 44 Especificaciones y marcas de identificación para pernos, tornillos, espárragos, sems*/y pernos U* (Multiplique las resistencias en kpsi por 6.89 para obtener valores en MPa.)

Grado SAE	Grado ASTM	Grado métrico	Díámetro nominal pulg	Resistencia a la prueba kpsi	Resistencia a la tensión kpsi	Resistencia de fluencia kpsi	Dureza Rockwell del núcleo mín/máx	Marca de grado	Productos	Material
1	A507	4.6	1/2 a 1 1/2	53	60	36	B70/B100	Ninguna	B, Sc, St	Acero de bajo o mediano carbono
2	...	5.8	1/2 a 1 1/2	55	74	57	B60/B100	Ninguna	B, Sc, St	Acero de bajo o mediano carbono
4	...	4.6	de 1/2 a 1 1/2	53	60	36	B70/B100	Ninguna	B, Sc, St	Acero de bajo o mediano carbono
4	...	8.9	1/2 a 1 1/2	65	115	100	C22/C32	Ninguna	St	Acero de mediano carbono, estirado en frío
5	A449 o bien A525 Tipo 1	8.8	1/2 a 1	85	120	92	C25/C34	Y	B, Sc, St	Acero de mediano carbono, Q&T
		7.8	de 1 a 1 1/2	74	105	81	C19/C30	Y	B, Sc, St	Acero de mediano carbono, Q&T
		8.6	de 1 1/2 a 3	55	90	58	...	Y	B, Sc, St	Acero de mediano carbono, Q&T
5.1	...	8.8	No. 6 a 7	85	120	...	C25/C40	I	Se	Acero de bajo o de mediano carbono, Q&T
5.2	A325 Tipo 2	8.8	No. 6 a 7	85	120	...	C25/C40	I	B, Sc, St	Acero de bajo o de mediano carbono, Q&T
		8.8	1/2 a 1 1/2	85	120	92	C26/C36	I	B, Sc	Acero martensítico de bajo carbono, totalmente inerte, de grano fino, Q&T
7 ⁵	...	10.9	1/2 a 1 1/2	105	153	115	C28/C34	*	B, Sc	Acero de mediano carbono y aleación, Q & T
8	Grado BD	10.9	1/2 a 1 1/2	120	150	150	C33/C39	*	B, Sc, St	Acero de mediano carbono y aleación, Q&T
8.1	...	10.9	1/2 a 1 1/2	120	150	150	C32/C38	Ninguna	St	Acero de mediano carbono y aleación, estirado a alta temperatura o bien, acero C15410
8.2	...	10.9	1/2 a 1	120	150	150	C35/C42	*	B, Sc	Acero martensítico de bajo carbono, totalmente inerte, de grano fino, Q&T
...	A574	12.9	0 a 7	140	180	160	C39/C45	12.9	SHCS	Acero de aleación, Q&T
		12.9	1/2 a 1 1/2	155	170	160	C37/C45	12.9	SHCS	Acero de aleación, Q&T

^a Sema = Screw and washer assemblies = Conjunto de tornillo y rondana o arandela.
^b Tomado de ANSI/SAE J1019; ANSI B18.5.1-1978; y ASTM A325, A354, A449, y A574.
^c El grado métrico corresponde a xx, donde xx indica aproximadamente el valor 0.015_U en MPa y xx es la razón de F_y mín. a F_u .
^d La resistencia de fluencia es el esfuerzo al cual se produce una deformación permanente de 0.2% de la longitud calibrada.
^e B = Bolt = perno; SC = screw = tornillo; St = stud = espárrago; Se = sem = conjunto de tornillo y arandela; SHCS = socket head cap screw = tornillo de estatupeña con cabeza de caja o caquillo.
^f A los pernos y tornillos grado 7 se les forma rosca laminada después del tratamiento térmico.
^g Los pernos y tornillos grado 7 se roscan por relado después del tratamiento térmico.
^h Q&T = templado y revenido.

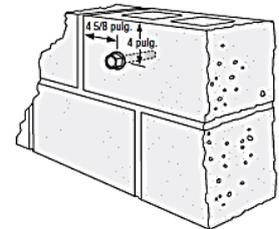
Tabla 45 Cargas de tensión y corte en bloques de concreto huecos de peso normal, medio y ligero, de 8 pulg.

Cargas de tensión y corte en bloques de concreto huecos de peso normal, medio y ligero, de 8 pulg.



Tamaño pulg. (mm)	Díam. de broca pulg.	Prof. de empotramiento ^a pulg. (mm)	Dist. al borde mín. pulg. (mm)	Dist. al extremo mín. pulg. (mm)	Cargas de bloques de concreto huecos de 8 pulg. basadas en la resistencia al bloque de concreto			
					Carga de tensión		Carga de corte	
					Última libras (kn)	Admisible libras (kn)	Última libras (kn)	Admisible libras (kn)
Anclaje instalado en la cara del bloque (consulte la Figura 2).								
3/8 (9.5)	3/8	1 3/4 (44)	4 (102)	4% (117)	720 (3.2)	145 (0.6)	1,240 (5.5)	250 (1.1)
1/2 (12.7)	1/2	1 3/4 (44)	4 (102)	4% (117)	760 (3.4)	150 (0.7)	1,240 (5.5)	250 (1.1)
5/8 (15.9)	5/8	1 3/4 (44)	4 (102)	4% (117)	800 (3.6)	160 (0.7)	1,240 (5.5)	250 (1.1)
3/4 (19.1)	3/4	1 3/4 (44)	4 (102)	4% (117)	880 (3.9)	175 (0.8)	1,240 (5.5)	250 (1.1)

- Las cargas admisibles tabuladas se basan en un coeficiente de seguridad 5.0 para instalaciones según los códigos IBC e IRC. Para las instalaciones según UBC, utilice un coeficiente de seguridad de 4.0 (multiplique las cargas admisibles tabuladas por 1.25).
- Valores para bloques de concreto de peso normal, medio y ligero, Tipo II, Grado N, de 8 pulg. de ancho; según la Norma 21-4 de UBC o ASTM C90.
- La resistencia a la compresión mínima especificada para mampostería, f_m, a los 28 días es 1,500 LPPC.
- La profundidad de empotramiento se mide desde la cara exterior del bloque de concreto y se basa en que el anclaje se empotre con un adicional de 1/2 pulg. a través de la cara del bloque de 1 1/4 pulg. de espesor.
- Las cargas admisibles se pueden incrementar para una carga a corto plazo, debido a las fuerzas de vientos y sismos. El diseño de las paredes de bloques de concreto debe cumplir con las normas de diseño correspondientes y debe poder soportar las cargas aplicadas.
- No utilice llaves de impacto para instalar el anclaje en bloques de concreto huecos.
- Configure el taladro en modo de solo rotación cuando realice perforaciones en bloques de concreto huecos.



Fuente: Simpson Strong-Tie Anchor Systems

Tabla 46 Carga de tensión en función a la distancia del borde (f_c).

Carga de tensión en función a la distancia del borde (f_c)



Dist. al borde Cact (pulg.)	Diámetro	3/8		1/2			5/8			3/4		
	E	2 3/4	3 3/4	2 3/4	3 5/8	5 3/4	2 3/4	4 1/8	5 3/4	2 3/4	4 5/8	5 3/4
	Ccr	3	3	4	4	4	5	5	5	6	6	6
	Cmin	1 3/4	1 3/4	1 3/4	1 3/4	1 3/4	1 3/4	1 3/4	1 3/4	1 3/4	1 3/4	1 3/4
	f _{cmin}	0.83	0.73	0.67	0.57	0.73	0.67	0.57	0.59	0.67	0.48	0.58
1 3/4		0.83	0.73	0.67	0.57	0.73	0.67	0.57	0.59	0.67	0.48	0.58
2		0.86	0.78	0.71	0.62	0.76	0.70	0.60	0.62	0.69	0.51	0.60
2 1/4		0.90	0.84	0.74	0.67	0.79	0.72	0.64	0.65	0.71	0.54	0.63
2 1/2		0.93	0.89	0.78	0.71	0.82	0.75	0.67	0.68	0.73	0.57	0.65
2 3/4		0.97	0.95	0.82	0.76	0.85	0.77	0.70	0.72	0.75	0.60	0.68
3		1.00	1.00	0.85	0.81	0.88	0.80	0.74	0.75	0.77	0.63	0.70
3 1/4				0.89	0.86	0.91	0.82	0.77	0.78	0.79	0.66	0.73
3 1/2				0.93	0.90	0.94	0.85	0.80	0.81	0.81	0.69	0.75
3 3/4				0.96	0.95	0.97	0.87	0.83	0.84	0.83	0.72	0.78
4				1.00	1.00	1.00	0.90	0.87	0.87	0.84	0.76	0.80
4 1/4							0.92	0.90	0.91	0.86	0.79	0.83
4 1/2							0.95	0.93	0.94	0.88	0.82	0.85
4 3/4							0.97	0.97	0.97	0.90	0.85	0.88
5							1.00	1.00	1.00	0.92	0.88	0.90
5 1/4										0.94	0.91	0.93
5 1/2										0.96	0.94	0.95
5 3/4										0.98	0.97	0.98
6										1.00	1.00	1.00

Fuente: Simpson Strong-TieAchorSystems

Tabla 47 Carga de tensión en función a la separación entre anclajes (f_s).

Carga de tensión en función a la separación entre anclajes (f_s)



Sact (pulg.)	Diámetro	3/8		1/2			5/8			3/4		
	E	2 3/4	3 3/4	2 3/4	3 5/8	5 3/4	2 3/4	4 1/8	5 3/4	2 3/4	4 5/8	5 3/4
	Scr	6	6	8	8	8	10	10	10	12	12	12
	Smin	1 1/2	1 1/2	2	2	2	2 1/2	2 1/2	2 1/2	3	3	3
	f _{smin}	0.66	0.56	0.72	0.63	0.76	0.79	0.69	0.73	0.80	0.70	0.72
1 1/2		0.66	0.56									
2		0.70	0.61	0.72	0.63	0.76						
2 1/2		0.74	0.66	0.74	0.66	0.78	0.79	0.69	0.73			
3		0.77	0.71	0.77	0.69	0.80	0.80	0.71	0.75	0.80	0.70	0.72
4		0.85	0.80	0.81	0.75	0.84	0.83	0.75	0.78	0.82	0.73	0.75
5		0.92	0.90	0.86	0.82	0.88	0.86	0.79	0.82	0.84	0.77	0.78
6		1.00	1.00	0.91	0.88	0.92	0.89	0.83	0.86	0.87	0.80	0.81
7				0.95	0.94	0.96	0.92	0.88	0.89	0.89	0.83	0.84
8				1.00	1.00	1.00	0.94	0.92	0.93	0.91	0.87	0.88
9							0.97	0.96	0.96	0.93	0.90	0.91
10							1.00	1.00	1.00	0.96	0.93	0.94
11										0.98	0.97	0.97
12										1.00	1.00	1.00

Fuente: Simpson Strong-TieAchorSystems

Tabla 48 Carga de corte en función a la distancia del borde (f_c).

