

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UN SISTEMA MECÁNICO PARA FACILITAR EL ACCESO DE PERSONAS CON CAPACIDADES ESPECIALES AL EDIFICIO DE LA FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

CARLOS FABRICIO LÓPEZ SOLANO

EMAIL: carlo_ls@hotmail.com

CRISTIAN FERNANDO VÉLEZ NARVÁEZ

EMAIL: titangsp@hotmail.com

DIRECTOR: ING. OSCAR IVÁN ZAMBRANO OREJUELA MSc.

EMAIL: ivan.zambrano@epn.edu.ec

CODIRECTOR: ING. WILLIAM RICARDO VENEGAS TORO MSc.

EMAIL: william.venegas@epn.edu.ec

Quito, diciembre 2014

DECLARACIÓN

Nosotros, **CARLOS FABRICIO LÓPEZ SOLANO** y **CRISTIAN FERNANDO VÉLEZ NARVÁEZ**, declaramos bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoría; que no ha sido previamente presentada para ningún grado o calificación profesional; y, que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedemos nuestros derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo, a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normatividad institucional vigente.

Carlos López Solano

Cristian Vélez Narváez

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por **CARLOS FABRICIO LÓPEZ SOLANO** y **CRISTIAN FERNANDO VÉLEZ NARVÁEZ** bajo mi supervisión.

Ing. Iván Zambrano MSc.

DIRECTOR DEL PROYECTO

Ing. William Venegas MSc.

CODIRECTOR DEL PROYECTO

AGRADECIMIENTO

A mi director de tesis porque gracias a él ha sido posible el desarrollo y culminación del presente proyecto, con sus consejos y su experiencia en el área de diseño.

A mis amigos Andrés Salazar y Guillermo Castillo por ayudarme con nociones de cimentaciones y control electrónico respectivamente.

A mi compañero de Tesis Carlitos, por el apoyo que me ha brindado para culminar el proyecto.

Cristian

A mi madre, que con su ejemplo me enseñó a esforzarme y dar siempre lo mejor de mí para alcanzar aquello por lo que lucho conseguir.

A mi padre, que siempre me demostró el sentido de responsabilidad y que a pesar de los obstáculos siempre hay cumplir con nuestras obligaciones.

Gracias a mis padres, soy todo lo que soy.

Y no menos importante, gracias estos cuatro locos: Kenny, Juan Carlos, Esteban (Hulk) y Cristian, sin ustedes este tiempo en la universidad habría sido muy aburrido, gracias por todas las risas y su amistad.

Carlos

DEDICATORIA

Dedico este proyecto a todas las personas que consiguen sus objetivos con trabajo y dedicación.

Cristian.

Este trabajo es una arruga más, otro cabello menos y una pequeña historia de esfuerzo y dedicación de dos personas guiadas por dos de los mejores profesionales de la facultad. Así que lo dedico a todas esas horas robadas al sueño, a nuestro esfuerzo, a esos momentos de risa incontenible, a todas las personas que nos colaboraron para la finalización del mismo.

Y sobre todo va dedicado a mis padres...

Carlos

GLOSARIO DE TÉRMINOS

Bancada: Elemento de soporte donde se va a sujetar el motor del sistema.

Bastidor: Estructura donde se va a colocar, ya sea el caso, la polea, las paredes, las puertas, las pesas y los soportes de impacto, tanto de la cabina como del contrapeso.

Bracket: Elemento que sujeta las guías de la cabina y contrapeso a la estructura soportante.

Cabina: Elemento del elevador destinado a recibir las personas a transportar.

Cable de limitador de velocidad: Cable que transmite el movimiento al limitador de velocidad.

Cable de tracción: Cable que es parte del sistema motriz y transmite la potencia del motor a las demás poleas del sistema.

Cápsula: Estructura cerrada por donde circula la cabina.

Carga de pasaje: Peso generado por las personas que se transportará en el elevador.

Carrera: Longitud que recorre la cabina desde el punto de embarque hasta la salida de los pasajeros.

Celerón: Material polimérico utilizado en elementos deslizantes por tener un bajo coeficiente de fricción.

Contrapeso: Elemento que compone el sistema del elevador encargado de equilibrar la masa de la cabina.

DCL: Diagrama de cuerpo libre.

Destrabado: Proceso de liberar el freno de emergencia que se encuentra en la cabina, para permitir el funcionamiento normal del elevador.

Elevador: Sistema destinado a transportar, en trayectoria vertical, a personas o carga.

Empalme: Unión que enlaza dos perfiles estructurales para conseguir las longitudes necesarias para la superestructura.

Estructura soportante: Estructura donde se sujetaran los brackets, el sistema motriz y a la vez conforma la cápsula del elevador.

Paracaídas: Elemento de seguridad que detendrá al elevador cuando éste se encuentre bajando a una velocidad muy superior al de funcionamiento normal debido a una falla en el sistema.

Foso: Parte inferior de la cápsula, situado por debajo del nivel de planta baja que alberga al sistema de amortiguación.

Gearless: Sistema que no utiliza engranes.

Guardapiés: Placa metálica que evitara la introducción de objetos al interior de la cápsula, cuando la cabina se detenga por encima del nivel de entrada en cualquier piso del elevador.

Guías: Elementos estructurales que van a direccionar la cabina y el contrapeso en una trayectoria recta.

Limitador de velocidad: Elemento mecánico que determina la velocidad máxima del elevador y activa al paracaídas cuando la velocidad es muy superior a la de funcionamiento, la cual está alrededor de 2.7 [m/s].

Módulos del PLC: Ampliación de entradas digitales y analógicas para el control del sistema.

Polea de arrastre: Polea que gira con el motor y va a transmitir el movimiento al cable por medio de fricción.

Punto fijo: Elemento que soporta al vidrio y lo une a la estructura soportante.

Plinto: Elemento estructural que transmite carga al suelo.

Polea desviadora: Polea que cambia la dirección del cable de tracción en un ángulo diferente a 90°.

Salvaescaleras: Máquina que cuenta con una plataforma utilizada para transportar a personas en sillas de ruedas en donde hay escaleras.

Sistema motriz: Sistema compuesto por el motorreductor, cables y poleas.

Singularidad: Resultado de la simulación que se presenta en un área mínima, generalmente en aristas y que lo considera como erróneo por su valor.

Solenoides: Elemento compuesto por una bobina el cual crea un campo magnético para mover un pistón, con el objeto de transmitir potencia.

Superficie útil: Superficie del piso en el interior de la cabina que albergará a los pasajeros.

Suspensión: Disposición del sistema motriz.

Tirantes: Elementos esbeltos sometidos a tracción ubicados en el bastidor de la cabina para evitar el alabeo del piso y del techo.

Zapata cabina: Elemento que va a unir la cabina con las guías de la estructura por medio de un par deslizante.

Zapata contrapeso: Elemento que va a unir el contrapeso con las guías de la estructura por medio de un par deslizante.

CONTENIDO

CAPÍTULO I	1
1. GENERALIDADES.....	1
1.1 CAPACIDADES ESPECIALES	1
1.1.1 DEFINICIÓN.....	1
1.1.2 LIMITACIONES DE LOS DISCAPACITADOS	1
1.1.2.1 Políticas insuficientes.....	1
1.1.2.2 Falta de accesibilidad.....	1
1.1.2.3 Dificultad de movilización.....	2
1.1.3 TIPOS DE DISCAPACIDADES	2
1.1.3.1 Discapacidad física	2
1.1.3.2 Discapacidad intelectual	2
1.1.3.3 Discapacidad sensorial	2
1.2 LEYES REFERENTES A LAS CAPACIDADES ESPECIALES EN ECUADOR.....	3
1.3 ACCESIBILIDAD Y TECNOLOGÍAS DE APOYO	3
1.3.1 ACCESIBILIDAD	3
1.3.2 RUTA ACCESIBLE.....	4
1.3.3 TECNOLOGÍAS DE APOYO	4
1.3.3.1 Plataforma salvaescaleras	4
1.3.3.2 Oruga Transportadora.....	6
1.3.3.3 Elevador.....	8
1.4 DETALLES DE LAS CAPACIDADES ESPECIALES QUE SE TOMAN EN CUENTA PARA EL DISEÑO	10
1.4.1 ANTROPOMETRÍA DE PERSONAS EN SILLA DE RUEDAS	10

1.4.1.1	Medidas fundamentales a considerar para las personas en sillas de ruedas.....	10
1.5	DESCRIPCIÓN DEL EDIFICIO DE INGENIERÍA MECÁNICA	14
1.5.1	AFLUENCIA DE PERSONAS EN EL EDIFICIO	14
1.6	NORMATIVA PARA LA ACCESIBILIDAD DE PERSONAS CON CAPACIDADES ESPECIALES A INFRAESTRUCTURAS.....	17
CAPÍTULO II	18
2.	DETERMINACIÓN DE LAS ESPECIFICACIONES DE LA MÁQUINA	18
2.1	CONSIDERACIONES PARA LA DETERMINACIÓN DE LAS ESPECIFICACIONES.....	18
2.2	CASA DE LA CALIDAD.....	18
2.2.1	VOZ DEL USUARIO	19
2.2.2	VOZ DEL INGENIERO	19
2.2.3	CONCLUSIONES DE LA CASA DE LA CALIDAD	20
2.3	ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	21
CAPÍTULO III	23
3.	DEFINICIÓN Y DISEÑO CONCEPTUAL.....	23
3.1	ANÁLISIS FUNCIONAL	23
3.2	ANÁLISIS DE LOS DIAGRAMAS FUNCIONALES	23
3.3	DETERMINACIÓN DE MÓDULOS	24
3.4	SELECCIÓN DEL TIPO DE ELEVADOR.....	24
3.4.1	SISTEMA PARA ACCIONAR AL ELEVADOR	25
3.4.1.1	Sistema hidráulico.....	25
3.4.1.2	Sistema de cable y motor eléctrico	26
3.4.1.3	Sistema de cremallera y motor eléctrico.	26

3.4.1.4	Selección de la mejor alternativa para el grupo motriz.....	27
3.4.2	MÓDULO 1. ACCESO Y SALIDA DEL ELEVADOR	29
3.4.2.1	Abrir la puerta de la planta.	33
3.4.2.2	Evaluación y solución del módulo 1	37
3.4.3	MÓDULO 2. EQUIPO MOTRIZ DEL ELEVADOR	40
3.4.3.1	Motorreductor	40
3.4.3.2	Freno.....	42
3.4.3.3	Evaluación y solución del módulo 2	43
3.4.4	MÓDULO 3. PARTE ESTRUCTURAL.....	46
3.4.4.1	Bastidor	46
3.4.4.2	Cabina:.....	48
3.4.4.3	Guías	49
3.4.4.4	Contrapeso.....	50
3.4.4.5	Evaluación y solución del módulo 3	52
3.4.5	MÓDULO 4. SEGURIDAD DEL ELEVADOR	55
3.4.5.1	Limitador de velocidad	55
3.4.5.2	Paracaídas	57
3.4.5.3	Amortiguador.....	59
3.4.5.4	Detector de nivel del elevador.....	61
3.4.5.5	Detector de puertas.....	61
3.4.5.6	Detector de carga.....	62
3.4.5.7	Evaluación y solución del módulo 4	63
3.5	SOLUCIÓN FINAL	66
	CAPÍTULO IV.....	71
4.	CÁLCULO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES	71

4.1	CONSIDERACIONES SOBRE EL ANÁLISIS DE ELEMENTOS MECÁNICOS POR EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS	71
4.1.1	MÓDULO STATIC SCTRUCTURAL.....	71
4.1.1.1	Solucionador del módulo Static Structural (Solver)	71
4.1.1.2	Contactos o uniones presentes en el modelo	72
4.1.2	MALLADO DEL MODELO	72
4.1.3	CONVERGENCIA DE LA SOLUCIÓN.....	72
4.1.4	POSTPROCESO	73
4.2	DIMENSIONAMIENTO DEL ELEVADOR	74
4.2.1	DATOS INICIALES	74
4.2.1.2	Carga de pasaje.....	79
4.2.1.3	Carga del contrapeso.....	79
4.2.2	CÁLCULO DE LA ESTRUCTURA DE LA CABINA	81
4.2.2.1	Cálculo de la viga superior del bastidor de la cabina	81
4.2.2.2	Cálculo de las columnas del bastidor de la cabina.....	83
4.2.2.3	Cálculo de la viga inferior del bastidor de la cabina	84
4.2.2.4	Cálculo y selección de los pernos del bastidor de la cabina	86
4.2.2.5	Simulación en ANSYS 15 del bastidor de la cabina.....	90
4.2.3	APOYOS DESLIZANTES PARA EL DESPLAZAMIENTO DE LA CABINA Y CONTRAPESO.	97
4.2.4	ZAPATAS DE LA CABINA.....	97
4.2.5	LUBRICANTE EN LAS GUÍAS DE LA CABINA Y CONTRAPESO	97
4.2.6	CÁLCULO DE LA ESTRUCTURA DEL CONTRAPESO	98
4.2.6.1	Cálculo de la viga superior del contrapeso.....	98
4.2.6.2	Cálculo de las columnas del contrapeso.....	100

4.2.6.3	Cálculo de la viga inferior del contrapeso	100
4.2.6.4	Cálculo y selección de los pernos del contrapeso.....	102
4.2.6.5	Simulación en ANSYS 15 de la estructura del contrapeso	102
4.2.7	CÁLCULO DEL SISTEMA MOTRIZ	107
4.2.7.1	Potencia del motor	107
4.2.7.2	Descripción del sistema de suspensión	108
4.2.7.3	Resumen de tensiones presentes en el cable.....	116
4.2.8	SELECCIÓN DEL SISTEMA DE POLEAS PARA EL ELEVADOR.....	116
4.2.8.1	Canal de la polea	116
4.2.8.2	Criterio de la presión específica sobre la garganta de la polea.....	122
4.2.8.3	Definición de la polea de tracción	123
4.2.8.4	Descripción de la polea de la cabina y contrapeso	124
4.2.8.5	Simulación en ANSYS 15 de la polea de la cabina y el contrapeso.....	124
4.2.8.6	Simulación en ANSYS 15 de las poleas desviadoras	131
4.2.8.7	Cálculo del eje de la polea	134
4.2.8.8	Selección de los rodamientos para las poleas	141
4.2.9	SELECCIÓN DE LOS CABLES.....	143
4.2.9.1	Cables de tracción	144
4.2.9.2	Cables de limitador de velocidad	150
4.2.10	CLEVIS PARA EL DESTABADO DEL FRENO DE EMERGENCIA..	150
4.2.11	CÁLCULO DE LA ESTRUCTURA SOPORTANTE	151
4.2.11.1	Simulación en ANSYS 15 de la estructura soportante.....	151
4.2.11.2	Soldadura entre las columnas.....	162
4.2.11.3	Cálculo de los perfiles soportantes de las poleas	162

4.2.12 APOYOS DE LAS COLUMNAS DE LA ESTRUCTURA SOPORTANTE	164
4.2.12.1 Obtención de las reacciones por medio del Software ANSYS 15.0	165
4.2.12.2 Cálculo de la placa apoyo de las columnas de la estructura soportante.....	166
4.2.12.3 Cálculo de la soldadura en la placa de apoyo.....	168
4.2.12.4 Cálculo de los anclajes del apoyo	169
4.2.12.5 Cálculo de los plintos para las columnas de la estructura soportante.....	171
4.2.13 CÁLCULO DE LAS GUÍAS DE LA CABINA	179
4.2.13.1 Empuje horizontal en las guías de la cabina	179
4.2.13.2 Esfuerzo de frenado en las guías de la cabina	181
4.2.13.3 Cálculo de los esfuerzos sobre las guías de la cabina.....	183
4.2.14 CÁLCULO DE LAS GUÍAS DEL CONTRAPESO	184
4.2.15 CÁLCULO DE LOS SUJETADORES DE LAS GUÍAS	185
4.2.15.1 Cálculo del perno en el bracket.....	185
4.2.15.2 Cálculo del perno de empalme de las guías	186
4.2.15.3 Simulación en ANSYS 15 del bracket de la guía de la cabina	187
4.2.16 CÁLCULO DE LOS AMORTIGUADORES DE EMERGENCIA DE LA CABINA Y CONTRAPESO	191
4.2.16.1 Emplazamiento de los amortiguadores para la cabina.....	192
4.2.17 DISEÑO DE LA BANCADA DEL MOTOR.....	193
4.2.17.1 Simulación en ANSYS 15 de la bancada del motor	194
4.2.18 DISTANCIA DE LOS SENSORES PARA REGULAR LA VELOCIDAD DE LA CABINA.....	198

4.2.19	COMPONENTES SELECCIONADOS.....	199
4.2.20	SISTEMA DE CONTROL	199
CAPÍTULO V.....		200
5.	COSTOS.....	200
5.1	COSTO DE LA CABINA DEL ELEVADOR	200
5.1.1	COSTO DE ELEMENTOS NORMALIZADOS	200
5.1.2	COSTO DE MANO DE OBRA	202
5.1.3	COSTO DEL MATERIAL DE LA CABINA	203
5.1.4	COSTO DE FABRICACIÓN DE LA CABINA.....	206
5.2	COSTO DE LA ESTRUCTURA TOTAL DEL ELEVADOR.....	206
5.2.1	COSTO DE ELEMENTOS NORMALIZADOS	206
5.2.2	COSTO DE MANO DE OBRA.....	207
5.2.3	COSTO DEL MATERIAL DE LA ESTRUCTURA TOTAL.....	208
5.2.4	COSTO DE FABRICACIÓN DE LA ESTRUCTURA TOTAL	210
5.3	COSTO DEL CONTRAPESO DEL ELEVADOR	210
5.3.1	COSTO DE ELEMENTOS NORMALIZADOS	210
5.3.2	COSTO DE MANO DE OBRA	211
5.3.3	COSTO DEL MATERIAL DEL CONTRAPESO	212
5.3.4	COSTO DE FABRICACIÓN DEL CONTRAPESO.....	213
5.4	COSTO DEL SISTEMA MOTRIZ DEL ELEVADOR.....	214
5.4.1	COSTO DE ELEMENTOS NORMALIZADOS	214
5.4.2	COSTO DE MANO DE OBRA.....	214
5.4.3	COSTO DEL MATERIAL DEL SISTEMA MOTRIZ.....	215
5.4.4	COSTO DE FABRICACIÓN DEL SISTEMA MOTRIZ	215
5.5	COSTO DE LOS ELEMENTOS DE SEGURIDAD DEL ELEVADOR.....	215

5.5.1	COSTO DE LOS ELEMENTOS DE CONTROL DEL ELEVADOR	216
5.6	COSTO TOTAL DEL ELEVADOR.....	216
CÁPITULO VI	218
6.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	218
6.1	CONCLUSIONES.....	218
6.2	RECOMENDACIONES	218
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	220
REFERENCIAS DE PÁGINAS WEB	222
ANEXOS	223
	ANEXO 1: EMPLAZAMIENTO ELEVADOR	224
	ANEXO 2: CASA DE LA CALIDAD.....	225
	ANEXO 3: ESTRUCTURA FUNCIONAL.....	226
	ANEXO 4: ENSAYO DE CHOQUE PENDULAR	227
	ANEXO 5: MOTORREDUCTOR.....	232
	ANEXO 6: LIMITADOR DE VELOCIDAD	234
	ANEXO 7: PARACAÍDAS	236
	ANEXO 8: OPERADOR DE PUERTAS.....	237
	ANEXO 9: SISTEMA DE CONTROL	239

CONTENIDO DE TABLAS

Tabla 1.1 Medidas extremas de las sillas de ruedas.....	11
Tabla 1.2 Número de personas que visitan el edificio de la facultad de Ingeniería Mecánica.....	14
Tabla 1.3 Número de personas que usarían el elevador.....	16
Tabla 2.1 Especificaciones Técnicas.	22
Tabla 3.1 Evaluación de cada criterio, sistema motriz.	27
Tabla 3.2 Evaluación de las soluciones respecto a la velocidad.....	28
Tabla 3.3 Evaluación de las soluciones respecto a la longitud.....	28
Tabla 3.4 Evaluación de las soluciones respecto al costo.	28
Tabla 3.5 Evaluación de las soluciones respecto al mantenimiento.....	28
Tabla 3.6 Evaluación de las soluciones respecto al ruido.	29
Tabla 3.7 Tabla de conclusiones para el sistema motriz.....	29
Tabla 3.8 Combinación de soluciones para el módulo 1.	37
Tabla 3.9 Evaluación de cada criterio, módulo 1.....	38
Tabla 3.10 Evaluación de las soluciones respecto a la facilidad de montaje.	38
Tabla 3.11 Evaluación de las soluciones respecto a la ergonomía.....	38
Tabla 3.12 Evaluación de las soluciones respecto al nivel de ruido.....	39
Tabla 3.13 Evaluación de las soluciones respecto a la seguridad.	39
Tabla 3.14 Evaluación de las soluciones respecto la facilidad de reparación.	39
Tabla 3.15 Evaluación de las soluciones respecto al costo.	39
Tabla 3.16 Tabla de conclusiones para el módulo 1.	40
Tabla 3.17 Combinación de soluciones para el módulo 2.	43
Tabla 3.18 Evaluación de cada criterio módulo 2.....	44
Tabla 3.19 Evaluación de las soluciones respecto a la precisión.....	44
Tabla 3.20 Evaluación de las soluciones respecto al costo del equipo.....	44
Tabla 3.21 Evaluación de las soluciones respecto al mantenimiento.....	45
Tabla 3.22 Evaluación de las soluciones respecto al ruido producido.	45
Tabla 3.23 Tabla de conclusiones para el módulo 2.	45
Tabla 3.24 Combinación de soluciones módulo 3.....	53

Tabla 3.25 Evaluación de cada criterio módulo 3.....	53
Tabla 3.26 Evaluación de las soluciones respecto a la resistencia mecánica.....	54
Tabla 3.27 Evaluación de las soluciones respecto al peso.	54
Tabla 3.28 Evaluación de las soluciones respecto al mantenimiento.....	54
Tabla 3.29 Evaluación de las soluciones respecto al costo.	54
Tabla 3.30 Conclusiones módulo 3.	55
Tabla 3.31 Combinación soluciones módulo 4.	63
Tabla 3.32 Evaluación de cada criterio módulo 4.....	64
Tabla 3.33 Evaluación de las soluciones respecto al accionamiento.	64
Tabla 3.34 Evaluación de las soluciones respecto al costo.....	64
Tabla 3.35 Evaluación de las soluciones respecto a la facilidad de montaje.	65
Tabla 3.36 Evaluación de las soluciones respecto al mantenimiento.....	65
Tabla 3.37 Conclusiones módulo 4.	65
Tabla 4.1 Relación del área útil de la cabina con la carga máxima a transportar.	74
Tabla 4.2 Carga de la cabina.	79
Tabla 4.3 Datos del motor seleccionado.	108
Tabla 4.4 Resumen de tensiones generadas en el cable.....	116
Tabla 4.5 Presión ejercida en función del ángulo en poleas con garganta trapezoidal.....	122
Tabla 4.6 Presión ejercida en función del ángulo en poleas con garganta semicircular	123
Tabla 4.7 Resumen de las cargas en las poleas.....	134
Tabla 4.8 Datos del anillo elástico de seguridad.	139
Tabla 4.9 Datos de la ranura del eje para el anillo elástico de seguridad.	140
Tabla 4.10 Factores de seguridad para las abrazaderas de los ejes de las poleas.	141
Tabla 4.11 Datos Clevis para el cable.....	149
Tabla 4.12 Cargas sobre los elementos del sistema.....	152
Tabla 4.13 Resultados del espectro de respuesta elástico para sismo.....	160
Tabla 4.14 Cargas poleas desviadoras.	162
Tabla 4.15 Valores de las reacciones y momentos de la estructura soportante.....	166
Tabla 4.16 Reacciones y momentos de las columnas de la estructura soportante.	171

Tabla 4.17 Elementos de control del ascensor.....	199
Tabla 5.1 Costo de elementos normalizados en la cabina.	201
Tabla 5.2 Costo de mano de obra en la cabina.....	202
Tabla 5.3 Costo del material para la cabina.	205
Tabla 5.4 Costo de fabricación de la cabina.	206
Tabla 5.5 Costo de elementos normalizados de la estructura total.....	206
Tabla 5.6 Costo de mano de obra de la estructura.	207
Tabla 5.7 Costo de materiales de la estructura.....	209
Tabla 5.8 Costo de fabricación de la estructura total.	210
Tabla 5.9 Costo de elementos normalizados del contrapeso.	210
Tabla 5.10 Costo de mano de obra del contrapeso.....	211
Tabla 5.11 Costo del material del contrapeso.	213
Tabla 5.12 Costo de fabricación del contrapeso.	213
Tabla 5.13 Costo de elementos normalizados del sistema motriz.....	214
Tabla 5.14 Costo de mano de obra del sistema motriz.	214
Tabla 5.15 Costo del material del sistema motriz.....	215
Tabla 5.16 Costo de fabricación del sistema motriz.	215
Tabla 5.17 Costo de los elementos de seguridad.	215
Tabla 5.18 Costo de los elementos de control.	216
Tabla 5.19 Costo final del elevador.	217

CONTENIDO DE FIGURAS

Figura 1.1 Plataforma salvaescaleras para interiores.	4
Figura 1.2 Salvaescaleras para exteriores.	5
Figura 1.3 Oruga Transportadora semiautomática.	6
Figura 1.4 Principio de la oruga transportadora.	7
Figura 1.5 Oruga automática transportando una persona en silla de ruedas.	7
Figura 1.6 Espacio requerido para la operación de una oruga transportadora.	8
Figura 1.7 Elevadores para personas en silla de ruedas.	9
Figura 1.8 Zona de alcance personas en silla de ruedas, vista frontal.	11
Figura 1.9 Zona de alcance personas en silla de ruedas, vista lateral.	12
Figura 1.10 Zona de alcance personas en silla de ruedas, vista superior.	12
Figura 1.11 Espacio mínimo para maniobrar en silla de ruedas en habitaciones, vista superior.	13
Figura 1.12 Espacio mínimo para que una persona pueda dar un giro de 180°.	13
Figura 1.13 Afluencia de personas por el edificio de Ingeniería Mecánica.	15
Figura 1.14 Promedio semanal del número de personas que transitan por el edificio de la facultad a cada hora.	15
Figura 1.15 Promedio del número de personas que usarían el elevador.	16
Figura 3.1 Esquema de un elevador hidráulico.	25
Figura 3.2 Sistema motor eléctrico con polea.	26
Figura 3.3 Sistema de cremallera y motor eléctrico.	26
Figura 3.4 Lugar de emplazamiento del elevador.	30
Figura 3.5 Ingreso al elevador desde el pabellón Raúl Bonilla.	31
Figura 3.6 Reubicación de las gradas de la planta baja.	32
Figura 3.7 Distancia entre cada planta.	33
Figura 3.8 Puerta basculante neumática.	34
Figura 3.9 Puerta eléctrica deslizante.	35
Figura 3.10 Puerta deslizante con sistema neumático.	36
Figura 3.11 Motorreductor de una velocidad.	40
Figura 3.12 Motorreductor Gearless.	41

Figura 3.13 Freno mecánico.....	42
Figura 3.14 Freno electromecánico.....	42
Figura 3.15 Batidor central.	46
Figura 3.16 Batidor lateral.	47
Figura 3.17 Cabina cubierta.	48
Figura 3.18 Guía de perfil y rodillos.....	49
Figura 3.19 Perfil y elementos deslizantes.....	50
Figura 3.20 Contrapeso de fundición gris.....	51
Figura 3.21 Contrapeso de hormigón.....	52
Figura 3.22 Limitador de velocidad oscilante.	56
Figura 3.23 Limitador de velocidad centrífugo.....	56
Figura 3.24 Paracaídas de acción instantánea.	57
Figura 3.25 Paracaídas de acción progresiva.	58
Figura 3.26 Amortiguador hidráulico.	60
Figura 3.27 Fin de carrera.....	61
Figura 3.28 Sensor óptico de apertura de puertas del elevador.....	62
Figura 3.29 Celda de carga.	62
Figura 3.30 Vista del ascensor en la planta más alta.....	66
Figura 3.31 Vista isométrica de cabina.	67
Figura 3.32 Vista de la planta baja y del emplazamiento del motor.	68
Figura 3.33 Vista de la parte más alta del ascensor.....	68
Figura 3.34 Vista de la desviación de las poleas.....	69
Figura 3.35 Modelo del ascensor panorámico.....	70
Figura 4.1 Calidad del mallado.....	72
Figura 4.2 Ejemplo de convergencia de la solución.	73
Figura 4.3 Accesos a la cabina.	77
Figura 4.4 Esquema para el cálculo del contrapeso.....	80
Figura 4.5 DCL de travesaño superior del bastidor de la cabina.....	81
Figura 4.6 Diagrama de la fuerza cortante del travesaño superior del bastidor de la cabina.	82

Figura 4.7 Diagrama del momento flector del travesaño superior del bastidor de la cabina.....	82
Figura 4.8 DCL Columnas del bastidor de la cabina.	83
Figura 4.9 DCL de la viga inferior del bastidor de la cabina.	85
Figura 4.10 Diagrama de fuerza cortante de la viga inferior del bastidor de la cabina.....	85
Figura 4.11 Diagrama de momento flector de la viga inferior del bastidor de la cabina.....	86
Figura 4.12 Esquema del perfil con sujetadores.	87
Figura 4.13 DCL del travesaño superior del bastidor de la cabina sujeto con pernos a la columna.	87
Figura 4.14 Diagrama de fuerzas que actúan en los sujetadores.	88
Figura 4.15 Condiciones de borde para la simulación del bastidor de la cabina.	91
Figura 4.16 Condición de deslizamiento en la zapata de la cabina.....	91
Figura 4.17 DCL Bastidor cabina.	92
Figura 4.18 Calidad de mallado del bastidor de la cabina.....	93
Figura 4.19 Resultado de factor de seguridad del bastidor la cabina.....	93
Figura 4.20 Ubicación de la zona que presenta el más bajo factor de seguridad.	94
Figura 4.21 Convergencia de la solución del bastidor de la cabina.....	94
Figura 4.22 Ubicación de la carga de pasaje.	95
Figura 4.23 Resultados del factor de seguridad con carga excéntrica.	95
Figura 4.24 Carga de pasaje ubicada en una esquina de la cabina.....	96
Figura 4.25 Resultados del factor de seguridad con la carga de pasaje en la esquina de la cabina.	96
Figura 4.26 Zapata de la cabina.....	97
Figura 4.27 Diagrama de fuerza cortante del travesaño superior contrapeso.....	99
Figura 4.28 Diagrama de momento flector del travesaño superior del contrapeso. ..	99
Figura 4.29 Diagrama fuerza cortante viga inferior contrapeso.....	101
Figura 4.30 Diagrama momento flector viga inferior del contrapeso.	101
Figura 4.31 Condiciones de borde para la simulación del contrapeso.	103
Figura 4.32 Condición de deslizamiento en la zapata del contrapeso.....	103

Figura 4.33 DCL Contrapeso.....	104
Figura 4.34 Calidad de la malla del contrapeso.	105
Figura 4.35 Resultado simulación estructura de contrapeso.....	106
Figura 4.36 Convergencia de la solución simulación contrapeso.....	106
Figura 4.37 Tipo de sistema de suspensión 2:1.	109
Figura 4.38 Esquema de tensiones en el cable.....	110
Figura 4.39 DCL Cabina.....	110
Figura 4.40 DCL Polea cabina.	111
Figura 4.41 DCL Contrapeso.....	112
Figura 4.42 DCL Polea contrapeso.	112
Figura 4.43 DCL Polea desviadora 1.	113
Figura 4.44 DCL Polea desviadora 2.	114
Figura 4.45 DCL Polea desviadora 3.	114
Figura 4.46 DCL Polea desviadora 4.	115
Figura 4.47 DCL Polea del motor.	115
Figura 4.48 Polea con garganta trapezoidal.....	117
Figura 4.49 Factor de fricción de la polea con garganta trapezoidal.	118
Figura 4.50 Polea con garganta semicircular.	119
Figura 4.51 Factor de fricción de la polea con garganta semicircular.	119
Figura 4.52 Polea con garganta semicircular con entalla.....	120
Figura 4.53 Factor de fricción de la polea con garganta semicircular con entalle. ...	121
Figura 4.54 Condiciones de borde para la simulación de la polea de cabina y contrapeso.....	125
Figura 4.55 DCL Polea cabina y contrapeso.....	126
Figura 4.56 Calidad de la malla de la polea de la cabina y contrapeso.....	126
Figura 4.57 Resultados del factor de seguridad de la polea de cabina y contrapeso.....	127
Figura 4.58 Acercamiento de la zona con menor factor de seguridad de la polea de cabina y contrapeso.	128
Figura 4.59 Convergencia de la solución de la polea de la cabina y contrapeso. ...	128
Figura 4.60 Fuerza aplicada en el cable de la mitad de la polea.....	129

Figura 4.61 Factor de seguridad cuando existe solo el cable de la mitad.	129
Figura 4.62 Fuerza aplicada en un cable de un lado de la polea.	130
Figura 4.63 Factor de seguridad cuando existe solo un cable a un solo lado.	130
Figura 4.64 Condiciones de borde de la simulación de la polea desviadora.	131
Figura 4.65 DCL Polea desviadora.	132
Figura 4.66 Calidad de la malla de la polea desviadora.	132
Figura 4.67 Resultados del factor de seguridad de la polea desviadora.	133
Figura 4.68 Acercamiento de la zona con menor factor de seguridad de la polea desviadora.	133
Figura 4.69 Convergencia de la solución de la polea desviadora.	134
Figura 4.70 Esquema de las fuerzas que se manifiestan en el eje de la polea.	135
Figura 4.71 DCL Eje de la polea.	136
Figura 4.72 Factor de concentración de esfuerzos para ejes con ranura a flexión.	136
Figura 4.73 Diagrama fuerza cortante del eje de la polea.	137
Figura 4.74 Diagrama del momento flector del eje de la polea.	138
Figura 4.75 Diagrama del momento flector del eje de la polea con concentrador de esfuerzos.	138
Figura 4.76 Esquema anillos elásticos de seguridad.	139
Figura 4.77 Esquema ranura del eje para anillo elástico de seguridad.	140
Figura 4.78 Eficiencia del sistema Polea-Cable.	147
Figura 4.79 Esquema Clevis cable.	149
Figura 4.80 Fuerzas en la parte superior de la estructura soportante.	151
Figura 4.81 Soportes de desplazamiento remoto de la estructura soportante.	152
Figura 4.82 Esquema de los puntos donde se asignan las cargas del sistema.	153
Figura 4.83 Fuerzas en la parte inferior de la estructura soportante.	154
Figura 4.84 Calidad del mallado de la simulación de la estructura soportante.	155
Figura 4.85 Vista general de los resultados de la simulación de la estructura soportante.	156
Figura 4.86 Elemento con factor de seguridad inferior a uno en la estructura soportante.	156
Figura 4.87 Perfil por modificar en la estructura soportante.	157

Figura 4.88 Resultado de la simulación con cambio de perfil en la estructura soportante.	158
Figura 4.89 Factor de seguridad bancada del motor.....	158
Figura 4.90 Convergencia de la simulación de la estructura.....	159
Figura 4.91 Espectro de respuesta elástico de diseño.....	160
Figura 4.92 Deformación máxima total con carga de sismo.....	161
Figura 4.93 Deformación total con soporte superior.....	161
Figura 4.94 Esquema biselado de la soldadura.	162
Figura 4.95 DCL Perfil soportante de la polea.....	163
Figura 4.96 Diagrama de fuerza cortante del perfil soportante de la polea.	163
Figura 4.97 Diagrama de momento flector del perfil soportante de la polea.	163
Figura 4.98 Vista superior de los plintos de las columnas.....	164
Figura 4.99 Reacciones de la columna 3 de la estructura soportante.....	165
Figura 4.100 Momento generado en la columna 3 de la estructura soportante.	165
Figura 4.101 Esquema de la placa base de la columna.....	166
Figura 4.102 Esquema de la placa del plinto y la columna.	169
Figura 4.103 Esquema del anclaje del plinto.....	170
Figura 4.104 DCL Plinto de las columnas de la estructura soportante.....	171
Figura 4.105 Distribución de esfuerzos sobre el plinto de la columna.....	173
Figura 4.106 Esquema explicativo del plinto.	174
Figura 4.107 Diagrama del esfuerzo actuante sobre la zona crítica a flexión de la zapata.....	174
Figura 4.108 Esquema del plinto para el cálculo por punzonado.....	176
Figura 4.109 Diagrama del esfuerzo actuante sobre la zona crítica de la cara de la columna en la zapata.	177
Figura 4.110 Plinto para cada columna de la estructura soportante.	178
Figura 4.111 Esquema de la sección del perfil guía de la cabina.....	179
Figura 4.112 DCL de la cabina con carga excéntrica.....	180
Figura 4.113 DCL de la cabina con carga de frenado.	181
Figura 4.114 DCL Guía de cabina.....	183
Figura 4.115 Esquema de la guía del contrapeso.	185

Figura 4.116 Condiciones de borde de la simulación del bracket de la cabina.	188
Figura 4.117 Calidad del mallado del bracket de la cabina.	189
Figura 4.118 Factor de seguridad bracket de la guía de la cabina.	190
Figura 4.119 Convergencia de la solución de la simulación del bracket de la cabina.	190
Figura 4.120 Curvas de posibilidad de pandeo en un resorte.	192
Figura 4.121 Esquema de la bancada del motor.	193
Figura 4.122 Condiciones de borde de la simulación de la bancada del motor.	194
Figura 4.123 Calidad de mallado de la bancada del motor.	195
Figura 4.124 Factor de seguridad en la bancada del motor.	196
Figura 4.125 Convergencia de la simulación de la bancada del motor.	196
Figura 4.126 Esquema de la soldadura de la bancada del motor.	197
Figura 4.127 Esquema de la soldadura a filete en la bancada del motor.	197

RESUMEN

En el edificio de la Facultad de Ingeniería Mecánica se requiere de un sistema mecánico para facilitar el acceso a las personas con capacidades especiales a todas las instancias del edificio. En cuanto a las capacidades especiales, el caso más extremo a considerar se presenta en una persona con silla de ruedas debido a que esta, por su dependencia a la silla, debe ser transportada con la misma generando una mayor demanda de espacio, lo que afectaría directamente a la capacidad de carga y dimensiones del sistema, además de la normativa que se deberá seguir para el diseño. Por lo que el proyecto se basa en un estudio ergonómico de una persona que utilice silla de ruedas, además de un estudio de los diferentes sistemas existentes que ayudan al acceso de este tipo de personas.

En el desarrollo del presente proyecto se realiza un diseño del sistema más óptimo considerando diferentes parámetros como son el costo, la facilidad de utilización y cuestiones ergonómicas para las personas que usen el sistema y para aquellas que transitan por el edificio de la Facultad de Ingeniería Mecánica. Se emplea la teoría del Diseño Concurrente, teorías de falla mecánica, programas CAD para la modelización y análisis de todos los elementos que componen el sistema, además se realizan simulaciones computacionales para el cálculo estructural de ciertos componentes más complejos.

El proyecto está desarrollado hasta la ingeniería de detalle, dimensionamientos adecuados que cumplen con las normas existentes, elementos normalizados necesarios que componen el sistema y planos para la construcción de los diferentes componentes que conforman al sistema. Además se incluye una propuesta del costo final del sistema.

PRESENTACIÓN

El proceso de acreditación de la carrera de Ingeniería Mecánica tiene como requerimiento garantizar el libre acceso, de manera fácil y segura, de las personas con capacidades especiales a cada una de los niveles del edificio de la facultad, por lo que el presente proyecto de titulación busca aportar una solución a esta necesidad.

Todas las dimensiones del sistema mecánico se basan en la norma INEN 2299:2001 y se usa recomendaciones de la norma española UNE EN 81-1:2001, las cuales deberán ser cumplidas a cabalidad para garantizar la facilidad de acceso de personas que presenten algún tipo de capacidad especial física de manera temporal o permanente.

El diseño de todo el sistema está basado en la teoría del diseño concurrente de manera que todos los aspectos involucrados son considerados de forma integral para satisfacer todas las necesidades que se presenten, dejando una pauta para su optimización en cuanto a costes, seguridad, viabilidad, adaptabilidad y funcionalidad del sistema mecánico a diseñar.

Las herramientas que se utilizan para el diseño de este sistema contribuye a la optimización de cada uno de los componentes, esto se lo consigue con la utilización de un programa CAD para tener una mejor visualización de cada dispositivo de la máquina. Se utiliza un simulador computacional basado en la teoría de los elementos finitos, con el objeto de validar la capacidad de un componente a resistir las cargas que se presentarán sobre el mismo y de esta manera interpretar de forma muy aproximada los fenómenos físicos que se manifiestan.

CAPÍTULO I

1. GENERALIDADES

1.1 CAPACIDADES ESPECIALES

1.1.1 DEFINICIÓN

Se entiende por capacidad especial, o anteriormente conocido como discapacidad, a aquella deficiencia que presente una persona de tipo mental, intelectual, físico o sensorial, las cuales se manifiestan de manera temporal o permanente. Estas deficiencias conllevan una dificultad para que estas personas participen e interactúen plenamente en la sociedad.

1.1.2 LIMITACIONES DE LOS DISCAPACITADOS¹

Existen varios factores que limitan la movilidad de este tipo de personas entre ellos factores físicos y sociales, teniendo en cuenta que al corregir o reformar las limitaciones sociales se podrá modificar las físicas.

1.1.2.1 Políticas insuficientes

Existe un número muy escaso de políticas que toma en cuenta las necesidades puntuales de las personas con capacidades especiales o en su defecto no se cumplen a su totalidad. Esto influye de manera directa a la exclusión de estas personas en muchas actividades como pueden ser la educación, el trabajo e inclusive de aspecto sanitarias, en áreas de gran afluencia de personas.

1.1.2.2 Falta de accesibilidad

Existe una gran cantidad de edificaciones, sistemas de transporte público y de información que no son accesibles para las personas que tienen capacidades especiales. Esto es un hecho desalentador para estas personas a buscar trabajo,

¹ Informe mundial sobre la discapacidad OMS, Banco Mundial. Año 2011.

acceder a la educación, servicios de salud, e inclusive a salir de sus hogares. Se manifiesta también la falta de accesibilidad a productos y servicios tan básicos como puede ser un teléfono celular, una televisión, etc.

1.1.2.3 Dificultad de movilización

Una persona con capacidades especiales no puede movilizarse a la misma rapidez o con la misma agilidad que una persona normal, por esto deben existir espacios destinados al tránsito de este tipo de personas. Estos espacios deben cumplir con los reglamentos adecuados para garantizar la seguridad y fácil movilidad de una persona con capacidades especiales, no debe presentarse obstáculos ni debe interrumpirse el libre tránsito de las demás personas por el lugar.

1.1.3 TIPOS DE DISCAPACIDADES

A continuación se describen los tipos de discapacidades.

1.1.3.1 Discapacidad física

Se define como una desventaja producida por la limitación en el desempeño motriz de una persona. Entendiéndose que las partes afectadas son las piernas y los brazos ya sea dificultando su motricidad o también prescindiendo de cualquier extremidad. Muchas veces se presenta desde el nacimiento o puede darse por lesión física o problemas del organismo que se presentan durante el crecimiento de la persona.

1.1.3.2 Discapacidad intelectual

Se manifiesta por una disminución de las funciones cerebrales como la inteligencia, el aprendizaje, etc. Esta discapacidad engloba una serie de trastornos como por ejemplo el retraso mental o la parálisis cerebral.

1.1.3.3 Discapacidad sensorial

Esto engloba a las personas con deficiencia en los órganos receptores o en la transmisión de ciertos estímulos hacia el cerebro, como por ejemplo problemas en la

vista, en el oído. Dentro de esto se considera a aquellas personas que presentan inconvenientes con el lenguaje.

1.2 LEYES REFERENTES A LAS CAPACIDADES ESPECIALES EN ECUADOR

En la constitución del Ecuador se hace referencia a las personas con capacidades especiales y los derechos que estas poseen. Un extracto del artículo 47 cita:

Artículo 47: Se reconoce a las personas con discapacidad, los derechos a:

“Una educación que desarrolle sus potencialidades y habilidades para su integración y participación en igualdad de condiciones. Se garantizará su educación dentro de la educación regular. Los establecimientos educativos cumplirán las normas de accesibilidad para personas con discapacidad.

El acceso de manera adecuada a todos los bienes y servicios. Se eliminarán las barreras arquitectónicas.”

Por lo tanto, según la constitución Ecuatoriana, es de carácter obligatorio que en el edificio de la facultad de Ingeniería Mecánica se tenga un sistema que facilite el ingreso de personas con discapacidad, garantizando su seguridad y comodidad.

1.3 ACCESIBILIDAD Y TECNOLOGÍAS DE APOYO

1.3.1 ACCESIBILIDAD

Se define como la facilidad de las personas para utilizar un objeto, visitar un lugar o acceder a una prestación sin que esto dependa de las capacidades físicas o mentales del individuo.

1.3.2 RUTA ACCESIBLE

Una ruta accesible se mide por la facilidad que tienen las personas a acceder a espacios físicos contando con toda la libertad para moverse de manera horizontal y verticalmente de forma segura.

Los elementos considerados de circulación horizontal son los siguientes:

- Pisos.
- Pasillos

Los elementos considerados de circulación vertical son los siguientes:

- Rampas.
- Escaleras.
- Elevadores y plataformas.

1.3.3 TECNOLOGÍAS DE APOYO

Existe una serie de tecnologías que ayudan al acceso a espacios físicos a personas con capacidades especiales como se puede mencionar a los elevadores, los salva escaleras, las plataformas y hasta dispositivos trepa escaleras.

1.3.3.1 Plataforma salvaescaleras



Figura 1.1 Plataforma salvaescaleras para interiores.

Fuente: http://www.jovalaccesibilidad.com/joval_accesibilidad_noticia.php?contador=37.

Un salvaescaleras es un dispositivo mecánico para subir y bajar personas en sillas de ruedas o con movilidad reducida, y pequeñas cargas a través de las escaleras que conectan niveles diferentes.

Este dispositivo se puede adaptar tanto para espacios interiores como para espacios exteriores, así como también a casi todo tipo de escaleras.



Figura 1.2 Salvaescaleras para exteriores.

Fuente: Prospecto de salvaescaleras OMEGA.

En la plataforma que se desplaza por el riel se encuentra una silla plegable sobre la cual se pueden sentar las personas a ser transportadas. Esta plataforma debe ser lo suficientemente ancha y resistente para poder transportar una persona en silla de ruedas, aproximadamente debe tener una capacidad de carga de 300 kg, además de que la superficie de la plataforma no permita que la silla de ruedas deslice o ruede al momento de transportarla.

Se debe contar con una fuente de poder cercana para la alimentación eléctrica del salvaescaleras. Puede tener una batería de respaldo en caso de corte de energía eléctrica en la red del edificio o de las instalaciones donde se use el dispositivo.

Una desventaja de este sistema es no poder usarlo continuamente y que para su operación se debe tener mínimo a una persona responsable, es decir que para usuarios que no conocen el uso de este sistema, como niños o no videntes, un

encargado permanente es el único que puede accionar el sistema. Además por su tamaño, el salvaescaleras no es recomendable en zonas de gran afluencia de personas.

El montaje de este sistema no se debe hacer en áreas de peligro donde exista riesgo de explosión o áreas rodeadas de sustancias químicas. Para el uso en exteriores es indispensable que no exista riesgo de la formación de hielo en el riel.

1.3.3.2 Oruga Transportadora



Figura 1.3 Oruga Transportadora semiautomática.

Fuente: <http://www.ortopediaplaza.com/esp/677k-oruga-salvaescaleras.php?idseccion=6>.

Una oruga transportadora es un vehículo sobre el cual se puede montar a una persona en silla de ruedas para desplazarla a través de gradas. Utiliza un sistema de banda tipo oruga para poder desplazarse por las gradas (Figura 1.4) sin que el vehículo resbale.



Figura 1.4 Principio de la oruga transportadora.

Fuente: <http://www.empresascastellon.com/tienda/mimecedora-salvaescaleras-movil-para-escaleras-oruga-8496.ficha>.

Este tipo de vehículos cuenta con un sistema de tracción motorizado, controlado electrónicamente, que facilita el desplazamiento de la carga total (silla de ruedas y la persona). A pesar de que existen sistemas automáticos (Figura 1.5), la operación de este vehículo lo debe supervisar o realizar otra persona y así garantizar la seguridad del pasajero. La velocidad a la que se desplaza el vehículo es baja por lo que no se lo puede usar en caso de emergencia.



Figura 1.5 Oruga automática transportando una persona en silla de ruedas.

Fuente: <http://www.lehner-lifttechnik.at/es/products/Stairmax>.

Se puede adaptar cualquier tipo de silla de ruedas manuales a este vehículo y puede ser utilizado en interiores o exteriores ya que cuenta con un sistema eléctrico de batería por una distancia de desplazamiento de aproximadamente 20 pisos. Este tipo de vehículo puede descender por gradas aun cuando la carga de su batería se agota ya que posee orugas de alta fricción que aseguran la tracción del vehículo.

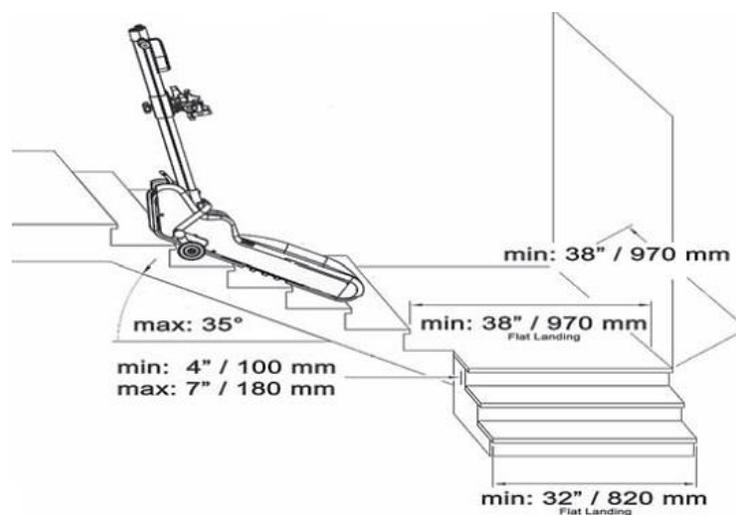


Figura 1.6 Espacio requerido para la operación de una oruga transportadora.

Fuente: Folleto de Oruga SalvaescaleraRoby T 09.

La capacidad de carga es de 130 a 180 kg, además de que necesita de un espacio mínimo para que pueda operar. Este tipo de vehículo no es seguro cuando las escaleras por las cuales se desplaza tienen una inclinación de más de 35° y necesita de un ancho de escalera mínimo de 970 mm para poder realizar giros lo que limita su uso en escaleras por donde exista una gran afluencia de personas.

1.3.3.3 Elevador

El sistema de elevador o ascensor es uno de los más utilizados para el transporte de personas a través de los diferentes niveles de un edificio. Tiene la característica de poder llevar grandes cargas y moverse a una velocidad considerablemente rápida de manera segura. Gracias al espacio que posee este tipo de sistema se puede transportar con facilidad, personas en sillas de ruedas o inclusive en camillas.

La gran desventaja de este sistema es el espacio físico que requiere en el edificio. Se necesita de un túnel vertical o cápsula, por el cual se pueda transportar. Esto debe ser previsto en el diseño del edificio de lo contrario se deberá reconfigurar la estructura del mismo. Otra gran desventaja es el costo de la instalación de un ascensor para transportar personas.



Figura 1.7 Elevadores para personas en silla de ruedas.

Fuente: <http://www.lehner-lifttechnik.at/es/products/Elevex>.

La operación de este tipo de elevadores es sencilla y lo puede realizar el usuario sin necesidad de ayuda o supervisión de terceros.

El espacio físico disponible en el edificio de la facultad de Ingeniería Mecánica es algo reducido para este tipo de sistema, por lo que para su implementación se debería realizar una reconfiguración en el mismo. A pesar de esto y el costo del sistema, un elevador es la opción más apropiada para implementar en el edificio de la facultad, además de que se aportaría con un servicio extra para todas las personas que transitan por el edificio y no solo para las personas con capacidades especiales.

1.4 DETALLES DE LAS CAPACIDADES ESPECIALES QUE SE TOMAN EN CUENTA PARA EL DISEÑO

Las capacidades especiales que se consideran para el diseño del sistema a implementar en el edificio de la facultad de Ingeniería Mecánica se reducen a los siguientes casos:

- Personas que utilicen muletas.
- Personas que utilicen bastón o andador sin ruedas.
- Personas que utilicen silla de ruedas.

De las personas anteriormente mencionadas, se va a tomar en cuenta para el diseño del sistema a las que utilicen una silla de ruedas, debido a que sus dimensiones son las mayores del conjunto de personas analizadas.

1.4.1 ANTROPOMETRÍA DE PERSONAS EN SILLA DE RUEDAS

El dimensionamiento del sistema se lo realiza en base a una persona en silla de ruedas, por lo que debemos conocer dimensiones máximas y ergonómicas para estas personas.

1.4.1.1 Medidas fundamentales a considerar para las personas en sillas de ruedas²

En la figura 1.8 se tiene la vista frontal de una persona en silla de ruedas y sus dimensiones máximas que garantizan su accesibilidad. Las unidades se encuentran en centímetros.

² Instituto Mexicano de Seguro Social. Normas para la accesibilidad para personas con discapacidad.

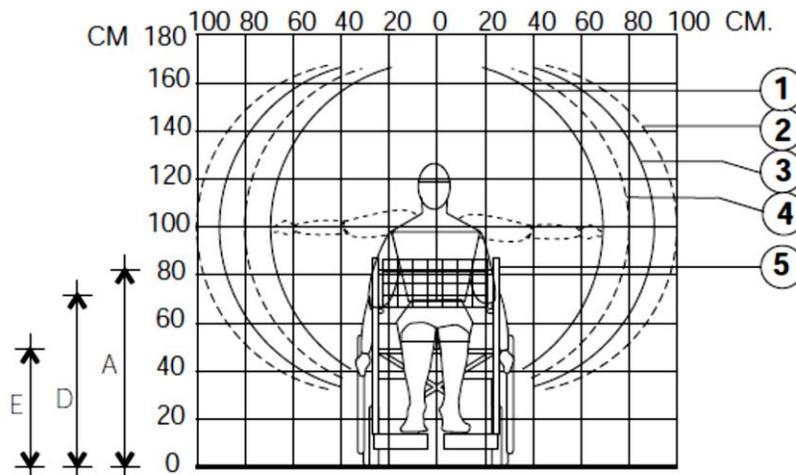


Figura 1.8 Zona de alcance personas en silla de ruedas, vista frontal.

Fuente: INSTITUTO MEXICANO DEL SEGURO SOCIAL, Normas para la accesibilidad para las personas con discapacidad.

	A	B	C	D	E
MÍNIMO	91	100	57	74	50
MÁXIMO	94	110	74	76	52

Tabla 1.1 Medidas extremas de las sillas de ruedas.

Fuente: INSTITUTO MEXICANO DEL SEGURO SOCIAL, Normas para la accesibilidad para las personas con discapacidad.

Especificaciones:

1. Zona de alcance con la espalda recta.
2. Hombres.
3. Mujeres.
4. Zona de alcance con el cuerpo inclinado.
5. Canastilla opcional para supermercado de 30 centímetros de largo por 20 centímetros de alto en la parte anterior y de 25 centímetros.
6. Espacio mínimo para conseguir una vuelta de 90° - 140x70centímetros.
7. Espacio mínimo necesario para una vuelta de 180° - 140x70 centímetros.
8. Diámetro mínimo para girar – 150 centímetros.

En la figura 1.9 se tiene la vista lateral de una persona en silla de ruedas. Estas medidas tanto como las de la anterior figura son útiles para el posicionamiento de los tableros de control del sistema.

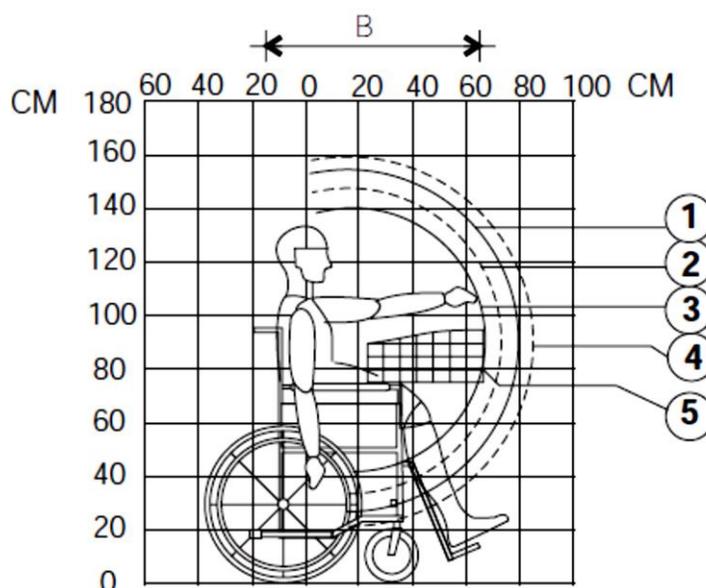


Figura 1.9 Zona de alcance personas en silla de ruedas, vista lateral.

Fuente: INSTITUTO MEXICANO DEL SEGURO SOCIAL, Normas para la accesibilidad para las personas con discapacidad.

En la figura 1.10 se tiene el alcance horizontal máximo de una persona en silla de ruedas con sus brazos extendidos.

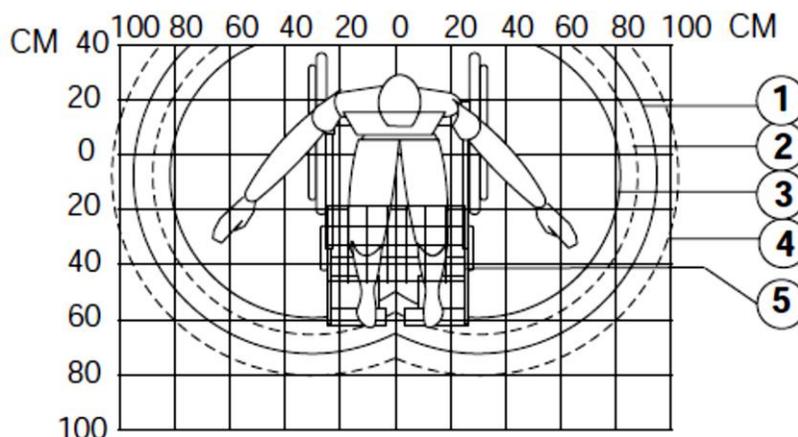


Figura 1.10 Zona de alcance personas en silla de ruedas, vista superior.

Fuente: INSTITUTO MEXICANO DEL SEGURO SOCIAL, Normas para la accesibilidad para las personas con discapacidad.

En la figura 1.11 se tienen las medidas del espacio mínimo necesario para que una persona en silla de ruedas dé un giro de 90°.

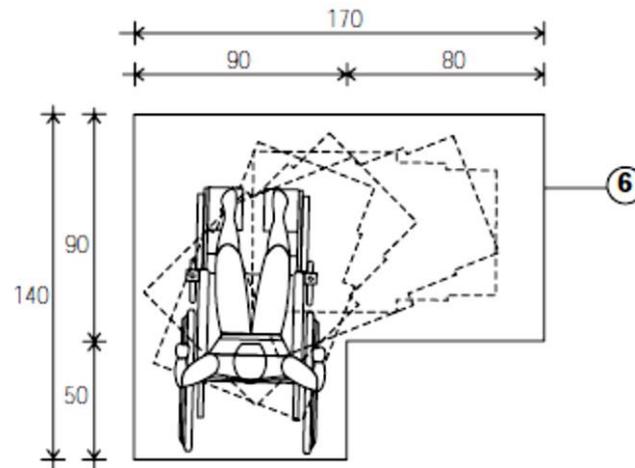


Figura 1.11 Espacio mínimo para maniobrar en silla de ruedas en habitaciones, vista superior.

Fuente: INSTITUTO MEXICANO DEL SEGURO SOCIAL, Normas para la accesibilidad para las personas con discapacidad.

En la figura 1.12 se tienen las medidas del espacio mínimo necesario para que una persona en silla de ruedas dé un giro de 180°.

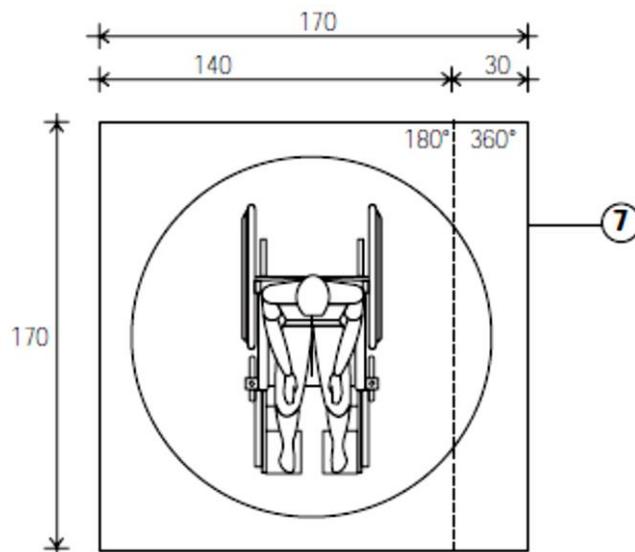


Figura 1.12 Espacio mínimo para que una persona pueda dar un giro de 180°.

Fuente: INSTITUTO MEXICANO DEL SEGURO SOCIAL, Normas para la accesibilidad para las personas con discapacidad.

1.5 DESCRIPCIÓN DEL EDIFICIO DE INGENIERÍA MECÁNICA

El edificio de la Facultad de Ingeniería Mecánica en la Escuela Politécnica Nacional consta de cuatro plantas. En el anexo 1 se tiene la vista de planta del emplazamiento del elevador.

En la planta baja del edificio se encuentra la entrada a los laboratorios de:

- Máquinas Herramientas.
- Análisis de Esfuerzos y Vibraciones.
- Termodinámica.
- Mecánica de Fluidos.

Además, en la planta baja, existe un desnivel para acceder al Decanato, a las copadoras y a la oficina de la ASME.

En la primera planta se encuentran dos aulas de clase, el baño de hombres, dos oficinas de profesores, el laboratorio de Automatización industrial y la oficina de Posgrados de Ingeniería Mecánica.

En la segunda planta se encuentran el laboratorio de Simulación de procesos, dos aulas, el baño de mujeres y dos oficinas de profesores.

En la tercera planta se encuentran la biblioteca, el baño de profesores y 3 oficinas grandes del personal docente.

