ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO DE UN ELEVADOR LIMPIA VENTANAS CON CAPACIDAD PARA DOS PERSONAS Y ALTURA MÁXIMA DE 12 m PARA USO EN TERMINALES TERRESTRES Y AÉREAS A NIVEL NACIONAL

PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

MARIO JAVIER CASILLAS RUBIO

mario.casillas@live.com

SANTIAGO JOSÉ ESTACIO CHULDE

santiago.estacio@hotmail.com

DIRECTOR: ING. JAIME VARGAS

jaime.vargas@epn.edu.ec

QUITO, DICIEMBRE 2012

DECLARACIÓN

Nosotros, **MARIO JAVIER CASILLAS RUBIO Y SANTIAGO JOSÉ ESTACIO CHULDE,** 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.

Mario Javier Casillas Rubio

Santiago José Estacio Chulde

CERTIFICACIÓN

Certificamos que el presente trabajo fue desarrollado por Mario Javier Casillas Rubio y Santiago José Estacio Chulde, bajo nuestra supervisión.

_____

Ing. Jaime Vargas

DIRECTOR

_____

Ing. Washington Altuna

COLABORADOR

AGRADECIMIENTOS

Para la realización del presente proyecto de titulación, el esfuerzo que nosotros, Mario y Santiago hemos realizado, se ha complementado con el apoyo Ing. Jaime Vargas, quien con su invaluable profesionalismo y sincero sentido de solidaridad, ha sido pieza fundamental durante todo el proceso de desarrollo.

A nuestros amigos y profesores quienes estuvieron con nosotros a lo largo de la carrera.

Por todo esto, expresamos nuestro agradecimiento.

Mario Casillas

Santiago Estacio

DEDICATORIA

Dedicado a mi Familia:

A mi padre, el Ing. Gilberto Estacio, quien me formó para poder seguir sus pasos, en lo profesional, en lo humano y que desde el lugar donde esté, seguirá siendo mi guía.

A mi madre, Lic. María Chulde, quien es mi inspiración diaria y quien me enseñó el conocimiento en la ciencia, y el amor en corazón.

A mi hermano, Ing. Rubén Estacio, con el que compartimos nuestra niñez, adolescencia, juventud y ahora comparto las vivencias con su esposa e hijos.

A mi hermana, Ing. Alicia Estacio, de quien he aprendido la paciencia y tolerancia que se debe tener en los momentos difíciles, y con quien he compartido grandes momentos de alegría.

Santiago

A mi padre Mario, por todos sus años de dedicación, quien a pesar de las adversidades nunca dejó de brindarme su apoyo.

A mi madre Inés, que aunque no se encuentra conmigo siempre estarán en mi mente sus sabios consejos.

A mis hermanas Raquel y Paola, que supieron motivarme en los momentos de debilidad y siempre encontraron la manera de animarme en situaciones adversas.

Mario

CONTENIDO

CAPÍTULO I 1

MARCO TEÓRICO……1

1.1 ANTECEDENTES 1

1.2 DESCRIPCIÓN TERMINALES TERRESTRES EN EL ECUADOR 1

1.2.1 Terminal terrestre Quitumbe en Quito 1

1.2.2 Terminal Terrestre de Guayaquil 4

1.2.2.1 Datos Generales 4

1.2.3 Terminal Aéreo Mariscal Sucre Quito 5

1.2.4 Terminal Aéreo José Joaquín Olmedo Guayaquil 6

1.2.5 Terminal Aéreo Mariscal LAMAR CUENCA 8

1.3 DISPOSITIVOS COLGANTES 9

1.3.1 Andamios 9

1.3.2 Tipos de andamios 9

1.3.2.1 Andamio de doble pie derecho 9

1.3.2.2 Andamio metálico tubular 10

1.3.2.3 Andamio colgante 10

1.3.2.4 Andamio de plataforma autoelevadora 11

1.3.3 dispositivos elevadores 11

1.3.4 Clasificación 11

1.3.4.1 Plataformas sobre camión articuladas o telescópicas 12

1.3.4.2 Plataformas autopropulsadas de tijera 12

1.3.4.3 Plataformas autopropulsadas articuladas o telescópicas 13

CAPÍTULO II 14

PLANTEAMIENTO Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS……..14

2.1 SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS 14

2.2 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA 14
2.3 Estudio de campo 15
2.3.1 Resultados de la encuesta 15
2.3.2 Análisis de resultados 20
2.4 PARÁMETROS A ANALIZAR 20
2.5 RESTRICCIONES Y LIMITACIONES 22
2.5.1 Físicas 22
2.5.2 Humanas 22
2.5.3 Ambiente de trabajo 22
2.6 PROPUESTA DE ALTERNATIVAS 22
2.6.1 Alternativa A: Elevador Tipo Tijera 22
2.6.1.1 Componentes principales elevador tipo tijera 23
2.6.1.2 Ventajas 24
2.6.1.3 Desventajas 24
2.6.2 Alternativa 2: Plataforma TELESCÓPICA de doble columna 24
2.6.2.1 Componentes 25
2.6.2.2 Ventajas 25
2.6.2.3 Desventajas 26
2.7 CRITERIOS DE SELECCIÓN 26
2.7.1 Transportabilidad 26
2.7.2 Estabilidad 26
2.7.3 Sistema de potencia 26
2.7.4 Sistema de Seguridad 26
2.7.5 Mantenimiento 27
2.7.6 Manufactura 27
2.7.7 Costo 27
2.8 MÉTODO ORDINAL CORREGIDO DE CRITERIOS PONDERADOS 27

2.9 PROTOCOLO DE PRUEBAS 31
2.9.1 Verificación de las dimensiones principales 32
2.9.2 Verificación de los componentes principales 32
2.9.3 Trabajo en vacío del elevador limpia ventas 33
2.9.4 Trabajo con carga del elevador tipo tijeras limpia ventanas 33
CAPÍTULO III 34
PARÁMETROS DE DISEÑO 34
3.1 DISEÑO DEL ELEVADOR ARTICULADO TIPO TIJERA 34
3.2 CRITERIOS PARA EL DISEÑO 34
3.2.1 Diseño de elementos estructurales 34
3.2.1.1 Criterio de resistencia 34
3.2.1.2 Criterio de rigidez 34
3.2.1.3 Criterio de estabilidad 34
3.2.1.4 Criterio de funcionalidad 35
3.3 FACTOR DE SEGURIDAD 35
3.4 cálculo DE GEOMETRÍA Y DIMENSIONES DEL ELEVADOR 35
3.4.1 Geometría en la posición final 35
3.4.2 Geometría en la posición inicial 38
3.4.3 Análisis de cargas en los miembros estructurales 39
3.4.4 Cálculo de RA y RB en la Posición Inicial 39
3.4.5 Cálculo de RA y RB en la Posición final 40
3.4.6 Análisis de reacciones en los miembros del elevador. 41
3.4.7 Cálculo de la fuerza del pistón 46
3.4.7.1 Trabajo virtual 46
3.4.7.2 Cálculo del trabajo virtual realizado por la carga W 47
3.4.7.3 Trabajo realizado por la fuerza del pistón 48

3.4.7.4 Cálculo del ángulo φ del pistón 51
3.4.7.5 Componentes X, Y de la Fuerza del Pistón 53
3.4.8 cargas totales en el elevador posición INICIAL 64
3.4.9 cargas totales del elevador posición final 65
3.4.10 Selección del perfil de los miembros del elevador 66
3.4.10.1 Cálculo de esfuerzos barra 6 66
3.4.10.2 Cálculo de esfuerzos barra 10 69
3.4.11 Diseño de los pasadores 72
3.4.12 Diseño de los pasadores en los vértices del elevador 75
3.4.13 Diseño del bocín 76
3.4.14 Diseño del eje que soporta el pistón 78
3.4.15 Diseño de la ménsula del eje porta cilindro 79
3.4.15.1 Diseño de la soldadura 81
3.4.16 Diseño de la ménsula macho en el eje porta cilindro Hidráulico 85
3.4.16.1 Diseño de la ménsula en el eje que soporta el pistón 87
3.4.17 Diseño de la canastilla 89
3.4.17.1 Selección del perfil 90
3.4.17.2 Diseño de la platina transversal de la canastilla 93
3.4.17.3 Cálculo de la soldadura en la platina de la canastilla 95
3.4.18 diseño del dispositivo de deslizamiento 98
3.4.18.1 Diseño del pasador 98
3.4.18.2 Diseño de la rueda 100
3.4.18.3 Diseño del travesaño de la canastilla 105
3.4.19 Diseño de la base 107
3.4.19.1 Diseño del larguero transversal de la Base elevador 107
3.4.19.2 Soldadura del larguero de la base elevador 109
3.4.19.3 Diseño de la viga de los apoyos simples de las barras 111

3.4.19.4 Soldadura de la viga de los apoyos simples de las barras 113
3.4.19.5 Diseño de la ménsula de la base 115
3.4.19.6 Soldadura, fuerzas actuantes y resultantes en la ménsula 117
3.4.20 Selección de ruedas y soportes (garruchas) 119
3.4.20.1 Naturaleza y condiciones del suelo 120
3.4.20.2 Entorno 121
3.4.20.3 Entidad y naturaleza de la carga 121
3.4.20.4 Velocidad y medios de tracción 121
3.4.20.5 Maniobra 121
3.4.21 Selección de la serie de la rueda 122
3.4.21.1 Características técnicas 122
3.4.21.2 Ruedas Serie 72 122
3.4.21.3 Selección del diámetro de la rueda 123
3.4.21.4 Selección del soporte de la rueda 123
3.4.21.5 Dimensiones de las ruedas y soportes seleccionados 124
3.4.22 Estabilidad 125
3.4.22.1 Selección del estabilizador 127
3.4.22.2 Tornillo nivelador 131
3.5 SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES DEL CIRCUITO HIDRÁULICO. 131
3.5.1 Selección del cilindro 131
3.5.1.1 Carrera del pistón 133
3.5.2 Selección de la bomba 134
3.5.3 Potencia del motor 135
3.5.4 Selección del circuito hidráulico 136
3.6 CONSTRUCCIÓN, MONTAJE Y PRUEBAS DE CAMPO 139
3.6.1 CONSTRUCCIÓN DEL ELEVADOR 139
3.6.1.1 MATERIAL Y MAQUINARIA PARA LA CONSTRUCCIÓN 139

3.6.2 Pruebas De Campo 141
CAPÍTULO IV 142
SIMULACIÓN POR EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS……..142
4.1 PROTOTIPOS DIGITALES 143
4.2 FASES DEL DISEÑO EN PROTOTIPOS DIGITALES 143
4.2.1 Diseño conceptual 143
4.2.2 Fase de ingeniería 144
4.2.3 Fase de manufactura 144
4.3 DESCRIPCIÓN DEL SOFTWARE EN PROTOTIPOS DIGITALES 144
4.3.1 Alias Estudio 145
4.3.2 Autodesk Showcase 145
4.3.3 Autodesk Inventor 145
4.3.4 AutoCAD Mechanical 146
4.3.5 AutoCAD Electrical 146
4.4 TEORÍA DE ELEMENTOS FINITOS 147
4.4.1 Grados de libertad 148
4.4.2 Conectividad entre los elementos 149
4.4.3 Tipos de elementos de malla 151
4.4.4 Detalle de ecuaciones usadas en el análisis FEM 152
4.5 ANÁLISIS por elementos finitos brazos de la tijera 154
4.5.1 ANÁLISIS FEM barra 1 154
4.5.2 ANÁLISIS FEM barra 6 155
4.5.3 Validación de la soldadura entre ménsula y la barra estructural 6 158
4.5.4 Validación de la soldadura ménsula macho del eje porta cilindro 160
4.5.5 Validación de la soldadura eje cilindro en ménsulas 161
4.5.6 Análisis FEM ensamble ménsula-eje cilindro 163

4.5.7 Análisis FEM en la canastilla 166
4.5.8 Análisis FEM base 171
4.5.9 Renderización en tiempo real con Autodesk Showcase 174
CAPÍTULO V 176
ANÁLISIS DE COSTOS 176
5.1 MATERIALES Y COSTOS 176
5.1.1 Materiales y elementos normalizados 176
5.1.2 Elementos fabricados 178
5.1.3 Consumibles 178
5.1.4 Seguridad industrial y salud ocupacional 179
5.1.5 Servicios de terceros 180
5.1.6 Mano de Obra 181
CAPÍTULO VI 183
6.1 CONCLUSIONES 183
6.2 RECOMENDACIONES 184
BIBLIOGRAFÍA 185
ANEXOS 186

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1 Respuestas Pregunta 1 15

Tabla 2.2 Respuestas Pregunta 2 16

Tabla 2.3 Respuestas Pregunta 3 16

Tabla 2.4 Respuestas Pregunta 4 17

Tabla 2.5 Respuestas Pregunta 5 17

Tabla 2.6 Respuestas Pregunta 6 18

Tabla 2.7 Respuestas Pregunta 7 18

Tabla 2.8 Respuestas Pregunta 8 19

Tabla 2.9 Respuestas Pregunta 9 19

Tabla 2.10 Respuestas Pregunta 10 19

Tabla 2.11 Especificaciones Técnicas 21

Tabla 2.12 Evaluación del peso específico de cada criterio 28

Tabla 2.13 Evaluación del peso específico del criterio Transportabilidad 29

Tabla 2.14 Evaluación del peso específico del criterio Estabilidad 29

Tabla 2.15 Evaluación del peso específico del criterio Sistema de Potencia 29

Tabla 2.16 Evaluación del peso específico del criterio Sistema de Seguridad 30

Tabla 2.17 Evaluación del peso específico del criterio Mantenimiento 30

Tabla 2.18 Evaluación del peso específico del criterio Manufactura 30

Tabla 2.19 Evaluación del peso específico del criterio Costo 31

Tabla 2.20 Selección de la alternativa 31

Tabla 2.21 Verificación de dimensiones Principales 32

Tabla 2.22 Verificación Componentes Principales 32

Tabla 2.23 Trabajo en vacío del elevador 33

Tabla 2.24 Trabajo con carga del elevador 33

Tabla 3.1 Fuerza del Pistón *Fp* vs ángulo elevador 49

Tabla 3.2 Tabla Datos de propiedades del acero ASTM A 36 67

Tabla 3.3 Propiedades Mecánicas del acero AISI 4340 73

Tabla 3.4 Propiedades Físicas del acero AISI 4340 74

Tabla 3.5 Esfuerzos cortantes para diferentes secciones 75

Tabla 3.6 Propiedades físicas bronce fosfórico SAE 40 76

Tabla 3.7 Propiedades mecánicas Electrodo E60XX 81

Tabla 3.8 Valores finales de l, d, b y p 103

Tabla 3.9 Valores de esfuerzo máximo en función de z/b 103

Tabla 3.10 Relación tipo de suelo- material de la rueda 120

Tabla 3.11 Características de la rueda 122

Tabla 3.12 Diámetro de la rueda 123

Tabla 3.13 Soporte de la rueda 124

Tabla 4.1 Propiedades acero A-36 Autodesk Inventor 2013 156

Tabla 4.2 Resumen de resultados del análisis estático 157

Tabla 4.3 Propiedades de los materiales del ensamble ménsula - eje cilindro .. 163

Tabla 4.4 Cargas resultantes ensamble ménsula-eje porta cilindro 164

Tabla 4.5 Propiedades del material Autodesk Inventor 168

Tabla 4.6 Condiciones iniciales de carga Canastilla 169

Tabla 5.1 Materiales y elementos normalizados 177

Tabla 5.2 Costos Elementos fabricados 178

Tabla 5.3 Costos Materiales consumibles 179

Tabla 5.4 Costo Seguridad y Salud Ocupacional 180

Tabla 5.5 Costos Servicios de terceros e imprevistos 181

Tabla 5.6 Costo Mano de obra 181

Tabla 5.7 Costo total del equipo 182

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Terminal Terrestre Guayaquil 5
Figura 1.2 Aeropuerto Mariscal La Mar Cuenca 8
Figura 1.3 Andamio doble pie derecho 9
Figura 1.4 Andamio Metálico Tubular 10
Figura 1.5 Andamio Colgante 10
Figura 1.6 Plataforma AutoElevadora 11
Figura 1.7 Plataforma Articulada sobre camión 12
Figura 1.8 Plataforma Autopropulsada tipo tijera 13
Figura 1.9 Plataforma Aérea Telescópica 13
Figura 2.1 Esquema Elevador tipo tijera Autodesk Inventor 23
Figura 2.2 Elevador telescópico de doble columna. 25
Figura 3.1 Geometría del elevador en la posición final 36
Figura 3.2 Geometría del elevador en la posición inicial 38
Figura 3.3 Reacciones principales plataforma posición inicial 39
Figura 3.4 Reacciones principales plataforma posición final 40
Figura 3.5 Reacciones en la Barra 1 42
Figura 3.6 Reacciones en la Barra 2 42
Figura 3.7 Reacciones en la barra 3 44
Figura 3.8 Reacciones en la barra 4 44
Figura 3.9 Esquema posición del pistón 47
Figura 3.10 Fuerza del pistón vs. Ángulo del elevador 50
Figura 3.11 Ubicación ángulo del pistón 51
Figura 3.12 Componentes X e Y Fuerza del pistón 53
Figura 3.13 Reacciones en la Barra 5 55

Figura 3.14 Reacciones en la Barra 6 56

Figura 3.15 Reacciones en la Barra 7 58

Figura 3.16 Reacciones en la Barra 8 59

Figura 3.17 Reacciones en la Barra 9 60

Figura 3.18 Reacciones en la Barra 10 61

Figura 3.19 Resumen de cargas al inicio del movimiento 64

Figura 3.20 Resumen de cargas al final del movimiento 65

Figura 3.21 Diagrama de cortante, momento flector y normal de la barra 6 66

Figura 3.22 Diagrama de cortante, momento flector y normal de la barra 10 70

Figura 3.23 Representación pasadores a corte..... 73

Figura 3.24 Representación cargas aplastamiento en el bocín..... 77

Figura 3.25 Diagrama Momento Flector Eje soporta cilindro..... 78

Figura 3.26 Esquema posición ménsula que soporta el eje del pistón 80

Figura 3.27 Representación soldadura ménsula del eje que soporta el cilindro.. 82

Figura 3.28 Dimensiones de la ménsula macho eje porta cilindro 85

Figura 3.29 Soldadura ménsula del eje que soporta el cilindro 87

Figura 3.30 Diagrama Fuerza Cortante y Momento Flector viga canastilla 90

Figura 3.31 Sección transversal de la viga principal de la canastilla..... 91

Figura 3.32 Fuerza cortante y momento flector platina transversal canastilla 93

Figura 3.33 Detalle de la soldadura de la platina 95

Figura 3.34 Diagrama Fuerza cortante y momento flector pasador rueda 98

Figura 3.35 Dimensiones de la rueda- eje del mecanismo de desplazamiento. 100

Figura 3.36 Esfuerzos de Hertz entre dos cilindros..... 100

Figura 3.37 Dimensiones del perfil seleccionado para el perfil de la rueda..... 101

Figura 3.38 Diagrama σ' vs z 104

Figura 3.39 Diagramas de Corte y Momento para el travesaño 105
Figura 3.40 Geometría de la sección transversal del travesaño..... 106
Figura 3.41 Diagrama Fuerza cortante, Momento Flector del larguero 107
Figura 3.42 Dimensiones sección transversal larguero base 108
Figura 3.43 Detalle de la soldadura de la platina 109
Figura 3.44 Diagrama fuerza cortante, momento flector viga principal base..... 111
Figura 3.45 Dimensiones viga principal base 112
Figura 3.46 Soldadura viga principal base 113
Figura 3.47 Dimensiones de la ménsula base..... 115
Figura 3.48 Soldadura ménsula base..... 117
Figura 3.49 Dimensiones de la rueda móvil y soporte - EP 727806..... 124
Figura 3.50 Dimensiones de la rueda fija y soporte - EP 728806..... 125
Figura 3.51 Reacciones Estabilizador 126
Figura 3.52 Diagramas de cortante y momento para el estabilizador 128
Figura 3.53 Sección transversal del perfil escogido para los estabilizadores.... 130
Figura 3.54 Circuito hidráulico..... 137
Figura 4.1 Grados de libertad en un nodo. 149
Figura 4.2 Comunicación entre nodos en común 150
Figura 4.3 Conexión vía "Smart Bonging" 150
Figura 4.4 Esfuerzos normales barra 1 154
Figura 4.5 Análisis de desplazamiento barra 1..... 155
Figura 4.6 Grafica de la deformación de la barra 6 156
Figura 4.7 Esfuerzos normales máximos 157
Figura 4.8 Cálculo de la soldadura entre la ménsula y la barra estructural..... 159
Figura 4.9 Análisis dinámico suelda entre la ménsula y la barra estructural 159

Figura 4.10 Cálculo de la soldadura de la ménsula del eje cilindro 161
Figura 4.11 Cálculo de la soldadura entre el eje soporta cilindro y ménsula..... 162
Figura 4.12 Cálculo dinámico suelda entre el eje soporta cilindro y ménsula ... 162
Figura 4.13 Esfuerzos máximos en el sistema ménsula – eje porta cilindro 165
Figura 4.14 Desplazamiento para el ensamblaje ménsula - eje cilindro..... 166
Figura 4.15 Valores de seguridad para el ensamblaje ménsula - eje cilindro ... 166
Figura 4.16 Cálculo de la soldadura en la pletina de la canastilla 167
Figura 4.17 Generación de la malla canastilla..... 168
Figura 4.18 Esfuerzo de Von Mises en la Canastilla 169
Figura 4.19 Desplazamiento en la Canastilla 170
Figura 4.20 Factor de seguridad canastilla 170
Figura 4.21 Esfuerzo de Von Mises ménsula base 172
Figura 4.22 Resumen de desplazamientos ménsula base 172
Figura 4.23 Esfuerzos de Von Mises ensamble base 173
Figura 4.24 Desplazamiento Base Elevador 173
Figura 4.25 Factor de seguridad ensamble base 174
Figura 4.26 Renderizado del Elevador en Autodesk Showcase 2013..... 175

RESUMEN

El Capítulo I trata acerca de las diferentes terminales aéreas y terrestres en el Ecuador. Entre las más importantes están las terminales áreas y terrestres de Quito, Guayaquil y Cuenca, en las cuales es posible la aplicación del mecanismo a diseñar, en vista de que su arquitectura requiere de dispositivos que permitan la limpieza de ventanales especialmente en los interiores, donde es difícil el uso de dispositivos colgantes.

En el Capítulo II se detallan las diferentes alternativas de diseño, de entre las cuales se selecciona la mejor, de acuerdo a las especificaciones requeridas tanto dimensionales como de carga a elevar.

En el Capítulo III se realiza el diseño mecánico por resistencia de los diferentes elementos que componen el elevador; determinando factores de seguridad que permitan cumplir con los estándares de funcionamiento, al igual que se determinan las dimensiones finales del elevador.

El Capítulo IV habla sobre los prototipos digitales y como éstos intervienen en el proceso de manufactura de un producto. En el caso del elevador, se habla de un flujo de trabajo que integra las etapas del diseño, como lo es el diseño real, Ingeniería básica, hasta su producción final. Como parte de este concepto se encuentra el diseño por elementos finitos, que permite la validación del diseño mediante el uso de software especializado.

El Capítulo V elabora un estudio sobre la factibilidad, en base a los costos de producción, de tal manera que se determina el costo final para la fabricación del mecanismo.

Al final del proyecto se establecen las conclusiones y recomendaciones respectivas al diseño del mecanismo.

PRESENTACIÓN

El principal motivo para la realización de este proyecto, es la aplicación de los conocimientos de Ingeniería Mecánica que se han ido adquiriendo durante toda la carrera profesional, determinando así los usos que la ingeniería Mecánica tiene en los diferentes ámbitos del quehacer humano.