Carga de corte en función a la distancia del borde (f_c)



Dist. al borde Cact (pulg.)	Diámetro	3/8		1/2			5/8			3/4		
	E	2 3/4	3 3/4	2 3/4	3 5/8	5 3/4	2 3/4	4 1/8	5 3/4	2 3/4	4 5/8	5 3/4
	Ccr	4 1/2	4 1/2	6	6	6	7 1/2	7 1/2	7 1/2	9	9	9
	Cmin	1 3/4	1 3/4	1 3/4	1 3/4	1 3/4	1 3/4	1 3/4	1 3/4	1 3/4	1 3/4	1 3/4
	f _{cmin}	0.25	0.24	0.25	0.20	0.17	0.19	0.16	0.19	0.19	0.14	0.13
1 3/4		0.25	0.24	0.25	0.20	0.17	0.19	0.16	0.19	0.19	0.14	0.13
2		0.32	0.31	0.29	0.25	0.22	0.23	0.20	0.23	0.22	0.17	0.16
2 1/2		0.45	0.45	0.38	0.34	0.32	0.30	0.27	0.30	0.27	0.23	0.22
3		0.59	0.59	0.47	0.44	0.41	0.37	0.34	0.37	0.33	0.29	0.28
3 1/2		0.73	0.72	0.56	0.53	0.51	0.44	0.42	0.44	0.39	0.35	0.34
4		0.86	0.86	0.65	0.62	0.61	0.51	0.49	0.51	0.44	0.41	0.40
4 1/2		1.00	1.00	0.74	0.72	0.71	0.58	0.56	0.58	0.50	0.47	0.46
5				0.82	0.81	0.80	0.65	0.63	0.65	0.55	0.53	0.52
5 1/2				0.91	0.91	0.90	0.72	0.71	0.72	0.61	0.58	0.58
6				1.00	1.00	1.00	0.79	0.78	0.79	0.66	0.64	0.64
6 1/2							0.86	0.85	0.86	0.72	0.70	0.70
7							0.93	0.93	0.93	0.78	0.76	0.76
7 1/2							1.00	1.00	1.00	0.83	0.82	0.82
8										0.89	0.88	0.88
8 1/2										0.94	0.94	0.94
9										1.00	1.00	1.00

Fuente: Simpson Strong-TieAchorSystems

Tabla 49 Carga de corte en función a la separación entre anclajes (f_s).

Carga de corte en función a la separación entre anclajes (f_s)



Sact (pulg.)	Diámetro	3/8		1/2			5/8			3/4		
	E	2 3/4	3 3/4	2 3/4	3 5/8	5 3/4	2 3/4	4 1/8	5 3/4	2 3/4	4 5/8	5 3/4
	S _{cr}	6	6	8	8	8	10	10	10	12	12	12
	S _{min}	1 1/2	1 1/2	2	2	2	2 1/2	2 1/2	2 1/2	3	3	3
	f _{smin}	0.77	0.77	0.77	0.77	0.77	0.77	0.77	0.77	0.77	0.77	0.77
1 1/2		0.77	0.77									
2		0.80	0.80	0.77	0.77	0.77						
2 1/2		0.82	0.82	0.79	0.79	0.79	0.77	0.77	0.77			
3		0.85	0.85	0.81	0.81	0.81	0.79	0.79	0.79	0.77	0.77	0.77
4		0.90	0.90	0.85	0.85	0.85	0.82	0.82	0.82	0.80	0.80	0.80
5		0.95	0.95	0.89	0.89	0.89	0.85	0.85	0.85	0.82	0.82	0.82
6		1.00	1.00	0.92	0.92	0.92	0.88	0.88	0.88	0.85	0.85	0.85
7				0.96	0.96	0.96	0.91	0.91	0.91	0.87	0.87	0.87
8				1.00	1.00	1.00	0.94	0.94	0.94	0.90	0.90	0.90
9							0.97	0.97	0.97	0.92	0.92	0.92
10							1.00	1.00	1.00	0.95	0.95	0.95
11										0.97	0.97	0.97
12										1.00	1.00	1.00

Fuente: Simpson Strong-TieAchorSystems

k.5 ANEXO CABLES

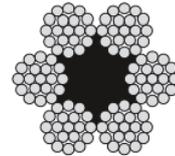
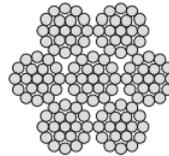
Tabla 50 Velocidades y aceleraciones de ascensores.

V m/s	0.75	1	1.5	2	2.5	3	3.5
a m/s ²	0.65	0.85	1.15	1.4	1.65	1.88	2.1

Tabla 51 Características de cables de acero.

6X19 y 6X26 (AF – AA)

Construcción del Torón	
Item	Cantidad
Alambres	15 A 26
Alambres Externos	7 A 12
Capa de Alambres	2 A 3



Construcción del Cable	
Item	Cantidad
Torones	6
Torones Externos	6
Capa de Torones	1
Alambres en Cable	90 A 156

Ejemplos Típicos	
Cables	Torones
6x19S	1-9-9
6x21F	1-5-5F-10
6x26WS	1-5-(5+5)-10
6x19W	1-6-(6+6)
6x25F	1-6-6F-12

Diámetro (pulg)	Alma de Fibra			Alma de Acero		
	Peso aproximado Kg/m	Carga de rotura en Kgf		Peso aproximado Kg/m	Carga de rotura en Kgf	
		IPS	EIPS		IPS	EIPS
1/4	0,149	2.485	2.730	0,172	2.603	3.011
5/16	0,238	3.865	4.254	0,267	4.054	4.662
3/8	0,357	5.535	6.086	0,386	5.805	6.676
7/16	0,476	7.504	8.254	0,520	7.864	9.025
1/2	0,625	9.709	10.703	0,684	10.159	11.791
9/16	0,789	12.250	13.515	0,877	12.789	14.875
5/8	0,982	15.154	16.689	1,070	15.873	18.231

Fuente: Obtenida en la página Encocables

Tabla 52 Aplicaciones comunes de cables de elevación.

APLICACIONES COMUNES				
Sector		Construcción		
PESQUERO	-	6 X 7	6 X 19	6 X 26
GRAN MINERO	6 X 7	6 X 19	8 X 7	6 X 26
PETROLERO	6 X 19	6 X 21	6 X 36	6 X 26
ASCENSORES	-	6 X 19	8 X 25	8 X 36
GRÚAS	-	8 X 19	8 X 25	6 X 36

Tabla 53 Factores de Seguridad recomendados para cables de elevación.

FACTORES DE SEGURIDAD RECOMENDADOS	
Sector	Construcción
Cables fijos. Cables de puentes colgantes	3-4
Cables carriles para teleféricos	3.5-5
Cables tractores para teleféricos	5-7
Cables de labor, elevación y grúas	5-9
Cables para instalaciones importantes	8-12
Cables para transporte de personal	8-12
Cables para planos inclinados	5-8
Cables para pozos de extracción	8-12
Cables para ascensor	8-17
Cables para cabrestantes y trenajes	4-8

Fuente: WireRope

Tabla 54 Coeficiente de seguridad de los cables del ascensor.

Tipo de Accionamiento	Velocidad de Elevación (m/s)	Coeficiente de Seguridad (k)
Cabresante de Tambor	1	8-9
Cabresante de Poleas	1	10-12
	1-2	11-13
	2-4	12-14
	4	13-15

Fuente: Javier García de la Figal Costales. Equipos de Elevación, Grúas, Elevadores y Montacargas.

Tabla 55 Presiones máximas de contacto permisibles de cables sobre ranuras de poleas (en psi)

Cable	Material				
	Madera*	Hierro colado†	Acero colado‡	Hierro colado§	Acero al manganeso¶
Torcido regular:					
6 x 7	150	300	550	650	1470
6 x 19	250	480	900	1100	2400
6 x 37	300	585	1075	1325	3000
8 x 19	350	680	1260	1550	3500
Torcido Lang:					
6 x 7	165	350	600	715	1650
6 x 19	275	550	1000	1210	2750
6 x 37	330	660	1180	1450	3300

* Sobre grano extremo de madera de haya, nogal o árbol de goma.
 † Para H_B (mín) = 125.
 ‡ Con 30-40 de carbono; H_B (mín) = 160.
 § Utilícese sólo con dureza uniforme en la superficie.
 ¶ Para altas velocidades con poleas equilibradas que tienen superficies esmeriladas.
 Fuente: *Wire Rope Users Manual*, AISI, 1979.

Tabla 56 Alargamiento del cable por construcción

CARGA	% Longitud del Cable
	Alma de FibraAlma de Acero
Liviana (Factor de Seguridad 8:1).....	0.250.125
Normal (Factor de Seguridad 5:1).....	0.500.25
Pesada (Factor de Seguridad 3:1).....	0.75.....0.50
Pesada con muchos dobleces y deflexiones...hasta 2.0 .	hasta 1

Tabla 57 Datos sobre cables metálicos o de alambre

Cable	Peso lb/pulg	Diámetro mínimo de polea pulg	Tamaños están- dares d, pulg	Material	Tamaño de los alambres exteriores	Módulo de elasticidad* Mpsi	Resistencia kpsi †
6 × 7 arrastré	1.50d ²	42d	1-1½	Acero monitor	d/9	14	100
				Acero de arado	d/9	14	88
				Acero suave para arado	d/9	14	76
6 × 19, de izaje es- tándar	1.60d ²	26d-34d	1-2½	Acero monitor	d/13-d/16	12	106
				Acero de arado	d/13-d/16	12	93
				Acero suave para arado	d/13-d/16	12	80
6 × 19, de flexible especial	1.55d ²	18d	1-3½	Acero monitor	d/22	11	88
8 × 19, flexible extra	1.45d ²	21d-26d	1-1½	Acero de arado	d/22	10	92
7 × 7, de aviación	1.70d ²	...	1-¾	Acero monitor	d/15-d/19	10	80
				Acero de arado	d/15-d/19	...	124
7 × 7, de aviación	1.75d ²	...	1-¾	Acero resistente a la corrosión	124
				Acero al carbono
7 × 19, de aviación	1.75d ²	...	1-¾	Acero resistente a la corrosión	135
				Acero al carbono	143
De 19 alam- bres, de avia- ción	2.15d ²	...	3½-1¾	Acero resistente a la corrosión	165
				Acero al carbono	165

* El módulo de elasticidad es aproximado. Resulta afectado por las cargas del cable y, en general, aumenta con la duración del mínimo.

† La resistencia está basada en el área transversal nominal del cable. Las cifras dadas son aproximadas y se basan en tamaños de cable comunes de 1 pulg y de aviación de ½ pulg.

Fuente: recopilada del *American Steel and Wire Company Handbook*.

k.6 ANEXO DE CÁLCULOS DE MOTOR

Tabla 58 Características de motores GearLess.