1.5.1 AFLUENCIA DE PERSONAS EN EL EDIFICIO

Se realiza un estudio, mediante el cual se conoce cuantas personas circulan por cada piso del edificio. Estos datos están divididos por hora y por día. Se determina que los horarios de mayor afluencia de personas en el día son de 7 am a 11 am y de 14 pm a 17 pm.

	Lunes			Martes			Miércoles			Jueves			Viernes			Sábado	
Total/piso	297	93	357	150	60	352	200	80	360	322	69	360	260	122	378	16	0
Total/día	490			334			436			551			478			16	

Tabla 1.2 Número de personas que visitan el edificio de la facultad de Ingeniería Mecánica.

Fuente: Propia.

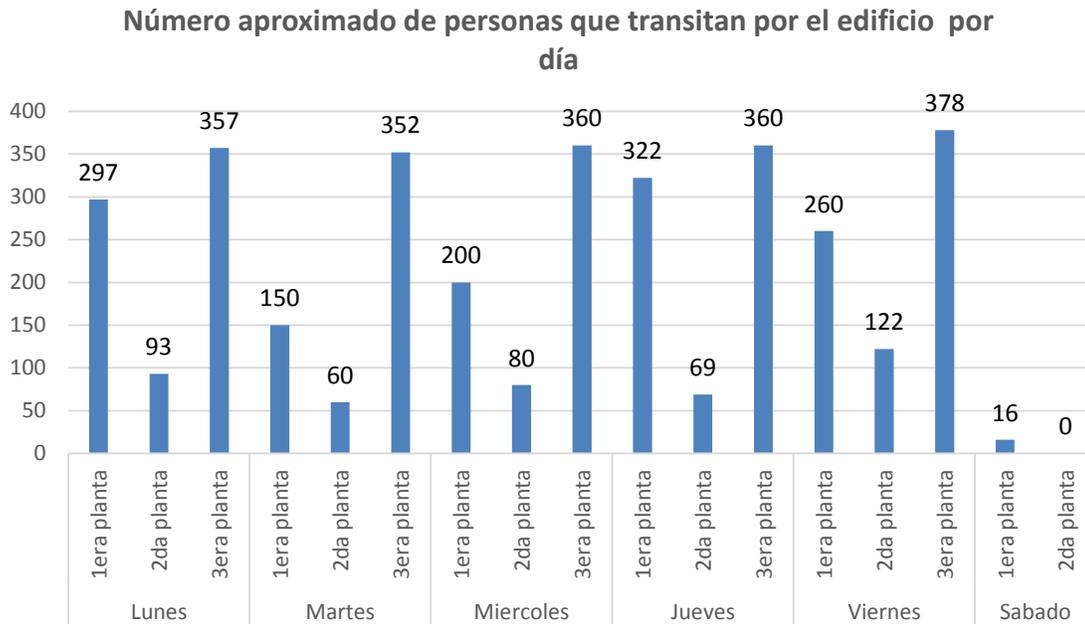


Figura 1.13 Afluencia de personas por el edificio de Ingeniería Mecánica.

Fuente: Propia.

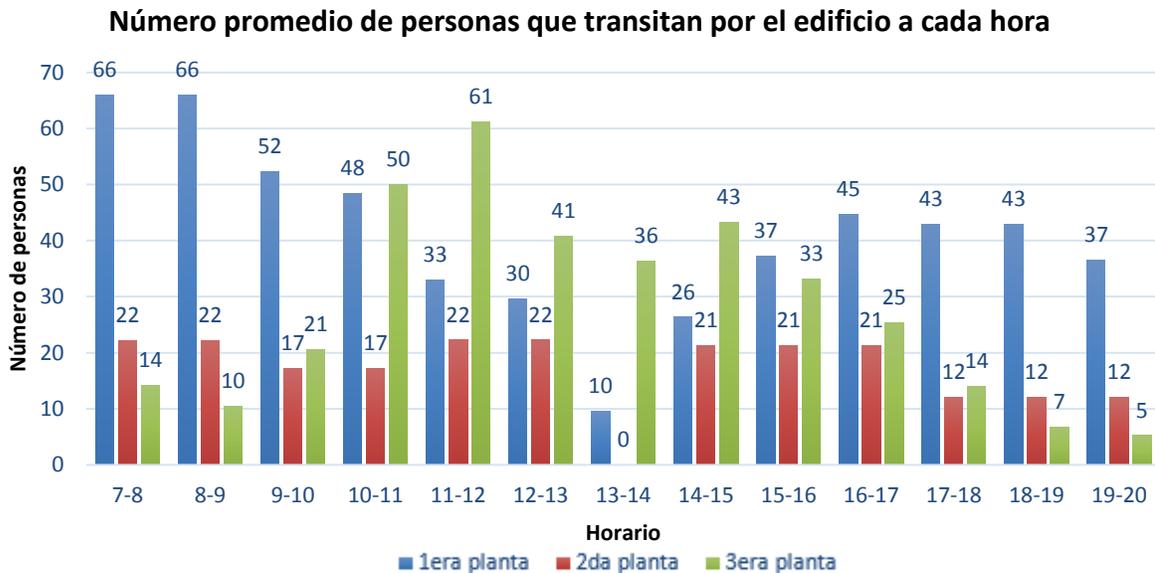


Figura 1.14 Promedio semanal del número de personas que transitan por el edificio de la facultad a cada hora.

Fuente: Propia.

De las encuestas realizadas, se obtienen los datos del número de personas que de existir el elevador lo utilizarían para transportarse por el edificio de la facultad.

Número de personas que utilizarían el elevador		
A la primera planta		
Si	26	15,0%
No	147	85,0%
A la segunda planta		
Si	86	49,7%
No	87	50,3%
A la tercera planta		
Si	142	82,1%
No	31	17,9%

Tabla 1.3 Número de personas que usarían el elevador.

Fuente: Propia.

De acuerdo a estos resultados se estima la cantidad de personas que usarían el elevador en el edificio de la Facultad de Ingeniería Mecánica por planta.

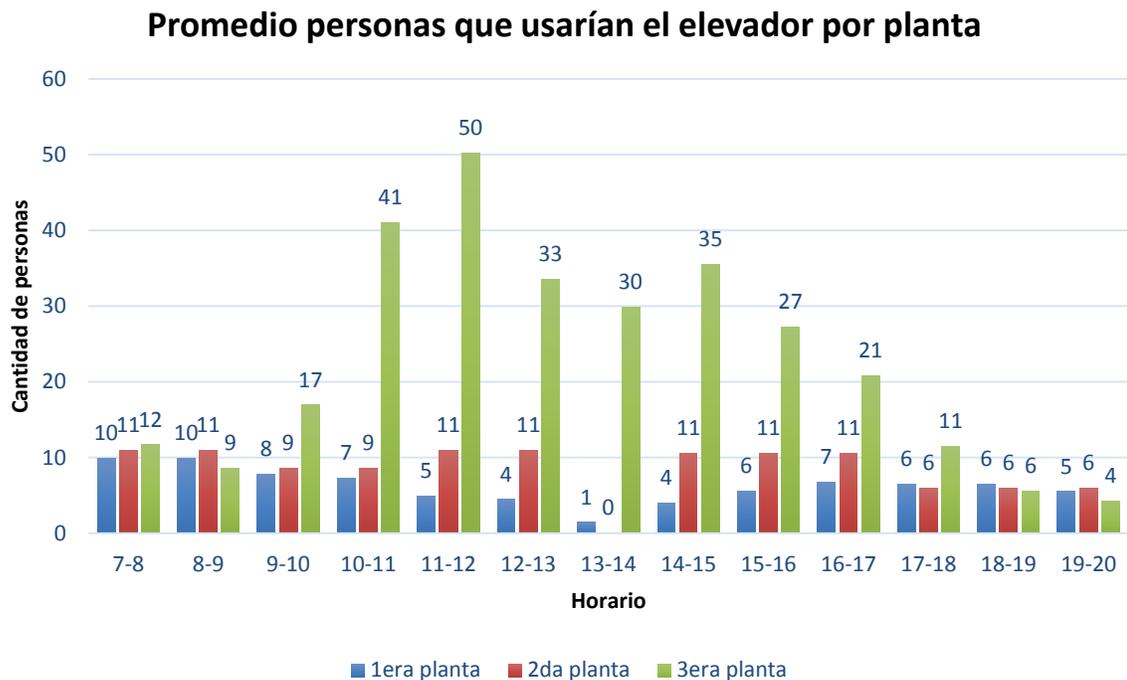


Figura 1.15 Promedio del número de personas que usarían el elevador.

Fuente: Propia.

Como se puede apreciar de los resultados del estudio, se justifica la implementación de un sistema de elevador por el uso que este tendrá. Además el sistema cumple con el principal objetivo de transportar a personas con capacidades especiales.

Al hacer un análisis del edificio se concluye que no es apto para recibir a personas con capacidades especiales. Esto se debe a los siguientes factores:

- El desnivel de la planta baja dificulta completamente la circulación de las personas que utilicen sillas de ruedas debido a las gradas existentes.
- Al no contar con un sistema para transportar a personas en silla de ruedas y evitar las gradas, las plantas del edificio son inalcanzables.
- Los baños de la facultad no tienen las dimensiones necesarias para personas que se desplacen en silla de ruedas.
- Existe una gran afluencia de personas lo que reduce el espacio y accesibilidad de personas con capacidades especiales al edificio.

1.6 NORMATIVA PARA LA ACCESIBILIDAD DE PERSONAS CON CAPACIDADES ESPECIALES A INFRAESTRUCTURAS

La normativa ecuatoriana que se dispone en el INEN contiene las dimensiones para utilizarlos como datos iniciales de partida complementando los datos antropométricos. Las normas son las siguientes:

- Norma Técnica Ecuatoriana INEN 2299:2001. Accesibilidad de las personas con discapacidad y movilidad reducida al medio físico. Ascensores.
- Norma extranjera en la que se basará el estudio es la correspondiente a la Americans with Disabilities Accessibility Guidelines for Buildings and Facilities ADAAG.
- Norma Española UNE EN-81-1:2001. Reglas de seguridad para la construcción e instalación de ascensores.

CAPÍTULO II

2. DETERMINACIÓN DE LAS ESPECIFICACIONES DE LA MÁQUINA

2.1 CONSIDERACIONES PARA LA DETERMINACIÓN DE LAS ESPECIFICACIONES

El presente proyecto de titulación tiene como objetivo el diseño de un sistema que ayude a transportar a personas con capacidades especiales a través del edificio de Ingeniería Mecánica.

De los tres sistemas analizados en el capítulo anterior se concluye que el sistema que se adapta a las condiciones del edificio es un sistema de elevador.

Se toma como base del dimensionamiento a una persona en silla de ruedas. Actualmente en el edificio no se cuenta con ningún tipo de sistema que ayude a este tipo de personas a llegar a las diferentes plantas del edificio.

El estudio se basa también en las especificaciones de las normativas sobre la antropometría de personas en sillas de ruedas, además de las dimensiones necesarias para los elevadores y los accesos a cada una de las estancias del edificio.

2.2 CASA DE LA CALIDAD

En el diseño del elevador se ha tomado en cuenta el método QFD (Quality Function Deployment) para determinar las especificaciones técnicas de la máquina tomando en cuenta todas las variables que influyen en el sistema de una manera integral.

En primer lugar se conoce la voz del cliente, que presenta sus necesidades y requerimientos para la máquina a diseñar. Posteriormente se satisface las necesidades con la voz del ingeniero, aportando con diversas soluciones para cumplir con los requerimientos mencionados.

Consecuentemente se analizan todas las propuestas de solución y se escoge las más apropiadas de acuerdo al criterio de selección. El esquema de la casa de la calidad desarrollada se encuentra en el anexo 2.

2.2.1 VOZ DEL USUARIO

De acuerdo a la información recogida, la máquina debe cumplir con los siguientes requisitos:

- Que cumpla con la normativa técnica ecuatoriana INEN.
- Que sea silenciosa.
- Que sea de fácil uso.
- Que funcione con energía eléctrica.
- Que el acceso sea sencillo.
- Que no se requiera de otra persona adicional para su operación.
- Que no sea muy voluminosa.
- Que no sea muy pesada.
- Que sea seguro de utilizar para la persona que lo use como para las que se encuentran alrededor.
- Que sea de bajo y fácil mantenimiento.
- Que se encuentren repuestos fácilmente en el mercado local.

2.2.2 VOZ DEL INGENIERO

- Velocidad de transporte.
- Capacidad de carga.
- Peso.
- Volumen.
- Potencia del motor.
- Puertas de ingreso automáticas.
- Mecanismos auto-bloqueantes de seguridad.
- Señales visuales y sonoras.

- Dispositivos de seguridad.
- Ciclos por hora.
- Número de personas transportadas.
- Botón de paro de emergencia.

2.2.3 CONCLUSIONES DE LA CASA DE LA CALIDAD

La casa de la calidad nos entrega valiosa información de las características técnicas relevantes y necesarias del elevador, de las cuales las más importantes son:

- Dimensiones del elevador: Las dimensiones del mismo deben satisfacer la normativa INEN existente para que preste las condiciones mínimas necesarias para transportar personas con capacidades especiales.
- Seguro: La seguridad para las personas que están utilizando al elevador y de igual manera para las que circulan cerca al mismo.
- Cómodo: Este parámetro está relacionado con la aceleración y la deceleración del elevador ya que de ser éstas muy grandes crea mucha incomodidad para los usuarios. Además de la ergonomía para la utilización del elevador por personas con capacidades especiales.
- Nivel de ruido: El nivel de ruido no puede ser superior a 70 decibelios debido a que el elevador funcionará en el edificio donde existe una alta circulación de personas, por lo que el ruido puede llegar a ser muy molesto.
- Capacidad de carga: La capacidad de carga está relacionada con la potencia del motor, con la cual se fija la máxima capacidad de carga de pasaje que puede tolerar el elevador para su funcionamiento.

Todos los parámetros antes mencionados se relacionan con la comodidad tanto del usuario como de las personas que se encuentran alrededor.

2.3 ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

Posterior al análisis de los requerimientos del cliente, de la norma correspondiente y la valoración con los criterios del cliente, se plantea las siguientes especificaciones para la máquina.

Propone: C: Cliente; P: Producción.

R/D: R: Requerimiento; D: Deseo.

EMPRESA CLIENTE:		PRODUCTO:		FECHA DE INICIO: 13/01/2014
Escuela Politécnica Nacional		Elevador de personas con capacidades especiales		ULTIMA REVISIÓN: 13/10/2014
				PÁGINA 1
López Carlos				
Vélez Cristian				
ESPECIFICACIONES				
CONCEPTO	FECHA	PROPONE	R/D	DESCRIPCIÓN
Función		C	R	Transporta personas con capacidades especiales a los diferentes niveles del edificio de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la EPN.
Capacidad		C	R	Levantar una carga de máximo 450 kg y que pueda llevar una persona en silla de ruedas cómodamente.
Fuerza		P	R	La fuerza del equipo para elevar a la persona y al mismo elevador será máximo de 13000 [N]
Velocidad		P	R	La velocidad máxima no puede ser superior a 1 [m/s].
Ruido		C	D	Los niveles de presión sonora no deberán sobrepasar los 70 decibeles.
Señales y Control		C	D	Todo el proceso deberá ser automático.
		P	R	El elevador deberá contar con sensores de seguridad para no causar ningún tipo de accidente para las personas que se encuentren dentro del elevador.
		C	D	El elevador deberá ser operado por la persona que lo vaya a utilizar.
Energía		C	R	Funcione con energía eléctrica.

Tabla 2.1 Especificaciones Técnicas.

Fuente: Propia.

CAPÍTULO III

3. DEFINICIÓN Y DISEÑO CONCEPTUAL

3.1 ANÁLISIS FUNCIONAL

El análisis funcional nos permite identificar las funciones principales y las secundarias de la máquina que se va a diseñar. Definiendo como las funciones principales las que cumplen con la demanda del cliente, y a las funciones secundarias como las que ayudan a la ejecución de las funciones primarias y que se determinan en este análisis.

Se procede a plantear posibles módulos que cumplan eficientemente sin insinuar alguna solución entre la gama de opciones. Se realiza una evaluación de las ventajas de cada solución con el método de criterios ponderados, siendo la solución ganadora aquella que presente mayor ponderación.

3.2 ANÁLISIS DE LOS DIAGRAMAS FUNCIONALES

Para el diseño de esta máquina se considera necesario desarrollar el análisis funcional hasta el nivel 2. Ciertas funciones de este nivel están implícitas en cada función detallada, por lo que es innecesario que se desarrolle el nivel 3.

El nivel cero representa la función global de la máquina, la cual es transportar personas con capacidades especiales.

En el nivel 1 se representa la manera en que se va a llevar a cabo el transporte de personas con capacidades especiales pero de una manera muy generalizada, definiendo cuáles son los pasos para llevarlo a cabo.

En el nivel 2 se define cada función que va a realizarse para poder transportar a personas con capacidades especiales. Este nivel es el que nos ayuda a separar por módulos y determinar las soluciones para cada función de la máquina.

3.3 DETERMINACIÓN DE MÓDULOS

Se determina los módulos pertenecientes a la máquina que se está diseñando, desarrollando cada una de las funciones que va a cumplir la misma y agrupándolas. La estructura funcional se presenta en el anexo 3.

El diseño de la máquina responde a las siguientes normas:

- Norma Técnica Ecuatoriana INEN 2299:2001. Accesibilidad de las personas con discapacidad y movilidad reducida al medio físico. Ascensores.
- Norma Española UNE EN81-1:2001. Reglas para la construcción e instalación de ascensores.

3.4 SELECCIÓN DEL TIPO DE ELEVADOR

Existen varios tipos de elevadores cuyo accionamiento, hidráulico, eléctrico, etc., es la base para la selección de la normativa que deberá cumplir, además de que al tener muchas diferencias, se debe analizar antes de las posteriores soluciones. Esto disminuye y optimiza los criterios de selección y el número de soluciones en cada módulo.

Hay que tener en cuenta que el sistema que se diseña no solo debe cumplir con la función de transportar a personas con capacidades especiales, sino que debe cumplir con normativa para poder aportar con una solución a la acreditación de la carrera.

3.4.1 SISTEMA PARA ACCIONAR AL ELEVADOR

3.4.1.1 Sistema hidráulico

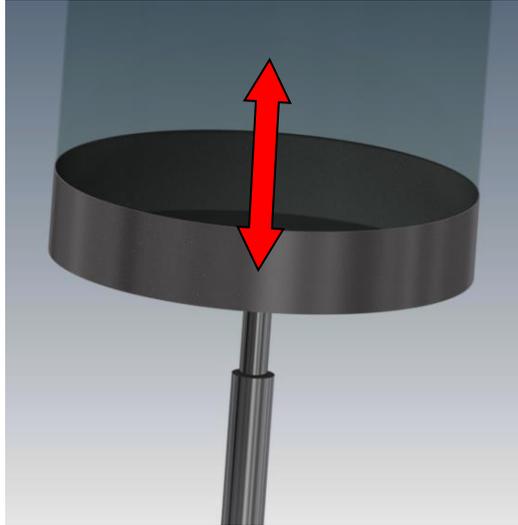


Figura 3.1 Esquema de un elevador hidráulico.

Fuente: Propia.

Ventajas:

- El cuarto de máquinas es más pequeño.
- No incorpora contrapeso.
- La carga se transmite a la cimentación y no a la estructura.
- Desgaste bajo porque utiliza aceite.
- Arranque y parada muy suave.
- Silencioso.
- No precisan paracaídas.

Desventajas:

- Mayor costo que un elevador con motor eléctrico.
- La potencia para realizar el mismo trabajo es más elevada.
- Se los usa para trayectorias cortas.
- Funcionan a baja velocidad.

3.4.1.2 Sistema de cable y motor eléctrico

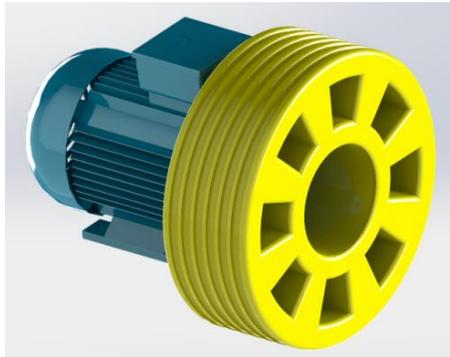


Figura 3.2 Sistema motor eléctrico con polea.

Fuente: Propia.

Ventajas:

- Funcionan para grandes trayectorias.
- Costo inicial inferior.
- No necesita lubricación.

Desventajas:

- El grupo motriz debe estar junto al elevador.
- Arranque un poco brusco.
- Sufren mayor desgaste.
- Deslizamiento de los elementos.

3.4.1.3 Sistema de cremallera y motor eléctrico.

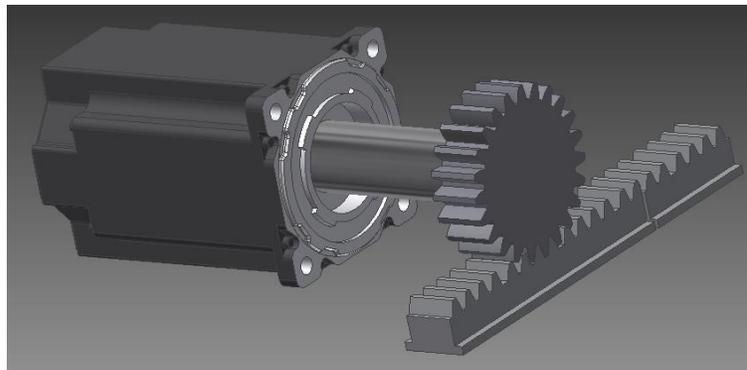


Figura 3.3 Sistema de cremallera y motor eléctrico.

Fuente: Propia.

Ventajas:

- Altas cargas.
- Fácil mantenimiento.
- No se necesita cuarto de máquinas.
- Se puede utilizar en superficies curvas.
- La cabina puede bajar por gravedad cuando haya falla energética.

Desventajas:

- Alto desgaste.
- Bajas velocidades.
- Necesidad de lubricación.
- Genera bastante ruido.
- Altas vibraciones.

3.4.1.4 Selección de la mejor alternativa para el grupo motriz

Se presenta a continuación los criterios más relevantes para la selección:

- Velocidad de funcionamiento.
- Longitud de carrera.
- Costo del equipo.
- Mantenimiento.
- Ruido producido.

CRITERIO	Velocidad	Longitud	Costo	Mantenimiento	Ruido	$\Sigma + 1$	Ponderación
Velocidad	X	0	1	1	1	4	0,27
Longitud	1	X	1	1	1	5	0,33
Costo	0	0	X	1	1	3	0,20
Mantenimiento	0	0	0	X	0	1	0,07
Ruido	0	0	0	1	X	2	0,13
						15	1,00
Longitud > Velocidad > Costo > Ruido > Mantenimiento							

Tabla 3.1 Evaluación de cada criterio, sistema motriz.

Fuente: Propia.

VELOCIDAD	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\sum + 1$	Ponderación
Solución 1	X	0	0,5	1,5	0,25
Solución 2	1	X	1	3	0,5
Solución 3	0,5	0	X	1,5	0,25
SUMA				6	1
Solución 2 > Solución 1 = Solución 3					

Tabla 3.2 Evaluación de las soluciones respecto a la velocidad.

Fuente: Propia.

LONGITUD	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\sum + 1$	Ponderación
Solución 1	X	0	0,5	1,5	0,25
Solución 2	1	X	1	3	0,5
Solución 3	0,5	0	X	1,5	0,25
SUMA				6	1
Solución 2 > Solución 1 = Solución 3					

Tabla 3.3 Evaluación de las soluciones respecto a la longitud.

Fuente: Propia.

COSTO	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\sum + 1$	Ponderación
Solución 1	X	0	1	2	0,33
Solución 2	1	X	1	3	0,5
Solución 3	0	0	X	1	0,17
SUMA				6	1
Solución 2 > Solución 1 > Solución 3					

Tabla 3.4 Evaluación de las soluciones respecto al costo.

Fuente: Propia.

MANTENIMIENTO	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\sum + 1$	Ponderación
Solución 1	X	0	0	1	0,17
Solución 2	1	X	1	3	0,5
Solución 3	1	0	X	2	0,33
SUMA				6	1
Solución 2 > Solución 3 > Solución 1					

Tabla 3.5 Evaluación de las soluciones respecto al mantenimiento.

Fuente: Propia.

RUIDO	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma + 1$	Ponderación
Solución 1	X	1	1	3	0,50
Solución 2	0	X	0,5	1,5	0,25
Solución 3	0	0,5	X	1,5	0,25
SUMA				6	1
Solución 1 > Solución 2 = Solución 3					

Tabla 3.6 Evaluación de las soluciones respecto al ruido.

Fuente: Propia.

CONCLUSIÓN	Velocidad	Longitud de carrera	Costo	Mantenimiento	Ruido	Σ	Prioridad
Solución 1	0,27x0,25	0,33x0,25	0,2x0,33	0,07x,17	0,13x0,5	0.2929	2
Solución 2	0,27x0,5	0,33x0,5	0,2x0,5	0,07x0,5	0,13x0,25	0.4675	1
Solución 3	0,27x0,25	0,33x0,25	0,2x0,17	0,07x0,33	0,13x0,25	0.2396	3

Tabla 3.7 Tabla de conclusiones para el sistema matriz.

Fuente: Propia.

Según la evaluación anterior, la solución 2 que corresponde al sistema de cable y motor eléctrico cumple satisfactoriamente con los requerimientos.

A continuación se presenta las soluciones a las funciones para cada módulo en base al tipo de elevador y su sistema de accionamiento.

3.4.2 MÓDULO 1. ACCESO Y SALIDA DEL ELEVADOR

Debido a que el elevador tendrá un emplazamiento como se muestra en la figura 3.4 no se necesita ningún tipo de rampa para el acceso desde la planta baja³, a pesar de la existencia de las gradas para acceder al piso del decanato. El elevador tendrá su cápsula adosada al edificio de la Facultad de Ingeniería Mecánica. Esto presenta la ventaja de disponer de un espacio que sea utilizado solamente por el elevador, ya que por normativa no se permite instalar un elevador donde circulen personas interrumpiendo el libre tránsito y afectando la seguridad de las mismas.

³ Planta baja es donde se encuentra el acceso al Pabellón Raúl Bonilla y a varios laboratorios de la facultad.



Figura 3.4 Lugar de emplazamiento del elevador.

Fuente: Propia.

El diseño del sistema parte desde que la persona se encuentra en la parte inferior del edificio de Ingeniería Mecánica, frente al pabellón Raúl Bonilla, como se muestra en la figura 3.5.



Figura 3.5 Ingreso al elevador desde el pabellón Raúl Bonilla.

Fuente: Propia.

El inconveniente para acceder a las copadoras, a la oficina de la ASME y al Decanato, no se soluciona colocando una rampa de concreto o de otro material, debido a que las medidas que tendría la misma dificultarían el tránsito de los estudiantes, además que afectaría de manera estética al edificio. Por lo que se propone desplazar las gradas de la planta baja al lugar donde, actualmente, está la pileta, la cual no se encuentra en funcionamiento por lo que se ha determinado que es un espacio desperdiciado. Esto se indica en la figura 3.6.

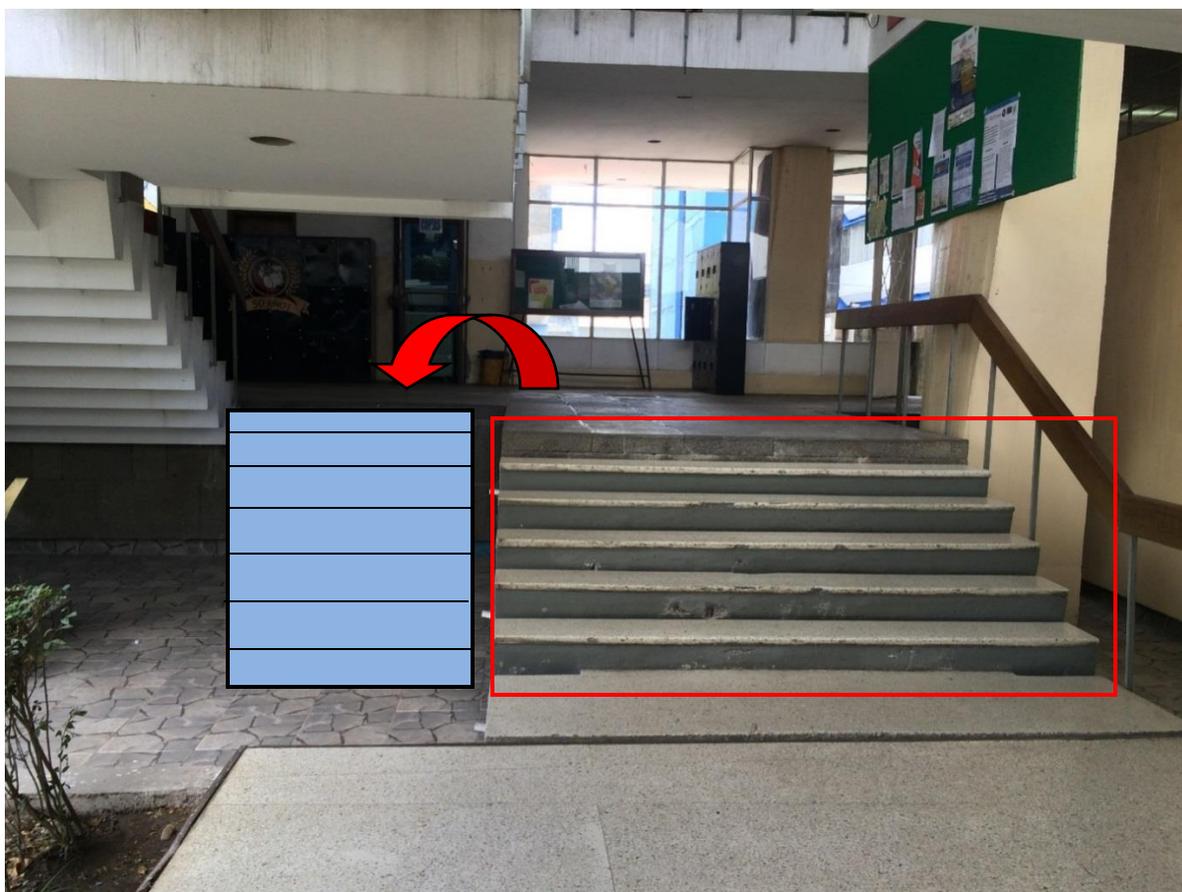


Figura 3.6 Reubicación de las gradas de la planta baja.

Fuente: Propia.

El elevador parte desde la planta baja, y tiene las paradas que se describen a continuación:

- Primera parada del elevador: Planta baja.
- Segunda parada: Planta del decanato.
- Tercera parada: Primer piso.
- Cuarta parada: Segundo piso.
- Quinta parada: Tercer piso.

La carrera del elevador es de 2.9 metros en promedio. Excepto entra la planta baja y la primera planta, la cual solo tiene una distancia de 1 metro.

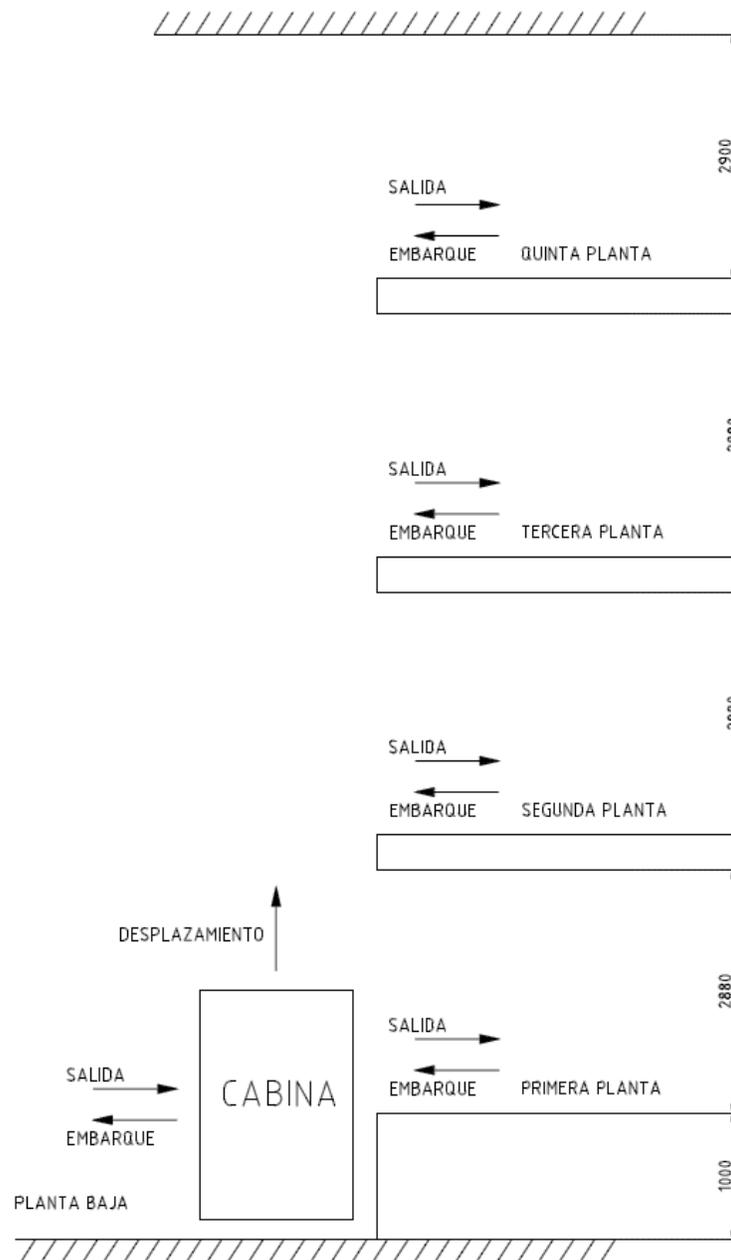


Figura 3.7 Distancia entre cada planta.

Fuente: Propia.

3.4.2.1 Abrir la puerta de la planta.

El elevador está destinado a personas con capacidades especiales, por lo que la operación tanto de abrir como de cerrar la puerta deberá ser automática.

3.4.2.1.1 Basculante con sistema neumático.

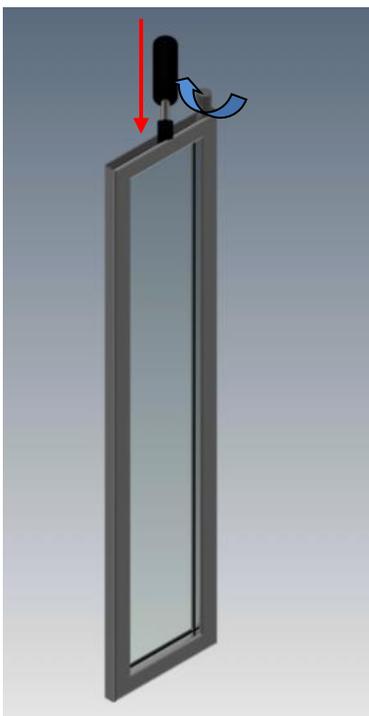


Figura 3.8 Puerta basculante neumática.

Fuente: Propia.

Ventajas:

- Bajo costo inicial.
- Fácil mantenimiento.
- Seguridad en la apertura de la puerta.

Desventajas:

- Accionamiento ruidoso.
- Ocupa un espacio físico considerable al momento de abrir la puerta.
- El desgaste del equipo neumático causara defectos en el funcionamiento.

3.4.2.1.2 Deslizante con sistema eléctrico.



Figura 3.9 Puerta eléctrica deslizante.

Fuente: Propia.

Ventajas:

- Accionamiento cómodo para las personas utilicen sillas de ruedas.
- El espacio físico necesario es poco debido a que la apertura es horizontal.
- Bloqueo automático de apertura de puertas cuando el ascensor está en movimiento.

Desventajas:

- Costo inicial elevado.
- Requiere mayor mantenimiento.
- No funciona cuando existe falla de energía.

3.4.2.1.3 Deslizante con sistema neumático



Figura 3.10 Puerta deslizante con sistema neumático.

Fuente: Propia.

Ventajas:

- Accionamiento cómodo para las personas utilicen sillas de ruedas.
- El espacio físico necesario es poco debido a que la apertura es horizontal.

Desventajas:

- Costo inicial bastante elevado por la necesidad de una instalación neumática.
- Sistema muy ruidoso.
- Requiere mayor mantenimiento.
- Velocidad de apertura y cierre puede ser elevada y no ser muy bien controlada.
- El desgaste del equipo neumático causará defectos en el funcionamiento.

FUNCIÓN	COMPONENTE		
Permitir el acceso al elevador	<div style="border: 2px solid green; padding: 5px; text-align: center;"> PUERTA BASCULANTE NEUMÁTICA </div>	<div style="border: 2px solid blue; padding: 5px; text-align: center;"> PUERTA DESLIZANTE ELÉCTRICA </div>	<div style="border: 2px solid red; padding: 5px; text-align: center;"> PUERTA DESLIZANTE NEUMÁTICA </div>

Tabla 3.8 Combinación de soluciones para el módulo 1.

Fuente: Propia



3.4.2.2 Evaluación y solución del módulo 1

Se utiliza el método de los criterios ponderados para poder seleccionar la alternativa más conveniente para la solución al módulo. Se presenta a continuación los criterios más relevantes para la selección:

- Facilidad de montaje, para cada plataforma por piso.
- Ergonomía para los usuarios.
- Nivel de ruido producido durante su funcionamiento.
- Seguridad en su funcionamiento.
- Fácil reparación, en caso de algún desperfecto tanto en el montaje como en el funcionamiento normal.
- Costo.

CRITERIO	Ergonomía	Facilidad de montaje	Ruido producido	Seguridad	Costo	Facilidad de reparación	$\Sigma + 1$	Ponderación
Ergonomía	X	1	1	0,5	1	1	5,5	0,26
Facilidad de montaje	0	X	0	0	1	0,5	2,5	0,12
Ruido producido	0	1	X	0	0,5	1	3,5	0,17
Seguridad	0,5	1	1	X	1	1	5,5	0,26
Costo	0	0	0,5	0	X	0,5	2	0,10
Facilidad de reparación	0	0,5	0	0	0,5	X	2	0,10
							21	1,00

Seguridad = Ergonomía > Ruido producido > Facilidad de montaje = Facilidad de reparación = Costo

Tabla 3.9 Evaluación de cada criterio, módulo 1.

Fuente: Propia

FACILIDADE MONTAJE	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma + 1$	Ponderación
Solución 1	X	1	1	3	0,5
Solución 2	0	X	1	2	0,33
Solución 3	0	0	X	1	0,167
SUMA				6	1
Solución 1 > Solución 2 > Solución 3					

Tabla 3.10 Evaluación de las soluciones respecto a la facilidad de montaje.

Fuente: Propia

ERGONOMÍA	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma + 1$	Ponderación
Solución 1	X	0	0	1	0,167
Solución 2	1	X	0,5	2,5	0,417
Solución 3	1	0,5	X	2,5	0,417
SUMA				6	1
Solución 2 = Solución 3 > Solución 1					

Tabla 3.11 Evaluación de las soluciones respecto a la ergonomía

Fuente: Propia

NIVEL DE RUIDO	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma + 1$	Ponderación
Solución 1	X	1	1	3	0,5
Solución 2	0	X	1	2	0,33
Solución 3	0	0	X	1	0,167
SUMA				6	1
Solución 1 > Solución 2 > Solución 3					

Tabla 3.12 Evaluación de las soluciones respecto al nivel de ruido.

Fuente: Propia

SEGURIDAD	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma + 1$	Ponderación
Solución 1	X	0	1	2	0,33
Solución 2	1	X	1	3	0,5
Solución 3	0	0	X	1	0,167
SUMA				6	1
Solución 2 > Solución 1 > Solución 3					

Tabla 3.13 Evaluación de las soluciones respecto a la seguridad.

Fuente: Propia

FACILIDAD DE REPARACIÓN	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma + 1$	Ponderación
Solución 1	X	1	1	3	0,5
Solución 2	0	X	1	2	0,333
Solución 3	0	0	X	1	0,167
SUMA				6	1
Solución 2 > Solución 1 > Solución 3					

Tabla 3.14 Evaluación de las soluciones respecto la facilidad de reparación.

Fuente: Propia

COSTO	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma + 1$	Ponderación
Solución 1	X	0	0,5	1,5	0,25
Solución 2	1	X	1	3	0,5
Solución 3	0,5	0	X	1,5	0,25
SUMA				6	1
Solución 2 > Solución 1 > Solución 3					

Tabla 3.15 Evaluación de las soluciones respecto al costo.

Fuente: Propia.

CONCLUSIÓN	Facilidad de montaje	Ergonomía	Ruido producido	Seguridad	Costo	Facilidad de reparación	Σ	Prioridad
Solución 1	0,12x0,5	0,26x0,167	0,17x0,5	0,26x0,33	0,1x0,25	0,1x0,5	0,3492	2
Solución 2	0,12x0,33	0,26x0,417	0,17x0,33	0,26x0,5	0,1x0,5	0,1x0,33	0,4171	1
Solución 3	0,12x0,167	0,26x0,417	0,17x0,167	0,26x0,167	0,1x0,25	0,1x0,167	0,2419	3

Tabla 3.16 Tabla de conclusiones para el módulo 1.

Fuente: Propia

Como se puede observar la solución 2, puerta deslizante con sistema eléctrico, es la que cumple satisfactoriamente los criterios de evaluación.

3.4.3 MÓDULO 2. EQUIPO MOTRIZ DEL ELEVADOR

3.4.3.1 Motorreductor

3.4.3.1.1 Motorreductor de una velocidad

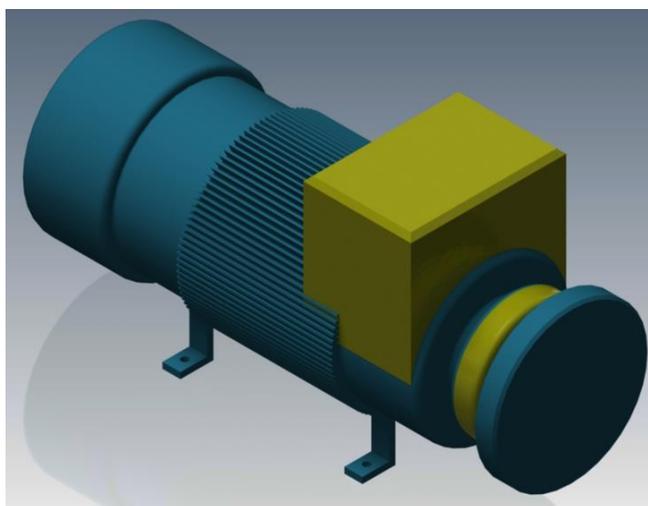


Figura 3.11 Motorreductor de una velocidad.

Fuente: Propia.

Ventajas:

- Bajo costo inicial.
- Capacidad para transportar grandes cargas.

Desventajas:

- Se utiliza para elevadores de baja velocidad.
- Bajo nivel de confort.
- Puede presentar error en el frenado

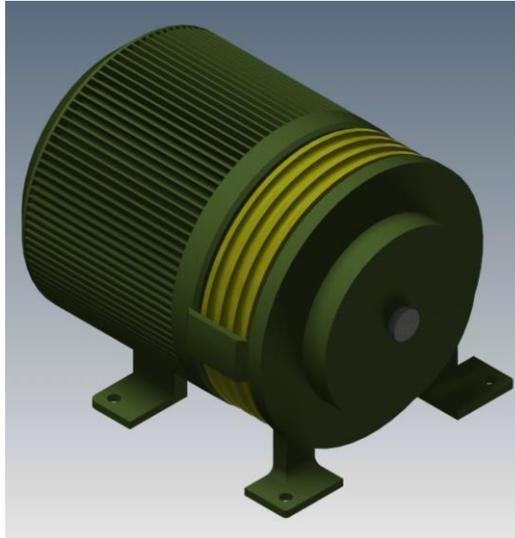
3.4.3.1.2 Motorreductor Gearless

Figura 3.12 Motorreductor Gearless

Fuente: Propia.

Ventajas:

- Sirve para elevadores de alta velocidad.
- No necesita micro nivelación.
- Aceleración y deceleración menos brusca.

Desventaja:

- Alto costo inicial.

3.4.3.2 Freno

3.4.3.2.1 Freno Mecánico



Figura 3.13 Freno mecánico.

Fuente: Propia.

Ventajas:

- Mantenimiento sencillo.
- Inmoviliza completamente el sistema.

Desventajas:

- Mayor desgaste.
- Mayor ruido.
- Mayor mantenimiento.

3.4.3.2.2 Freno electromecánico.



Figura 3.14 Freno electromecánico.

Fuente: Propia.

Ventajas:

- Menor mantenimiento debido a que no existe contacto entre cuerpos.
- Parada suave debido a un control más preciso.
- La curva de velocidad de frenado con respecto al tiempo es más pronunciada.

Desventajas:

- No funciona en fallo de energía.
- Dependencia del freno mecánico.

3.4.3.3 Evaluación y solución del módulo 2

Se utiliza el método de los criterios ponderados para poder seleccionar la alternativa más conveniente para la solución a este módulo. Se presenta a continuación los criterios más relevantes para la selección:

- Precisión para el momento de la aceleración y la deceleración en el uso del elevador.
- Costo apropiado para la adquisición del equipo.
- Mantenimiento sencillo.
- Ruido bajo que no cause incomodidad a las personas que transitan ni a las que se encuentran en el edificio de ingeniería Mecánica ya sea en clases o en las oficinas.

FUNCIÓN	COMPONENTE
Mover al elevador	
Frenar al elevador	

Tabla 3.17 Combinación de soluciones para el módulo 2.

Fuente: Propia.

	SOLUCIÓN 1
	SOLUCIÓN 2
	SOLUCIÓN 3
	SOLUCIÓN 4

CRITERIO	Precisión	Costo	Mantenimiento	Ruido	$\Sigma + 1$	Ponderación
Precisión	X	0,5	1	1	3,5	0,35
Costo	0,5	X	1	1	3,5	0,35
Mantenimiento	0	0	X	1	2	0,2
Ruido	0	0	0	X	1	0,1
SUMA					10	1
Resistencia mecánica > Precisión = Costo > Mantenimiento > Ruido						

Tabla 3.18 Evaluación de cada criterio módulo 2.

Fuente: Propia.

PRECISIÓN	Solución1	Solución 2	Solución 3	Solución 4	$\Sigma + 1$	Ponderación
Solución1	X	0,5	0	0	1,5	0,15
Solución 2	0,5	X	0	0	1,5	0,15
Solución 3	1	1	X	0	3	0,3
Solución 4	1	1	1	X	4	0,4
SUMA					10	1
Solución 4 > Solución 3 > Solución 1 = Solución 2						

Tabla 3.19 Evaluación de las soluciones respecto a la precisión.

Fuente: Propia.

COSTO DEL EQUIPO	Solución1	Solución 2	Solución 3	Solución 4	$\Sigma + 1$	Ponderación
Solución1	X	1	1	1	4	0,4
Solución 2	0	X	1	0	2	0,2
Solución 3	0	0	X	0	1	0,1
Solución 4	0	1	1	X	3	0,3
SUMA					10	1
Solución 1 > Solución 4 > Solución 2 > Solución 3						

Tabla 3.20 Evaluación de las soluciones respecto al costo del equipo

Fuente: Propia.

MANTENIMIENTO	Solución 1	Solución 2	Solución 3	Solución 4	$\Sigma + 1$	Ponderación
Solución 1	X	1	1	1	4	0,4
Solución 2	0	X	1	1	3	0,3
Solución 3	0	0	X	0	1	0,1
Solución 4	0	0	1	X	2	0,2
SUMA					10	1
Solución 1 > Solución 2 > Solución 4 > Solución 3						

Tabla 3.21 Evaluación de las soluciones respecto al mantenimiento.

Fuente: Propia.

RUIDO PRODUCIDO	Solución1	Solución 2	Solución 3	Solución 4	$\Sigma + 1$	Ponderación
Solución1	X	0	0,5	0	1,5	0,15
Solución 2	1	X	0	0,5	2,5	0,25
Solución 3	0,5	1	X	0	2,5	0,25
Solución 4	1	0,5	1	X	3,5	0,35
SUMA					10	1
Solución 4 > Solución 2 = Solución 3 > Solución 1						

Tabla 3.22 Evaluación de las soluciones respecto al ruido producido.

Fuente: Propia.

CONCLUSIÓN	Precisión	Costo del equipo	Mantenimiento	Ruido producido	Σ	Prioridad
Solución 1	0,35x0,15	0,35x0,4	0,2x0,4	0,1x0,15	0,2875	2
Solución 2	0,35x0,15	0,35x0,2	0,2x0,2	0,1x0,25	0,1875	3
Solución 3	0,35x0,3	0,35x0,1	0,2x0,1	0,1x0,25	0,185	4
Solución 4	0,35x0,4	0,35x0,3	0,2x0,3	0,1x0,35	0,34	1

Tabla 3.23 Tabla de conclusiones para el módulo 2.

Fuente: Propia.

Como se puede observar la solución 4, motorreductor con variador de frecuencia y freno electromecánico, cumple satisfactoriamente los criterios de evaluación.

3.4.4 MÓDULO 3. PARTE ESTRUCTURAL

3.4.4.1 Bastidor

3.4.4.1.1 Central

El bastidor se encuentra en la mitad del elevador.



Figura 3.15 Batidor central.

Fuente: Propia.

Ventajas:

- Fuerzas igualmente distribuidas
- El acceso al elevador puede ser por ambos lados del mismo.
- Facilidad de reparación.

Desventajas:

- Mayor peso debido a que es más robusto.
- Mayor costo inicial.

3.4.4.1.2 Lateral

El bastidor no se encuentra en la mitad del elevador.



Figura 3.16 Batidor lateral.

Fuente: Propia.

Ventajas:

- Menor peso, debido a que es más pequeño.
- Menor costo inicial.

Desventajas:

- La carga no es distribuida simétricamente con respecto al centro de masa del bastidor.
- No puede tener dos puertas de acceso, con respecto a la ubicación que se está diseñando.
- Dificultad de reparación.

3.4.4.2 Cabina:

3.4.4.2.1 Cerrada.

La cabina es cerrada para mayor seguridad de los ocupantes que en nuestro caso se tendrá prioridad a personas con capacidades especiales.



Figura 3.17 Cabina cubierta.

Fuente: Propia.

Ventajas:

- Mayor seguridad
- Mayor facilidad de construcción del bastidor.
- No se crean cargas excéntricas considerables en el bastidor.

Desventajas:

- Costo superior
- Mayor peso porque tiene más material.
- Necesidad de ventilación.

3.4.4.3 Guías

3.4.4.3.1 Perfil y rodillos

Se usa un sistema de rodillos los cuales ruedan sobre una guía que puede ser un perfil estructural.

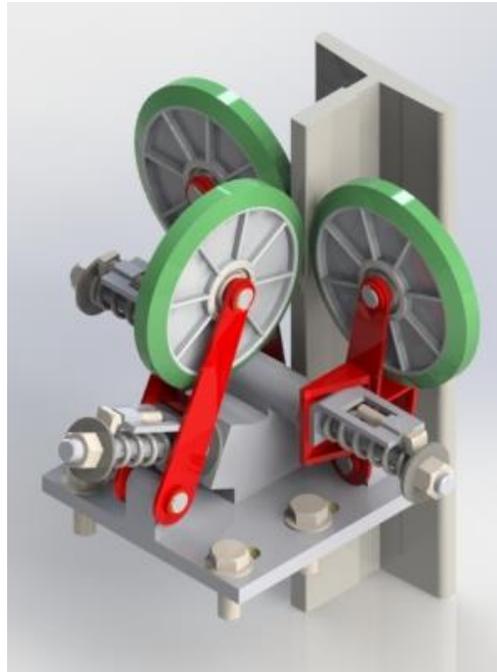


Figura 3.18 Guía de perfil y rodillos.

Fuente: Propia.

Ventajas:

- Menor lubricación.
- Mayor resistencia mecánica.
- Las guías no se desgastan.

Desventajas:

- Es más costosa.
- El mecanismo es más complejo.
- Se necesita cambiar el rodillo por desgaste.

3.4.4.3.2 Perfil y elementos deslizantes

El perfil de deslizamiento se mantiene pero se usa un sistema deslizante para recorrer la trayectoria.

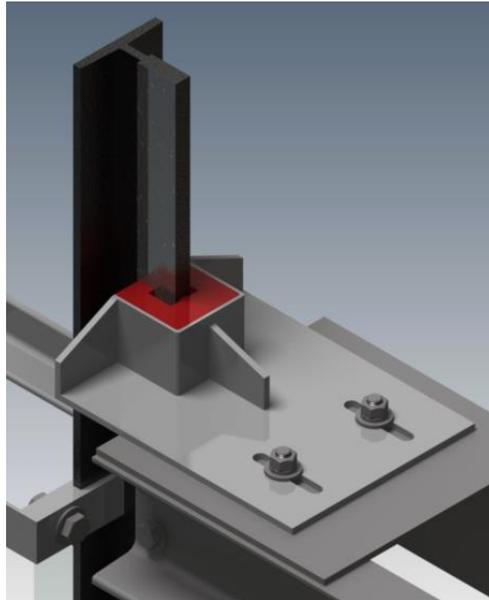


Figura 3.19 Perfil y elementos deslizantes.

Fuente: Propia.

Ventajas:

- Mecanismo sencillo.
- Más económico.

Desventajas:

- Las guías se desgastan con mayor facilidad.
- Necesita lubricación permanente.

3.4.4.4 Contrapeso

El contrapeso tiene como objetivo principal equilibrar el peso de la cabina y la carga de pasaje, con la finalidad de que el arranque en el motor no sea tan brusco, disminuye la carga que debe arrastrar la polea y disminuye la potencia necesaria para elevar la cabina.

3.4.4.4.1 *Contrapeso de fundición gris*

Los bloques que conformaran el contrapeso son paneles de fundición gris.

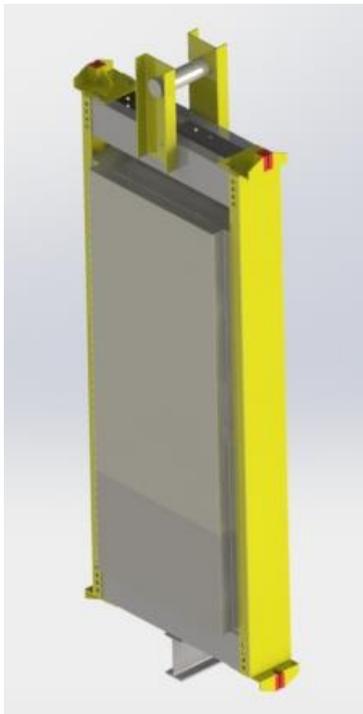


Figura 3.20 *Contrapeso de fundición gris.*

Fuente: Propia.

Ventajas:

- Menor espacio.
- Mayor resistencia mecánica.

Desventajas:

- Es más costosa.
- Existen pocos proveedores.
- Posee menor resistencia en la intemperie.

3.4.4.4.2 *Contrapeso de Concreto*

Los bloques que conformaran el contrapeso son paneles de fundición gris.



Figura 3.21 Contrapeso de hormigón.

Fuente: Propia.

Ventajas:

- Más económica.
- Reemplazo sencillo.
- Alta resistencia al medio ambiente.

Desventajas:

- Mayor fragilidad.
- Menor precisión en el peso de cada bloque.

3.4.4.5 Evaluación y solución del módulo 3

Se utiliza el método de los criterios ponderados para poder seleccionar la alternativa más conveniente para la solución a este módulo. Se presenta a continuación los criterios más relevantes para la selección:

- Resistencia mecánica del bastidor.
- Peso del elevador, el cual debe ser lo más reducido posible para economizar en la potencia del motor.
- Costo apropiado para la adquisición y construcción del equipo.
- Mantenimiento sencillo.

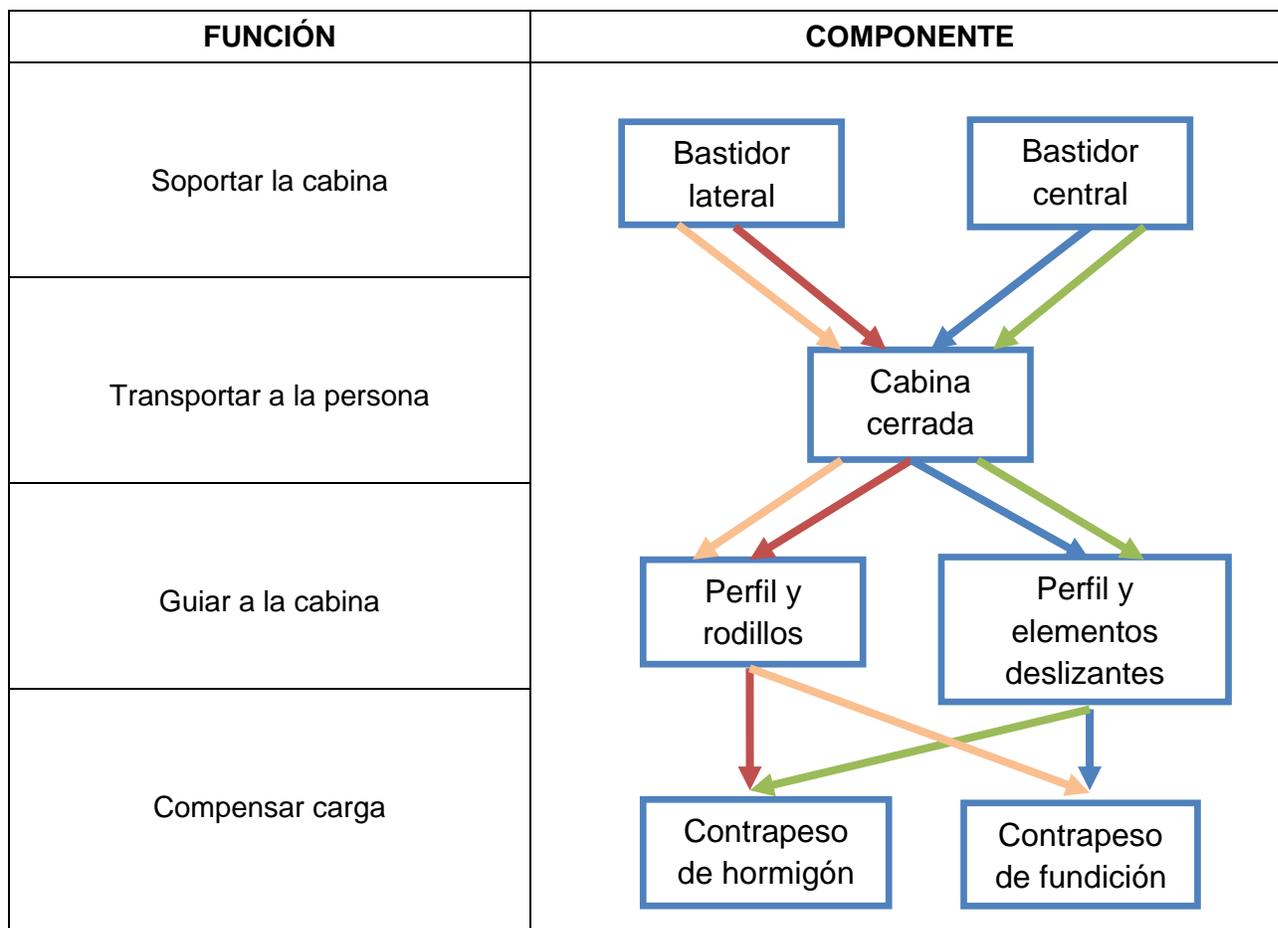


Tabla 3.24 Combinación de soluciones módulo 3

Fuente: Propia.



CRITERIO	Resistencia mecánica	Peso	Mantenimiento	Costo	$\Sigma + 1$	Ponderación
Resistencia mecánica	X	1	1	1	4	0,4
Peso	0	X	0	0,5	1,5	0,15
Mantenimiento	0	1	X	0	2	0,2
Costo	0	0,5	1	X	2,5	0,25
				SUMA	10	1
Resistencia mecánica > Costo > Mantenimiento > Peso						

Tabla 3.25 Evaluación de cada criterio módulo 3.

Fuente: Propia.

RESISTENCIA MECÁNICA	Solución 1	Solución 2	Solución 3	Solución 4	$\sum + 1$	Ponderación
Solución 1	X	1	0	0	2	0,2
Solución 2	0	X	0	0	1	0,1
Solución 3	1	1	X	1	4	0,4
Solución 4	1	1	0	X	3	0,3
				SUMA	10	1
Solución 3 > Solución 4 > Solución 1 > Solución 2						

Tabla 3.26 Evaluación de las soluciones respecto a la resistencia mecánica.

Fuente: Propia.

PESO	Solución 1	Solución 2	Solución 3	Solución 4	$\sum + 1$	Ponderación
Solución 1	X	0,5	1	1	3,5	0,35
Solución 2	0,5	X	1	1	3,5	0,35
Solución 3	0	0	X	0,5	1,5	0,15
Solución 4	0	0	0,5	X	1,5	0,15
				SUMA	10	1
Solución 1 = Solución 2 > Solución 3 = Solución 4						

Tabla 3.27 Evaluación de las soluciones respecto al peso.

Fuente: Propia.

MANTENIMIENTO	Solución 1	Solución 2	Solución 3	Solución 4	$\sum + 1$	Ponderación
Solución 1	X	1	0	0	2	0,2
Solución 2	0	X	0	0	1	0,1
Solución 3	1	1	X	1	4	0,4
Solución 4	1	1	0	X	3	0,3
				SUMA	10	1
Solución 3 > Solución 4 > Solución 1 > Solución 2						

Tabla 3.28 Evaluación de las soluciones respecto al mantenimiento.

Fuente: Propia.

COSTO	Solución 1	Solución 2	Solución 3	Solución 4	$\sum + 1$	Ponderación
Solución 1	X	0	1	1	3	0,3
Solución 2	1	X	1	1	4	0,4
Solución 3	0	0	X	0	1	0,1
Solución 4	0	0	1	X	2	0,2
				SUMA	10	1
Solución 2 > Solución 1 > Solución 4 > Solución 3						

Tabla 3.29 Evaluación de las soluciones respecto al costo.

Fuente: Propia.

CONCLUSIÓN	Resistencia Mecánica	Peso	Mantenimiento	Costo	Σ	Prioridad
Solución 1	0,4x0,2	0,15x0,35	0,2x0,2	0,25x0,3	0,2475	3
Solución 2	0,4x0,1	0,15x0,35	0,2x0,1	0,25x0,4	0,2125	4
Solución 3	0,4x0,4	0,15x0,15	0,2x0,4	0,25x0,1	0,2875	1
Solución 4	0,4x0,3	0,15x0,15	0,2x0,3	0,25x0,2	0,2525	2

Tabla 3.30 Conclusiones módulo 3.