Gracias a la infraestructura y tecnología que hoy en día se posee en el Ecuador, ha sido posible la creación de formas innovadoras en cuanto a la arquitectura de los edificios se refiere, llegándose a desarrollar edificaciones con alto grado de complejidad en su estructura, principalmente en terminales terrestres y aéreas de nuestro país, en donde el principal componente está constituido por ventanales.

Como un aporte más de la ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL a la comunidad, se ha decidido plantear el diseño de un elevador limpia ventanas que permita a dos personas realizar la limpieza de ventanales en terminales de pasajeros, que llegue hasta una altura aproximada de 12 m y sea fácil de transportar, ya que el diseño de estas estructuras imposibilita el uso de dispositivos mecánicos colgantes.

CAPÍTULO I
MARCO TEÓRICO

1.1 ANTECEDENTES

Hoy en día, es fácil encontrar diferentes diseños modernistas con formas innovadoras. En el caso de las terminales terrestres y aéreas en Ecuador, los diseños en sus estructuras, han promovido la necesidad de la creación de diferentes dispositivos mecánicos para la realización de diferentes actividades de mantenimiento. Es el caso de los ventanales que, debido a las formas curvilíneas no convencionales de sus techos o debido a su diseño, dificulta el uso de dispositivos colgantes, por lo que es necesaria la utilización de elevadores.

En los siguientes apartados, se detalla brevemente la situación de las terminales terrestres y aéreas a nivel nacional, así como de los dispositivos colgantes existentes para realizar dichas tareas de mantenimiento y limpieza.

1.2 DESCRIPCIÓN TERMINALES TERRESTRES EN EL ECUADOR

1.2.1 TERMINAL TERRESTRE QUITUMBE EN QUITO

El terminal terrestre "Quitumbe" se encuentra ubicado el suroeste de la ciudad de Quito, sobre un área de 14 hectáreas, limitado al norte por la Avenida Cóndor Ñan, al sur por la Avenida Mariscal Sucre, al este por la quebrada Ortega, donde escurren parte de las aguas afluentes del río Machángara y al oeste por una quebrada de menor orden, llamada El Carmen. Las dos quebradas son consideradas como áreas de Protección Ambiental y Ecológica.

En su contenido arquitectónico consta de tres edificios (Principal, Mantenimiento y Encomiendas). En el edificio principal se desarrollan las actividades administrativas, compra-venta de boletos, salas de espera, comerciales y de recreación. En el edificio de mantenimiento funciona una lubricadora, una lavadora para los buses, un taller para mecánica menor y una estación de abastecimiento de combustibles. Por último, el edificio de Encomiendas, donde se realizan las actividades de operación y bodegaje de encomiendas y correo.

Su movimiento promedio alcanza 1,000 buses/día, con lo que ayuda a descongestionar el tráfico dentro de la capital, especialmente en lo que hace poco fue la Terminal del Cumandá y del trébol[1].

Cálculos aproximados indican que la ocupación promedio diaria de las instalaciones de la terminal es de 20.000 personas, 250 de las cuales son permanentes (empleados de locales y restaurantes, empleados de las empresas de transporte interprovincial, personal de operación, mantenimiento y seguridad).

La Terminal de Quitumbe cuenta con un proyecto arquitectónico completo, con los diseños de todas las ingenierías, planos y las especificaciones técnicas de materiales y construcción así como, de tecnología de la información[2].

La fase actual de construcción de la Terminal comprende:

- 2 naves de administración y de espera de pasajeros, con un área de 12.000 m².
- Andenes de llegada 3.600 m²
- Andenes de salida interprovinciales : 6.000 m²
- Andén de salida y llegada buses intercantonales: 8.000 m²
- Vías de acceso y comunicación interna: 14.000 m²
- Estacionamiento público para 160 vehículos

[1] http://www.trama.com.ec/espanol/revistas/articuloCompleto.php?idRevista=27&numeroRevista=97&articuloId=317

[2] http://www.kubiec.com/web_final/index.php?option=com_phocagallery&view=category&id=4&Itemid=127

Terminal Terrestre Quitumbe

Terminal Terrestre Quitumbe vista externa

1.2.2 TERMINAL TERRESTRE DE GUAYAQUIL

Está ubicada al norte de la ciudad, en la Av. Benjamín Rosales Aspiazu y Av. de las Américas, entre el Aeropuerto José Joaquín de Olmedo y frente a la estación de la Metrovía (ver Figura 1.1).

La Terminal Terrestre es el edificio que da la bienvenida a 44 millones de personas que llegan y salen de Guayaquil cada año. [3]

1.2.2.1 Datos Generales

- En La Terminal Terrestre circulan diariamente 99.838 usuarios.
- Un promedio de 44.519 pasajeros salen de la Terminal todos los días.
- 6.160 buses urbanos ingresan diariamente.
- Existen 130 andenes para los buses intercantonales e interprovinciales
- Los andenes son utilizados por 2.845 buses.
- Son 84 las cooperativas de transporte que sirven a la Terminal
- Hay un promedio de 4.317 taxis que prestan sus servicios en la Terminal.
- La firma uruguaya Gómez Platero, expertos en terminales terrestres y centros comerciales junto a un grupo de arquitectos e ingenieros guayaquileños trabajaron en el rediseño de las mejoras arquitectónicas que complementaron el reciclaje de la estructura.

La terminal terrestre de Guayaquil comprende:

- Una Estación de Servicios para buses en el área del actual parqueo de buses.
- Un Terminal de Carga y Encomiendas y la construcción del Ancla 2.

[3] http://www.visitaecuador.com/guayas/terminal/quienessomos.html

Figura 1.1 Terminal Terrestre Guayaquil

Fuente:
http://www.kubiec.com/web_final/index.php?option=com_phocagallery&view=category&id=4&Itemid=127

1.2.3 TERMINAL AÉREO MARISCAL SUCRE QUITO

El Aeropuerto Internacional Mariscal Sucre de Quito se localiza a una distancia de 8 km. al norte del centro de la ciudad y fue inaugurado en el año 1960. Debido a su situación en medio de la ciudad, este aeropuerto es considerado como uno de los más riesgosos. El nuevo aeropuerto se localizará a una altura de 2850 metros sobre el nivel del mar. El actual aeropuerto cuenta con dos terminales de pasajeros, una Nacional y una Internacional, conectadas entre sí por pasarelas.[4]

El aeropuerto Mariscal Sucre cuenta con instalaciones adaptadas para pasajeros con diversas discapacidades, como por ejemplo aseos especiales, rampas de acceso para sillas de ruedas y ascensores, además de espacios reservados en los aparcamientos.

[4] http://www.aeropuertos.net/aeropuerto-internacional-mariscal-sucre/

Terminal Aéreo Mariscal Sucre Quito

Fuente: http://ea.com.py/gobierno-ecuatoriano-recupera-13-de-sus-25-aeropuertos/

1.2.4 TERMINAL AÉREO JOSÉ JOAQUÍN OLMEDO GUAYAQUIL

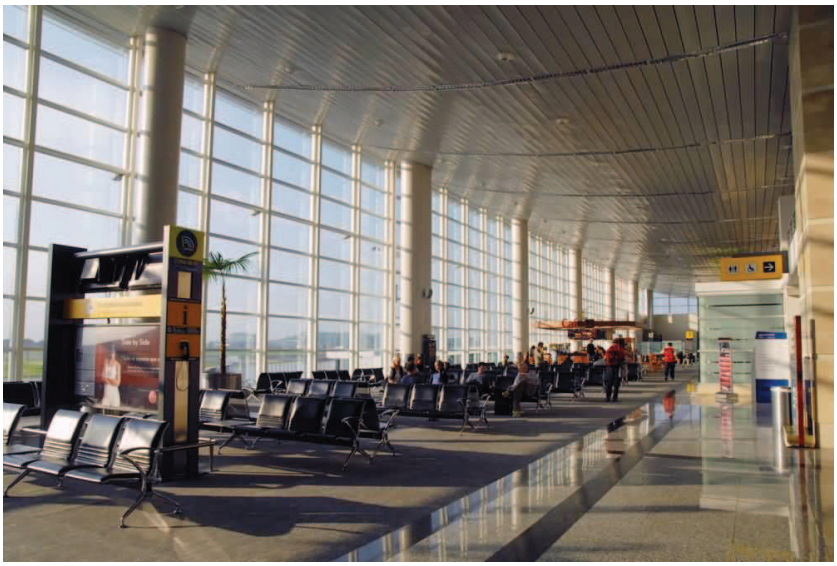
Recientemente inaugurado ofrece un servicio de calidad a nacionales y extranjeros, tiene la capacidad de manejar hasta 4.5 millones de pasajes anualmente, en un espacio de 50 mil metros cuadrados. Es un edificio inteligente con todo el movimiento aeroportuario de entrada y salida de aviones, aeronáutica y de pasajeros, operación de counter de las diferentes compañías de carga y equipaje de control automatizado, circuito cerrado de televisión, iluminación y climatización, tiene 6 mangas y dos pistas para el rodaje de aviones y una zona de parqueo para 800 automóviles.[5]

[5] http://enciclopedia.us.es/index.php/Guayaquil

El aeropuerto internacional José Joaquín de Olmedo fue recientemente inaugurado para remplazar al anterior aeropuerto Simón Bolívar, que fue transformado en Centro Internacional de Convenciones.

Se encuentra convenientemente ubicado dentro de la ciudad, a 5 km del centro de Guayaquil, en la Avenida de las Américas. Cuenta con una pista de aterrizaje de 2790 metros, y una elevación de 5 metros.

Aeropuerto José Joaquín de Olmedo



Sala pre embarque Aeropuerto José Joaquín de Olmedo

Fuente:http://www.ecuador.travel/espanol/ecuador-guia-de-viaje/costa-sur/costa-vuelos-aereos-y-transporte.html

1.2.5 TERMINAL AÉREO MARISCAL LAMAR CUENCA

El Aeropuerto Mariscal Lamar es la terminal aérea que brinda servicio a la ciudad de Cuenca, Ecuador. Los vuelos locales toman cerca de 35 minutos desde Quito y 20 minutos desde Guayaquil.

El aeropuerto se ubica en la Av. España y Elia Liut y fue ampliado el 18 de mayo de 1951 y su pista el 25 de julio de 1952. Con el aumento en la cantidad de usuarios, se amplió nuevamente la terminal en 1953 y además se construyó la primera torre de control con dos pisos de altura. La segunda ampliación de la pista inicia el 15 de octubre de 1971 y en agosto de 1982 finalmente se pavimenta, además ese mismo año se instala el cerramiento y los sistemas de ayuda para la navegación de vuelo.[6]

El 1 de noviembre de 2005 mediante decreto ejecutivo se autoriza a la Alcaldía de Cuenca, a la ampliación, transformación, mejoramiento, administración y mantenimiento del aeropuerto. De esta manera la alcaldía crea la Corporación Aeroportuaria de Cuenca para cumplir con las tareas asignadas. Las reparaciones fueron diseñadas para ampliar la vida del aeropuerto 10 años más a partir de esa fecha (ver Figura 1.2).

Figura 1.2 Aeropuerto Mariscal La Mar Cuenca

Fuente: http://www.invec.ec/porquecu.aspx?men_id=4.2.4

[6] http://es.wikipedia.org/wiki/Aeropuerto_Mariscal_Lamar

1.3 DISPOSITIVOS COLGANTES

1.3.1 ANDAMIOS

Estructura provisional que sustenta plataformas de trabajo para operarios, materiales y herramientas en varios niveles, que se emplea en tareas de construcción, transformación, reparación, mantención o demolición de edificios, obras civiles e instalaciones industriales. También se emplea en estructuras provisionales que sustentan moldajes (cimbras) y otros sistemas constructivos; en circulaciones provisionales en altura, como escaleras de acceso, rampas, pasarelas, puentes peatonales; y en estructuras provisionales para actos públicos, como escenarios, torres autosoportantes para iluminación, sonido y publicidad.[7]

1.3.2 TIPOS DE ANDAMIOS

1.3.2.1 Andamio de doble pie derecho

Andamio de apoyo simple fijo, que se apoya en el terreno mediante una doble hilera de pies derechos (ver Figura 1.3).

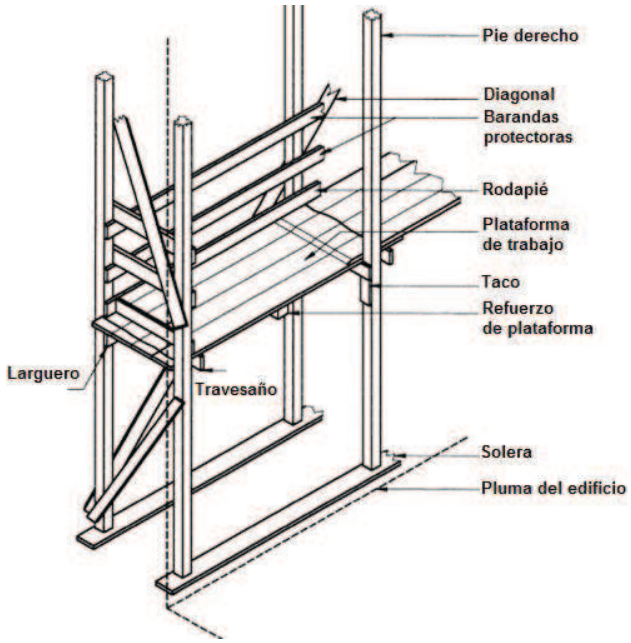


Figura 1.3 Andamio doble pie derecho

FUENTE: Norma Chilena Oficial NCh999.Of1999

[7] Norma Chilena Oficial NCh999.Of1999

1.3.2.2 Andamio metálico tubular

Andamio compuesto básicamente por tubos metálicos que van conformando sus pies derechos, travesaños y diagonales, con uniones especiales metálicas (ver Figura 1.4)

Figura 1.4 Andamio Metálico Tubular

1.3.2.3 Andamio colgante

Andamio que se encuentra suspendido del edificio mediante cables (o cuerdas) y pescantes (ver Figura 1.5).

Figura 1.5 Andamio Colgante

Fuente: Andamios - Terminología y clasificación Instituto nacional de normalización de chile pág. 1, 2, 5, 6,7

1.3.2.4 Andamio de plataforma autoelevadora

Andamio compuesto por una plataforma de trabajo, una estructura de apoyo (base o guía lateral) y un sistema de desplazamiento vertical (figura 1.6).

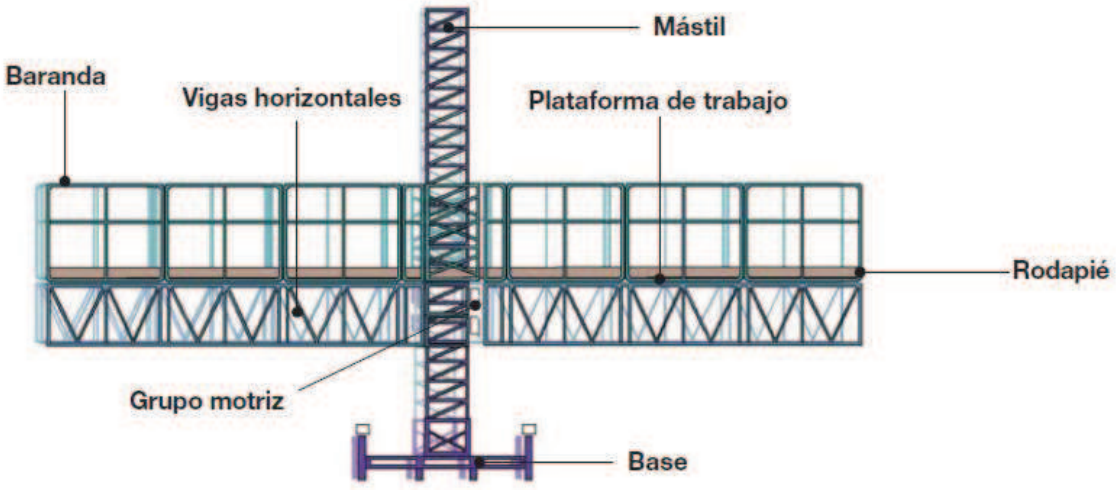


Figura 1.6 Plataforma AutoElevadora

Fuente: Andamios - Terminología y clasificación Instituto nacional de normalización de chile pág. 1, 2, 5, 6,7

1.3.3 DISPOSITIVOS ELEVADORES

La plataforma elevadora móvil de personal, es una máquina móvil destinada a desplazar personas hasta una posición de trabajo, con una única y definida posición de entrada y salida de la plataforma; está constituida como mínimo por una plataforma de trabajo con órganos de servicio, una estructura extensible y un chasis.

1.3.4 CLASIFICACIÓN

Existen plataformas sobre camión articuladas y telescópicas, autopropulsadas de tijera, autopropulsadas articuladas o telescópicas y plataformas especiales remolcables entre otras.

1.3.4.1 Plataformas sobre camión articuladas o telescópicas

Este tipo de plataformas se utiliza para trabajos al aire libre situados a gran altura, como pueden ser reparaciones, mantenimiento, tendidos eléctricos, etc.

Consta de un brazo articulado capaz de elevarse a alturas de hasta 62 m. y de girar 360°. La plataforma puede ser utilizada por tres personas como máximo según los casos (ver Figura 1.7).

Figura 1.7 Plataforma Articulada sobre camión

Fuente: Andamios - Terminología y clasificación Instituto nacional de normalización de chile pág. 1, 2, 5, 6,7

1.3.4.2 Plataformas autopropulsadas de tijera

Este tipo de plataformas se utiliza para trabajos de instalaciones eléctricas, mantenimientos, montajes industriales, etc.

La plataforma es de elevación vertical con alcances máximos de 25 m. y con gran capacidad de personas y equipos auxiliares de trabajo.

Pueden estar alimentadas por baterías, motor de explosión y tracción a las cuatro ruedas (ver Figura 1.8).

Figura 1.8 Plataforma Autopropulsada tipo tijera

Fuente: Andamios - Terminología y clasificación Instituto nacional de normalización de chile pág. 1, 2, 5, 6,7

1.3.4.3 Plataformas autopropulsadas articuladas o telescópicas

Se utilizan para trabajos en zonas de difícil acceso. Son de brazo articulado y sección telescópica o sólo telescópica con un alcance de hasta 40 m. Pueden estar alimentadas por baterías, con motor diesel y tracción integral o una combinación de ambos sistemas (Figura 1.9).[8]

Figura 1.9 Plataforma Aérea Telescópica

Fuente: www.genie.com

[8] **Fuente:** NTP 634: Plataformas elevadoras móviles de personal

CAPÍTULO II
PLANTEAMIENTO Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

2.1 SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

En este capítulo se detalla la definición del problema, al igual que los diferentes parámetros que definen el funcionamiento del elevador. Estos parámetros posteriormente serán utilizados y evaluados bajo un método; la selección que permitirá elegir una alternativa que satisfaga las necesidades de uso, para posteriormente continuar con el proceso de diseño y simulación.

2.2 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

En vista a la creciente demanda de dispositivos mecánicos que faciliten las tareas de mantenimiento y limpieza en grandes establecimientos como son aeropuertos y terminales terrestres, se ha planteado la posibilidad de diseñar un elevador mecánico que permita la realización de estas tareas.

La principal necesidad que se debe satisfacer, es la limpieza de ventanales que se encuentran a una distancia considerable del suelo, por lo que se propone diseñar un elevador mecánico que alcance una altura de trabajo de hasta 12 m, que es la altura que se obtuvo de las mediciones en campo de la terminal terrestre de Quitumbe y del Aeropuerto Mariscal Sucre

El objetivo a alcanzar en este proyecto es, el diseño de un elevador mecánico que primero cumpla con los requerimientos básicos de los usuarios como son: fácil manejo, facilidad de mantenimiento, fácil transporte, considerando las nuevas tendencias tecnológicas. Posterior a su diseño se plantea la realización de un prototipo digital el cual permite ratificar los criterios de ingeniería, evitando además la construcción física del mismo así, de esta manera, generar un ahorro económico evitando la construcción de prototipos físicos.

2.3 ESTUDIO DE CAMPO

Se realiza una consulta en forma de encuesta que debe ser dirigida a las entidades a las que se les preguntará la necesidad del equipo elevador para la realización del mantenimiento y limpieza de los ventanales.

Se desea analizar el requerimiento de las terminales aéreas y terrestres del ecuador, las que por su específica arquitectura no les es posible la utilización de andamios colgantes.

Con los resultados obtenidos en el estudio de campo, se realiza el análisis de alternativas que permiten cumplir con los requisitos exigidos por los encuestados

2.3.1 RESULTADOS DE LA ENCUESTA

1. ¿Cuál es la mayor altura a la que se debe llegar para realizar las tareas de limpieza de ventanales en esta terminal?

Tabla 2.1 Respuestas Pregunta 1

altura	encuestas	%
4 [m]	---	---
6 [m]	---	---
8 [m]	---	---
10 [m]	*1*	*20*
12 [m]	*4*	*80*
	5	***100***

Fuente: Propia
Elaboración: CASILLAS - ESTACIO.

2. ¿Cada qué tiempo ser realiza el mantenimiento o limpieza en los ventanales de la terminal?

Tabla 2.2 Respuestas Pregunta 2

Período	Encuestas	%
Semanal	---	---
Quincenal	---	---
Mensual	*4*	*80*
Trimestral	*1*	*20*
Semestral	---	---
Anual	---	---
	5	***100***

Fuente: Propia
Elaboración: CASILLAS - ESTACIO.

3. ¿Qué equipo utiliza para realizar el mantenimiento o limpieza a la máxima altura de los ventanales?

Tabla 2.3 Respuestas Pregunta 3

Equipo	Encuestas	%
Escalera manual	---	---
Montacargas	---	---
Andamios	*3*	*60*
Elevadores de cualquier tipo	*2*	*40*
	5	***100***

Fuente: Propia
Elaboración: CASILLAS - ESTACIO.

4. ¿Está satisfecho con la funcionalidad del equipo que utiliza para estas actividades de mantenimiento y limpieza?

Tabla 2.4 Respuestas Pregunta 4

Satisfacción	Encuestas	%
Totalmente	---	---
Medianamente	*2*	*40*
Poco	*3*	*60*
Insatisfecho	---	---
	5	***100***

Fuente: Propia
Elaboración: CASILLAS - ESTACIO.

5. ¿Qué dificultades ha tenido con su equipo de trabajo para realizar las tareas de mantenimiento y limpieza?

Tabla 2.5 Respuestas Pregunta 5

Dificultad	Encuestas	%
Pesado	*5*	*100*
Poco maniobrable	*5*	*100*
Inseguro	*5*	*100*
Muy pequeño	*3*	*60*
Costoso	*2*	*40*
Mal aspecto	*5*	*100*

Fuente: Propia
Elaboración: CASILLAS - ESTACIO.

6. ¿Conoce algún tipo de elevadores con canastilla para realizar mantenimiento y limpieza de los ventanales a la altura máxima?

Tabla 2.6 Respuestas Pregunta 6

Opción	Encuestas	%
SI	*5*	*100*
NO	*0*	*0*
	5	***100***

Fuente: Propia
Elaboración: CASILLAS - ESTACIO.

7. Si su respuesta la numeral anterior fue afirmativa, ¿de qué tipo es?

Tabla 2.7 Respuestas Pregunta 7

Tipo	Encuesta	%
Hidráulico	*5*	*100*
Manual	*0*	*0*
Eléctrico	*5*	*100*

Fuente: Propia
Elaboración: CASILLAS - ESTACIO.

8. De no poseer uno de estos equipos, ¿podría explicar las razones por las cuales no los ha adquirido?

Tabla 2.8 Respuestas Pregunta 8

Tipo	Encuesta	%
No conoce estos equipos	---	---
No sabe dónde los venden	*3*	*60*
Muy Caros	*5*	*100*
No le interesan	---	---

Fuente: Propia
Elaboración: CASILLAS - ESTACIO.