Poleas de 320mm

Motores con polea de 320mm

INSTALLATION DATA		4	5	6	8	10	14	16
Pasajeros		300	375	450	630	800	1000	1200
Carga(kg)		1	1	1	1	2	2	2
Tipo		1	1	1	1	2	2	2
Poleas (mm)		320	320	320	320	320	320	320
Velocidad (m/s)		1	1	1	1	1	1	1
Diámetro cable (mm)		8	8	8	8	8	8	8
Nº cables		3	4	3	4	4	4	6
Peso cable (m (kg))		0.231	0.231	0.231	0.231	0.231	0.231	0.231
Alura sin cadena comp (m)		27	27	27	27	27	27	27
Peso total cable (kg)		18.7	24.9	18.7	31.2	18.7	24.9	37.4
Peso frenada (Nm)		264.6	333.1	361.6	542.8	261.6	333.2	496.7
Efficiencia hueco (%)		80	80	80	80	77	80	80
Nº poleas desvío		0	0	0	0	2	2	2
Pot. nom. Inst. (Nm)		294.0	367.5	441.0	617.4	354.0	510.2	612.2
Pot. Mecánica (kW)		1.84	2.30	2.76	3.86	4.18	6.38	7.66
Modelo		ge150-320-135	ge225-320-135	ge225-320-135	ge300-320-135	ge150-320-200	ge300-320-200	ge300-320-200

DATOS MECÁNICOS		ge150-320-135	ge225-320-135	ge225-320-135	ge300-320-135	ge150-320-200	ge300-320-200	ge300-320-200
Pot. nom. motor (Nm)		350.0	450.0	450.0	600.0	350.0	600.0	600.0
Pot. máximo motor (Nm)		580.0	800.0	800.0	1.120.0	580.0	800.0	1.120.0
Ciclo carga (%)		40	40	40	30	40	40	40
Arranque/hora		180	180	180	180	180	180	180
Carga estática (kg)		2.000	4.000	4.000	4.000	2.000	4.000	4.000
Velocidad nominal (rpm)		60	60	60	60	110	110	110
Velocidad máxima (rpm)		135	135	135	135	200	200	200
Peso máquina (Kg)		145	165	165	200	145	165	200

DATOS ELÉCTRICOS		ge150-320-135	ge225-320-135	ge225-320-135	ge300-320-135	ge150-320-200	ge300-320-200	ge300-320-200
Consumo nominal (A)		7.4	9.2	11.0	14.1	11.5	14.1	17.6
Consumo Máximo (A)		14.5	20.0	20.0	28.0	20.0	27.6	38.6
Voltaje (V)		350.0	350.0	350.0	350.0	350.0	350.0	320.0
Potencia Nominal (kW)		3.2	4.0	4.8	6.8	4.9	6.2	7.0
Hercios (Hz)		6.0	6.0	6.0	6.0	11.9	11.9	11.9
Voltage freno (Vdc)		210	210	210	210	210	210	210
Poleas		12	12	12	12	12	12	12

Fuente:Permagsa

Tabla 59 Velocidades y aceleraciones de ascensores.

V m/s	0.75	1	1.5	2	2.5	3	3.5
a m/s ²	0.65	0.85	1.15	1.4	1.65	1.88	2.1

k.6. 2 ANEXODE CERTIFICADO DEL FRENO DEL MOTOR

CERTIFICADO

Examen CE de tipo para componentes de seguridad

EC type-Examination of safety components

Directiva 95/16/CE

Directive 95/16/EC

Certificado Nº.:DAS.VA.000016

Certificate-No.:

Nombre y domicilio social del fabricante:
Name and address of the manufacturer:

LUIS ALZOLA ELIZONDO
C/UZBINA Nº 11 (Pol.Ind.Júndiz)
01015 - VITORIA-GASTEIZ

Certificamos que el diseño de fabricación mencionado a continuación cumple los requisitos de la Directiva 95/16/CE y los del R.D. 1314/1997.

We hereby certify that the manufacture design mentioned below meets the requirements of the Directive 95/16/EC and of the R.D. 1314/1997.

Examinado según la Directiva 95/16/CE:

Tested according to Directive 95/16/EC:

Informe nº:

Test report No.:

Descripción del componente de seguridad:

Description of safety component:

Examen CE de tipo (Anexo V A)

EC-Type-Examination (Annex V A)

Freno de seguridad ROUND STOP 2x725, que actúa sobre el eje único de la polea de tacción como dispositivo de protección contra los movimientos incontrolados de la cabina.

ROUND STOP 2x725, operating over the single axle of the driving pulley as a protection device against uncontrolled upwards movements of the car

Modelo:
Model:

CE FRENO ROUND STOP 2x725

El Prat de Llobregat, 22 de Junio de 2009

TÜV Rheinland Ibérica Inspection, Certification & Testing, S.A.
(por absorción de TÜV Internacional Grupo TÜV Rheinland, S.L.)
Parc de Negocis Mas Blau
Ed. Océano c/ Garrotxa, 10-12
E-08820 El Prat de Llobregat

Tel. +34 934 781 131
Fax +34 934 780 768
e-mail info@tuv.es



Mari Martí/CICT/ES/TUEV
Organismo Notificado Nº 1027
Notified Body, ID-No.

1. Campo de aplicación

- 1.1 Momento de freno permitido cuando el dispositivo de freno actúa sobre el eje de la polea tractora mientras la cabina se mueve en sentido ascendente 1450 Nm
- 1.2 Velocidad máxima de disparo del limitador de velocidad y velocidad nominal máxima.

La velocidad de disparo máxima y la velocidad nominal máxima se deben calcular basándose en la velocidad de rotación de disparo máxima de la polea tractora y en la velocidad de rotación nominal máxima como se resume en las secciones 1.2.1 y 1.2.2, teniendo en cuenta el diámetro de la polea tractora y la suspensión de la cabina.

$$v = \frac{D \cdot \pi \cdot n}{60 \cdot i}$$

v = velocidad (m/s)

D = Diámetro de la polea tractora desde centro de cable a centro de cable (m)

$\pi = 3,1416$

n = Velocidad de rotación (min⁻¹)

i = Relación de suspensión de la cabina

- 1.2.1 Velocidad de giro de disparo máxima de la polea tractora 468 min⁻¹
- 1.2.2 Velocidad de giro nominal máxima de la polea tractora 407 min⁻¹

2. Condiciones

- 2.1 Como el dispositivo de freno representan solamente una parte del dispositivo de protección contra el exceso de velocidad de la cabina moviéndose en sentido ascendente, se debe utilizar un limitador de velocidad según EN 81-1, párrafo 9.9, para controlar la velocidad de ascenso y el dispositivo de freno debe ser disparado (engranado) a través del dispositivo de seguridad eléctrico del limitador de velocidad.

Alternativamente, la velocidad también se puede controlar y el dispositivo de freno engranar mediante un dispositivo distinto de un limitador de velocidad según el párrafo 9.9, si el dispositivo presenta las mismas características de seguridad y ha sufrido el ensayo de tipo.

- 2.2 El movimiento de cada circuito de freno (cada anclaje) se ha de controlar por separado y directamente (por ejemplo, mediante microinterruptores). Si un circuito de freno no se engrana (cierra) mientras la máquina esté en reposo, se debe impedir el siguiente movimiento del ascensor.
- 2.3 En los casos en que la máquina del ascensor se mueve a pesar de que el freno esté engranado (cerrado), la máquina del ascensor se debe parar lo más tardar en la siguiente secuencia operativa y se debe impedir el siguiente movimiento del ascensor.

El Prat de Llobregat, 22 de Junio de 2009

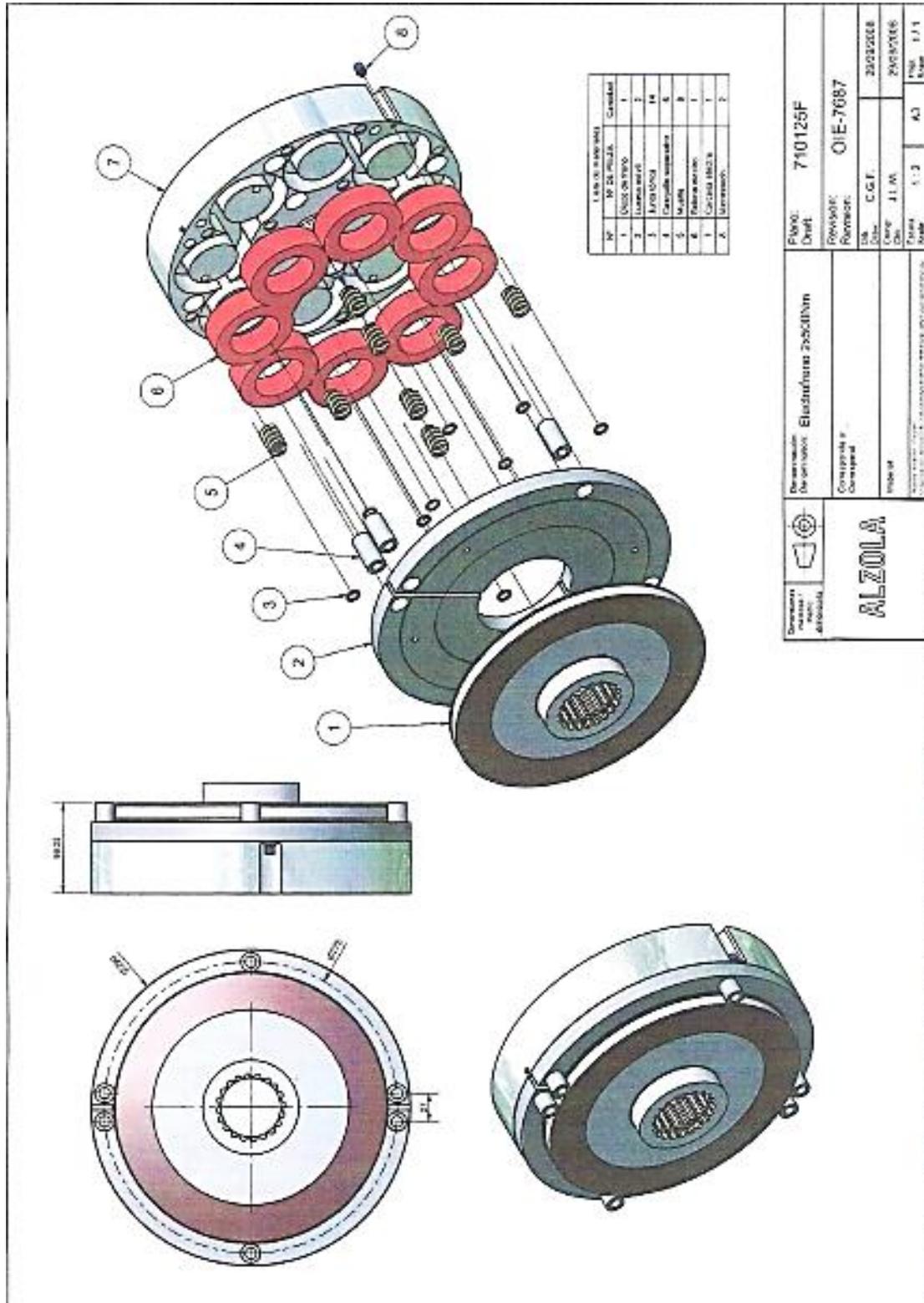
TÜV Rheinland Ibérica Inspeccion, Certification & Testing, S.A.
(por asociación de TÜV Internacional Grupo TÜV Rheinland, S.L.)
Parc de Negocis Mas Blau
Ed. Océano c/ Garrotxa, 10-12
E-08820 El Prat de Llobregat

Tel. +34 934 781 131
Fax +34 934 780 768
e-mail www.tuv.es


Martin Marti
Organismo Notificado N° 1027
Notified Body, ID-No.