Fuente: Propia.

Como se puede observar la solución 3, bastidor central, cabina cerrada, perfil y elemento deslizante y contrapeso de hormigón, cumple satisfactoriamente los criterios de evaluación.

3.4.5 MÓDULO 4. SEGURIDAD DEL ELEVADOR

3.4.5.1 Limitador de velocidad

La Directiva Europea 95/16/CE señala que los elevadores deben poseer un dispositivo que limite el exceso de velocidad.

Este limitador de velocidad es un aparato, que se instala generalmente en el cuarto de máquinas o en un lugar específico.

3.4.5.1.1 Limitador de velocidad oscilante

Consta de un gatillo oscilante que se trava al acelerarse el elevador.

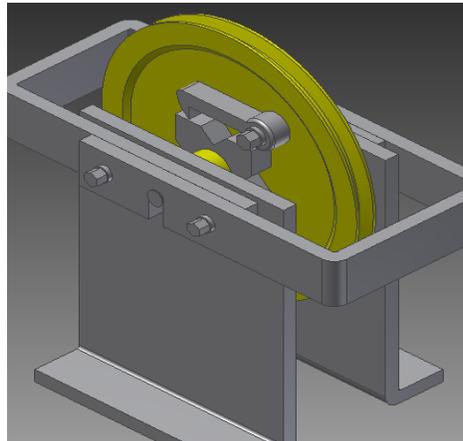


Figura 3.22 Limitador de velocidad oscilante.

Fuente: Propia.

Ventajas:

- Respuesta rápida.
- Puede actuar tanto en forma descendente o ascendente.
- Funcionamiento para cualquier régimen de velocidad.

Desventaja:

- Ruidoso.

3.4.5.1.2 Limitador de velocidad centrífugo:

La acción de la fuerza centrífuga es la causante de la operación de frenado.

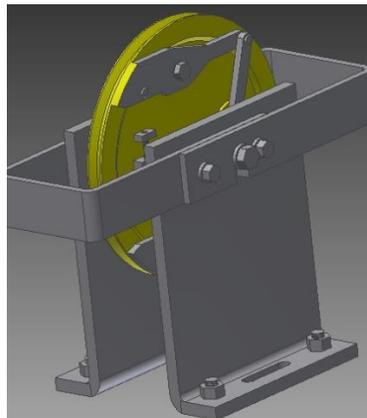


Figura 3.23 Limitador de velocidad centrífugo.

Fuente: Propia.

Ventajas:

- Respuesta rápida.
- Silencioso.
- Puede actuar tanto en forma descendente o ascendente.
- Fácil mantenimiento.
- Funcionamiento para cualquier régimen de velocidad.

Desventaja:

- Costo elevado.

3.4.5.2 Paracaídas

El paracaídas es el elemento que detendrá al ascensor en caso de que este caiga, está unido a la cabina y es accionado por el cable que controla al limitador de velocidad. En caso de emergencia, el cable del limitador no hace más que tirar de la timonería que acciona las zapatas, las cuales presionan y se agarran cada vez con más fuerzas sobre las guías hasta llegar a producir el acuñamiento total del bastidor de cabina o contrapeso. Las zapatas más usadas son las de cuña.

3.4.5.2.1 Paracaídas de acción instantánea

Este reacciona de manera inmediata cuando la velocidad del ascensor llega al valor máximo.

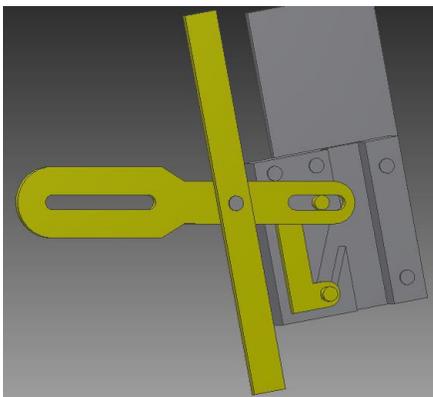


Figura 3.24 Paracaídas de acción instantánea.

Fuente: Propia.

Ventajas:

- Aseguramiento inmediato de la cabina.
- Bajo costo.
- Alta resistencia mecánica.
- Fácil montaje.

Desventajas:

- Frenado excesivamente brusco.
- Sirve solamente para elevadores de bajas velocidades.

3.4.5.2.2 Paracaídas de acción progresiva

Frena la caída aplicando sobre las zapatas de freno una fuerza de magnitud controlada. Los más utilizados son los de husillo, resorte y rodillo.

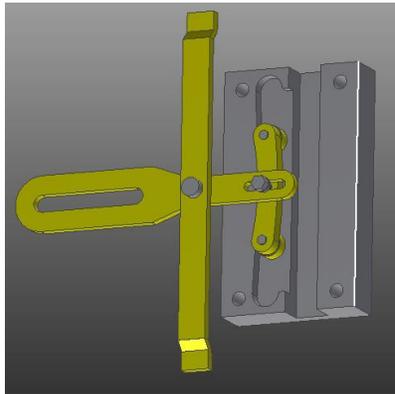


Figura 3.25 Paracaídas de acción progresiva.

Fuente: Propia.

Ventajas:

- El accionamiento es progresivo.
- El dispositivo y los pasajeros no sufren un golpe brusco.
- Es apto para cualquier régimen de velocidad.
- Actúa de forma segura tanto en forma ascendente y descendente.
- No se necesita sistema de amortiguación de la cabina.

Desventajas:

- Alto costo.

3.4.5.3 Amortiguador

Todos los elevadores deben estar provistos de elementos de amortiguación con la finalidad de detener la cabina o al contrapeso del sistema si estos sobrepasan el límite inferior de su desplazamiento total. Están localizados en el foso donde termina la carrera de la cabina y el contrapeso. Aunque en ciertos casos también se los suele incorporar a la cabina.

Según la Norma UNE EN 81-1:2001, al golpear en el amortiguador debe existir un espacio de protección de 0.5 m de altura, en el cual se resguarde una persona que esté eventualmente trabajando en el foso.

3.4.5.3.1 Amortiguadores de resorte

Los amortiguadores de resorte están formados por un alambre o barra de acero de sección circular, enrollada en forma helicoidal. Para facilitar su fijación el muelle va soldado a una placa base. Estos amortiguadores también denominados de acumulación de energía, pueden ir equipados con amortiguadores de retorno.

Resulta de interés la utilización de dos o tres resortes en paralelo, ya que la altura del amortiguador, para este caso, es menor que la necesaria para un único resorte.

Ventajas:

- Fácil instalación
- Fácil obtención en el mercado
- Mayor estabilidad

Desventajas:

- Se pueden utilizar cuando la velocidad de la cabina no supera los 1,75 m/s.
- Amortiguadores de acumulación de energía, que no deben emplearse más que para elevadores de velocidad nominal no superior a 1m/s.
- Amortiguadores de acumulación de energía, con amortiguación del movimiento de retorno, para elevadores de velocidad no superior a 1.6m/s.

3.4.5.3.2 Amortiguador hidráulico

Los amortiguadores hidráulicos están formados por un émbolo hueco ajustado a un cilindro que forma el cuerpo amortiguador. El cilindro contiene un aceite especial, que al bajar el émbolo, va entrando en su interior a través de unos orificios. Un muelle que se comprime al bajar el émbolo se encarga de reponerlo a su posición inicial, una vez que cese la fuerza que lo presiona.

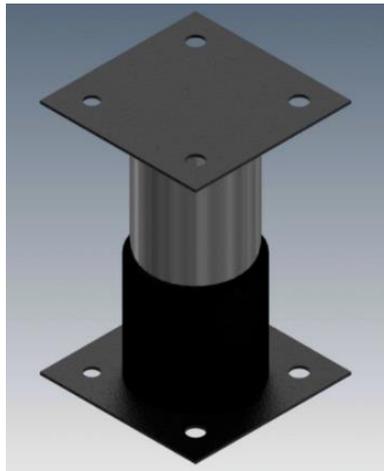


Figura 3.26 Amortiguador hidráulico.

Fuente: Propia.

Ventajas:

- Pueden ser empleados en elevadores de cualquier velocidad
- Óptima estabilidad
- Este tipo de amortiguadores pueden diseñarse para inducir una fuerza constante durante la maniobra de frenado de la carga

Desventajas:

- Alto costo.
- Mantenimiento costoso.
- Instalación difícil.

3.4.5.4 Detector de nivel del elevador

El elevador necesita de un sensor que indique que la cabina ha llegado al nivel solicitado y dar la orden de abrir las puertas. Si no está en el nivel las puertas no se podrán abrir.

Para solucionar esta función se instala un sensor electromecánico denominado fin de carrera.



Figura 3.27 Fin de carrera.

Fuente: <http://www.tme.eu/es/katalog/?art=FR555>.

3.4.5.5 Detector de puertas

Las puertas de la cabina deben permanecer abiertas cuando los usuarios entren o salgan del elevador. La solución a esta función es un detector de puertas óptico y un mecánico, que se los instalan en los bordes de las puertas. Tienen la misma longitud que la altura de la puerta.

El detector óptico funciona por medio de radiación infrarroja y el detector mecánico es un botón que se encuentra ubicado en los bordes de las puertas. Ambos al ser accionados, dan una señal para detener el cierre de las puertas.



Figura 3.28 Sensor óptico de apertura de puertas del elevador.

Fuente: <http://spanish.alibaba.com/product-free/elevator-door-detector-weco-917c--109435878.html>.

3.4.5.6 Detector de carga

El elevador tiene un límite de carga de pasaje, por lo que es necesario que se detecte una sobrecarga y de esta manera impedir el movimiento de la cabina.

La solución para esta función es una celda de carga que mida el aumento de peso en la carga de pasaje del elevador.



Figura 3.29 Celda de carga.

Fuente: http://www.fralib.com/dillon_celdas_de_carga_tension_y_compresion.html.

3.4.5.7 Evaluación y solución del módulo 4

Se utiliza el método de los criterios ponderados para poder seleccionar la alternativa más conveniente para la solución a este módulo. Se presenta a continuación los criterios más relevantes para la selección:

- Accionamiento no agresivo.
- Costo inicial.
- Facilidad de montaje.
- Mantenimiento sencillo.

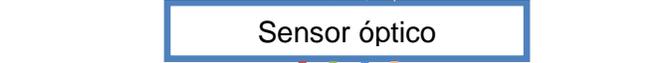
FUNCIÓN	COMPONENTE
Limitar la velocidad	
Freno de emergencia	
Amortiguar la caída	
Detectar posición del elevador	
Detectar elemento que interrumpa el cierre de las puertas	
Detectar carga	

Tabla 3.31 Combinación soluciones módulo 4.

Fuente: Propia.

	SOLUCIÓN 1
	SOLUCIÓN 2
	SOLUCIÓN 3
	SOLUCIÓN 4

CRITERIO	Comodidad	Costo	Facilidad de montaje	Mantenimiento	$\Sigma + 1$	Ponderación
Comodidad	X	1	1	1	4	0,4
Costo	0	X	0	1	2	0,2
Facilidad de montaje	0	1	X	1	3	0,3
Mantenimiento	0	0	0	X	1	0,1
				SUMA	10	1
Comodidad > Facilidad de montaje > Costo > Mantenimiento						

Tabla 3.32 Evaluación de cada criterio módulo 4.

Fuente: Propia.

COMODIDAD	Solución 1	Solución 2	Solución 3	Solución 4	$\Sigma + 1$	Ponderación
Solución 1	X	0	1	0	2	0,2
Solución 2	1	X	1	0	3	0,3
Solución 3	0	0	X	0	1	0,1
Solución 4	1	1	1	X	4	0,4
				SUMA	10	1
Solución 4 > Solución 2 > Solución 1 = Solución 3						

Tabla 3.33 Evaluación de las soluciones respecto al accionamiento.

Fuente: Propia.

COSTO	Solución 1	Solución 2	Solución 3	Solución 4	$\Sigma + 1$	Ponderación
Solución 1	X	1	0	0	2	0,2
Solución 2	0	X	0	0	1	0,1
Solución 3	1	1	X	1	4	0,4
Solución 4	1	1	0	X	3	0,3
				SUMA	10	1
Solución 3 > Solución 4 > Solución 1 > Solución 2						

Tabla 3.34 Evaluación de las soluciones respecto al costo.

Fuente: Propia.

FACILIDAD DE MONTAJE	Solución1	Solución 2	Solución 3	Solución 4	$\Sigma + 1$	Ponderación
Solución1	X	1	1	1	4	0,4
Solución 2	0	X	1	1	3	0,3
Solución 3	0	0	X	0,5	1,5	0,15
Solución 4	0	0	0,5	X	1,5	0,15
				SUMA	10	1
Solución 1 > Solución 2 > Solución 3 = Solución 4						

Tabla 3.35 Evaluación de las soluciones respecto a la facilidad de montaje.

Fuente: Propia.

MANTENIMIENTO	Solución 1	Solución 2	Solución 3	Solución 4	$\Sigma + 1$	Ponderación
Solución1	X	1	1	1	4	0,4
Solución 2	0	X	1	1	3	0,3
Solución 3	0	0	X	0	1	0,1
Solución 4	0	0	1	X	2	0,2
				SUMA	10	1
Solución 1 > Solución 2 > Solución 4 > Solución 3						

Tabla 3.36 Evaluación de las soluciones respecto al mantenimiento.

Fuente: Propia.

CONCLUSIÓN	Comodidad	Costo	Facilidad de montaje	Mantenimiento	Σ	Prioridad
Solución1	0,4x0,2	0,2x0,2	0,3x0,4	0,1x0,4	0,28	2
Solución 2	0,4x0,3	0,2x0,1	0,3x0,3	0,1x0,3	0,26	3
Solución 3	0,4x0,1	0,2x0,4	0,3x0,15	0,1x0,1	0,175	4
Solución 4	0,4x0,4	0,2x0,3	0,3x0,15	0,1x0,2	0,285	1

Tabla 3.37 Conclusiones módulo 4.

Fuente: Propia.

Como se puede observar la solución 4, limitador centrífugo, paracaídas instantáneo, amortiguador de resorte, sensor electromecánico, sensor óptico, celda de carga, cumple satisfactoriamente los criterios de evaluación.

3.5 SOLUCIÓN FINAL

Después de evaluar cada solución en cada módulo se llega a determinar la solución final y se elabora un esquema con la recopilación de todas las soluciones. Cabe señalar que la estructura que soporta al elevador no ha sido sometida a análisis modular, ya que esta tiene un solo tipo de solución que se presenta a continuación y que se adapta a todas las demás soluciones. Además para mejorar la parte estética del elevador, este es panorámico al igual que la estructura que lo soporta, con lo que se aporta con una muy buena imagen al edificio.

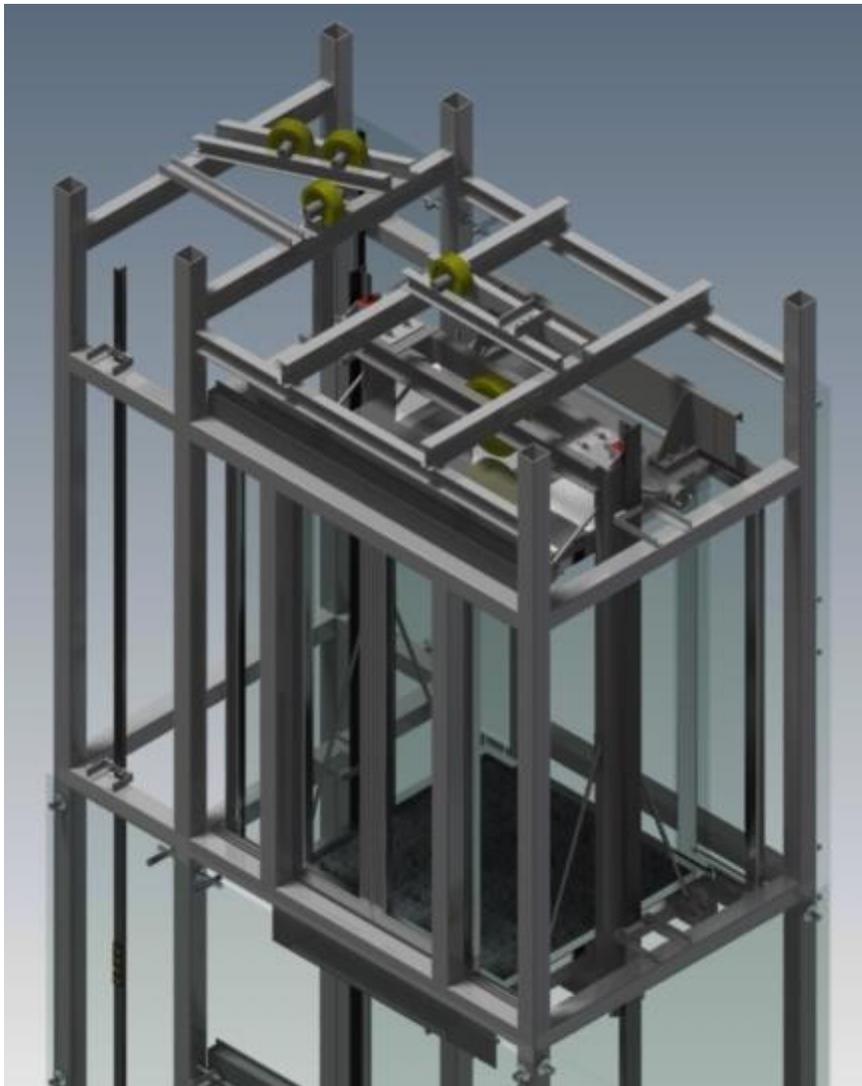


Figura 3.30 Vista del ascensor en la planta más alta.

Fuente: Propia.



Figura 3.31 Vista isométrica de cabina.

Fuente: Propia.

Debido a la altura de la última planta del edificio de Ingeniería Mecánica, no se puede ubicar el grupo motriz en la parte más alta del elevador, ya que solo se dispone de un espacio de 2.90 m y se necesita de por lo menos 3.50 m. Por lo que el grupo motriz se ubica en la parte baja del ascensor realizando una desviación con poleas para reducir el ancho del elevador, como se muestra en la figura 3.33.



Figura 3.32 Vista de la planta baja y del emplazamiento del motor.

Fuente: Propia.

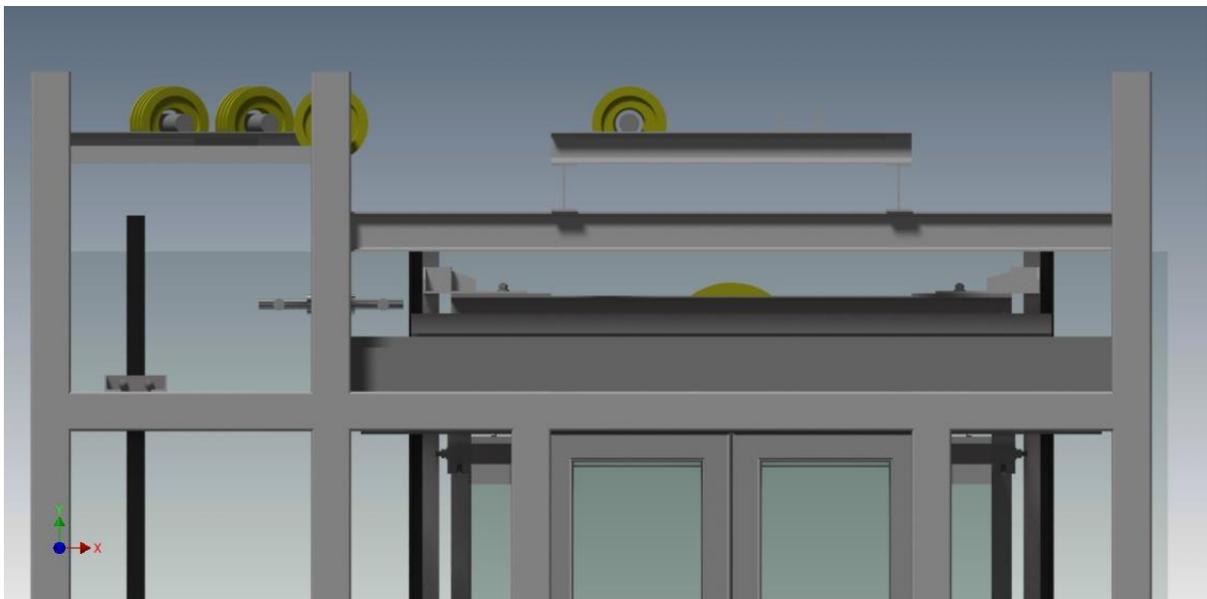


Figura 3.33 Vista de la parte más alta del ascensor.

Fuente: Propia.

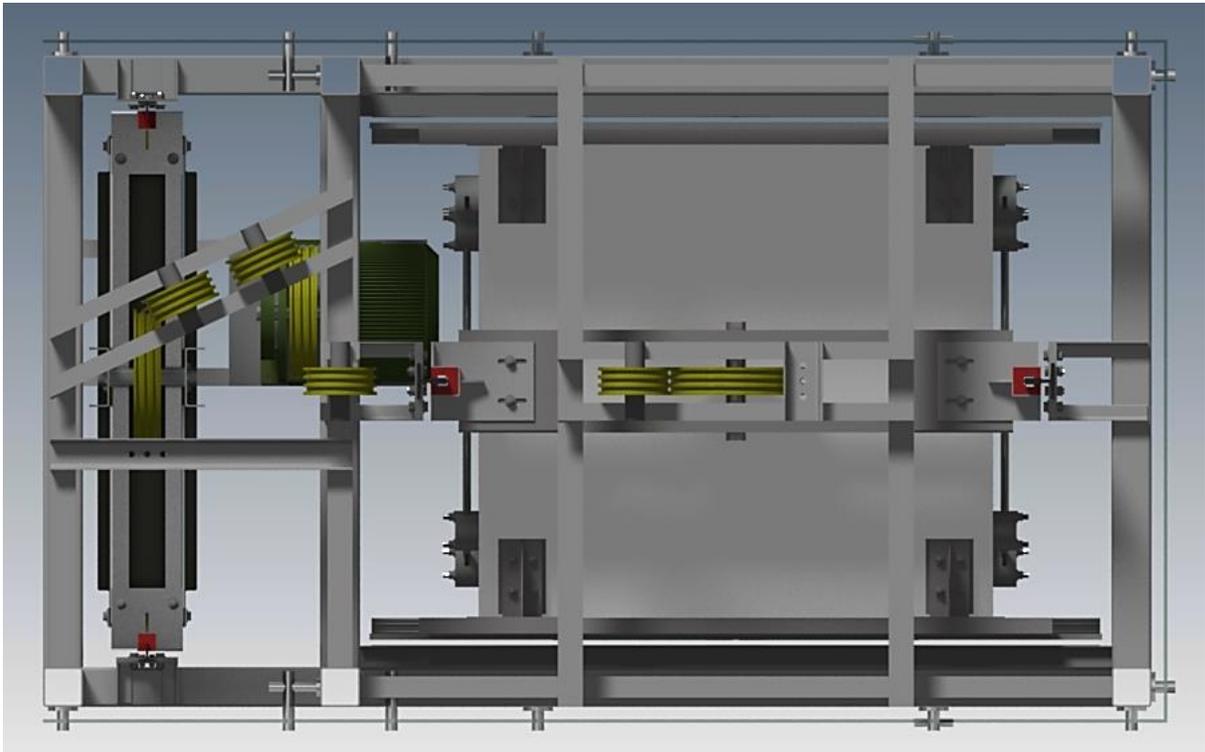


Figura 3.34 Vista de la desviación de las poleas.

Fuente: Propia.



Figura 3.35 Modelo del ascensor panorámico.

Fuente: Propia.

CAPÍTULO IV

4. CÁLCULO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES

4.1 CONSIDERACIONES SOBRE EL ANÁLISIS DE ELEMENTOS MECÁNICOS POR EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

En el presente capítulo se emplea el software de simulación mediante elementos finitos conocido como ANSYS 15 con la finalidad de dimensionar de una manera óptima los elementos de cálculo complejos que componen al elevador. Este software constituye una poderosa herramienta de cálculo y solución de problemas ingenieriles, además que se puede analizar el conjunto de componentes juntos y en su condición de trabajo normal y no de manera aislada. El módulo apropiado para llevar a cabo la simulación y la optimización de los componentes es el análisis estructural estático (Static Structural).

4.1.1 MÓDULO STATIC SCTRUCTURAL

Este módulo realiza un análisis estructural de los elementos mecánicos sin la necesidad de utilizar alguna herramienta externa, entregando resultados altamente confiables de los esfuerzos que tiene cada elemento además de entregar el factor de seguridad que es esencial para el dimensionamiento de cada uno de los elementos que conforman al elevador.

Este módulo permite importar geometrías desde programas CAD para poder realizar el análisis del elemento. Para el desarrollo de este proyecto se han utilizado los programas Autodesk Inventor y Solid Works para el modelado del elevador.

4.1.1.1 Solucionador del módulo Static Structural (Solver)

El módulo “Static Structural” contiene una librería con una variedad de solucionadores para realizar los procesos de simulación de la manera más apropiada. Para el presente proyecto se utiliza el solucionador PCG (Preconditioned Conjugate Gradient) el cual es un método iterativo para realizar las simulaciones.

4.1.1.2 Contactos o uniones presentes en el modelo

El paquete computacional tiene la capacidad de reconocer automáticamente el contacto entre los diferentes elementos, pero se recomienda realizar cada contacto de manera manual e individual porque se suele presentar problemas en los sistemas que contienen muchos componentes como es el caso del modelo del elevador.

4.1.2 MALLADO DEL MODELO

El módulo de Static Structural tiene la capacidad de realizar el mallado automáticamente y de ser necesario se puede refinar la malla cambiando varios parámetros como son el tamaño de cada elemento y su forma, es decir tetraédricos, hexaédricos para que el programa resuelva el modelo matemático de una manera más sencilla y a la vez más precisa.

Para verificar la calidad del mallado se debe obtener la gráfica que se indica en la figura 4.1, que muestra la calidad en base al algoritmo de relación de aspecto de elemento, oblicuidad y ortogonalidad, teniendo como aceptable un valor del 20% para el mínimo y mayor al 80% para el promedio del tamaño de elemento.

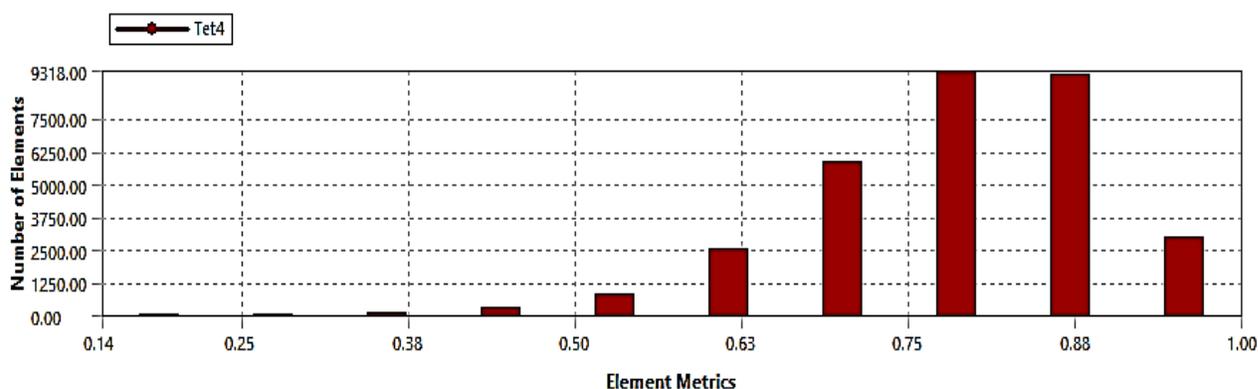


Figura 4.1 Calidad del mallado.

Fuente: Propia

4.1.3 CONVERGENCIA DE LA SOLUCIÓN

La convergencia de la solución sirve para validar los resultados de la simulación realizando un refinado de malla, resolviendo el modelo y la solución que se obtenga

debe tener la misma tendencia con el cambio del tamaño de los elementos que conforman la malla. Se obtiene una gráfica de la tendencia mencionada para mejor visualización de la convergencia de las soluciones obtenidas como se muestra en la figura 4.2.

Se usa el criterio de equilibrio, que por ser un análisis estático el resultado debe satisfacer una condición de equilibrio entre todas las cargas aplicadas y las restricciones de movimiento.

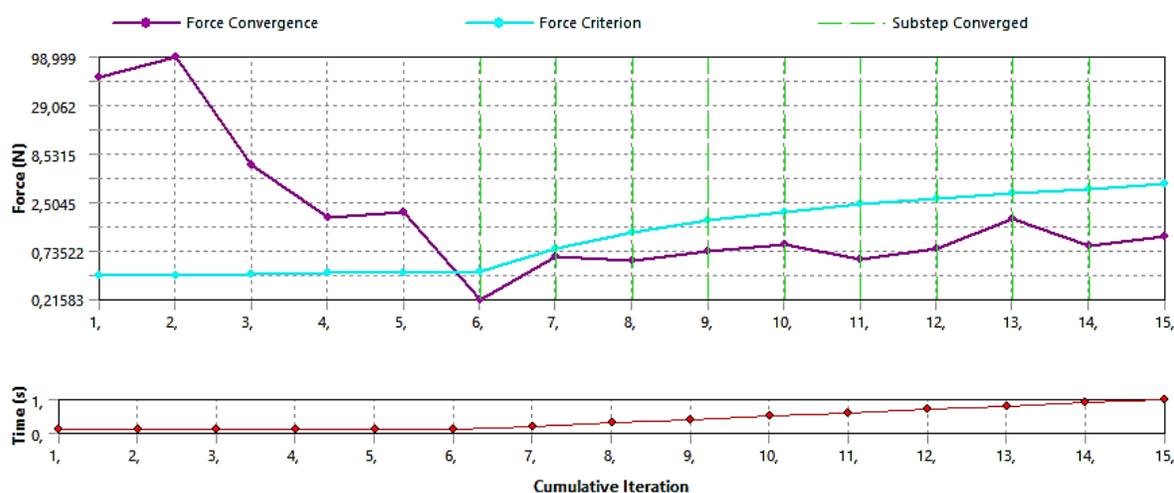


Figura 4.2 Ejemplo de convergencia de la solución.

Fuente: ANSYS 15.0.

4.1.4 POSTPROCESO

El análisis de la simulación en el módulo “Static Structural” tiene la cualidad de entregar resultados como esfuerzos, reacciones, factor de seguridad, etc. Los resultados que se analizan en el presente proyecto son los esfuerzos que cada elemento soporta y el factor de seguridad para conocer si el dimensionamiento de cada componente es adecuado para la función respectiva del mismo.

4.2 DIMENSIONAMIENTO DEL ELEVADOR

4.2.1 DATOS INICIALES

4.2.1.1.1 Dimensiones de la cabina

De acuerdo a la norma INEN 2299:2001 el interior de la cabina del elevador debe tener las siguientes dimensiones:

- Ancho la cabina debe tener 1200 mm de longitud.
- Fondo debe tener 1000 mm de longitud.

Lo cual da como resultado un área de 1.2 [m²]. Estas medidas ayudan a que la persona que se encuentra en silla de ruedas dé un giro completo en el interior de la cabina y pueda moverse libremente.

La norma UNE EN-81:2001 da una relación entre el área útil de la cabina y el número de personas que pueden estar en ella, ésta se indica a continuación en la tabla 4.1.

CARGA PASAJE (masa) [kg]	Superficie útil máxima de cabina [m ²]
100	0.37
180	0.58
225	0.70
300	0.90
375	1.10
400	1.17
450	1.30
525	1.45
600	1.60
630	1.66
675	1.75
750	1.90
800	2.00
825	2.05
Para cargas intermedias se determina la superficie por interpolación lineal	

Tabla 4.1 Relación del área útil de la cabina con la carga máxima a transportar.

Fuente: Norma UNE EN-81:2001.

De acuerdo con esto, se opta por sobredimensionar la cabina para llegar al inmediato superior correspondiente a 450 [kg], es decir que tenga la capacidad para transportar 6 personas. Esta decisión se ha tomado debido a que la cantidad de personas con capacidades especiales que transitan por el edificio de la Facultad de Ingeniería Mecánica es muy baja. De esta manera el elevador es un servicio para todas las personas que quieran acceder al edificio sean estos profesores, estudiantes o trabajadores y cumple con la función de transportar a una persona en silla de ruedas.

La cabina tiene su base rectangular y sus medidas son:

- Ancho: 1.20 [m].
- Profundidad: 1.10 [m].

Por lo que el área útil de la cabina es de:

$$A = 1.2[m] \times 1.1[m]$$

$$A = 1.32[m^2]$$

4.2.1.1.2 Dimensionamiento de las paredes de la cabina

Las paredes deben resistir mecánicamente todos los esfuerzos que se crean en el funcionamiento de la cabina, en el momento del frenado de la cabina y en el accionamiento del paracaídas o en caso de impacto con los amortiguadores.

Las paredes del elevador son de cristal por lo que deben ser laminadas, ya que en caso de ruptura, los restos se mantengan sostenidos por la lámina de seguridad. Estas paredes deben tener un pasamano a una altura de 0.9 [m] el cual será fijado independientemente del cristal. De acuerdo a la norma EN-81 las paredes de vidrio deben resistir los ensayos de choque pendular como se describe en el anexo 4.

Las paredes tienen las siguientes dimensiones mínimas:

- Altura total de 2 metros.
- Ancho 1.10 metros.

4.2.1.1.3 Dimensionamiento del piso de la cabina

El suelo tiene forma rectangular con 1.2 [m] de profundidad y 1.1 [m] de ancho.

Para obtener la dimensión apropiada del espesor de la placa que va en el suelo y para seleccionar el material se planifica simular en el Software ANSYS el análisis estructural correspondiente, con la máxima carga de pasaje que corresponde a un valor de 450 [kg].

4.2.1.1.4 Dimensionamiento del techo de la cabina

El techo de la cabina debe ser capaz de soportar la carga producida por dos personas paradas sobre él, lo que corresponde a un valor de 1500[N]. Estos datos se toman en cuenta por la necesidad de mantenimiento o de una salida de emergencia que se lo realice por la parte superior de la cabina.

Para obtener la dimensión apropiada del espesor de la placa que va en el techo y para seleccionar el material se va a simular en el Software ANSYS el análisis estructural correspondiente, con la máxima carga correspondiente al valor de 1500[N].

4.2.1.1.5 Dimensionamiento de las puertas de la cabina y de planta

En la norma INEN NTE 2299:2001 se exige que las puertas se abran automáticamente y que tengan las dimensiones mínimas de:

- Espacio entre las dos puertas abiertas de 900 [mm].
- Altura de 2 [m].

La cabina debido a condiciones específicas del edificio de Ingeniería Mecánica tiene dos entradas o salidas por donde puede acceder o salir el usuario de acuerdo a su situación, esto quiere decir que en la planta baja entra por la puerta 1 y cuando llegue a cualquier instancia del edificio pueda salir por puerta 2, como indica la figura 4.3.

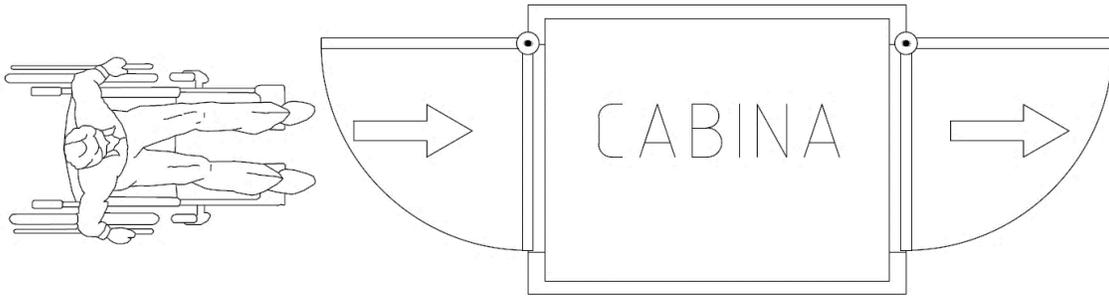


Figura 4.3 Accesos a la cabina.

Fuente: Propia

4.2.1.1.6 Velocidad de la cabina

La velocidad de la cabina se calcula con el mínimo desplazamiento que ésta tenga para obtener una rapidez la cual se va a mantener a lo largo de toda la carrera del elevador. Es muy importante tomar en cuenta la aceleración del elevador, ya que de ser muy alta, puede causar molestias a los pasajeros.

Las aceleraciones recomendadas para los elevadores oscilan entre 0.5 m/s^2 para los ascensores lentos y $1,5 \text{ m/s}^2$ para los rápidos.

Debido a que no se especifica en la normativa ecuatoriana la velocidad ni la aceleración por recomendaciones se elige una aceleración con un valor de $0.6 \text{ [m/s}^2\text{]}$.

Para obtener la velocidad se utiliza la ecuación 4.1:

$$v = \sqrt{aH} \quad (4.1)$$

Donde:

a: Aceleración del elevador, $0.6 \text{ [m/s}^2\text{]}$.

H: Distancia mínima entre dos paradas del elevador, [m].

La distancia entre dos paradas del elevador para el edificio de Ingeniería Mecánica está en 3.3 [m] .

$$v = \sqrt{0.6 \left[\frac{m}{s^2} \right] \times 3.3[m]}$$

Obteniéndose como resultado:

$$v = 1.4 \left[\frac{m}{s} \right]$$

La velocidad obtenida es la máxima posible para la distancia entre paradas, pero debido a que hay una distancia entre paradas correspondiente a 1 metro en el primer tramo se debe tener en cuenta este valor para obtener la velocidad del elevador:

$$v = \sqrt{0.6 \left[\frac{m}{s^2} \right] \times 1[m]}$$

$$v = 0.77 \left[\frac{m}{s} \right]$$

Por ende la velocidad seleccionada máxima debe ser la mostrada anteriormente. Esta velocidad es una referencia, ya que la velocidad nominal está dada por el fabricante del motor.

4.2.1.1.7 Carga de la cabina

La carga de la cabina se obtuvo del modelo realizado en el software Autodesk Inventor 2013. El cual corresponde a un valor de 800 [kg]. Y está comprobado con el catálogo de los perfiles estructurales, el vidrio y las planchas de acero inoxidable que conforman a la cabina.

Se enlista la carga resultante de cada elemento en la tabla 4.2.

COMPONENTE	CANTIDAD	PESO UNITARIO [kg]	PESO TOTAL [kg]
Bastidor	1	350,6	350,6
Vidrios Laterales	2	42,33	84,66
Vidrios Frontales	4	7,15	28,6
Piso	1	37,55	37,55
Puertas	4	39,11	156,45
Operador y componentes	2	30,95	61,91
Celeron	4	0,28	1,14
Placa paracaídas	2	1,16	2,32
Paracaídas	2	7,00	14,00
Pasamano	2	3,00	6,00
Paneles de acero inoxidable	8	1,28	10,28
Guarda pies	2	12,09	24,18
Marco vidrio	2	7,16	14,32
		TOTAL	792,04

Tabla 4.2 Carga de la cabina.

Fuente: Autodesk Inventor 2013, propiedades físicas del modelo de la cabina.

4.2.1.2 Carga de pasaje

La carga de pasaje se estima como un máximo de 450 [kg]. Esta carga es un dato de partida y corresponde a un número de 6 pasajeros.

4.2.1.3 Carga del contrapeso

La finalidad del contrapeso es equilibrar el peso de la cabina y aproximadamente el 50% de la carga de pasaje. Esto ayuda a ahorrar potencia por parte del grupo tractor.

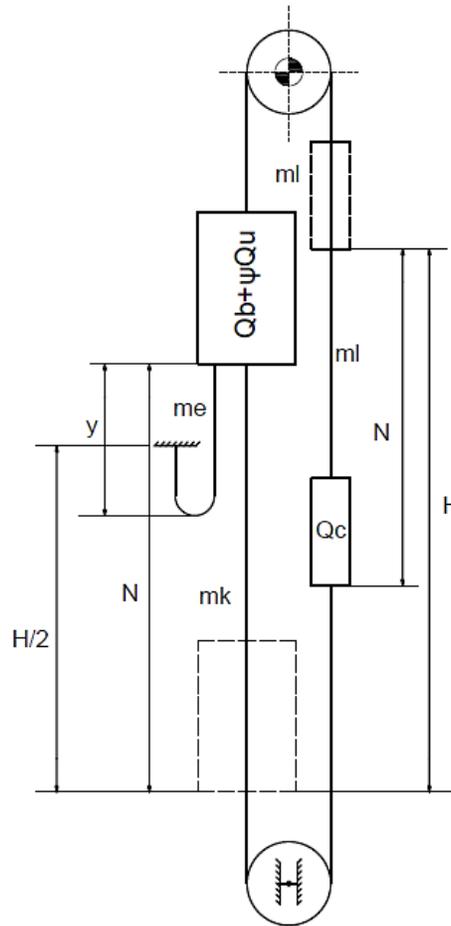


Figura 4.4 Esquema para el cálculo del contrapeso.

Fuente: Propia

Para el cálculo del peso que debe tener el contrapeso del elevador se utiliza la ecuación 4.2⁴:

$$Q_c = Q_b + \psi \cdot Q_u + H \cdot m_e / 4 \quad (4.2)$$

Donde:

Q_c : Masa del contrapeso, [kg].

Q_b : Masa de la cabina, 800 [kg].

ψ : Coeficiente de porcentaje equilibrada con contrapeso, 0,5.

⁴ Elevadores: Principios e innovaciones. Antonio Miravete, Emilio Larrodé.

Q_u : Masa de los pasajeros, 450 [kg].

H: Altura del recorrido de la cabina, 11 [m].

m_e^5 : Masa del cable por unidad de longitud, 0.58 [kg/m].

$$Q_c = 1\,026.59 \text{ [kg]}$$

4.2.2 CÁLCULO DE LA ESTRUCTURA DE LA CABINA

Para el cálculo de factores de seguridad de todos los elementos estructurales se usa la teoría del Máximo Esfuerzo Axial debido a que la amplitud de la carga para estos elementos es muy baja.

4.2.2.1 Cálculo de la viga superior del bastidor de la cabina

Para realizar este cálculo lo primero que se debe hacer es determinar las cargas que se aplican en el travesaño, esto se realiza el momento de determinar la carga resultante en la polea de la cabina.

Esta carga tiene un valor máximo de: **13 000 [N]** la cual se reparte sobre dos perfiles por lo que el valor con el que se calcula el perfil es de **6 500[N]**.

Se realiza el diagrama de cuerpo libre del elemento:

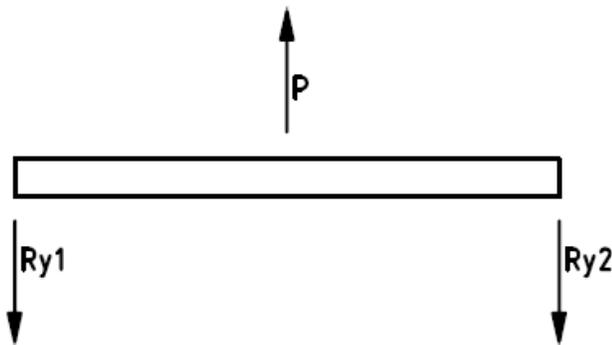


Figura 4.5 DCL de travesaño superior del bastidor de la cabina.

Fuente: Propia.

⁵ Primera aproximación, Dato obtenido del catálogo de León Cables.

Obteniendo por simetría de la carga los valores de:

$$R_{y1} = 3\,250 \text{ [N]} \text{ y } R_{y2} = 3\,250 \text{ [N]}$$

El cálculo se lo realiza con la teoría de falla estática de Máximo Esfuerzo Axial. Se obtienen el diagrama de fuerza cortante y de momento flector para el diseño del elemento. La longitud es de 1.4 [m].

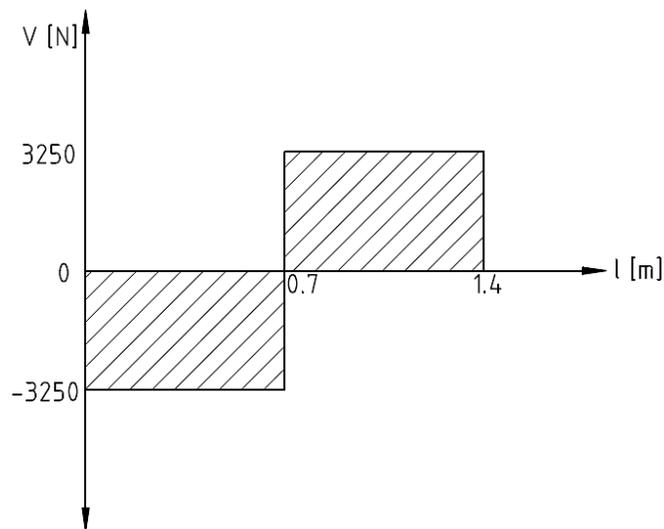


Figura 4.6 Diagrama de la fuerza cortante del travesaño superior del bastidor de la cabina.

Fuente: Propia.

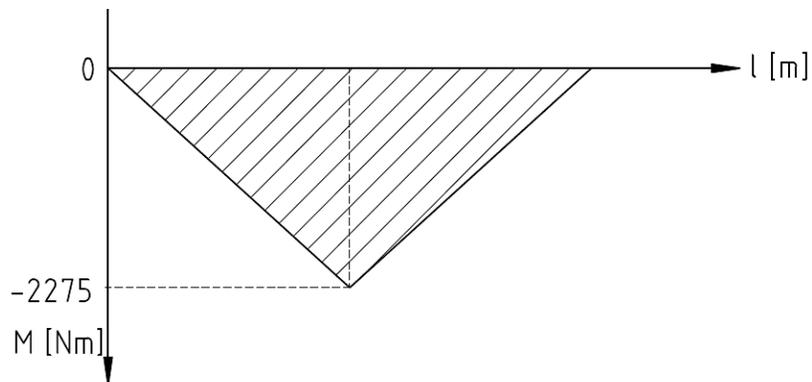


Figura 4.7 Diagrama del momento flector del travesaño superior del bastidor de la cabina.

Fuente: Propia.

$$M = P \frac{L}{4} \quad (4.3)$$

$$M_{max} = 2275 \text{ [N m]}$$

Se conoce que el esfuerzo debido a la flexión se calcula con la ecuación 4.4:

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \quad (4.4)$$

El esfuerzo de fluencia del material es de: 250 [MPa] y para el perfil propuesto, UPN120, se tiene un valor de inercia de: 364 [cm⁴]. Reemplazando en la ecuación 4.4 se tiene:

$$\sigma_{max} = 37.5[MPa]$$

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma_{max}} \quad (4.5)$$

$$\eta = 6.6$$

El factor de seguridad obtenido con la ecuación 4.5 es óptimo para la estructura del bastidor.

4.2.2.2 Cálculo de las columnas del bastidor de la cabina

Las columnas del bastidor se encuentran sometidas a cargas de tensión solamente, la carga es variable pero la amplitud de la misma es muy baja por lo que se utiliza la teoría de falla del Máximo Esfuerzo Axial para obtener el factor de seguridad de los elementos.



Figura 4.8 DCL Columnas del bastidor de la cabina.

Fuente: Propia.

El esfuerzo que resiste el elemento se lo obtiene de la ecuación 4.6:

$$\sigma = \frac{P}{A_n} \quad (4.6)$$

Donde:

A_n : Área neta efectiva de la sección del elemento, [m²].

Para este elemento se selecciona un canal U 150x50x5, el cual tiene un área de sección de 9.74 [cm²] la cual se ve reducida debido a la presencia de 2 pernos de diámetro igual a 15 [mm] dando como resultado un área efectiva del elemento de 8.04 [cm²].

Usando la ecuación 4.6 con el esfuerzo máximo se tiene:

$$\sigma_{max} = \frac{P}{A_n} \quad (4.7)$$

$$\sigma_{max} = 8.08 [MPa]$$

Obteniendo como resultado un factor de seguridad con la teoría de falla estática de Máximo Esfuerzo Axial.

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma_{max}} \quad (4.8)$$

$$\eta = 30.94$$

Este factor de seguridad resulta bastante grande, por lo que se puede pensar que es un elemento sobredimensionado, pero no se realiza un cambio del mismo por el hecho de que se requiere las dimensiones de este elemento para el emplazamiento del freno de emergencia y para la unión por medio de pernos a los travesaños del bastidor.

4.2.2.3 Cálculo de la viga inferior del bastidor de la cabina

Las vigas inferiores de la cabina serán calculadas con el método de máximo esfuerzo axial. La viga está sometida a esfuerzos de flexión como se indica en la figura 4.9.

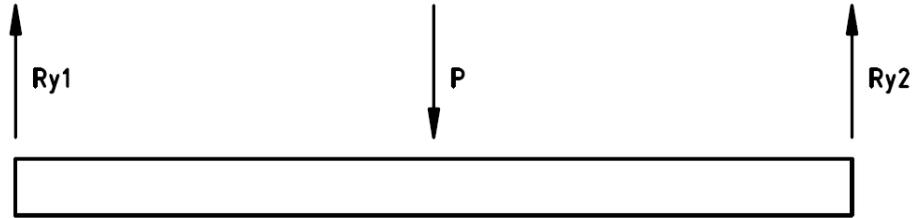


Figura 4.9 DCL de la viga inferior del bastidor de la cabina.

Fuente: Propia.

Obteniendo por simetría de la carga los valores de:

$$R_{y1} = 3\,250 \text{ [N]} \text{ y } R_{y2} = 3\,250 \text{ [N]}$$

Para el valor mínimo se tiene:

$$R_{y1} = 2\,875 \text{ [N]} \text{ y } R_{y2} = 2\,875 \text{ [N]}$$

La longitud es de 1.4 [m]. Por lo que el momento deflector máximo de la viga tiene un valor, de acuerdo a la ecuación 4.3, de:

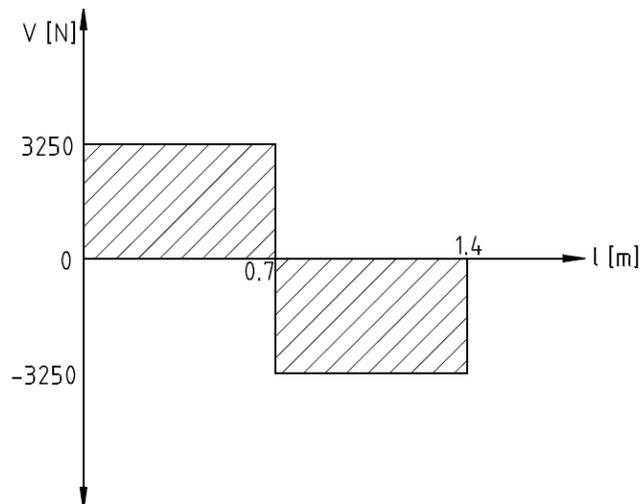


Figura 4.10 Diagrama de fuerza cortante de la viga inferior del bastidor de la cabina.

Fuente: Propia.

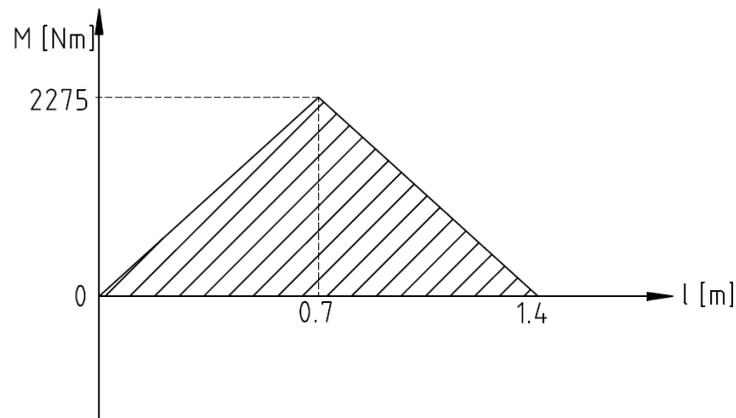


Figura 4.11 Diagrama de momento flector de la viga inferior del bastidor de la cabina.

Fuente: Propia.

$$M = 2\,275 \text{ [N m]}$$

Usando la ecuación 4.4 se conoce el esfuerzo debido a la flexión, si el esfuerzo de fluencia del material es de: 250 [MPa] y para el perfil propuesto, canal U 150x50x5, se tiene un valor de inercia de: 364 [cm⁴] reemplazando en la ecuación 4.4 se tiene:

$$\sigma_{max} = 47.52 \text{ [MPa]}$$

Usando la ecuación 4.8 tenemos un factor de seguridad de:

$$\eta = 5.26$$

4.2.2.4 Cálculo y selección de los pernos del bastidor de la cabina

Los pernos para el bastidor de la cabina se seleccionan de acuerdo a la AISC. Para determinar el número de pernos por cada elemento se debe tomar en cuenta la siguiente consideración:

- Que la sumatoria de los diámetros **d** de los pernos no sobrepase el 15% de la ancho **L** del perfil estructural.

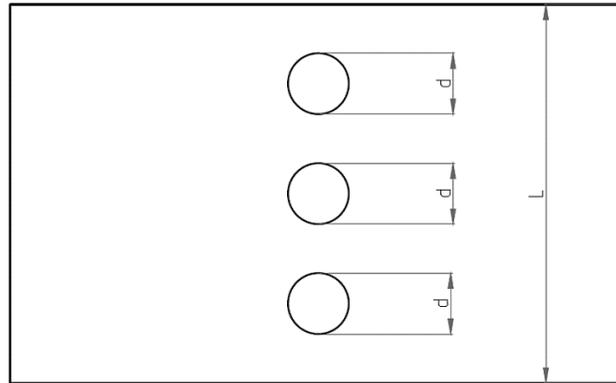


Figura 4.12 Esquema del perfil con sujetadores.

Fuente: Propia.

4.2.2.4.1 Pernos de la junta Travesaño superior y columnas del bastidor de la cabina

El perfil del travesaño superior corresponde a un UPN 120 y los perfiles de las columnas son U150x50x5.

De acuerdo a lo mencionado anteriormente se opta por seleccionar unos pernos de diámetro igual a 12 [mm] de diámetro nominal con una calidad de 10.9.

El arreglo que se propone se indica en la figura 4.13 pero primero se debe comprobar que el material resista las cargas que actúan. La distancia mínima desde el centro del perno hasta el borde del elemento es de 19 [mm] según la AISC.

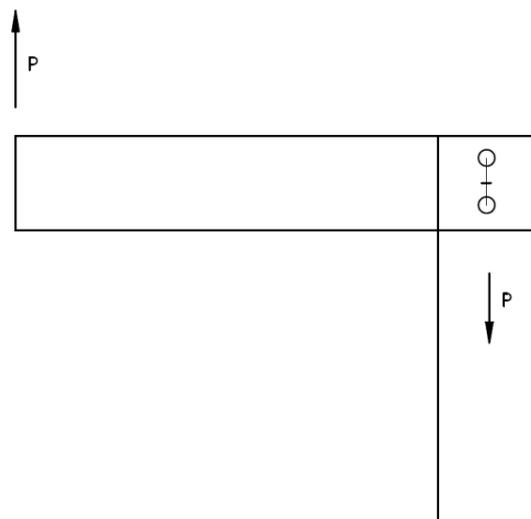


Figura 4.13 DCL del travesaño superior del bastidor de la cabina sujeto con pernos a la columna.

Fuente: Propia.

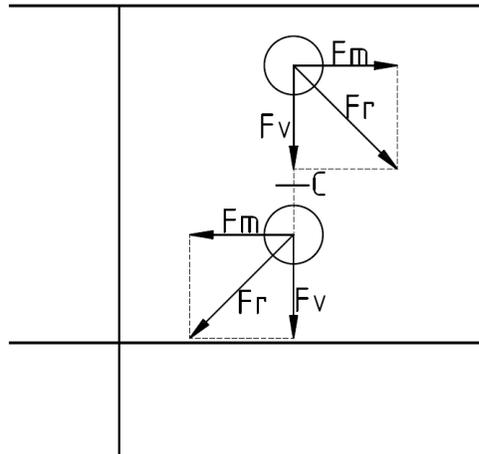


Figura 4.14 Diagrama de fuerzas que actúan en los sujetadores.

Fuente: Propia.

La carga cortante F_v en cada perno se define por la ecuación 4.9:

$$F_v = \frac{P}{2} \quad (4.9)$$

Donde P tiene un valor de 3250 [N] y reemplazando en la ecuación 4.9 se tiene:

$$F_v = 1625 [N]$$

La carga debido al par F_m en cada perno se define por la ecuación 4.10:

$$F_m = \frac{Mr}{(r_a^2 + r_b^2)} \quad (4.10)$$

$$F_m = 37\,916.6 [N]$$

La fuerza resultante F_r sobre cada perno se define por la ecuación 4.11:

$$F_r = \sqrt{F_m^2 + F_v^2} \quad (4.11)$$

$$F_r = 37\,951.47 [N]$$

Para determinar la precarga F_i se usa la ecuación 4.12:

$$F_i = 0.595 A_t S_y \quad (4.12)$$

$$F_i = 53\,310.6 [N]$$

El torque de apriete T_i está definido por la ecuación 4.13:

$$T_i = 0.2 F_i d \quad (4.13)$$

$$T_i = 127.9 \text{ [Nm]}$$

La rigidez del perno la obtendremos con la ecuación 4.14:

$$k_b = \frac{AE}{l} \quad (4.14)$$

Donde:

A: Área del perno, 1.13 [cm²].

E: Módulo de elasticidad del perno, 210 [MPa].

l: Longitud del perno que está en contacto con los perfiles, 11 [mm].

$$k_b = 2\,481.81 \left[\frac{\text{kN}}{\text{m}} \right]$$

La rigidez del material base se determina con la ecuación 4.15:

$$k_m = \frac{\pi E d}{\ln \left[5 \frac{(l+0.5d)}{(l+2.5d)} \right]} \quad (4.15)$$

Donde:

E: Módulo de elasticidad del elemento, 210 [MPa].

d: Diámetro del perno, 12 [mm].

l: Longitud del perno que está en contacto con los perfiles, 11 [mm].

$$k_m = 10\,858.6 \left[\frac{\text{kN}}{\text{m}} \right]$$

Se determina qué parte de la carga es absorbida por el perno y la parte absorbida por el material base, para esto usamos la ecuación 4.16.

$$C = \frac{k_b}{k_m + k_b} \quad (4.16)$$

$$C = 0.186$$

El valor que se obtiene de C es óptimo por lo que la junta es ideal. Ahora se procede a calcular el esfuerzo cortante con la ecuación 4.17:

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (4.17)$$

$$\tau = 335.85 \text{ [MPa]}$$

Finalmente el factor de seguridad se obtiene con la ecuación 4.18:

$$\eta = \frac{S_{sy}}{\tau} \quad (4.18)$$

$$\eta = 2.36$$

Es importante recalcar que el factor de seguridad es satisfactorio pero debe realizarse una holgura en la perforación donde va el perno para que no trabaje a corte. Este cálculo se lo realiza en base a la teoría del Máximo Esfuerzo Cortante.

4.2.2.5 Simulación en ANSYS 15 del bastidor de la cabina

Para llevar a cabo la simulación del bastidor de la cabina se toma en cuenta los siguientes aspectos:

Tipos de perfiles: IPE 100.

UPN 120.

Canal U 150x50x50.

Material: Acero ASTM A36.

Restricciones: En las zapatas de la cabina que están en contacto con las guías, las restricciones son del tipo deslizamiento, figura 4.15 y 4.16.

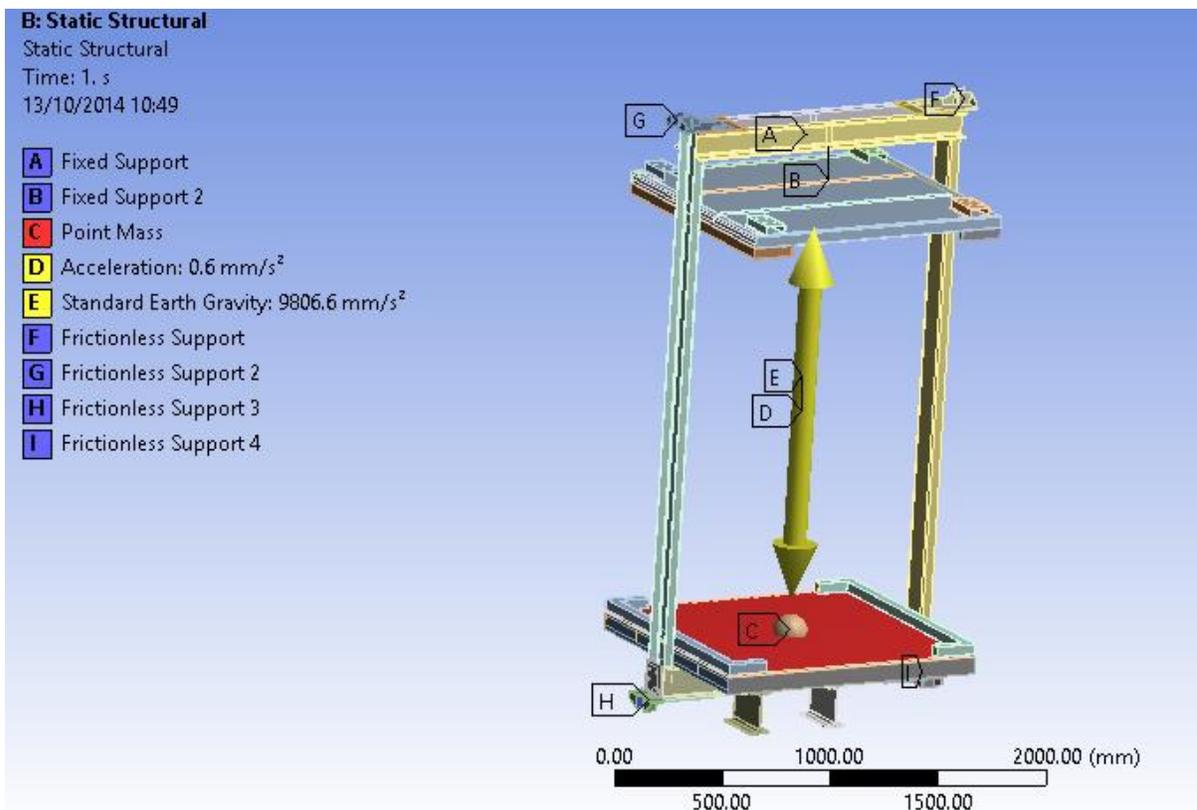


Figura 4.15 Condiciones de borde para la simulación del bastidor de la cabina.

Fuente: Propia.