9. ¿Cuánto puede pagar por un equipo que satisfaga los requerimientos y además sortee las dificultades presentadas en su actual equipo?

Tabla 2.9 Respuestas Pregunta 9

Costo	Encuesta	%
De USD 2000 a USD 5000	1	
De USD 5000 a USD 10000	3	
Más de USD 10000	1	

Fuente: Propia
Elaboración: CASILLAS - ESTACIO.

10. Si conoce algún lugar donde se comercialice este tipo de equipos, por favor mencione alguno de ellos.

Tabla 2.10 Respuestas Pregunta 10

Marca		
JLG	GENIE	GROVE

Fuente: Propia
Elaboración: CASILLAS - ESTACIO.

2.3.2 ANÁLISIS DE RESULTADOS

De manera general se observa que se tiene la necesidades conseguir alcanzar alturas que llegan hasta los 12 m, puesto que la arquitectura de las terminales terrestres y aéreas consultadas, llevan en sí ventanales de estás alturas

Para realizar las tareas de mantenimiento y limpieza de manera mensual, se utilizan equipos como los andamios tubulares, el montaje y desmontaje puede tomar un tiempo apreciable, además de la dificultad de la movilidad.

Los trabajos en interiores son imperantes en el momento del mantenimiento por lo que el elevador limpia ventanas debe cumplir con requerimiento dimensionales, que cumplan con los dimensiones estándares que se tienen en las entradas de las terminales.

Se observa que, las preocupaciones acerca de los equipos que se utilizan actualmente para realizar las tareas de mantenimiento y limpieza de ventanales, no ofrecen seguridad para los operarios, además del poco favorable aspecto que da un andamio artesanalmente armado a las terminales que en la actualidad buscan competir con las mejores terminales del continente.

Como aspecto imperante y final se analiza el costo que se permiten invertir en este tipo de equipos para el mantenimiento y limpieza de los ventanales de alturas iguales a los 12 m

Con el análisis de las respuestas de la encuesta realizada en las diferentes terminales, se puede elegir varias alternativas que cubran con los requerimientos que se muestran al momento de realizar las tareas mencionadas.

2.4 PARÁMETROS A ANALIZAR

Del estudio de campo en las diferentes terminales aéreas y terrestres, se resume en la tabla 2.11, las especificaciones técnicas recomendadas por parte de los posibles usuarios.

Tabla 2.11 Especificaciones Técnicas

PARÁMETRO	SOLICITADO	DESCRIPCIÓN	
Capacidad	Dos personas con equipos de limpieza	Carga máxima permisible 300 [kg]	
Altura máxima de trabajo	Limpieza de ventanales en altura	12000 [mm]	
Altura máxima de plataforma	Limpieza de ventanales en altura	9000 [mm]	
Tiempo de ascenso	Menor tiempo posible	Estimar el tiempo en que el mecanismo tardar en alcanzar la altura de trabajo aproximadamente 70 [s]	
Materiales	Existente en el mercado local	Acero estructural A-36	
Dimensiones	Elevador Replegado para fácil acceso a todas las instalaciones, tomando en cuenta accesos estándares.	Largo total	2800 [mm]
		ancho total	1500 [mm]
		altura total	2500[mm]
Seguridad		Fácil operación.	
		Minimizar el riesgo de accidentabilidad	
Mantenimiento		Facilidad de montaje y desmontaje	

Fuente: Propia
Elaboración: CASILLAS - ESTACIO.

Para la altura de trabajo se añaden 2000 [mm] a la altura de plataforma, que resulta del estudio de campo en las diferentes terminales aéreas y terrestres, (ver tabla 2.11).

2.5 RESTRICCIONES Y LIMITACIONES

Para un adecuado proceso de diseño, no se debe descartar los factores que limitan que un modelo sea óptimo.

2.5.1 FÍSICAS

Estas limitaciones hacen referencia, al ambiente físico en el cual va a trabajar el elevador, se debe considerar el espacio adecuado para su fácil transporte, lo cual condiciona su tamaño.

2.5.2 HUMANAS

Se considera el grado de dificultad que el elevador ofrece a los operarios, el dispositivo es de fácil manejo y control, por lo que no se requiere de operarios calificados.

2.5.3 AMBIENTE DE TRABAJO

Se refiere al factor climático que puede afectar al elevador, debe ser considerado el ambiente al que está expuesto el dispositivo, es decir, que se debe tomar en cuenta condiciones ambientales tanto a nivel de la sierra como a nivel de mar.

2.6 PROPUESTA DE ALTERNATIVAS

2.6.1 ALTERNATIVA A: ELEVADOR TIPO TIJERA

Son plataformas que pueden utilizar formas de energía como la hidráulica, mecánica o neumática, en su estructura consta de una serie de brazos tanto internos como externos, que permite elevar la carga hacia una altura de trabajo.

Es un mecanismo que ha sido diseñado como un elevador industrial y que ha sido modificado para adaptarse a diferentes condiciones de trabajo, como por ejemplo la adaptación a elevadores de vehículos para el uso en talleres mecánicos, así como también su adaptación en tareas de mantenimiento y limpieza en alturas (Ver Figura 2.1).

Figura 2.1 Esquema Elevador tipo tijera Autodesk Inventor

Fuente: Propia

2.6.1.1 Componentes principales elevador tipo tijera

- Canastilla

  Elemento ubicado en la parte superior, donde se encuentran los operarios que realizan las actividades de limpieza y mantenimiento.

- Tijera (Estructura)

  Estructura principal del elevador que está compuesto por un ensamble de perfiles tubulares que permite el ascenso y descenso del elevador.

- Cilindro

  Actuador que permite realizar el trabajo mecánico del elevador.

- Base

  Estructura que soporta todo el mecanismo de elevación.

2.6.1.2 Ventajas

Los elevadores para elevación de personal tipo tijera ofrecen grandes ventajas en la ejecución de trabajos en altura, entre los cuales se puede destacar:

- El grado de seguridad que este tipo de máquinas brinda.
- Rapidez para realizar las labores de limpieza en grandes alturas.
- Son fáciles de operar entregando mayor flexibilidad.
- Realizar trabajos tanto en exteriores como al interior de las instalaciones.
- Es un dispositivo de fácil transporte.

2.6.1.3 Desventajas

- Espacio físico limitado.
- Mayor peso por la cantidad de material a utilizar.
- Se obtiene un área de trabajo rectangular ya que su centro de gravedad sube siempre por la misma vertical al suelo.
- Su capacidad de carga depende del diseño.
- Precisión en la fabricación de los elementos constituyentes.

2.6.2 ALTERNATIVA 2: PLATAFORMA TELESCÓPICA DE DOBLE COLUMNA

Esta plataforma de trabajo aéreo está diseñada para elevar a los operarios y sus herramientas; hasta una altura de trabajo determinada. La altura de trabajo adecuada depende mucho del espacio físico en el que el dispositivo se desenvuelva y de las especificaciones dadas por el usuario.

Posee una base o bastidor rodante sobre el cual se encuentra unido dos columnas que por su diseño son extensibles. Está conformado por poleas que se encuentran en los extremos de cada componente de las columnas que permiten el movimiento vertical paralelo entre estos componentes, y por consiguiente, la elevación de la plataforma.

La máquina tiene un sistema eléctrico de potencia la cual activa el sistema de poleas para lograr la elevación hacia la altura de trabajo.

El elevador de doble columna tiene estabilizadores para evitar el volteo, dispuestos (ver Figura 2.2).

Las ruedas de la base son estandarizadas, de poliuretano y móviles.

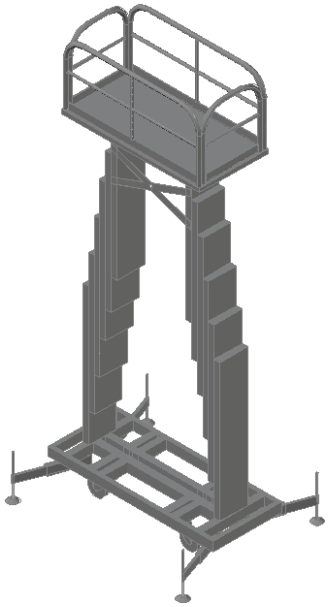


Figura 2.2 Elevador telescópico de doble columna.

Fuente: Propia

2.6.2.1 Componentes

- Canasta
- Columnas móviles (desplazadas paralelamente por un sistema de poleas).
- Base.
- Estabilizadores
- Ruedas estandarizadas de poliuretano

2.6.2.2 Ventajas

- Puede ser transportable por una sola persona debido a su bajo peso.
- Fácil operabilidad.
- Control de elevación desde la canasta y desde la base. Puede ser realizado por mano de obra poco calificada.
- Realización rápida del trabajo.
- Se puede utilizarlo tanto en interiores como en exteriores.

2.6.2.3 Desventajas

- Muchas partes constitutivas.
- Precisión en la fabricación de los elementos constituyentes.
- La altura del elevador, cuando está replegado es de, aproximadamente, 2 [m] por lo que no es posible su almacenamiento en cualquier lugar, sino que es necesario tener un sitio exclusivo de acuerdo a las dimisiones del equipo.

2.7 CRITERIOS DE SELECCIÓN

2.7.1 TRANSPORTABILIDAD

Facilidad que el elevador tiene para ser movilizado o desplazado manualmente hacia diferentes lugares, considerando el peso propio del equipo sin carga de trabajo y dimensionamiento.

2.7.2 ESTABILIDAD

La capacidad que tiene el elevador de evitar el volteo durante las acciones de mantenimiento y limpieza de los ventanales, cuando este alcance su altura de trabajo

2.7.3 SISTEMA DE POTENCIA

Conjunto de características físicas y mecánicas, que permite realizar el trabajo necesario en un determinado tiempo, para que el elevador alcance su altura máxima bajo las condiciones de carga establecidas.

2.7.4 SISTEMA DE SEGURIDAD

Se debe considerar la seguridad tanto del usuario del elevador como para el equipo, de tal manera que brinde un alto grado de confiabilidad al momento de realizar su trabajo.

2.7.5 MANTENIMIENTO

Las tareas de mantenimiento deben:

- Brindar un fácil acceso a cada uno de los componentes que integran el mecanismo de elevación.
- Permitir que personal no especializado pueda realizar las diferentes labores de mantenimiento sin mayor dificultad.
- Facilitar limpieza después de haber sido utilizado.
- Facilitar el montaje y desmontaje para el remplazo de componentes.

2.7.6 MANUFACTURA

Facilidad de construcción y disponibilidad de los materiales en el mercado local.

2.7.7 COSTO

Se debe considerar el costo de fabricación, además de costos de mantenimiento y operación. El costo final del elevador debe ser competitivo, es decir, se debe procurar que sea menor en relación a equipos existentes en el mercado.

2.8 MÉTODO ORDINAL CORREGIDO DE CRITERIOS PONDERADOS

La mayor parte de las veces, para decidir entre diversas alternativas de solución a un mismo caso basta conocer el orden de preferencia de su evaluación global. Es por ello que se recomienda el método ordinal corregido de criterios ponderados, sin la necesidad de evaluar los parámetros de cada propiedad y sin tener que estimar numéricamente el peso de cada criterio, permite obtener resultados globales suficientemente significativos, se basa en unas tablas en donde cada criterio se confronta con los restantes criterios y se asignan los valores siguientes:

- 1; si el criterio de las filas es superior que el de las columnas.
- 0,5; si el criterio de las filas es equivalente al de las columnas.
- 0; si el criterio de las filas es inferior que el de las columnas.

Luego, para cada criterio, se suman los valores asignados en relación a los restantes criterios al que se le añade una unidad (para evitar que el criterio o solución menos favorable tenga una valoración nula); después, en otra columna se calculan los valores ponderados para cada criterio (o solución)[9].

La Tabla 2.12 indica la matriz de decisión el cual asigna un peso específico para cada criterio de selección.

Tabla 2.12 Evaluación del peso específico de cada criterio

Criterio	Transportabilidad	Estabilidad	Sistema de Potencia	Sistema de Seguridad	Mantenimiento	Manufactura	Costo	Sumatoria + 1	Ponderado
Transportabilidad		0.5	1	0	0.5	1	0	4	0.14
Estabilidad	0.5		1	0.5	1	1	0	5	0.18
Sistema de Potencia	0	0		0	1	1	0	3	0.11
Sistema de Seguridad	1	0.5	1		1	1	1	6.5	0.23
Mantenimiento	0.5	0	0	0		0	1	2.5	0.09
Manufactura	0	0	0	0	1		0.5	2.5	0.09
Costo	1	1	1	0	0	0.5		4.5	0.16
							Suma Total	**28**	**1**

Fuente: Propia
Elaboración: CASILLAS - ESTACIO.

Una vez calculado el peso específico de cada criterio, el siguiente paso es realizar un cálculo del peso específico de cada criterio con respecto a las alternativas de diseño existentes.

La evaluación del peso específico del criterio de seguridad en el sistema de potencia del elevador muestra en la Tabla 2.13

[9] RIBA Carlos, Diseño Concurrente, 1era Edición, Editorial UPC 2002, pág., 59,60

Tabla 2.13 Evaluación del peso específico del criterio **Transportabilidad**

Transportabilidad	Alternativa A	Alternativa B	Sumatoria+1	Ponderado
Alternativa A		1	2	0.67
Alternativa B	0		1	0.33
		Sumatoria	**3**	**1**

Fuente: Propia
Elaboración: CASILLAS - ESTACIO.

La evaluación del peso específico del criterio de seguridad en el sistema de potencia del elevador, se muestra en la Tabla 2.14

Tabla 2.14 Evaluación del peso específico del criterio **Estabilidad**

Estabilidad	Alternativa A	Alternativa B	Sumatoria+1	Ponderado
Alternativa A		1	2	0.67
Alternativa B	0		1	0.33
		Sumatoria	**3**	**1**

Fuente: Propia
Elaboración: CASILLAS - ESTACIO.

La evaluación del peso específico del criterio de seguridad en el sistema de potencia del elevador, se muestra en la Tabla 2.15.

Tabla 2.15 Evaluación del peso específico del criterio **Sistema de Potencia**

Sistema de Potencia	Alternativa A	Alternativa B	Sumatoria+1	Ponderado
Alternativa A		1	2	0.67
Alternativa B	0		1	0.33
		Sumatoria	**3**	**1**

Fuente: Propia
Elaboración: CASILLAS - ESTACIO.

La evaluación del peso específico del criterio de seguridad en el sistema de potencia del elevador, se muestra en la Tabla 2.16.

Tabla 2.16 Evaluación del peso específico del criterio **Sistema de Seguridad**

Sistema de Seguridad	Alternativa A	Alternativa B	Sumatoria+1	ponderado
Alternativa A		1	2	0.67
Alternativa B	0		1	0.33
		Sumatoria	**3**	**1**

Fuente: Propia
Elaboración: CASILLAS - ESTACIO.

La evaluación del peso específico del criterio de seguridad en el sistema de potencia del elevador, se muestra en la Tabla 2.17.

Tabla 2.17 Evaluación del peso específico del criterio **Mantenimiento**

Mantenimiento	Alternativa A	Alternativa B	Sumatoria+1	Ponderado
Alternativa A		0	1	0.33
Alternativa B	1		2	0.67
		Sumatoria	**3**	**1**

Fuente: Propia
Elaboración: CASILLAS - ESTACIO.

La evaluación del peso específico del criterio de seguridad en el sistema de potencia del elevador, se muestra en la Tabla 2.18.

Tabla 2.18 Evaluación del peso específico del criterio **Manufactura**

Manufactura	Alternativa A	Alternativa B	Sumatoria+1	Ponderado
Alternativa A		0	1	0.33
Alternativa B	1		2	0.67
		Sumatoria	**3**	**1**

Fuente: Propia
Elaboración: CASILLAS - ESTACIO.

La evaluación del peso específico del criterio de seguridad en el sistema de potencia del elevador, se muestra en la Tabla 2.19.

Tabla 2.19 Evaluación del peso específico del criterio **Costo**

Costo	Alternativa A	Alternativa B	Sumatoria+1	Ponderado
Alternativa A		0	1	0.33
Alternativa B	1		2	0.67
		Sumatoria	**3**	**1**

Fuente: Propia
Elaboración: CASILLAS - ESTACIO.

Luego de haber realizado los cálculos de ponderación de cada criterio, la Tabla 2.20 presenta la selección de la alternativa, para lo cual; la primera prioridad la tendrá la alternativa con mayor ponderación.

Tabla 2.20 Selección de la alternativa

Criterio	Transportabilidad	Estabilidad	Sistema de Potencia	Sistema de Seguridad	Mantenimiento	Manufactura	Costo	Sumatoria+1	Prioridad
Alternativa A	0.10	0.12	0.07	0.15	0.03	0.03	0.05	1.55	**1**
Alternativa B	0.05	0.06	0.04	0.08	0.06	0.06	0.11	1.45	2

Fuente: Propia
Elaboración: CASILLAS - ESTACIO.

Como se puede ver en la Tabla 2.10, las dos alternativas tienen aproximadamente la misma ponderación, lo que indica que las alternativas evaluadas son válidas, pero siguiendo con el criterio de selección se procederá a diseñar la alternativa A.

2.9 PROTOCOLO DE PRUEBAS

La principal intención de realizar un protocolo de pruebas es poder verificar el funcionamiento del elevador luego de que este ha sido construido.

Se verifican los siguientes aspectos:

- Control de dimensiones.
- Verificación de los componentes principales
- Pruebas de funcionamiento en vacío.
- Prueba de funcionamiento con carga.

2.9.1 VERIFICACIÓN DE LAS DIMENSIONES PRINCIPALES

En la Tabla 2.21 **Verificación de dimensiones Principales** se realiza la verificación de dimensiones principales.

Tabla 2.21 Verificación de dimensiones Principales

DIMENSIONES PRINCIPALES				
DIMENSIONES PRINCIPALES	Diseño	Prototipo	Aceptación	
			SI	NO
Largo Total				
Ancho Total				
Altura Total				

Fuente: Propia
Elaboración: CASILLAS - ESTACIO.

2.9.2 VERIFICACIÓN DE LOS COMPONENTES PRINCIPALES

En la Tabla 2.22 **Verificación Componentes Principales** se realiza la verificación de dimensiones principales.

Tabla 2.22 Verificación Componentes Principales

VERIFICACIÓN DE LOS COMPONENTES PRINCIPALES			
ELEMENTO	FUNCIONAMIENTO		
	Bueno	Regular	Malo
Canastilla			
Bastidor			
Sistema hidráulico			
Cilindro Hidráulico			
estabilizadores			

Fuente: Propia
Elaboración: CASILLAS - ESTACIO.

2.9.3 TRABAJO EN VACÍO DEL ELEVADOR LIMPIA VENTAS

En la Tabla 2.23 se realiza la verificación de dimensiones principales.

Tabla 2.23 Trabajo en vacío del elevador

SISTEMA O ELEMENTO										
Tiempo	Canastilla		Bastidor		Sistema hidráulico		Cilindro Hidráulico		Estabilizadores	
min	Falla	No Falla	Falla	No Falla	Falla	No Falla	Falla	No Falla	Falla	No Falla
10										
20										
30										
40										
50										
60										

Fuente: Propia
Elaboración: CASILLAS - ESTACIO.

2.9.4 TRABAJO CON CARGA DEL ELEVADOR TIPO TIJERAS LIMPIA VENTANAS

En la Tabla 2.24 se realiza la verificación de dimensiones principales.

Tabla 2.24 Trabajo con carga del elevador

PRUEBAS DEL ELEVADOR VERTICAL			
Tiempo	Velocidad del elevador		Capacidad de Carga
min	Buena	Mala	kg/h
10			
20			
30			
40			
50			
60			

Fuente: Propia
Elaboración: CASILLAS - ESTACIO.

El formato del protocolo de pruebas se presenta en el anexo XI.

CAPÍTULO III
PARÁMETROS DE DISEÑO

3.1 DISEÑO DEL ELEVADOR ARTICULADO TIPO TIJERA

A continuación en este capítulo, se realiza los cálculos correspondientes para definir los componentes que conforman el elevador. Cumpliendo con los requerimientos y estándares que rigen el diseño para que, de esta manera, se pueda cumplir con la función encomendada brindando la respectiva seguridad y facilidad de uso a sus operarios.

3.2 CRITERIOS PARA EL DISEÑO

3.2.1 DISEÑO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES

Los elementos estructurales a ser diseñados deben cumplir una serie de requisitos. Para la realización del elevador tipo tijera se tomarán en cuenta los siguientes criterios:

3.2.1.1 Criterio de resistencia

Se debe asegurar que, las tensiones máximas no superen las tensiones admisibles para el material del que está hecho el elemento. El material a utilizar es un Acero A-36, por la facilidad de conseguirlo y por ser un acero altamente comercial su costo es relativamente bajo.

3.2.1.2 Criterio de rigidez

Considera que el elemento a diseñar es un elemento rígido, es decir, que no sufre deformación alguna al estar sometido a la acción de cargas. Las deformaciones o desplazamientos máximos obtenidos no superan los límites admisibles.

3.2.1.3 Criterio de estabilidad

Consistente en comprobar que, desviaciones de las fuerzas reales sobre las cargas previstas no ocasionan efectos auto amplificados que puedan producir pérdida de equilibrio mecánico o inestabilidad elástica.

3.2.1.4 Criterio de funcionalidad

Consiste en un conjunto de condiciones auxiliares relacionadas con los requisitos y solicitaciones que, pueden aparecer durante la vida útil o uso del elemento estructural.

Se considera también que la carga que va a ser aplicada al dispositivo es una carga puntual, localizada en los extremos de los miembros estructurales, la carga a ser elevada es de hasta 300 kg. Este valor incluye un porcentaje de seguridad de 10% en caso de exceso de carga.

3.3 FACTOR DE SEGURIDAD

En vista que el dispositivo estará sometido a cargas se tracción y compresión se puede considerar factores de seguridad mayores a 2, en este caso como se encuentra en juego la vida humana se determina un factor de diseño de 2.2.[10]

3.4 CÁLCULO DE GEOMETRÍA Y DIMENSIONES DEL ELEVADOR

Se determina los parámetros principales dentro del sistema, los cálculos en la posición final del elevador permite conocer las primeras reacciones que intervienen en el proceso de elevación.

3.4.1 GEOMETRÍA EN LA POSICIÓN FINAL

Para el cálculo de las reacciones, se determina las condiciones iniciales de trabajo. La altura del elevador debe ser de 9 m, para lo cual se considera que en su máxima posición el ángulo formado entre los brazos debe ser como máximo $45°$ para darle mejor estabilidad al mecanismo.

La Figura 3.1 muestra la distribución de caras en la posición final del elevador.

[10] TIMOSHENKO, Resistencia de Materiales, Epasa-Calpe S.A.,1957 pag.87

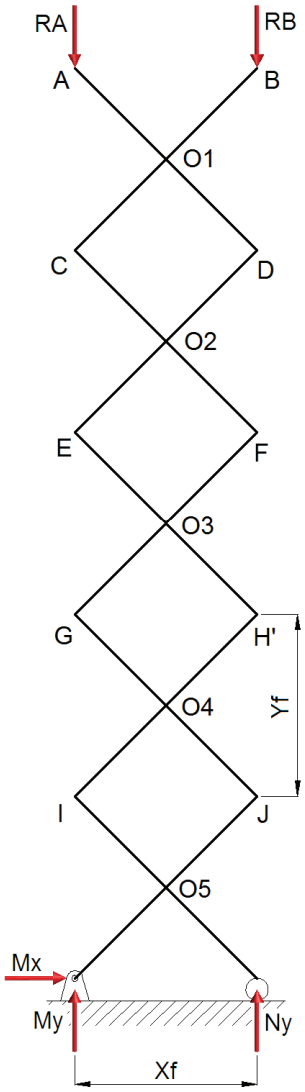


Figura 3.1 Geometría del elevador en la posición final

Fuente: Propia

$h_f = 9000\ mm$

$\alpha_f = 45°$

$n = 5$

Donde:

h_f: *Altura del elevador*

α_f: *Ánglo máximo en la posición final*

n: $Niveles\ del\ elevador$

Con dichas condiciones de carga se determina lo siguiente:

X_f =?

a =?