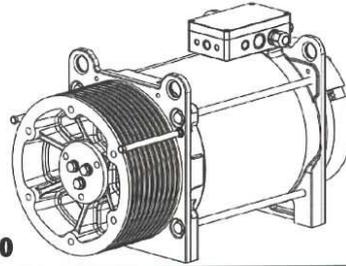
k.6. 4 ANEXODE FRENO DEL MOTOR GREENSTAR.



	Descripción: Referencia: Electromotor 2500RPM Componente F: Componente	P/Nº: Dwg: 710125F
ALZOLA	Revisión: Revisión: OIE-7687	Día: C.C.F.: 20030208
	Proyecto: Carga: 41.00 Día: 20030208	Hoja: Total: 1 / 1

Anexo del Motor Alterno

Tornado series



D-60 / D-80 / D-120 / D-160 / D-220 / D-280 / D-360

Type Modelo (1)	Roping factor Suspensión	Sheave diameter (mm) Diámetro polea (mm)	Rope diameter (mm) Diámetro cables (mm)	Max. rated load (kg) Carga útil máx. (kg) (2)	Max. load on shaft (kg) Carga máx. en el eje (kg) (3)	Rated torque (Nm) Par nominal (Nm)	Max. torque (Nm) Par máx. (Nm)	Weight (Kg) Peso (kg)
D-60	1:1	240	6, 6.5, 6.7	225	1300	150	225	150
		320	8	150	1200	150		
D-80	1:1	240	6, 6.5, 6.7	320	1500	210	300	160
		320	8	225	1400	210		
D-120	1:1	240	6, 6.5, 6.7	450	2500	300	450	180
		320	8	320	2400	280		
D-160	1:1	240	6, 6.5, 6.7	630	3000	420	600	220
		320	8	450	2500	360		
D-220	1:1	240	6, 6.5, 6.7	800	3500	550	825	250
		320	8	630	2800	450		
D-280	1:1	240	6, 6.5, 6.7	1000	4000	700	1050	300
		320	8	800	3500	550		
D-360	1:1	240	6, 6.5, 6.7	1500	4500	900	1350	360
		320	8	1000	2000			

(1) Standard available speeds: 0.63, 1 and 1.6 m/s. If you need a speed different from the standards, please contact our technical department.

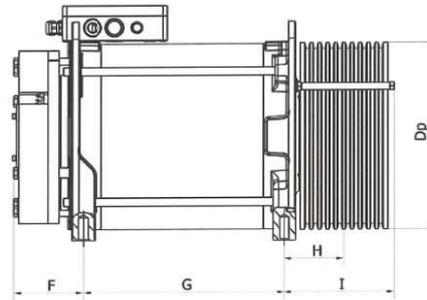
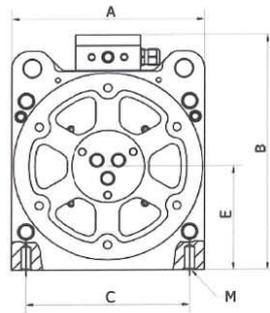
Velocidades estándar disponibles: 0.63, 1 y 1.6 m/s. Si necesita una velocidad diferente a las estándar, consulte con nuestro departamento técnico.

(2) Maximum load calculated for counterweight factor 50%, starting car acceleration 0.5 m/s², compensation chain and duty cycle 35%.

Carga máxima calculada con un factor de contrapeso del 50%, aceleración en el arranque 0.5 m/s², cadena de compensación y factor de servicio del 35%.

(3) Maximum load calculated for a lifetime over 35.000 hours, Standard applied ISO 281:1991.

Carga máxima calculada para una vida útil superior a 35.000 horas, según normativa ISO 281:1991.



Type Modelo	A (mm)	B (mm)	C (mm)	E (mm)	F (mm)	G (mm)	M	Sheave diameter (mm) Diámetro de la polea (mm)	Number of ropes Número de cables	Length between grooves (mm) Distancia entre gargantas (mm)	H (mm)	I (mm)
D-60	330	409	280	180	115	180	4xM20x35	320	4, 5, 6	14	75	134
D-80	330	409	280	180	115	240	4xM20x35		7, 8, 9	14	96	176
D-120	330	409	280	180	115	240	4xM20x35		10, 11, 12	14	117	218
D-160	330	409	280	180	115	340	4xM20x35	240	4, 5	12	63	110
D-220	330	409	280	180	115	420	4xM20x35		6, 7	12	75	134
D-280	330	409	280	180	200	500	4xM20x35		8, 9, 10	12	93	170

These are indicative values, check the proper Tornado to your installation using the software GSS (Gearless Selection Software), which is available in www.dynatech-elevation.com, or contact our technical department.

Estos valores son indicativos, verifique el Tornado adecuado a su instalación utilizando el software GSS (Gearless Selection Software), disponible en www.dynatech-elevation.com, o consulte con nuestro departamento técnico.

DYNATECH © 2010/09

All rights reserved. Specifications are subject to change without previous notice.
Todos los derechos reservados. Especificaciones están sujetas a cambios sin previo aviso.

k.7 ANEXOS DE GUÍAS

Tabla 60 Coeficiente ω de aumento de las cargas a pandeo en función de λ para el acero 370Mpa

λ	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	λ
20	1.04	1.04	1.04	1.05	1.05	1.06	1.06	1.07	1.07	1.08	20
30	1.08	1.09	1.09	1.10	1.10	1.11	1.11	1.12	1.13	1.13	30
40	1.14	1.14	1.15	1.16	1.16	1.17	1.18	1.19	1.19	1.20	40
50	1.21	1.22	1.23	1.23	1.24	1.25	1.26	1.27	1.28	1.29	50
60	1.30	1.31	1.32	1.33	1.34	1.35	1.36	1.37	1.39	1.40	60
70	1.41	1.42	1.44	1.45	1.46	1.48	1.49	1.50	1.52	1.53	70
80	1.55	1.56	1.58	1.59	1.61	1.62	1.64	1.66	1.68	1.69	80
90	1.71	1.73	1.74	1.76	1.78	1.80	1.82	1.84	1.86	1.88	90
100	1.90	1.92	1.94	1.96	1.98	2.00	2.02	2.05	2.07	2.09	100
110	2.11	2.14	2.16	2.18	2.21	2.23	2.27	2.31	2.35	2.39	110
120	2.43	2.47	2.51	2.56	2.60	2.64	2.68	2.72	2.77	2.81	120
130	2.85	2.90	2.94	2.99	3.03	3.08	3.12	3.17	3.22	3.26	130
140	3.31	3.36	3.41	3.45	3.50	3.55	3.60	3.65	3.70	3.75	140
150	3.80	3.85	3.90	3.95	4.00	4.06	4.11	4.16	4.22	4.27	150
160	4.32	4.38	4.43	4.49	4.54	4.60	4.65	4.71	4.77	4.82	160
170	4.88	4.94	5.00	5.05	5.11	5.17	5.23	5.29	5.35	5.41	170
180	5.47	5.53	5.59	5.66	5.72	5.78	5.84	5.91	5.97	6.03	180
190	6.10	6.16	6.23	6.29	6.36	6.42	6.49	6.55	6.62	6.69	190
200	6.75	6.82	6.89	6.96	7.03	7.10	7.17	7.24	7.31	7.38	200
210	7.45	7.52	7.59	7.66	7.73	7.81	7.88	7.95	8.03	8.10	210
220	8.17	8.25	8.32	8.40	8.47	8.55	8.63	8.70	8.78	8.86	220
230	8.93	9.01	9.09	9.17	9.25	9.32	9.41	9.49	9.57	9.65	230
240	9.73	9.81	9.89	9.97	10.05	10.14	10.22	10.30	10.39	10.47	240
250	10.55

Tabla 61 Características mecánicas de las guías de cabina (1-70/9 eY-90/16)

Tipo	Sección (cm ²)	Peso (kg/m)	e (cm)	Momentos de Inercia (cm ⁴)		Módulos de resistencia de la sección (cm ³)		Radio de Giro (cm)	
				Ix	Iy	Wx	Wy	ix	iy
1-70/9	9.37	7.30	1.95	41.1	19.1	9.20	5.41	2.08	1.42
Y-90/16	19.9	13.25	2.65	102	57.7	21.1	12.8	2.45	1.83

Fuente: Antonio Miravete. Los Transportes en la Ingeniería Industrial. Pag 376.

Tabla 62 Coeficiente ω de aumento de las cargas a pandeo en función de λ para el acero 520Mpa

λ	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	λ
20	1.05	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	6.96	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

Tabla 63 Cotas de las guías de cabina (170/9e I-90/16)

TIPO	a mm	b mm	c mm	d mm	f mm	g mm	h mm	Sección cm ²	Peso Kg/m
1-70/9	70	65	9	6	8	6	34	9.37	7.3
I-90/16	90	75	16	8	10	8	42	16.9	13.25

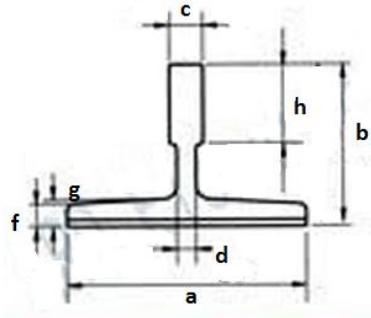


Tabla 64 Cotas de las guías de contrapeso (I-45/5)

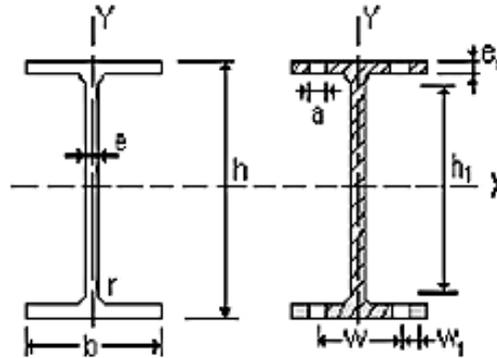
TIPO	a mm	b mm	c mm	d mm	f mm	g mm	h mm	Sección cm ²	Peso Kg/m
1-45/5	45	45	5	6	6	5.5	25	4.70	3.5

Tabla 65 Características mecánicas de las guías de contrapeso (I-45/5).

Tipo	Sección (cm ²)	Peso (kg/m)	e (cm)	Momentos de Inercia (cm ⁴)		Módulos de resistencia de la sección (cm ³)		Radio de Giro (cm)	
				I _x	I _y	W _x	W _y	i _x	i _y
I45/5	4.7	3.70	1.24	8.27	4.42	2.54	1.96	1.33	0.97

k.8 ANEXO DE VIGAS.

Tabla 66 Características del Perfil HEB



A = Área de la de la sección

S_x = Momento estático de media sección, respecto a X.

I_x = Momento de inercia de la sección, respecto a X.

$W_x = 2I_x : h$. Módulo resistente de la sección, respecto a X.

$i_x = (I_x : A)^{1/2}$. Radio de giro de la sección, respecto a X.

I_y = Momento de inercia de la sección, respecto a Y.

$W_y = 2I_y : b$. Módulo resistente de la sección, respecto a Y.

$i_y = (I_y : A)^{1/2}$. Radio de giro de la sección, respecto a Y

I_t = Módulo de torsión de la sección.