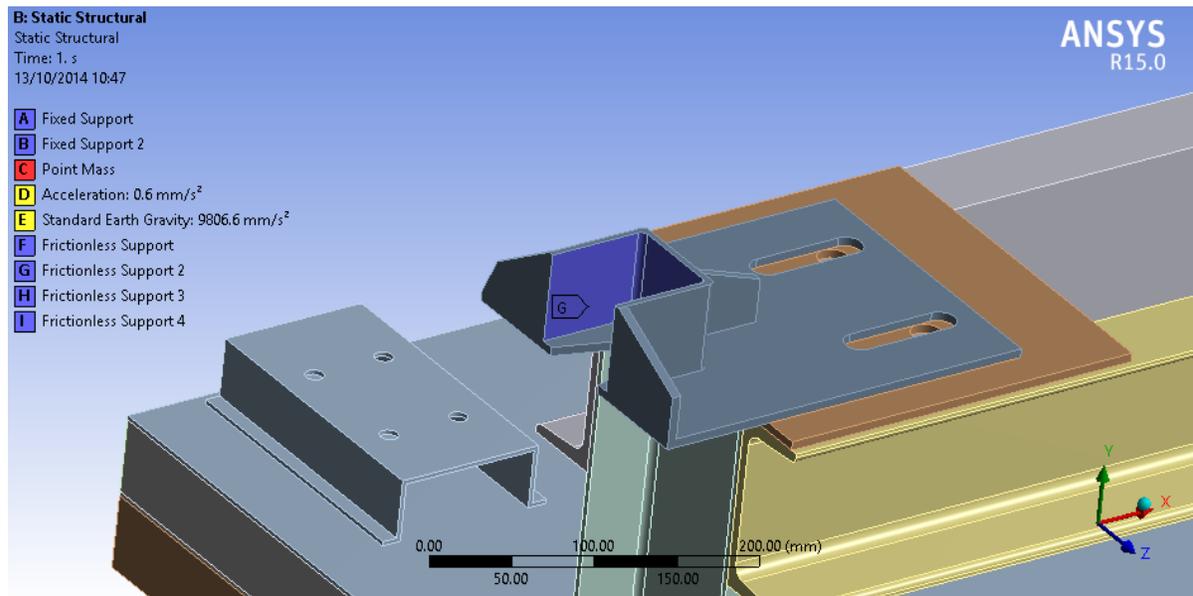


Figura 4.16 Condición de deslizamiento en la zapata de la cabina.

Fuente: Propia.

Análisis: Módulo Static Structural.

Carga asignada: La carga proviene del peso total de la cabina, de la polea y con la máxima carga de pasaje admisible. Esto corresponde a 12250 [N], pero se debe tomar en cuenta la aceleración a la que está sometida la cabina. Con este parámetro incluido la máxima carga tiene un valor de 13000 [N]. La cual se va a concentrar en una pequeña superficie en el travesaño superior del bastidor.

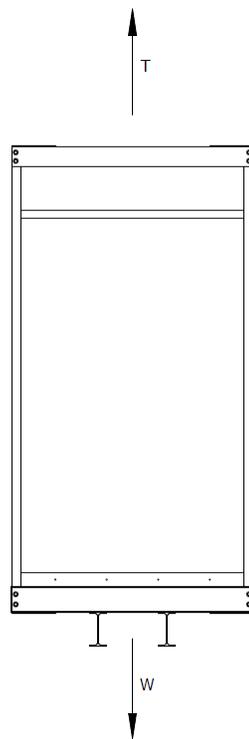


Figura 4.17 DCL Bastidor cabina.

Fuente: Propia.

Mallado: Tipo tetraédrico.

Número de elementos: 154 968.

Número de nodos: 194 305.

4.2.2.5.1 Calidad del mallado del bastidor de la cabina

La calidad obtenida para la simulación cumple con lo descrito en el apartado 4.1.2.

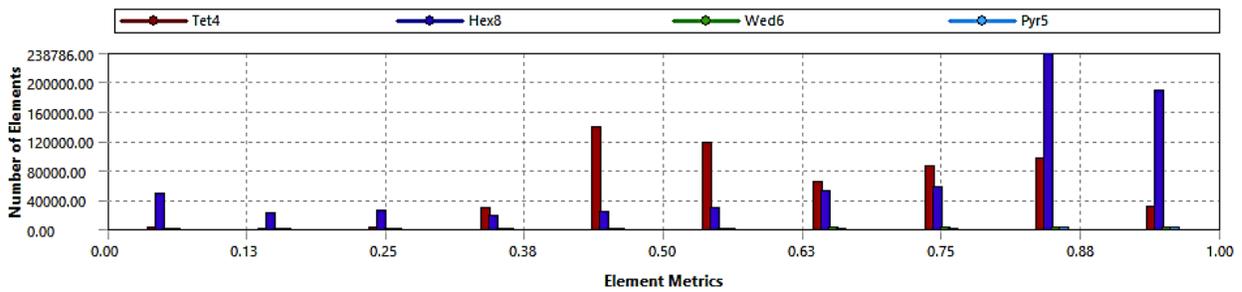


Figura 4.18 Calidad de mallado del bastidor de la cabina.

Fuente: Propia.

4.2.2.5.2 Resultados de la simulación del bastidor de la cabina

Los datos obtenidos que se muestran en la figura 4.19 indican el factor de seguridad del bastidor de la cabina el cual tiene un valor satisfactorio debido a que el mínimo valor es de 3.9. Por lo que se puede concluir que el resultado obtenido en la simulación estructural demuestra una gran fiabilidad de la estructura soportante de la cabina.

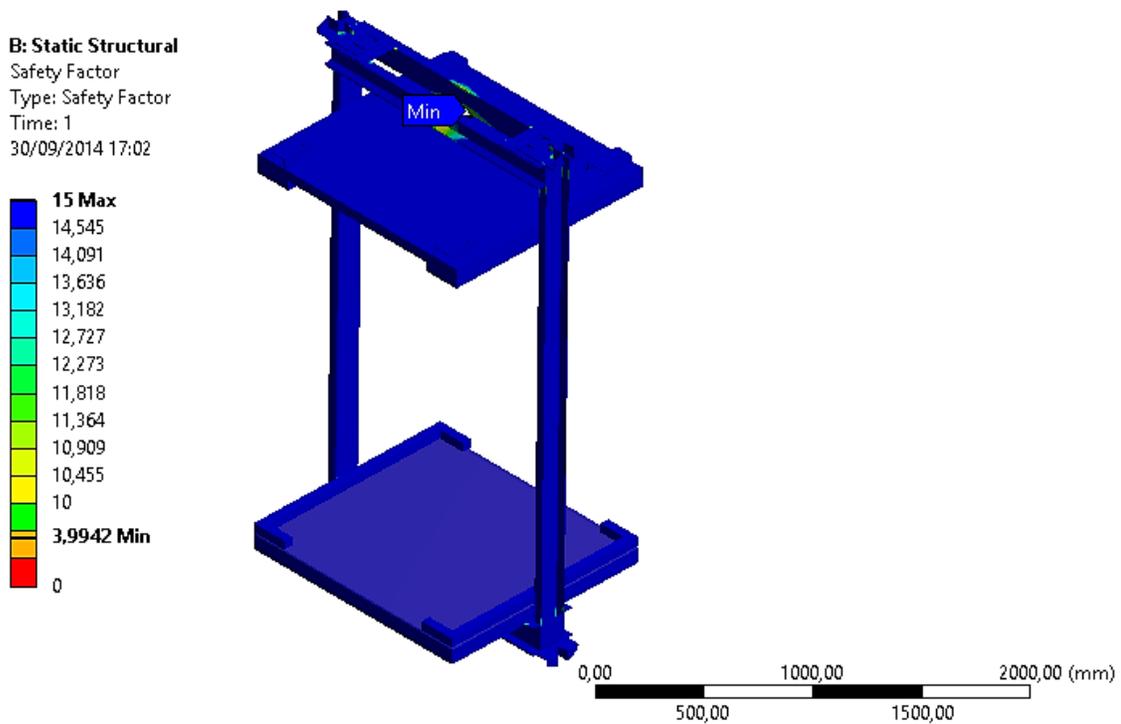


Figura 4.19 Resultado de factor de seguridad del bastidor la cabina.

Fuente: Propia.

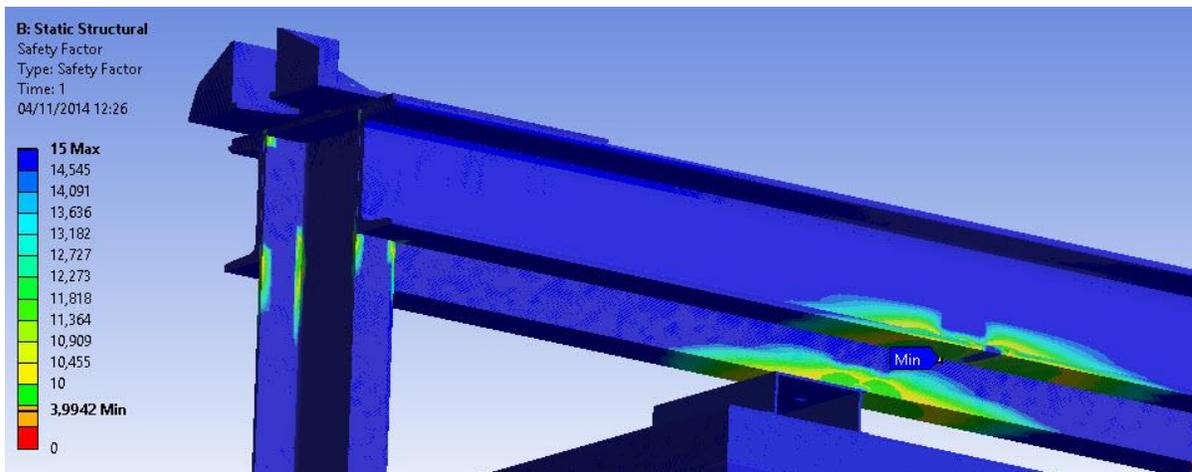


Figura 4.20 Ubicación de la zona que presenta el más bajo factor de seguridad.

Fuente: Propia.

4.2.2.5.3 Convergencia de la solución del bastidor de la cabina

La convergencia de la solución cumple con lo descrito en el apartado 4.1.3 y se muestra la gráfica de tendencia en la figura 4.21.

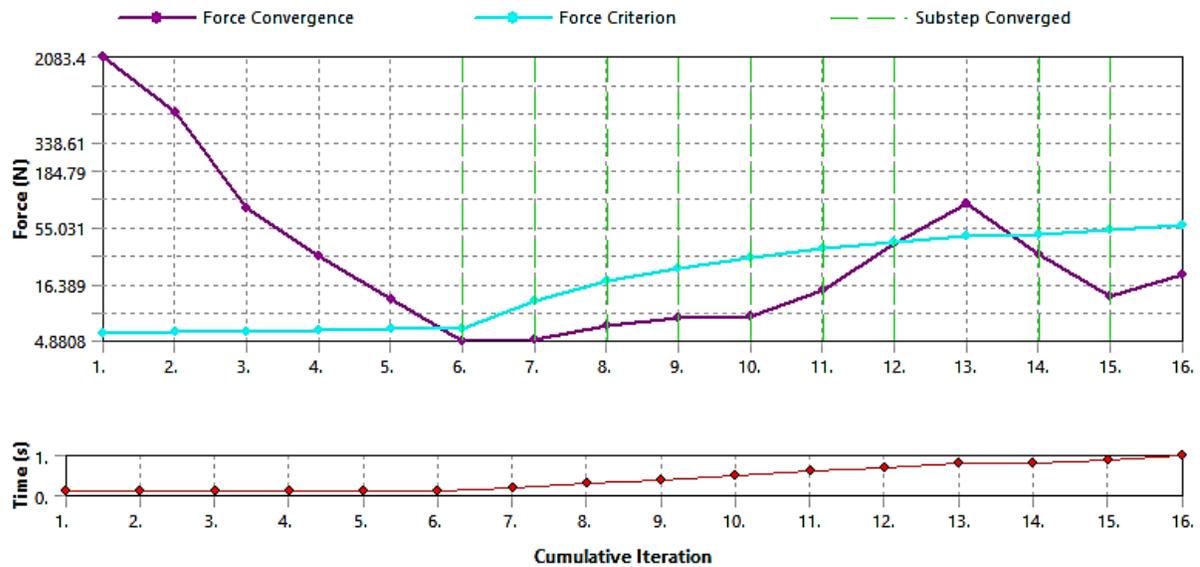


Figura 4.21 Convergencia de la solución del bastidor de la cabina.

Fuente: Propia.

Además se realiza el análisis de la aplicación de la carga de pasaje en los costados de la cabina y no en el centro de la misma. Obteniendo los siguientes resultados:

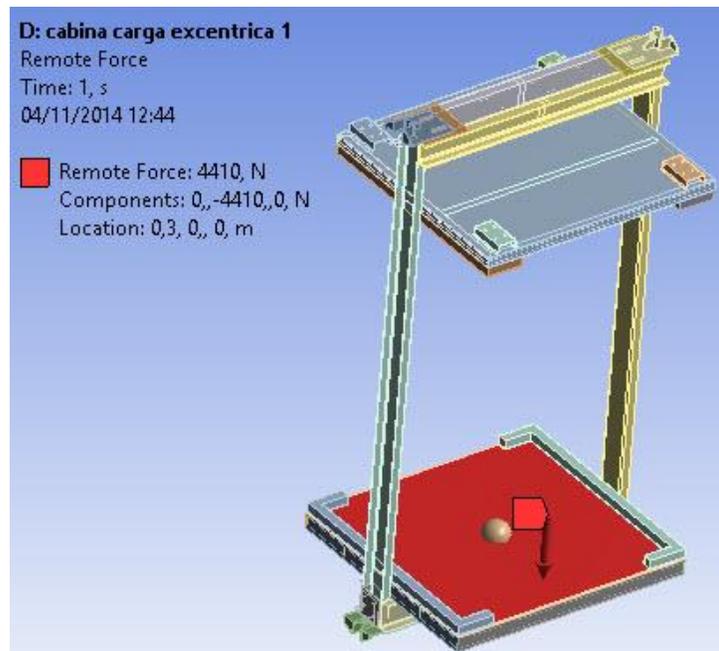


Figura 4.22 Ubicación de la carga de pasaje.

Fuente: Propia.

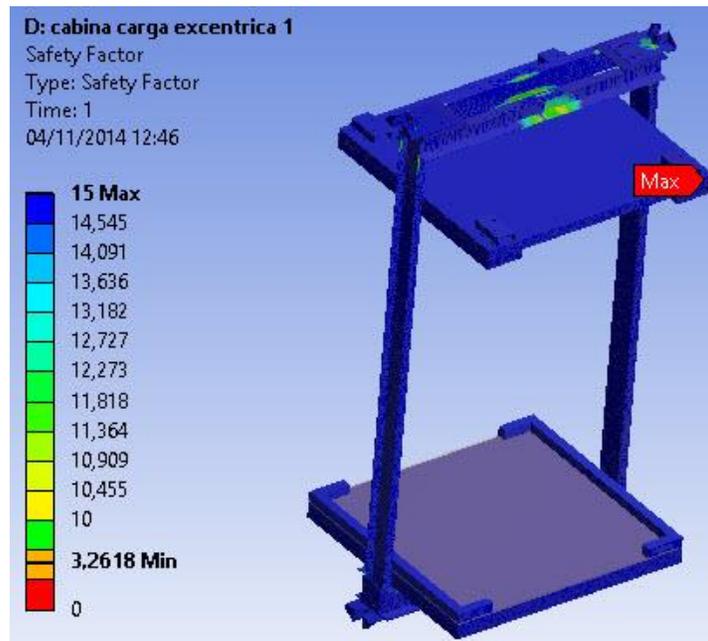


Figura 4.23 Resultados del factor de seguridad con carga excéntrica.

Fuente: Propia.

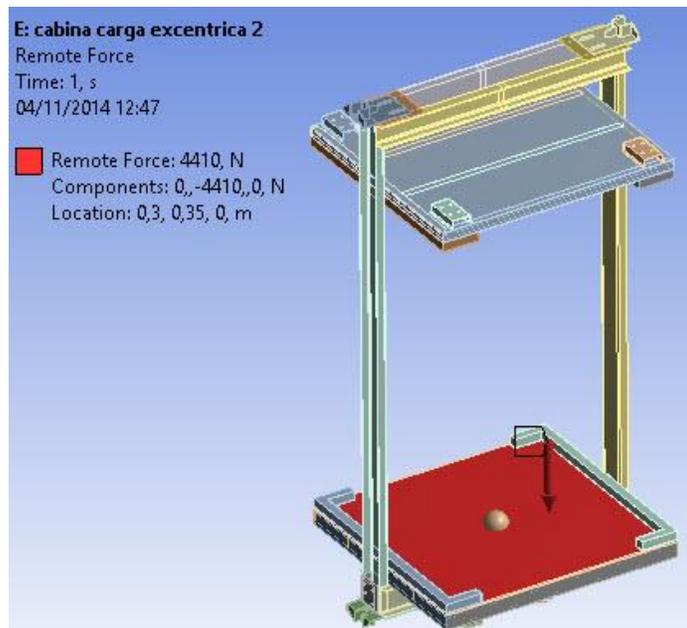


Figura 4.24 Carga de pasaje ubicada en una esquina de la cabina.

Fuente: Propia.

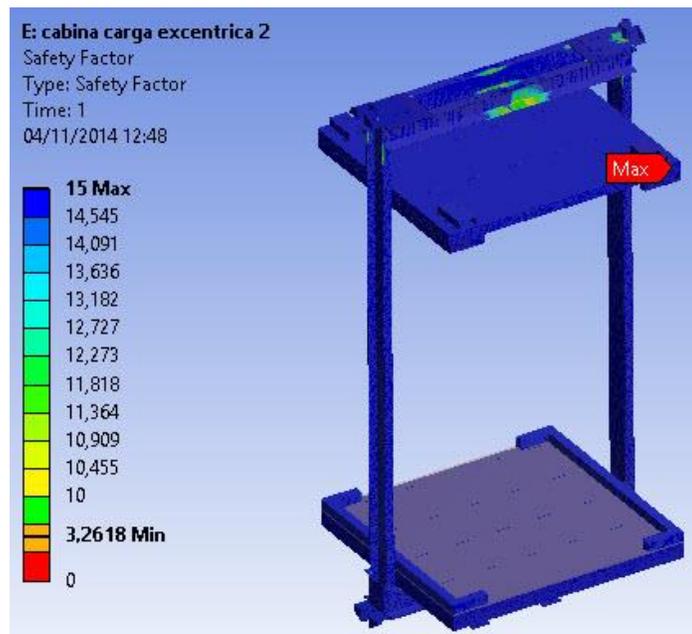


Figura 4.25 Resultados del factor de seguridad con la carga de pasaje en la esquina de la cabina.

Fuente: Propia.

Como se puede apreciar el factor de seguridad disminuye pero no en una magnitud considerablemente grande. Por lo que el diseño es satisfactorio.

4.2.3 APOYOS DESLIZANTES PARA EL DESPLAZAMIENTO DE LA CABINA Y CONTRAPESO.

Se los suele utilizar para elevadores cuya velocidad no rebase los 2 [m/s]. El material de los apoyos es de acero y el elemento en contacto debe tener un bajo coeficiente de fricción como el celerón. Estos apoyos necesariamente deben ir lubricados para disminuir el desgaste producido por la fricción, esta lubricación se la hace con grasa o con aceite pesado.

4.2.4 ZAPATAS DE LA CABINA

Las zapatas de la cabina son los elementos que están en contacto con las guías y hacen posible que la cabina recorra una trayectoria recta. Estos elementos no están sometidos a una carga elevada debido a que la carga que reciben es muy baja la cual es producida por la excentricidad de la carga de la cabina y por posibles errores de alineamiento de la misma en el montaje del elevador.

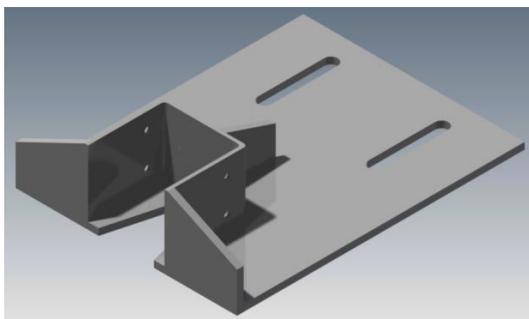


Figura 4.26 Zapata de la cabina.

Fuente: Propia.

Este dispositivo entra en contacto con el perfil guía por medio del apoyo deslizante mencionado en el apartado 4.2.3.

4.2.5 LUBRICANTE EN LAS GUÍAS DE LA CABINA Y CONTRAPESO

La lubricación de las guías se realiza con grasa ya que:

- No se necesita evacuar calor.
- Las propiedades viscoplásticas sirven para reducir las vibraciones.

- No se cuenta con un elemento donde se deposite el aceite.
- La grasa asegura una lubricación correcta en altas presiones.

La grasa con tipo de jabón de sodio es adecuada para las guías de la cabina y contrapeso ya que tiene las siguientes características:

Resistencia al agua: Media.

Estabilidad de trabajo: Buena.

Punto de goteo: 230°C

Velocidad y carga: Buena.

4.2.6 CÁLCULO DE LA ESTRUCTURA DEL CONTRAPESO

4.2.6.1 Cálculo de la viga superior del contrapeso

Para realizar este cálculo lo primero que se debe hacer es determinar las cargas que se aplican en el travesaño. Se usa la teoría del Máximo Esfuerzo Axial.

Esta carga tiene un valor máximo de: **10 660[N]** Esta carga se reparte en dos perfiles por lo que P_{max} tiene un valor de **5330 [N]**.

Este cálculo se realiza de la misma manera que el travesaño superior del bastidor de la cabina en el apartado 4.2.2.1, por lo que se indica solamente los datos iniciales y los resultados.

Longitud del elemento: 1.2 [m].

Resistencia a la fluencia: 250 [MPa].

Perfil propuesto: Canal U 150x50x50x5

Inercia: 359 [cm⁴].

Reacciones verticales: 2665 [N].

Momento flector máximo: 1600 [Nm].

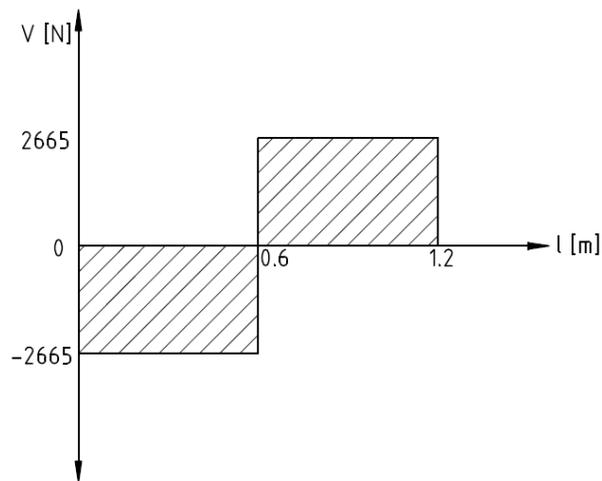


Figura 4.27 Diagrama de fuerza cortante del travesaño superior contrapeso.

Fuente: Propia.

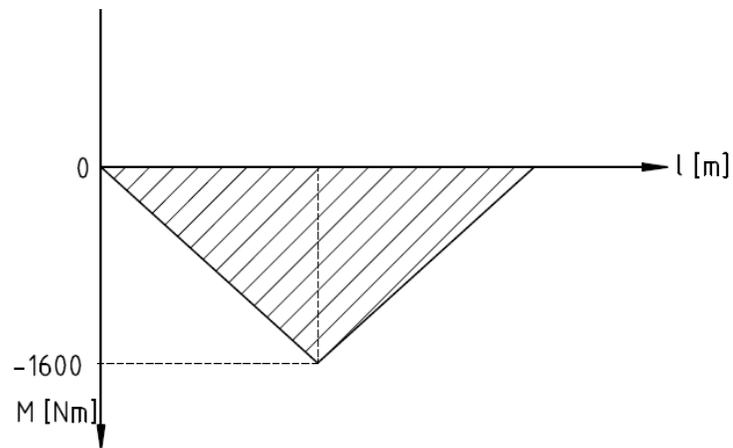


Figura 4.28 Diagrama de momento flector del travesaño superior del contrapeso.

Fuente: Propia.

Resultados:

Esfuerzo máximo axial: 33.42 [MPa].

Factor de seguridad: 7.5.

4.2.6.2 Cálculo de las columnas del contrapeso

Las columnas del contrapeso se encuentran sometidas a cargas de tensión solamente, la carga máxima se manifiesta cuando el contrapeso se mueve con movimiento acelerado hacia arriba. Se usa la teoría del Máximo Esfuerzo Axial.

Este cálculo se realiza de la misma manera que las columnas del bastidor de la cabina en el apartado 4.2.2.2, por lo que se indica solamente los datos iniciales y los resultados.

Área de la sección transversal del elemento: 7.96 [cm²].

Resistencia a la fluencia: 250 [MPa].

Perfil propuesto: Canal U 200x50x50x5.

Esfuerzo axial máximo: 6.69 [MPa].

Factor de seguridad: 37.3.

4.2.6.3 Cálculo de la viga inferior del contrapeso

Las vigas inferiores del contrapeso son calculadas con la teoría de Máximo Esfuerzo Axial. Este cálculo se realiza de la misma manera que el travesaño superior del bastidor de la cabina en el apartado 4.2.2.3, por lo que se indica solamente los datos iniciales y los resultados.

Longitud del elemento: 1.2 [m].

Resistencia a la fluencia: 250 [MPa].

Perfil propuesto: Canal U 150x50x50x5.

Inercia: 359 [cm⁴].

Reacciones verticales: 2665 [N].

Momento flector máximo: 1600 [Nm].

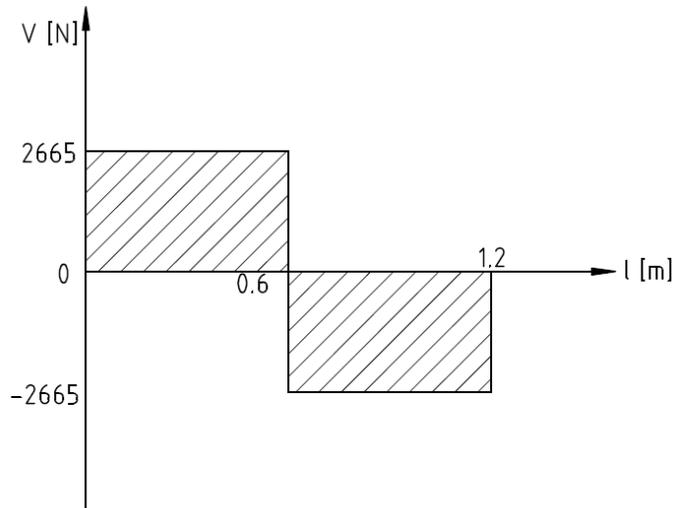


Figura 4.29 Diagrama fuerza cortante viga inferior contrapeso

Fuente: Propia.

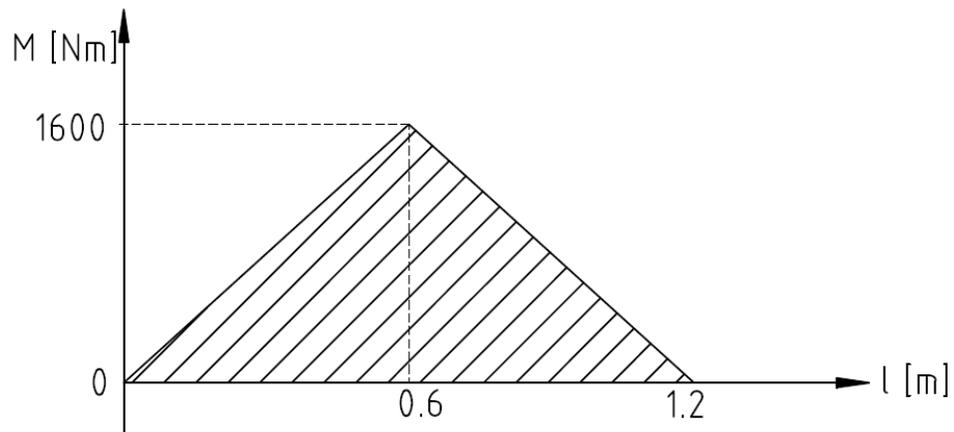


Figura 4.30 Diagrama momento flector viga inferior del contrapeso.

Fuente: Propia.

Resultados:

Esfuerzo máximo axial: 33.42 [MPa].

Factor de seguridad: 7.5.

4.2.6.4 Cálculo y selección de los pernos del contrapeso

El cálculo de los pernos del contrapeso se lo realiza de la misma manera que en el apartado 4.2.2.4. Se propone un perno M12 calidad 10.9.

Fuerza vertical sobre cada perno:	1332.5 [N].
Fuerza debida al momento sobre cada perno:	26 666.6 [N].
Fuerza resultante sobre cada perno:	26 699 [N].
Precarga del perno:	53 310.6 [N].
Torque de apriete:	127.9 [Nm].
Rigidez del perno:	2481.81 [kN/m].
Rigidez del material:	10 858.6 [kN/m].
Relación de rigidez entre el perno y elemento:	0.186.
Esfuerzo cortante:	236.28 [Mpa]
Factor de seguridad:	3.3.

Es importante recalcar que el factor de seguridad es satisfactorio pero debe realizarse una holgura en la perforación donde va el perno para que no trabaje a corte.

4.2.6.5 Simulación en ANSYS 15 de la estructura del contrapeso

Para llevar a cabo la simulación del contrapeso se debe tomar en cuenta los siguientes aspectos:

Tipos de perfiles:	Canal U 150x50x50x5.
	Canal U 200x50x50x4.
Material:	Acero ASTM A36.

Restricciones: Las restricciones se colocan en las zapatas del contrapeso, y son del tipo deslizante.

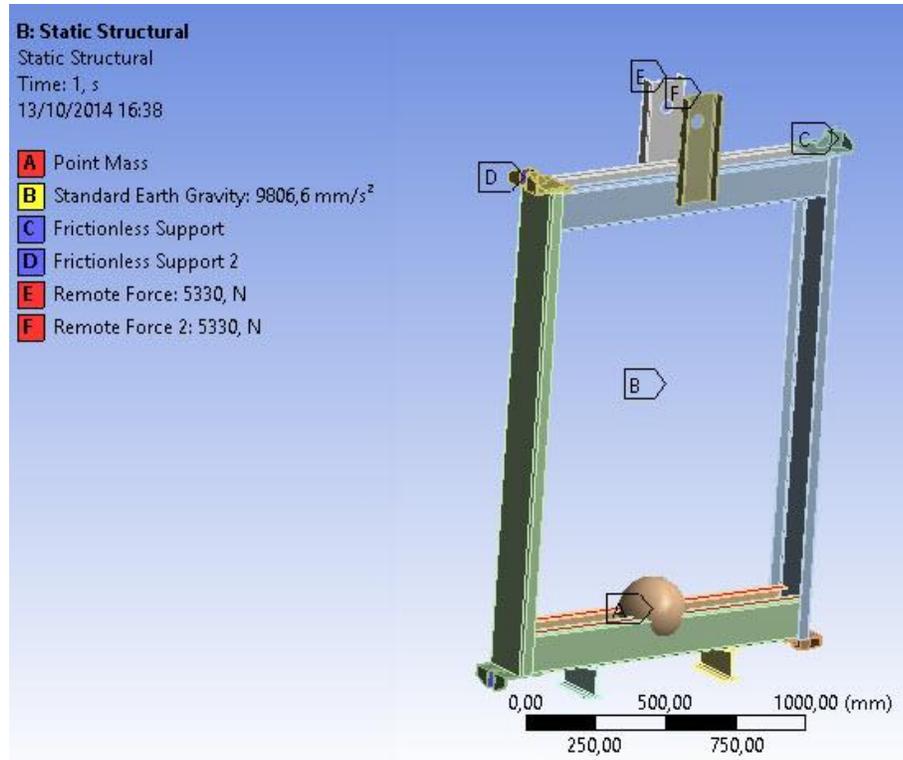


Figura 4.31 Condiciones de borde para la simulación del contrapeso.

Fuente: Propia.

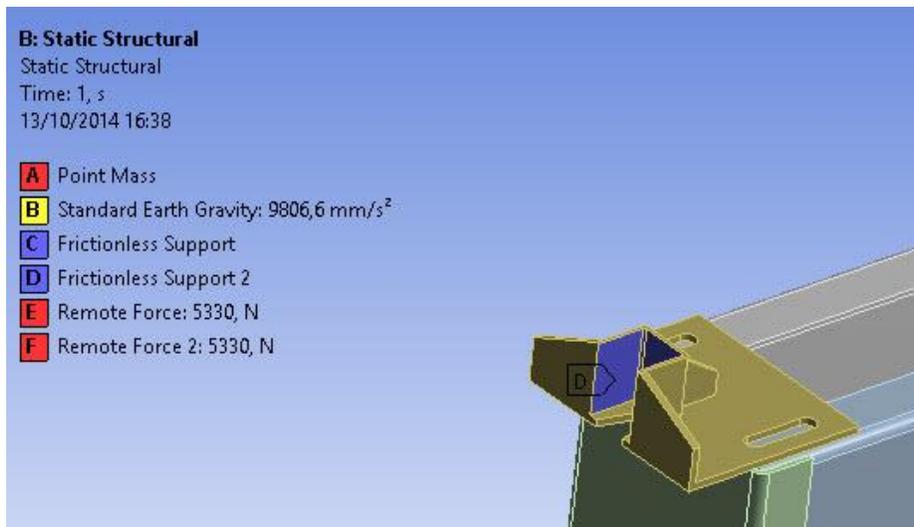


Figura 4.32 Condición de deslizamiento en la zapata del contrapeso.

Fuente: Propia.

Análisis: Módulo Static Structural.

Carga asignada: La carga proviene del peso total del contrapeso. Esto corresponde a 10045 [N], pero se debe tomar en cuenta la aceleración a la que se presenta. Con este parámetro incluido la máxima carga tiene un valor de 10 660 [N]. La cual se concentra en una pequeña superficie en el travesaño superior de la estructura del contrapeso.

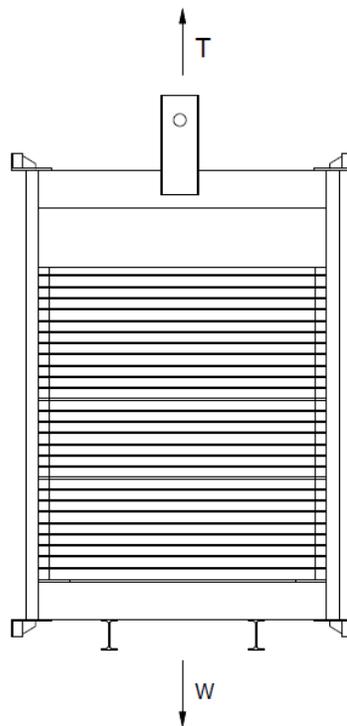


Figura 4.33 DCL Contrapeso.

Fuente: Propia.

Mallado: Tipo tetraédrico.

Número de elementos: 150 312.

Número de nodos: 48 330.

4.2.6.5.1 Calidad del mallado del contrapeso

La calidad de malla obtenida para la simulación cumple con lo descrito en el apartado 4.1.2.

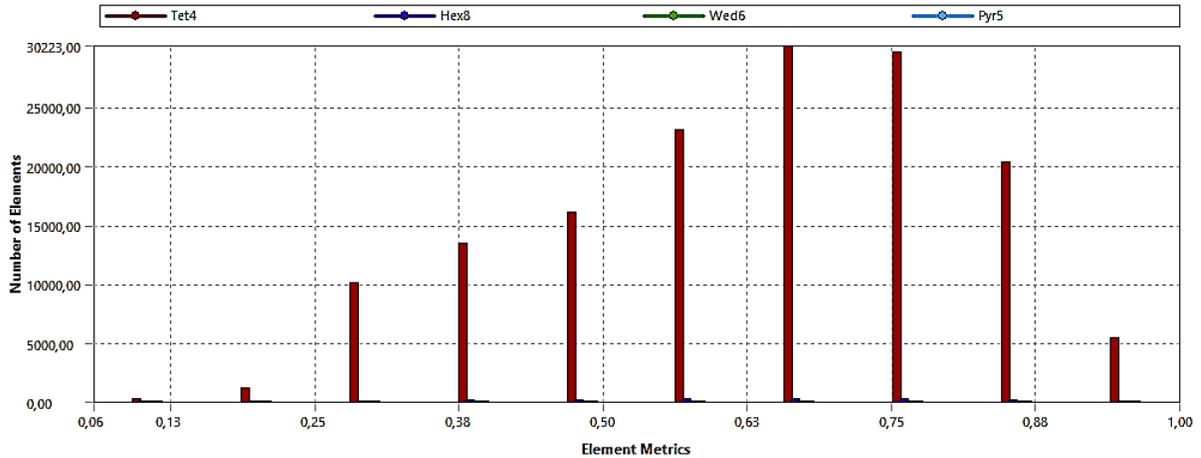


Figura 4.34 Calidad de la malla del contrapeso.

Fuente: Propia.

4.2.6.5.2 Resultados de la simulación del contrapeso

Los datos obtenidos que se muestran en la figura 4.35 indican el factor de seguridad del bastidor del contrapeso el cual tiene un valor satisfactorio debido a que el mínimo valor es de 4.35. Por lo que se puede concluir que el resultado obtenido en la simulación estructural demuestra una gran fiabilidad de la estructura.

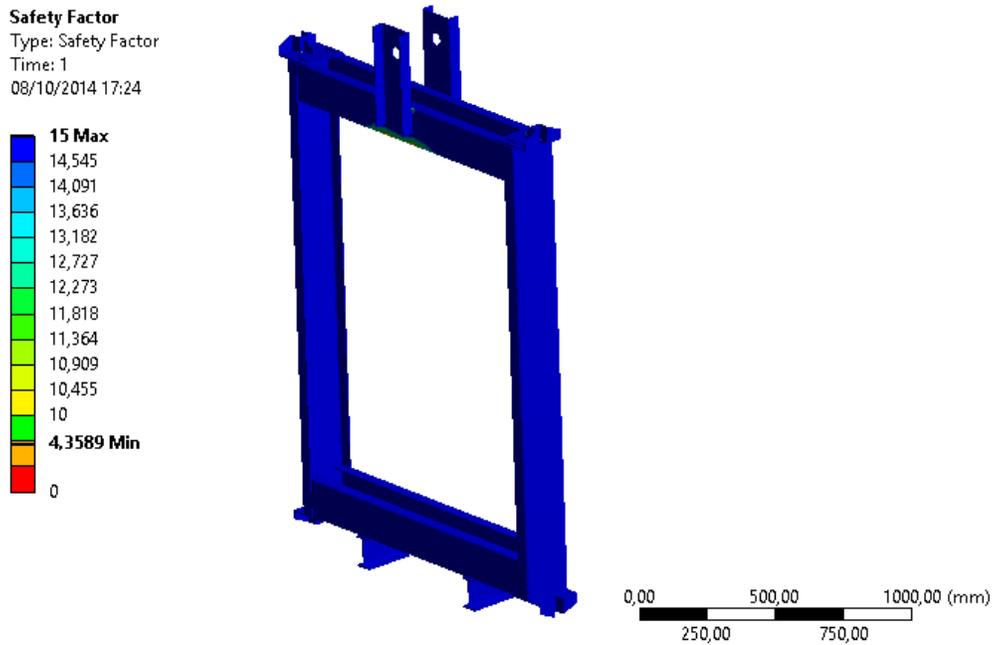


Figura 4.35 Resultado simulación estructura de contrapeso.

Fuente: Propia.

4.2.6.5.3 Convergencia de la solución del contrapeso

La convergencia de la solución cumple con lo descrito en el apartado 4.1.3 y se muestra la gráfica de tendencia en la figura 4.36.

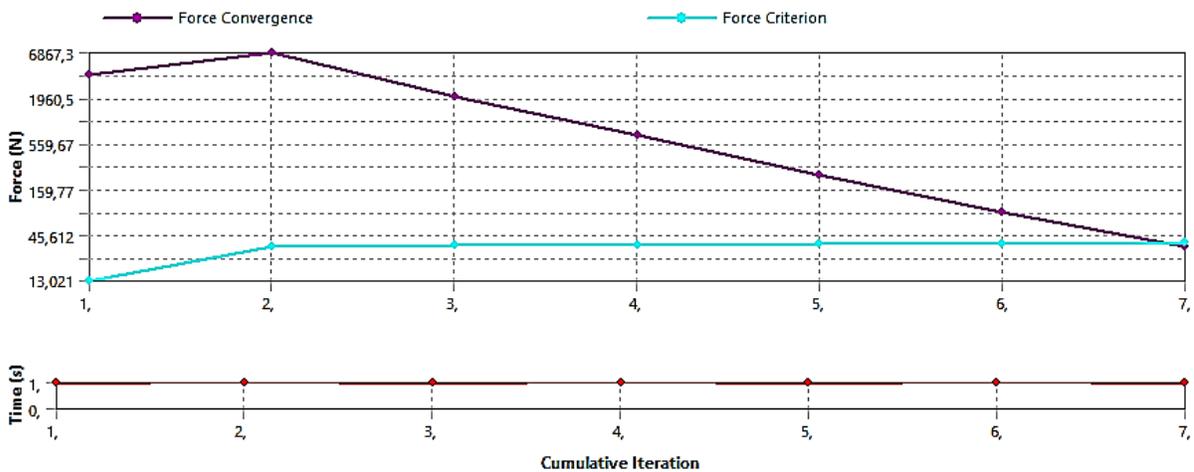


Figura 4.36 Convergencia de la solución simulación contrapeso.

Fuente: Propia.

4.2.7 CÁLCULO DEL SISTEMA MOTRIZ

4.2.7.1 Potencia del motor

Para obtener la potencia del motor se debe primero conocer las cargas correspondientes a la cabina con personas en su interior y del contrapeso, además de conocer la velocidad de desplazamiento del elevador.

La potencia teórica del motor obedece la ecuación 4.19⁶:

$$P = \frac{Q v}{75 \eta} \quad (4.19)$$

Donde:

Q: La carga no equilibrada, 225 [kg]. Que corresponde a la diferencia entre el peso de la cabina totalmente cargada y del contrapeso.

V: Velocidad del elevador, 1 [m/s]

η : Rendimiento global 85%.

$$P = 3.53 [kW]$$

Con este resultado se consulta a fabricantes de motores para elevadores obteniendo como resultado el siguiente motor:

Motor Permagenta con las especificaciones que se indican en la tabla 4.3. En el anexo 5 se tiene las dimensiones del motorreductor.

⁶ Elevadores: Principios e innovaciones. Antonio Miravete, Emilio Larrodé.

Ge 225-320-200		
Suspensión 2 a 1		
Polea	320	mm
Velocidad	1	m/s
No. Cables	3	u
Par frenada	191,1	Nm
Eficiencia en vacío	80%	
Eficiencia polea de desvío	96%	
Par nominal	229,6	Nm
Potencia Mecánica	2,87	kW
Arranques/hora	180	
Carga estática	2000	kg
Peso máquina	125	kg
Velocidad nominal	119	rpm
Velocidad máxima	200	rpm
Corriente nominal	15	A
Voltaje	220	V
Potencia eléctrica	3,5	kW

Tabla 4.3 Datos del motor seleccionado.

Fuente: Propia.

4.2.7.2 Descripción del sistema de suspensión

Los sistemas de suspensión más óptimos, por la reducción de potencia del motor son los sistemas con relación de transmisión 2:1, como se indica en la figura 4.37 y debido a lo descrito en el apartado 3.5 con respecto al espacio el motor se lo coloca en la parte inferior del elevador por lo que se tiene un estado de cargas como se muestra en la figura 4.38.

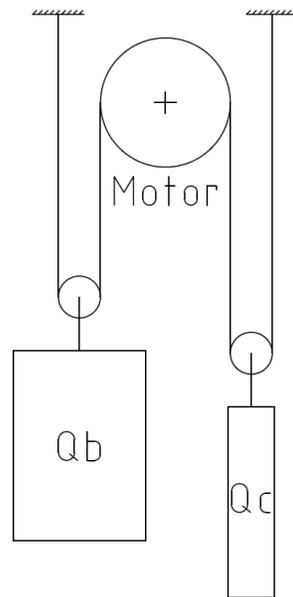


Figura 4.37 Tipo de sistema de suspensión 2:1.

Fuente: Propia.

4.2.7.2.1 Fuerzas en la polea

Los valores de las tensiones que se crean en el cable de arrastre dependen del peso de la cabina, la carga de pasaje y el contrapeso del elevador. Las cargas se desarrollan en las siguientes ecuaciones:

Según la ecuación de Euler las poleas de arrastre tienen una capacidad máxima para soportar tracción de acuerdo a la ecuación 4.20:

$$\frac{T_1}{T_2} \leq e^{f\alpha} \quad (4.20)$$

Donde:

T_1/T_2 : Es la relación entre mayor y menor tensión en el cable a ambos lados de la polea.

f : Es el coeficiente de fricción.

α : Es el ángulo del arco abrazado por el cable a lo largo de la polea.

Para obtener las tensiones que actúan sobre la polea del motor se debe realizar todo el análisis de carga del sistema, empezando por un esquema general y posteriormente aislando cada elemento. Se analiza con la máxima aceleración experimentada por la cabina y que ésta se encuentre en movimiento ascendente.

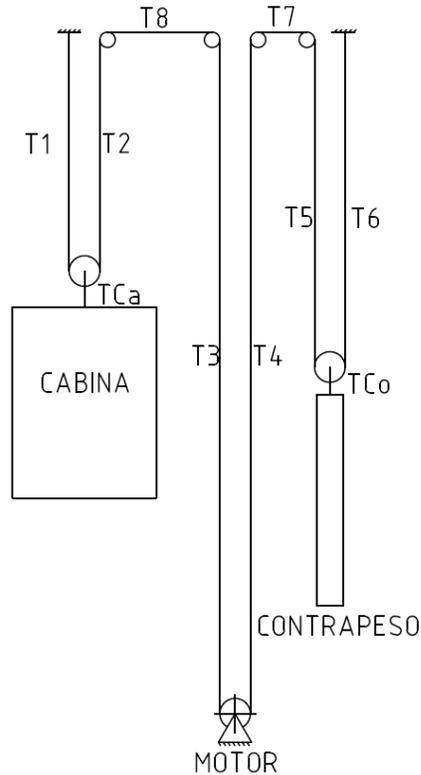


Figura 4.38 Esquema de tensiones en el cable.

Fuente: Propia.

4.2.7.2.2 Análisis de carga en la cabina

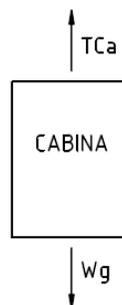


Figura 4.39 DCL Cabina.

Fuente: Propia.

$$\sum Fy = ma$$

La aceleración que se tiene en la cabina corresponde a 0.6 [m/s].

La masa de la cabina totalmente cargada es de 1000 [kg].

$$TCa = 13\,000 [N]$$

4.2.7.2.3 Análisis de carga en la polea 1

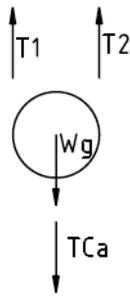


Figura 4.40 DCL Polea cabina.

Fuente: Propia.

$$\sum Fy = ma$$

$$T1 + T2 - TCa - m_p g = m_p a$$

Usando la ecuación 4.20:

$$\frac{T_2}{T_1} = e^{f\alpha}$$

Se tiene la siguiente relación para un factor de fricción de 0.11 y un ángulo de 180°.

Adicional el peso de la polea es de 34 kg.

$$T_1 = 5\,536.3 [N]$$

$$T_2 = 7\,817.28 [N]$$

4.2.7.2.4 Análisis de cargas en el contrapeso



Figura 4.41 DCL Contrapeso.

Fuente: Propia.

$$\sum Fy = ma$$

$$TCo - m_{co}g = m_{co}a$$

La aceleración que se tiene en el contrapeso corresponde a 0.6 [m/s].

La masa del contrapeso es de 1020 [kg].

Por lo que la carga T2 tiene un valor de:

$$TCo = 10\,608 [N]$$

4.2.7.2.5 Análisis de cargas en la polea del contrapeso

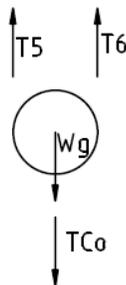


Figura 4.42 DCL Polea contrapeso.

Fuente: Propia.

$$\sum Fy = ma$$

Usando la ecuación 4.20:

$$\frac{T_6}{T_5} = e^{f\alpha}$$

Se tiene la siguiente relación para un factor de fricción de 0.115 y un ángulo de 180° . Adicional el peso de la polea es de 34 kg.

$$T_5 = 4\,250.35 [N]$$

$$T_6 = 6\,100 [N]$$

4.2.7.2.6 *Análisis de carga en las poleas desviadoras:*

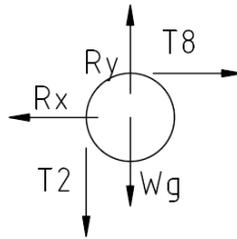


Figura 4.43 DCL Polea desviadora 1.

Fuente: Propia.

$$\sum Fy = 0$$

Las poleas desviadoras tienen una masa de 8.35 [kg]

$$Ry = 7899.1 [N]$$

$$T_8 = 9\,357.28 [N]$$

$$\sum Fx = 0$$

$$Rx = 9\,357.28 [N]$$

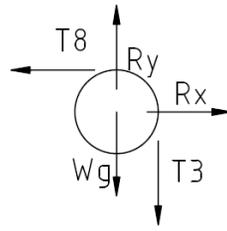


Figura 4.44 DCL Polea desviadora 2.

Fuente: Propia.

$$\sum Fy = 0$$

$$T_3 = 11200.66[N]$$

$$Ry = 11252.5[N]$$

$$\sum Fx = 0$$

$$Rx = 9\ 357.28 [N]$$

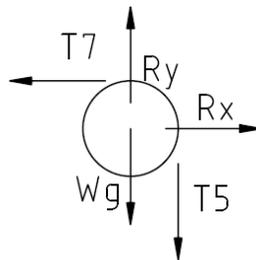


Figura 4.45 DCL Polea desviadora 3.

Fuente: Propia.

$$\sum Fy = 0$$

$$T_7 = 3550.8 [N]$$

$$Ry = 3632.63 [N]$$

$$\sum F_x = 0$$

$$R_x = 3550.8 [N]$$

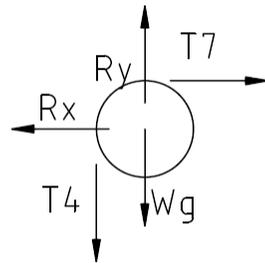


Figura 4.46 DCL Polea desviadora 4.

Fuente: Propia.

$$\sum F_y = 0$$

$$T_4 = 2\,966.42 [N]$$

$$R_y = 3048.24 [N]$$

$$\sum F_x = 0$$

$$R_x = 3550.8 [N]$$

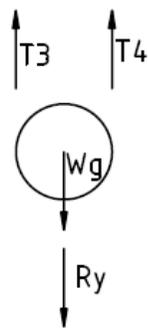


Figura 4.47 DCL Polea del motor.

Fuente: Propia.

$$\sum F_y = 0$$

$$R_y = 12\,942.08 [N]$$

4.2.7.3 Resumen de tensiones presentes en el cable

A continuación se hace un resumen para su mayor comprensión de las tensiones analizadas en el cable.

TENSIÓN	CARGA [N]
T1	5 536,3
T2	7 817,28
T3	11 200,6
T4	2 966,42
T5	4 250,35
T6	6 100
T7	3 550,8
T8	9 357,28
TCa	13 000
TCo	10 608

Tabla 4.4 Resumen de tensiones generadas en el cable.

Fuente: Propia.

4.2.8 SELECCIÓN DEL SISTEMA DE POLEAS PARA EL ELEVADOR

A continuación se detalla la optimización del sistema de poleas para la suspensión del elevador.

El procedimiento es el siguiente:

- Se obtiene el factor de fricción para diferentes gargantas de poleas.
- Se analiza la relación de tensiones generadas en la polea.
- Se analiza la máxima presión ejercida por el cable en la polea.

4.2.8.1 Canal de la polea

Las poleas presentan canales con distintas formas, los más comunes son la trapezoidal, la semicircular simple y la semicircular con entalla. En cada tipo de polea se presentan diferentes factores de fricción los cuales se indican a continuación.

4.2.8.1.1 Polea con canal Trapezoidal

El factor de fricción responde a la ecuación 4.21⁷:

$$f = \frac{\mu}{\text{sen}\frac{\gamma}{2}} \quad (4.21)$$

Donde:

μ : Coeficiente de fricción de los cables sobre las poleas, el cual se estima en 0,09.

γ : Es el ángulo de garganta trapezoidal de la polea, en radianes.

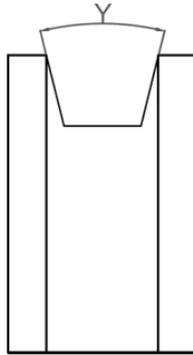


Figura 4.48 Polea con garganta trapezoidal.

Fuente: Propia.

⁷ Elevadores: Principios e innovaciones. Antonio Miravete, Emilio Larrodé.

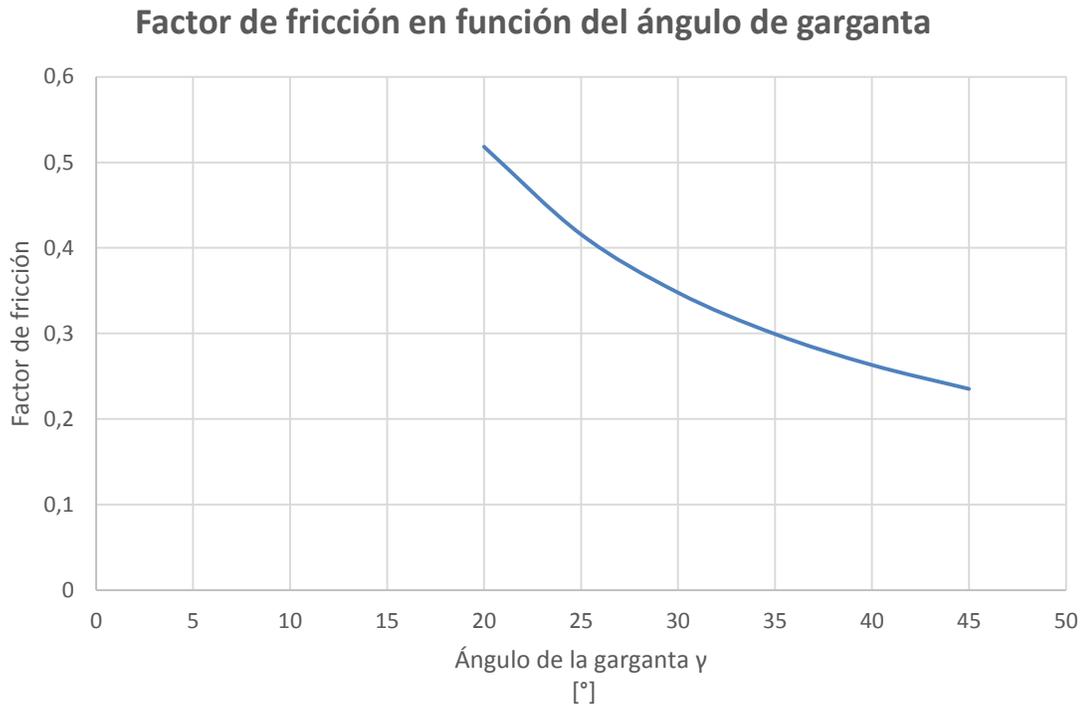


Figura 4.49 Factor de fricción de la polea con garganta trapezoidal.

Fuente: Propia.

4.2.8.1.2 Polea con canal Semicircular

El factor de fricción responde a la ecuación 4.22⁸:

$$f = \frac{4\mu \operatorname{sen} \frac{\beta}{2}}{\beta + \operatorname{sen} \beta} \quad (4.22)$$

Donde:

μ : Coeficiente de fricción de los cables sobre las poleas, el cual se estima en 0,09.

β : Ángulo de la garganta entallada o semicircular de la polea de tracción.

⁸ Elevadores: Principios e innovaciones. Antonio Miravete, Emilio Larrodé.

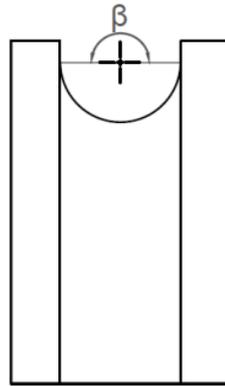


Figura 4.50 Polea con garganta semicircular.

Fuente: Propia.

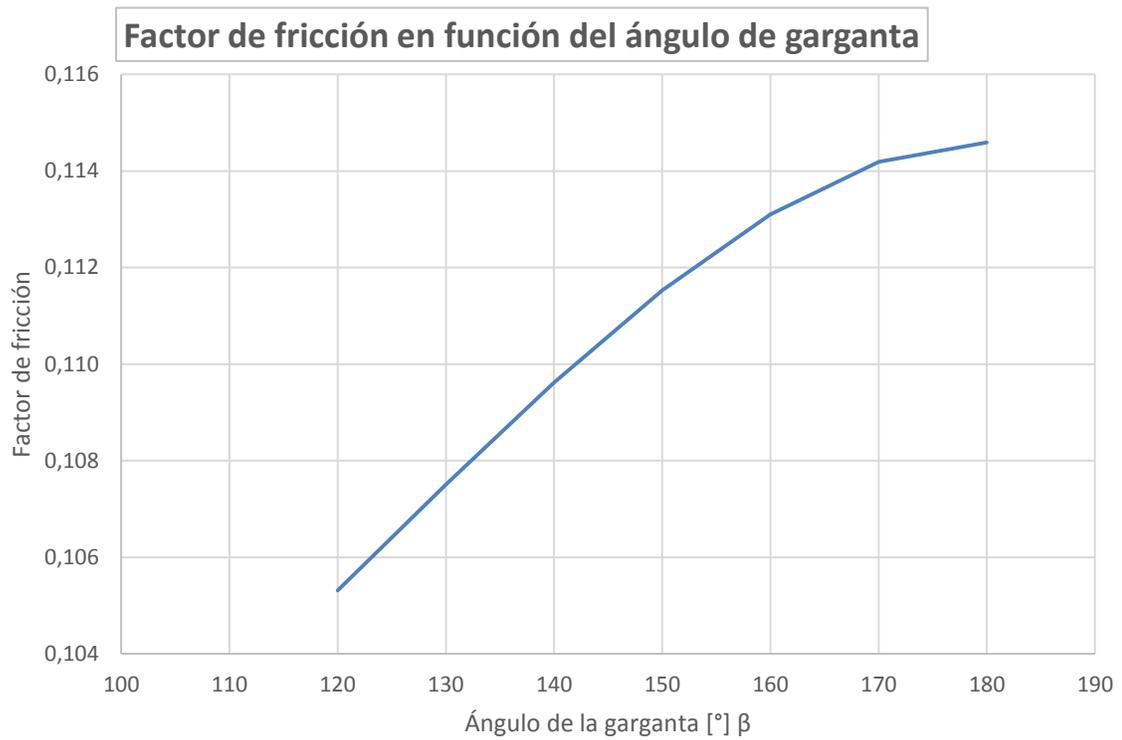


Figura 4.51 Factor de fricción de la polea con garganta semicircular.

Fuente: Propia.

4.2.8.1.3 Polea con canal semicircular con entalla

El factor de fricción responde a la ecuación 4.23⁹:

$$f = \frac{4\mu\left(1 - \text{sen}\frac{\beta}{2}\right)}{\pi - \delta - \text{sen}\delta} \quad (4.23)$$

Donde:

- μ : Coeficiente de fricción de los cables sobre las poleas, el cual se estima en 0,09.
- β : Ángulo de la garganta entallada o semicircular de la polea de tracción.
- δ : Ángulo de la entalla con respecto al centro del cable.

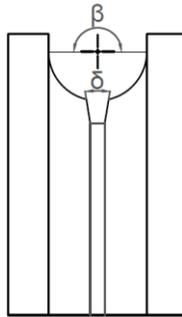


Figura 4.52 Polea con garganta semicircular con entalla.

Fuente: Propia.

⁹ Elevadores: Principios e innovaciones. Antonio Miravete, Emilio Larrodé.

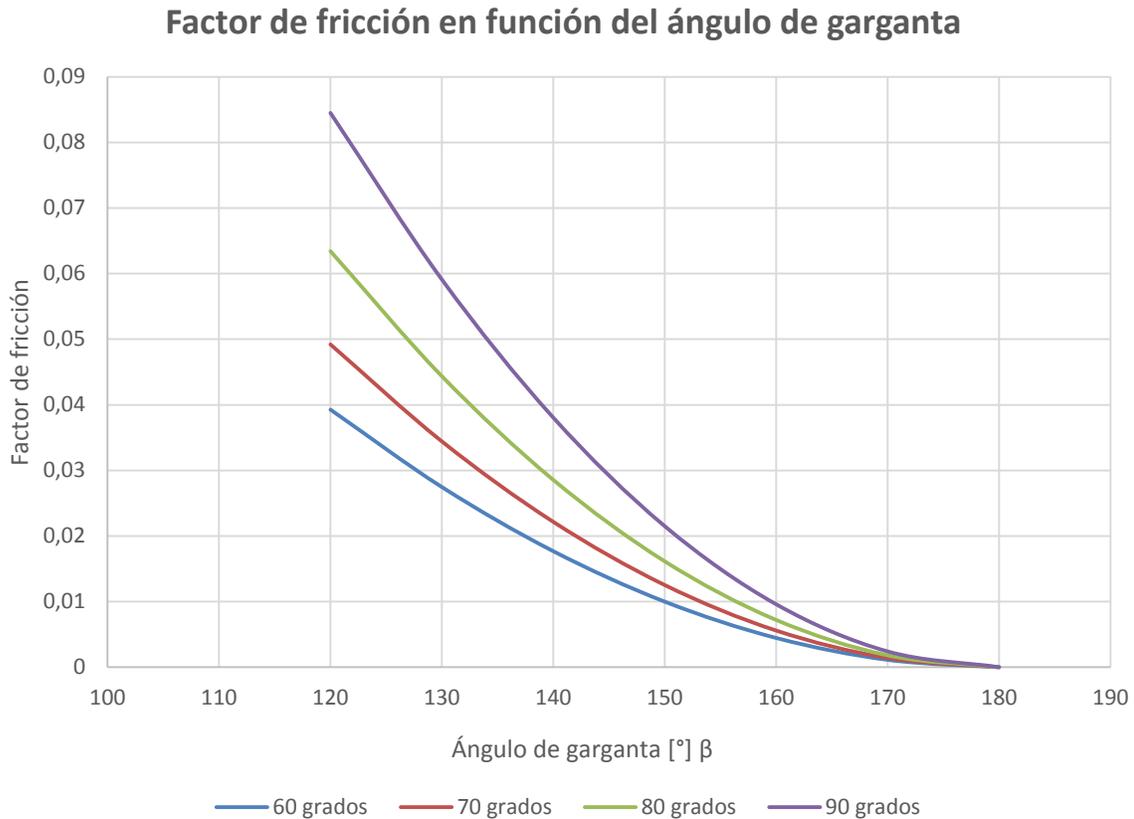


Figura 4.53 Factor de fricción de la polea con garganta semicircular con entalle.