Donde:

X_f: $Distancia\ entre\ los\ puntos\ inferiores\ de\ los\ brazos\ del\ elevador$

a: $La\ dimensión\ del\ brazo\ del\ elevador\ dividido\ para\ dos$

$$Y_f = \frac{h_f}{n}$$

$$Y_f = \frac{9000\ mm}{5}$$

$$Y_f = 1800\ mm$$

$$X_f = \frac{Y_f}{\tan\ \propto}$$

$$X_f = \frac{1800\ mm}{tan45^o}$$

$$X_f = 1800\ mm$$

$$2a = \frac{Y_f}{\text{sen}\ \propto}$$

$$2a = \frac{1800\ mm}{sen\ 45^o}$$

$$2a = L = 2545\ mm$$

3.4.2 GEOMETRÍA EN LA POSICIÓN INICIAL

La Figura 3.2 muestra la distribución de cargas en la posición inicial del elevador.

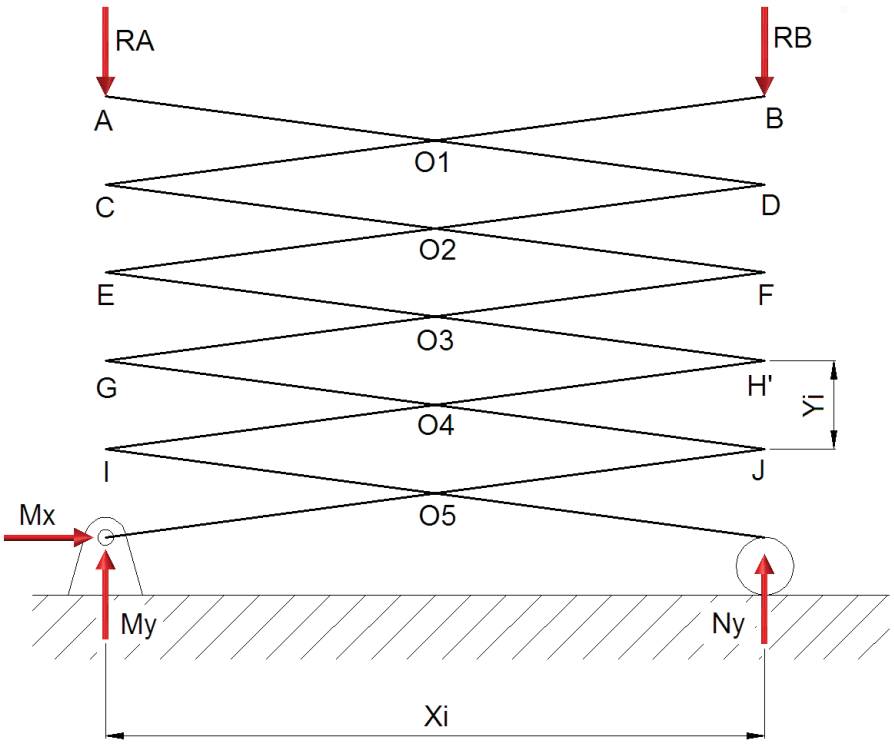


Figura 3.2 Geometría del elevador en la posición inicial

Fuente: Andamios - Terminología y clasificación Instituto nacional de normalización de chile pág. 1, 2, 5, 6,7

Fuente: Propia

Bajo estas condiciones de carga, se determina el ángulo mínimo necesario para iniciar el movimiento.

$h_i = 900\ mm$

$Y_i = \frac{hi}{n}$

$Y_i = \frac{900}{5}\ mm$

$Y_i = 180\ mm$

$sen\ \alpha_i = \frac{Y_i}{L}$

$$\alpha_i = sen^{-1}\left(\frac{180mm}{2545\ mm}\right)$$

$$\alpha_i = 4°$$

$$X_i = \frac{Y_i}{\tan \propto_f}$$

$$X_i = \frac{180}{\tan 4°}\ mm$$

$$X_i = 2539\ mm$$

3.4.3 ANÁLISIS DE CARGAS EN LOS MIEMBROS ESTRUCTURALES

Se utilizan dos tijeras por lo que cada una de éstas va a soportar una carga de trabajo de 150 [kg].

Para determinar las reacciones se debe realizar un D.C.L. de la plataforma como se muestra en la Figura 3.3.

3.4.4 CÁLCULO DE RA Y RB EN LA POSICIÓN INICIAL

La Figura 3.3 muestra la distribución de cargas en la plataforma en la posición inicial.

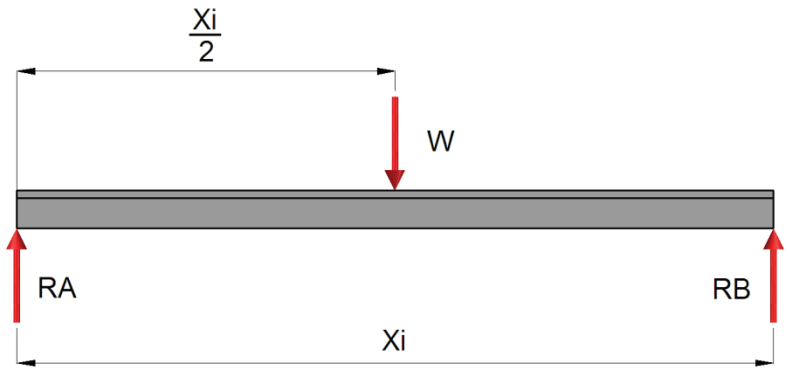


Figura 3.3 Reacciones principales plataforma posición inicial

Fuente: Propia

$$\sum F_y = 0$$

$$R_A = W - R_B$$

$$R_A = 150 - R_B$$

$$\sum M_A = 0$$

$$X_i R_B - \frac{X_i}{2} W = 0$$

$$R_B = \frac{X_i \times W}{2 \times X_i}$$

$$R_B = \frac{W}{2}$$

$$R_B = 75\ kg$$

$$R_A = 75\ kg$$

3.4.5 CÁLCULO DE RA Y RB EN LA POSICIÓN FINAL

La Figura 3.4 muestra la distribución de cargas en la plataforma en la posición final.

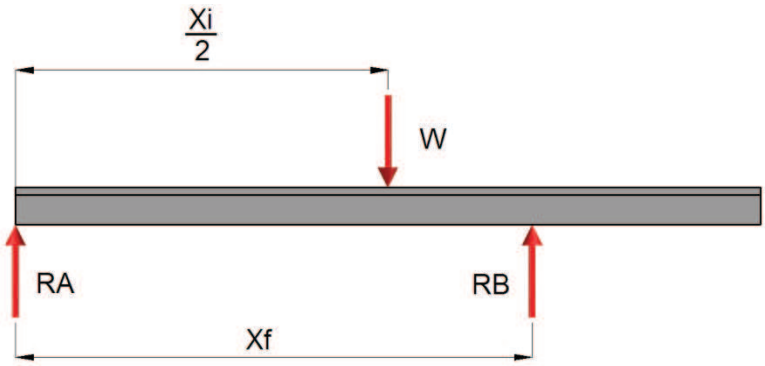


Figura 3.4 Reacciones principales plataforma posición final

$$\sum F_y = 0$$

$$R_B = W - R_A$$

$$R_B = 150 - R_A$$

$$\sum M_A = 0$$

$$X_f R_B - \frac{X_i}{2} W = 0$$

$$R_B = \frac{X_i W}{2 X_f}$$

$$R_B = \frac{2539 * 150}{2 * 1666{,}7}$$

$$R_B = 105\ [kg]$$

$$R_A = 45\ [kg]$$

3.4.6 ANÁLISIS DE REACCIONES EN LOS MIEMBROS DEL ELEVADOR.

Se realiza de manera general la deducción de ecuaciones algebraicas para cada miembro, y de esta manera, se remplaza en el resumen de ecuaciones, los datos obtenidos de acuerdo a las dimensiones, cargas, y demás variables que se presenten en el diseño.

Para el cálculo de las reacciones en cada una de las barras del elevador, se considera a los miembros como perfil estructurales sometido a flexión, tracción o compresión. La distribución de las cargas se detalla en la Figura 3.5.

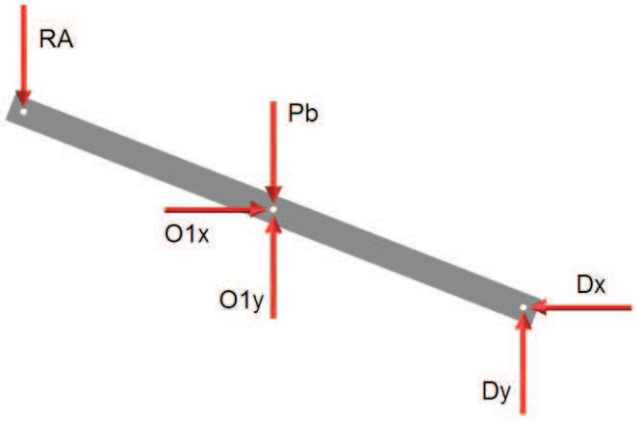


Figura 3.5 Reacciones en la Barra 1

Fuente: Propia

$$\sum M_D = 0$$

$$XR_A + \frac{X}{2}P_b - \frac{Y}{2}O1_x - \frac{X}{2}O1_y = 0 \qquad (3.1)$$

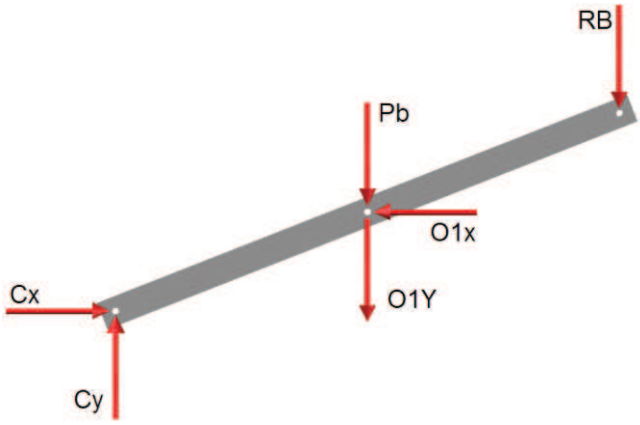


Figura 3.6 Reacciones en la Barra 2

Fuente: Propia

$$\sum M_C = 0$$

$$\frac{Y}{2}O1_x - \frac{X}{2}O1_y - \frac{X}{2}Pb - XR_B = 0 \qquad (3.2)$$

Sumando (3.1) y (3.2)

$$XR_A - \frac{X}{2}O1_y - \frac{X}{2}O1_y - XR_B = 0$$

$$X(R_A - R_B) - X(O1_y) = 0$$

$$\boldsymbol{O1_Y = R_A - R_B}$$

Despejando $O1_x$ de (3.1)

$$\frac{Y}{2}O1_x = XR_A + \frac{X}{2}Pb - \frac{X}{2}O1_y$$

$$\frac{Y}{2}O1_x = XR_A + \frac{X}{2}Pb - \frac{X}{2}O1_y$$

$$YO1_x = 2XR_A + XPb - XR_A + XR_B$$

$$\boldsymbol{O1_x = \frac{X}{Y}(R_A + R_B + Pb) = D_x = C_x}$$

Sumatoria de fuerzas Barra 1

$$\sum F_Y = 0$$

$$D_y + O1_y - R_A - Pb = 0$$

$$D_y + R_A - R_B - R_A - Pb = 0$$

$$\boldsymbol{D_Y = R_B + Pb}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$O1_x = D_x$$

Sumatoria de fuerzas Barra 2

$$\sum F_x = 0$$

$$\boldsymbol{C_x = O1_x}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$C_y - O1_y - R_B - Pb = 0$$

$$\boldsymbol{C_y = R_A + Pb}$$

Cálculo de reacciones barra 3 y 4

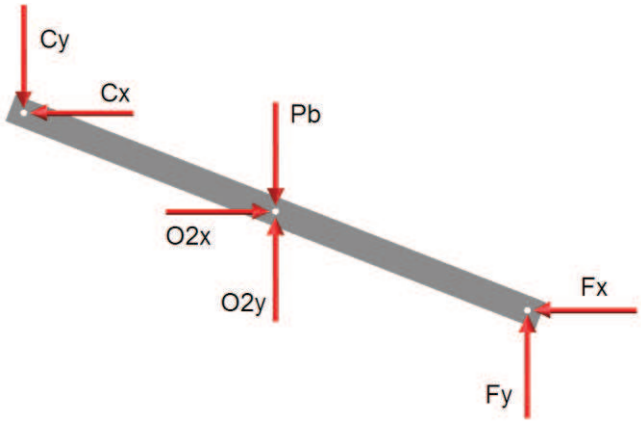


Figura 3.7 Reacciones en la barra 3

Fuente: Propia

$$\sum M_F = 0$$

$$-\frac{X}{2}O2_y - \frac{Y}{2}O2_x + \frac{X}{2}Pb + XC_y + YC_x = 0 \tag{3.3}$$

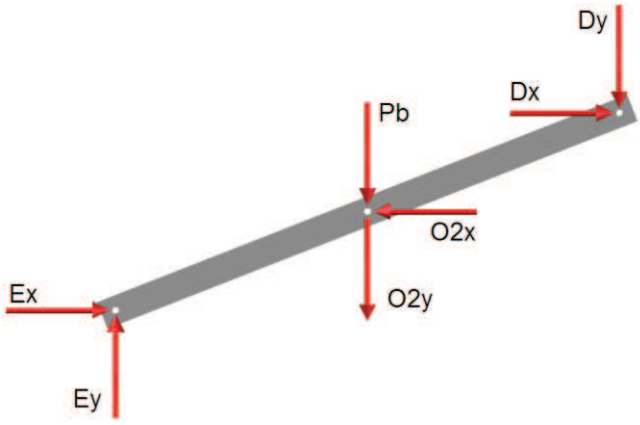


Figura 3.8 Reacciones en la barra 4

Fuente: Propia

$$\sum M_E = 0$$

$$-\frac{X}{2}O2_y - \frac{X}{2}Pb + \frac{Y}{2}O2_x - XD_y - YD_x = 0 \tag{3.4}$$

Sumando (3.3) + (3.4)

$$XO2_y + YC_x + XC_y - YD_x - XD_y = 0$$

$$XO2_y = YD_x + XD_y - YC_x - XC_y$$

$$XO2_y = Y(D_x - C_x) + X(D_y - C_y)$$

$$O2_y = D_y - C_y = R_A + Pb - R_B + Pb$$

$$\boldsymbol{O2_y = R_A - R_B}$$

Despejando $O2_x$ de (3.4)

$$\frac{X}{Y}Pb + 2C_X + \frac{2X}{Y}C_Y - \frac{X}{Y}O2_Y = O2_X$$

$$\frac{X}{Y}Pb + 2\frac{X}{Y}(R_A + R_B + P_b) + \frac{2X}{Y}(R_A + P_b) - \frac{X}{Y}(R_A - R_B) = O2_X$$

$$\boldsymbol{O2_x = \frac{5X}{Y}Pb + \frac{3X}{Y}R_A + \frac{3X}{Y}R_B}$$

Sumatoria de Fuerzas Barra 3

$$\sum F_X = 0$$

$$O2_X = C_X + F_X$$

$$F_X = O2_X - C_X$$

$$F_X = \frac{5X}{Y}Pb + \frac{3X}{Y}R_A + \frac{3X}{Y}R_B - \frac{X}{Y}(R_A + R_B + P_b)$$

$$\boldsymbol{F_X = \frac{2X}{Y}R_A + \frac{2X}{Y}R_b + \frac{4X}{Y}Pb}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$F_Y + O2_Y - C_Y - P_b = 0$$

$$F_Y = Pb + C_Y - O2_Y$$

$F_Y = R_A + Pb + Pb - R_A + R_B$

$\boldsymbol{F_Y = 2P_b + R_B}$

Sumatoria de fuerzas Barra 4

$\sum F_X = 0$

$\boldsymbol{E_x = F_x}$

$\sum F_Y = 0$

$E_Y = Pb + O2_Y + D_Y$

$E_Y = Pb + R_A - R_B + R_B + P_b$

$\boldsymbol{E_Y = R_A + 2P_b}$

3.4.7 CÁLCULO DE LA FUERZA DEL PISTÓN

3.4.7.1 Trabajo virtual

El cálculo de la fuerza requerida en el pistón del cilindro hidráulico, se lo realiza mediante el método del Trabajo Virtual debido a que, este método facilita el análisis de estructuras formadas por una serie de eslabones conectados mediante pasadores cuya configuración varía en función de la carga que se les aplica.

Las dimensiones principales del elevador (Figura 3.9), se determinan en las posiciones completamente plegado y completamente desplegado, según los parámetros de diseño. La ecuación (3.5) representa conservación de la energía en el mecanismo.

$$-T_W + T_{FPIS} = 0 \qquad (3.5)$$

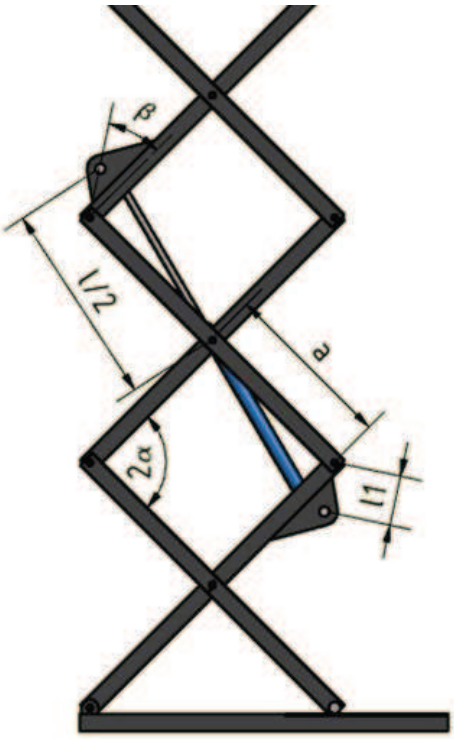


Figura 3.9 Esquema posición del pistón

Fuente: Propia

3.4.7.2 Cálculo del trabajo virtual realizado por la carga W

Se realiza un análisis del trabajo realizado por la carga, tomando en cuenta la altura de elevación que debe cumplir el elevador, ver Tabla 2.1.

$$T_W = WdY \tag{3.6}$$

$$\sin(\propto) = \frac{y}{2a}$$

$$2a * \sin(\propto) = y$$

Al ser 5 niveles se tiene

$$Y = 10asen(\propto)$$

Derivando con respecto a $\propto$

$$dY = 10acos(\propto)d \propto$$

Donde:

W: $Carga\ a\ ser\ elevada\ 300\ kg$

T_W: $Trabajo\ realizado\ por\ la\ carga\ a\ elevar$

y: $Altura\ de\ cada\ nivel$

3.4.7.3 Trabajo realizado por la fuerza del pistón

Para el cálculo de la fuerza realizada por el pistón, se decide ubicar el pistón de tal manera que una la barra diez con la barra seis del elevador, como se indica en la Figura 3.9, los puntos de apoyo tanto para la base del pistón como para el vástago se determinan posteriormente mediante la Tabla 3.1.

Al realizar esta consideración de ubicación del cilindro hidráulico, se logra disminuir la carga de elevación puesto que, por inercia los miembros estructurales nueve y diez se elevarán en un momento determinado.

Por consiguiente, el trabajo realizado por el pistón es:

$$T_{FPIS} = F_P dl \tag{3.7}$$

Ley de cosenos

$$\frac{l^2}{4} = l_1^2 + a^2 - 2 * l_1 * a * cos(\beta + 2\alpha) \tag{3.8}$$

Derivando con respecto a $\propto$

$$\frac{2}{4} l \frac{dl}{d \propto} = 2 * 2 * l_1 * a * \text{sen}(\beta + 2\alpha)$$

$$dl = \frac{8 l_1 * a * \text{sen}(\beta + 2\alpha)}{l} d \propto$$

$$WdY = F_P dl$$

$$F_P = \frac{WdY}{dl}$$

Remplazando:

$$F_P = \frac{W * 10a * cos(\propto) d \propto}{\frac{8 * l_1 * a * \text{sen}(\beta + 2\alpha)}{l} d \propto}$$

$$F_P = \frac{5Wlcos \propto}{4l_1 \text{sen}(\beta + 2\alpha)}$$

Donde:

l: $Longitud\ del\ pistón$

a: $Longitud\ del\ brazo\ del\ elevador\ dividido\ para\ dos$

l_1: $Distancia\ medida\ desde\ el\ \ vertice\ J\ hasta\ el\ pundo\ de\ apoyo\ del\ cilindro$

W: $Carga\ a\ ser\ elevada$

F_p: $Fuerza\ requerida\ por\ el\ pistón$

Tabla 3.1 Fuerza del Pistón *Fp* vs ángulo elevador

Ángulo α	Ángulo β	a	l1	L	*Fp*
[grados]	[grados]	[mm]	[mm]	[mm]	[kg]
4	30	1272,5	400	1976,93	3003,04
10	30	1272,5	400	2121,22	2556,56
15	30	1272,5	400	2254,11	2357,00
20	30	1272,5	400	2392,55	2243,02
25	30	1272,5	400	2531,78	2184,35
30	30	1272,5	400	2667,78	2165,96
35	30	1272,5	400	2797,16	2181,23
40	30	1272,5	400	2917,14	2229,45
45	30	1272,5	400	3025,40	2315,84

Fuente: Propia
Elaboración: CASILLAS - ESTACIO.

Como se observa en la Tabla 3.1, mediante un proceso iterativo se deduce los valores óptimos tanto para el ángulo β como para l1, así como la fuerza del pistón en función del ángulo α.

En la Figura 3.10 se observa el comportamiento de la fuerza del pistón en función del ángulo α, el cual ayuda a deducir que la máxima carga del pistón es ejercida durante el inicio del movimiento, llegando a un valor máximo de 3003 kg.

Se determina que, los valores de l_1 y β adecuados para optimizar el funcionamiento del pistón son:

$l_1 = 400\ [mm]$

$\beta = 30^o$

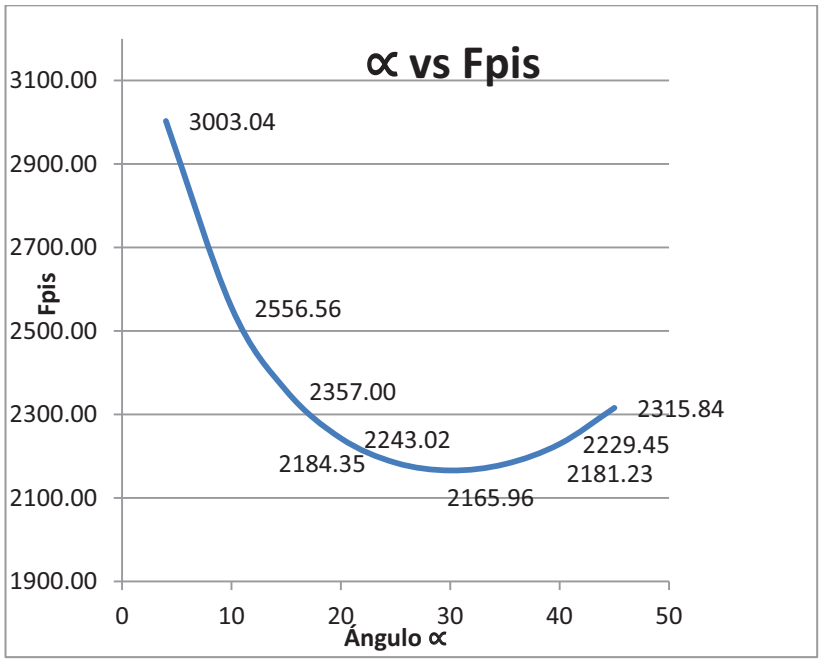


Figura 3.10 Fuerza del pistón vs. Ángulo del elevador

Fuente: Propia
Elaboración: CASILLAS - ESTACIO.