I_a = Módulo de alabeo de la sección.

u = Perímetro de la sección.

a = Diámetro del agujero del roblón normal.

w = Gramil, distancia entre ejes de agujeros.

h_1 = Altura de la parte plana del alma.

p = Peso por metro.

Perfil	Dimensiones							Términos de la sección										Agujeros			Peso p kp/m
	h mm	b mm	e mm	e ₁ mm	r mm	h ₁ mm	u mm	A cm ²	S _x cm ³	I _x cm ⁴	W _x m ³	i _x cm	I _y cm ⁴	W _y cm ³	i _y cm	I _t cm ⁴	I _a cm ⁶	w mm	w ₁ mm	a mm	
HEB 100	100	100	6,0	10	12	56	567	26,0	52,1	450	90	4,16	167	33	2,53	9,34	3375	55	-	13	20,4
HEB 120	120	120	6,5	11	12	74	696	34,0	82,6	864	144	5,04	318	53	3,06	14,3	9410	65	-	17	26,7
HEB 140	140	140	7,0	12	12	92	805	43,0	123	1509	216	5,93	550	79	3,59	22,5	22480	75	-	21	33,7
HEB 160	160	160	8,0	13	15	104	918	54,3	177	2492	311	6,78	889	111	4,05	33,2	47940	85	-	23	42,6
HEB 180	180	180	8,5	14	15	122	1040	65,3	241	3831	425	7,66	1363	151	4,57	46,5	93750	100	-	25	51,2
HEB 200	200	200	9,0	15	18	134	1150	78,1	321	5696	570	8,54	2003	200	5,07	63,4	171100	110	-	25	61,3
HEB 220	220	220	9,5	16	18	152	1270	91,0	414	8091	736	9,43	2943	259	5,59	84,4	295400	120	-	25	71,5
HEB 240	240	240	1,00	17	21	164	1380	106,0	527	11259	938	10,3	3923	327	6,09	110	486900	90	35	25	83,2
HEB 260	260	260	10,0	17,5	24	177	1500	118,4	641	14919	1150	11,2	5135	335	6,58	130	753700	100	40	25	93
HEB 280	280	280	10,5	18	24	196	1620	131,4	767	19270	1380	12,1	6595	471	7,09	153	1130000	110	45	25	103
HEB 300	300	300	11,0	19	27	208	1730	149,1	934	25166	1680	13,0	8563	571	7,58	192	1688000	120	50	25	117
HEB 320	320	300	11,5	20,5	27	225	1770	161,3	1070	30823	1930	13,8	9239	616	7,57	241	2069000	120	50	25	127
HEB 340	340	300	12,0	21,5	27	243	1810	170,9	1200	36556	2160	14,6	9690	646	7,53	278	2454000	120	50	25	134
HEB 360	360	300	12,5	22,5	27	261	1850	180,6	1340	43193	2400	15,5	10140	676	7,49	320	2883000	120	50	25	142
HEB 400	400	300	13,5	24	27	298	1930	197,8	1620	57680	2880	17,1	10819	721	7,4	394	3817000	120	50	25	155
HEB 450	450	300	14,0	25	27	344	2030	218	1990	79887	3550	19,1	11721	781	7,33	500	5258000	120	50	25	171
HEB 500	500	300	14,5	28	27	390	2120	238,6	2410	107176	4290	21,2	12624	842	7,27	625	7018000	120	45	28	187

Fuente: <http://es.scribd.com/doc/17741768/Tabla-Perfiles-Laminados>

k.9 ANEXO LIMITADOR DE VELOCIDAD

ATISAE

ANEXO TECNICO AL CERTIFICADO CE DE EXAMEN DE TIPO AT/VD-VA/M062A-1/11
TECHNICAL ANNEX TO THE EC TYPE EXAMINATION CERTIFICATE (ABOVE)

- 1. Campo de aplicación:**
 Scope.
- 1.1. Paracaídas de accionamiento progresivo. (sentido descendente)**
 Progressive safety gear (downwards)

El siguiente cuadro resume las características de aplicación del paracaídas.
 The following table summarises the scope for the safety gear.

TIPO TYPE	Tipo guía Guide rail	Masa admisible (kg) Permissible mass	A.F. (mm)	Vd (m/s)	Lubricación Oiling
PR 2500	A	489 + 1.735	25	2.50	véase / see 1.4.

Clave de la tabla / Key:

- Tipo de guía: A (estrada) / B (mecanizada). / guide rail surface condition: A (drawn) / B (machined).
- A.F. Anchura mínima de frenado. / minimum gripping width.
- Vd velocidad de disparo máximo. / maximum tripping speed.
- Lubricación / oiling condition.

- 1.2. Dispositivo de frenado. (sentido ascendente)**
 Braking device (upwards)

No disponible / Not available

- 1.3. Tipo de reglaje:**
 Adjustment.

Reglaje continuo.
 Continuous adjustment

- 1.4. Guías**
 Guide rails.

Espesores de guía: 8 + 16 mm **Estado lubricación:** ISO VG 150⁽¹⁾
 Guide rails blade widths. Oiling condition.

Estado superficie de guía ⁽²⁾: A **Anchura mínima de frenado:** 25 mm
 Surface condition of the guide rails. Minimum gripping width

- (1) o aceite de características similares. / or oil with similar characteristics.
 (2) véase clave en sección 1.1. / please refer to key on section 1.1.

- 2. Notas.**
 Remarks.

- 2.1. La ampliación del alcance establecido por este certificado consiste en los siguientes ítems:**
 The scope extension is summarised in the following items:
- a) paracaídas utilizado como elemento de parada de un sistema de protección contra movimiento incontrolado de cabina (según 9.11 de EN 81-1:1998+A3:2009); véase parte 3 y aviso legal.
 safety gear used as stopping element in a protection system against uncontrolled car movement (according 9.11 of EN 81-1:1998+A3:2009); see part 3 and disclaimer.
- 2.2. La masa total declarada puede diferir de la masa total admisible en ± 7,5 %.**
 The mass stated may differ from the permissible mass by 7.5 %.
- 2.3. La certificación afecta a los elementos de frenado y no incluye a los elementos de conexión, palanquaría, ni a la actuación del dispositivo eléctrico.**
 The certificate affects to the gripping elements and does not include either the connection elements, safety gear rods, or the actuation of the electric safety device.
- 2.4. La utilización del dispositivo se realizará según las condiciones dadas en la norma EN 81-1/2:1998+A3:2009 (9.8).**
 This device must be used according the conditions given in EN 81-1/2:1998+A3:2009 (9.8).

k.10 ANEXO PARACAÍDAS

INSTRUCCIONES LBD-200

Fecha: 28/04/08 Revisión 03



5. CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS.

- **Aparato:** Limitador de velocidad
- **Modelo:** LBD-200
- **Empresa fabricante:**
DYNATECH, DYNAMICS & TECHNOLOGY, S.L.
- **Campo de actuación:**
Velocidad nominal mínima: 0.1 m/s
Velocidad de actuación mínima: 0.8 m/s
Velocidad nominal máxima: 2.3 m/s
Velocidad actuación máxima: 2,74 m/s
Nota: para velocidades de actuación inferiores a 1 m/s, se utilizará una polea de baja velocidad con un sistema centrífugo especial para baja velocidad.
- **Cable:**
Diámetro: 6 mm, 6.3 mm y 6.5 mm
Composición: 6 x 19 + 1
- **Pretensión del cable:**
500 N
Esta tensión se produce posicionando la polea tensora de manera que la barra quede en posición horizontal.
- **Tensión producida en el cable al enclavar:**
Mayor de 300 N
- **Diámetro de la polea:** 200 mm
- **Contacto de sobrevelocidad.**
- **Otras características:**
 - Posibilidad de montar varios dispositivos:
 - Accionamiento a distancia
 - Final de carrera para techo
 - Rearme automático
- **Paracaídas con los que puede ser usado:**
Todos aquellos cuya velocidad de disparo pueda ser alcanzada por el limitador de velocidad.

LISTA DE PRECIOS 2013 PRODUCTOS DYNATECH

PARACAÍDAS Y TIMONERÍAS

PRODUCTO	Precio	Dto (%)	Precio neto
PARACAÍDAS INSTANTANEOS			
1 PARACAÍDAS INSTANTANEO IN-3000	58		58,00
2 PARACAÍDAS INSTANTANEO IN-6000	65		65,00
3 PARACAÍDAS INSTANTANEO IN-G10	58		58,00

PARACAIDAS PROGRESIVOS UNIDIRECCIONALES			
4 PARACAIDAS PROGRESIVO PR-2500	220		220,00
5 PARACAIDAS PROGRESIVO ASG-65	185		185,00
6 PARACAIDAS PROGRESIVO ASG-100	185		185,00
7 PARACAIDAS PROGRESIVO ASG-120	195		195,00
8 PARACAIDAS PROGRESIVO ASG-121	195		195,00

PARACAIDAS PROGRESIVOS BIDIRECCIONALES			
9 PARACAIDAS PROGRESIVO ASG-65-UD	198		198,00
10 PARACAIDAS PROGRESIVO ASG-100-UD	198		198,00
11 PARACAIDAS PROGRESIVO ASG-120-UD	208		208,00
12 PARACAIDAS PROGRESIVO ASG-121-UD	208		208,00
13 PARACAIDAS PROGRESIVO PR-2000-UD	198		198,00
14 PARACAIDAS PROGRESIVO PR-2500-UD V35	240		240,00
15 PARACAIDAS PROGRESIVO PR-2500-UD V50	255		255,00
16 PARACAIDAS PROGRESIVO PQ-3400-UD	280		280,00
17 PARACAIDAS PROGRESIVO PQ-4000-UD	290		290,00

NOTA: Los paracaídas de la familia ASG se entregan premontados con la timonería T25 o T25-UD

TIMONERIAS EXTENSIBLES			
T1	(Para los paracaídas: 1, 2, 3 & 4)	42	42,00
T2	(Para los paracaídas: 14)	43	43,00
T3	(Para los paracaídas: 13, 14, 15, 16 & 17)	46	46,00
T25	(Para los paracaídas: 5, 6, 7 & 8)	59	59,00
T25-UD	(Para los paracaídas: 9, 10, 11 & 12)	56	56,00
SISTEMA DE TENSION EXTRA PARA LA T25-UD		8	8,00
SUPLEMENTO PARA ENTREGUIAS DESDE 1300 HASTA 3000mm.		12	12,00

LIMITADORES DE VELOCIDAD CONVENCIONALES:

PRODUCTO		Precio	Dto (%)	Neto
LIMITADOR DE VELOCIDAD QUASAR (POLEA DE Ø120mm.)				
POLEA PRINCIPAL				
QUASAR		0		0
QUASAR LS (BAJA VELOCIDAD Y MONODIRECCIONAL)		0		0
(1)	QUASAR PLUS	0		0
(1)	QUASAR PLUS LS (BAJA VELOCIDAD Y MONODIRECCIONAL)	0		0
POLEA TENSORA				
POLEA TENSORA DE Ø120mm (PESAS Y FIJACIONES A GUIA INCLUIDAS)		0		0
SISTEMA DE ACTUACION A DISTANCIA				
SISTEMA DE ACTUACION A DISTANCIA CON BOBINA DE 24, 48 o 190 VDC		0		0
SISTEMA A3 (PARA CUMPLIR LA ADENDA 3)				
SISTEMA ANTIDERIVA CON BOBINA DE 24, 48 o 190 VDC. SENSOR INDUCTIVO INCLUIDO		0		0
OPCIONES				
PUENTE RECTIFICADOR PARA PASAR LOS 230 VAC (ALIMENTACION) A 190 VDC (BOBINA)		0		0
CHAPA DE PROTECCION		0		0
CANAL DE COMPROBACION		0		0

ATENCIÓN: El limitador QUASAR convencional se suministra temporalmente solo en versión unidireccional. Tan pronto dispongamos de la versión bidireccional se lo haremos saber. El limitador QUASAR se suministra de serie con garganta endurecida.