Fuente: Propia.

Para poder seleccionar el mejor tipo de perfil de la garganta en la polea, no conviene el que tenga menor coeficiente de fricción ya que si ésta disminuye, la relación entre tensiones también va a disminuir por lo que se puede producir deslizamiento. Tampoco se puede escoger un coeficiente de fricción muy alto ya que existe un desgaste excesivo en el cable de la polea. Por ende se toman otros parámetros de selección adicionales como se describe a continuación. El material utilizado con mayor frecuencia para la polea de tracción es la Fundición Gris, con la cual no se produce un desgaste anormal del cable de tracción.

4.2.8.2 Criterio de la presión específica sobre la garganta de la polea

Las presiones que ejercen los cables sobre las poleas deben tener como máximo un valor que corresponde a la presión máxima que se la obtiene mediante la ecuación 4.24¹⁰:

$$p = \frac{12.5+4v}{1+v} \quad (4.24)$$

Donde:

v: velocidad del elevador, 1 [m/s].

p: Presión del cable sobre la garganta, [Mpa].

Reemplazando en la ecuación 4.24 con la velocidad de 1[m/s], se tiene el siguiente resultado:

$$p = 8.25 \text{ [MPa]}.$$

Para poleas con gargantas trapezoidales se utilizan la siguiente la ecuación 4.25¹¹:

$$p = \frac{T}{ndD} \frac{3\pi}{2\text{sen}\left(\frac{\gamma}{2}\right)} \quad (4.25)$$

Se tiene los siguientes resultados para garganta trapezoidal:

ÁNGULO [°]	PRESIÓN EJERCIDA [MPa]
20	41.72
25	33.47
30	27.99
35	24.09
40	21.18
45	18.93

Tabla 4.5 Presión ejercida en función del ángulo en poleas con garganta trapezoidal.

Fuente: Propia.

Para poleas con garganta semicircular se utilizan la ecuación 4.26¹²:

¹⁰ Elevadores: Principios e innovaciones. Antonio Miravete, Emilio Larrodé.

¹¹ Elevadores: Principios e innovaciones. Antonio Miravete, Emilio Larrodé.

$$p = \frac{T}{ndD} \frac{8}{\beta + \text{sen}\left(\frac{\beta}{2}\right)} \quad (4.26)$$

Se tiene los siguientes resultados para garganta semicircular:

ÁNGULO [°]	PRESIÓN EJERCIDA [MPa]
160	3.924
165	3.919
170	3.916
175	3.915
180	3.915

Tabla 4.6 Presión ejercida en función del ángulo en poleas con garganta semicircular

Fuente: Propia.

Como se puede ver en los resultados, la garganta semicircular es la más apropiada para el conjunto del elevador que se está diseñando.

4.2.8.3 Definición de la polea de tracción

El elemento que produce el movimiento en el elevador es la polea de tracción, la cual se encuentra en la parte inferior de la cápsula del elevador. Por ende este elemento resiste toda la carga producida por el peso de la cabina y el contrapeso.

Se debe tener en cuenta los siguientes aspectos para seleccionar o construir una polea:

- El diámetro.
- El perfil de sus gargantas.
- Material con el que está construida.

El diámetro de la polea de tracción de acuerdo a la norma UNE EN 81 tiene un límite inferior, el cual corresponde a 26 veces el diámetro nominal del cable de tracción con la finalidad de que el cable no tenga un desgaste anormal. Debido a que las especificaciones del motor dicen claramente que el diámetro del cable a ser utilizado

¹² Elevadores: Principios e innovaciones. Antonio Miravete, Emilio Larrodé.

es de 13 [mm], el diámetro de la polea tendrá un valor de 340 [mm], para cumplir con la norma.

4.2.8.4 Descripción de la polea de la cabina y contrapeso

Se selecciona una garganta en forma semicircular sin entalla con un factor de fricción de 0.115 que corresponde a los siguientes valores:

- Ángulo de contacto entre la polea y el cable: 180°.
- Diámetro de la polea: 340 [mm].
- Material fundición gris.

4.2.8.5 Simulación en ANSYS 15 de la polea de la cabina y el contrapeso

Para llevar a cabo la simulación de la polea se debe tomar en cuenta los siguientes aspectos:

Material: Fundición gris.

Restricciones: La restricción se la realiza en el agujero central de la polea donde van los rodamientos. Desplazamiento $x=0$, $y=0$, $z=0$.

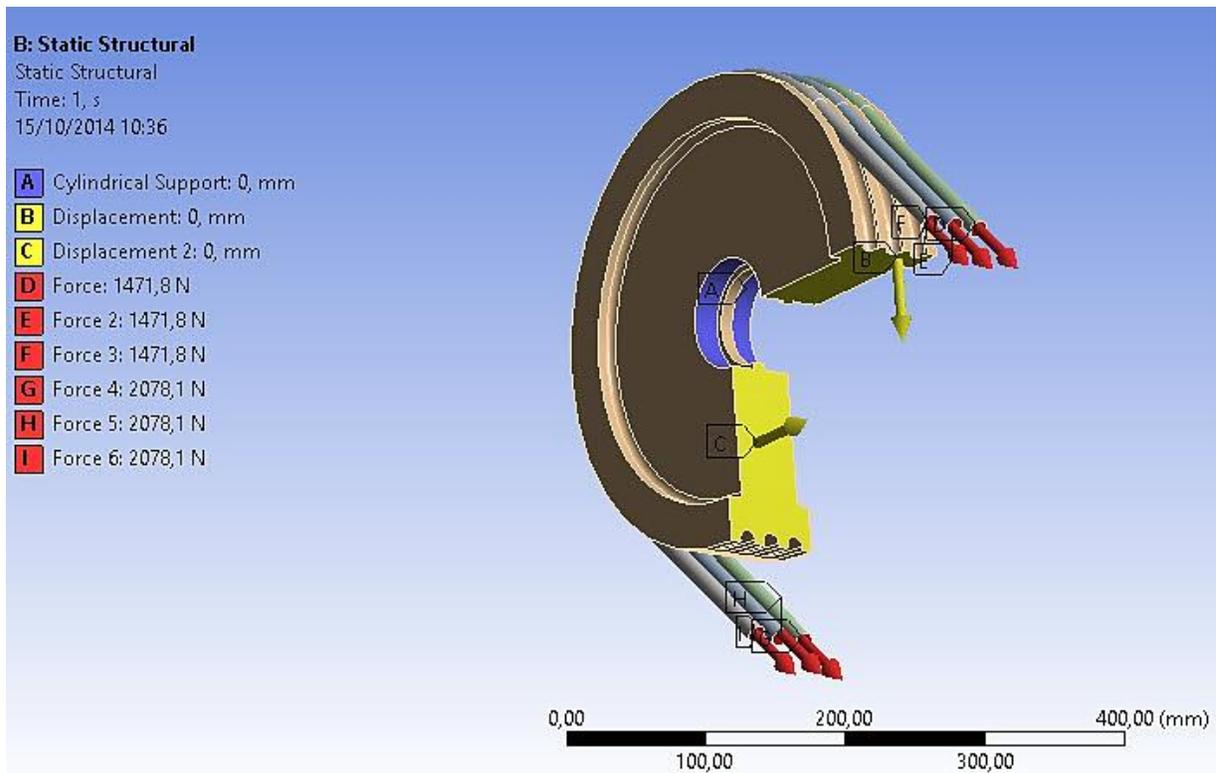


Figura 4.54 Condiciones de borde para la simulación de la polea de cabina y contrapeso.

Fuente: Propia.

Análisis: Módulo Static Structural.

Carga asignada: Para asignar la carga en la polea se crea unos elementos que tienen la forma del cable, los cuales están montados sobre las poleas y van a tener la carga obtenida anteriormente dividida para 3 porque éste es el número de cables utilizados para transmitir el movimiento. La carga sobre los extremos de cada cable es de 1845.53 [N] y 2605.76 [N]. Estas cargas se las asignan respectivamente sobre la superficie transversal de los extremos del cable.

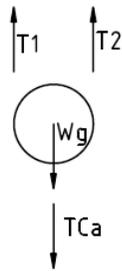


Figura 4.55 DCL Polea cabina y contrapeso.

Fuente: Propia.

Mallado: Tipo tetraédrico.

Número de elementos: 38 099.

Número de nodos: 35 193.

4.2.8.5.1 Calidad del mallado de la polea de cabina y contrapeso

La calidad de malla obtenida para la simulación cumple con lo descrito en el apartado 4.1.2.

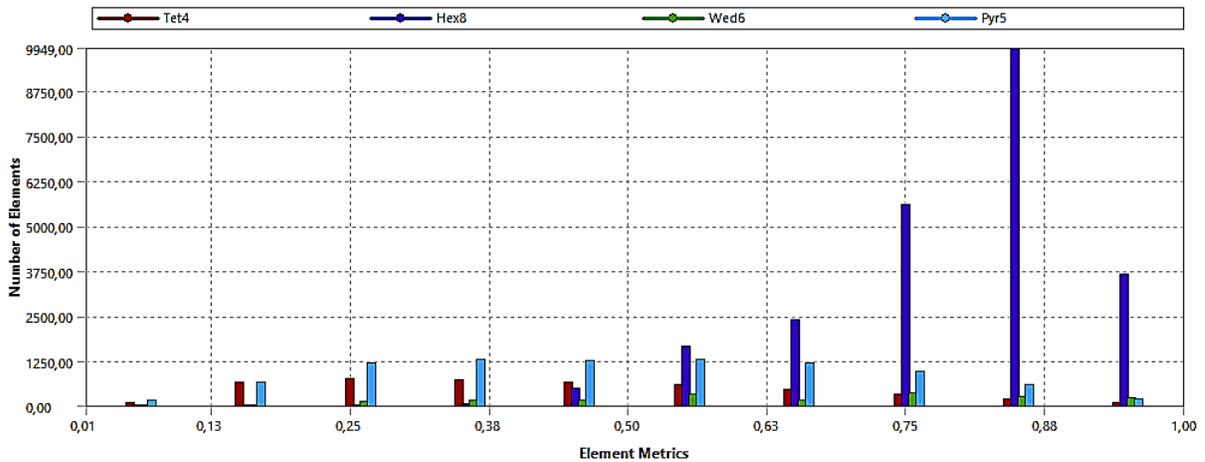


Figura 4.56 Calidad de la malla de la polea de la cabina y contrapeso.

Fuente: Propia.

4.2.8.5.2 Resultados de la simulación de la polea de cabina y contrapeso

Los datos obtenidos que se muestran en la figura 4.57 indican el factor de seguridad de la polea, el cual tiene un valor satisfactorio debido a que el mínimo valor es de 8.26. Por lo que se puede concluir que el resultado obtenido en la simulación estructural demuestra una gran fiabilidad de la polea que se encuentra sobre la cabina y sobre el contrapeso.

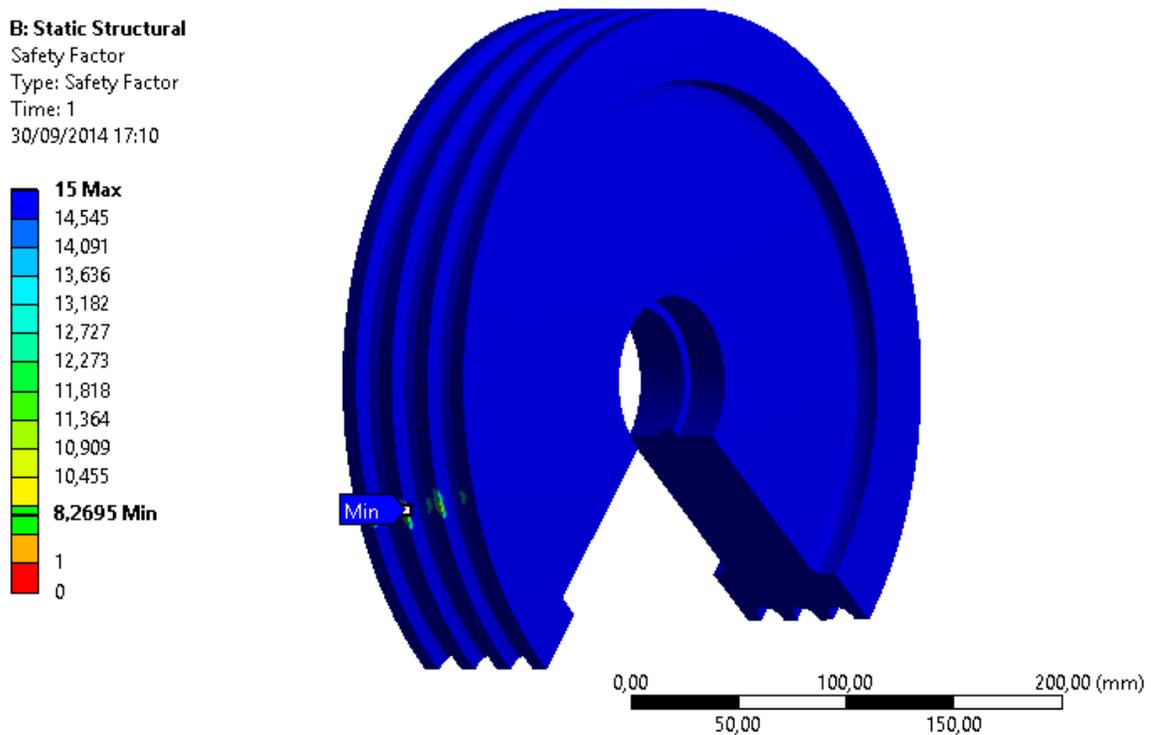


Figura 4.57 Resultados del factor de seguridad de la polea de cabina y contrapeso.

Fuente: Propia.

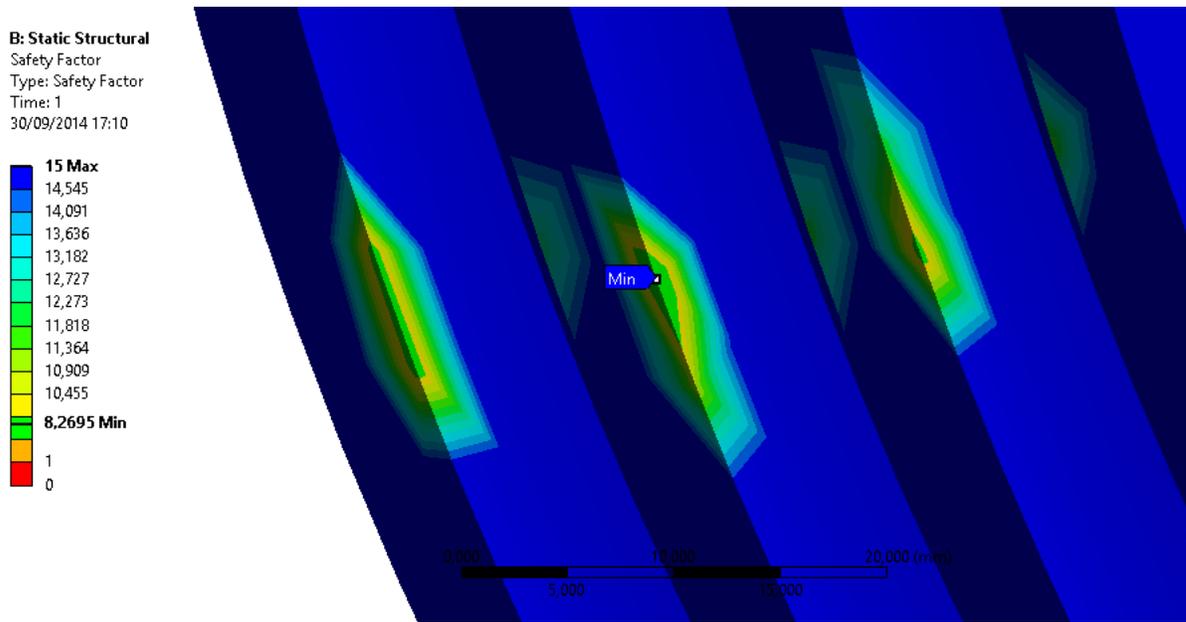


Figura 4.58 Acercamiento de la zona con menor factor de seguridad de la polea de cabina y contrapeso.

Fuente: Propia.

4.2.8.5.3 Convergencia de la solución de la simulación de la polea de cabina y contrapeso

La convergencia de la solución cumple con lo descrito en el apartado 4.1.3 y se muestra la gráfica de tendencia en la figura 4.59.

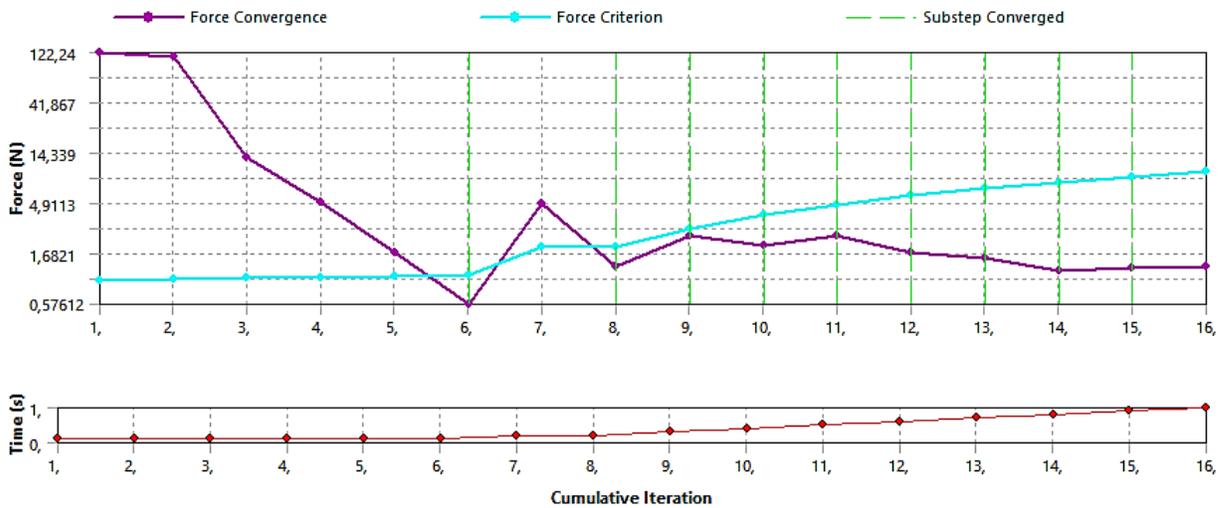


Figura 4.59 Convergencia de la solución de la polea de la cabina y contrapeso.

Fuente: Propia.

Además se realiza dos simulaciones más en esta polea, considerando que un solo cable reciba toda la carga. Obteniendo los siguientes resultados.

- Con un único cable en el canal de la mitad de la polea:

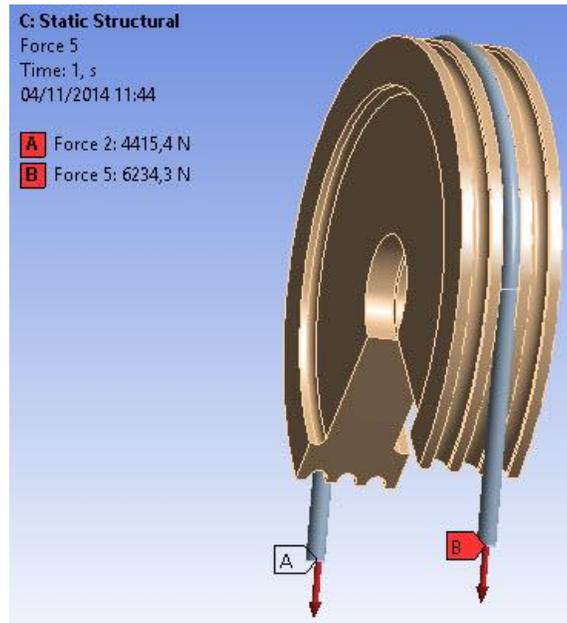


Figura 4.60 Fuerza aplicada en el cable de la mitad de la polea.

Fuente: Propia.

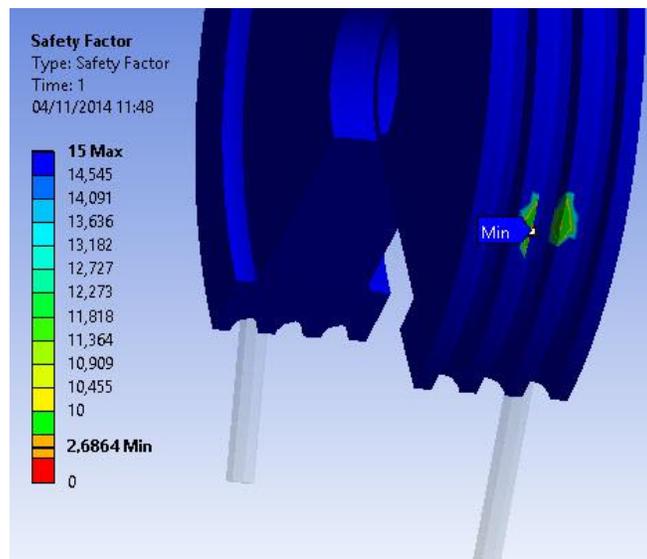


Figura 4.61 Factor de seguridad cuando existe solo el cable de la mitad.

Fuente: Propia.

- Con un único cable en un canal del costado de la polea:

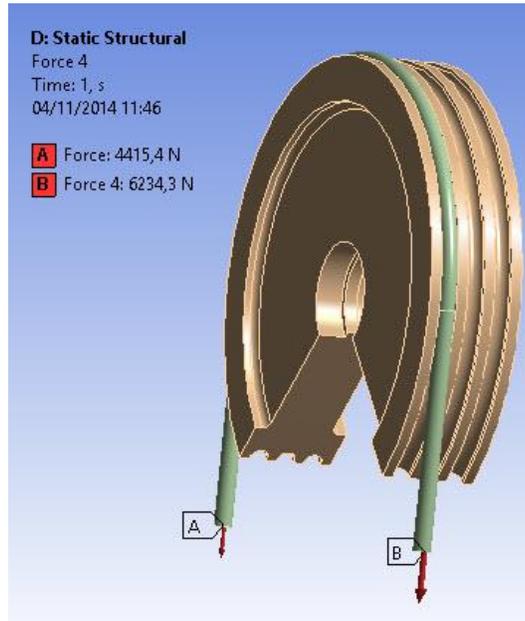


Figura 4.62 Fuerza aplicada en un cable de un lado de la polea.

Fuente: Propia.

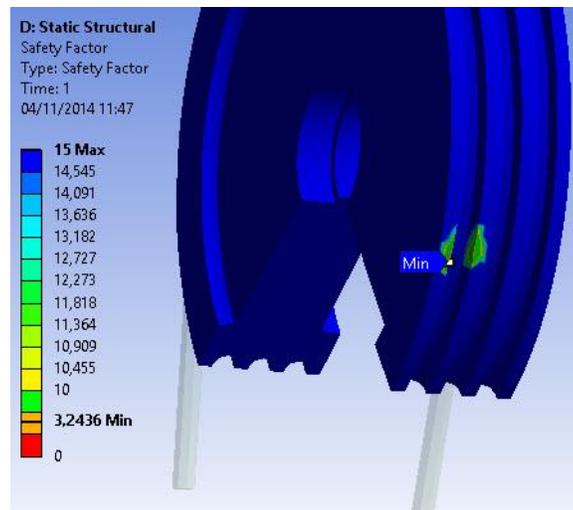


Figura 4.63 Factor de seguridad cuando existe solo un cable a un solo lado.

Fuente: Propia.

Como se puede apreciar el factor de seguridad disminuye a un valor de aproximadamente 3 el cual es satisfactorio. Por lo analizado, se tiene que el diseño de la pulea cumple satisfactoriamente.

4.2.8.6 Simulación en ANSYS 15 de las poleas desviadoras

Para llevar a cabo la simulación de las poleas desviadoras se debe tomar en cuenta los siguientes aspectos:

Material: Fundición gris.

Restricciones: La restricción se la realiza en el agujero central de la polea donde van los rodamientos. Desplazamiento $x=0$, $y=0$, $z=0$

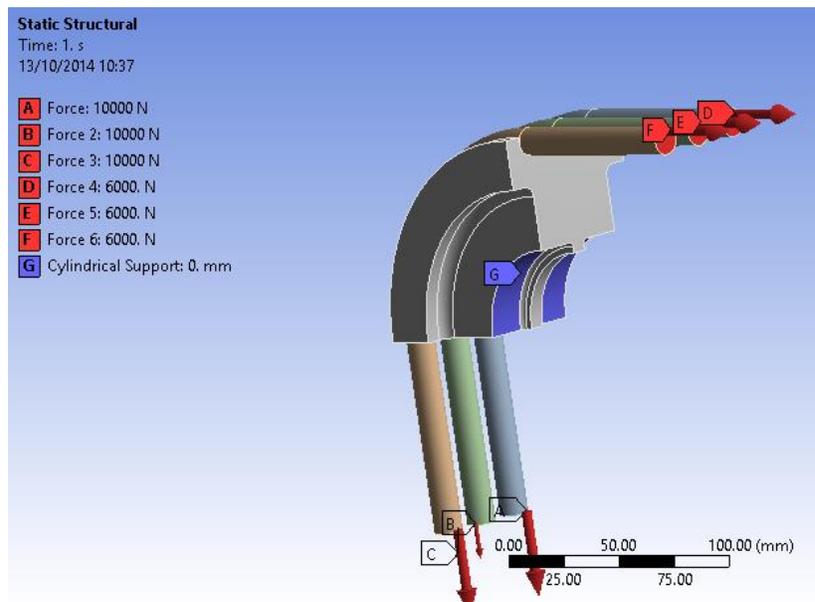


Figura 4.64 Condiciones de borde de la simulación de la polea desviadora.

Fuente: Propia.

Análisis: Módulo Static Structural.

Carga asignada: Para asignar la carga en la polea se crea unos elementos que tienen la forma del cable. La carga se aplicada en los extremos de cada cable tiene un valor de 2605.76 [N] y 3119.1 [N], correspondiente a la polea que más carga soporta. Estas cargas se las asignan respectivamente sobre la superficie transversal de los extremos del cable.

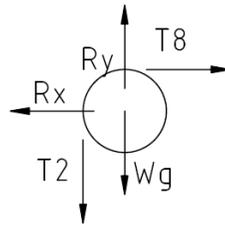


Figura 4.65 DCL Polea desviadora.

Fuente: Propia.

Mallado: Tipo tetraédrico.

Número de elementos: 40 112.

Número de nodos: 38 498.

4.2.8.6.1 Calidad del mallado de la polea desviadora

La calidad de malla obtenida para la simulación cumple con lo descrito en el apartado 4.1.2.

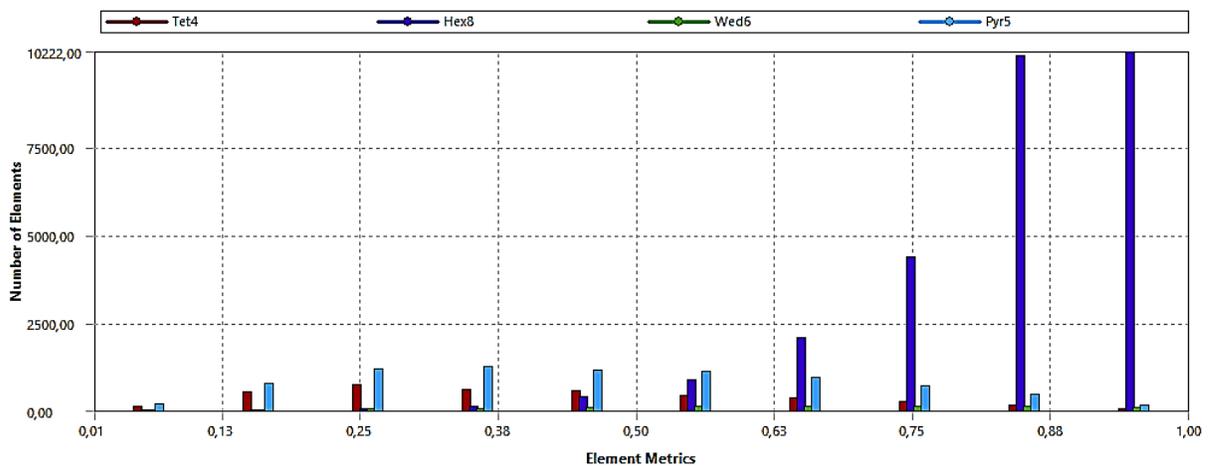


Figura 4.66 Calidad de la malla de la polea desviadora.

Fuente: Propia.

4.2.8.6.2 Resultados de la simulación de la polea desviadora

Los datos obtenidos que se muestran en la figura 4.67 indican el factor de seguridad de la polea desviadora, el cual tiene un valor satisfactorio debido a que el mínimo

valor es de 9.7. Por lo que se puede concluir que el resultado obtenido en la simulación estructural demuestra una gran fiabilidad de la polea desviadora.

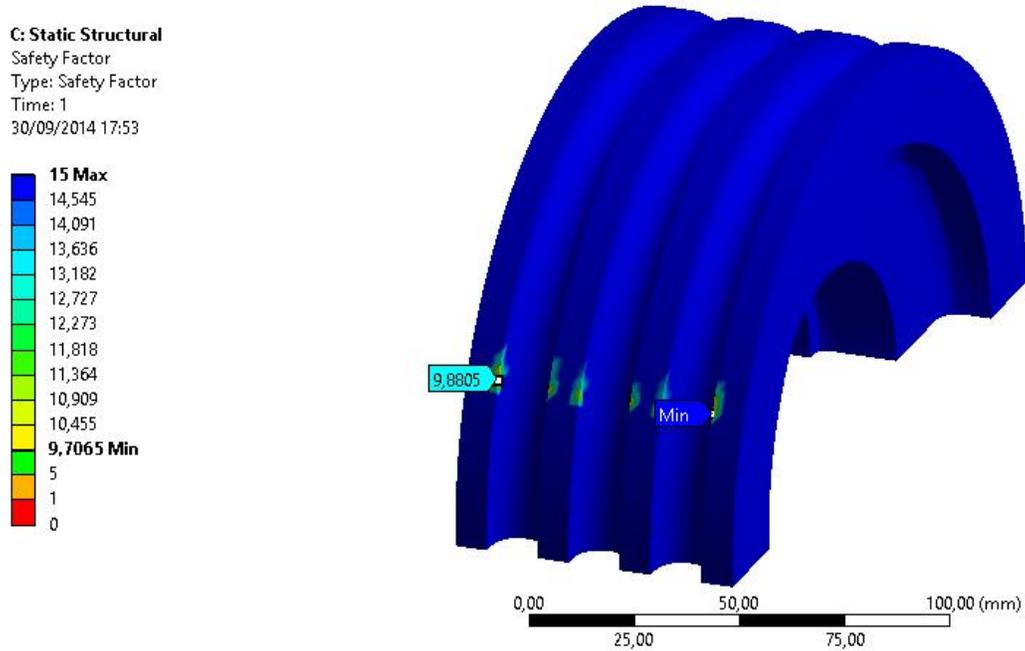


Figura 4.67 Resultados del factor de seguridad de la polea desviadora.

Fuente: Propia

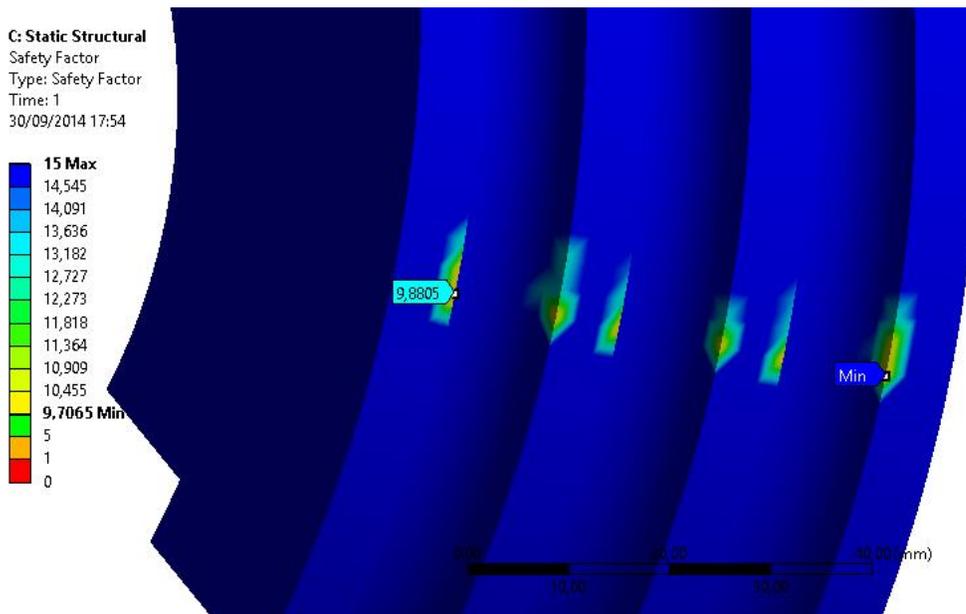


Figura 4.68 Acercamiento de la zona con menor factor de seguridad de la polea desviadora.

Fuente: Propia

4.2.8.6.3 Convergencia de la solución de la polea desviadora

La convergencia de la solución cumple con lo descrito en el apartado 4.1.3 y se muestra la gráfica de tendencia en la figura 4.69.

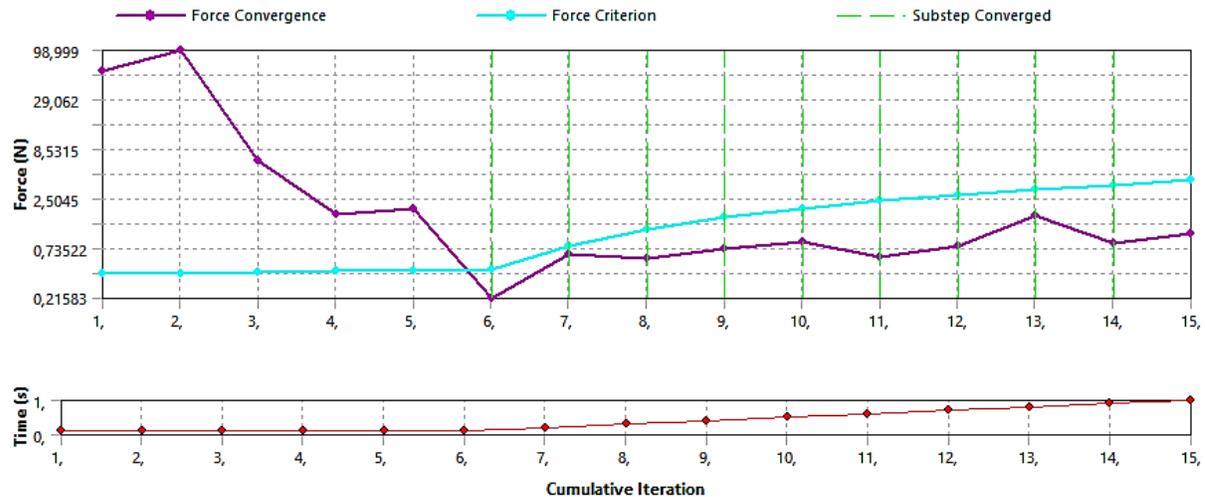


Figura 4.69 Convergencia de la solución de la polea desviadora.

Fuente: Propia.

4.2.8.7 Cálculo del eje de la polea

La polea transmite una carga al eje correspondiente a la suma de las tensiones sobre la misma. En el centro de la polea existen dos rodamientos por lo que el eje no gira, a pesar de ello se manifiesta una carga de flexión fluctuante la cual tiene una amplitud muy baja por lo que el cálculo del eje se lo realiza con la teoría de Máximo Esfuerzo Axial.

POLEA	CARGA [N]
Cabina	13,535.58
Contrapeso	10,350.35
Desviadora 1	12,245.58
Desviadora 2	14,634.80
Desviadora 3	5,079.78
Desviadora 4	4,679.73

Tabla 4.7 Resumen de las cargas en las poleas.

Fuente: Propia.

Se puede observar que la polea desviadora 2 es la que resiste la mayor carga de todas. Se procede a realizar los cálculos con el eje correspondiente y el resultado se usa para las demás poleas.

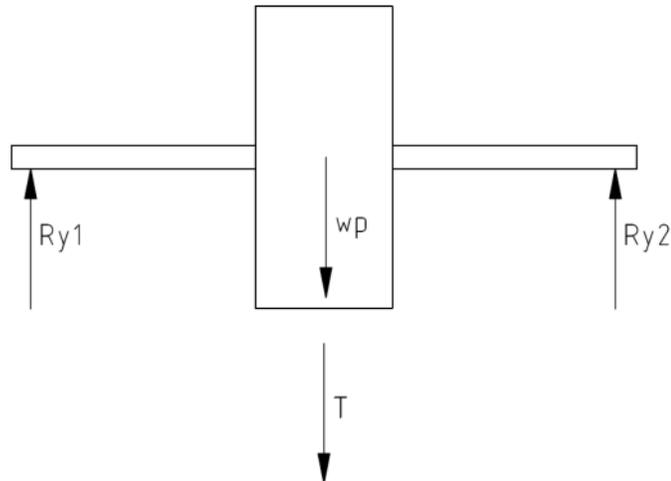


Figura 4.70 Esquema de las fuerzas que se manifiestan en el eje de la polea.

Fuente: Propia.

Las fuerzas y momentos que actúan en el eje se calculan a continuación considerando que la aceleración máxima es $0.6 \text{ [m/s}^2\text{]}$.

$$\sum Fy = m_p a$$

$$Ry1 + Ry2 - T - m_p g = m_p a$$

Debido a que el eje soporta cargas en sus dos extremos de forma simétrica, se puede asegurar:

$$Ry1 = Ry2 = Ry$$

$$Ry = 5\,640.9 \text{ [N]}$$

Usando la ecuación 4.3, el momento máximo producido por la carga es:

$$M = 282 \text{ [Nm]}$$

Consideraciones para el cálculo del eje:

- Se considera que el eje soporta solamente carga estática.
- No se transmite ningún momento torsional debido a que la polea tiene un rodamiento en su parte central.
- El cálculo se lo realiza con la teoría del Máximo Esfuerzo Axial.
- El eje tiene concentradores de esfuerzo de ranura circular.

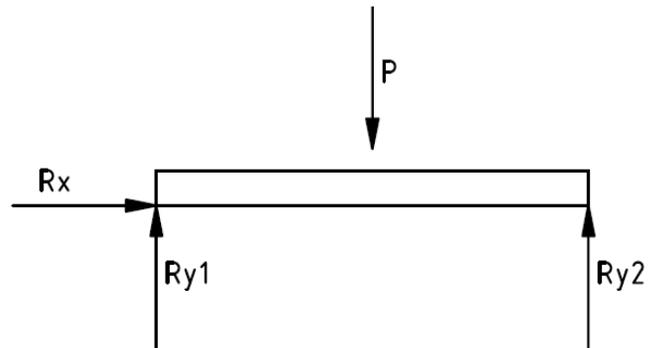


Figura 4.71 DCL Eje de la polea.

Fuente: Propia.

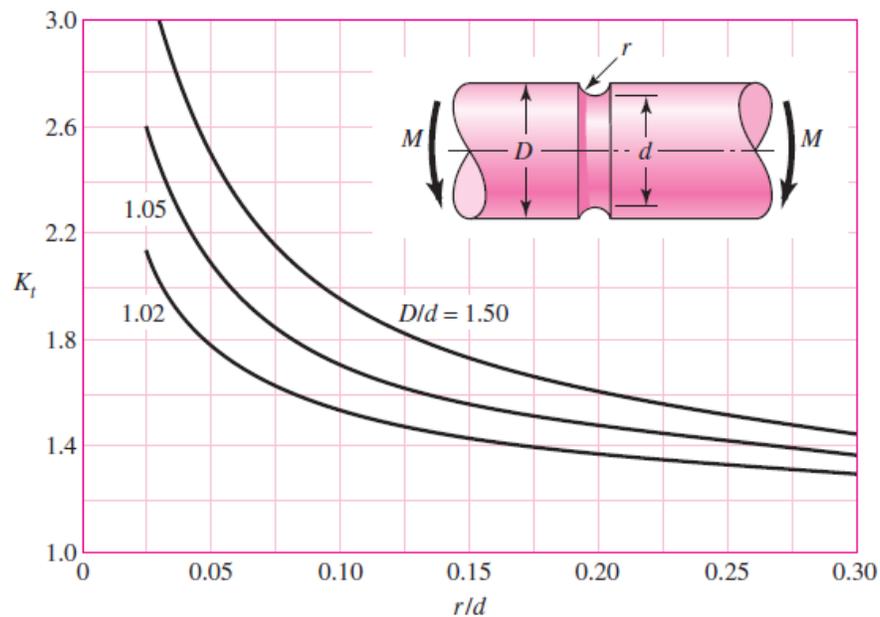


Figura 4.72 Factor de concentración de esfuerzos para ejes con ranura a flexión.

Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica; Joseph E. Shigley.

Las ranuras del eje tienen un diámetro de 47.5 mm (según catálogo). Por lo que el D/d tiene un valor de 1.05. Para tener un factor de concentración más bajo, se debe realizar la ranura con un radio(r) tal que la relación entre éste y el diámetro de la ranura sea igual a 0.3. Por lo que el radio será de 14.25 [mm]. Y el factor de concentración de esfuerzo K es 1.4.

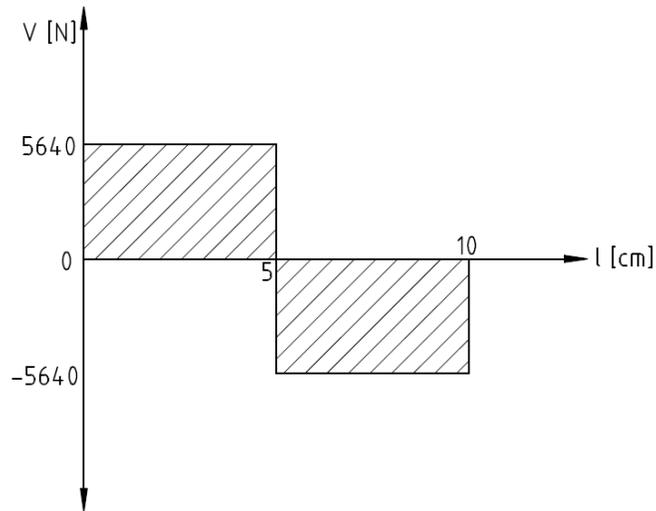


Figura 4.73 Diagrama fuerza cortante del eje de la polea.

Fuente: Propia.

Usando la ecuación 4.4 y los siguientes datos, los esfuerzos por flexión en el eje son:

M: Momento flector máximo, 282 [Nm].

I: Inercia del eje, $1.256E-7$ [m⁴].

c: Es la distancia desde el eje neutro hasta la fibra del eje sometida a tracción, es decir es el radio del eje por ser de sección circular, 0.025 [m].

Esfuerzo máximo:

$$\sigma = 19.54 \text{ [MPa]}.$$

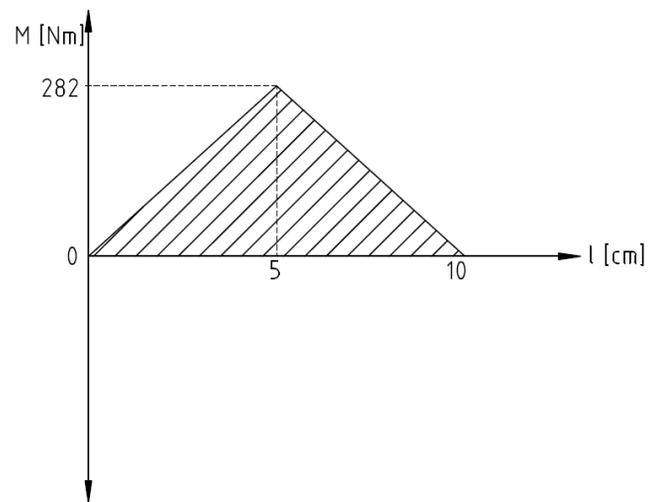


Figura 4.74 Diagrama del momento flector del eje de la polea.

Fuente: Propia.

Al considerar los concentradores de esfuerzo se debe obtener los esfuerzos corregido con el factor $K=1.4$ se debe obtener el momento en el punto.

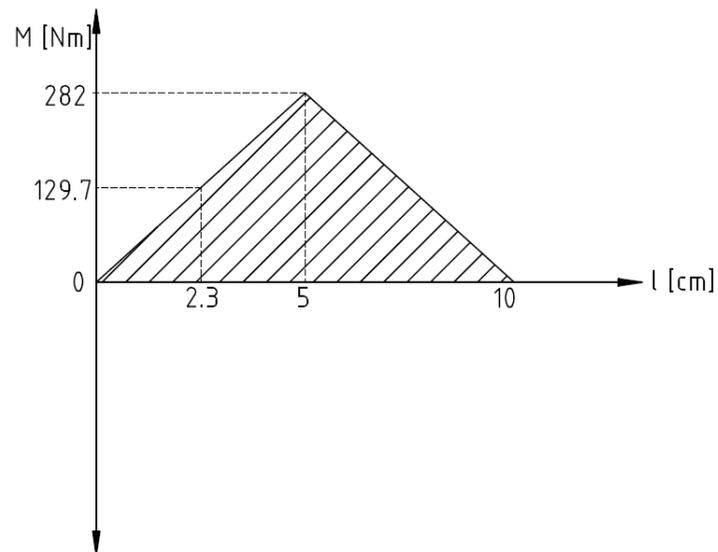


Figura 4.75 Diagrama del momento flector del eje de la polea con concentrador de esfuerzos.

Fuente: Propia.

El momento obtenido a una distancia de 2.3 [cm] que corresponde a 129.7 [Nm] se le debe multiplicar por el factor $K=1.4$.

$$M = 181.58 \text{ [Nm]}$$

Obteniendo como resultado que el momento crítico es en el centro del eje.

Reemplazando estos valores en la ecuación 4.5 se tiene que el eje presenta un factor de seguridad de:

$$\eta = 12.7$$

4.2.8.7.1 Anillo elástico de retención para el eje de las poleas

El anillo que se utiliza es un anillo de seguridad para ejes, de 50 mm de diámetro, tiene las siguientes características:

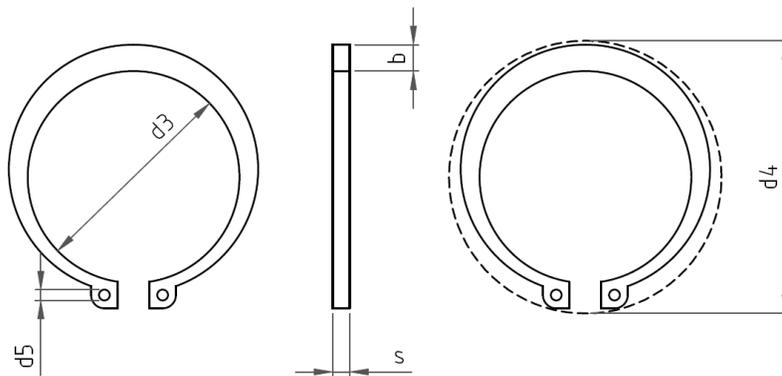


Figura 4.76 Esquema anillos elásticos de seguridad.

Fuente: Propia.

ANILLO							
d [mm]	s [mm]	a [mm]	b [mm]	d3 [mm]	tolerancia	d4 [mm]	d5 [mm]
50	2	6.9	5.1	45.8	+0.39-0.9	64.5	2.5

Tabla 4.8 Datos del anillo elástico de seguridad.

Fuente: Catalogo de anillos elásticos OTIA.

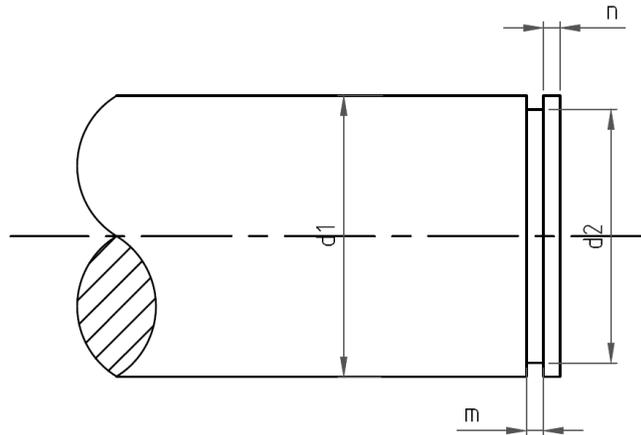


Figura 4.77 Esquema ranura del eje para anillo elástico de seguridad.

Fuente: Propia.

RANURA					
d1 [mm]	d2 [mm]	Tolerancia	m [mm]	n [mm]	Fuerza Axial Kg
50	47	+0 -0.25	2.15	4.5	5700

Tabla 4.9 Datos de la ranura del eje para el anillo elástico de seguridad.

Fuente: Catalogo de anillos elásticos OTIA.

Según las especificaciones del anillo de seguridad resiste una carga axial mucho más grande que la generada en los rodamientos de las poleas, por lo que cumple satisfactoriamente los requisitos para soportar al rodamiento en el eje.

4.2.8.7.2 Selección de las abrazaderas tipo U para el eje de las poleas

De acuerdo a las cargas que se aplican en el eje de la polea se debe seleccionar la abrazadera adecuada para que soporte las cargas con un coeficiente de seguridad confiable.

Esto se realiza con las tablas de los proveedores para seleccionar la abrazadera adecuada. La carga se reparte en dos abrazaderas. Además se debe tomar en cuenta que la abrazadera no va a soportar la carga vertical, por la manera en que va montado el eje de la polea sobre el perfil estructural, por lo que solamente va a soportar la carga horizontal de las poleas desviadoras.

Polea	Carga sobre la polea [N]	Abrazadera	Carga máxima [N]	Coefficiente seguridad
Polea de la cabina	0	U 2" galvanizado	5390	Satisfactorio
Polea del contrapeso	0	U 2" galvanizado	5390	Satisfactorio
Polea desviadora 1	4678.64	U 2" galvanizado	5390	1.15
Polea desviadora 2	4678.64	U 2" galvanizado	5390	1.15
Polea desviadora 3	1419.65	U 2" galvanizado	5390	3.2
Polea desviadora 4	1243.39	U 2" galvanizado	5390	3.6

Tabla 4.10 Factores de seguridad para las abrazaderas de los ejes de las poleas.

Fuente: Propia.

4.2.8.8 Selección de los rodamientos para las poleas

Para la determinación del rodamiento adecuado se debe determinar la carga resultante que soporta el mismo. El criterio para la selección de rodamientos está basado en la American Bearing Manufacturers Association. ABMA.

Se debe determinar el número de las revoluciones por minuto de las poleas. Se asume que entre el cable y la polea no hay deslizamiento. Debido a que las poleas que se encuentran en la parte superior de la cabina y del contrapeso tienen la misma dimensión que la polea de tracción, la velocidad de rotación es la misma, porque la relación de transmisión es 1:1. Esto quiere decir que giran a 160 [RPM] (dato obtenido del catálogo del motor).

Para las poleas desviadoras la relación de transmisión viene dado por la ecuación 4.27:

$$n = \frac{D1}{D2} \quad (4.27)$$

$$n = 2$$

Esto quiere decir que las poleas de menor diámetro giran a la velocidad obtenida con la ecuación 4.28:

$$\frac{D1}{D2} = \frac{\omega2}{\omega1} \quad (4.28)$$

$$2\omega1 = \omega2$$

Lo que quiere decir que las poleas desviadoras giran al doble de la velocidad que las poleas principales, es decir a 320 [RPM].

Para los rodamientos de la polea ubicada sobre la cabina y sobre el contrapeso, se puede asegurar que la carga es solamente radial, por lo que la carga equivalente del rodamiento es igual a la carga radial del mismo.

Cuando se ha calculado la carga teóricamente, esta se puede alejar de la realidad debido a las vibraciones producidas por los elementos a los que está sujeto el rodamiento por lo que es necesario considerar un factor de carga que para este caso corresponde a un valor de 1.2. Como son dos rodamientos los que se monta en la polea se asume que la carga se divide para 2.

Se propone un rodamiento de rodillos cilíndricos de contacto angular, por lo que se procede a seleccionar de acuerdo con la ecuación 4.29:

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^{\frac{10}{3}} \quad (4.29)$$

Donde:

C: Carga básica del rodamiento, dato tabulado [N].

P: Carga equivalente, 10 873 [N].

L: Índice básico de vida, 10^6 revoluciones.

Reemplazando en la ecuación 4.29 se tiene:

$$C = 42\,140 [N]$$

Se debe calcular el índice básico de vida que viene dado por la ecuación 4.30. Donde n es el número de revoluciones y corresponde a 160 rpm.

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^3 \quad (4.30)$$

$$L_h = 53\,902.5 \text{ horas}$$

El rodamiento propuesto cumple satisfactoriamente los requisitos por lo que su selección es adecuada.

El rodamiento es: FAG NUP210.

Soporta altas revoluciones y la carga actuante sobre el elemento. La lubricación es con grasa. Peso del rodamiento 0.5 [kg].

4.2.8.8.1 *Determinación de la lubricación para los rodamientos de las poleas*

La lubricación de los rodamientos va a ser por medio de grasa ya que:

- No se necesita evacuar calor.
- Las propiedades viscoplásticas sirve para reducir las vibraciones.
- Los rodamientos no tienen retenedores de aceite.
- La grasa asegura una lubricación correcta en altas presiones.

La grasa con tipo de jabón de sodio es adecuada para los rodamientos ya que tiene las siguientes características:

Resistencia al agua: Media.

Estabilidad de trabajo: Buena.

Punto de goteo: 230°C

Velocidad y carga: Buena.

4.2.9 SELECCIÓN DE LOS CABLES

La cabina del elevador y su respectivo contrapeso están suspendidos por lo general con cables de acero. En un ascensor se utilizan cables para dos aplicaciones diferentes: el cable de tracción que se va a encargar de realizar el movimiento y el

cable limitador de velocidad que va a activar de ser necesario al paracaídas de la cabina.

4.2.9.1 Cables de tracción

Para seleccionar el cable de tracción se debe tomar como dato de partida la carga de la cabina, la carga de pasaje y la carga del contrapeso, de manera que al sumarse todos estos creen un esfuerzo de tracción en el cable.

De acuerdo con las especificaciones del motor, el diámetro a utilizar del cable es de 13 [mm]. Con la información del proveedor se calcula si el cable es apropiado para el sistema. El cable propuesto es un 8x19 con alma polimérica, especial para elevadores. Se necesita una longitud de 35 metros por cable.

Para conocer el diámetro necesario para la polea se tiene la ecuación 4.31:

$$D = 26d \quad (4.31)$$

Donde d es el diámetro del cable:

$$D = 26 \times 13 [\text{mm}]$$

$$D = 338 [\text{mm}]$$

La resistencia a la ruptura del cable según el catálogo de León Cables¹³ es de 6.6 Toneladas.

El área media del cable se determina con la ecuación 4.32 y es:

$$A_m = 0.4D_r^2 \quad (4.32)$$

$$A_m = 0.4 \times 1.3^2$$

$$A_m = 0.676 [\text{cm}^2]$$

El esfuerzo estático viene expresado con la ecuación 4.33:

¹³ Empresa ecuatoriana importadora de cables.

$$\sigma_e = \frac{P}{A_m} \quad (4.33)$$

Donde P es la carga del cable.

La carga máxima que soporta el cable es de 13 000 [N].

$$\sigma_e = 192.31 [MPa].$$

El esfuerzo dinámico se obtiene utilizando la ecuación 4.34¹⁴:

$$\sigma_d = \frac{\sigma_e a}{g} \quad (4.34)$$

Donde a es la máxima aceleración.

$$\sigma_d = 11.77 [MPa]$$

Obteniendo un esfuerzo total de:

$$\sigma_t = \sigma_e + \sigma_d \quad (4.35)$$

$$\sigma_t = 204.01 [MPa]$$

El esfuerzo de aplastamiento viene dado por la ecuación 4.36¹⁵:

$$p = \frac{T}{Rm} \quad (4.36)$$

Donde:

R: Radio de la polea, 0.34 [m].

m: Fracción del diámetro del cable que entra en contacto con la polea, para este caso es 0.5x0.013 [m].¹⁶

$$p = 11.76 [Mpa]$$

¹⁴ Grúas; Emilio Larrodé.

¹⁵ Grúas; Emilio Larrodé.

¹⁶ Grúas; Emilio Larrodé.

4.2.9.1.1 Diseño a fatiga del cable de tracción

Se obtiene la presión del cable sobre la polea con la ecuación 4.37¹⁷:

$$p = \frac{2F_t}{D_r D_s} \quad (4.37)$$

Donde:

F_t: Carga máxima del cable 6600 [kg]¹⁸.

D_r: Diámetro del cable, 0.013 [m].

D_s: Diámetro de la polea, 0.34 [m].

$$p = 29.26 [MPa]$$

La resistencia del cable está dada por la ecuación 4.38:

$$S = \frac{F_t}{A_m} \quad (4.38)$$

$$S = 956.80 [MPa]$$

Al comparar todos los esfuerzos del cable obtenidos se obtiene el factor de seguridad:

$$\eta = 4.68$$

Por lo que se puede concluir que el cable funciona de manera óptima para estas condiciones de carga. Este análisis se realiza solamente para un cable ya que según la norma EN-81 un solo cable debe ser capaz de soportar toda la carga del sistema, pero debido a que el sistema funciona con 3 cables, la carga se reparte. Se asume que la carga se va a distribuir de igual manera para los 3 cables, por lo que la tensión con la que va a trabajar el cable es de:

$$T_u = \frac{P}{3} \quad (4.39)$$

¹⁷ Grúas; Emilio Larrodé.

¹⁸ Carga obtenida del catálogo de León Cables.

$$T_u = 4\,333.33 \text{ [N]}$$

Usando las ecuaciones 4.33, 4.34 y 4.35 se calcula el factor de seguridad para el sistema de tres cables:

$$\sigma_e = 64.1 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_d = 3.92 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_t = \sigma_e + \sigma_d$$

$$\sigma_t = 68.02 \text{ [MPa]}$$

$$\eta = 14.06$$

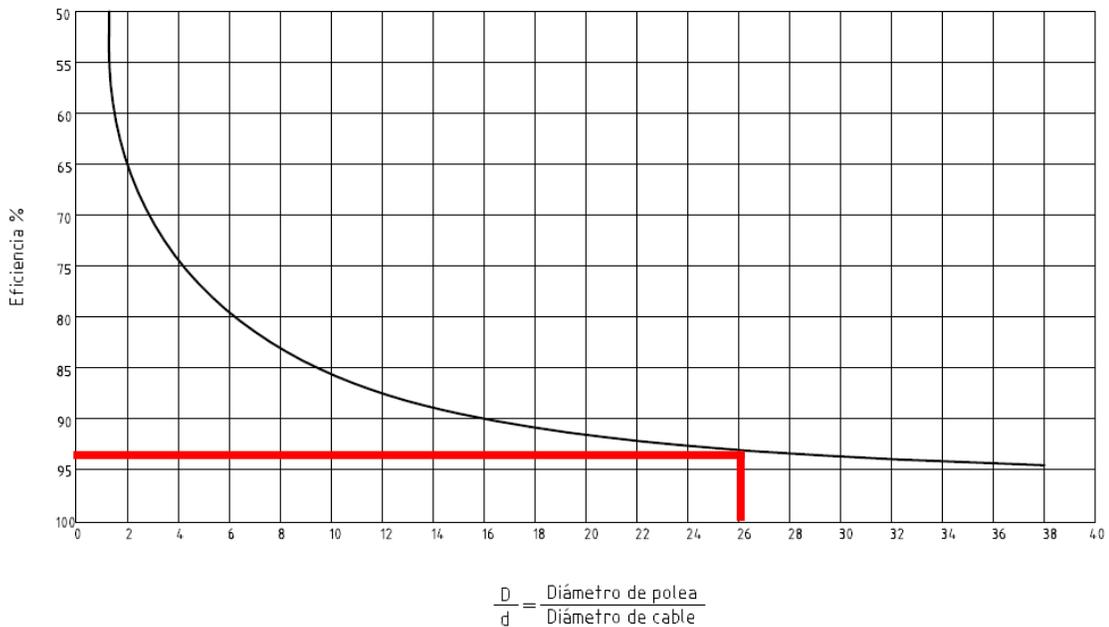


Figura 4.78 Eficiencia del sistema Polea-Cable.

Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica; Joseph E. Shigley.

De acuerdo con la figura 4.78 se puede obtener la eficiencia del sistema cable-polea. La relación que existe es de 26, por lo que la eficiencia corresponde a un valor de 92% el cual nos indica un alto rendimiento. Este cable cumple satisfactoriamente la primera aproximación en el cálculo del contrapeso, apartado 4.2.1.3.

4.2.9.1.2 Pretensado del cable de tracción

El pretensado del cable corresponde a un valor que se calcula con la ecuación 4.40¹⁹:

$$T_{pr} = \varepsilon AE \quad (4.40)$$

Donde:

T_{pr} : Tensión de pretensado, [N].

A: Área efectiva del cable $0.4d^2$.

ε : Deformación unitaria, 0.9.

E: Módulo de elasticidad del cable, 2857,14 [kg/mm²].

Reemplazando los datos se tiene una carga de pretensado de:

$$T_{pr} = 11\,770 \text{ [N]}$$

4.2.9.1.3 Selección del Clevis del cable de tracción

Para seleccionar el Clevis se deben conocer las cargas que actúan sobre el cable. Se selecciona, según la AISC, el Clevis necesario que satisfaga un factor de seguridad de 5 de acuerdo a las cargas que se presenta en los extremos del cable.

Para el extremo que está en la parte superior de la cabina se tiene una carga de 7817.28 [N]. Pero debido a que son tres cables se tiene una carga de 2605.75 [N]. Por lo que en el manual se procede a seleccionar el Clevis N° 2

Para el extremo que está en la parte superior del contrapeso se tiene una carga de 6100 [N]. Pero debido a que son tres cables se tiene una carga de 2033.3 [N] por lo que en el manual se procede a seleccionar el Clevis N° 2.