Así que, para la posición inicial se tiene:

$\propto = 4^o$

$F_{PIS} = 3003{,}04[kg]$

Para la posición final se tiene:

$\propto = 45^o$

$F_{PIS} = 2315{,}84\ [kg]$

3.4.7.4 Cálculo del ángulo φ del pistón

Para el cálculo del ángulo φ del pistón, se analiza el triángulo formado por el vástago del pistón, el brazo del elevador y l_1 (IP) obtenido en la Tabla 3.1, tanto para la posición inicial como para la posición final (ver Figura 3.11).

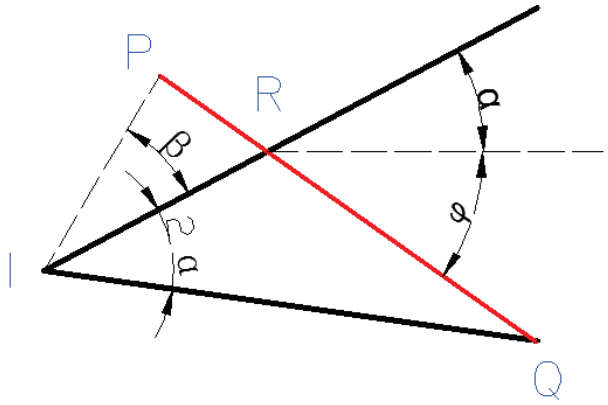


Figura 3.11 Ubicación ángulo del pistón

Fuente: Propia

Ley de senos triángulo IPQ

$$\frac{\text{sen}(Q)}{l_1} = \frac{sen(30^o + 2\alpha)}{\frac{L}{2}} \tag{3.9}$$

$$sen(Q) = \frac{l_1 \times sen(30^o + 2\alpha)}{\frac{L}{2}}$$

Si $\alpha + \varphi = 2\alpha + Q$

$$\varphi = \alpha + Q$$

$$D = 180^o - 2\alpha - Q$$

Ley de senos triángulo IRQ

$$\frac{\text{sen}(Q)}{IR} = \frac{sen(D)}{a} \tag{3.10}$$

$$IR = a\frac{\text{sen}(Q)}{sen(D)}$$

De esta manera para la posición inicial se tiene:

$$sen(Q) = \frac{400sen(30^o + 2 \times 4^o)}{\frac{1976,93}{2}}$$

$$Q = 14,5^o$$

$$\varphi = \alpha + Q$$

$$\varphi = 4^o + 14,5^o$$

$$\varphi = 18,5^o$$

$$D = 180^o - 2\alpha - Q$$

$$D = 180^o + 2 \times 4^o - 14,5^o$$

$$D = 157,5^o$$

$$IR = a\frac{\text{sen}(Q)}{sen(D)}$$

$$IR = 1272,79\frac{\text{sen}(14,5^o)}{sen(157,5^o)}$$

$$IR = 827,94\ [mm]$$

Para la posición inicial se tiene

$$sen(Q) = \frac{400 \times sen(30^o + 2 \times 45^o)}{\frac{1976,93}{2}}$$

$$Q = 13{,}2^o$$

$$\varphi = \alpha + Q$$

$$\varphi = 45 + 13.2$$

$$\varphi = 58{,}2^o$$

$$D = 180^o - 2\alpha - Q$$

$$D = 180^o + 2 \times 45^o - 13{,}2^o$$

$$D = 76{,}8^o$$

$$IR = a\frac{\text{sen}(Q)}{sen(D)}$$

$$IR = 1272{,}79\frac{\text{sen}(13.2)}{sen(76.8)}$$

$$IR = 299{,}36\ [mm]$$

3.4.7.5 Componentes X, Y de la Fuerza del Pistón

Una vez obtenido el ángulo φ requerido para optimizar la carga de pistón, se procede al cálculo de las componentes X e Y. La distribución de las cargas se muestra en Figura 3.12.

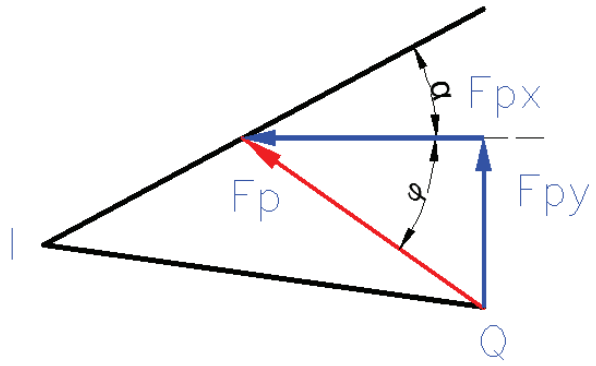


Figura 3.12 Componentes X e Y Fuerza del pistón

Fuente: Propia

$$F_{PX} = F_P \cos(\varphi) \qquad (3.11a)$$

$$F_{Py} = F_P \text{sen}(\varphi) \qquad (3.11b)$$

Para la posición inicial se tiene:

$$F_{PX} = 3003{,}04\ [kg] \times \cos(18{,}5)$$

$$F_{PX} = 2847{,}56\ [kg]$$

$$F_{Py} = F_P \text{sen}(\varphi)$$

$$F_{Py} = 3003{,}04\ [kg] \times \text{sen}(18.5)$$

$$F_{Py} = 953{,}74\ [kg]$$

Para la posición final se tiene:

$$F_{PX} = 2315{,}84[kg]\cos(13{,}2)$$

$$F_{PX} = 1219\ [kg]$$

$$F_{Py} = F_P \text{sen}(\varphi)$$

$$F_{Py} = 2315{,}84[kg]\text{sen}(13{,}2)$$

$$F_{Py} = 1969\ kg$$

Cálculo de Xp y Yp

$$\cos(\alpha) = \frac{x_p}{IR}$$

$$x_p = IR \times \cos(\alpha)$$

$$\text{sen}(\alpha) = \frac{y_p}{IR}$$

$$y_p = IR \times \text{sen}(\alpha)$$

Para la posición inicial se tiene:

$x_p = 825{,}872\ [mm]$

$y_p = 58{,}54\ [mm]$

Para la posición final se tiene:

$x_p = 211{,}68\ [mm]$

$y_p = 211{,}68\ [mm]$

Luego de obtener los valores de la fuerza del pistón requeridos se continúa con el análisis de reacciones.

Cálculo de reacciones barra 5 y 6

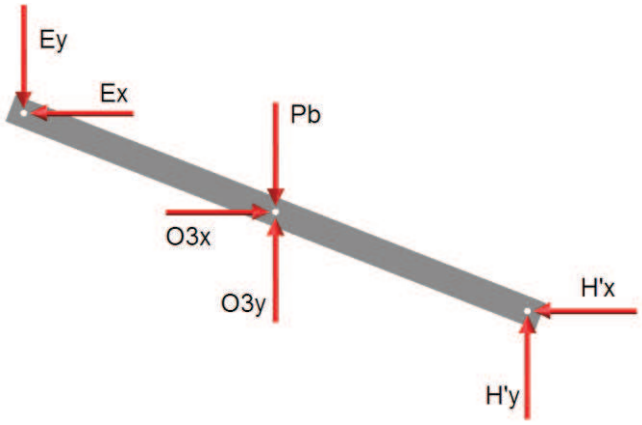


Figura 3.13 Reacciones en la Barra 5

Fuente: Propia

$$\sum M_H = 0$$

$$XE_y + YE_x + \frac{X}{2}Pb - \frac{Y}{2}O3_x - \frac{X}{2}O3_y = 0 \qquad (3.12)$$

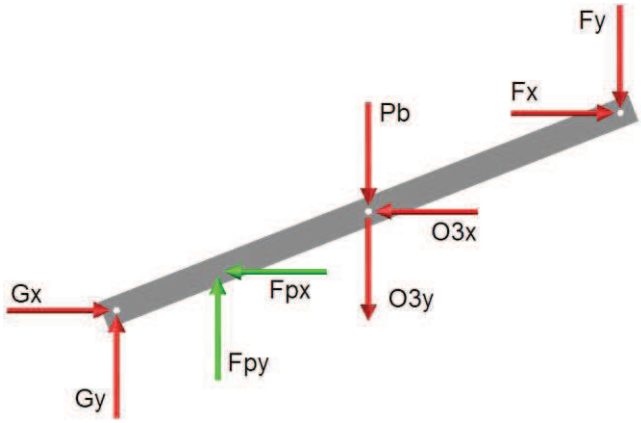


Figura 3.14 Reacciones en la Barra 6

Fuente: Propia

$$\sum M_G = 0$$

$$x_p Fp_y + y_p Fp_x + \frac{Y}{2} O3_x - \frac{X}{2} O3_y - \frac{X}{2} Pb - YF_x - XF_y = 0 \qquad (3.13)$$

Sumando las ecuaciones (3.12) y (3.13) se tiene

$$XO3_y = XE_y + X_p Fp_y + Y_p Fp_x - XF_y$$

$$XO3_y = X(R_A - 2Pb) + x_p Fp_y + y_p Fp_x - X(R_B - 2Pb)$$

$$\boldsymbol{O3_y = R_A - R_B + \frac{x_p}{X} Fp_y + \frac{y_p}{X} Fp_x}$$

Despejando $O3_x$ de la ecuación (3.13) se tiene:

$$x_p Fp_y + y_p Fp_x + \frac{Y}{2} O3_x - \frac{X}{2}(R_A - R_B + \frac{x_p}{X} Fp_y + \frac{y_p}{X} Fp_x) - \frac{X}{2} Pb - Y(\,2\frac{X}{Y} R_A +$$

$$+ 2\frac{X}{Y} R_B + +4\frac{X}{Y} Pb) - X(R_B + 2Pb) = 0$$

$$\boldsymbol{O3_x = 5\frac{X}{Y} R_A + 5\frac{X}{Y} R_B + 13\frac{X}{Y} P_b - \frac{y_p}{X} Fp_x - \frac{x_p}{X} Fp_y}$$

Sumatoria de fuerzas en barra 5

$$\sum F_x = 0$$

$$O3_x - E_x - H'_x = 0$$

$$\left(5\frac{X}{Y}R_A + 5\frac{X}{Y}R_B + 13\frac{X}{Y}Pb - \frac{y_p}{Y}Fp_x - \frac{x_p}{X}Fp_y\right) -$$

$$-\left(2\frac{X}{Y}R_A + 2\frac{X}{Y}R_B + 4\frac{X}{Y}P_b\right) - H'_x = 0$$

$$\boldsymbol{H'_x = 3\frac{X}{Y}R_A + 3\frac{X}{Y}R_B + 9\frac{X}{Y}P_b - \frac{y_p}{X}Fp_x - \frac{x_p}{X}Fp_y}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$-H'_y + E_y + Pb - O_{3y} = 0$$

$$-H'_y + R_A + 2Pb + Pb - R_A + R_B - \frac{x_p}{X}Fp_y - \frac{y_p}{X}Fp_x = 0$$

$$\boldsymbol{H'_y = 3Pb + R_B - \frac{x_p}{X}Fp_y - \frac{y_p}{X}Fp_x}$$

Sumatoria de fuerzas en barra 6

$$\sum F_x = 0$$

$$-G_x + Fp_x + O3_x - F_x = 0$$

$$-G_x + Fp_x + \left(5\frac{X}{Y}R_A + 5\frac{X}{Y}R_B + 13\frac{X}{Y}P_b - \frac{x_p}{X}Fp_y - \frac{y_p}{X}Fp_x\right) -$$

$$-(2\frac{X}{Y}R_A + 2\frac{X}{Y}R_b + 4\frac{X}{Y}Pb)$$

$$\boldsymbol{G_x = 3\frac{X}{Y}R_A + 3\frac{X}{Y}R_B + 9\frac{X}{Y}Pb + \left(1 - \frac{y_p}{Y}\right)Fp_x - \frac{x_p}{Y}Fp_y}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$-G_y + Pb + F_y + O_{3y} - Fp_y = 0$$

$$-G_y + Pb + R_B + 2Pb + R_A - R_B + \frac{x_p}{X} Fp_y + \frac{y_p}{X} Fp_x - Fp_y$$

$$\boldsymbol{G_y = R_A + 3Pb + \frac{y_p}{X} Fp_x + \left(\frac{x_p}{X} - 1\right) Fp_y}$$

Cálculo de reacciones barra 7 y 8

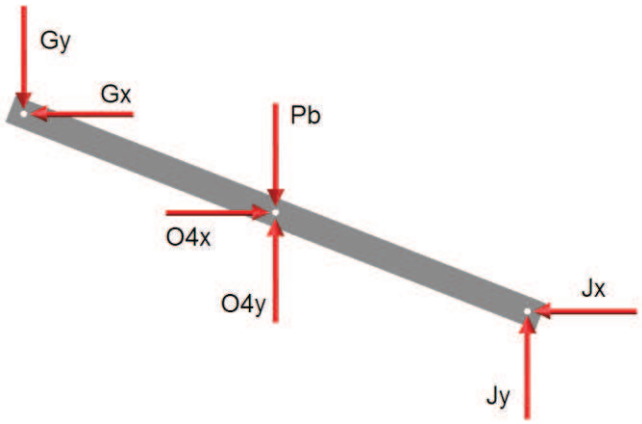


Figura 3.15 Reacciones en la Barra 7

Fuente: Propia

$$\sum M_J = 0$$

$$XG_y + YG_x + \frac{X}{2} Pb - \frac{Y}{2} O4_x - \frac{X}{2} O4_y = 0 \qquad (3.14)$$

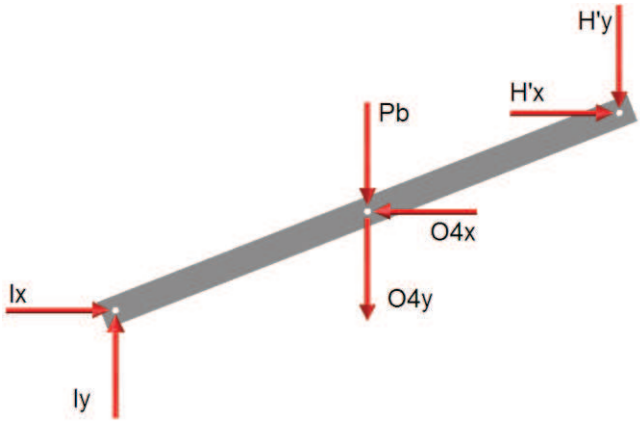


Figura 3.16 Reacciones en la Barra 8

Fuente: Propia

$$\sum M_I = 0$$

$$\frac{Y}{2}O4_x - \frac{X}{2}Pb - \frac{X}{2}O4_y - YH_y^{'} - XH_y^{'} = 0 \qquad (3.15)$$

Sumando (3.14) con (3.15)

$$XG_y + YG_x - XO4_y - YH_x^{'} - XH_y^{'} = 0$$

$$O4_y = \frac{XG_y + YG_x - YH_x^{'} - XH_y^{'}}{X}$$

$$\boldsymbol{O4_y = R_A - R_B + (2\frac{y_p}{X} + \frac{Y}{X})Fp_x + (2\frac{x_p}{X} - 1)Fp_y}$$

Despejando $O4_x$ de la ecuación (3.15) se tiene:

$$\boldsymbol{O4_x = 7\frac{X}{Y}R_A + 7\frac{X}{Y}R_B + 25\frac{X}{Y}Pb - (\frac{X}{Y} - 2\frac{x_p}{Y})Fp_y + (1 - 2\frac{y_p}{Y})Fp_x}$$

Sumatoria de fuerzas en barra 7

$$\sum F_x = 0$$

$$J_x = O4_x - G_x$$

$$\boldsymbol{J_x = 4\frac{X}{Y}R_A + 4\frac{X}{Y}R_B + 16\frac{X}{Y}Pb - \frac{y_p}{Y}Fp_x - (\frac{x_p}{Y} + \frac{X}{Y})Fp_y}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$J_y = G_y + Pb - O_{4y}$$

$$\boldsymbol{J_y = R_B + 4Pb - (\frac{y_p}{X} + \frac{Y}{X})Fp_x - \frac{x_p}{X}Fp_y}$$

Sumatoria de fuerzas en barra 8

$$\sum F_x = 0$$

$$I_x = O4_x - H'_x$$

$$\boldsymbol{I_x = 4\frac{X}{Y}R_A + 4\frac{X}{Y}R_B + 16\frac{X}{Y}Pb + (1 - \frac{y_p}{Y})Fp_x - (\frac{x_p}{Y} - \frac{x_p}{Y})Fp_y}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$I_y = H'_y + Pb + O_{4y}$$

$$\boldsymbol{I_y = R_A + 4Pb + (\frac{y_p}{X} + \frac{Y}{X})Fp_x + (\frac{x_p}{X} - 1)Fp_y}$$

Cálculo de reacciones Barra 9 y 10

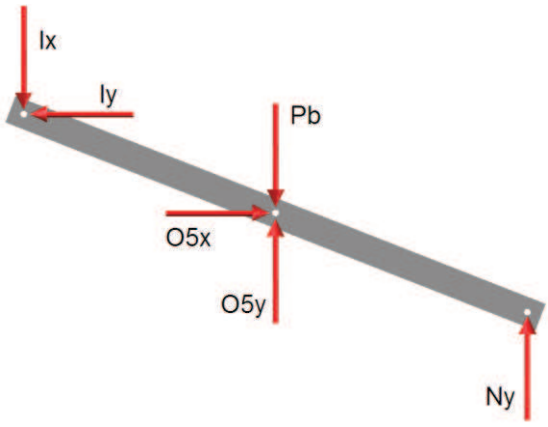


Figura 3.17 Reacciones en la Barra 9

Fuente: Propia

Sumatoria de Momentos Barra 9

$$\sum M_L = 0$$

$$XI_y + YI_x + \frac{X}{2}Pb - \frac{Y}{2}O5_x - \frac{X}{2}O5_y = 0 \qquad (3.16)$$

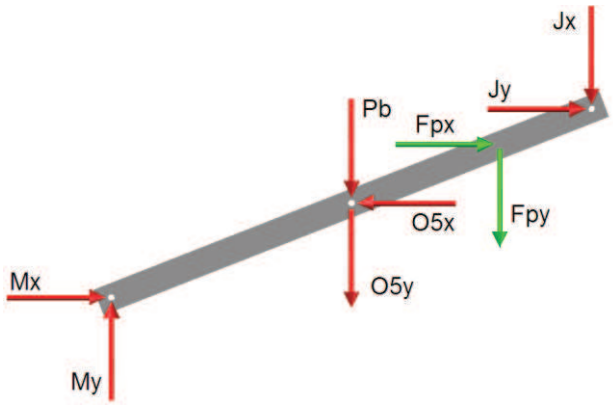


Figura 3.18 Reacciones en la Barra 10

Fuente: Propia

Sumatoria de Momentos Barra 10

$$\sum M_K = 0$$

$$\frac{Y}{2}O5_x - \frac{X}{2}Pb - \frac{X}{2}O5_y - (Y - y_p) \times Fp_x - (X - X_p) \times Fp_Y - yJ_x - XJ_Y = 0 \qquad (3.17)$$

Sumando la ecuación (3.17) con la ecuación (3.16)

$$XI_y + YI_x - XO5_y - (Y - y_p)Fp_x - (X - X_p)Fp_Y - YJ_x - XJ_Y = 0$$

$$O5_y = \frac{XI_y + YI_x - (Y - y_p)Fp_x - (X - X_p)Fp_Y - YJ_x - XJ_Y}{X}$$

$$\boldsymbol{O5_y = R_A - R_B + (3\frac{y_p}{X} + 3\frac{Y}{X})Fp_x + (3\frac{x_p}{X} - 2)Fp_y}$$

Despejando $O5_x$ de (3.17) se tiene:

$$\boldsymbol{O5_x = 9\frac{X}{Y}R_A + 9\frac{X}{Y}R_B + 41\frac{X}{Y}Pb + (3{-}3\frac{y_p}{Y})Fp_x - (3\frac{x_p}{y}{+}2\frac{x}{Y})Fp_y}$$

Sumatoria de fuerzas en barra 9

$$\sum F_y = 0$$

$$N_y = I_y + Pb - O_{5y}$$

$$\boldsymbol{N_y = R_B + 5Pb - (2\frac{y_p}{X}{+}2\frac{Y}{X})Fp_x + (1 - 2\frac{x_p}{X})Fp_y}$$

Sumatoria de fuerzas en barra 10

$$\sum F_x = 0$$

$$M_x = O5_x{-}Fp_x - J_x$$

$$\boldsymbol{M_x = 5\frac{X}{Y}R_A + 5\frac{X}{Y}R_B + 25\frac{X}{Y}Pb + (2{-}2\frac{y_p}{Y})Fp_x - (2\frac{x_p}{Y}{+}\frac{X}{Y})Fp_y}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$M_y = J_y + Pb + O5_y{+}Fp_y$$

$$\boldsymbol{M_y = R_A + 5Pb + (2\frac{y_p}{X}{+}2\frac{Y}{X})Fp_x + (2\frac{x_p}{X}{-}1)Fp_y}$$

Para calcular las reacciones, tanto para la posición inicial como para la posición final, se asume un valor de Pb= 46 [kg] Este peso ha sido obtenido a través de un proceso iterativo, el cual será verificado en la ecuación 3.22, de tal manera que para obtener las reacciones axial y radial de cada una de las barras, se remplazará en las ecuaciones anteriores con los siguientes valores:

Posición Inicial

RA= 75 [kg]

RB= 75 [kg]

Pb= 46 [kg]

$\alpha = 4^o;\ \varphi = 18{,}5^o$

Longitud de la barra= 2×a= 2545 [mm]

Fuerza del pistón=Fp=3003,04 [kg]

Fpx= 2847,56 [kg]

Fpy= 953,744 [kg]

X=2539 [mm]

Y=180 [mm]

Xp= 825,872 [mm]

Yp= 58,5445 [mm]

Para la posición final

Datos en la posición final.