(1) QUASAR PLUS y QUASAR PLUS LS Limitadores de velocidad preparados para montar un encoder. Para obtener el precio final de su QUASAR haga la suma de la polea principal, más la polea tensora. Si adicionalmente necesitara sistema eléctrico de actuación (sistema de actuación a distancia o sistema A3), o cualquier otra opción, sólo en tal caso deberá sumarlos al precio total.

LIMITADOR DE VELOCIDAD LBD-200 (POLEA DE Ø200mm)				
POLEA PRINCIPAL				
(1)	LBD-200	114		114
POLEA TENSORA				
(2)	POLEA TENSORA DE Ø200mm	97		97
SISTEMA DE ACTUACION A DISTANCIA				
SISTEMA DE ACTUACION A DISTANCIA CON BOBINA DE 24, 48 o 190 VDC		25		25
OPCIONES				
GARGANTA ENDURECIDA		12		12
CUBIERTA DE PROTECCION TOTAL PARA LA POLEA PRINCIPAL		19		19
ACCIONAMIENTO MANUAL		10		10
POLEA TENSORA DE FUNDICION		12		12
REARME AUTOMATICO		23		23
FINALES DE CARRERA		32		32
PUENTE RECTIFICADOR PARA PASAR DE 230 VAC (ALIMENTACION) A 190 VDC (BOBINA)		19		19

(1) Incluye doble canal para ensayos, contacto de sobrevelocidad, anti salida de cables y chapa de protección estándar.

(2) Incluye pesas de fundición, contacto de aflojamiento de cables , antisalida de cables y chapa de protección.

Para obtener el precio final de su LBD-200, por favor siga los mismos pasos que en el caso del QUASAR.

DISPOSITIVOS ELECTRÓNICOS

	PRODUCTO	Precio	Dto. (%)	Neto
	PESACARGAS			
	PESACARGAS ELECTROMECHANICO ECO.	35		35
	ENCODERS			
	OMRON E6B2CWZ6C100 (100 PULSOS)	114		114
	OMRON E6B2CWZ6C500 (500 PULSOS)	121		121
	CONTACTOS DE SEGURIDAD			
	OMRON D4N-4131	0	0	5,25
	OMRON D4N-4132	0	0	4,95
(1)	DISPOSITIVOS ELECTRONICOS PARA LA ADENDA 3.			
	PARA EL CONJUNTO DE SEGURIDAD (LIMITADOR DE VELOCIDAD + PARACAIDAS)			
(2)	D-BOX XS	172		172
	BATERIAS	28		28
	UCM PARA LA MAQUINA GEARLESS			
(3)	CDC	130		130
(3)	BFS	129		129

(1) DYNATECH le ofrece los dispositivos electronicos necesarios para cumplir con la Adenda 3 y el UCM en caso de que su suministrador de maniobras no cuente con un producto certificado.

(2) Si ha decidido cumplir la A3 con los componentes de seguridad, la D-BOX XS le brinda esta posibilidad con un pequeño tamaño. Se suministra sin baterías.

(3) Si Usted ha decidido cumplir la A3 con la maquina Gearless, entonces Dynatech le ofrece estos dos dispositivos: El UCM GEARLESS de DYNATECH consiste en 2 tarjetas electronicas: La CDC (Car Drag Control) para controlar la deriva y la BFS (Brake Failure Surveillance) que controla el funcionamiento correcto de los frenos de la máquina. Si Usted ya monitoriza el buen funcionamiento de los frenos con el propio variador, entonces únicamente necesitaría nuestra tarjeta electrónica CDC.

IMPORTANTE:

Dynatech recomienda a sus clientes que controlen la UCM con nuestros componentes de seguridad y la D-BOX. Si se realiza el control de la UCM con la máquina gearless y su electrónica asociada no se tiene en cuenta la posibilidad de un deslizamiento de los cables, sea con nuestra electrónica o con la de cualquier otra marca en el mercado.

Los componentes de seguridad de Dynatech unidos al dispositivo electrónico D-BOX realizan un control total y absolutamente seguro del UCM.

k.11 MANUAL DE MANTENIMIENTO DEL SISTEMA

El presente manual recoge las recomendaciones de los fabricantes de los diferentes mecanismos del sistema.

Se recomienda realizar inspecciones generales cada tres meses de funcionamiento, básicamente estas inspecciones se referirán a la búsqueda de objetos extraños al sistema, limpieza, lubricación del cable de acero, comprobación del apriete de los pernos,

Antes de la puesta en marcha del ascensor y después cada dos años se deberá hacer una inspección minuciosa de cada uno de los componentes del sistema comprobando su correcto funcionamiento, cumpliendo los requisitos que los fabricantes exigen.

Motor PERMAGSA ge300-320-135

Fuente: Manual de Usuario Motores PERMARGSA GREENSTAR

El constructor sólo permite que el motor sea abierto por personal calificado que posea altos conocimientos en lo que respecta a este tipo de motores.

Ante cualquier ruido extraño en el funcionamiento del motor realizar una inspección, visual para constatar si no hay un objeto extraño que obstruya el mecanismo. En el caso de persistir este ruido contactarse con el servicio de mantenimiento autorizado del fabricante del motor.

No se requiere de mantenimiento ninguno de los rodamientos

No use ningún limpiador de alta presión para limpiar el motor.

Inspección:

El fabricante establece que la inspección al motor debe ser cada dos años e incluye los siguientes puntos:

- Compruebe el estado general del motor, tome nota de que la pintura está en buen estado, que no haya restos de óxido, etc.

- Compruebe el estado de las conexiones eléctricas, los conductores deben estar en buenas condiciones, sin golpes o dañados.
- Compruebe el estado de la polea de tracción. Asegúrese de que el desgaste de las ranuras de la polea tractora no sea excesivo.
- Compruebe que los tornillos que amarran el motor a la placa base y los tornillos que amarran la placa base a la estructura, están suficientemente apretados.

CABLES DE ACERO

Fuente: Catálogo de Cables Wire-Rope User Guide

Tanto para los cables de tracción así como también para el cable del limitador de velocidad se debe tener en cuenta los siguientes criterios al momento de realizar las inspecciones del sistema.

Lubricar el cable para disminuir la fricción y evitar la corrosión, la lubricación deberá ser bien por goteo o por medio de la aplicación con un pincel, el lubricante podrá ser cualquier aceite considerado “liviano”, de preferencia la lubricación debe llevarse a cabo en la polea del motor porque es ahí donde los torones del cable están separados por flexión y penetrará más fácilmente. Nunca aplique grasa pesada al cable porque puede atrapar arena en exceso, y puede dañar el cable. Tampoco debe aplicar “aceite de motor usado” porque contiene materiales que pueden dañar el cable.

Todos los cables deben inspeccionarse a fondo a intervalos regulares. Cuanto más tiempo haya estado en servicio o cuanto más severo sea el servicio, más profunda y frecuentemente deberá ser inspeccionado. Asegúrese de mantener registros de cada inspección.

Las inspecciones deben ser efectuadas por una persona que haya aprendido a través de capacitación especial o con experiencia práctica sobre qué buscar y que sepa cómo juzgar la importancia de toda condición anormal que pudiera descubrir. Es responsabilidad del inspector obtener y seguir los criterios de inspección apropiados para cada aplicación inspeccionada.

Inspección:

La persona que realizará la inspección debe tener en cuenta la presencia de las siguientes anomalías.

Una Falla por fatiga producida por una carga pesada sobre una polea pequeña



Cable sujeto a Melladuras: Rozamiento producido por rozamiento de los torones, si bien esto es por un funcionamiento normal también se producen por cargas altas en poleas pequeñas



Cable sujeto a una liberación repentina de la carga, produciendo un rebote en el cable, los toros no regresaran a su posición inicial, el cable debe reemplazarse inmediatamente.



Desgaste de un toron antes de los torones adyacentes debido a una colocación de una fijación incorrecta



Desgaste por una fuerza elevada de aplastamiento en la polea



Una parte importante de todas las inspecciones de cables es la detección de alambres rotos. La cantidad y el tipo de alambres rotos son el punto de referencia para su reemplazo

CUANDO REEMPLAZAR UN CABLE

Estándar	Equipos		N° DE ALAMBRES ROTOS EN CABLES DE TRABAJO			N° DE ALAMBRES ROTOS EN CABLES FIJOS	
			En un torcido de cable	En un torón	En la conexión del extremo	En un torcido de cable	En la conexión del extremo
ASME/B30,2	Grúas elevadas y de pórtico		12**	4	No especificado	No especificado	
ASME/B30,4	Grúas de portal, torre y fuste		6**	3	2	3	2
ASME/B30,5	Grúas móviles y locomotrices	Cables de trabajo	6**	3	2	3	2
		Cables resistentes a la rotación	2 alambres rotos distribuidos de manera aleatoria en 6 diámetros de cable o 4 alambres rotos distribuidos de manera aleatoria en 30 diámetros de cable.**				
ASME/B30,6	Torres de perforación		6**	3	2	3	2
ASME/B30,7	Malacates de tambor montados en bases		6**	3	2	3	2
ASME/B30,8	Grúas flotantes y torres derrick		6**	3	2	3	2
ASME/B30.16	Malacates elevados		12**	4	No especificado	No especificado	
ANSI/A10.4	Elevadores de personal		6**	3	2	2**	2
ANSI/A10.5	Elevadores de materiales		6**	No especificado		No especificado	

**Retire también por 1 rotura de valle.

LIMITADOR DE VELOCIDAD

Fuente: Manual de usuario DYNATECH limitador de velocidad LBD200

INSTRUCCIONES DE USO Y MANTENIMIENTO

Se debe realizar periódicamente la verificación de la velocidad de disparo en la instalación se puede realizar actuando sobre el variador de frecuencia del motor; incrementando progresivamente la velocidad del motor hasta que se produzca el enclavamiento.

Para evitar riesgos innecesarios que puedan provocar una situación de actuación incorrecta del limitador, deberán ser tenidos en cuenta dos criterios fundamentales como son:

Limpieza y vigilancia ante la corrosión. En cualquier limitador existen elementos móviles que son los que ejecutarán la acción de enclavamiento. La acumulación de suciedad en estos elementos puede ocasionar un mal funcionamiento. Es fundamental que tanto el instalador como el mantenedor se aseguren de que estos elementos están en perfecto estado de limpieza.

Por otro lado, los limitadores de Dynatech llevan protección anticorrosiva en todos los casos pero es importante que el mantenedor realice un chequeo que determine si existe un proceso corrosivo que pudiera afectar a alguna parte móvil del elemento e impedir su movimiento natural. Dicho chequeo se realizará por medio de una inspección visual del estado de las superficies y ejecutando una actuación. La frecuencia de estos chequeos es a criterio del mantenedor, si bien deberán ser más asiduos en el caso de que la instalación se encuentre en una atmósfera especialmente corrosiva.