Con estos Clevis se tiene un factor de seguridad que corresponde a:

¹⁹ Fórmula obtenida del Manual de la AISC.

$$\eta_1 = \frac{15\,600[N]}{2605.75[N]}$$

$$\eta_1 = 5.98$$

$$\eta_2 = \frac{15600[N]}{2033.3[N]}$$

$$\eta_2 = 7.67$$

Las especificaciones del Clevis son las siguientes:

Número de Clevis	Dimensión en pulgadas							Carga segura de trabajo [kip]
	Diámetro exterior	Diámetro interior	b	n	a	w	t	
2	5/8	3/4	1 7/16	5/8	3 7/8	1 1/2	5/16	3.5

Tabla 4.11 Datos Clevis para el cable.

Fuente: Manual de la AISC.

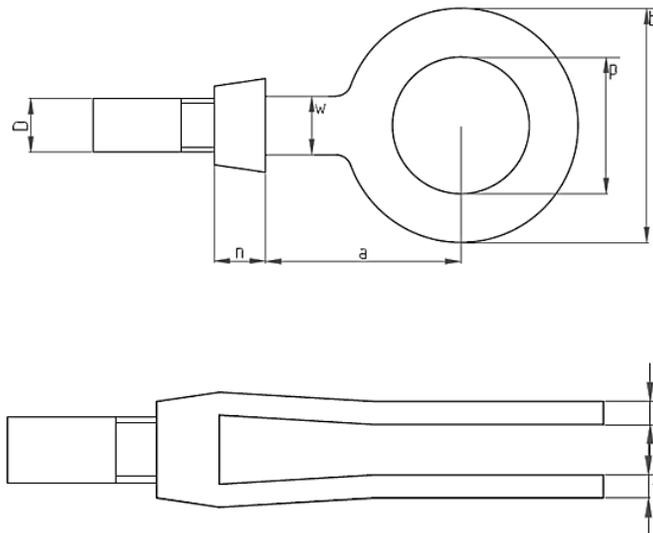


Figura 4.79 Esquema Clevis cable.

Fuente: Propia

4.2.9.2 Cables de limitador de velocidad

Este cable solamente acciona al limitador de velocidad. No tiene ninguna solicitud de carga importante, por lo que no se presta atención al dimensionamiento del cable. Las características del cable son:

Tipo: Seale 8x19

Alma: Polimérica

Diámetro: 6.4 [mm]

4.2.10 CLEVIS PARA EL DESTABADO DEL FRENO DE EMERGENCIA

El freno de emergencia tiene un rodillo moleteado que se traba para poder conseguir el frenado total de la cabina. Una vez que se acciona este dispositivo el elevador no puede funcionar libremente porque su movimiento se encuentra restringido. Por lo que para destrabar a la cabina se utiliza un teclé el cual se debe colgar en la estructura soportante y el otro extremo se coloca en el bastidor de la cabina.

La carga que soportará el clevis para el destrabado es exactamente la carga no equilibrada. La cual corresponde a la ecuación 4.41²⁰:

$$Q = Q_b + Q_p - Q_c \quad (4.41)$$

Donde:

Q_b: Carga de la cabina, 800 [kg].

Q_p: Carga de pasaje máximo, 450 [Kg].

Q_c: Carga del contrapeso, 1020 [kg].

$$Q = 2250 [N]$$

Por lo que el Clevis No. 2 cumple satisfactoriamente esta solicitud ya que soporta 15 591 [N].

²⁰ Fórmula obtenida del libro Elevadores Principio e Innovaciones; Emilio Larrodé

4.2.11 CÁLCULO DE LA ESTRUCTURA SOPORTANTE

4.2.11.1 Simulación en ANSYS 15 de la estructura soportante

Para llevar a cabo la simulación de la estructura soportante se debe tomar en cuenta los siguientes aspectos:

Tipos de perfiles: Tubo cuadrado 100x100x4.

UPN 80.

IPE 140.

IPE 100.

Material: Acero ASTM A500.

Acero ASTM A36.

Restricciones: Desplazamiento $x=0$, $y=0$, $z=0$. En la base de las columnas.

Rotación $x=0$, $y=0$, $z=0$. En la base de las columnas.

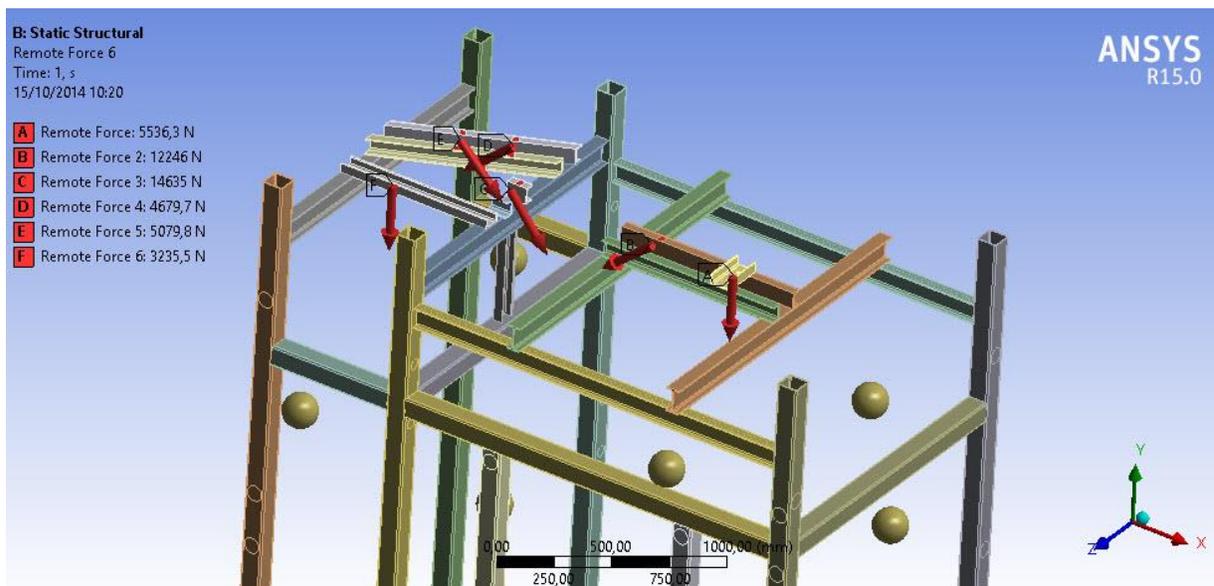


Figura 4.80 Fuerzas en la parte superior de la estructura soportante.

Fuente: Propia

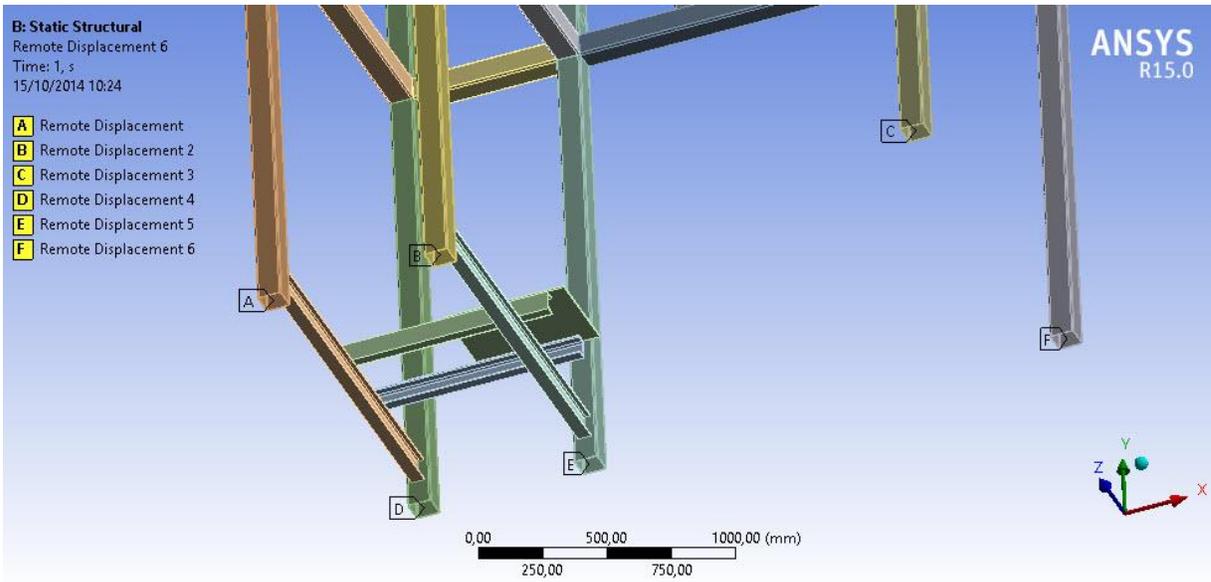


Figura 4.81 Soportes de desplazamiento remoto de la estructura soportante.

Fuente: Propia

Análisis: Módulo Static Structural.

Carga asignada: La carga que se asigna tienen los siguientes valores como se indica en la tabla 4.12 cada uno de ellos se coloca de acuerdo a la figura 4.82, además se colocan cargas concentradas en los puntos de soporte, correspondientes a las ventanas de la estructura.

No.	ELEMENTO	FUERZA Y [N]	FUERZA X [N]
1	Clevis Cabina	-5536,3	0
2	Polea desviadora 1	-7899,1	9357,28
3	Polea desviadora 2	-11252,5	-9357,3
4	Polea desviadora 3	-3048,2	3550,8
5	Polea desviadora 4	-3632,63	-3550,8
6	Clevis Contrapeso	-6100	0
7	Motor	13142	0

Tabla 4.12 Cargas sobre los elementos del sistema.

Fuente: Propia

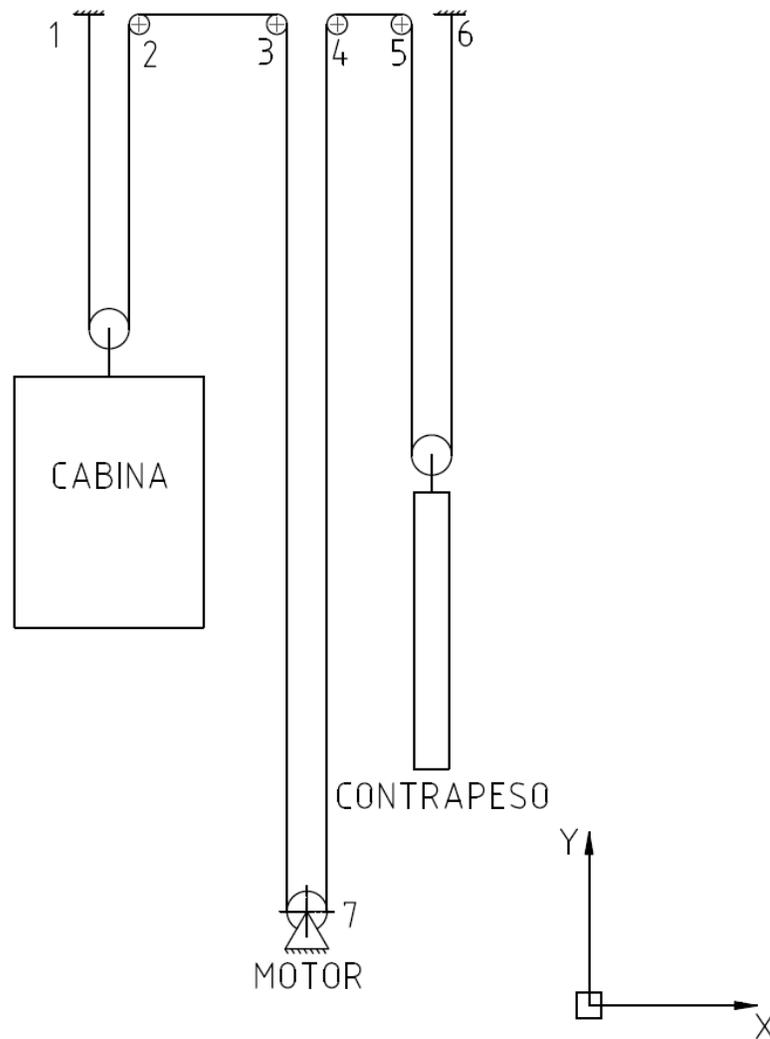


Figura 4.82 Esquema de los puntos donde se asignan las cargas del sistema.

Fuente: Propia

La carga que se asigna en el punto 1 y en el punto 2 se divide para tres cables. Las cargas de las poleas desviadoras se dividen para dos perfiles. La carga sobre la bancada del motor en el punto 7 se divide para 4, debido a que la bancada del motor se sujeta mediante 4 pernos a la estructura, figura 4.83.

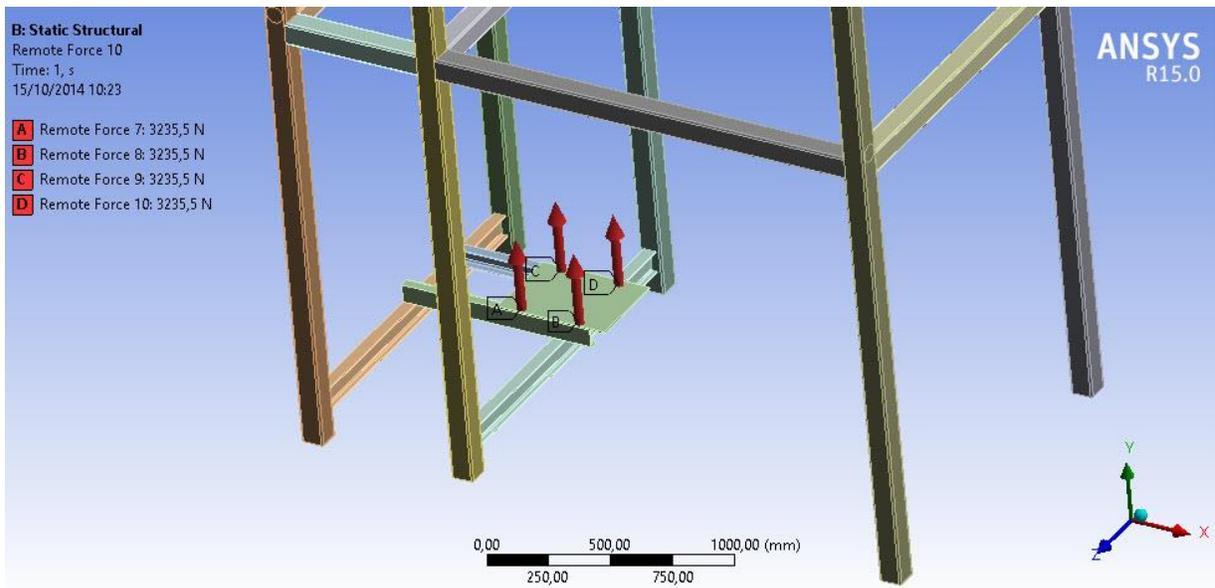


Figura 4.83 Fuerzas en la parte inferior de la estructura soportante.

Fuente: Propia

Mallado: Tipo tetraédrico.

Número de elementos: 2 428 905.

Número de nodos: 4 853 894.

4.2.11.1.1 Calidad del mallado de la simulación de la estructura soportante

La calidad de malla obtenida para la simulación cumple con lo descrito en el apartado 4.1.2.

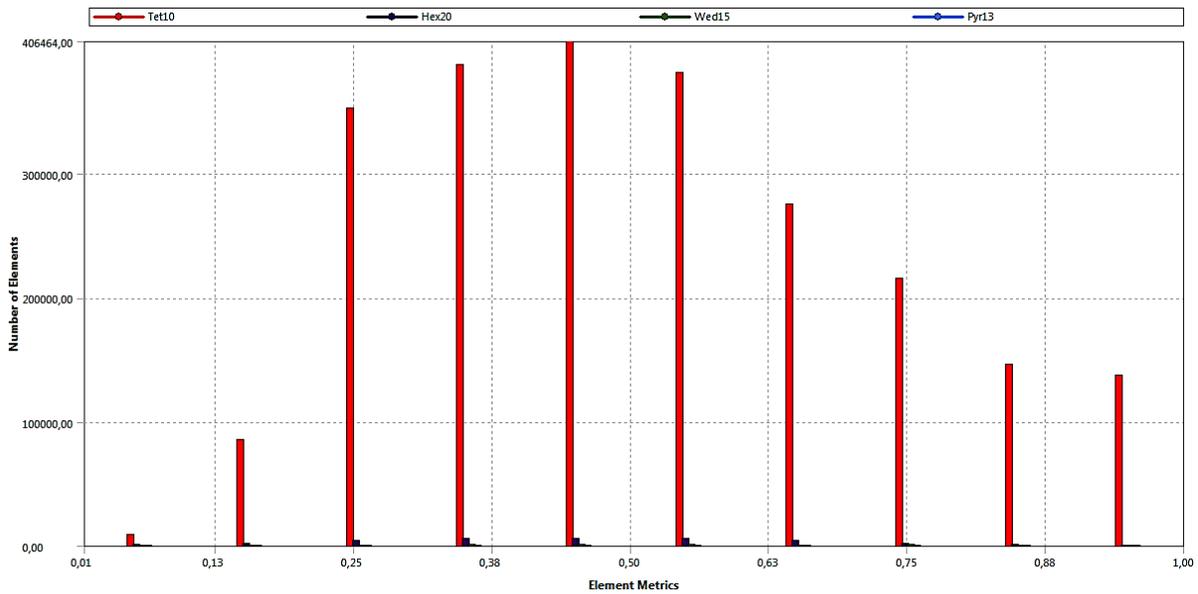


Figura 4.84 Calidad del mallado de la simulación de la estructura soportante.

Fuente: Propia

4.2.11.1.2 Resultados de la simulación de la estructura soportante

Las columnas de la estructura soportante tienen un factor de seguridad muy alto lo que denota una alta confiabilidad de las columnas. El coeficiente más bajo de seguridad tiene un valor de 10.

En la figura 4.85 se tiene una vista general de la parte superior de la estructura, la cual soporta la carga del sistema, por lo que se debe prestar especial interés en esta zona, ya que es la más propensa a fallar en el funcionamiento normal del elevador.

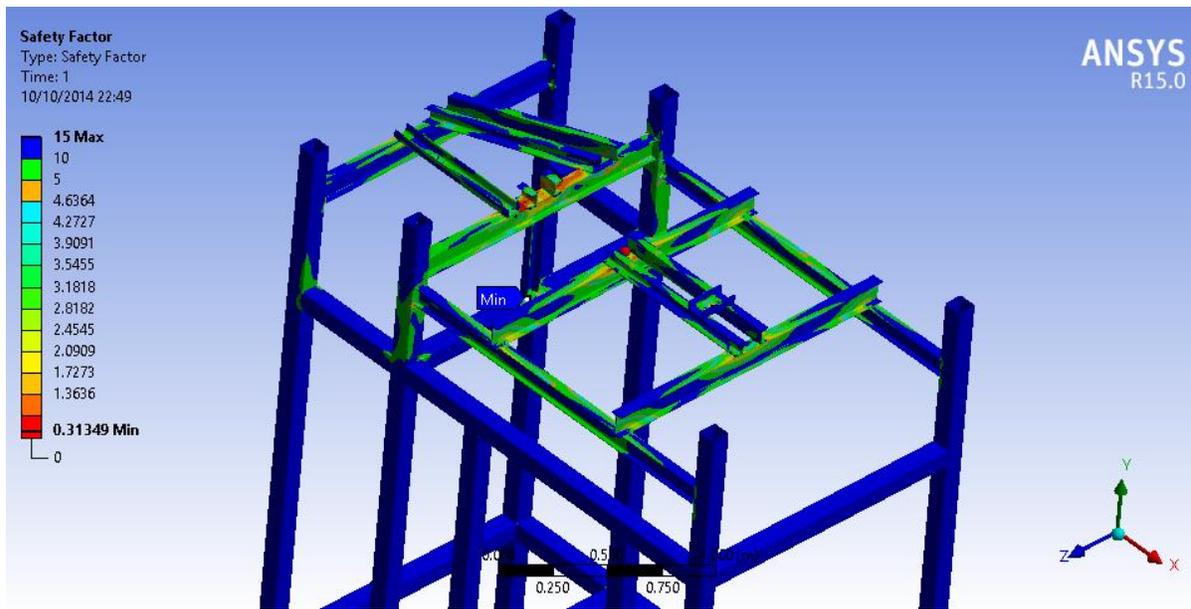


Figura 4.85 Vista general de los resultados de la simulación de la estructura soportante.

Fuente: Propia

En la figura 4.86 se puede observar que existe una zona que tiene un factor de seguridad inferior a uno. Se debe mencionar que este resultado no es una singularidad.

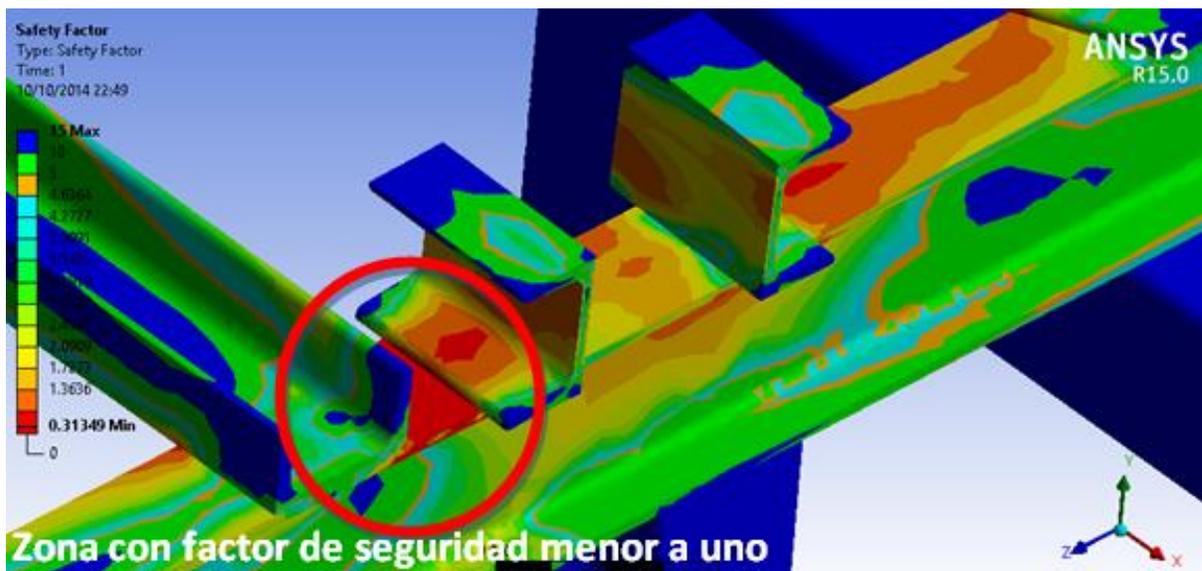


Figura 4.86 Elemento con factor de seguridad inferior a uno en la estructura soportante.

Fuente: Propia

En la figura 4.87 se puede observar que existen zonas con un factor de seguridad menor a uno, esto quiere decir que estos elementos pueden fallar con el funcionamiento normal del elevador. Por lo que se procede a cambiar los perfiles y se debe prolongar los elementos marcados en la figura 4.87 con la finalidad de distribuir de una mejor manera los esfuerzos a los demás elementos de la estructura.

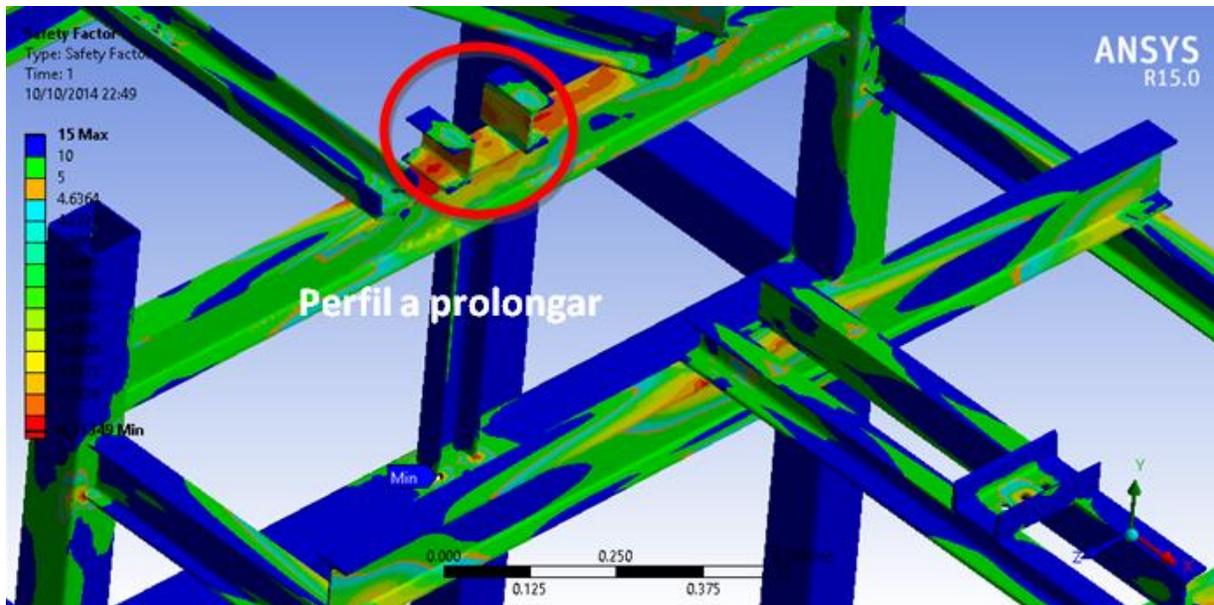


Figura 4.87 Perfil por modificar en la estructura soportante.

Fuente: Propia

En la figura 4.88 se puede observar cómo aumenta el factor de seguridad aproximadamente a 2 al prolongar los perfiles mencionados anteriormente. Ya que los esfuerzos se distribuyeron de mejor manera para todos los elementos.

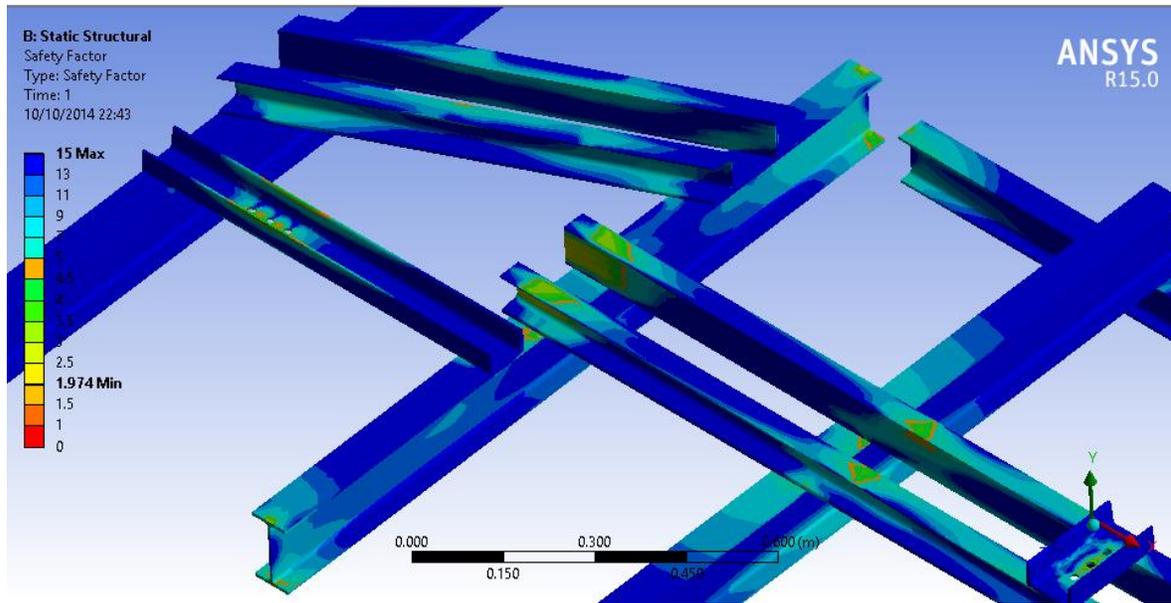


Figura 4.88 Resultado de la simulación con cambio de perfil en la estructura soportante.

Fuente: Propia

Otra zona crítica en la estructura soportante es donde se asienta el motor, ya que sobre estos elementos actúa las cargas de tensión del cable y el peso del motor. En la figura 4.89 se presenta el factor de seguridad de este elemento el cual se lo analiza de manera más detallada más adelante.

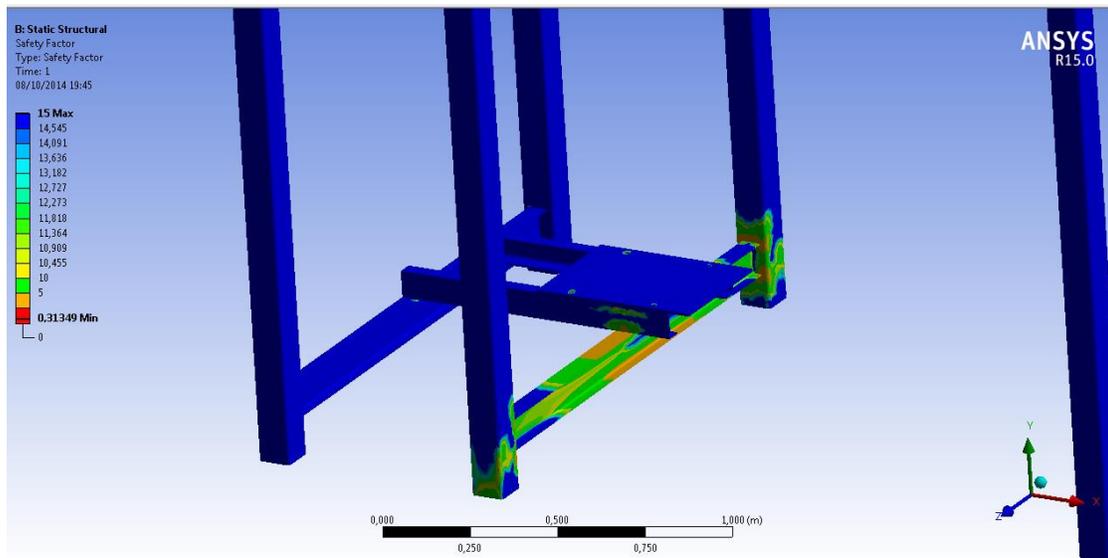


Figura 4.89 Factor de seguridad bancada del motor.

Fuente: Propia.

4.2.11.1.3 Convergencia de la solución de la simulación de la estructura soportante

La convergencia de la solución cumple con lo descrito en el apartado 4.1.3 y se muestra la gráfica de tendencia en la figura 4.90.

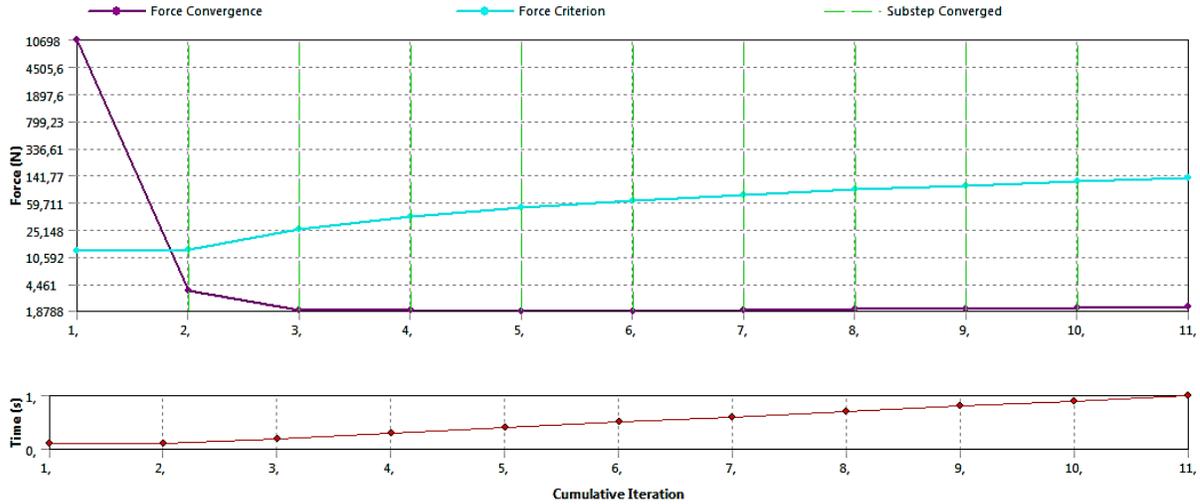


Figura 4.90 Convergencia de la simulación de la estructura.

Fuente: Propia.

4.2.11.1.4 Simulación de la estructura soportante con carga de sismo

Para esta simulación se realiza un análisis modal de vibraciones y se usa el módulo Response Spectrum para el análisis de la estructura bajo una carga de sismo. Para el cálculo del espectro de aceleración y frecuencia se usa el Capítulo 2: Peligro Sísmico y Requisitos de Diseño Sismo Resistente, de la Norma Ecuatoriana de la Construcción. Teniendo el siguiente resultado:

Periodo [s]	Frecuencia [Hz]	Aceleración [m/s ²]
0.141	7.101	11.666
0.775	1.291	11.666
0.800	1.250	11.295
0.850	1.176	10.631
0.950	1.053	9.512
1.050	0.952	8.606
1.250	0.800	7.229
1.450	0.690	6.232
1.650	0.606	5.477
2.150	0.465	4.203
2.650	0.377	3.410
3.150	0.317	2.869
4.000	0.250	2.259

Tabla 4.13 Resultados del espectro de respuesta elástico para sismo.

Fuente: Propia.

Espectro de respuesta elástico de diseño Bajo Norma Ecuatoriana NEC-13

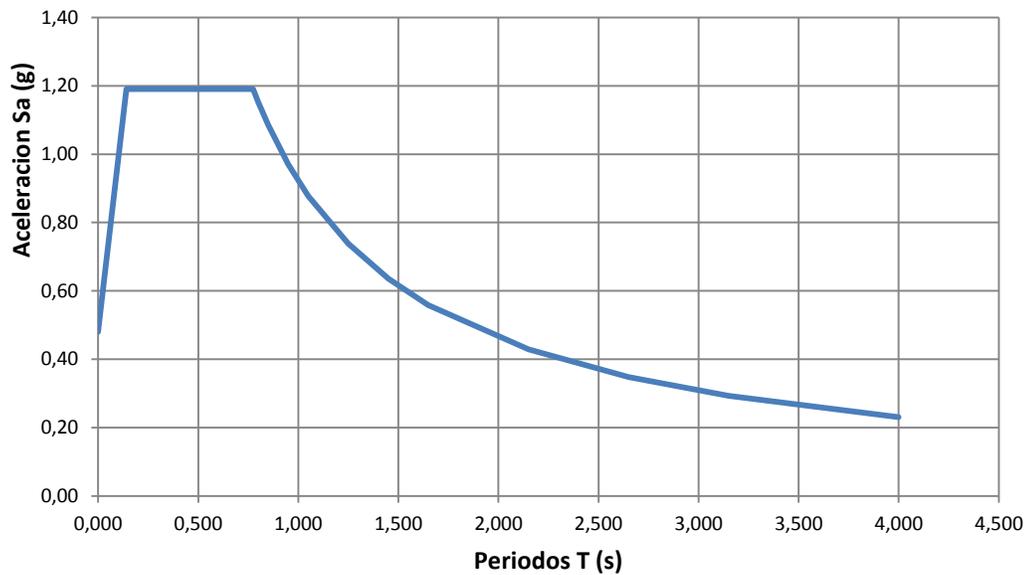


Figura 4.91 Espectro de respuesta elástico de diseño.

Fuente: Propia.

Los valores de frecuencia y aceleración de la tabla 4.13 se ingresan en el módulo Response Spectrum de ANSYS y se obtienen los siguientes resultados:

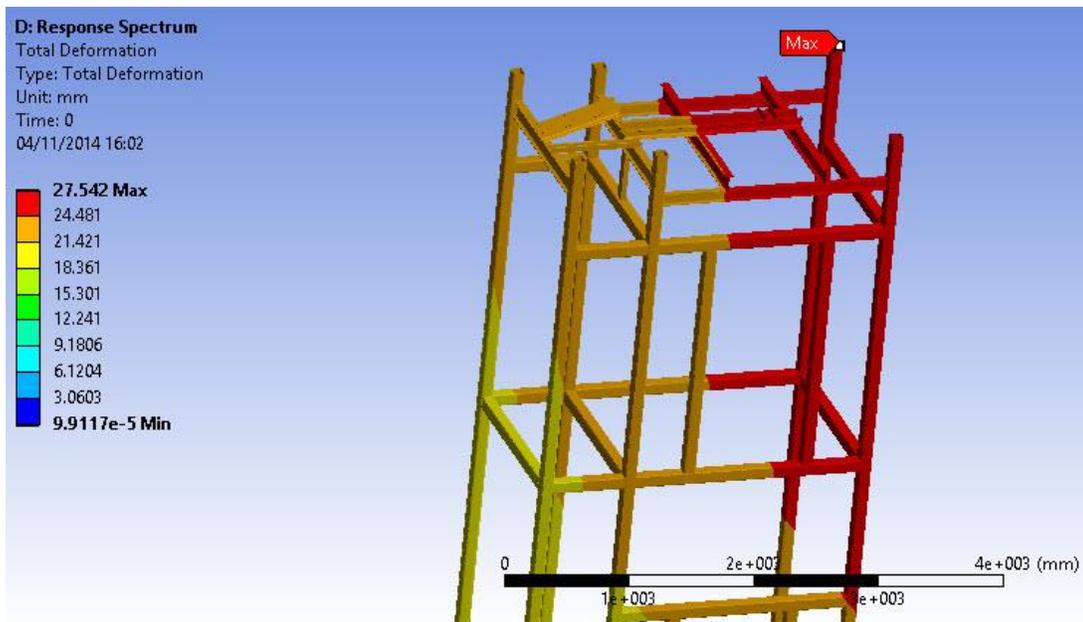


Figura 4.92 Deformación máxima total con carga de sismo.

Fuente: Propia.

Para reducir la deformación máxima de 27.5 mm, se plantea realizar una sujeción de la parte superior de la estructura a la loza. Con esta condición se obtiene una deformación máxima de 4.8 mm.

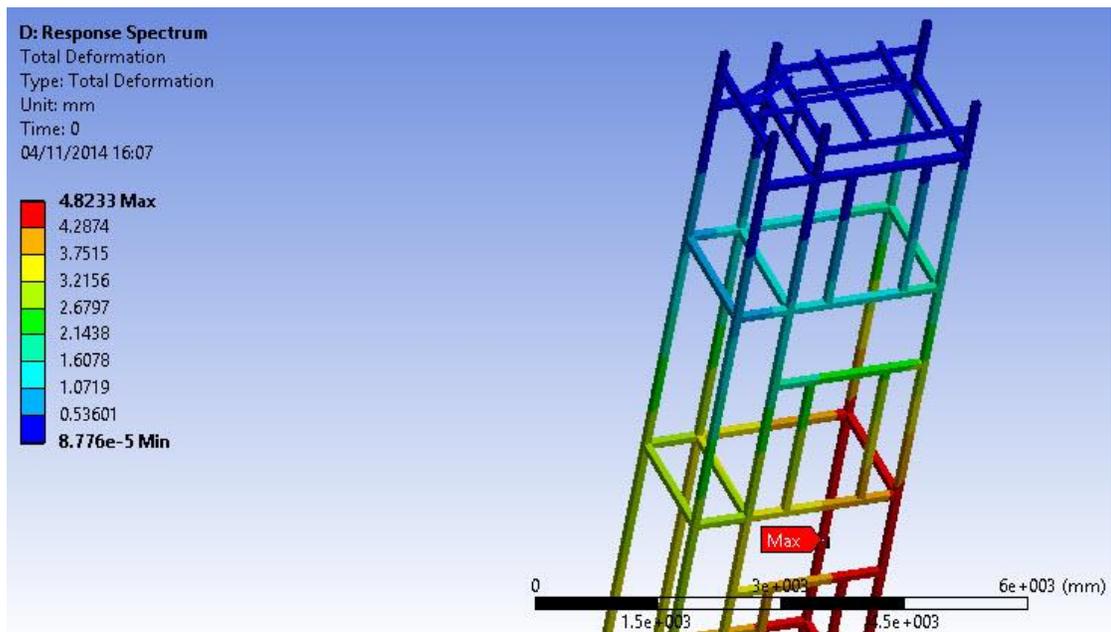


Figura 4.93 Deformación total con soporte superior.

Fuente: Propia.

4.2.11.2 Soldadura entre las columnas

La soldadura para los empalmes de la estructura se debe realizar con electrodo de alta penetración, como es el electrodo E6010 y se debe hacer un biselado previo en la junta a tope para una mejor calidad de soldadura como se muestra en la figura 4.94.

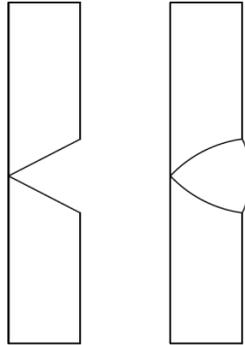


Figura 4.94 Esquema biselado de la soldadura.

Fuente: Propia

4.2.11.3 Cálculo de los perfiles soportantes de las poleas

Se calcula con las cargas que actúan sobre la polea desviadora 2 la cual recibe la mayor carga como se indica en la tabla 4.14:

POLEA	CARGA [N]
Desviadora 1	12,245.58
Desviadora 2	14,634.80
Desviadora 3	5,079.78
Desviadora 4	4,679.73

Tabla 4.14 Cargas poleas desviadoras.

Fuente: Propia.

La viga está sometida a esfuerzos de flexión como se indica en la figura 4.95.

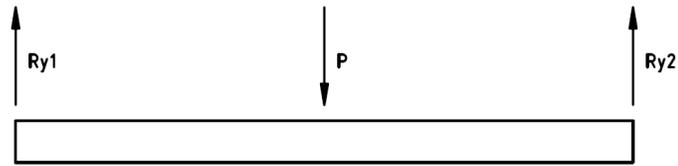


Figura 4.95 DCL Perfil soportante de la polea.

Fuente: Propia.

Obteniendo por simetría de la carga los valores de:

$$R_{y1} = 2813.13 \text{ [N]} \text{ y } R_{y2} = 2813.13 \text{ [N]}$$

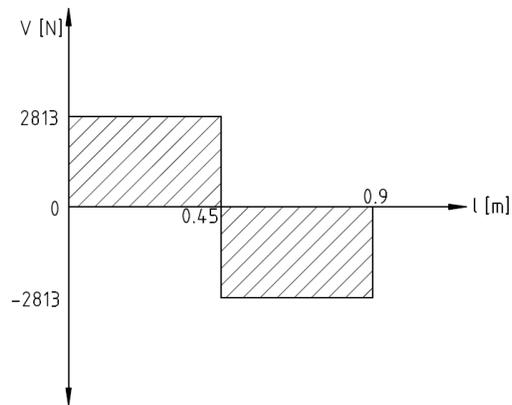


Figura 4.96 Diagrama de fuerza cortante del perfil soportante de la polea.

Fuente: Propia.

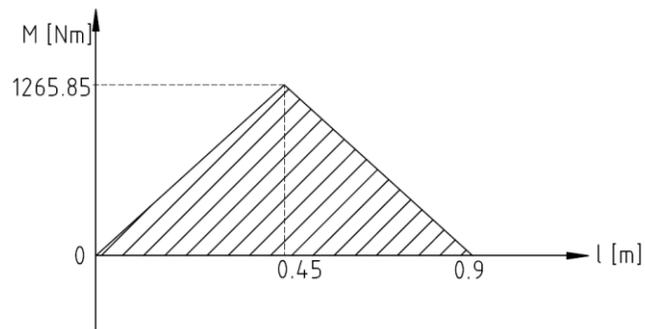


Figura 4.97 Diagrama de momento flector del perfil soportante de la polea.

Fuente: Propia.

La longitud es de 0.9 [m]. Usando la ecuación 4.4, el momento deflector máximo de la viga tiene un valor de:

$$M = 1265.85 \text{ [N m]}$$

Perfil propuesto: UPN 80.

Resistencia a la fluencia: 250 [MPa].

Inercia: 106 [cm⁴].

Distancia al eje neutro: 4 [cm].

$$\sigma = 47.76 \text{ [MPa]}$$

Usando la ecuación 4.5 se tiene que el factor de seguridad es de:

$$\eta = 5.22$$

El factor de seguridad calculado indica que el perfil propuesto cumple satisfactoriamente.

4.2.12 APOYOS DE LAS COLUMNAS DE LA ESTRUCTURA SOPORTANTE²¹

Para la sujeción o apoyo de las columnas se debe calcular las zapatas de las columnas con las reacciones obtenidas del análisis de la estructura soportante. Se plantea el esquema de la figura 4.98 para los apoyos de las columnas.

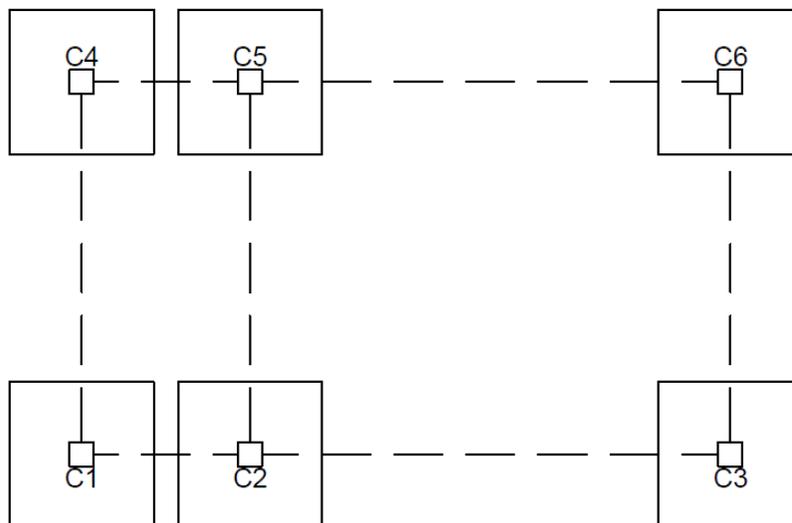


Figura 4.98 Vista superior de los plintos de las columnas.

Fuente: Propia.

²¹ Temas de hormigón armado; Ing. Marcelo Romo Proaño Msc.; ESPE.

4.2.12.1 Obtención de las reacciones por medio del Software ANSYS 15.0

En el software ANSYS 15.0 se obtiene la reacción y los momentos de las columnas de la estructura soportante, en las figura 4.99 y 4.100 se ilustra un ejemplo de los datos que entrega el software.

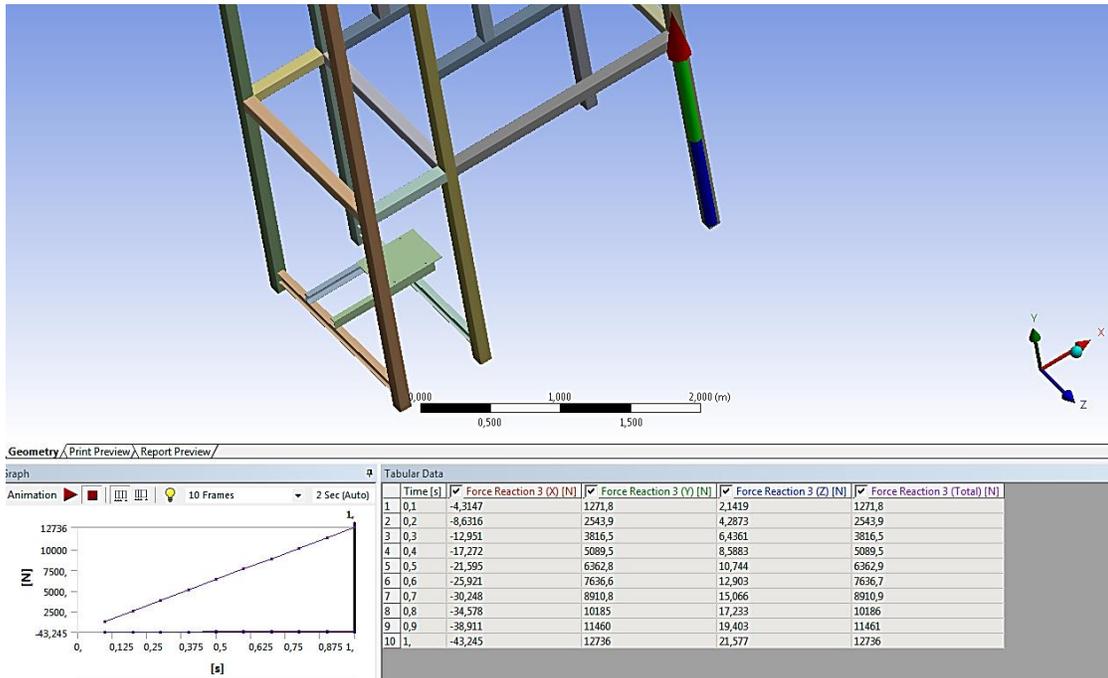


Figura 4.99 Reacciones de la columna 3 de la estructura soportante.

Fuente: Propia.

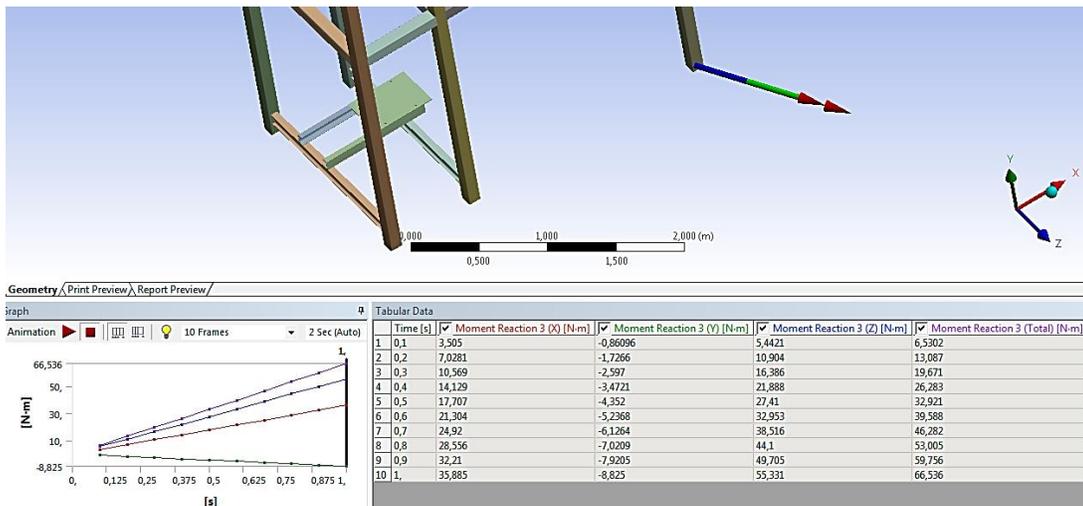


Figura 4.100 Momento generado en la columna 3 de la estructura soportante.

Fuente: Propia.

El último valor que se presenta en la tabla que proporciona el programa es el que debe ser considerado para el diseño, debido a que este es el resultado final de las iteraciones que el software realiza en la simulación.

Se resume en la tabla 4.15 las reacciones y los momentos obtenidos para cada columna, con la finalidad de diseñar todos los elementos de apoyo de la estructura soportante.

Columna	Reacción axial [N]	Momento X [Nm]	Momento Y [Nm]
1	7160	45,251	53,48
2	10150	429,17	53,88
3	12736	35,88	55,33
4	7539,4	33,18	28,41
5	8558,3	581,3	60,82
6	11896	51,86	49,15

Tabla 4.15 Valores de las reacciones y momentos de la estructura soportante.

Fuente: Propia.

4.2.12.2 Cálculo de la placa apoyo de las columnas de la estructura soportante²²

Estas placas soportan las cargas axiales y los momentos presentes en cada una de las columnas de la estructura y lo transmiten de una manera más distribuida al plinto.

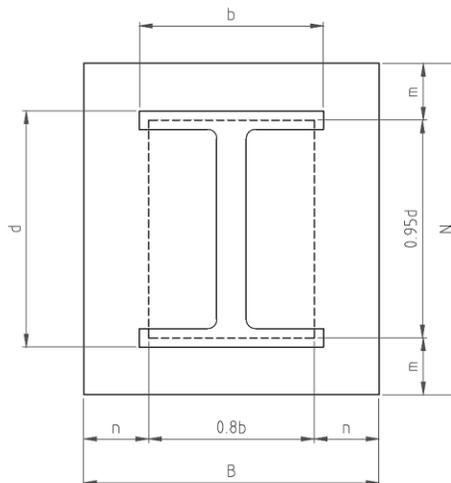


Figura 4.101 Esquema de la placa base de la columna.

Fuente: Colum Base Plates; Steel Desing Guide Series; AISC

²² Colum Base Plates; Steel Desing Guide Series; AISC

El área del apoyo requerida viene dado por la ecuación 4.42 de acuerdo a la AISC:

$$A_1 = \frac{P}{0.7f_c} \quad (4.42)$$

Donde f_c es la resistencia a la ruptura del concreto que se va a utilizar y tiene un valor de 2060 [N/cm²].

$$A_1 = 8.8 [cm^2]$$

Debido a que el área requerida es de 8.8 [cm²], lo cual dimensionalmente hablando, no es posible colocar en la columna se opta por una placa de 400 [cm²] es decir de 20 [cm] de lado. (8 [in]).

Mediante la ecuación 4.43 se debe determinar la presión que soporta el concreto:

$$fp = \frac{P}{B \times N} \quad (4.43)$$

Siendo BxN el área de la placa, B: largo de placa y N: ancho de la placa.

$$fp = 44.67 \left[\frac{lb}{in^2} \right]$$

Se determina las distancias entre el borde de la placa (m) y la el borde de la columna (n) con las ecuaciones 4.44 y 4.45 respectivamente.

$$m = \frac{N - 0.95 \times d}{2} \quad (4.44)$$

Reemplazando los datos N = 8 [in], d = 4 [in]

$$m = 2.1[in], 5.3[cm]$$

$$n = \frac{B - 0.8b}{2} \quad (4.45)$$

Reemplazando los datos B = 8 [in], b = 4 [in]

$$n = 2.1 [in], 5.3[cm]$$

Se debe utilizar el mayor de los términos obtenidos anteriormente para determinar el espesor mínimo de la placa, siendo en nuestro caso m o n, con la ecuación 4.46:

$$t = m \sqrt{\frac{fp}{0.25Fy}} \quad (4.46)$$

Donde:

t: Espesor de la placa, [in].

Fy: Esfuerzo de fluencia del acero, 36 [Ksi].

$$t = 0.14 [in], 3.57 [mm]$$

El espesor mínimo de la placa obtenido es de 3.57 [mm], pero bajo recomendaciones de la AISC se debe tener un factor de seguridad mínimo de 4 por lo que el valor obtenido se lo multiplica por 4. Se va a utilizar un espesor de 15 [mm].

4.2.12.3 Cálculo de la soldadura en la placa de apoyo²³

La soldadura en la placa de apoyo va a ser de tipo filete, y los esfuerzos a los que está sometido son de flexión y compresión debido a que existe una carga axial y excéntrica en las columnas de la estructura. Pero como la carga axial de compresión lo resiste el material, el cálculo se limita solamente a la carga excéntrica.

Las columnas tienen una sección cuadrada, por lo que la soldadura también tiene la misma forma geométrica. Por lo que se debe obtener los esfuerzos principales que actúan sobre la soldadura para obtener el tamaño de la soldadura óptimo usando la ecuación 4.47.

$$\sigma = \frac{4.243xM}{hd(3b+d)} \quad (4.47)$$

$$\sigma = 6.13 [MPa]$$

El electrodo seleccionado para la soldadura es un 6010 que tiene una resistencia a la tensión de 60 [ksi] o 400 [MPa].

²³ Colum Base Plates; Steel Desing Guide Series; AISC.

El esfuerzo que resiste la soldadura es muy bajo con respecto a la resistencia de la misma, por lo que le dimensionamiento es apropiado.

4.2.12.4 Cálculo de los anclajes del apoyo²⁴

Para los anclajes se va a utilizar el método de Load and Resistance Factor Design (LRFD).

Se obtiene el área necesaria de los anclajes sometidos a tensión con la ecuación 4.48:

$$A = \frac{T_u}{0.75\phi F_u} \quad (4.48)$$

Donde:

Tu: Tensión máxima generada. Obtenido de la división del momento máximo para la distancia entre el centroide de la columna y a la línea que une los centros de los anclajes.

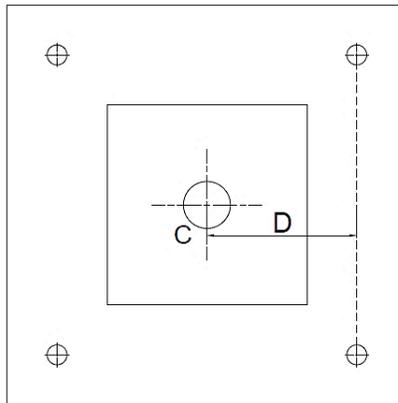


Figura 4.102 Esquema de la placa del plinto y la columna.

Fuente: Propia.

ϕ : Factor del acero que corresponde a 0.9.

Fu: Resistencia a la fluencia del acero.

$$A = 0.0536 [in^2], 34.62 [mm^2]$$

²⁴ Colum Base Plates; Steel Desing Guide Series; AISC.

Debido al área calculada y al tamaño existente en el mercado, para los anclajes se utilizarán varillas de 10 [mm] de diámetro, cumpliendo con el cálculo.

La longitud de la base del anclaje se calcula con la ecuación 4.49:

$$L_h = \frac{T_u/2}{0.7df'_c} \quad (4.49)$$

Donde:

Tu: Tensión máxima generada, 1304.3 [lb].

d: Diámetro de la varilla de anclaje, 10 [mm].

f'c: Resistencia a la compresión del concreto 2985.7 [Psi].

$$L_h = 0.8 [in], 20.3[mm]$$

Debido a cuestiones constructivas la base de la varilla de anclaje tiene una longitud de 100 [mm] y de acuerdo al cálculo se cumple con la longitud mínima.

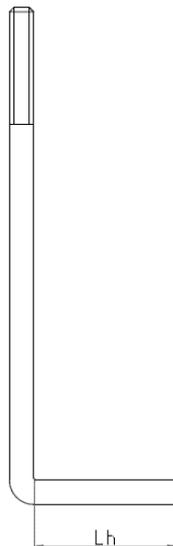


Figura 4.103 Esquema del anclaje del plinto.

Fuente: Propia.

4.2.12.5 Cálculo de los plintos para las columnas de la estructura soportante

Para el cálculo de cada plinto de la estructura se debe tener en cuenta algunos parámetros a considerar que se describen a continuación:

- Las reacciones de la estructura.
- La excentricidad de las cargas producidas por el momento (Razón entre el momento y la carga axial).
- La resistencia del suelo y del hormigón a utilizar.
- La distribución y separación de las columnas.

Columna	Reacción axial [N]	Momento x [Nm]	Momento z [Nm]	Excentricidad x [cm]	Excentricidad z [cm]
1	7160	45,251	53,48	0,63	0,75
2	10150	429,17	53,878	4,23	0,53
3	12736	35,88	55,331	0,28	0,43
4	7593,4	33,177	28,41	0,44	0,37
5	8558,3	581,3	60,82	6,79	0,71
6	11896	53,472	30,03	0,45	0,25

Tabla 4.16 Reacciones y momentos de las columnas de la estructura soportante

Fuente: Propia.

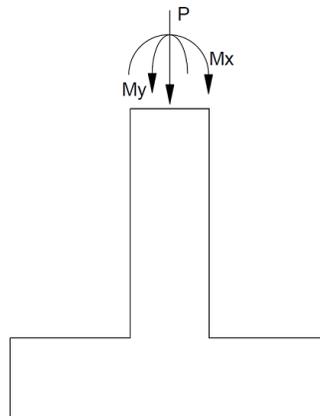


Figura 4.104 DCL Plinto de las columnas de la estructura soportante.

Fuente: Propia.

Para el cálculo de los plintos de la estructura se realiza en la columna con mayor excentricidad por criterios de cálculo de la ACI, por lo que tenemos los siguientes datos de la tabla 4.16:

- Axial: 8558.3 [N]
- Momento en x: 581.3 [Nm]
- Momento en eje z: 60.82 [Nm]

El área requerida está definida por la ecuación 4.50:

$$A = \frac{P}{q_a} \quad (4.50)$$

Donde q_a es el esfuerzo admisible del suelo y es de 11.76 [N/cm²], reemplazando en la ecuación 4.51 se tiene:

$$A = 727.75 [cm^2]$$

Por recomendaciones de la ACI la zapata va a tener un área de 3600 [cm²]

Las dimensiones aproximadas del plinto son:

B: 60 cm

L: 60 cm

Se verifica que la excentricidad se encuentra dentro del tercio medio del plinto tanto para x como para z con las ecuaciones 4.51 y 4.52 respectivamente:

$$Ex < \frac{b}{6} \quad (4.51)$$

$$6.8 \text{ cm} < 10 \text{ cm}$$

$$Ez < \frac{L}{6} \quad (4.52)$$

$$7.1 \text{ mm} < 10 \text{ cm}$$

En los dos casos se cumple el criterio.

El esfuerzo máximo en el suelo se lo calcula por medio de la ecuación 4.53:

$$q_{max} = \frac{P}{A} \left[1 + \frac{6Ex}{b} + \frac{6Ez}{L} \right] \quad (4.53)$$

$$q_{max} = 4.16 \text{ [N/cm}^2\text{]}$$

El esfuerzo máximo en el suelo no supera al esfuerzo admisible del mismo que es de 11.76 [N/cm²].

Se debe realizar el cálculo a cortante tipo viga y cortante por punzonamiento del plinto para definir su peralte adecuado. Para esto se asume un valor de peralte igual a 20 [cm] y se procede a calcularlo.