RA= 45 kg

RB= 45 kg

Pb= 46 kg

$\alpha = 45^o$

Fuerza del pistón=Fp=2315.84 kg

$\varphi = 58.2^o$

Fpx= 1219 kg

Fpy= 1969 kg

X=1800 mm

Y=1800 mm

Xp= 211.68 mm

Yp= 211.68 mm

3.4.8 CARGAS TOTALES EN EL ELEVADOR POSICIÓN INICIAL

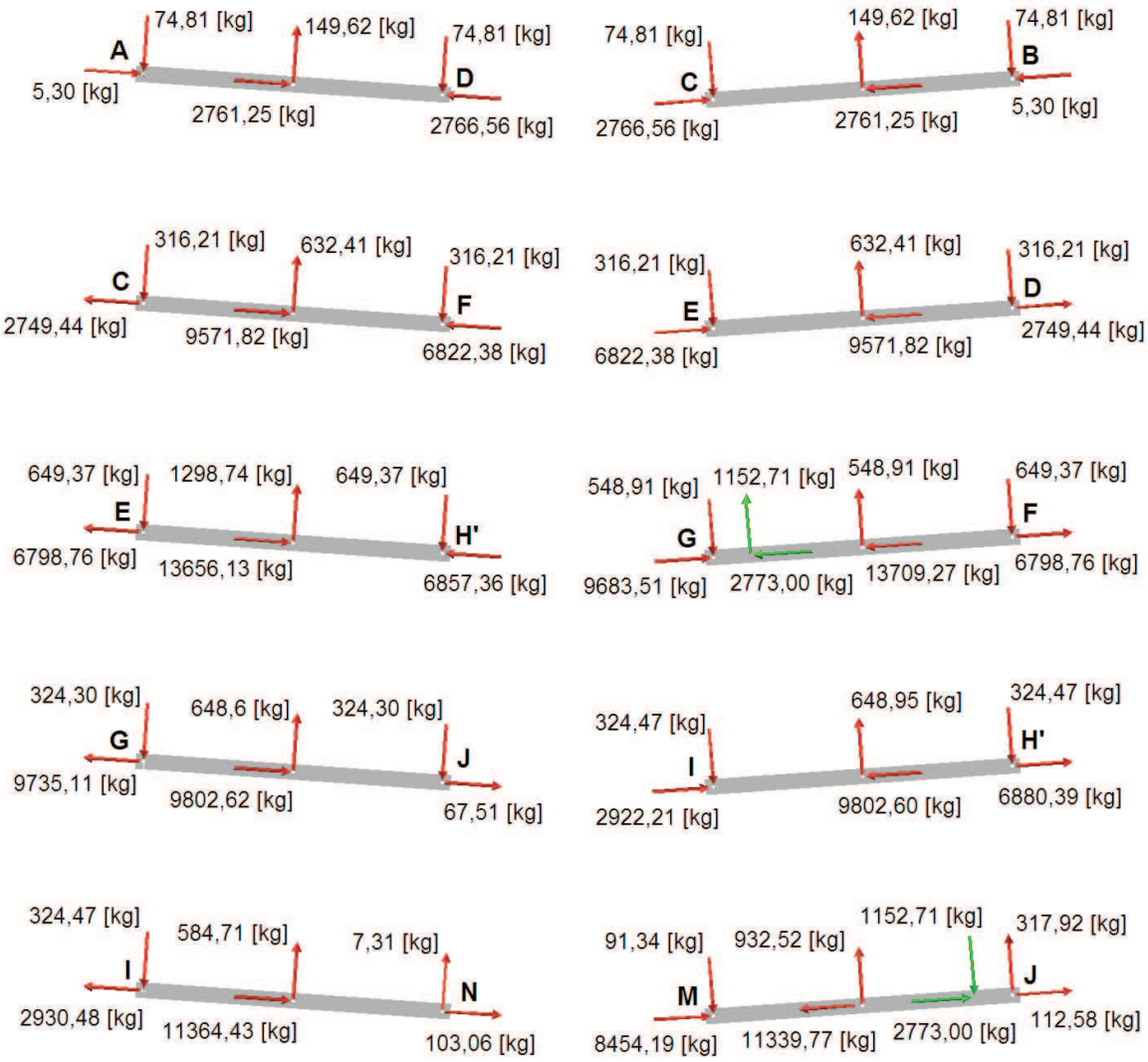


Figura 3.19 Resumen de cargas al inicio del movimiento

Fuente: Propia

3.4.9 CARGAS TOTALES DEL ELEVADOR POSICIÓN FINAL

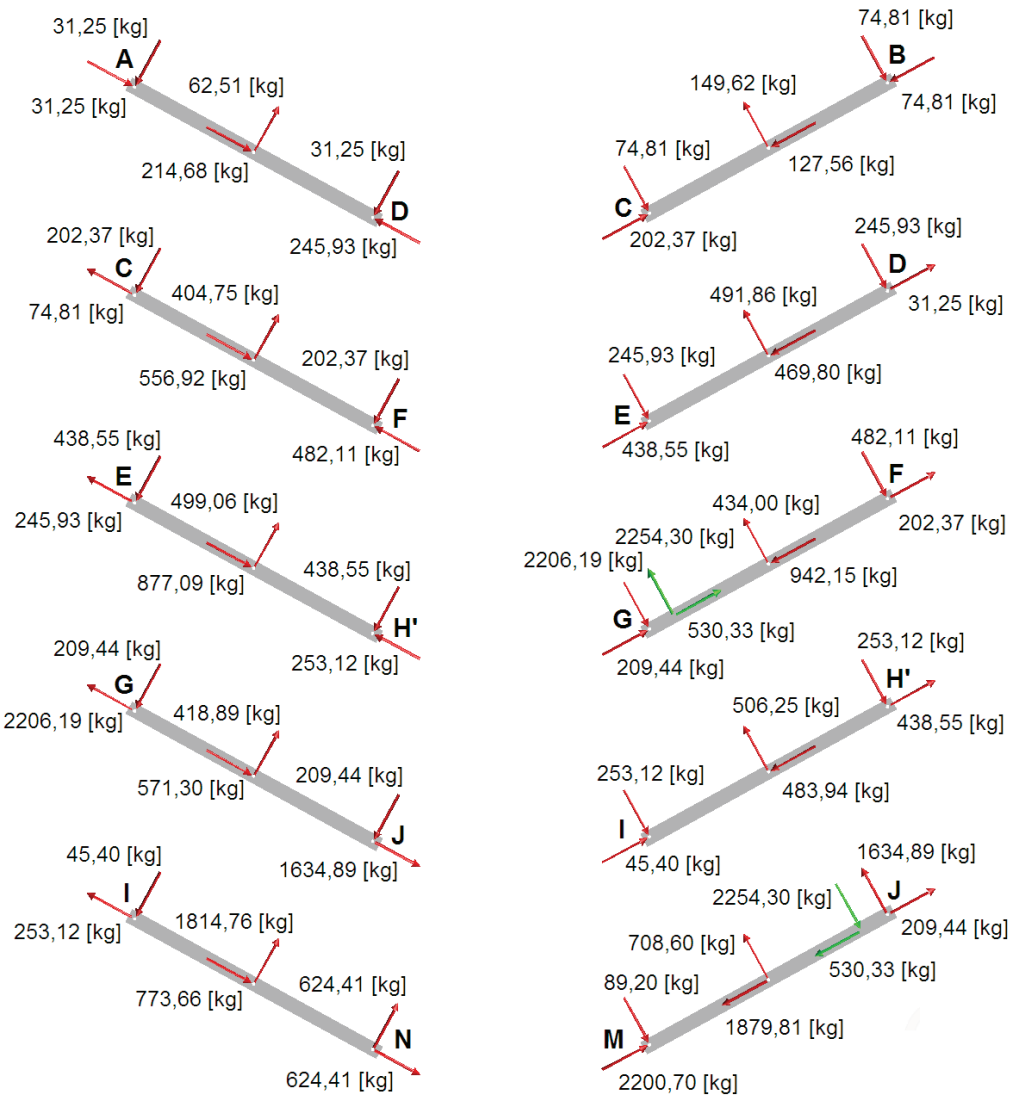


Figura 3.20 Resumen de cargas al final del movimiento

Fuente: Propia

Como se puede ver en el resumen de las reacciones radiales y axiales, las barras que soportan el pistón son las que están sometidas a mayor esfuerzo; de igual manera en el punto O3 se concentra la mayor cantidad de carga axial por lo que el diseño se basa en dichas barras.

3.4.10 SELECCIÓN DEL PERFIL DE LOS MIEMBROS DEL ELEVADOR

3.4.10.1 Cálculo de esfuerzos barra 6

En esta sección, se procede a determinar los esfuerzos máximos que intervienen en los miembros críticos del elevador. La Figura 3.21 muestra los diagramas de fuerza cortante y momento flector de la barra 6.

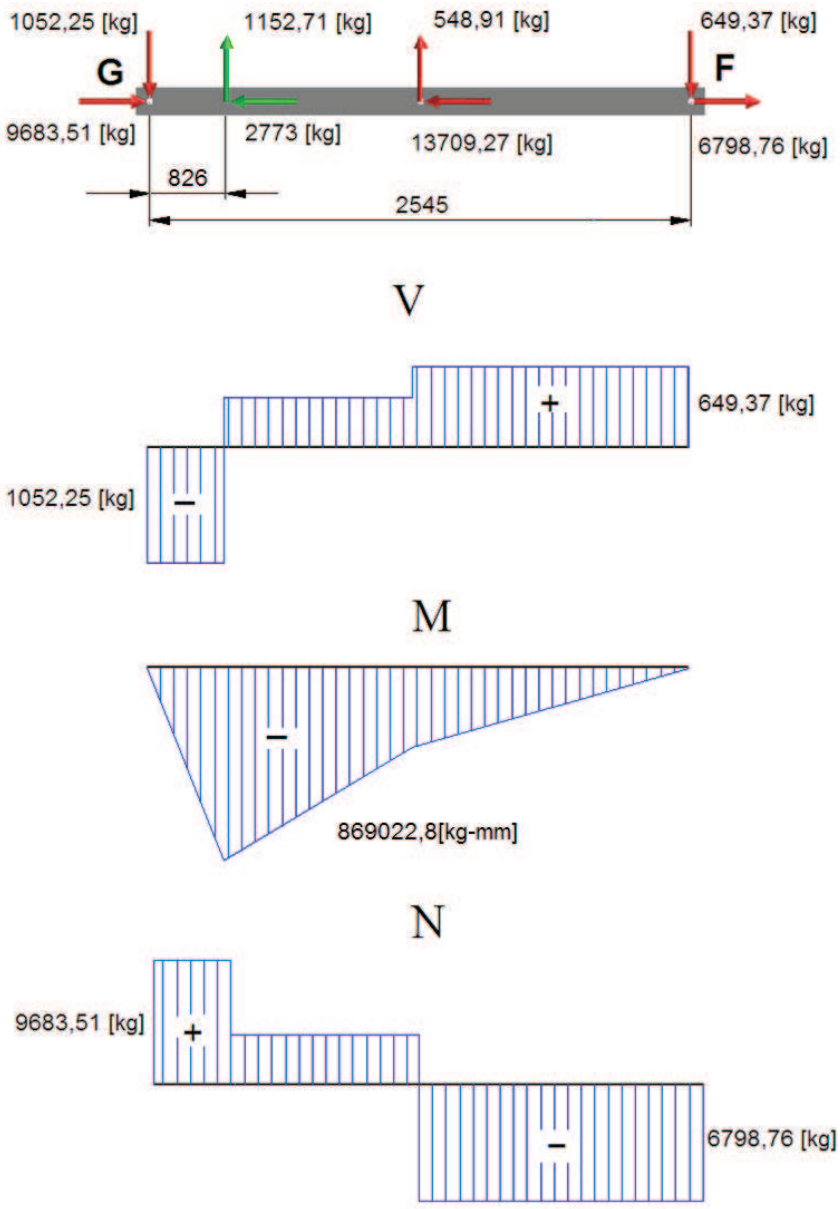


Figura 3.21 Diagrama de cortante, momento flector y normal de la barra 6

Fuente: Propia

El máximo Momento que soporta la barra, está ubicado en el apoyo del cilindro por lo que, se usará este valor para el diseño de la barra.

$M = 1052{,}25[kg](826[mm]) = 869022{,}8[kg - mm]$

Realizando un cambio de unidades al sistema inglés se tiene:

$M = 75269.69[\, lb - pulg]$

La mayor componente axial que actúa sobre la barra es:

$N = 9683{,}51[kg]$

Realizando un cambio de unidades al sistema inglés se tiene:

$N = 21303.72\ [lb]$

Las propiedades mecánicas del acero A-36 a utilizarse para los perfiles estructurales del elevador se detallan en la Tabla 3.2 .

Tabla 3.2 Tabla Datos de propiedades del acero ASTM A 36

PROPIEDAD	VALOR	UNIDADES
Densidad	7850	Kg/m^3
Límite de fluencia	32-36 (250-280)	Ksi (MPa)
Resistencia a la tensión	58 – 80(400-550)	Ksi(MPa)
Módulo de elasticidad	29 000	Ksi
% de elongación mínimo	20 (8”)	%
Punto de fusión	1538	°C

Fuente: ASTM Standard
Elaboración: CASILLAS - ESTACIO.

$$[\sigma] = \frac{Sy}{F.S} \tag{3.18}$$

$$[\sigma] = \frac{36\ [KSI]}{1.5}$$

$$[\sigma] = 24\ [KSI]$$

Usando el principio de superposición, el esfuerzo real es la sumatoria de los esfuerzos de flexión, tracción y compresión que afectan la barra, por lo que:

$$\sigma = \sigma_F + \sigma_{t-c} \tag{3.19}$$

$$\sigma = \frac{M}{Z} + \frac{N}{A}$$

Siendo Z el módulo de sección igual a:

$$Z = \frac{I}{c} \tag{3.20}$$

Para el diseño:

$$[\sigma] \geq \sigma \tag{3.21}$$

Del manual AISC, se selecciona un perfil tubular rectangular 5x3x1/4 que tiene los siguientes datos:

Z= 4,52 [pulg^3]

A= 3,59 [pulg^2]

P/l= 12,21 [lb/pie] = 18,2 [kg/m] peso de la barra por unidad de longitud

$$Pb = P/l(L) \tag{3.22}$$

$Pb = 18{,}2[kg/m](2{,}545[m])$

$Pb = 46[kg]$

De la ecuación (3.12)

$$\sigma = \frac{75269{,}69\ [lb - pulg]}{4{,}52\ [pulg^3]} + \frac{21303{,}72[\ lb]}{3{,}59\ [pulg^3]}$$

$\sigma = 22{,}6\ \ [KSI]$

Se puede ver el valor real del esfuerzo es menor al esfuerzo admisible por lo que el peso asumido de 46 kg de las barras es el correcto.

3.4.10.2 Cálculo de esfuerzos barra 10

El máximo Momento que soporta la barra, se ubica en el apoyo del cilindro por lo que, usará este valor para el diseño de la barra (Figura 3.22).

Realizando un cambio de unidades al sistema inglés se tiene:

$M = 788059[kg - mm] = \ 68257{,}08\ [lb - pulg]$

$N = 8454{,}19[kg] = \ 18599{,}22\ [lb]$

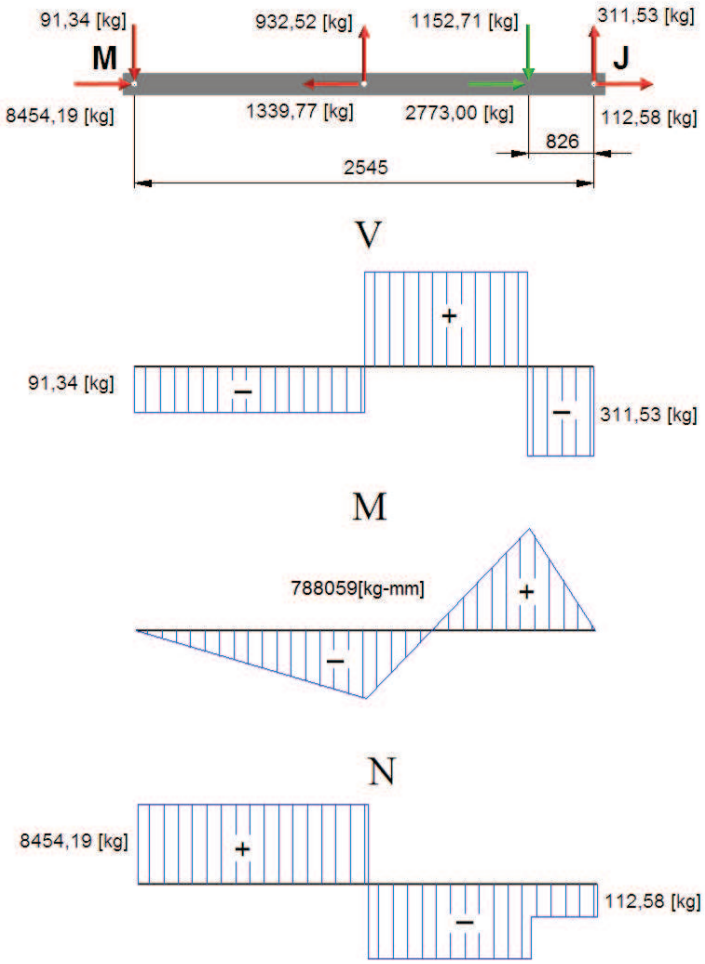


Figura 3.22 Diagrama de cortante, momento flector y normal de la barra 10

Fuente: Propia

Se utiliza un acero estructural A-36, que posee un Sy= 36 [ksi]. Utilizando un factor de seguridad de 1,5 se tiene

$$[\sigma] = \frac{Sy}{F.S}$$

$$[\sigma] = \frac{36\ [KSI]}{1.5}$$

$$[\sigma] = 24\ [KSI]$$

El esfuerzo real es la sumatoria de los esfuerzos de flexión, tracción y compresión que afectan la barra por lo que:

$$\sigma = \sigma_F + \sigma_{t-c}$$

$$\sigma = \sigma_F + \sigma_{t-c}$$

$$\sigma = \frac{M}{Z} + \frac{N}{A}$$

Siendo Z el módulo de sección igual a:

$$Z = \frac{I}{c}$$

Para el diseño,

$$[\sigma] \geq \sigma$$

Del manual AISC, se selecciona un perfil tubular rectangular 5”x3”x1/4” que tiene los siguientes características:

Z= 4,52 [pulg^3]

A= 3,59 [pulg^2]

P/l= 12,21 [lb/pie] = 18,2 [kg/m]

De la ecuación (3.12)

$$\sigma = \frac{68257{,}08\ [lb - pulg]}{4{,}52\ [pulg^3]} + \frac{18599.21\ [lb]}{4{,}52\ [pulg^2]}$$

$$\sigma = 22{,}281\ [KSI]$$

Se puede determinar que el perfil a utilizar debido a las cargas en la barra 6 es un perfil estructural A-36 5x3x1/4

3.4.11 DISEÑO DE LOS PASADORES

Como se puede visualizar, en lo que concierne a los pasadores del centro del elevador tipo tijera, el punto más crítico es O_3, donde la carga axial llega a un valor de 13709,27 [kg] por lo que para el diseño se considera dicha carga.

Otra consideración es que, los mismos se encuentran sometidos a esfuerzos de corte y además; se tomará un factor de seguridad de 4 que es el adecuado para este tipo de diseño.[11]

Se utiliza un Acero AISI 4340, que es un acero al molibdeno más cromo y níquel. El molibdeno tiene una solubilidad limitada y es un buen formador de carburos. Ejerce un fuerte efecto sobre la templabilidad y de manera semejante al cromo, aumenta la dureza y resistencia a alta temperatura de los aceros.

Menos susceptibles al fragilizado debido al revenido que los demás aceros aleados para maquinaria. Al combinarse con níquel y cromo soporta altas exigencias de resistencia y tenacidad en secciones grandes. Su contenido de níquel le da más templabilidad, lo mismo que la resistencia en caliente.

El acero AISI 4340 combina alta resistencia mecánica con buena tenacidad. Este acero en forma estándar es suministrado bonificado, por lo que no se requeriría luego un tratamiento térmico, sin embargo, si se desea mejores propiedades, puede ser templado al aceite. Es susceptible de temple por inducción y también puede someterse a tratamiento de nitrurado.

[11] American Institute of Steel Construction, Inc, Load and Resistance Factor Design Volumen I, Segunda edición, Pag.6-415

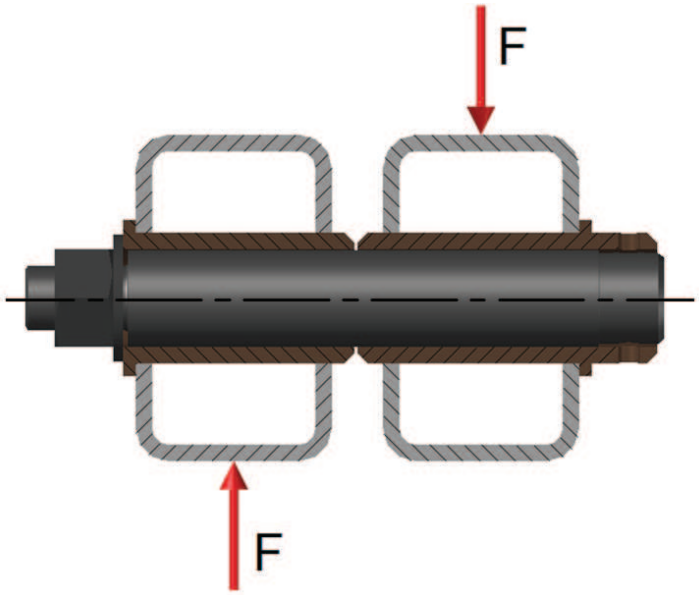


Figura 3.23 Representación pasadores a corte

Fuente: Propia

La Figura 3.23 muestra la representación del pasador que se encuentra sometido a corte a través de la fuerza F.

La Tabla 3.3 y la Tabla 3.4 detallan las propiedades del acero AISI 4340 a utilizarse como material base para el diseño de los pasadores del elevador.

Tabla 3.3 Propiedades Mecánicas del acero AISI 4340

PROPIEDAD	VALOR	UNIDADES
Resistencia a la Tracción	90 – 110	kg/mm^2
Esfuerzo de fluencia	70	kg/mm^2
Elongación,	min 12	%
Reducción de área,	min 45	%
Resistencia al impacto	Aprox. 20	J
Dureza	270 – 330	HB

Fuente: AISC Standard
Elaboración: CASILLAS - ESTACIO.

Tabla 3.4 Propiedades Físicas del acero AISI 4340

PROPIEDAD	VALOR	UNIDADES
Módulo de elasticidad	210000	[N/mm^2]
Densidad	7,84	[g/cm^3]
Conductividad térmica	37,7	[W/m·K]
Calor específico	0,46	[J/g·K]

Fuente: AISC standard
Elaboración: CASILLAS - ESTACIO.

Por lo tanto; el esfuerzo admisible viene dado por la siguiente fórmula:

$$\tau = \frac{S_{su}}{F.S} \tag{3.23}$$

$$S_{su} = 0.75S_u \tag{3.24}$$

$$\tau = \frac{0.75S_u}{F.S}$$

$$\tau = \frac{0.75(100\ [kg/mm^2])}{4}$$

$$\tau = 18.75\ [kg/mm^2]$$

El esfuerzo real se lo obtiene de la Tabla 3.5.

$$\tau = \frac{4V}{3A} \tag{3.25}$$

$$18{,}75 = \frac{4(13709{,}27[kg])}{3A}$$

$$d = 35{,}23\ [mm]$$

El diámetro normalizado inmediato para el pasador es de 40 [mm] por lo que se decide seleccionar un pasador con dicho diámetro.

Tabla 3.5 Esfuerzos cortantes para diferentes secciones[12]

Forma de la viga	Fórmula	Forma de la viga	Fórmula
Rectangular	$\tau_{max} = \frac{3V}{2A}$	Tubo de pared delgada	$\tau_{max} = \frac{2V}{A}$
Circular	$\tau_{max} = \frac{4V}{3A}$	Viga estructural I (pared delgada)	$\tau_{max} \doteq \frac{V}{A_{web}}$

Fuente: Shigley, Mechanical Engineering Design, 9na edición, pag 97
Elaboración: CASILLAS - ESTACIO.

3.4.12 DISEÑO DE LOS PASADORES EN LOS VÉRTICES DEL ELEVADOR

El resumen de cargas indica que, la mayor carga cortante se ejerce en el punto G, cuyo valor es 9802.62 kg por lo que se considera este valor para el diseño de los pasadores en los extremos del elevador.

Por lo tanto; el esfuerzo admisible viene dado por la siguiente fórmula:

$$\tau = \frac{S_{su}}{F.S}$$

$$S_{su} = 0.75S_u$$

$$\tau = \frac{0{,}75S_u}{F.S}$$

$$\tau = \frac{0{,}75(100\ [kg/mm^2])}{4}$$

$$\tau = 18{,}75\ [kg/mm^2]$$

[12] Shigley, Mechanical Engineering Design, 9na edición, pag 97

$$\tau = \frac{4V}{3A}$$

$$18{,}75 = \frac{4(9802{,}62[kg])}{3A}$$

$$d = 30\ [mm]$$

3.4.13 DISEÑO DEL BOCÍN

Para el diseño de los bocines se considera al bocín como un tubo de sección circular, que se encuentra sometido a cargas de aplastamiento, esto debido a que el bocín se encuentra divido en dos partes, uno para cada miembro estructural del elevador.