PARACAÍDAS

Fuente: Manual de usuario DYNATECH Paracaídas Progresivo PR 2500

INSTRUCCIONES DE USO Y MANTENIMIENTO

Para un mejor control, el mantenedor deberá llevar un registro de actuaciones del paracaídas, en el que anotará su número de serie y número de actuaciones, y las distancias de frenado

Las guías deben lubricarse con aceite lubricante del tipo de máquinas según ISO VG 150. Por ejemplo la Serie de lubricantes Móvil Vectra Oil.

Los elementos de frenado, zapatas y rodillos, son capaces de soportar tres intervenciones en caída libre, tal y como ordena la Normativa, en sus criterios de homologación de tipo. De todas formas después de una intervención real del paracaídas a caída libre, se recomienda la sustitución de los elementos de frenado.

No será necesaria la sustitución de los elementos de frenado por causa de los ensayos periódicos del paracaídas si la distancia de frenado del mismo no supera el doble de la producida en el primer ensayo de puesta en servicio.

Es importante verificar que ningún elemento extraño se haya alojado en el interior del paracaídas para que los elementos móviles puedan funcionar correctamente.

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA
AEIRNR

INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA

TEMA:

Diseño Mecánico de un Ascensor
Montacargas

Nombre:

Diego Alejandro Herrera Alvarado

Proyecto de Tesis

DOCENTE: Ing. Marco Vinicio Rojas Moncayo

LOJA - ECUADOR

2011

1. PROBLEMÁTICA:

1.1. ANTECEDENTES:

1.1.1. MARCO CONCEPTUAL:

La humanidad a lo largo de la historia ha buscado facilitar las actividades que realiza, esto en la mayoría de casos ha producido un incremento de necesidades que deben ser satisfechas creándose de esta manera una especie “cadena de necesidades” es así que aparece en la historia el ascensor.

Desde su posible invención el elevador en el año 236 DC por Arquímedes, este mecanismo ha sufrido muchos cambios e innovaciones hasta llegar a convertirse en las máquinas ágiles y seguras que son en nuestros días.

Desde sus comienzos el ascensor o elevador ha permitido desplazarse verticalmente de una mejor manera ahorrando espacio en comparación por ejemplo con el plano inclinado o las gradas, esto ha significado una gran ayuda en la industria ya que se puede elevar grandes cargas sin mayor esfuerzo humano y tiempo invertido.

En la actualidad por la falta de espacio en la ciudades ha obligado a los arquitectos a diseñar edificaciones cada vez más altas para poder satisfacer los requerimientos de diseño; es ahí donde el ascensor juega un papel esencial.

En Ecuador en estos últimos años estos artefactos juegan un papel adicional a las ventajas antes señaladas ya que la vicepresidencia de la república ha empezado una campaña de protección a las personas minusválidas haciendo hincapié en las normas técnicas ICONTEC NTC 4144 una ley en la que se dice que todo edificio público deberá contar con acceso adecuado para personas con habilidades especiales (minusválidos) y es en este requerimiento que la tesis se encuentra sustentada.

Como se ha visto la existencia de un ascensor en un edificio público no solo responde al confort sino también a la necesidad de cumplir con la ley en cuanto al acceso de todas las personas se refiere; El ascensor objeto de estudio se necesita instalar en el edificio de

tres pisos de la Iglesia Cristiana Semilla de Mostaza ubicado en las calles Jorupes y Gobernación de Mainas de la ciudad de Loja, el mismo que no cuenta con este mecanismo provocando la dificultad de desplazarse de las personas entre las diferentes niveles de la edificación sobre todo cuando se hace necesario la movilización de equipos de cualquier clase como (amplificadores, guitarras, cartones etc.) y lo que es peor dificultando el ingreso de personas de la tercera edad y de minusválidos estando en total disconformidad con la ley antes mencionada que ampara a este tipo de personas.

Ya se ha mencionado brevemente las prestaciones del ascensor pero en un vistazo más profundo aparecen interrogantes respecto al artefacto mismo en miras a satisfacer las necesidades. La primera de estas es el precio de ascensores en el mercado dependiendo del tipo y de su capacidad se encuentran en valores desde los \$20000 hasta \$60000 que son precios que una organización sin fines de lucro como la Iglesia Cristiana antes mencionada no puede cubrir fácilmente, adicionalmente a esto también se debe tener en cuenta que en el mercado mundial hay una gran cantidad de tipos de elevadores ya sean eléctricos o hidráulicos pero no todos podrían ser instalados en la ciudad de Loja por la dificultad de adquirir los mecanismos necesarios para su instalación.

Otros factores que giran alrededor de un ascensor son la cantidad de energía que utiliza el mecanismo y la contaminación que produce; ya que el primero incide directamente en el déficit energético que el Ecuador sufre algunos meses del año por la falta de lluvias en los causes de los ríos de las centrales hidroeléctricas. A su vez el aspecto de la contaminación del medio ambiente es un tema que en los últimos años ha tomado una gran importancia por la conciencia ecológica que se ha formado.

De todo esto que se ha mencionado podemos sintetizar lo siguientes problemas específicos:

- Inexistencia de un medio de acceso adecuado para las personas minusválidas y de la tercera edad a la sala de reuniones del edificio de la Iglesia Cristiana Semilla de Mostaza que se encuentra en el 2 piso de la edificación.
- Inexistencia de un medio que facilite la movilización de implementos como cartones, amplificadores, sillas, mesas etc. Dentro del edificio antes mencionado.

- Desconocimiento del sistema más adecuado de elevador que garantice cumplir con los requisitos del sistema tanto de carga, confort, y seguridad con la menor cantidad de energía utilizada y a su vez que cuide el medio ambiente.

1.1.2. SITUACIÓN PROBLÉMICA:

Los ascensores son mecanismos que han revolucionado la forma de desplazarse verticalmente permitiendo que la altura de los edificios no sea una limitante a lo que respecta al acceso.

Desafortunadamente los precios elevados de estos productos ha dado como resultado que su uso sea limitado para cierto sector de la población y que muchas edificaciones que ofrecen algún tipo de servicio a la colectividad queden desprovistas de este tipo de mecanismos como es el caso del edificio de la iglesia cristiana Semilla de Mostaza la que por ordenanza técnica ICONTEC NTC 4144 debe contar con acceso para personas minusválidas; De igual manera la falta de un diseño mecánico confiable en nuestro medio ha provocado que no se piense en la posibilidad de fabricar su propio elevador por no poner en riesgo la vida de los ocupantes.

1.1.3. PROBLEMA CIENTÍFICO:

Con la observación de la problemática existente se ha podido sintetizar el siguiente problema científico.

El desconocimiento de un adecuado sistema elevador accesible económicamente por parte de las autoridades de la Iglesia Cristiana Semilla de Mostaza ha producido la inexistencia de un mecanismo que facilite el acceso a las personas minusválidas y de la tercera edad a la sala de reuniones del edificio que se encuentra en el segundo piso del mismo.

3. JUSTIFICACIÓN.

El Ecuador históricamente se ha caracterizado por no haber explotado la producción industrial a gran escala o por lo menos de no exportarla, esto afortunadamente ya está cambiando con el apareamiento de grandes empresas ecuatorianas que han desarrollado tecnología y han ingresado al mercado mundial como es el caso de la prestadora de Servicios Petroleros SERTECPET; sin embargo aún la mayoría de la maquinaria que se utiliza en nuestro país es de procedencia extranjera elevando los costos de su adquisición y la dificultad del mantenimiento de los mismos.

El mercado del ascensor en nuestro país se encuentra en su totalidad abarcado por productos extranjeros, esto como se ha mencionado ha elevado los precios provocando que su adquisición no esté al alcance de todos como es el caso de la Iglesia Cristiana Semilla de Mostaza que es una organización sin fines de lucro.

Dicha organización posee en las calles Jorupes y Gobernación de Mainas Sector la Pradera de la ciudad de Loja un edificio de 3 pisos y que por la naturaleza de servicio que presta debe según la ordenanza técnica ICONTEC NTC 4144 debe poseer un acceso adecuado para personas de habilidades especiales (minusválidos) o para adultos mayores (personas de la tercera edad) a todo el edificio.

Con el diseño mecánico de un sistema de ascensor se busca proveer a dicha organización la oportunidad de construir un elevador que cuente con los parámetros adecuados de funcionamiento del sistema además de la garantía de seguridad propia para este tipo de mecanismo a un precio menor que el que se encontraría en el mercado para un ascensor de las mismas características.

Además con la presente investigación se obtendrá un modelo del diseño de un ascensor el mismo que podrá ser utilizado y mejorado en investigaciones posteriores sobre todo se provocará la necesidad de realizar de un estudio para automatizar el sistema (puesta en marcha, paradas, puertas etc.).

3.1. VIABILIDAD Y FACTIBILIDAD.

El siguiente proyecto de tesis es factible y viable por las siguientes razones:

- Se cuenta con los contenidos necesarios en las materias de diseño mecánico y resistencia de materiales.
- Con el siguiente proyecto se aporta de manera directa con la colectividad lojana proveyendo una manera de beneficiarse de un mecanismo elevador a un menor precio.
- El diseño se lo realizara para un edificio ubicado en la ciudad de Loja por lo tanto es de fácil acceso al mismo.
- Una vez que se haya realizado este diseño mecánico se tendrá un mejor conocimiento del funcionamiento de los ascensores abriendo las puertas a que se estudie alternativas de mejoramiento del sistema.
- Se tiene acceso a ascensores instalados en la ciudad conde se podrá observar el sistema en funcionamiento.
- Se cuenta con el software adecuado para realizar los planos necesarios además de los cálculos requeridos

4. OBJETIVOS.

En el presente proyecto de Tesis se plantea alcanzar los siguientes objetivos:

4.1. OBJETIVO GENERAL.

Realizar el diseño mecánico de un ascensor eléctrico de cinco pasajeros para un edificio de tres pisos.

4.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS.

- Determinar qué tipo de sistema de ascensor es el más adecuado para instalar tomando en cuenta los factores de disponibilidad en el mercado, consumo energético y el impacto ambiental.
- Diseñar, dimensionar y seleccionar el circuito de tracción y guía. (motor, freno electromecánico, grupo reductor (si fuese necesario), polea de tracción o tambor de arrollamiento).
- 1 Diseñar, dimensionar y seleccionar el circuito de elevación. (cabina, contrapeso y el cableado de suspensión).
- 3. Dimensionar y seleccionar, el circuito de seguridad. (el limitador de velocidad, polea tensora, mecanismo de paracaídas).
- 2. Diseñar, dimensionar y seleccionar el circuito fijo (amortiguadores y guías).
- Redactar un manual de usuario del mecanismo en el cual se dé criterios de mantenimiento.

4.3. DELIMITACIÓN DEL TRABAJO.

El alcance del siguiente proyecto de tesis abarca el área de ingeniería mecánica en lo que al diseño mecánico se refiere con sus respectivos planos hechos en el software CAD.