4.2.12.5.1 Cálculo a cortante tipo viga

Para la dirección x:

$$q_{max} = \frac{P}{A} \left[1 + \frac{6Ex}{B} \right] \quad (4.54)$$

Donde P es la máxima carga axial que tiene un valor de 8558.3 [N].

$$q_{max} = 4 \text{ [N/cm}^2\text{]}$$

$$q_{min} = \frac{P}{A} \left[1 - \frac{6Ex}{b} \right]$$

$$q_{min} = 0.76 \text{ [N/cm}^2\text{]}$$

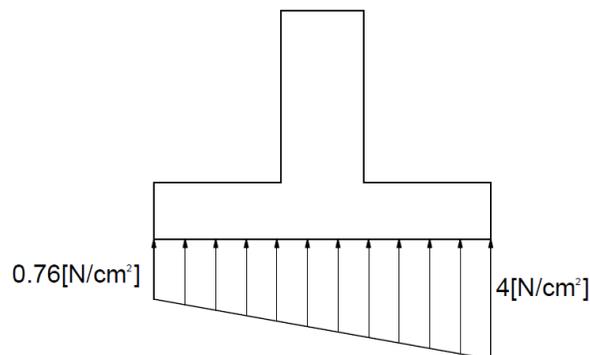


Figura 4.105 Distribución de esfuerzos sobre el plinto de la columna.

Fuente: Propia

La sección crítica para éste cálculo corresponde a una distancia igual al peralte menos la altura de las varillas desde la cara de la columna de hormigón del plinto.

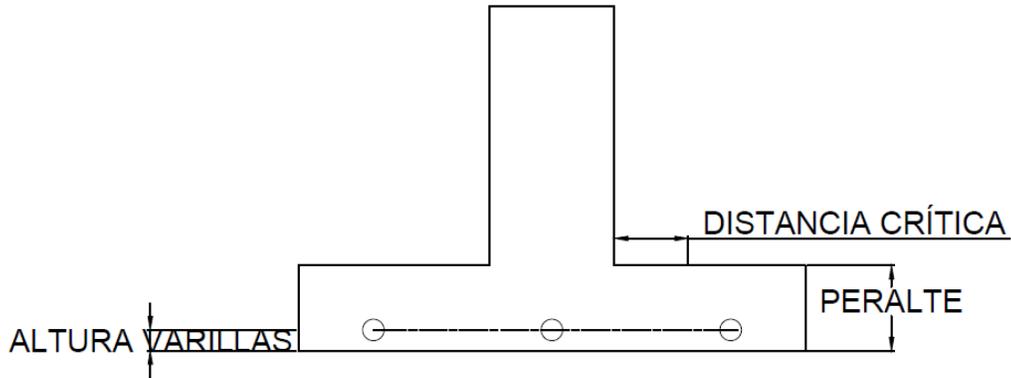


Figura 4.106 Esquema explicativo del plinto.

Fuente: Propia.

El esfuerzo que actúa sobre la sección crítica es de: 3.3 [N/cm²].

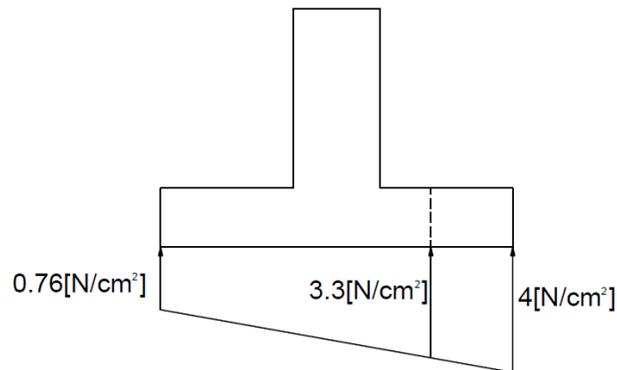


Figura 4.107 Diagrama del esfuerzo actuante sobre la zona crítica a flexión de la zapata.

Fuente: Propia

La fuerza cortante en la sección crítica se calcula con la ecuación 4.55:

$$Vu = \left(\frac{q_{max} + q}{2} \right) mL \quad (4.55)$$

$$Vu = 2\,190 \text{ [N]}$$

El esfuerzo cortante que actúa sobre la sección crítica es:

$$v = \frac{Vu}{\phi Bd} \quad (4.56)$$

Donde

ϕ : Es una constante que para el suelo tiene un valor de 0.8.

B: Lado del plinto, 60 [cm].

D: Distancia igual al peralte menos la distancia desde la parte inferior del plinto hasta las varillas, 10 [cm].

$$v = 4.56 \left[\frac{N}{cm^2} \right]$$

El esfuerzo de corte que es capaz de resistir el hormigón se determina con la ecuación 4.57:

$$v_c = 0.5\sqrt{f'c} \quad (4.57)$$

Donde $f'c$ es el esfuerzo admisible del concreto, que corresponde a un valor de 2060 [N/cm²].

$$v_c = 22.69 \left[\frac{kg}{cm^2} \right]$$

$$v < v_c$$

El resultado es menor al esfuerzo admisible del concreto.

Para la dirección Z no es necesario calcular debido a que la máxima excentricidad se manifiesta en la dirección X.

4.2.12.5.2 Cálculo a cortante por punzonamiento

Primero se calcula la carga de punzonamiento con la ecuación 4.58:

$$\bar{q} = \frac{P}{A} \quad (4.58)$$

$$\bar{q} = 2.37 \left[\frac{N}{cm^2} \right]$$

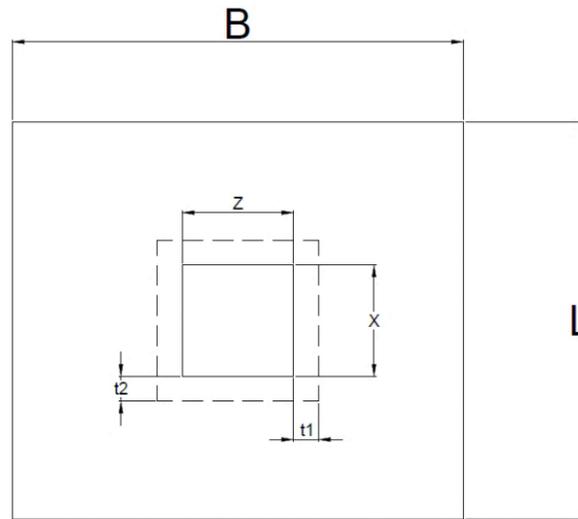


Figura 4.108 Esquema del plinto para el cálculo por punzonado.

Fuente: Propia.

Se asume un peralte del plinto de 20 [cm]. Calculamos la fuerza cortante V_u con la ecuación 4.59:

$$V_u = \bar{q}[A - (d + 2t_1)^2] \quad (4.59)$$

$$V_u = 6400 \text{ [N]}$$

Usando la ecuación 4.56 se calcula el esfuerzo cortante que actúa sobre la zona crítica:

$$v = \frac{V_u}{\phi B d}$$

$$v = 6.06 \left[\frac{\text{N}}{\text{cm}^2} \right]$$

El esfuerzo resistente a corte por punzonamiento es:

$$v_c = \sqrt{f'c} \quad (4.60)$$

$$v_c = 45.38 \left[\frac{\text{N}}{\text{cm}^2} \right]$$

$$v < v_c$$

El valor del esfuerzo cortante por punzonamiento es menor al esfuerzo admisible del hormigón por lo que cumple con este criterio de diseño.

4.2.12.5.3 Cálculo del plinto a flexión

Para el diseño a flexión se calcula el momento M_u que actúa en el borde de la columna con la ecuación 4.62.

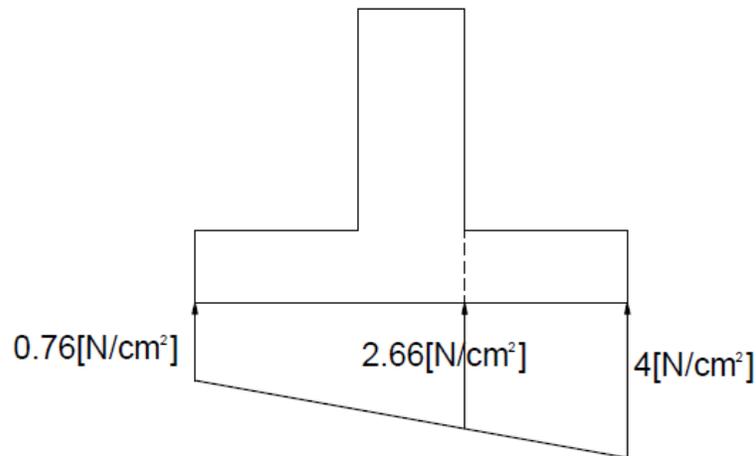


Figura 4.109 Diagrama del esfuerzo actuante sobre la zona crítica de la cara de la columna en la zapata.

Fuente: Propia

$$M_u = \frac{q d^2}{2} + \frac{(q_{max}-q) d}{2} \times \frac{2}{3} d \times 100 [cm] \quad (4.61)$$

Donde d es el peralte del plinto que tiene un valor de 20 [cm].

$$M_u = 71066.7 [kg cm]$$

El área total requerida de la varilla se define con la ecuación 4.62.

$$A_s = \frac{0.85 f_c B d}{F_y} \left[1 - \sqrt{1 - \frac{2 M_u}{0.85 \phi f_c B d^2}} \right] \quad (4.62)$$

$$A_s = \frac{0.85 \times 210 \left[\frac{kg}{cm^2} \right] \times 60 [cm] \times 20 [cm]}{2551 \left[\frac{kg}{cm^2} \right]} \left[1 - \sqrt{1 - \frac{2 \times 71066.7 [kg cm]}{0.85 \times 0.9 \times 210 \left[\frac{kg}{cm^2} \right] \times 60 [cm] \times (20 [cm])^2}} \right]$$

$$A_s = 40.92 [cm^2]$$

Se utiliza una varilla de diámetro 20 mm la cual tiene un área de $A_v = 3.1416 \text{ [cm}^2\text{]}$.

De acuerdo con los resultados obtenidos se puede obtener el número de varillas necesarias por metro:

$$N_o = \frac{A_s}{A_v} \quad (4.63)$$

$$N_o = 13 \text{ varillas/metro}$$

El número de varillas por lado en el plinto es de:

$$N = 0.6[\text{m}] \times 13 \left[\frac{\text{varillas}}{\text{metro}} \right]$$

$$N = 8 \text{ varillas}$$

Por lo que para el diseño del plinto será el indicado en la figura 4.110, además en el plano 3156.LV.039 se indica a más detalle el diseño final del plinto:

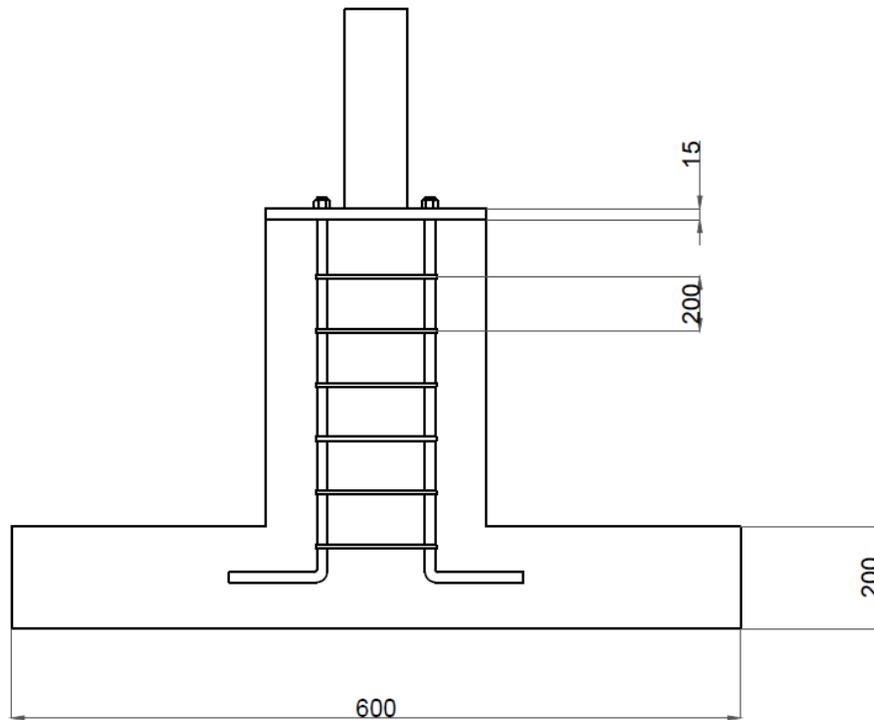


Figura 4.110 Plinto para cada columna de la estructura soportante.

Fuente: Propia

4.2.13 CÁLCULO DE LAS GUÍAS DE LA CABINA²⁵

Condiciones que deben cumplir las guías de la cabina:

- La sección de las guías tiene que soportar los esfuerzos producidos en las mismas con un factor de seguridad mayor o igual a 7. Este esfuerzo se refiere al producido cuando se utiliza el freno de emergencia de la cabina.
- Para los empujes horizontales producidos por las cargas excéntricas, debe tener una deformación máxima de 3 milímetros.
- La máxima tolerancia admisible del paralelismo de las guías es de 5 milímetros en toda su longitud.

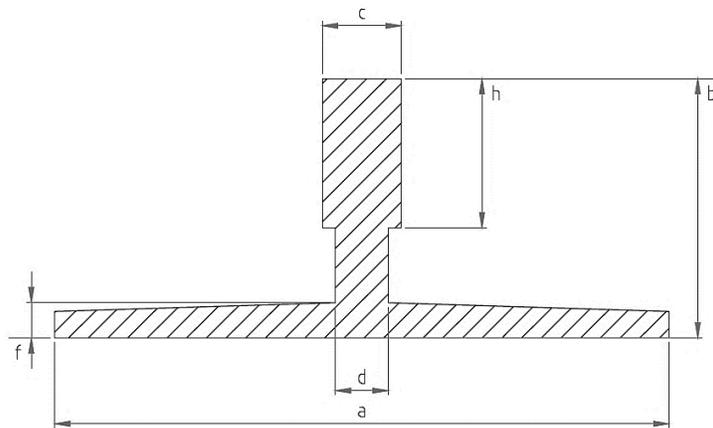


Figura 4.111 Esquema de la sección del perfil guía de la cabina.

Fuente: Propia

4.2.13.1 Empuje horizontal en las guías de la cabina

Se estima que la mitad de la máxima carga de la cabina se encuentra a una distancia desde la proyección vertical del centro de inercia de la carga al plano de simetría de la cabina igual a $\frac{1}{4}$ del ancho de ésta.

²⁵ Elevadores: Principios e innovaciones. Antonio Miravete, Emilio Larrodé.

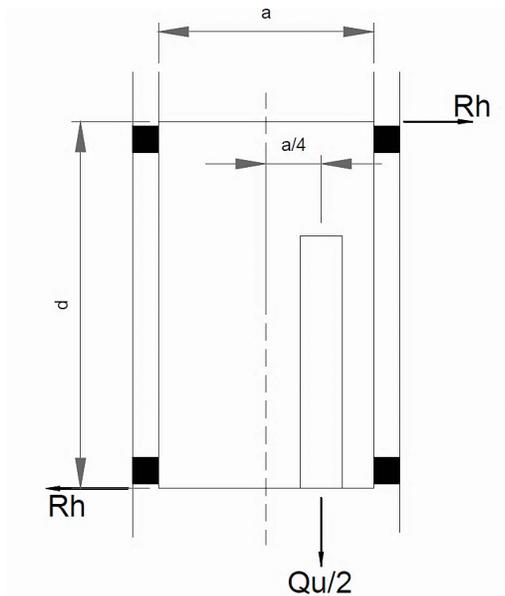


Figura 4.112 DCL de la cabina con carga excéntrica.

Fuente: Propia

El par que se produce por la carga mencionada anteriormente se equilibra por las reacciones R_h las cuales son generadas por las guías sobre el elemento de la cabina que entra en contacto con las mismas multiplicada por la distancia (d) existente entre rozaderas. Esta reacción se calcula con la ecuación 4.64²⁶:

$$R_h = \frac{Q_p}{8} \times \frac{a}{d} \quad (4.64)$$

Q_p : Carga de pasaje, 450 [kg].

a : Ancho de la cabina, 1.3 [m].

d : Altura de la cabina, 2 [m].

$$R_h = 358 [N]$$

Esta carga obtenida es muy baja, por lo que no se considera para calcular la guía.

²⁶ Elevadores: Principios e innovaciones. Antonio Miravete, Emilio Larrodé.

4.2.13.2 Esfuerzo de frenado en las guías de la cabina

Las guías deben soportar un esfuerzo cuando la cabina es detenida con el freno de emergencia (Rv) que se encuentra unido a la cabina, estos esfuerzos se componen de las siguientes cargas:

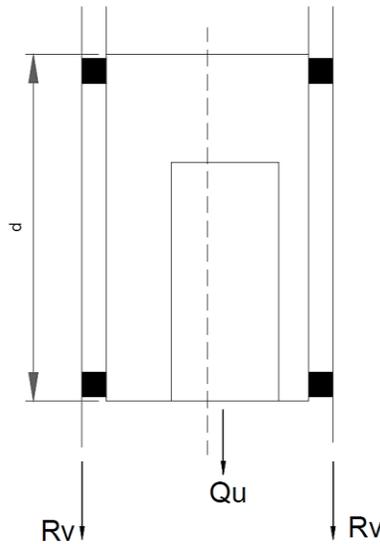


Figura 4.113 DCL de la cabina con carga de frenado.

Fuente: Propia.

1. Peso de la guía.

$$w = mg L_k \quad (4.65)$$

Donde:

M: Masa de la guía por unidad de longitud, 13.15 [kg/m].

Lk: Distancia mayor entre brackets, 3.3 [m].

$$w = 425.704 [N]$$

2. Mitad del peso total de la cabina.

$$1/2(b + Q_p)$$

$$Q = 6125 [N]$$

La norma EN 81 propone dos diferentes expresiones para guías suspendidas y guías apoyadas, para diferentes tipos de paracaídas. Además es importante recalcar el tipo de paracaídas para este proyecto se ha considerado un paracaídas de acción instantánea con rodillo.

El esfuerzo total R_v se expresa de la siguiente forma:

- Para guías apoyadas

$$R_v = m g l_k + 15(Q_p + Q_b) \quad (4.66)$$

El peso por unidad de longitud del perfil seleccionado es de 13.15 [kg/m].

La distancia entre brackets es 3.3 [m].

La carga útil tiene un valor máximo de 450 [kg].

La carga de la cabina total tiene un valor de 600 [kg].

$$R_v = 19\,175.271 [N]$$

- Para guías suspendidas:

$$R_v = m g H + (Q_p + Q_b)$$

El peso por unidad de longitud del perfil seleccionado será de 13.15 [kg/m].

La altura total es 12 [m].

La carga útil tiene un valor máximo de 500 [kg].

La carga de la cabina total tiene un valor de 600 [kg].

$$R_v = 20\,296.44 [N]$$

De acuerdo a los resultados obtenidos anteriormente se utiliza guías apoyadas, debido a que la carga que resiste la misma es menor que la guía suspendida.

4.2.13.3 Cálculo de los esfuerzos sobre las guías de la cabina

Para este cálculo se considera la posición en donde se efectúa el frenado, de emergencia debido a que si la cabina está en la posición más elevada, las guías se someten a pandeo, mientras que si está en la posición inferior la guía está sometida a tracción. Se realiza el cálculo para pandeo debido a que esto representa la mayor probabilidad de falla del elemento.

4.2.13.3.1 Cálculo a compresión de las guías de la cabina

Se considera que la guía está a compresión a lo largo de la distancia entre brackets y además se encuentra articulado libremente en sus dos extremos.

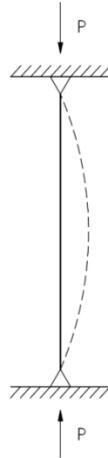


Figura 4.114 DCL Guía de cabina.

Fuente: Propia

La carga vertical se calcula con la ecuación 4.67:

$$Rv_E = \frac{\pi^2 EI}{L_k} \quad (4.67)$$

Donde:

E: Módulo de Young del material, 210 [GPa].

I_{min}: Momento de inercia mínimo, 4.02E-7 [m⁴].

L_k: Longitud entre brackets, 3.3 [m].

$$Rv_E = 76\,509.8 \text{ [N]}$$

Para este cálculo es importante considerar la esbeltez de la guía con la ecuación 4.68:

$$\lambda = \frac{lk}{i} \quad (4.68)$$

Donde i es el radio de giro de la guía y tiene un valor de 0.0183 [m].

$$\lambda = 180.32$$

Según este valor obtenido se puede afirmar que no es un elemento esbelto y sí puede trabajar a compresión.

Al relacionar el valor de la fuerza obtenido por el frenado de la cabina y la fuerza crítica de pandeo se obtiene el factor de seguridad:

$$\eta = \frac{Rv_E}{Rv} \quad (4.69)$$

$$\eta = 7.98$$

Este factor de seguridad en la guía de la cabina es satisfactorio para el diseño planteado.

4.2.14 CÁLCULO DE LAS GUÍAS DEL CONTRAPESO

Las guías del contrapeso se suele construir con perfiles en forma de T, y están solicitadas a menor carga que las de la cabina, ya que no va a existir una excentricidad considerable del contrapeso ni tampoco se van a poner frenos de emergencia, por lo que no se va a manifestar grandes cargas sobre el mismo.

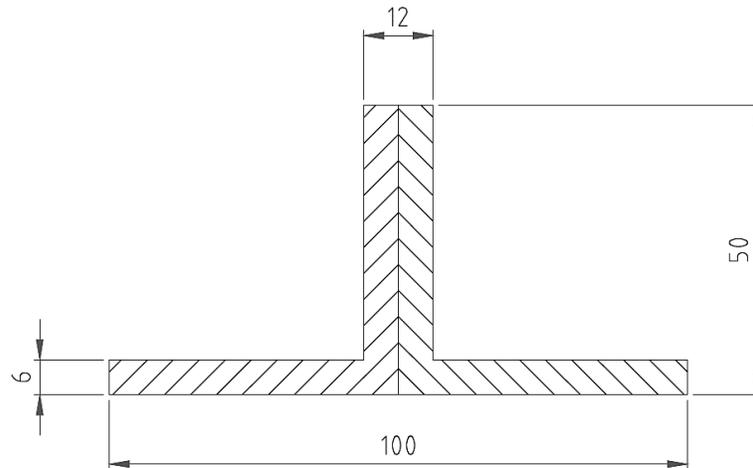


Figura 4.115 Esquema de la guía del contrapeso.

Fuente: Propia

Debido a que el perfil apropiado para las guías del contrapeso es escaso en el mercado local, se puede optar por unir dos perfiles L por medio de soldadura como se mostró en este apartado.

4.2.15 CÁLCULO DE LOS SUJETADORES DE LAS GUÍAS

Las guías del contrapeso y de la cabina son soportadas por pernos los cuales están unidos a los brackets que se encuentran en la estructura soportante. Estos pernos solamente reciben carga de corte. Se realizará la selección del perno con la teoría de Máximo Esfuerzo Cortante.

4.2.15.1 Cálculo del perno en el bracket

Al tener dos guías la carga de frenado se divide en dos por lo que la ecuación 4.4 se redefine y se calcula la carga cortante en cada perno:

$$F_v = \frac{P}{4} \quad (4.70)$$

Donde P tiene un valor de 20 296.44 [N]

$$F_v = 5074.11 [N]$$

Para el cálculo de los pernos de los brackets se lo realiza de la misma manera que en el apartado 4.2.2.4. Por lo que se indica solamente los datos iniciales y los resultados.

Fuerza vertical sobre cada perno:	5074.11 [N].
Precarga del perno:	72 653 [N].
Torque de apriete:	203.43 [Nm].
Rigidez del perno:	1154 [kN/m].
Rigidez del material:	10 080 [kN/m].
Relación de rigidez entre el perno y elemento:	0.1027.
Esfuerzo cortante:	45.93 [Mpa]
Factor de seguridad:	17.24

Teniendo un factor de 17.24 los pernos elegidos, UNC M14 calidad 8.8 son óptimos en la sujeción de la guía.

4.2.15.2 Cálculo del perno de empalme de las guías

Para los empalmes de las guías se realizará el cálculo de los pernos con el mismo método que el cálculo de los pernos en los brackets ya que la carga se manifiesta de igual manera a cortante. La teoría para la selección del perno utilizada es la de Máximo Esfuerzo Cortante.

Guía de la cabina: Se propone un perno UNC M12 calidad 8.8 de 40 [mm] de longitud.

Área del perno: 113.09 [mm²].

Resistencia a la fluencia, S_y : 640 [N/mm²].

La carga sobre cada perno es igual a la división entre la carga sobre cada guía para el número de pernos por empalme.

Carga sobre la guía: 10148.22 [N].

Número de pernos: 8.

Carga sobre cada perno: 1268.52 [N].

Esfuerzo sobre cada perno, τ : 11.21 [N/mm²].

Al comparar el esfuerzo que resiste cada perno con la resistencia a la fluencia del mismo se puede observar:

$$\tau \ll S_y$$

Por lo que el perno resiste la carga a la que está sometido.

Constante elástica del perno: 1130.9 [kN/m].

Constante elástica del elemento: 7765.92 [kN/m].

Relación entre las constantes elásticas del perno y el elemento, C: 0.127

Guía del contrapeso: Para los empalmes de las guías del contrapeso se utiliza pernos del tipo UNC M8 calidad 8.8 de 40 [mm] de longitud. No se realiza un cálculo para la selección de los pernos debido a que las guías del contrapeso no están sometidas a una carga importante.

4.2.15.3 Simulación en ANSYS 15 del bracket de la guía de la cabina

Para la simulación de los brackets se considera el número total de estos elementos en la estructura soportante, se debe tomar en cuenta además que la carga se distribuye en las dos guías.

Tipos de perfiles: Ángulo 40x40x3.

Material: Acero ASTM A36.

Restricciones: Desplazamiento $x=0$, $y=0$, $z=0$.

Rotación $x=0$, $y=0$, $z=0$.

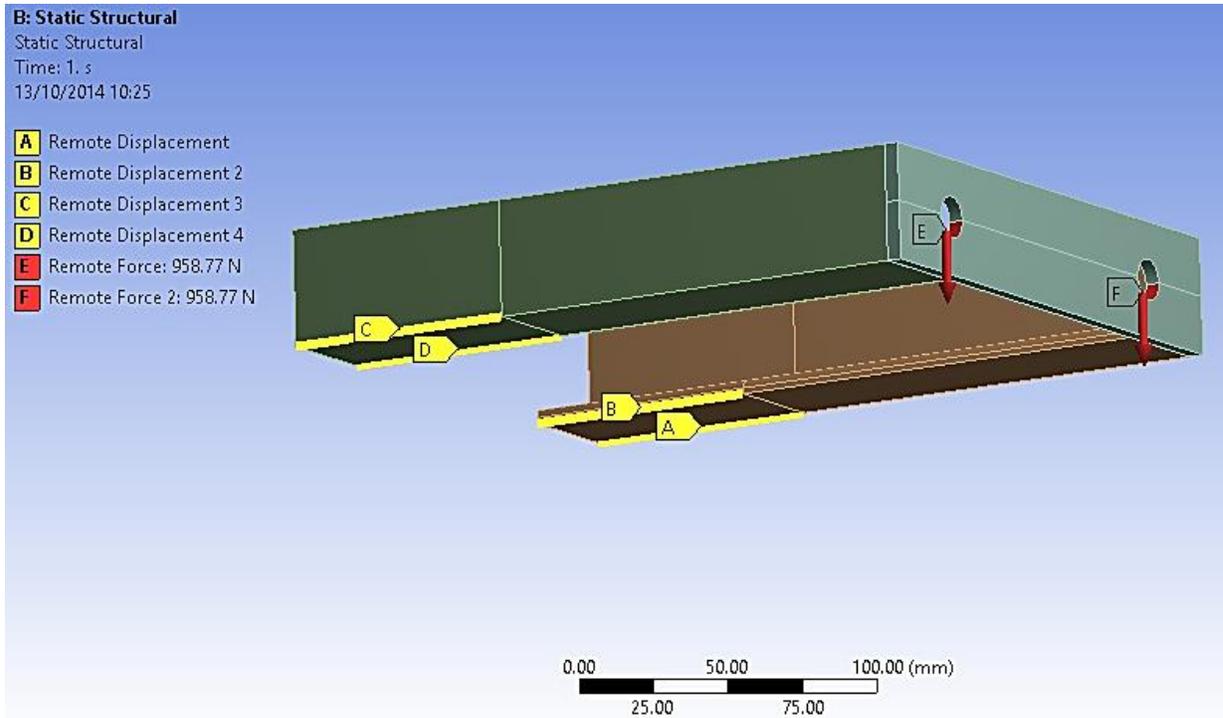


Figura 4.116 Condiciones de borde de la simulación del bracket de la cabina.

Fuente: Propia

Análisis: Módulo Static Structural.

Carga asignada: La carga a la que se va a someter es la carga del frenado de emergencia de la cabina porque es de suma importancia que los brackets resistan esta carga, además del peso de la guía. Esta carga corresponde a un valor de 2 118.4 [N]. Las cuales van a estar asignadas en la superficie inferior de los agujeros por donde van a estar los pernos que sujetan a la guía de la cabina.

Mallado: Tipo tetraédrico.

Número de elementos: 30 713.

Número de nodos: 8 580.

4.2.15.3.1 Calidad del mallado del bracket de la cabina

La calidad de malla obtenida para la simulación cumple con lo descrito en el apartado 4.1.2.

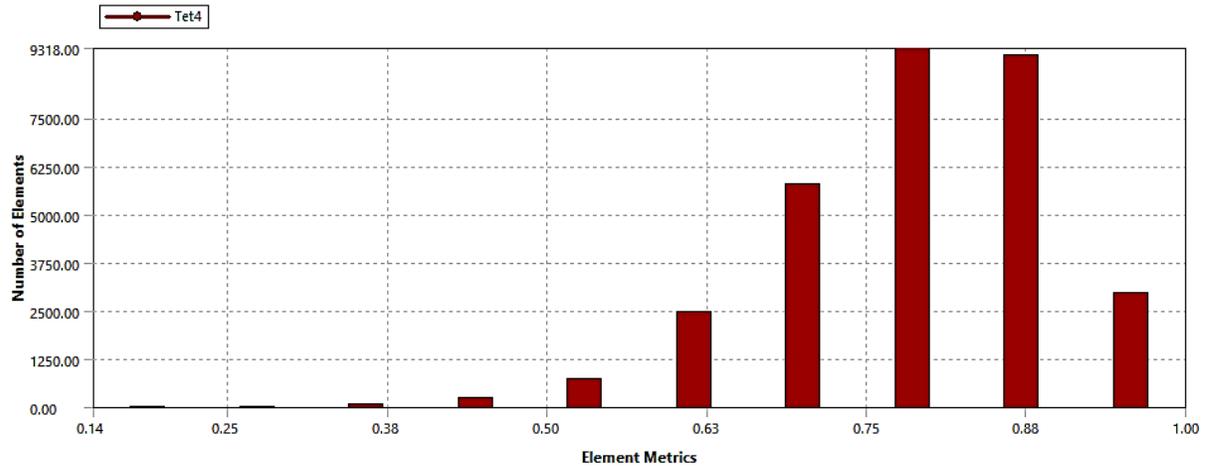


Figura 4.117 Calidad del mallado del bracket de la cabina.

Fuente: Propia

4.2.15.3.2 Resultado de la simulación del bracket de la cabina

El coeficiente de seguridad es satisfactorio ya que en promedio se presenta un valor mayor a 10 y en pequeñas zonas un valor de 3 con lo cual se puede aseverar que el elemento no falla en su funcionamiento normal ni tampoco en el frenado de emergencia. Este factor de seguridad se lo obtiene comparando con el límite de fluencia del material.

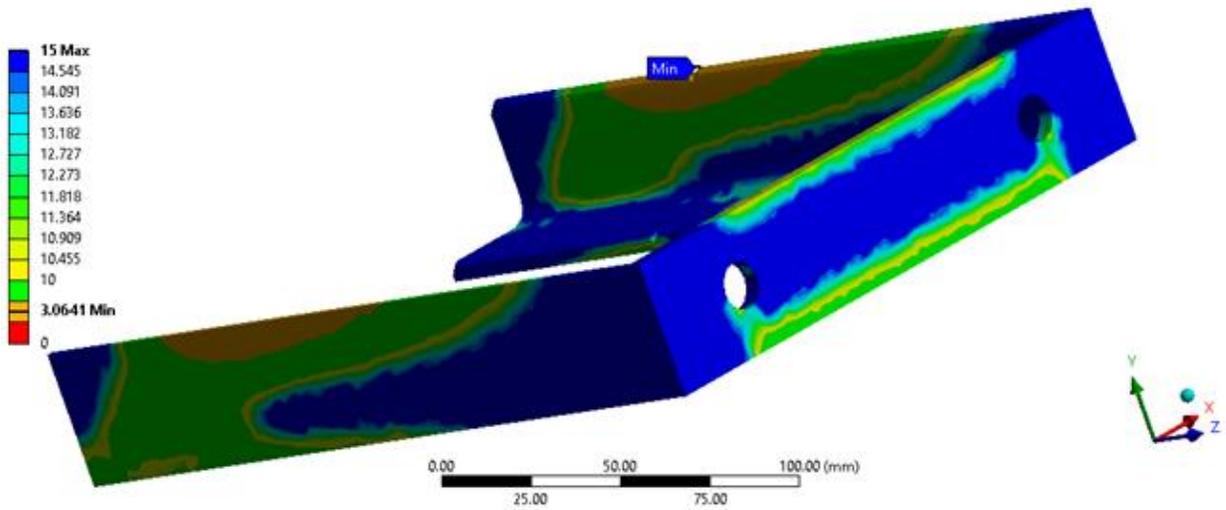


Figura 4.118 Factor de seguridad bracket de la guía de la cabina.

Fuente: Propia

4.2.15.3.3 Convergencia de la solución de la simulación del bracket de la cabina

La convergencia de la solución cumple con lo descrito en el apartado 4.1.3 y se indica la gráfica de tendencia en la figura 4.119.

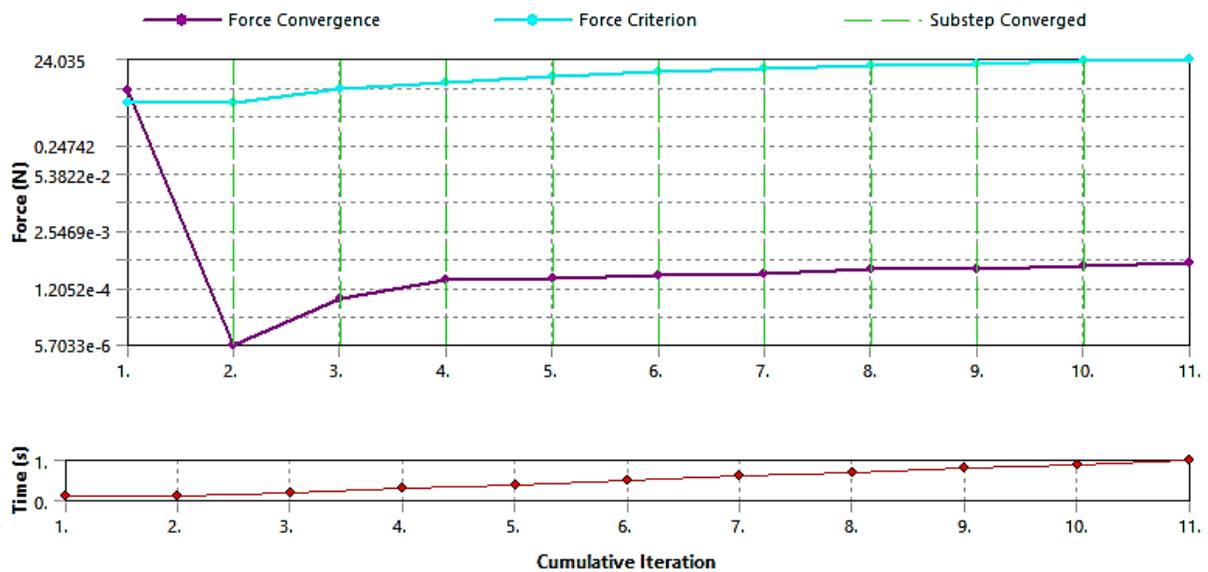


Figura 4.119 Convergencia de la solución de la simulación del bracket de la cabina.

Fuente: Propia

4.2.16 CÁLCULO DE LOS AMORTIGUADORES DE EMERGENCIA DE LA CABINA Y CONTRAPESO²⁷

Los amortiguadores son necesarios en caso de un fallo del sensor de nivel y deben ser instalados tanto para la cabina como para el contrapeso para evitar que exista un impacto directo y comprometa los equipos o ponga en riesgo la integridad física de los usuarios.

El amortiguador que se diseña es de resorte ya que la velocidad de la cabina no va a sobrepasar la velocidad de 1 [m/s].

La carrera mínima de los resortes se obtiene mediante la siguiente expresión:

$$C = 0.07V^2 \quad (4.71)$$

Donde:

C: Carrera del resorte (Deformación), [m].

V: Velocidad nominal de la cabina, 1 [m/s].

Por lo que la carrera mínima es:

$$C = 0.07 [m], 70[mm]$$

De acuerdo con este resultado se propone un resorte que tiene una longitud sin deformación $L_i = 310$ [mm], una longitud deformada $L_d = 200$ [mm], un diámetro nominal $D = 150$ [mm] y un diámetro de espira $d = 20$ [mm].

La deformación δ del resorte es de 110 [mm], este valor es mayor al valor mínimo de carrera necesario, por lo que el resorte cumple con este requisito.

Al relacionar la deformación, $y = L_i - L_d$, con la longitud sin deformación se obtiene la distensión que corresponde a un valor de:

$$\text{Distensión} = y/L$$

²⁷ Elevadores: Principios e innovaciones. Antonio Miravete, Emilio Larrodé.

$$\text{Distensión} = 0.33$$

Se debe relacionar la longitud sin deformación L_i para el diámetro nominal D para poder verificar con la figura 4.120 que el resorte se encuentra en la zona estable.

$$\frac{L_i}{D} = 2.06$$

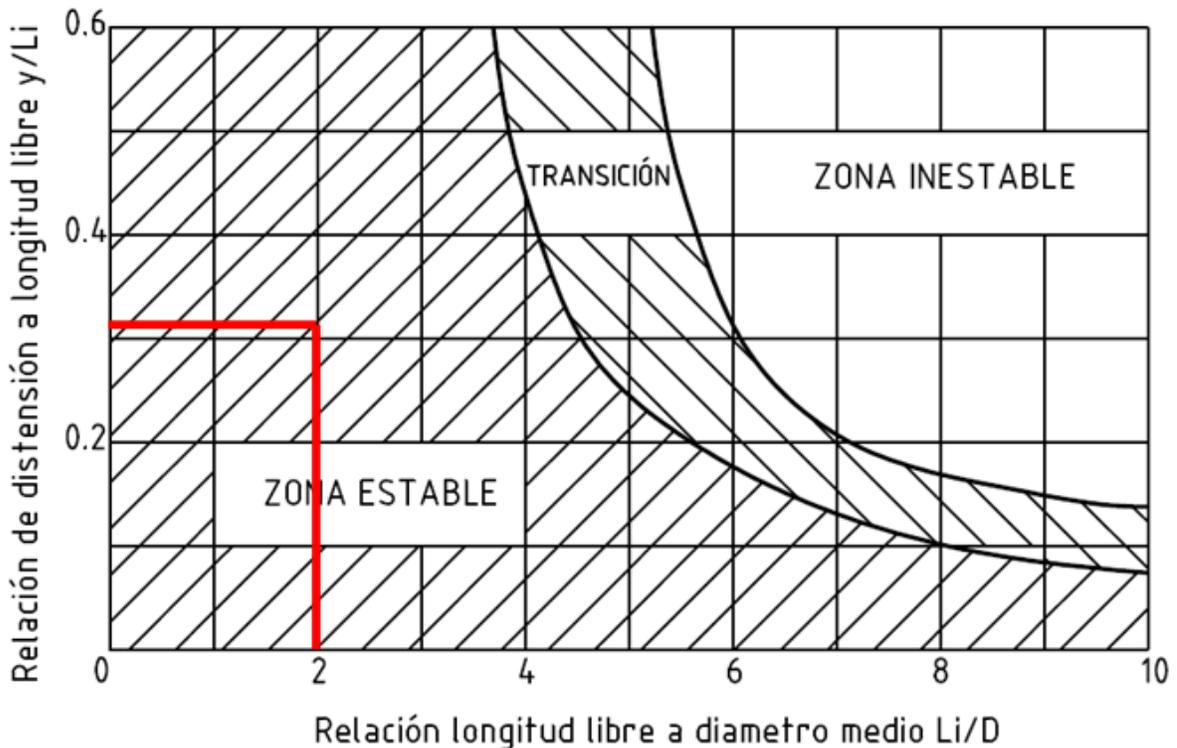


Figura 4.120 Curvas de posibilidad de pandeo en un resorte.

Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica; Joseph E. Shigley.

Como se aprecia en la figura 4.120 el resorte se encuentra en la zona estable por lo que son adecuados para la función solicitada.

4.2.16.1 Emplazamiento de los amortiguadores para la cabina

El elemento de la cabina que entra en contacto con los amortiguadores se debe encontrar a una distancia de 8 [cm] de los amortiguadores completamente estirados.

Estos amortiguadores se deben situar en el interior de la línea imaginaria que une a las guías por donde desliza la cabina, para que las cargas no se produzcan de manera excéntrica.

4.2.17 DISEÑO DE LA BANCADA DEL MOTOR

El motor está soportado en una bancada en la parte inferior de la estructura por limitación de espacio en la parte superior de la estructura con la losa del edificio de Ingeniería Mecánica.

El motor está sujeto a dos perfiles UPN por medio de 4 pernos de 16 [mm] de diámetro nominal y calidad 8.8, estos datos los recomienda el fabricante del motor. Estos perfiles estarán sometidos a esfuerzos de flexión por la tracción que ejercen los pernos del motor sobre los mismos. Se indica en la figura 4.121 cómo actúan las cargas sobre los elementos.

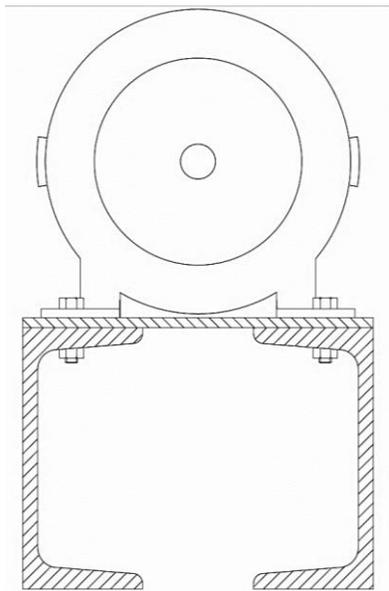


Figura 4.121 Esquema de la bancada del motor.

Fuente: Propia

Para la selección correcta del perfil se simula en ANSYS 15 con las cargas obtenidas previamente. La carga que se colocan corresponde a la reacción en la dirección vertical obtenida, dividida para 4 debido a que se utilizan 4 pernos, dando como

resultado: 3 235.5 [N]. Hay que mencionar que esto es una aproximación porque en cada perno se puede ejercer diferentes tensiones por cuestiones de asimetría.

4.2.17.1 Simulación en ANSYS 15 de la bancada del motor

Para llevar a cabo la simulación de la bancada del motor se debe tomar en cuenta los siguientes aspectos:

Tipos de perfiles: IPE 100.

UPN 80.

Material: Acero ASTM A36.

Restricciones: Desplazamiento $x=0$, $y=0$, $z=0$.

Rotación $x=0$, $y=0$, $z=0$.

Análisis: Módulo Static Structural.

Carga asignada: La carga que se asigna tiene un valor de 3 235.5 [N], obtenido como el resultado de la tensión generada en la polea del motor. Esta carga actúa en cada perno que sujeta al motor.

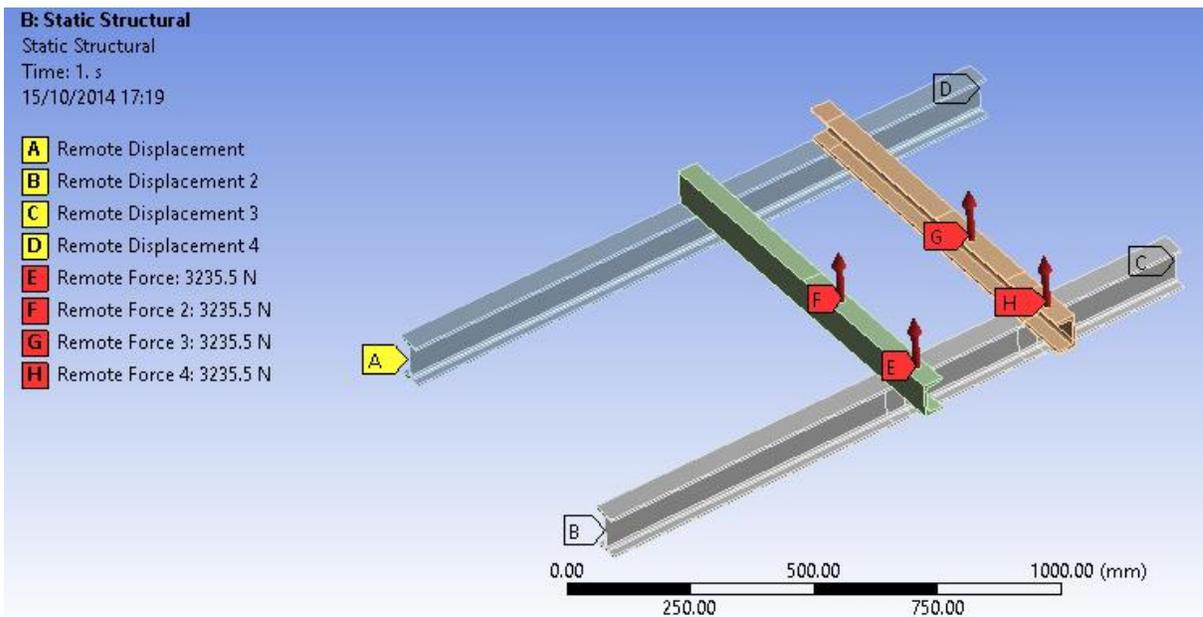


Figura 4.122 Condiciones de borde de la simulación de la bancada del motor.

Fuente: Propia

Mallado: Tipo tetraédrico.
 Número de elementos: 29 445.
 Número de nodos: 19 395.

4.2.17.1.1 Calidad del mallado de la bancada del motor

La calidad de malla obtenida para la simulación cumple con lo descrito en el apartado 4.1.2.

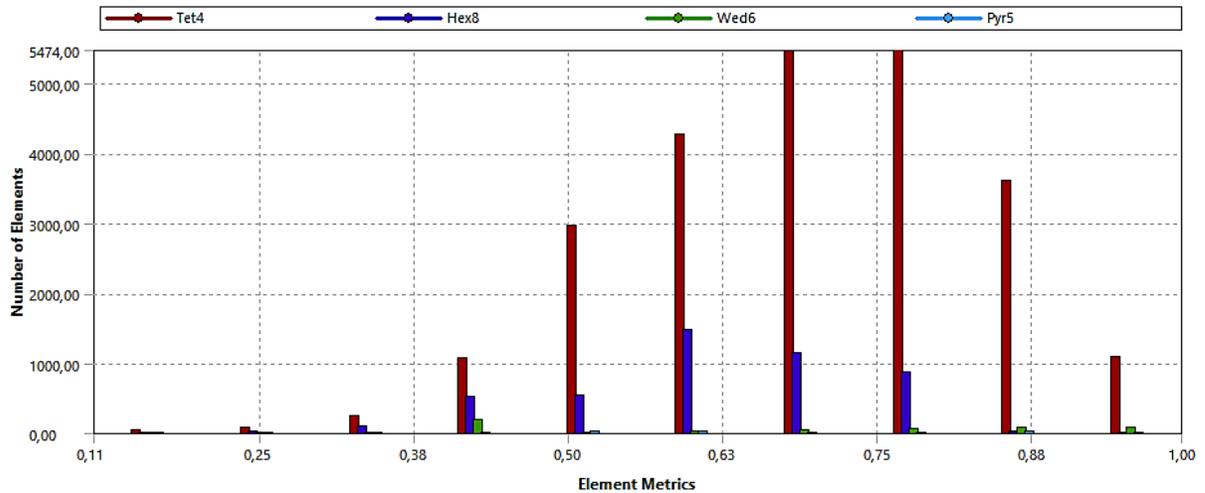


Figura 4.123 Calidad de mallado de la bancada del motor.

Fuente: Propia

4.2.17.1.2 Resultados de la simulación de la bancada del motor

Los datos obtenidos que se muestran en la figura 4.124 indican el factor de seguridad de los elementos, el cual tiene un valor satisfactorio debido a que el promedio es de 10 y el mínimo valor es de 1.9 (el cual está señalado en la misma figura). Por lo que se puede concluir que el resultado obtenido en la simulación estructural demuestra una fiabilidad de los elementos que conforman la bancada del motor del elevador.

B: Static Structural
 Safety Factor
 Type: Safety Factor
 Time: 1
 30/09/2014 16:49

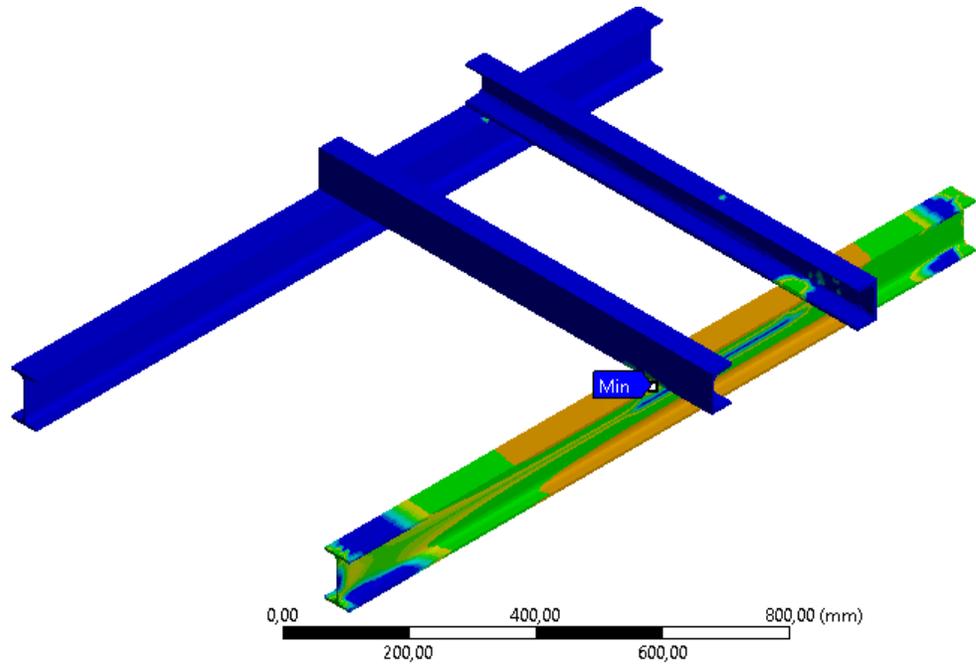
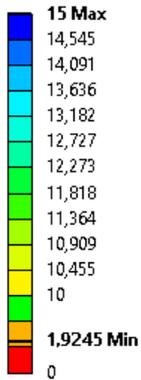


Figura 4.124 Factor de seguridad en la bancada del motor.

Fuente: Propia

4.2.17.1.3 Convergencia de la solución de la simulación de la bancada del motor

La convergencia de la solución cumple con lo descrito en el apartado 4.1.3 y se muestra la gráfica de tendencia en la figura 4.125.

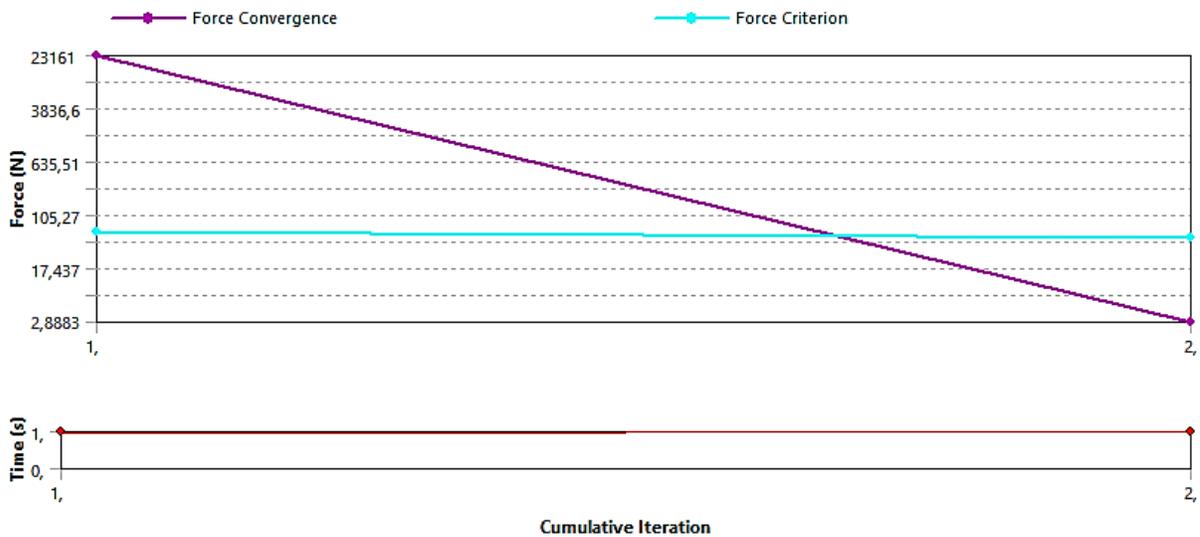


Figura 4.125 Convergencia de la simulación de la bancada del motor.

Fuente: Propia

4.2.17.1.4 Diseño de la soldadura de la bancada del motor:

La bancada del motor está asentada sobre dos perfiles IPE, los cuales están soldados a la estructura.

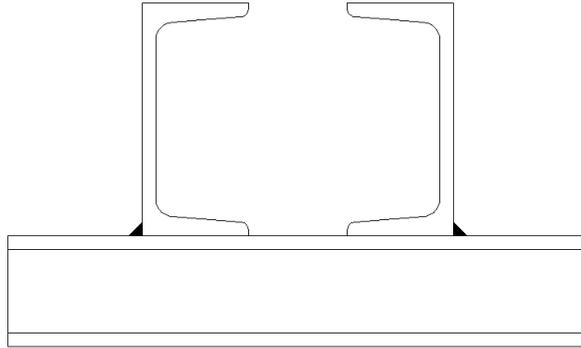


Figura 4.126 Esquema de la soldadura de la bancada del motor.

Fuente: Propia

Las soldaduras van a estar sometidas a tracción por la bancada del motor. Por lo que para seleccionar el tamaño adecuado de la soldadura se realiza lo siguiente:

Se determinará la profundidad con la ayuda de la ecuación 4.72²⁸:

$$\sigma = 1.618 \frac{F}{hl} \quad (4.72)$$

La expresión anterior es utilizada para las soldaduras de filete, como se ilustra en la figura 4.127.

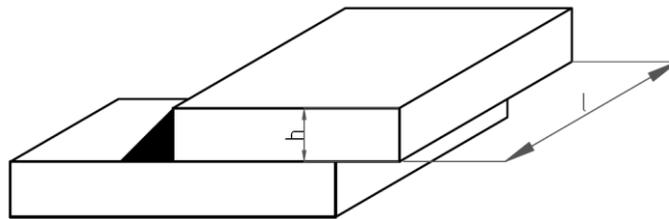


Figura 4.127 Esquema de la soldadura a filete en la bancada del motor.

Fuente: Propia

Se va a utilizar la mayor carga obtenida que corresponde a un valor de 3594.9 [N].

²⁸ Diseño en Ingeniería Mecánica; Joseph E. Shigley.

Por lo que la altura h mínima es igual a:

$$h = 1.618 \frac{F}{\sigma l}$$

El electrodo E7018 tiene una resistencia de 70 ksi.

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

Por lo que se puede asegurar que un pase de electrodo de E7018 es suficiente para resistir la carga del elemento.

4.2.18 DISTANCIA DE LOS SENSORES PARA REGULAR LA VELOCIDAD DE LA CABINA

Para obtener la distancia entre los elementos activadores del sensor se utiliza las ecuaciones cinemáticas. Se conoce la velocidad final de la cabina y la aceleración de la misma, por lo que se puede determinar la distancia necesaria para llegar a la velocidad nominal y para desacelerar al elevador.

- Velocidad de la cabina: 1[m/s].
- Aceleración de la cabina: 0.6 [m/s²].

Distancia entre paradas: 3.3 [m] excepto entre la planta baja y la planta del decanato que corresponde a 1 [m].

Reemplazando en las ecuaciones cinemáticas se obtiene que la distancia para alcanzar la velocidad de funcionamiento es de 0.83 [m], y de igual manera para la desaceleración. Por lo que los sensores se colocan a 0.83 [m] antes y después de cada parada.

En el caso del desplazamiento entre la primera y la segunda parada el elemento activador del sensor se coloca en la mitad del recorrido, es decir a 0.5 [m].

4.2.19 COMPONENTES SELECCIONADOS

Las dimensiones de los componentes seleccionados se detallan en los anexos como se indica a continuación.

- Limitador de velocidad: Anexo 6.
- Paracaídas: Anexo 7.
- Operador de puertas: Anexo 8.

4.2.20 SISTEMA DE CONTROL

El sistema de control se realiza con un PLC y con los componentes que se mencionan en la tabla 4.17. Los componentes descritos son una referencia en cuanto a lo que se necesita, pero éstos pueden ser reemplazados por otro, optimizando el control del ascensor. Cabe recalcar que la programación no se desarrolla y que eso se propone como un nuevo tema de titulación para la carrera de Ingeniería Electrónica.

Elemento	Marca	Especificación	Cantidad
Botonera de cabina	E company	8 botones	1
Botonera de piso	E company	2 botones	5
Reguladores de tensión	Fairchild	12 y 5 v	1
Fuente de alimentación	Siemens 6ep1332-1sh43	24 v 2.5a	1
Plc	Siemens	S7-1200 CPU 224xp	1
Módulos plc digital	Siemens	Em223 32di	4
Módulos plc analógico	Siemens	Em232	1
Sensor magnético	Fotek	Hall 90217	2
Relé térmico	Siemens	Lrd12	1
Variador de frecuencia	Siemens 100022635	G120	1
Acondicionador sensores	Abb	Ad620	3
Celda de carga	Omega	Lc302 1k	1
Sensor de temperatura	Texas	Lm35	1
Fin de carrera	Abb	Lsp52	5
Detector de luz	Sensovant	Als2	1

Tabla 4.17 Elementos de control del ascensor.

Fuente: Propia.

En el anexo 9 se tiene el esquema de entradas y salidas del PLC.

CAPÍTULO V

5. COSTOS

A continuación se detallan los costos de los elementos que conforman al elevador.

5.1 COSTO DE LA CABINA DEL ELEVADOR

5.1.1 COSTO DE ELEMENTOS NORMALIZADOS

ELEMENTO	ESPECIFICACIÓN	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO [\$/U]	PRECIO TOTAL [\$/]
Perno de cabeza hexagonal M12	M12x35 calidad 10.9	12	0.3	3.6
Arandela plana 12	Diámetro 12 mm	112	0.1	11.2
Arandela de presión 12	Diámetro 12 mm	36	0.05	1.8

Continúa en la página siguiente.

Tuerca M12	M12x1.5	64	0.14	8.96
Perno de cabeza hexagonal M10	M10x30 calidad 10.9	12	0.2	2.4
Arandela plana 10	Diámetro 10 mm	40	0.1	4
Arandela de presión 10	Diámetro 10 mm	24	0.05	1.2
Tuerca M10	M10x1.25	28	0.14	3.92
Abrazaderas tipo U	Abrazadera de 1 1/12 pulg.	2	4	8
Anillo elástico de seguridad	DIN 471 50mm	2	1.1	2.2
Rodamiento de rodillo cilíndricos	FAG UN 50x20	2	65.00	130
Operador de puertas	PL1000x2000 modelo 40/10	2	650	1300
Luminarias	Lámpara LED 18 W	4	40	160
			TOTAL	1637.28

Tabla 5.1 Costo de elementos normalizados en la cabina.

Fuente: Propia.

5.1.2 COSTO DE MANO DE OBRA

MAQUINARIA	CANTIDAD	SOLDADURA		DOBLADORA		TORNO		FRESADORA		TALADRO		OPERARIO GENERAL		TOTAL
COSTO HHM [\$]		15		4		8		4		4		2		
PIEZA		Cantidad	USD	Cantidad	USD	Cantidad	USD	Cantidad	USD	Cantidad	USD	Cantidad	USD	
Travesaño superior	2	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.50	4.00	0.50	2.00	6.00
Travesaño inferior	2	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.50	4.00	0.50	2.00	6.00
Columnas	2	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.50	4.00	0.50	2.00	6.00
Marco inferior	1	1.50	22.50	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.50	2.00	0.50	1.00	25.50
Marco superior	1	1.00	15.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.50	2.00	0.50	1.00	18.00
Eje de la polea cabina	1	0.00	0.00	0.00	0.00	0.50	4.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.50	1.00	5.00
Polea de la cabina	1	0.00	0.00	0.00	0.00	1.50	12.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.50	1.00	13.00
Tirante superior	4	0.00	0.00	0.00	0.00	0.50	16.00	0.25	4.00	0.50	8.00	0.50	4.00	32.00
Tirante inferior	4	0.00	0.00	0.00	0.00	0.50	16.00	0.25	4.00	0.50	8.00	0.50	4.00	32.00
Plancha piso	1	0.25	3.75	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.50	1.00	4.75
Plancha sup externa	1	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.50	2.00	0.50	1.00	3.00
Plancha sup interna	1	0.00	0.00	0.50	2.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.50	2.00	0.50	1.00	5.00
Vidrios laterales	2	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.50	2.00	2.00
Vidrios frontales	4	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.50	4.00	4.00
Perfiles de vidrios	4	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.50	8.00	0.50	4.00	12.00
Guardapiés	2	0.00	0.00	0.25	2.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.50	4.00	0.50	2.00	8.00
Soporte de impacto	2	0.25	7.50	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.50	2.00	9.50
Placa paracaídas	2	0.25	7.50	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.50	4.00	0.50	2.00	13.50
Puertas	4	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.50	8.00	0.50	4.00	12.00
Zapatas	4	0.25	15.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.25	4.00	0.50	8.00	0.50	4.00	31.00
Celoron cabina	4	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.25	4.00	0.25	4.00	0.25	2.00	10.00
Pasamano	2	0.25	7.50	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.50	4.00	0.50	2.00	13.50
TOTAL		3.75	78.75	0.75	4.00	3.00	48.00	1.00	16.00	7.75	76.00	10.75	49.00	271.75

Tabla 5.2 Costo de mano de obra en la cabina.

Fuente: Propia.