Estos bocines permiten que, los miembros estructurales que conforman los brazos del elevador se encuentren distanciados en 20 mm, haciendo las veces de un separador que evita que las tijeras se lleguen a unir entre caras y evitan que el bocín se encuentre sometido a cargas de corte.

El material a utilizar es bronce fosfórico SAE 40 que posee un Sy= 15 [kg/mm^2].

La Tabla 3.6 muestra las propiedades físicas de este tipo de aceros.

Tabla 3.6 Propiedades físicas bronce fosfórico SAE 40

PROPIEDADES FÍSICAS BRONCE FOSFÓRICO SAE 40		
BRINELL	60 10/1000/30	70 70/1000/30
ESFUERZO DE TORSIÓN	1700 kg/cm2	200 kg/cm2
ESFUERZO CORTANTE	900 kg/cm2	1320 kg/cm2
ESFUERZO DE TENSIÓN	2000 kg/cm2	2500 kg/cm2
ESFUERZO DE COMPRESIÓN	3900 kg/cm2	4800 kg/cm2
PESO ESPECIFICO	8.83	
DENSIDAD	8.84 g/cm2 a 20C	8.84 g/cm2 a 20C
CONDUCTIVIDAD ELÉCTRICA	0.087 ms/cm	
RESISTENCIA ELÉCTRICA	11.49 mohm cm	
CONDUCTIVIDAD TÉRMICA	72w/mok	
PERMEABILIDAD MAGNÉTICA	1	

Fuente: http://www.broncesfranco.com/bronce/40.html
Elaboración: CASILLAS - ESTACIO.

La Figura 3.24, muestra un esquema de las cargas que intervienen en el bocín. La carga máxima a la que está sometido el bocín es la carga crítica en el nodo O3 por lo que se considera la carga de 13709.27 [kg] para el análisis.

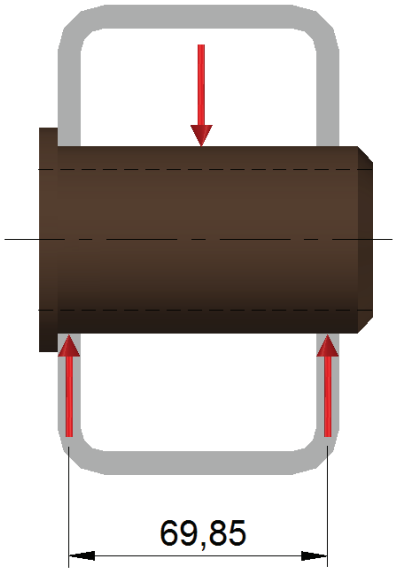


Figura 3.24 Representación cargas aplastamiento en el bocín

Fuente: PROPIA

$$\sigma_{ap} = \frac{F}{A_{ap}} \tag{3.26}$$

$$A_{ap} = d \times D \tag{3.27}$$

$$A_{ap} = 38{,}1[mm](50{,}8\ [mm])$$

$$A_{ap} = 1935{,}48[mm^2]$$

$$\sigma_{ap} = \frac{F}{A_{ap}}$$

$$\sigma_{ap} = \frac{13709{,}27}{1935{,}48}\left[\frac{kg}{mm^2}\right]$$

$$\sigma_{ap} = 7{,}08\left[\frac{kg}{mm^2}\right]$$

$$F.S. = \frac{S_y}{\sigma_{ap}} = 2{,}1 \tag{3.28}$$

3.4.14 DISEÑO DEL EJE QUE SOPORTA EL PISTÓN

El eje que soporta el cilindro es, el que une las dos tijeras tanto en la barra 6 como en la barra 10. Para el diseño se considera al eje como una barra de sección circular con apoyo simple en los extremos que, se encuentra sometido a cargas de flexión. Se utiliza un acero AISI 4340.

El diagrama de fuerza cortante y momento flector para el eje se muestra en la Figura 3.25

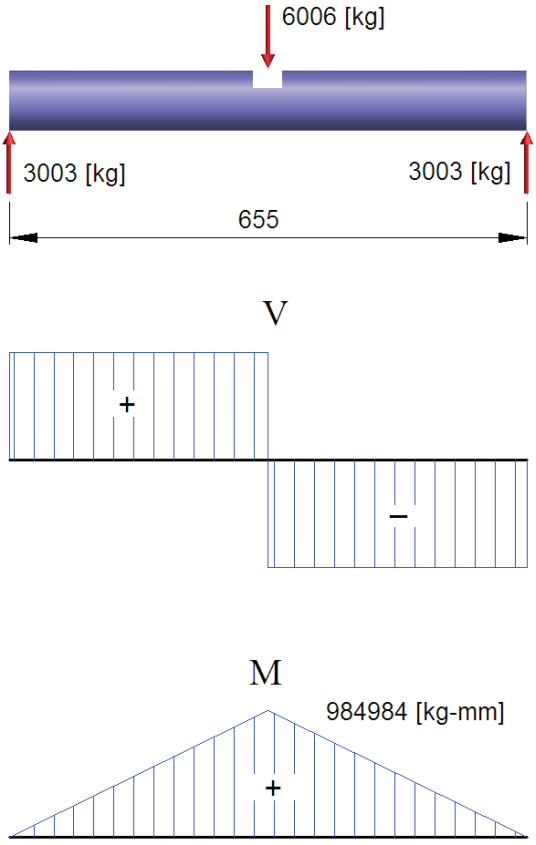


Figura 3.25 Diagrama Momento Flector Eje soporta cilindro

FUENTE: Propia

Para la determinación de la longitud del eje que soporta el cilindro, se considera que la distancia entre caras externas de los perfiles de las tijeras no debe exceder los 1000 mm por consiguiente, la longitud del eje es de 655,2 mm.

Otra de las consideraciones a hacer es acerca de la fuerza del pistón. El calculado de la fuerza de pistón para una tijera es de 3003 kg, pero como en la

realidad se usa un par de tijera el valor del pistón se duplica a 6006 kg. Tomando en cuenta estas consideraciones se tiene:

$$[\sigma] = \frac{Sy}{F.S}$$

$$[\sigma] = \frac{70\ \left[\frac{kg}{mm^2}\right]}{2}$$

$$[\sigma] = 35\ \left[\frac{kg}{mm^2}\right]$$

$$\sigma = \frac{M}{Z}$$

Si

$$Z = \frac{\pi \times d^3}{32} \tag{3.29}$$

$$[\sigma] \geq \sigma$$

$$[\sigma] = \frac{M}{\frac{\pi \times d^3}{32}}$$

$$35\ \left[\frac{kg}{mm^2}\right] = \frac{984984\ \left[\frac{kg}{mm^2}\right]}{\frac{\pi \times d^3}{32}}$$

Despejando d se tiene que el diámetro para el eje que soporta el cilindro es de d=70 $[mm]$

3.4.15 DISEÑO DE LA MÉNSULA DEL EJE PORTA CILINDRO

El cilindro va a ser ubicado en las barras 6 y 10 se va a diseñar una ménsula que soporte dicho cilindro para ello, la Figura 3.26 detalla la ubicación de la ménsula en el elevador así como sus variables.

$D = 200\ [mm]$

$d = 70\ [mm]$

$t = ?$

El material a utilizarse es un acero estructural A-36 cuyo que tiene un Sy= 25,3 [kg/mm^2], con un Factor de Seguridad de 2 se tiene:

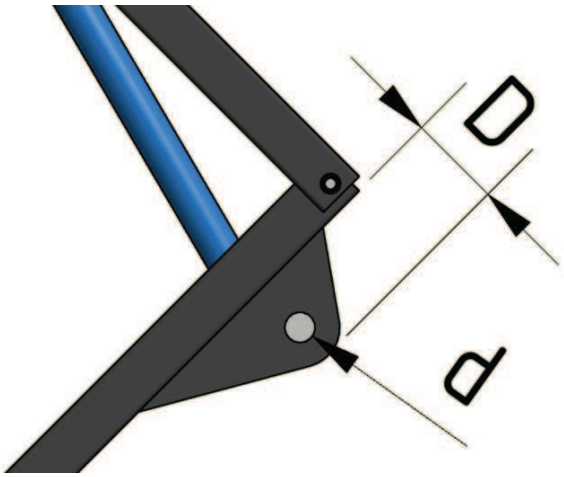


Figura 3.26 Esquema posición ménsula que soporta el eje del pistón

FUENTE: Propia

$$[\sigma] = \frac{Sy}{F.S}$$

$$[\sigma] = \frac{25{,}3\ \left[\frac{kg}{mm^2}\right]}{2}$$

$$[\sigma] = 12{,}65\ \left[\frac{kg}{mm^2}\right]$$

Al ser un componente sometido a tensión el esfuerzo real es:

$$\sigma = \frac{F}{A} \tag{3.30}$$

$$\sigma = \frac{F}{(D-d)t}$$

$$12{,}65 \ \left[\frac{kg}{mm^2}\right] = \frac{6006\ kg}{(200-70)t}$$

Despejando se obtiene:

$t = 3{,}6\ [mm]$

Se utiliza una plancha de espesor 6 [mm] por mayor seguridad y por la facilidad de obtenerla en el mercado.

$\mathrm{t} = 6\ [\mathrm{mm}]$

3.4.15.1 Diseño de la soldadura

Se va a proceder con el diseño de la soldadura de la ménsula que soportara el eje donde irá apoyado el cilindro. Para el diseño se toma en cuenta lo siguiente.

Se va a utilizar un electrodo de arco revestido E60XX cuyas características se muestran en la Tabla 3.7.

Tabla 3.7 Propiedades mecánicas Electrodo E60XX

PROPIEDAD	VALOR	UNIDAD
Resistencia a la tensión	60 (414)	Ksi (MPa)
Límite elástico	48 (331)	Ksi (MPa)
Elongación en 50 mm	22	%
V-Notch – 29°C	27	Joules

Fuente: AWS A5.1
Elaboración: CASILLAS - ESTACIO.

Para el cálculo de la soldadura de la ménsula que soporta el eje en donde se apoya el cilindro hidráulico, se considera que se encuentra sometido a efecto de momento por lo que, se procede a calcular el esfuerzo cortante máximo considerando las condiciones de carga que se muestra en la Figura 3.27

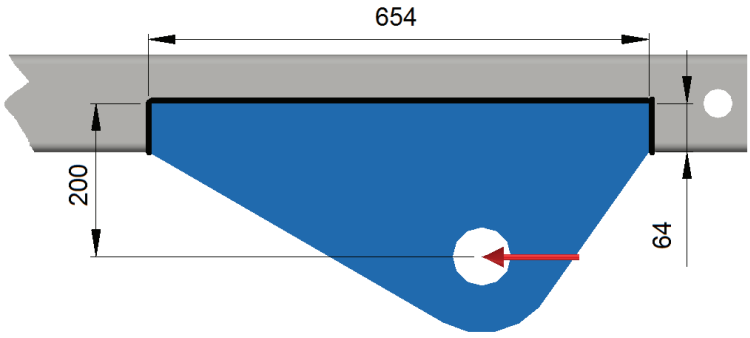


Figura 3.27 Representación soldadura ménsula del eje que soporta el cilindro

Fuente: Propia

Se localiza el centroide del grupo de juntas.

$$\bar{y} = \frac{\mathrm{b}^2}{2\mathrm{b} + \mathrm{d}} \tag{3.31}$$

$$\bar{y} = \frac{(63[mm])^2}{2 \times 63[mm] + 654[mm]} = 5{,}08\ [mm]$$

$$\bar{x} = \frac{d}{2} = \frac{654[mm]}{2} = 327\ [mm] \tag{3.32}$$

El momento torsional de reacción es de:

$$M = V \times x \tag{3.33}$$

$$M = (2847{,}56[kg])(200\ [mm] - 5{,}08\ [mm])$$

$$M = 555022\ [kg - mm]$$

El momento polar de inercia unitario es:

$$J_u = \frac{8b^3 + 6bd^2 + d^3}{12} - \frac{b^4}{2b + d} \tag{3.34}$$

$$J_u = \frac{8 \times (63[mm])^3 + 6 \times 63[mm] \times (654[mm])^2 + (654[mm])^3}{12} - \frac{(63[mm])^4}{2 \times 63[mm] + 654[mm]}$$

$$J_u = 36930078[mm^3]$$

Entonces, el momento de inercia basado en la garganta es:

$$J = 0{,}707 h J_u \tag{3.35}$$

$$J = 0{,}707 \times 3{,}6\ [mm] \times 36930078[mm^3]$$

$$J = 93994434[mm^4]$$

Se tiene que el área de garganta para las juntas de una placa es:

$$A = 0{,}707h(2b + d) = 0{,}707 \times 3{,}6[mm] \times (2 \times 63[mm] + 654[mm]) \tag{3.36}$$

$$A = 1985{,}26[mm^2]$$

El esfuerzo cortante primario es:

$$\tau_x^{'} = \frac{V}{A} \tag{3.37}$$

$$\tau_x^{'} = \frac{2847{,}56[kg]}{1985{,}26[mm^2]} = 1{,}43\left[\frac{kg}{mm^2}\right]$$

Las componentes del esfuerzo secundario son:

$$\tau_y^{''} = \frac{Mr_x}{J} \tag{3.38a}$$

$$\tau_y^{''} = \frac{555022\ [kg - mm] \times 327[mm]}{93994434[mm^4]} = 1{,}93\left[\frac{kg}{mm^2}\right]$$

$$\tau_x^{''} = \frac{Mr_y}{J} \tag{3.38b}$$

$$\tau_x^{''} = \frac{555022\ [kg - mm] \times (200[mm] - 5{,}08[mm])}{93994434[mm^4]} = 1{,}15\left[\frac{kg}{mm^2}\right]$$

Estas componentes se combinan para obtener los esfuerzos máximos en las esquinas A y B.

$$\tau = \sqrt{\tau_y^2 + \tau_x^2} \tag{3.39}$$

$$\tau = \sqrt{\left(1{,}93\left[\frac{kg}{mm^2}\right]\right)^2 + \left(1{,}15\left[\frac{kg}{mm^2}\right] + 1{,}43\left[\frac{kg}{mm^2}\right]\right)^2} = 3{,}2\left[\frac{kg}{mm^2}\right]$$

El acero a utilizar es A-36 junto con el electrodo E60XX cuyas resistencias son las siguientes:

$$s_u = 42\ \left[\frac{kg}{mm^2}\right]$$

$$s_y = 25{,}36\ \left[\frac{kg}{mm^2}\right]$$

Con un factor de seguridad igual a 1,5 el esfuerzo admisible viene dado por

$$F.S = \frac{0{,}75 \times s_u}{\tau} = \frac{31.7\left[\frac{kg}{mm^2}\right]}{3{,}2\left[\frac{kg}{mm^2}\right]}$$

$$F.S = 10$$

Comparando

$$[\tau] \geq \tau \tag{3.40}$$

3.4.16 DISEÑO DE LA MÉNSULA MACHO EN EL EJE PORTA CILINDRO HIDRÁULICO

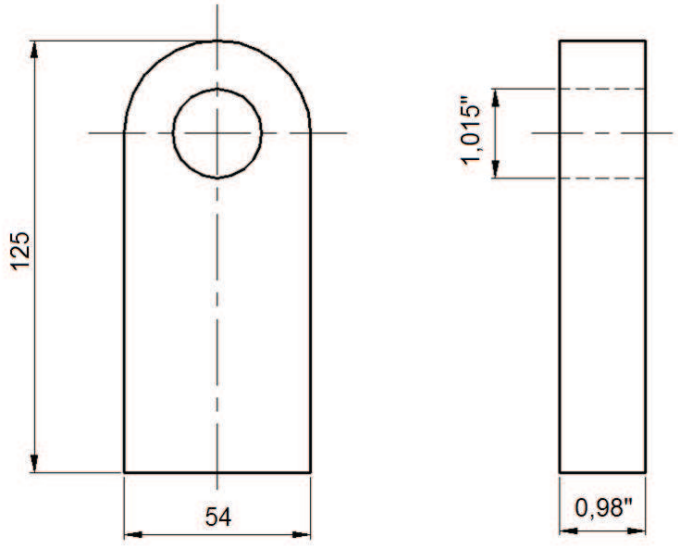


Figura 3.28 Dimensiones de la ménsula macho eje porta cilindro

Fuente: Propia.

Se debe considerar que, las dimensiones de la ménsula hembra que viene acoplado al cilindro como de la ménsula macho, vienen ya estandarizadas para el tipo de cilindro que se va a seleccionar, las dimensiones de la ménsula macho son las siguientes:

D= 2,125 *[pulg]* = 54 *[mm]*

d= 1,015 *[pulg]* = 25,78 *[mm]*

t= 1 *[pulg]* = 25,4 mm

Igual que en los diseños anteriores, se utiliza un acero estructural A-36 cuyas propiedades mecánicas se detallan en la Tabla 3.2.

$Sy = 25{,}36\ kg/mm^2$

El esfuerzo generado en la ménsula viene dado por la siguiente expresión.

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

$$\sigma = \frac{F}{(D-d) \times t}$$

$$\sigma = \frac{6006\ [kg]}{(54 - 25{,}78) \times 25.4}$$

$$\sigma = 8{,}37\ \left[\frac{kg}{mm^2}\right]$$

Si se compara el esfuerzo real obtenido con el Sy del acero A-36 se tiene:

$$FS = \frac{Sy}{\sigma}$$

$$FS = \frac{25{,}36\ \left[\frac{kg}{mm^2}\right]}{8{,}37\ \left[\frac{kg}{mm^2}\right]}$$

$$FS = 3$$

Análisis por corte:

$$\tau = \frac{F}{D \times t}$$

$$\tau = \frac{6006\ [kg]}{54 \times 25{,}4\ [mm^2]}$$

$$\tau = 4{,}37\ \left[\frac{kg}{mm^2}\right]$$

El esfuerzo cortante admisible es admisible es:

$$F.S = \frac{0{,}75 \times 35{,}23}{4{,}37}$$

$$F.S = 6$$

Por lo que la ménsula cumple los requisitos de seguridad necesarios.

3.4.16.1 Diseño de la ménsula en el eje que soporta el pistón

Para el cálculo de la resistencia de la soldadura de la ménsula se observa en la Figura 3.29, como se encuentra aplicada la carga en la misma; existen cargas tanto de tracción como de corte por lo que, para el cálculo de la soldadura, se tiene:

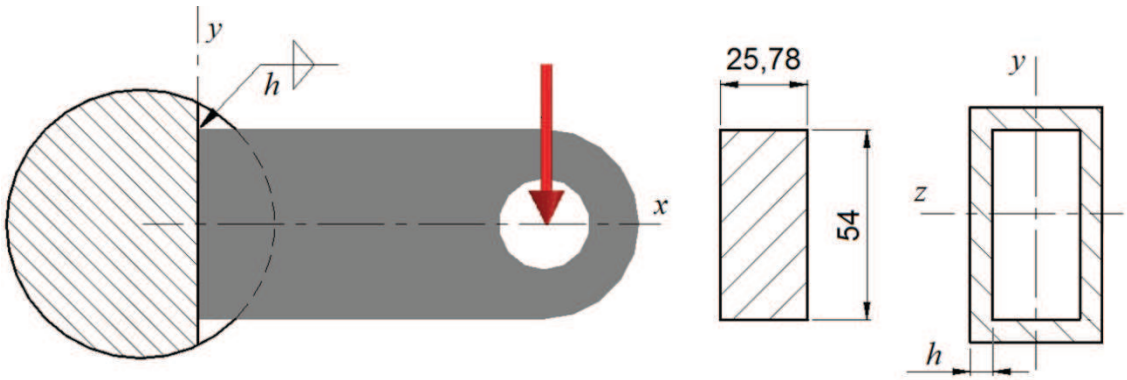


Figura 3.29 Soldadura ménsula del eje que soporta el cilindro

Fuente: PROPIA

$$M = xFp_x$$

$$M = 1219\ [kg](36{,}5\ [mm])$$

$$M = 444933{,}5\ [kg - mm]$$

$$M = 38537{,}5[\ lb - pulg]$$

Al existir esfuerzos tanto de tracción como de corte, el esfuerzo real va a ser la suma de los dos esfuerzos generados.

$$\sigma = \frac{F_y}{A} + \frac{Mc}{I} \tag{3.41}$$

De la tabla 9-2 de Shigley se tiene: ver Anexo I

$$A = 1{,}414h(b + d) \tag{3.42}$$

$$I_u = \frac{d^2}{6} \times (3b + d) \tag{3.43}$$

Donde:

b= 1 $[pulg]$

d= 2,125 $[pulg]$

c= 1,0625 $[pulg]$

$$\sigma = \frac{F_y}{1{,}414h(b+d)} + \frac{Mc}{0{,}707 \times h \times I_u}$$

Con un valor de h= 6$[mm]$=0,23 $[pulg]$ se tiene:

$$\sigma = \frac{1969 \times 2.2\ lb}{1{,}414 \times 0{,}23\ (1+2{,}125)\ pulg^2} +$$

$$+ \frac{38537{,}5\ [lb-pulg] \times 1{,}0625\ [pulg]}{0{,}707 \times 0{,}23 \times \frac{(2{,}125)^2}{6} \times (3 \times 1 + 2{,}125)[pulg^4]}$$

$$\sigma = 4150{,}032\ [psi] + 63564{,}56\ [psi]$$

$$\sigma = 67714{,}59[\ psi]$$

$$\tau_{xy} = \frac{F_x}{A}$$

$$\tau_{xy} = \frac{1219 \times 2{,}2[\ lb]}{1{,}414 \times 0{,}23\ (1+2{,}125)\ [pulg^2]}$$

$$\tau_{xy} = 2683{,}76\ [psi]$$

Calculando el esfuerzo de Von Mises

$$\sigma' = \sqrt{\sigma^2 + 3{\tau_{xy}}^2} \qquad (3.44)$$

$$\sigma' = \sqrt{67714{,}59\ ^2 + 3 * 2638{,}75^2}$$

$$\sigma' = 67765{,}99\ [psi]$$

Se utiliza para la soldadura electrodos E60XX al igual que un acero AISI 4340 cuyas propiedades se encuentran detalladas en la Tabla 3.3 y Tabla 3.4 respectivamente por lo tanto se tiene:

$Sy = 100\ [kpsi]$

Calculando el factor de seguridad se tiene

$$F.S. = \frac{Sy}{\sigma'}$$

$$F.S. = \frac{10000\ [psi]}{67765{,}99\ [psi]}$$

$F.S. = 1.5$

Por lo que el valor de h=0,23$[pulg]$ asumido cumple con los requerimientos de diseño.

3.4.17 DISEÑO DE LA CANASTILLA

Para el diseño de la viga principal, se considera que la fuerza ejercida sobre el perfil es la carga total de elevación, como se puede visualizar en la Figura 3.30. Se considera al perfil como una viga simplemente apoyada sometida a flexión, el diseño de este perfil va a determinar la estructura base por donde va a pasar la rueda de desplazamiento de uno de los brazos del elevador.

Por efectos de geometría, se ha decidido añadir sobre el perfil elegido un perfil tubular de sección rectangular, el cual permite en primera instancia evitar el contacto entre la base de la plataforma y los brazos del elevador, en segunda instancia permite ser utilizado para el acople de la plancha base de la canastilla.