Para la realización del proyecto se valdrá de los conocimientos adquiridos en las materias de diseño mecánico, resistencia de materiales, estática etc.; En general con todas las materias aprendidas a lo largo de la carrera de ingeniería electromecánica.

El proyecto de Tesis no contará con el diseño del sistema de control por la extensión del mismo, siendo una de las recomendaciones que se presentará la ejecución de un trabajo investigativo sobre este tema.

Las autoridades de la iglesia cristiana Semilla de Mostaza han expresado su deseo de que el elevador sea para una capacidad aproximada de 5 personas, que tenga una velocidad de ascenso de 1m/s. Bajo estos requisitos se procederá al diseño del mecanismo.

4.3.1. CONCLUSIÓN DE TIPO DE SISTEMA DE ASCENSOR:

Con lo que se ha visto hasta ahora se puede decir que el sistema más conveniente a instalar en el edificio de la iglesia cristiana Semilla de Mostaza es un ascensor eléctrico sin cuarto de máquinas MRL en sus siglas en inglés, aun cuando el más seguro y el que presenta un mayor confort en su funcionamiento es el ascensor hidráulico pero la gran limitación que dispone es que la altura del edificio parecería superior a las prestaciones de este tipo de sistemas por lo tanto se ha tomado la decisión de diseñar un ascensor eléctrico sin cuarto de máquinas.

4.4. CONCLUSIONES DEL MARCO TEÓRICO

- **Tipos de Elevador:** El sistema de elevación más conveniente a instalar en el edificio de la iglesia Cristiana Semilla de Mostaza es un ascensor eléctrico sin cuarto de máquinas MRL en sus siglas en ingles aun cuando el más seguro y el que presenta un mayor confort en su funcionamiento es el ascensor hidráulico pero la gran limitación que dispone es que la altura del edificio parecería superior a las prestaciones de este tipo de sistemas por lo tanto se ha tomado la decisión de diseñar un ascensor eléctrico sin cuarto de máquinas.
- **Sistema de Tractor:** Para el diseño del elevador se propondrá el uso de un motor síncrono de imanes permanentes sus razones ya se explican en el apartado de conclusiones del capítulo de tipos de ascensores.
- **Sistema de Amortiguación:** Para el diseño del elevador se propondrá el uso de amortiguadores de resorte por sus prestaciones ya que permiten ser utilizados en ascensores de velocidad hasta 1,6m/s y el ascensor a diseñar tendrá una velocidad nominal de 1m/s por lo que se encuentran en el rango de trabajo, no necesitan mantenimiento y tienen facilidad de adquisición en la ciudad de Loja.
- **Sistema de Guías (perfiles):** Se selecciona para el diseño del elevador el tipo de perfil tipo T para ser utilizado en las guías del ascensor aun cuando su precio es más elevado que el de las otros tipos de perfiles pero este provee una mejor prestación de seguridad, además no presenta dificultad en su adquisición en la ciudad de Loja.
- **Sistema de Guías:** Aunque el sistema de apoyos de rodillos para guías es más caro sus prestaciones lo hacen que sea el sistema adecuado porque no necesita mantenimiento y ahorra energía al disminuir las pérdidas por rozamiento; Su inconveniente es su adquisición en nuestro medio.
- **Sistema de Suspensión:** El diseño del sistema de elevación contará con el método de tracción por adherencia (polea en vez de un tambor de enrollamiento) por las ventajas que este presenta sobre todo la

seguridad y economía ya que se disminuye el precio al no tener que fabricar un tambor de mayores dimensiones que la polea; además posee la ventaja que se puede encontrar en la ciudad de Loja.

- El ascensor se diseñará con el sistema de suspensión ya que existen menos pérdidas por rozamiento y flexión en los cables, así como también se reduce la dimensión del cable.
- **Cables de Elevación:** Por los beneficios que presenta las cintas de suspensión frente a los cables convencionales de ascensores el diseño del elevador se lo realizara con el sistema de cintas de suspensión; Su inconveniente es su adquisición en nuestro medio.
- **Limitador de Velocidad:** En el presente diseño se opta por recomendar el uso del limitador centrífugo por su característica de ser silencioso a cualquier velocidad de funcionamiento; Su inconveniente es su adquisición en nuestro medio.
- **Sistema de paracaídas:** Se recomienda el uso del sistema de paracaídas de acción progresiva de rodillos ya que el este garantiza un accionamiento seguro y que no es peligroso para los ocupantes de la cabina; Su inconveniente es su adquisición en nuestro medio.

5. CRONOGRAMA.

Tarea	Duración	Días
Visita de inspección a sistemas de elevación de la ciudad de Loja	2012-01-05/2012-01-13	6
Estudio del Mercado.	2012-01-09/2012-02-09	31
Diseño y Dimensionamiento del sistema de Tracción	2012-02-13/2012-03-13	29
Diseño y Dimensionamiento del Sistema de elevación	2012-03-14/2012-04-14	30
Dimensionamiento del sistema seguridad	2012-04-15/2012-05-15	31
Diseño y Dimensionamiento del circuito fijo	2012-05-16/2012-06-16	30
Redactar un manual de uso y de mantenimiento del mecanismo.	2012-06-17/2012-06-30	14

6. Presupuesto y Financiamiento.

Actividad	Rubro
Visitas a los diferentes ascensores de la ciudad	50
Cálculos y diseños, consultas profesionales	300
Adquisición de una computadora que tenga prestaciones para realizar los trabajos de dibujo y animaciones	1000
Impresión del trabajo y extras	50
Total	1400

Matriz de Consistencia General

<p>Problema General: El desconocimiento de un adecuado sistema de elevación asequible económicamente por parte de las autoridades de la Iglesia Cristiana Semilla de Mostaza ha producido la inexistencia de un mecanismo que facilite el acceso a las personas minusválidas y de la tercera edad a la sala de reuniones del edificio que se encuentra en el segundo piso del mismo</p>			
Tema	Objeto de Investigación	Objetivo de la Investigación	Hipótesis de la Investigación
Diseño mecánico de un ascensor Montacargas	Ascensor	Realizar el diseño mecánico de un ascensor de 5 ocupantes para el edificio de tres pisos de la "iglesia Cristiana Semilla de Mostaza"	El diseño mecánico de un ascensor proveerá a la iglesia Semilla de Mostaza un sistema adecuado para facilitar el ingreso a las personas con discapacidad a los pisos superiores del edificio.

Matriz de consistencia específica.

PROBLEMA ESPECÍFICO 1. Desconocimiento del tipo de sistema de elevación más conveniente para el Edificio de la iglesia cristiana Semilla de Mostaza.			
Objetivo Específico	Unidad de Observación	Hipótesis Especifica	Sistema Categorial
Determinar qué tipo de sistema de ascensor es el más adecuado para instalar tomando en cuenta los factores de disponibilidad en el mercado, consumo energético y el impacto ambiental	Ascensor	El ascensor eléctrico es el más conveniente para ser utilizado en el Edificio de la iglesia cristiana Semilla de Mostaza	Ascensores Hidráulicos. Ascensores Eléctricos Ascensores Eléctricos sin cuarto de máquinas

PROBLEMA ESPECÍFICO.2. Desconocimiento del tipo de sistema de tracción más conveniente para el Edificio de la iglesia cristiana Semilla de Mostaza.

Objetivo Específico	Unidad de Observación	Hipótesis Especifica	Sistema Categorial
Diseñar, dimensionar y seleccionar el circuito de tracción. (Motor, freno electromecánico, grupo reductor (si fuese necesario), polea de tracción o tambor de arrollamiento.	Circuito de Tracción	El correcto dimensionamiento del motor, reductor, polea y freno electromecánico dará como resultado un correcto funcionamiento del mecanismo así como un consume energético menor.	Velocidad angular Aceleración angular Torque Momento de freno Momento máximo Momento cinético Momento Dinámico

PROBLEMA ESPECÍFICO.3. Desconocimiento del tipo de sistema de elevación más conveniente para el Edificio de la iglesia cristiana Semilla de Mostaza

Objetivo Específico	Unidad de Observación	Hipótesis Especifica	Sistema Categorial
Diseñar, dimensionar y seleccionar el circuito de elevación. (Cabina, contrapeso y el cableado de suspensión).	Circuito de Elevación	El correcto dimensionamiento dará como resultado una mayor capacidad de ocupantes del ascensor así como un consume energético menor.	Vigas Hiperestáticas Cálculos de pórticos Tensión de un cable sobre una polea

PROBLEMA ESPECÍFICO.4. Desconocimiento del tipo de sistema de seguridad acorde a las exigencias del sistema.

Objetivo Específico	Unidad de Observación	Hipótesis Especifica	Sistema Categorial
Dimensionar y seleccionar, el circuito de seguridad. (El limitador de velocidad, polea tensora, mecanismo paracaídas).	Circuito de Seguridad	La correcta selección del limitador de velocidad así como también del paracaídas proveerá la seguridad necesaria a los ocupantes del paracaídas.	Limitador de Velocidad Paracaídas

PROBLEMA ESPECÍFICO.5. Desconocimiento del tipo de sistema de seguridad acorde a las exigencias del sistema.

Objetivo Específico	Unidad de Observación	Hipótesis Especifica	Sistema Categorial
Diseñar, dimensionar y seleccionar el circuito fijo (amortiguadores guías y estructura de soporte del motor.).	Circuito Fijo	La correcta selección de las guías de cabina y contrapeso dará como resultado un adecuado movimiento del mecanismo sin imprimir esfuerzos innecesarios al sistema.	Fuerzas de frenado Momentos Flechas Rigidez de un resorte helicoidal a compresión Esfuerzos de tracción y compresión.

PROBLEMA ESPECÍFICO.5. La falta de criterios de mantenimiento de los ascensores eleva el riesgo de accidentes en el sistema. .

Objetivo Específico	Unidad de Observación	Hipótesis Especifica	Sistema Categorial
Redactar un manual de usuario del mecanismo en el cual se dé criterios de mantenimiento	Ascensor	La existencia de un manual de mantenimiento del ascensor alargara la vida útil del mecanismo y reducirá los riesgos de accidente.	Criterios de Mantenimiento del limitador de velocidad Criterios de mantenimiento del paracaídas.

7. Bibliografía

LIBRO:

- ✓ **Miravete, Antonio. 1998.** *Los transportes en la Ingeniería Industrial (Teoría)*. Zaragoza : Reverté, 1998.

SITIOS WEB:

- ✓ *Tecnología gearless* http://www.mpcorporacion.com/magazine/mp24/2_6.html
- ✓ *Partes del Ascensor.* **Sfeir, Andy.** Revista del Ascensor, págs.<http://www.revdelascensor.com/partes-del-ascensor>.
- ✓ *Componente de un ascensor.*
<http://dim.usal.es/areaim/guia%20P.%20I/ascensores.htm>
- ✓ *Normativa Europea EN-81 (Anexo Tesis de un ascensor para 8 pasajeros)*
<http://upcommons.upc.edu/pfc/bitstream/2099.1/4547/3/VOLUMEN%202%20A%20NEXOS%20B%20C.pdf>
- ✓ *Tesis Sistema de Elevación para edificios de espacio reducido. Autor Alejandro Barahona Zarco.*
<http://upcommons.upc.edu/pfc/bitstream/2099.1/10846/2/Mem%C3%B2ria.pdf>