5.1.3 COSTO DEL MATERIAL DE LA CABINA

PIEZA	UPN 120 A36		UPN 80 A36		UPN 50 A36		AISI 304 1.5 [mm]		Vidrio templado 8 mm		U 150X50X50 A36	
	19.23	\$/m	12.4	\$/m	11.53	\$/m	52.01	\$/m2	29	\$/m2	9.92	\$/m
	Cantidad	USD	Cantidad	USD	Cantidad	USD	Cantidad	USD	Cantidad	USD	Cantidad	USD
Travesaño superior	2.80	53.84	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Travesaño inferior	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	2.80	27.78
Columnas	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	5.40	53.57
Marco inferior	0.00	0.00	8.90	110.36	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Marco superior	0.00	0.00	0.00	0.00	7.60	87.63	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Eje polea cabina	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Polea cabina	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Tirante superior	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Tirante inferior	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Plancha piso	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Plancha sup interna	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	2.00	104.02	0.00	0.00	0.00	0.00
Plancha sup externa	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Vidrios laterales	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	4.62	133.98	0.00	0.00
Vidrios frontales	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	1.56	45.24	0.00	0.00
Perfiles vidrios	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	2.40	124.82	0.00	0.00	0.00	0.00
Guardapiés	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Soporte de impacto	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Placa paracaídas	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Puertas	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Zapatas	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Celerón	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Pasamano	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
TOTAL	2.80	53.84	8.90	110.36	7.60	87.63	4.40	228.84	6.18	179.22	8.20	81.34

Continúa en la página siguiente.

PIEZA	Plan. A36 3 [mm]		Plan.A36 6 [mm]		Tubo 2" Inox. 304		Eje Ø 20mm A36		Plan. madera 18 mm		Eje Ø 50mm A36	
	56.97	\$/m2	113.94	\$/m2	85	\$/m	4.5	\$/m	20.15	\$/m2	33	\$/m
	Cantidad	USD	Cantidad	USD	Cantidad	USD	Cantidad	USD	Cantidad	USD	Cantidad	USD
Travesaño superior	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Travesaño inferior	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Columnas	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Marco inferior	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Marco superior	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Eje de la polea cabina	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.30	9.90
Polea cabina	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Tirante superior	0.00	0.00	0.02	1.14	0.00	0.00	5.20	23.40	0.00	0.00	0.00	0.00
Tirante inferior	0.00	0.00	0.03	1.71	0.00	0.00	1.80	8.10	0.00	0.00	0.00	0.00
Plancha piso	1.56	88.87	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Plancha sup interna	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Plancha sup externa	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	1.56	31.43	0.00	0.00
Vidrios laterales	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Vidrios frontales	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Perfiles vidrios	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Guardapiés	1.10	62.67	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Soporte de impacto	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Placa paracaídas	0.00	0.00	0.07	3.99	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Puertas	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Zapatas	0.08	4.27	0.21	11.96	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Celerón	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Pasamano	0.00	0.00	0.00	0.00	5.40	459.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
TOTAL	2.74	155.81	0.33	18.80	5.40	459.00	7.00	31.50	1.56	31.43	0.30	9.90

Continúa en la página siguiente.

PIEZA	Fundición Gris		Celerón		Perfil IPE 100 A36		TOTAL
	3.5	\$/kg	66	\$/kg	10.68	\$/m	
COSTO UNITARIO	Cantidad	USD	Cantidad	USD	Cantidad	USD	USD
Travesaño superior	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	53.84
Travesaño inferior	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	27.78
Columnas	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	53.57
Marco inferior	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	110.36
Marco superior	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	87.63
Eje de la polea cabina	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Polea cabina	34.00	119.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Tirante superior	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	24.54
Tirante inferior	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	9.81
Plancha piso	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	88.87
Plancha sup interna	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	104.02
Plancha sup externa	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	31.43
Vidrios laterales	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	133.98
Vidrios frontales	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	45.24
Perfiles vidrios	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	124.82
GUARDAPIÉS	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	62.67
Soporte de impacto	0.00	0.00	0.00	0.00	1.00	10.68	10.68
Placa paracaídas	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	3.99
Puertas	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Zapatas	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	16.24
Celerón	0.00	0.00	1.20	79.20	0.00	0.00	0.00
Pasamano	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	459.00
TOTAL	34.00	119.00	1.20	79.20	1.00	10.68	1448.47

Tabla 5.3 Costo del material para la cabina.

Fuente: Propia.

5.1.4 COSTO DE FABRICACIÓN DE LA CABINA

RUBRO	VALOR [\\$]
Elementos normalizados	1637.28
Mano de obra	271.75
Materiales	1448.47
Subtotal	3357.50
Montaje (15%)	503.62
Imprevistos (10%)	335.75
TOTAL	4196.87

Tabla 5.4 Costo de fabricación de la cabina.

Fuente: Propia.

5.2 COSTO DE LA ESTRUCTURA TOTAL DEL ELEVADOR

5.2.1 COSTO DE ELEMENTOS NORMALIZADOS

ELEMENTO	ESPECIFICACIÓN	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO [\$/U]	PRECIO TOTAL [\\$]
Perno de cabeza hexagonal M12	M12x40 calidad 10.9	16	0.3	4.8
Arandela plana 12	Diámetro 12 mm	32	0.1	3.2
Tuerca M12	M12x1.5	16	0.14	2.24
Perno de cabeza hexagonal M8	M8x30 calidad 10.9	16	0.13	2.08
Arandela plana 8	Diámetro 8 mm	32	0.02	0.64
Perfil de la guía de la cabina	1-90/16	6	200	1200
Perfil de la guía del contrapeso	1-45/5	6	180	1080
Tuerca M8	M8x1	16	0.04	0.64
Operador de puertas	PL1000x2000 modelo 40/10	5	650	3250
Sujetador de vidrios	Punto Fijo acero AISI 304	196	17	3332
			TOTAL	8875.6

Tabla 5.5 Costo de elementos normalizados de la estructura total.

Fuente: Propia.

5.2.2 COSTO DE MANO DE OBRA

MAQUINARIA	CANTIDAD	SOLDADURA		TALADRO		RECTIFICADORA		OPERARIO GENERAL		TOTAL
COSTO HHM [\$]		15		4		16		2		
PIEZA		Cantidad	USD	Cantidad	USD	Cantidad	USD	Cantidad	USD	
Guía cabina	2	0,00	0,00	0,50	4,00	5,00	160,00	1,00	4,00	168,00
Guía contrapeso	2	0,00	0,00	0,50	4,00	5,00	160,00	1,00	4,00	168,00
Estructura soportante	1	20,00	300,00	0,25	1,00	0,00	0,00	20,00	40,00	341,00
Ventanas	49	0,00	0,00	0,25	49,00	0,00	0,00	0,25	24,50	73,50
Placas sensores	9	0,25	33,75	0,00	0,00	0,00	0,00	0,25	4,50	38,25
Placa del motor	1	0,25	3,75	0,25	1,00	0,00	0,00	0,25	0,50	5,25
Plinto	6	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	2,00	24,00	24,00
Bracket cabina	10	0,25	37,50	0,25	10,00	0,00	0,00	1,00	20,00	67,50
Brackets contrapeso	10	0,25	37,50	0,25	10,00	0,00	0,00	1,00	20,00	67,50
TOTAL		21,00	412,50	2,25	79,00	10,00	320,00	26,75	141,50	953,00

Tabla 5.6 Costo de mano de obra de la estructura.

Fuente: Propia.

5.2.3 COSTO DEL MATERIAL DE LA ESTRUCTURA TOTAL

PIEZA	Perfil UPN 80 A36		Perfil IPE 100 A36		Tubo estructura cuadrado 100x4 ASTM A500		Vidrio templado 8 mm		Plancha A36 8 [mm]		Plancha A36 15 [mm]	
	12,4	\$/m	10,68	\$/m	15,91	\$/m	29	\$/m2	65,73	\$/m2	123,92	\$/m2
	Cantidad	USD	Cantidad	USD	Cantidad	USD	Cantidad	USD	Cantidad	USD	Cantidad	USD
Guía cabina	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,11	13,88
Guía contrapeso	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,03	3,97
Estructura soportante	8,00	99,20	6,70	71,56	174,80	2781,07	0,00	0,00	0,00	0,00	0,24	29,74
Ventanas	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	88,00	2552,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Placas sensores	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Placa del motor	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,20	13,15	0,00	0,00
Plinto	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Bracket cabina	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,08	9,91
Brackets contrapeso	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,06	7,44
TOTAL	8,00	99,20	6,70	71,56	174,80	2781,07	88,00	2552,00	0,20	13,15	0,52	64,93

Continúa en la siguiente página.

PIEZA	Perfil IPE 140 A36		Plancha A36 3 [mm]		Plancha A36 6 [mm]		Ángulo L 40x40x4		Varilla de construcción 20 mm		Cemento		TOTAL
	10,68	\$/m	56,97	\$/m2	113,94	\$/m2	3,05	\$/m2	3,05	\$/m	0,2	\$/kg	
COSTO UNITARIO	Cantidad	USD	Cantidad	USD	Cantidad	USD	Cantidad	USD	Cantidad	USD	Cantidad	USD	USD
Guía cabina	0,00	0,00	0,00	0,00	0,12	14,13	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	28,01
Guía contrapeso	0,00	0,00	0,00	0,00	0,04	4,10	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	8,07
Estructura soportante	6,20	66,22	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	3047,78
Ventanas	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	2552,00
Placas sensores	0,00	0,00	0,04	2,28	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	2,28
Placa del motor	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	13,15
Plinto	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	60,00	183,00	1728,00	345,60	528,60
Bracket cabina	0,00	0,00	0,00	0,00	0,08	9,12	4,60	14,03	0,00	0,00	0,00	0,00	33,06
Brackets contrapeso	0,00	0,00	0,00	0,00	0,06	6,84	2,00	6,10	0,00	0,00	0,00	0,00	20,37
TOTAL	6,20	66,22	0,04	2,28	0,30	34,18	6,60	20,13	60,00	183,00	1728,00	345,60	6233,31

Tabla 5.7 Costo de materiales de la estructura.

Fuente: Propia.

5.2.4 COSTO DE FABRICACIÓN DE LA ESTRUCTURA TOTAL

RUBRO	VALOR [\$]
Elementos normalizados	8875,60
Mano de obra	953,00
Materiales	6233,31
Subtotal	16061,91
Imprevistos (10%)	1606,19
TOTAL	17668,10

Tabla 5.8 Costo de fabricación de la estructura total.

Fuente: Propia.

5.3 COSTO DEL CONTRAPESO DEL ELEVADOR

5.3.1 COSTO DE ELEMENTOS NORMALIZADOS

ELEMENTO	ESPECIFICACIÓN	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO [\$/U]	PRECIO TOTAL [\$]
Perno de cabeza hexagonal M12	M12x35 calidad 10.9	28	0,30	8,40
Arandela plana 12	Diámetro 12 mm	56	0,10	5,60
Arandela de presión 12	Diámetro 12 mm	28	0,05	1,40
Tuerca M12	M12x1.5	28	0,14	3,92
Abrazaderas tipo U	Abrazadera de 1 1/12 pulg.	2	4,00	8,00
Anillo elástico de seguridad	DIN 471 50mm	4	1,10	4,40
Rodamiento de rodillo cilíndricos	FAG UN 50x20	2	65,00	130,00
			TOTAL	161,72

Tabla 5.9 Costo de elementos normalizados del contrapeso.

Fuente: Propia.

5.3.2 COSTO DE MANO DE OBRA

MAQUINARIA	CANTIDAD	SOLDADURA		TORNO		FRESADORA		TALADRO		OPERARIO GENERAL		TOTAL
		15		8		4		4		2		
COSTO HHM [\$]		Cantidad	USD	Cantidad	USD	Cantidad	USD	Cantidad	USD	Cantidad	USD	USD
Travesaño superior	2	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,25	2,00	0,50	2,00	4,00
Travesaño inferior	2	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,25	2,00	0,50	2,00	4,00
Columnas	2	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,25	2,00	0,50	2,00	4,00
Soporte de impacto	2	0,25	7,50	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,50	2,00	9,50
Zapatas	4	0,25	15,00	0,00	0,00	0,25	4,00	0,00	0,00	0,50	4,00	23,00
Sujeción eje polea	2	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,25	2,00	0,50	2,00	4,00
Eje polea contrapeso	1	0,00	0,00	0,50	4,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,50	1,00	5,00
Polea contrapeso	1	0,00	0,00	1,50	12,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,50	1,00	13,00
Celerón contrapeso	4	0,00	0,00	0,00	0,00	0,25	4,00	0,25	4,00	0,50	4,00	12,00
Pesas	28	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,50	28,00	28,00
TOTAL		0,50	22,50	2,00	16,00	0,50	8,00	1,25	12,00	5,00	48,00	106,50

Tabla 5.10 Costo de mano de obra del contrapeso.

Fuente: Propia.

5.3.3 COSTO DEL MATERIAL DEL CONTRAPESO

PIEZA	CANAL U 200X50X50 A36		CANAL U 150X50X50 A36		Plancha A36 3 [mm]		Plancha A36 6 [mm]		Perfil IPE 100 A36		Eje Ø 50mm Acero A36	
	12	\$/m	9,92	\$/m	56,97	\$/m2	113,94	\$/m2	10,68	\$/m	33	\$/m
	Cantidad	USD	Cantidad	USD	Cantidad	USD	Cantidad	USD	Cantidad	USD	Cantidad	USD
Travesaño superior	0,00	0,00	2,50	24,80	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Travesaño inferior	0,00	0,00	2,50	24,80	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Columnas	3,60	43,20	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Soporte de impacto	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,40	4,27	0,00	0,00
Zapatas	0,00	0,00	0,00	0,00	0,01	0,34	0,14	15,95	0,00	0,00	0,00	0,00
Sujeción eje de la polea	0,00	0,00	0,80	7,94	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Eje polea contrapeso	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,25	8,25
Polea contrapeso	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Celerón contrapeso	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Pesas	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
TOTAL	3,60	43,20	5,80	57,54	0,01	0,34	0,14	15,95	0,40	4,27	0,25	8,25

Continúa en la siguiente página.

PIEZA	Fundición Gris		Celerón		Cemento		TOTAL
	3,5	\$/kg	66	\$/kg	0,2	\$/kg	
COSTO UNITARIO	Cantidad	USD	Cantidad	USD	Cantidad	USD	USD
Travesaño superior	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	24,80
Travesaño inferior	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	24,80
Columnas	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	43,20
SopORTE de impacto	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	4,27
Zapatas	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	16,29
Sujeción eje de la polea	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	7,94
Eje polea contrapeso	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	8,25
Polea contrapeso	34,00	119,00	0,00	0,00	0,00	0,00	119,00
Celeron contrapeso	0,00	0,00	0,52	34,32	0,00	0,00	34,32
Pesas	0,00	0,00	0,00	0,00	952,00	190,40	190,40
TOTAL	34,00	119,00	0,52	34,32	952,00	190,40	473,27

Tabla 5.11 Costo del material del contrapeso.

Fuente: Propia.

5.3.4 COSTO DE FABRICACIÓN DEL CONTRAPESO

RUBRO	VALOR [\$]
Elementos normalizados	161,72
Mano de obra	106,50
Materiales	473,27
Subtotal	741,49
Montaje (15%)	111,22
Imprevistos (10%)	74,15
TOTAL	926,86

Tabla 5.12 Costo de fabricación del contrapeso.

Fuente: Propia.

5.4 COSTO DEL SISTEMA MOTRIZ DEL ELEVADOR

5.4.1 COSTO DE ELEMENTOS NORMALIZADOS

ELEMENTO	ESPECIFICACIÓN	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO [\$/U]	PRECIO TOTAL [\$]
Cable motriz	8X19 13 mm	105	3,58	375,90
Grapa del cable de tracción	Tipo cross by Ø 25 mm	6	25,81	154,86
Clevis	Cancamo de 5/8"	8	14,37	114,96
Motorreductor	PERMAG S.A. GE105-320-200	1	4.675,00	4.675,00
Contactores	Sirius 3RT20 20A	3	106,08	318,24
Rodamiento de rodillo cilíndricos	FAG UN 50x20	8	65,00	520,00
Abrazaderas tipo U	Abrazadera de 1 1/12 pulg.	8	4,00	32,00
Perno de cabeza hexagonal M16	UNC M16 calidad 8.8	4	0,49	1,96
Arandela plana 16	Diámetro 16 mm	8	0,18	1,44
Tuerca M16	UNC M16	4	0,18	0,72
Anillo elástico de seguridad	DIN 471 50mm	8	1,10	8,80
			TOTAL	6203,88

Tabla 5.13 Costo de elementos normalizados del sistema motriz.

Fuente: Propia.

5.4.2 COSTO DE MANO DE OBRA

MAQUINARIA	CANTIDAD	TORNO		OPERARIO GENERAL		TOTAL
COSTO HHM [\$]		15		2		
PIEZA		Cantidad	USD	Cantidad	USD	
Polea desviadora	4	1,00	60,00	0,25	2,00	62,00
Eje de la polea desviadora	8	0,50	60,00	0,25	4,00	64,00
TOTAL		1,50	120,00	0,50	6,00	126,00

Tabla 5.14 Costo de mano de obra del sistema motriz.

Fuente: Propia.

5.4.3 COSTO DEL MATERIAL DEL SISTEMA MOTRIZ

PIEZA	Eje Ø 50mm Acero A36		Fundición Gris		TOTAL
	33	\$/m	3,5	\$/kg	
COSTO UNITARIO	Cantidad	USD	Cantidad	USD	
Polea desviadora	0,00	0,00	32,84	114,94	114,94
Eje de la polea desviadora	0,80	26,40	0,00	0,00	26,40
TOTAL	0,80	26,40	32,84	114,94	141,34

Tabla 5.15 Costo del material del sistema motriz.

Fuente: Propia.

5.4.4 COSTO DE FABRICACIÓN DEL SISTEMA MOTRIZ

RUBRO	VALOR [€]
Elementos normalizados	6203,88
Mano de obra	126,00
Materiales	141,34
Subtotal	6213,46
Montaje (15%)	932,02
Imprevistos (10%)	621,35
TOTAL	8089,03

Tabla 5.16 Costo de fabricación del sistema motriz.

Fuente: Propia.

5.5 COSTO DE LOS ELEMENTOS DE SEGURIDAD DEL ELEVADOR

ELEMENTO	ESPECIFICACIÓN	CANTIDAD	UNIDAD	PRECIO UNITARIO [€/U]	PRECIO TOTAL [€]
Limitador de velocidad	Limitador centrifugo LBD-200	1	U	285,75	285,75
Paracaídas	Instantáneo de rodillo	2	U	234,95	469,90
Cable del limitador	8 X 19 6.4 [mm]	22	Metros	2,80	61,60
Resorte de la cabina	Li= 310 mm, D= 150 mm, d =20, N=10 espiras	2	U	554,40	1108,80
Resorte del contrapeso	Li= 310 mm, D= 150 mm, d =20, N=10 espiras	2	U	554,40	1108,80
Pernos resortes	M12x35 calidad 10.9	16	U	0,30	4,80
Pernos limitador	M12x35 calidad 10.9	8	U	0,30	2,40
Pernos paracaídas	M12x35 calidad 10.9	10	U	0,30	3,00
Clevis para destrabado	Cáncamo de 5/8"	2	U	14,37	28,74
				TOTAL	3073,80

Tabla 5.17 Costo de los elementos de seguridad.

Fuente: Propia.

5.5.1 COSTO DE LOS ELEMENTOS DE CONTROL DEL ELEVADOR

ELEMENTO	MARCA	ESPECIFICACIÓN	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO [\$/U]	PRECIO TOTAL [\$/U]
Botonera de cabina	E COMPANY	8 botones	1	116,70	116,70
Botonera de piso	E COMPANY	2 botones	5	21,62	108,10
Reguladores de tensión	FAIRCHILD	12 y 5 V	1	7,10	7,10
Fuente de alimentación	SIEMENS 6EP1332-1SH43	24 V 2.5A	1	107,00	107,00
Plc	SIEMENS	S7-1200 CPU 224XP	1	1064,00	1064,00
Módulos Plc digital	SIEMENS	EM223 32DI	4	498,40	1993,60
Módulos Plc analógico	SIEMENS	EM232	1	443,52	443,52
Sensor magnético	FOTEK	Hall 90217	2	4,91	9,82
Relé térmico	SIEMENS	LRD12	1	48,84	48,84
Variador de frecuencia	SIEMENS 100022635	G120	1	1422,00	1422,00
Acondicionador sensores	ABB	AD620	3	7,59	22,77
Celda de carga	OMEGA	LC302 1K	1	250,00	250,00
Sensor de temperatura	TEXAS	LM35	1	2,01	2,01
Fin de carrera	ABB	LSP52	5	21,00	105,00
Detector de luz	SENSOVANT	ALS2	1	7,59	7,59
				Subtotal	5708,05
				Costo de montaje (15%)	856,21
				Imprevistos (10%)	570,81
				Total	7135,06

Tabla 5.18 Costo de los elementos de control.

Fuente: Propia.

5.6 COSTO TOTAL DEL ELEVADOR

El costo del elevador está afectado por importaciones de algunos de los sistemas como es el caso del operador de puertas por lo que se considera el costo de imprevistos en cada rubro de manera individual, así mismo la cabina, el contrapeso y el sistema motriz tienen un costo de montaje que se lo estima en un 15% por recomendaciones de expertos.

RUBRO	VALOR
Costo de la Cabina	4196,87
Costo de la Estructura Total	17668,10
Costo del Contrapeso	926,86
Costo del Sistema Motriz	8089,03
Costo de la Seguridad	3073,79
Costo del Control	7135,06
Subtotal	41089,72
Costo del diseño (15%)	6163,46
Total	47253,17

Tabla 5.19 Costo final del elevador.

Fuente: Propia.

Se considera que el costo de diseño sea de 15 % del subtotal. Como se puede apreciar en la tabla 5.19, el costo más elevado es el de la estructura total por lo que este costo se puede optimizar en el rediseño y optimización del elevador. En general el costo del elevador es un costo relativamente bajo para sistemas existentes en el mercado actual y que fueron estudiados para el desarrollo del presente proyecto.

CÁPITULO VI

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1 CONCLUSIONES

- En base al estudio de afluencia de personas, tiempo de uso, espacio existente y cantidad de personas con capacidades especiales que transitan por el edificio se concluye que un elevador es el sistema más apropiado.
- El diseño del elevador es específico para el edificio de la Facultad de Ingeniería Mecánica considerando la arquitectura actual.
- El grupo motriz del sistema se coloca en la parte inferior debido a que según la norma UNE EN 81 no es permitido por la limitación de espacio en la parte superior.
- Se debe independizar la estructura del elevador del edificio para que no exista transmisión de cargas que puedan comprometer a la estructura actual.
- Los resultados de las simulaciones entregan el comportamiento del elemento analizado en todo el medio continuo y no solo en un punto crítico como en el cálculo analítico, esto ayuda en la optimización del sistema.
- Se propone el desarrollo de un sistema que destrabe al freno de emergencia sin la utilización de un tecla.

6.2 RECOMENDACIONES

- El edificio de la Facultad de Ingeniería Mecánica debe contar con un grupo electrógeno de apoyo, para evitar inconvenientes en un corte de energía eléctrica y se facilite evacuar a las personas que se encuentren en el interior del elevador.

- Se recomienda realizar un estudio del diseño del plinto de la estructura soportante, haciendo un análisis de cimentación mucho más profundo y más real.
- Se debe realizar la ingeniería de detalle del sistema de control propuesto en el proyecto.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- MIRAVETE A; Elevadores principios e innovaciones: Reverté; España 2007.
- LARRODÉ E; Grúas; Universidad de Zaragoza; España 1996.
- AMERICAN WITH DISABILITIES ACT (ADA) ACCESSIBILITY GUIDELINE FOR BUILDINGS AND FACILITIES.
- UNE EN 81-2:2001+A3 Reglas de seguridad para la construcción e instalación de ascensores.
- NORMA TÉCNICA ECUATORIANA INEN 2299:2001 ACCESIBILIDAD DE LAS PERSONAS CON DISCAPACIDAD Y MOVILIDAD REDUCIDA AL MEDIO FÍSICO.ASCENSORES.
- NORMA TÉCNICA ECUATORIANA INEN 2245:2000 ACCESIBILIDAD DE LAS PERSONAS AL MEDIO FISICO, EDIFICIOS, RAMPAS FIJAS.
- NORMA ECUATORIANA DE LA CONSTRUCCIÓN, NEC-11, Capítulo 5; Estructuras de Acero; Año 2011.
- NORMA TÉCNICA 008 MINISTERIO DE VIVIENDA Y URBANISMO; Requisitos para equipos de transporte vertical; Ascensores y montacargas eléctricos existentes.
- RIBA, CARLES; Diseño Concurrente; Ediciones Upc; España 2002.
- SHIGLEY EDWARD; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial Mc. Graw Hill; Tercera edición; México, 1985.
- Especificación ANSI/AISC 360-10 para construcciones de Acero.
- VELASTEGUÍ T; Elementos de Máquinas; Escuela Politécnica Nacional; Ecuador 2012.
- FAG; Catálogo de Rodamientos WL 41 520/3 SB.
- FITZGERALD; Mecánica de Materiales; Alfaomega; USA 1990.
- BRESLER; Diseño de estructuras de acero; Limusa; México 1997.
- HORWITZ; Soldadura, aplicaciones y práctica; Alfaomega; USA 1997.
- BENLOCH; Lubricantes y lubricación aplicada; CEAC; España 1985.

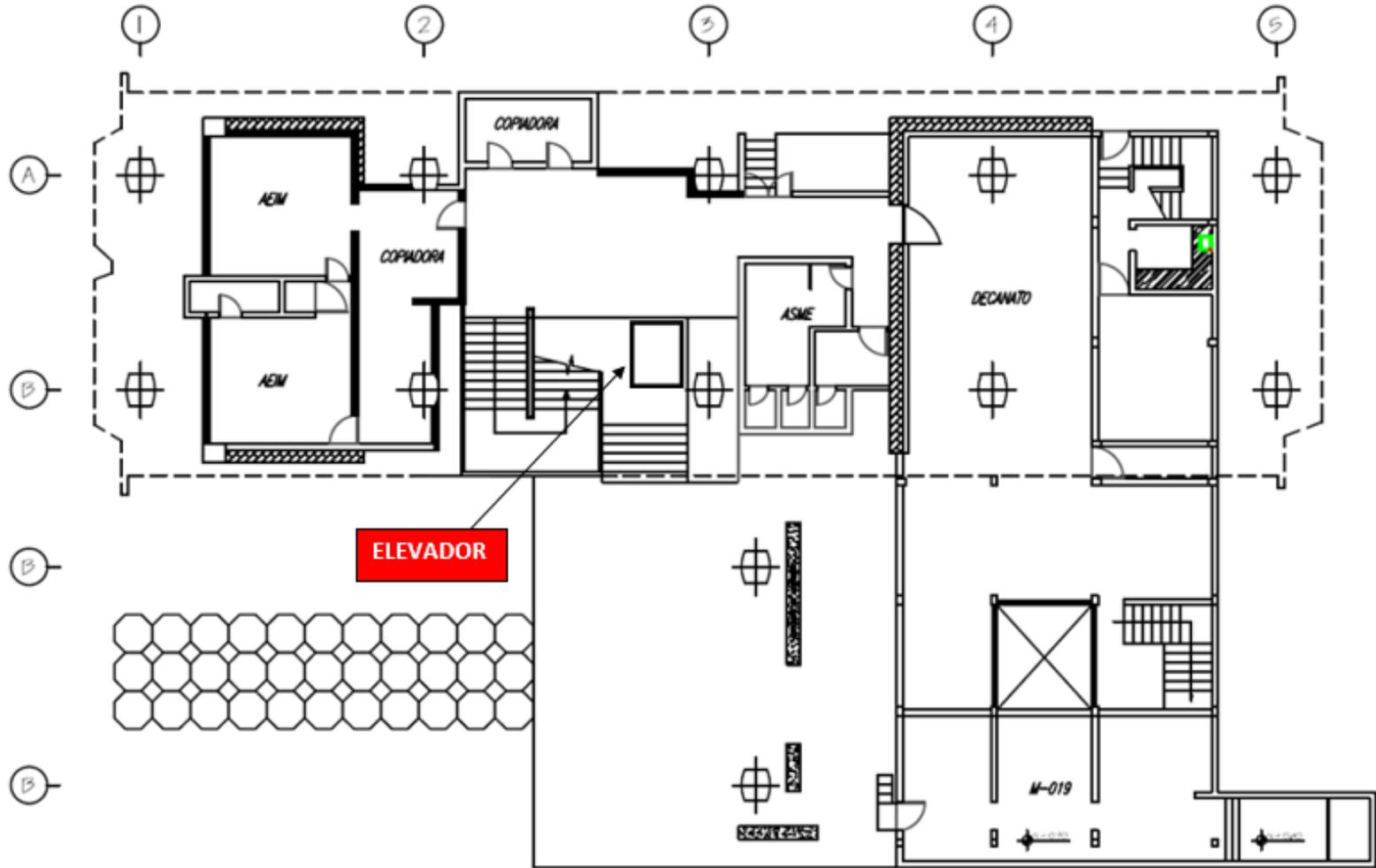
- PADILLA P; Cimentaciones y estructuras de hormigón armado; Editores técnicos asociados; España 1970.
- RICE P; Diseño estructural con normas de ACI; Noriega Limusa; España 1984.
- GERE J; Mecánica de materiales; Thomson; 6ta Edición.
- VELASTEGUI T; Dibujo Mecánico; Escuela Politécnica Nacional; Ecuador 2008.
- CONSORTI; El dibujo técnico mecánico; Montaner y Simón; España 1990

REFERENCIAS DE PÁGINAS WEB

- http://www.conadis.gob.ec/index.php?option=com_content&view=article&id=82&Itemid=103
- <http://www.conadis.gob.ec/images/documentos/nuevaleyorganicadediscapacidades.pdf>
- <http://www.telecentros.org/telecentros/secao=202&idioma=es¶metro=11554.html>
- <http://www.ansys.com/Products/Simulation+Technology/Structural+Analysis/ANSYS+Structural>
- <http://www.ascensorescastilla.com/maquinas.htm>
- <http://es.wikipedia.org/wiki/Salvaescaleras>
- http://www.jovalaccesibilidad.com/joval_accesibilidad_noticia.php?contador=37
- <http://www.lehner-lifttechnik.at/es/products/Omega>
- <http://www.protor.com.ec/product/oruga-salvaescaleras-roby-t09>
- http://www.grupoalimak.com.mx/grupo_alimak.html
- <http://www.slideshare.net/vfloresg/elementos-de-transmision-de-potencia-mecnica>
- <http://www.metalikos.com.co/Acero-vs-concreto>
- <http://silentblocks.es/>
- http://www.permagsa.com/es/motores_ascensor.asp?IdProducto=56
- <http://www.pveng.com/FEA/FEANotes/RefineNearDiscon/RefineNearDiscon.php>

ANEXOS

ANEXO 1: EMPLAZAMIENTO ELEVADOR



ANEXO 2: CASA DE LA CALIDAD

ANEXO 3: ESTRUTURA FUNCIONAL

ANEXO 4: ENSAYO DE CHOQUE PENDULAR²⁹

ENSAYO DE CHOQUE PENDULAR

J.1 Generalidades

En la medida que no existen normas europeas de ensayos de choque pendular para cristal (véase el Comité Técnico CEN/TC 129) los ensayos para cumplir los requisitos de los apartados **7.2.3.1**, **8.3.2.1** y {AC►} **8.6.7.1** {◀AC} deben realizarse siguiendo los siguientes requisitos.

J.2 Banco para el ensayo

J.2.1 Dispositivo de choque pendular, duro

El dispositivo para el ensayo de choque pendular duro debe responder a la forma indicada en la **figura J.1**. El cuerpo consiste en un anillo de choque hecho en acero S 235 JR, y de una envoltura en acero E 295, según la Norma EN 10025. La masa global del cuerpo alcanzará $(10 \pm 0,01)$ kg llenándolo con perdigones de plomo de $(3,5 \pm 0,25)$ mm de diámetro.

J.2.2 Dispositivo de choque pendular, blando

El dispositivo para ensayo de choque pendular blando debe ser un saco pequeño, de acuerdo con la **figura J.2** hecho de cuero relleno de perdigones de plomo de $(3,5 \pm 1,0)$ mm de diámetro hasta alcanzar una masa total de $(45 \text{ kg} \pm 0,5)$ kg.

J.2.3 Suspensión del dispositivo de choque pendular

El dispositivo de choque pendular debe suspenderse con un cable de aproximadamente 3 mm de diámetro, de tal manera que la distancia horizontal entre el borde exterior donde se suspende el dispositivo de choque y el panel a ensayar no exceda de 15 mm. La longitud pendular (el extremo inferior del gancho con respecto al punto de referencia del dispositivo de choque) debe ser de por lo menos 1,5 m.

J.2.4 Dispositivo de tracción y de actuación

El dispositivo de choque pendular suspendido debe hacerse oscilar desde el panel mediante un dispositivo de tracción y actuación, de tal manera que pueda elevarse a la altura de caída requerida en los apartados **J.4.2** y **J.4.3**. El dispositivo de actuación no debe aportar ningún impulso adicional al dispositivo de choque pendular en el momento de la actuación.

J.3 Paneles

Una hoja de puerta debe ser completa, incluyendo sus elementos de guiado; un panel de pared debe tener las dimensiones requeridas y sus fijaciones. Los paneles deben fijarse a un dintel u otra construcción apropiada de tal manera que en los puntos de fijación no sea posible ninguna deformación bajo las condiciones de ensayo (fijación firme). Un panel debe someterse a los ensayos en el acabado de fabricación previsto (bordes mecanizados, agujeros, etc.).

J.4 Procedimiento de ensayo

J.4.1 El ensayo se debe realizar a temperatura de $23 \text{ °C} \pm 2 \text{ °C}$. Los paneles deben almacenarse directamente a esa temperatura, por lo menos 4 horas inmediatamente antes del ensayo.

J.4.2 El ensayo de choque pendular duro debe realizarse con el dispositivo de acuerdo al apartado **J.2.1** con una altura de caída de 500 mm (véase la **figura J.3**).

J.4.3 El ensayo de choque pendular blando debe realizarse con el dispositivo de acuerdo al apartado **J.2.2** con una altura de caída de 700 mm (véase la **figura J.3**).

²⁹ Tomado textualmente de la norma UNE EN-81, páginas: 188-193.

J.4.4 El dispositivo de choque pendular debe llevarse a la altura de caída requerida y soltarlo. Debe chocar con el panel en el centro de su anchura y a una altura de $(1,0 \pm 0,05)$ m por encima del nivel de suelo previsto para el panel. La altura de caída es la distancia vertical entre los puntos de referencia (véase la **figura J.3**).

J.4.5 Solamente se requiere un ensayo por cada uno de los dispositivos requeridos en los apartados **J.2.1** y **J.2.2**. Los dos ensayos se deben realizar sobre el mismo panel.

J.5 Interpretación de los resultados

Los requisitos de la norma se cumplen, si después de los ensayos:

- el panel no está dañado;
- no hay fisuras en el panel;
- no hay agujeros en el panel;
- no se han soltado sus elementos de guiado;
- no hay deformación permanente en los elementos de guiado;
- no hay daños en la superficie del panel de cristal, salvo una marca de máximo 2 mm de diámetro, sin fisuras y después de la repetición, con éxito, del ensayo pendular blando.

J.6 Informe de ensayo

El informe de ensayo debe contener, por lo menos, la siguiente información:

- nombre y dirección del laboratorio que ha realizado los ensayos;
- fecha de los ensayos;
- dimensiones y construcción del panel;
- fijación del panel;
- altura de caída de los ensayos;
- número de ensayos realizados;
- firma del responsable de los ensayos.

J.7 Excepciones en los ensayos

Los ensayos de choque pendular no es necesario realizarlos si las hojas responden a lo indicado en las **tablas J.1** y **J.2**, puesto que se conoce que cumplen los requisitos de los ensayos.

Debería hacerse notar que algunos reglamentos nacionales de la construcción pueden pedir mayores requisitos.

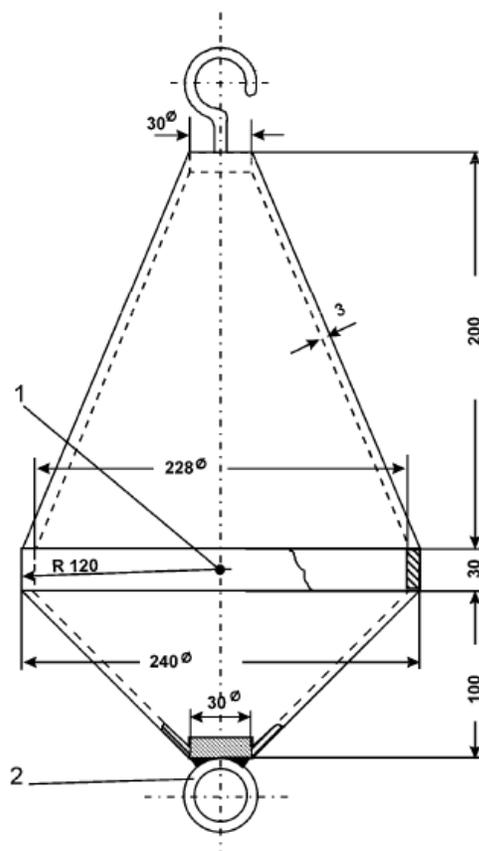
Tabla J.1 – Paneles de cristal plano para utilización en paredes de cabina

Tipo de cristal	Diámetro de círculo inscrito	
	1 m máximo	2 m máximo
	Mínimo espesor (mm)	Mínimo espesor (mm)
Templado y laminado	8 (4 + 4 + 0,76)	10 (5 + 5 + 0,76)
Laminado	10 (5 + 5 + 0,76)	12 (6 + 6 + 0,76)

Tabla J.2 – Hojas de cristal para utilización en puertas correderas horizontales

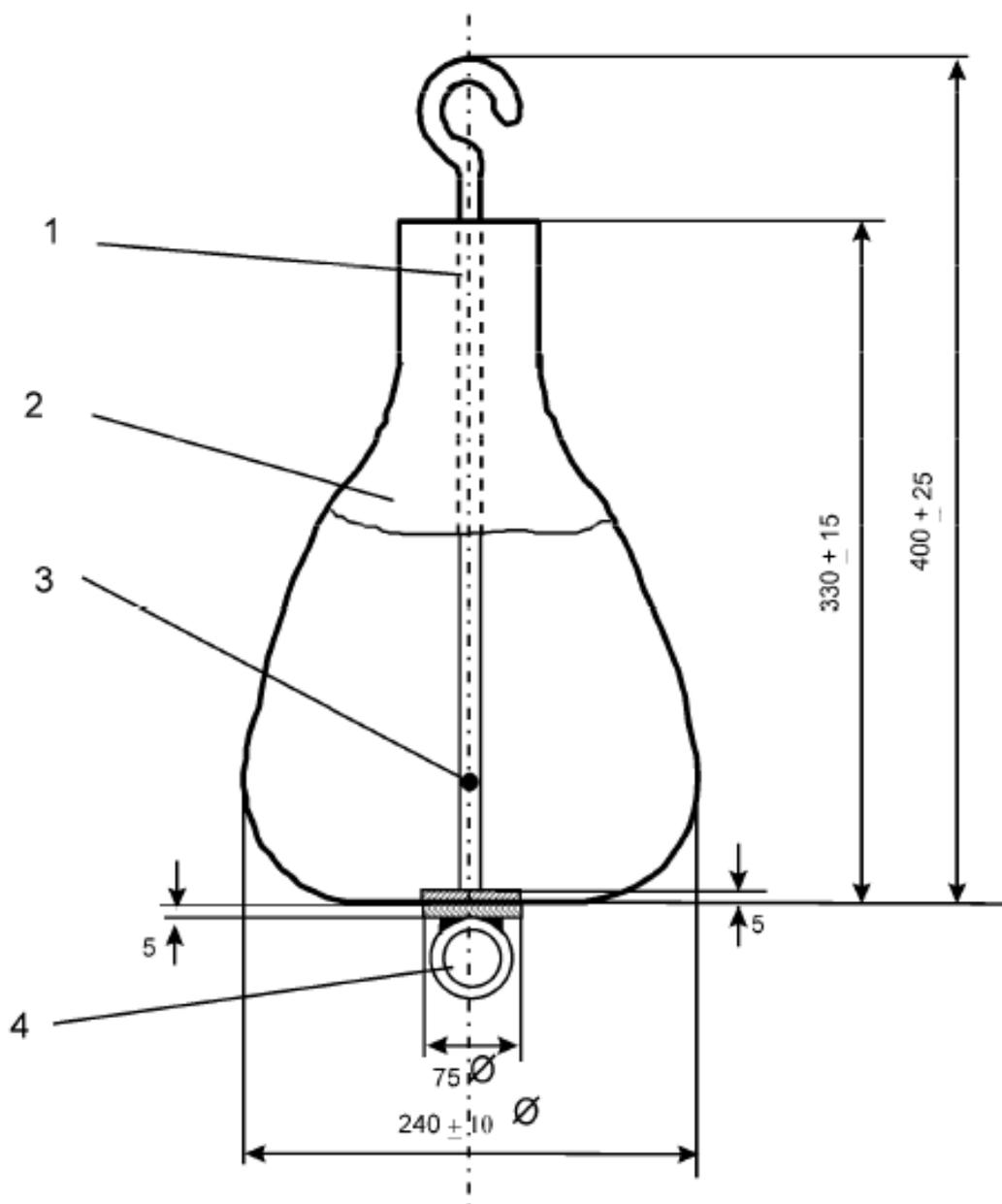
Tipo de cristal	Espesor mínimo (mm)	Anchura (mm)	Altura libre de puerta (m)	Fijación de hojas de cristal
Templado y laminado	16 (8 + 8 + 0,76)	360 a 720	Máx. 2,10	2 fijaciones en parte alta y parte baja
Laminado	16 (8 + 8 + 0,76)	300 a 720	Máx. 2,10	3 fijaciones parte alta/baja y un lateral
	10 (6 + 4 + 0,76) (5 + 5 + 0,76)	300 a 870	Máx. 2,10	En todos los lados

Los valores de esta tabla sólo son válidos bajo la condición de que los perfiles en los casos de fijación en 3 y 4 lados, estén rigidamente unidos entre sí.



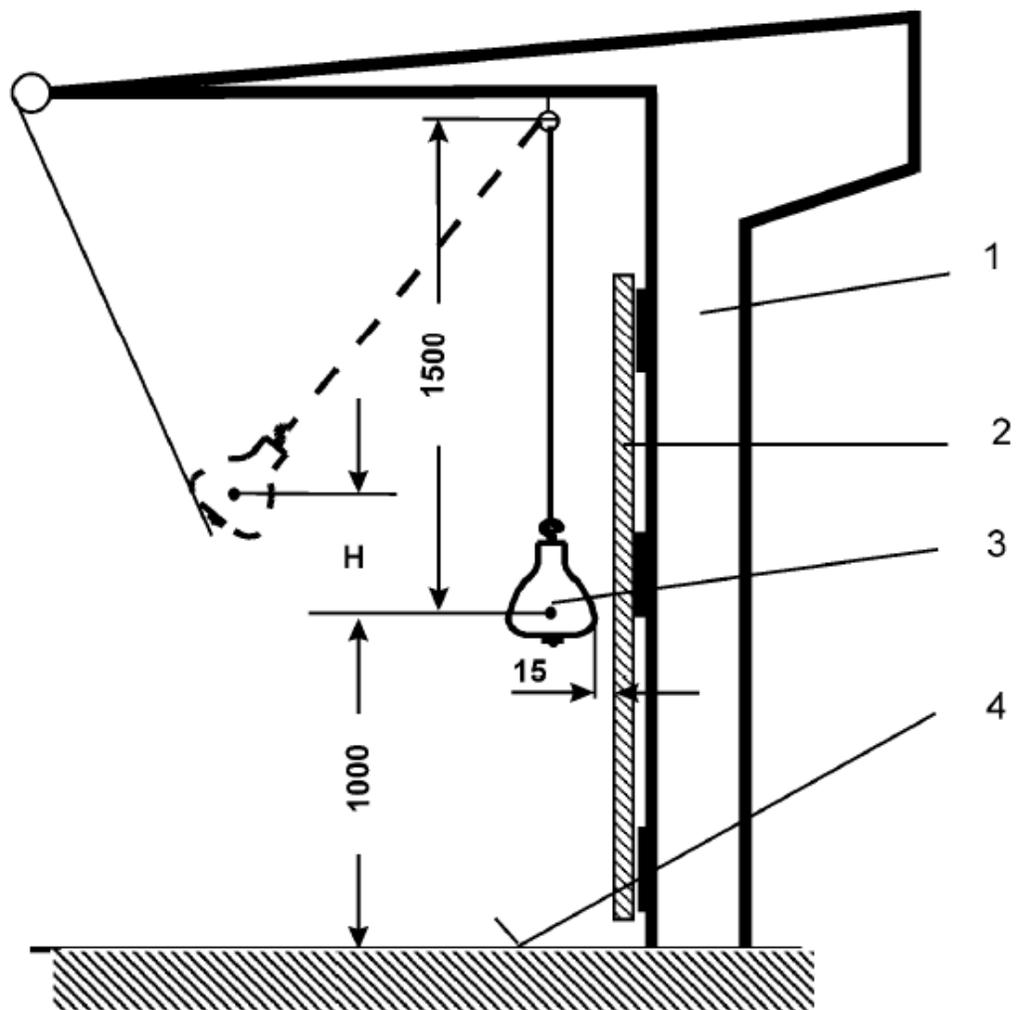
- ① Anillo de choque
- ② Punto de referencia para la medición de la altura de caída
- ③ Punto de enganche del dispositivo de disparo

Figura J.1 – Dispositivo de choque pendular, duro



- ① Varilla roscada
- ② Punto de referencia para la medición de la altura de caída situada en el plano del diámetro máximo
- ③ Saco de cuero
- ④ Disco metálico (de acero)
- ⑤ Punto de enganche del dispositivo de actuación

Figura J.2 – Dispositivo de choque pendular, blando

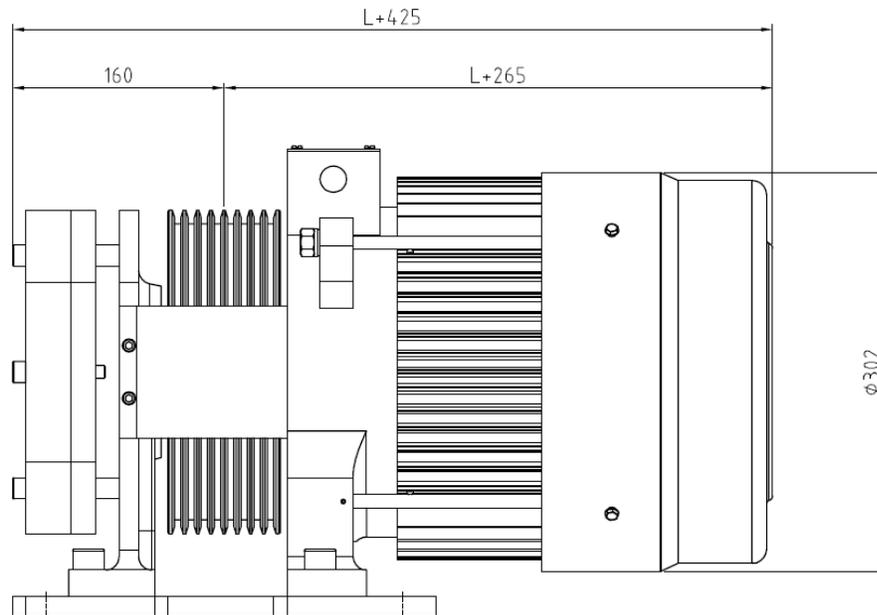


- ① Dintel
- ② Panel de cristal a ensayar
- ③ Dispositivo de choque
- ④ Nivel de suelo con respecto al panel de cristal a someter a ensayo
- H Altura de caída

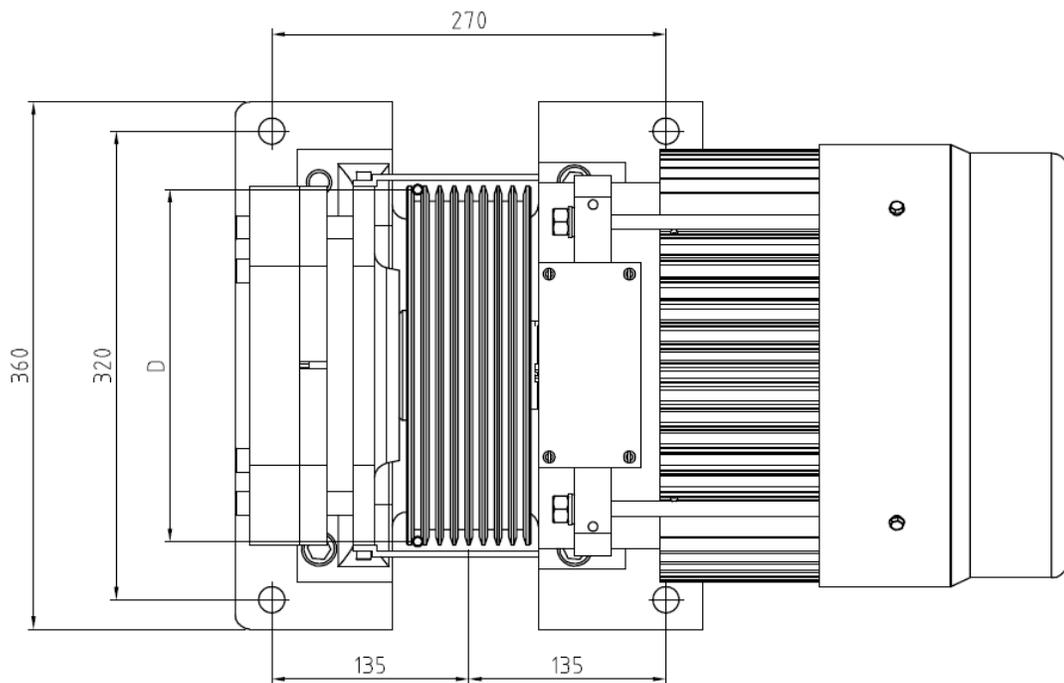
Figura J.3 – Altura de caída del banco

ANEXO 5: MOTORREDUCTOR

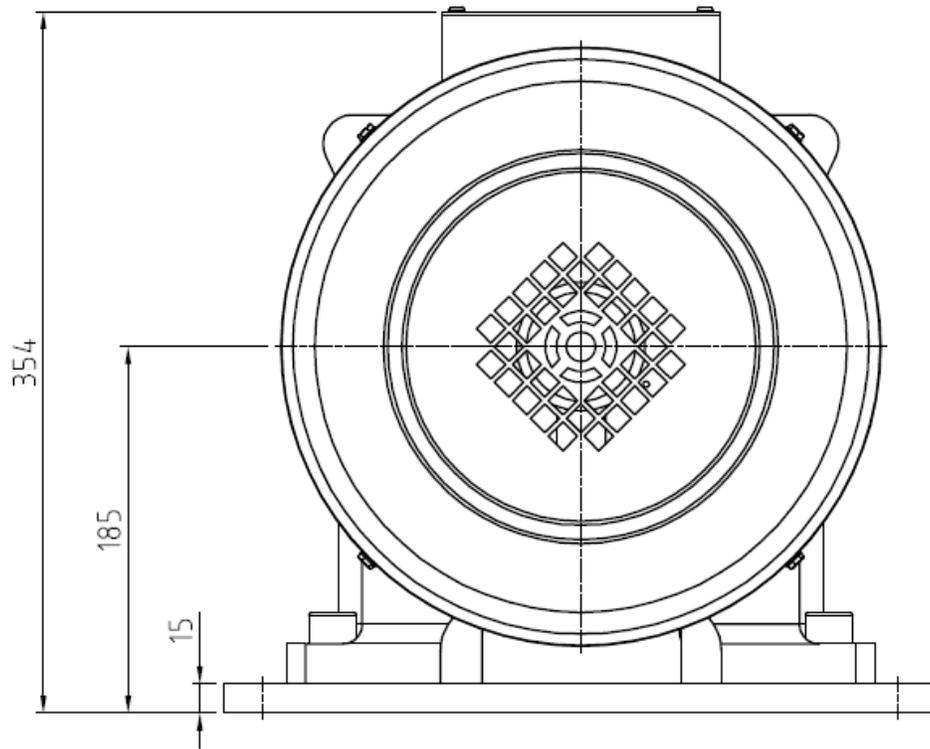
Marca: Permagsa. Modelo: ge105-320-200



Fuente: Guía del usuario de motores para elevador PERMASA.



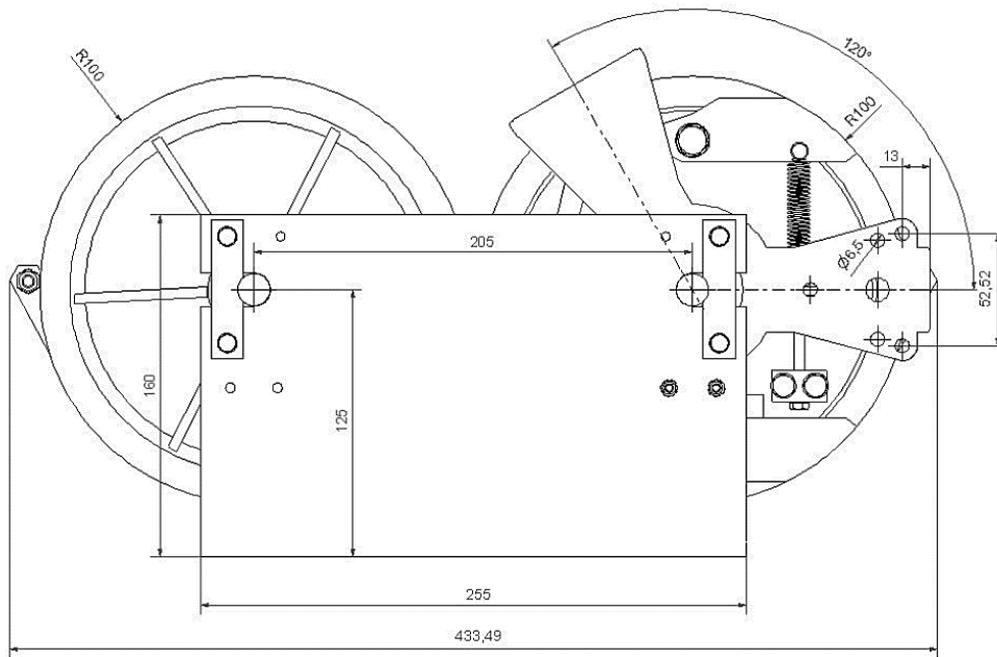
Fuente: Guía del usuario de motores para elevador PERMASA.



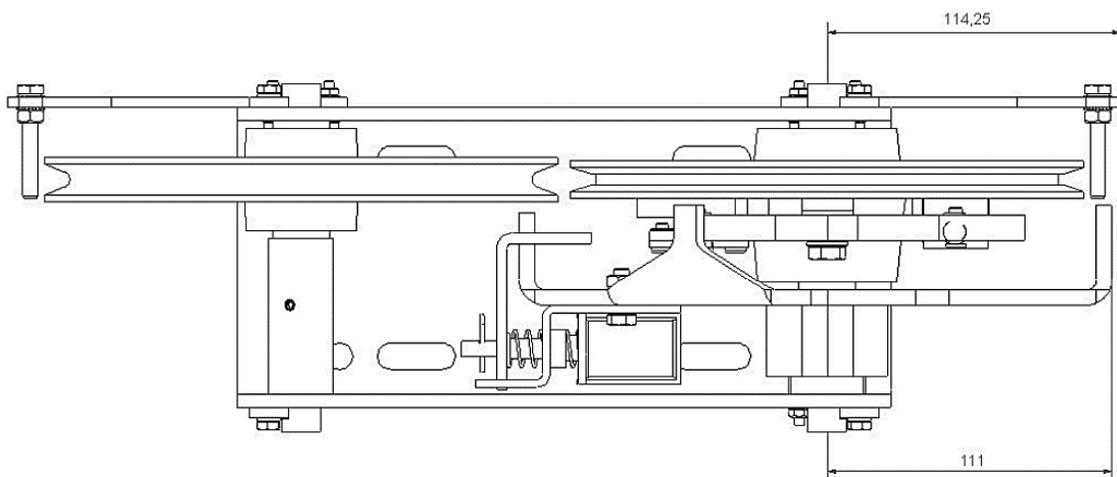
Fuente: Guía del usuario de motores para elevador PERMASA.

ANEXO 6: LIMITADOR DE VELOCIDAD

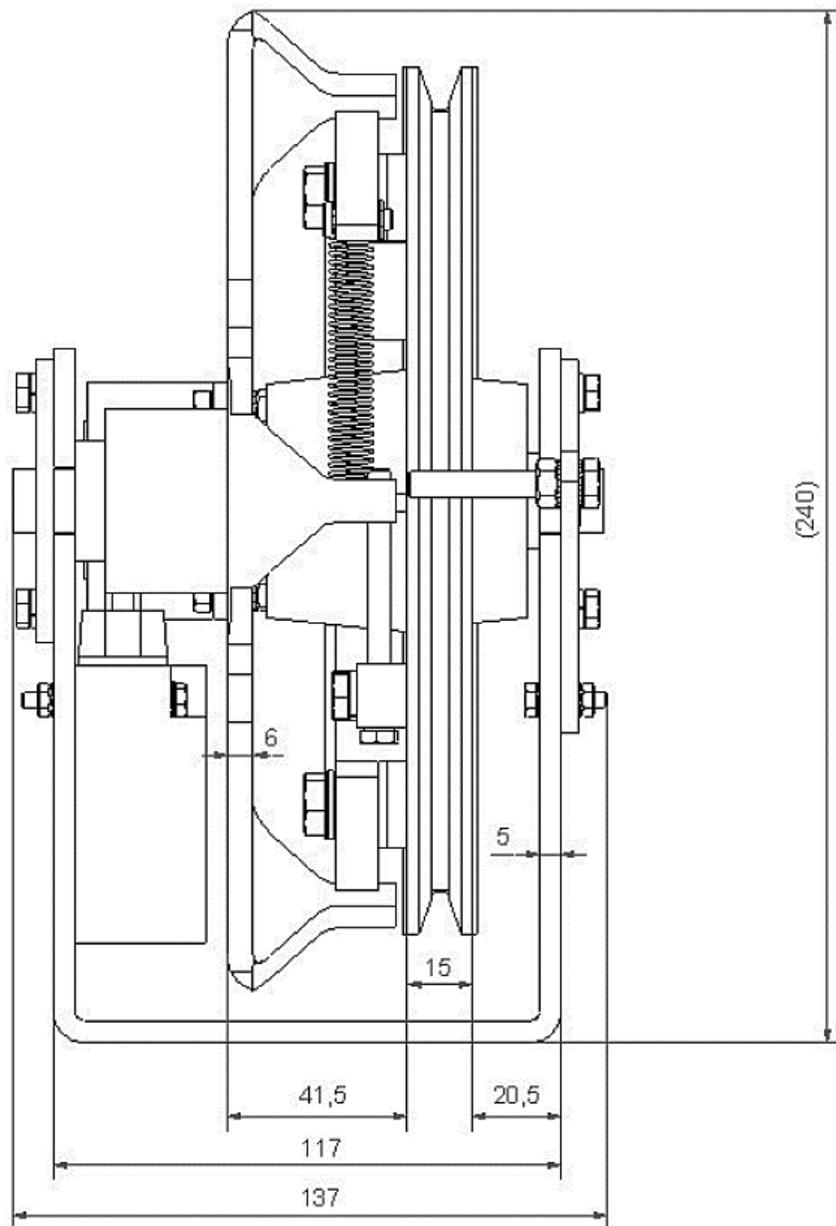
Marca: DYNATECH. **Modelo:** LB200



Fuente: Instrucciones de uso y manutención del limitador de velocidad DYNATECH.



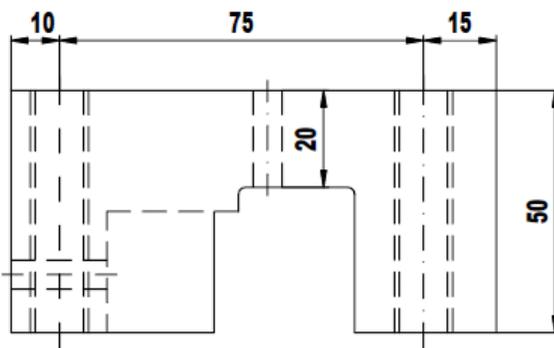
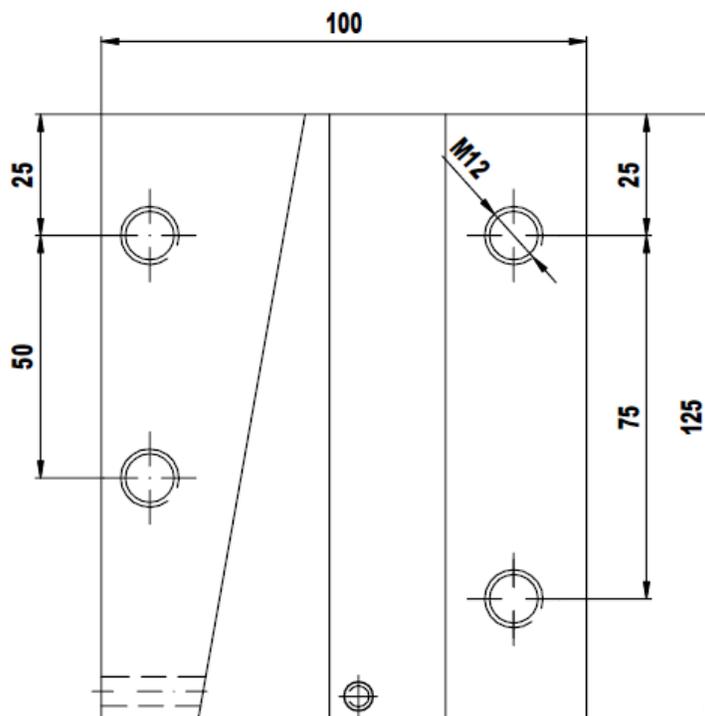
Fuente: Instrucciones de uso y manutención del limitador de velocidad DYNATECH.



Fuente: Instrucciones de uso y manutención del limitador de velocidad DYNATECH.

ANEXO 7: PARACAÍDAS

Marca: Pumaq. Modelo: PA-1MM



Fuente: Manual técnico del producto. Paradas instantáneo PA 1MM, MP Ascensores.

ANEXO 9: SISTEMA DE CONTROL