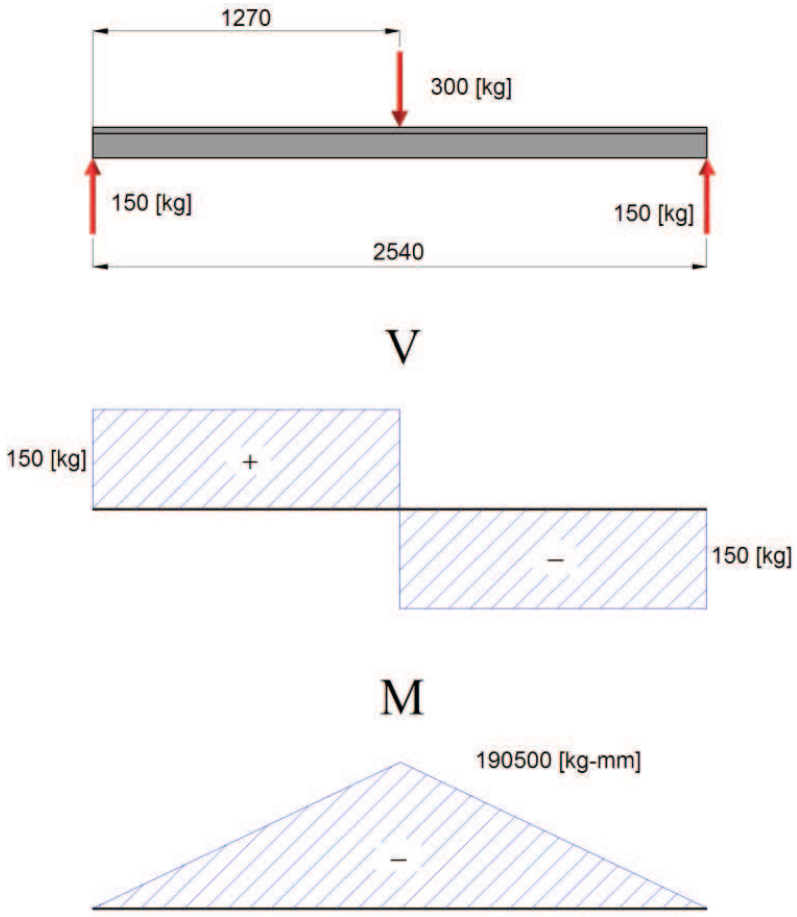


Figura 3.30 Diagrama Fuerza Cortante y Momento Flector viga canastilla

3.4.17.1 Selección del perfil

El material del perfil a seleccionar es un acero A-36 por ser una material comercial, las características geométricas propias del diseño requiere que el perfil a elegir sea un perfil del tipo “G”, ya que a través de este perfil se va a acoplar el mecanismo de rodamiento que permite el desplazamiento de los miembros libres del elevador, por requerimientos geométricos del diseño, se necesita un perfil rectangular como parte de la viga principal ubicados como se representa en la Figura 3.31.

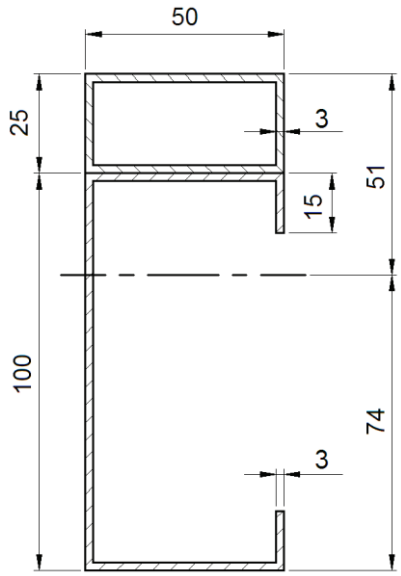


Figura 3.31 Sección transversal de la viga principal de la canastilla

Fuente: PROPIA

Se considera a los dos perfiles como una nueva sección para la cual se debe calcular el $\bar{y}$ nuevo para el conjunto, por lo que la ecuación 3.45 indica el método para encontrarlo.

$$\overline{y} = \frac{y_1 \times A_1 + y_2 \times A_2}{A_1 + A_2} \tag{3.45}$$

$$\overline{y} = \frac{50 \times 444 + 112{,}5 \times 284}{444 + 284}$$

$$\overline{y} = 74{,}4\ [mm]$$

El momento de inercia con respecto a x se calcula de la siguiente manera

$$I_{xx} = \sum \overline{I_x} + A \times d^2 \tag{3.46}$$

$$I_{xx} = 69{,}2\left[cm^4\right] + 4{,}44\left[cm^2\right] \times (2{,}44[cm])^2 + 2{,}8\left[cm^4\right] + 2{,}84\left[cm^2\right] \times (3{,}81[cm])^2$$

$$I_{xx} = 139{,}66\left[cm^4\right]$$

La viga está sometida compresión y tracción, por lo que se calculan los esfuerzos que ocurren en los extremos superior e inferior de la viga.

La distancia del eje neutro hacia el lugar donde se produce la tracción (parte inferior) es:

$$c_1 = \overline{y} = 74{,}2\ [mm] = 7{,}44\ [cm]$$

$$\sigma_1 = \frac{M_{máx} \times c_1}{I_{xx}}$$

$$\sigma_1 = \frac{19050[kg - cm] \times 7{,}44\ [cm]}{139{,}66\ [cm^4]}$$

$$\sigma_1 = 10{,}15 \left[\frac{kg}{mm^2}\right]$$

La distancia del eje neutro hacia el lugar donde se produce la compresión (parte superior) es:

$$c_2 = 125[mm] - \overline{y} = 50{,}8\ [mm] = 5{,}08\ [cm]$$

$$\sigma_2 = \frac{M_{máx} \times c_2}{I_{xx}}$$

$$\sigma_2 = \frac{19050[kg - cm] \times 5{,}06\ [cm]}{139{,}66[cm^4]}$$

$$\sigma_2 = 6{,}9 \left[\frac{kg}{mm^2}\right]$$

Para las vigas que se utilizarán se ha escogido un factor de seguridad de 2 y son del material acero A-36, cuyo esfuerzo admisible viene dado por:

$$[\sigma] = \frac{S_y}{F.S.}$$

$$[\sigma] = \frac{25{,}32 \left[\frac{kg}{mm^2}\right]}{2} = 12{,}7 \left[\frac{kg}{mm^2}\right]$$

Se concluye que las vigas seleccionadas soportan los esfuerzos aplicados en vista que estos son menores al esfuerzo admisible.

3.4.17.2 Diseño de la platina transversal de la canastilla

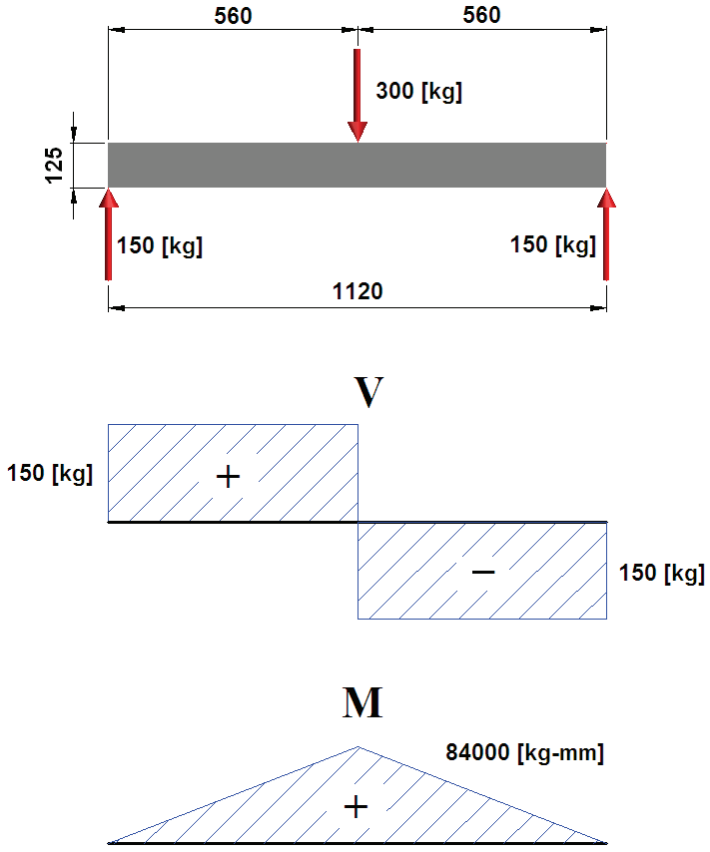


Figura 3.32 Fuerza cortante y momento flector platina transversal canastilla

Fuente: Propia

Como complemento de la base de la canastilla, a más de los perfiles tipo “G” por donde se desplaza la rueda que permite el la elevación de la canastilla, se utiliza platina de material A-36 que es suficiente para dar resistencia en la parte del ingreso a la canastilla.

Para el cálculo de está platina se considera que todo el peso de carga esté sobre ésta, además se conoce su longitud (ver Figura 3.32).

Otras de las consideraciones para el punto fijo superior del elevador no se va a realizar el diseño de una ménsula puesto que se utiliza el mismo perfil “G” como punto de articulación.

El módulo de sección para está platina viene dado por la fórmula:

$$Z = \frac{b \times h^2}{6} \tag{3.47}$$

Donde:

b = espesor de la platina

h = ancho de la platina

Para una platina de espesor 6 $[mm]$ que es comúnmente encontrada en el mercado, se tiene:

$$Z = \frac{6\ [mm](125\ [mm])^2}{6}$$

$$Z = 15625\ [mm^3]$$

El esfuerzo máximo admisible viene dado por la fórmula:

$$[\sigma] = \frac{S_y}{F.S.}$$

Para el acero A-36,

$$Sy = 25{,}32\left[\frac{kg}{mm^2}\right]$$

Si el esfuerzo de flexión real de la platina es:

$$\sigma = \frac{M}{Z}$$

Entonces:

$$\sigma = \frac{(84000)[kg - mm]}{15625[mm^3]}$$

$$\sigma = 5{,}4\left[\frac{kg}{mm^2}\right]$$

Calculando el factor de seguridad se tiene:

$$[\sigma] = \sigma$$

$$\frac{25{,}32\left[\frac{kg}{mm^2}\right]}{F.S.} = 5{,}4\left[\frac{kg}{mm^2}\right]$$

$$\boldsymbol{F.S. = 4,7}$$

Se concluye que la platina cumple con las condiciones de resistencia a la carga aplicada ya que el F.S. es mayor a la unidad $(\boldsymbol{F.S. \geq 1})$

3.4.17.3 Cálculo de la soldadura en la platina de la canastilla

Se considera a la platina como un voladizo unido a una columna mediante tres soldaduras de filete Figura 3.33.

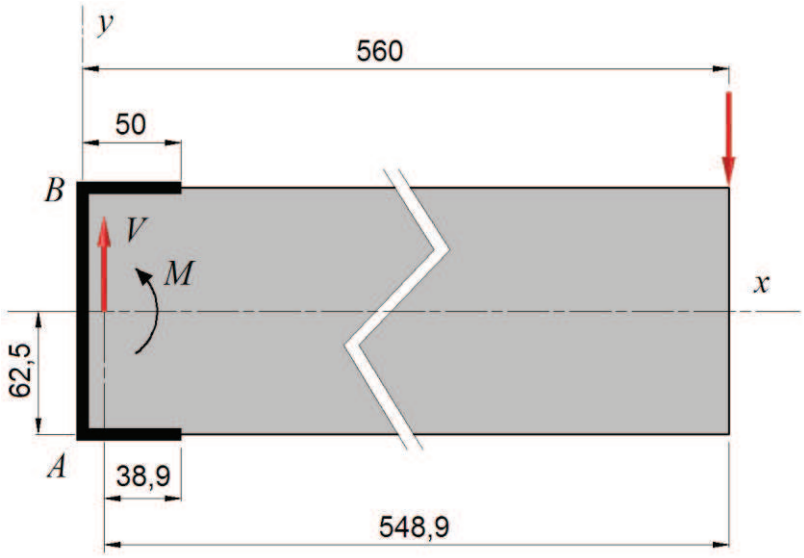


Figura 3.33 Detalle de la soldadura de la platina

Fuente: PROPIA

En esta disposición de los de los cordones de soldadura existe torsión.

Se localiza el centroide del grupo de juntas:

$$\bar{y} = \frac{b^2}{2b + d}$$

$$\bar{y} = \frac{(50[mm])^2}{2 \times 50[mm] + 125\ [mm]} = 11{,}1\ [mm]$$

$$\bar{x} = \frac{d^2}{2} = \frac{125[mm]}{2} = 62{,}5\ [mm]$$

El momento torsional de reacción es de:

$$M = V \times x$$

$$M = 150[kg] \times (548{,}9\ [mm]) = 82333{,}3[kg - mm]$$

$$M = 82333{,}3\ [kg - mm]$$

El momento polar de inercia unitario es:

$$J_u = \frac{8b^3 + 6bd^2 + d^3}{12} - \frac{b^4}{2b + d}$$

$$J_u = \frac{8 \times (50[mm])^3 + 6 \times 50[mm] \times (125[mm])^2 + (125[mm])^3}{12} -$$

$$- \frac{(50[mm])^4}{2 \times 50[mm] + 125[mm]}$$

$$J_u = 608941[mm^3]$$

Entonces, el momento de inercia basado en la garganta es:

$$J = 0{,}707 h J_u$$

$$J = 0{,}707 \times 6\ [mm] \times 608941[mm^3]$$

$$J = 2583128[mm^4]$$

Se tiene que el área de garganta para las juntas de una placa es:

$$A = 0{,}707h(2b + d) = 0{,}707 \times 6[mm] \times (2 \times 50[mm] + 125[mm])$$

$$A = 955[mm^2]$$

El esfuerzo cortante primario es:

$$\tau'_x = \frac{V}{A} = \frac{150[kg]}{955[mm^2]} = 0{,}16\left[\frac{kg}{mm^2}\right]$$

Las componentes del esfuerzo secundario son:

$$\tau''_x = \frac{Mr_x}{J} = \frac{82333{,}3\ [kg-mm]\times 62{,}5[mm]}{2583128[mm^4]} = 1{,}99\left[\frac{kg}{mm^2}\right]$$

$$\tau''_y = \frac{Mr_y}{J} = \frac{82333{,}3\ [kg-mm]\times (50-11{,}1)[mm]}{2583128[mm^4]} = 1{,}24\left[\frac{kg}{mm^2}\right]$$

Estas componentes se combinan para obtener los esfuerzos máximos en las esquinas A y B.

$$\tau = \sqrt{\tau_y^2+\tau_x^2} = \sqrt{\left(1{,}24\left[\frac{kg}{mm^2}\right]\right)^2+\left(0{,}16\left[\frac{kg}{mm^2}\right]+1{,}99\left[\frac{kg}{mm^2}\right]\right)^2} = 2{,}56\left[\frac{kg}{mm^2}\right]$$

El acero a utilizar es A-36 cuyas resistencias son las siguientes:

$$s_u = 56\ \left[\frac{kg}{mm^2}\right]$$

$$s_y = 25{,}36\ \left[\frac{kg}{mm^2}\right]$$

$$F.S. = \frac{0{,}75\times s_u}{\tau} = \frac{56\left[\frac{kg}{mm^2}\right]}{2{,}56} = 22\left[\frac{kg}{mm^2}\right]$$

Comparando,

$$[\tau] \geq \tau$$

Entonces la soldadura de platina cumple con las condiciones de resistencia

3.4.18 DISEÑO DEL DISPOSITIVO DE DESLIZAMIENTO

El dispositivo de deslizamiento es el encargado de permitir el movimiento lineal de los extremos superior e inferior del elevador, este dispositivo está conformado por una rueda y un pasador.

3.4.18.1 Diseño del pasador

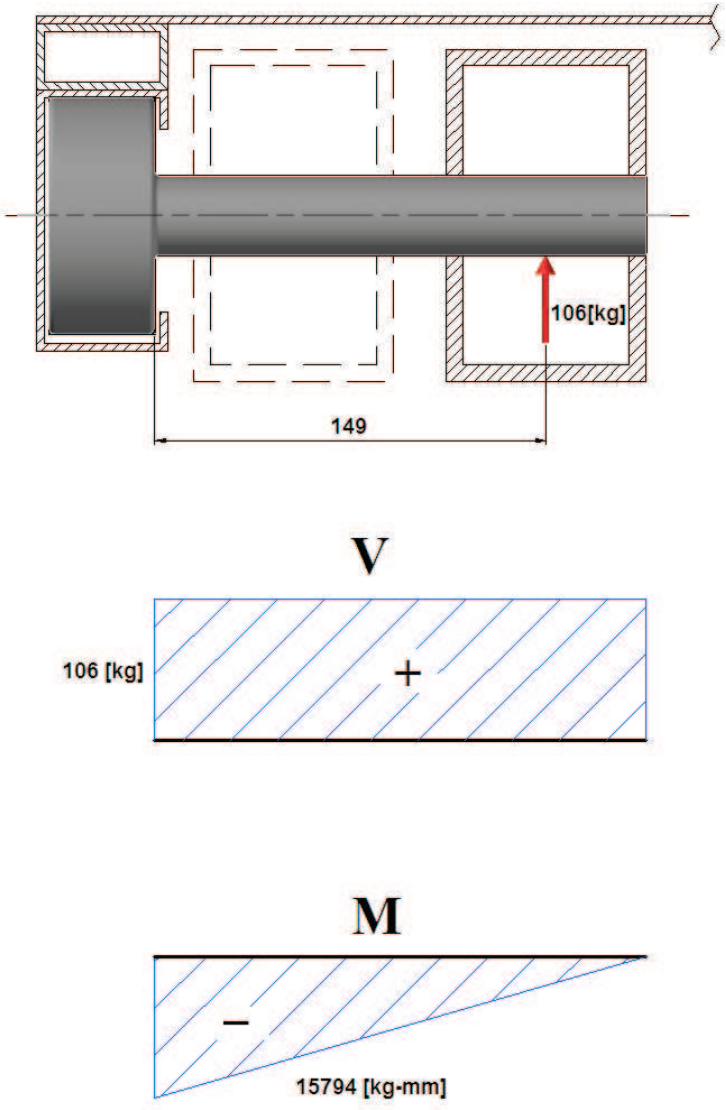


Figura 3.34 Diagrama Fuerza cortante y momento flector pasador rueda

Fuente: Propia

Para el diseño del pasador que es solidario a la rueda de deslizamiento del elevador, se lo considera como un eje sometido a flexión en uno de sus extremos y empotrado en el otro (Figura 3.34).

Se considera un factor de seguridad *F.S.* =4. El esfuerzo admisible del acero A-36 del cual está compuesto el eje es:

$$[\sigma] = \frac{s_y}{F.S.} = \frac{25{,}36\left[\frac{kg}{mm^2}\right]}{4}$$

$$[\sigma] = 6{,}34\left[\frac{kg}{mm^2}\right]$$

El momento máximo que soporta el eje de la rueda es:

$$M = 106[kg] \times 149[mm]$$

$$M = 15794\ [kg - mm]$$

El esfuerzo real que soporta el eje de la rueda viene dado por la ecuación:

$$\sigma = \frac{M}{Z}$$

$$\sigma = \frac{15794\ [kg - mm]}{\frac{\pi \times d^3}{32}[mm^3]}$$

$$\sigma = \frac{160876}{d^3}\left[\frac{kg}{mm^2}\right]$$

Comparando los esfuerzos máximo y real se tiene que:

$$[\sigma] = \sigma$$

$$6{,}34\left[\frac{kg}{mm^2}\right] = \frac{160876}{d^3}\left[\frac{kg}{mm^2}\right]$$

$$d = 29{,}4[mm] \approx 30[mm]$$

3.4.18.2 Diseño de la rueda

Se considera a la rueda como un cilindro macizo Figura 3.35, que se encuentra sometido a esfuerzos de contacto de Hertz, por lo que se debe tomar en cuenta dichos esfuerzos en el diseño.

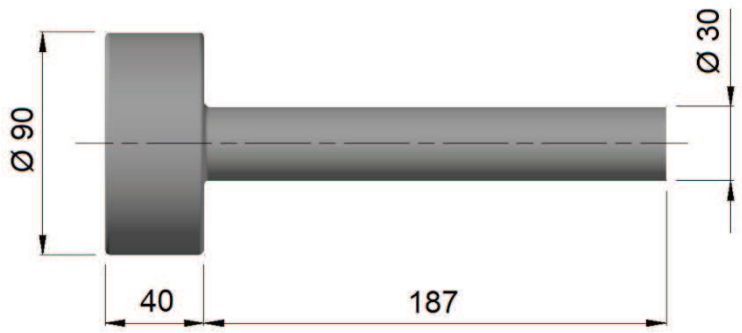


Figura 3.35 Dimensiones de la rueda- eje del mecanismo de desplazamiento

Fuente: PROPIA

El esfuerzo de contacto tiene distribución elíptica en el área de contacto como se muestra en la Figura 3.36.

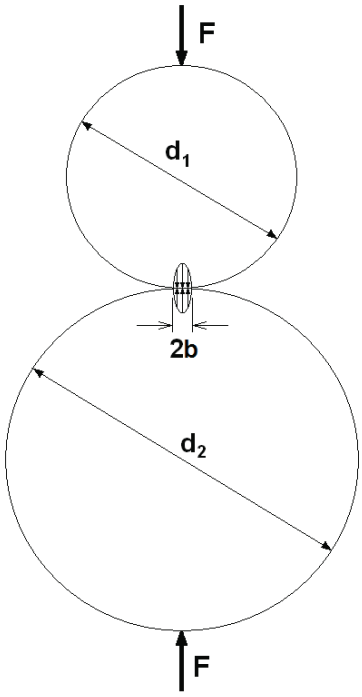


Figura 3.36 Esfuerzos de Hertz entre dos cilindros

Fuente: Diseño en Ingeniería Shygley J.

Dos cilindros (vista frontal), puestos en contacto por la aplicación de una fuerza *F* distribuida uniformemente a lo largo de la longitud de los cilindros mostrando la distribución elíptica del esfuerzo, donde *2b* es el ancho de la cara de contacto.[13]

El perfil elegido es un tipo "G" de las siguientes (Figura 3.37) dimensiones resultantes del cálculo del perfil en la canastilla.

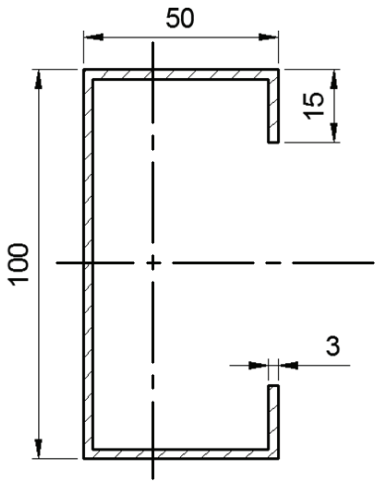


Figura 3.37 Dimensiones del perfil seleccionado para el perfil de la rueda

Fuente: PROPIA

Al tener en el cálculo una superficie plana, se considera que uno de los dos diámetros de los cilindros en contacto tiene un diámetro igual a $d_1 = \infty$, por lo que:

$d_1 = \infty$

$d_2 = 0{,}09\ [m]$

$F = 1039\ [N]$

$$\text{ASTM A 36} \begin{cases} \mu = 0{,}26 \\ \text{G} = 77\,[\text{GPa}] \\ \text{E} = 196\,[\text{GPa}] \end{cases}$$

μ : coeficiente de Poisson

[13] Shigley, Mechanical Engineering Design, 9na edición, pag 122

G: Módulo de elasticidad al corte

E: Módulo de elasticidad

El semi-ancho del área de contacto elíptico es:

$$b = \sqrt{\frac{2F}{\pi l} \times \frac{\left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1}\right) + \left(\frac{1-\mu_2^2}{E_2}\right)}{\left(\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2}\right)}} \tag{3.48}$$

$$b = \sqrt{\frac{2(1039)}{\pi(0{,}040)} \times \frac{2\left(\frac{1-(0{,}26)^2}{196 \times 10^9}\right)}{\left(\frac{1}{0{,}09}\right)}}$$

$$\boldsymbol{b = 1{,}19 \times 10^{-4}\ [m]}$$

La presión máxima es:

$$p_{máx} = \frac{2F}{\pi b l} \tag{3.49}$$

$$p_{máx} = \frac{2(1039)}{\pi(1.19 \times 10^{-4})(0{,}04)}$$

$$\boldsymbol{p_{máx} = 1{,}39 \times 10^{8}\ [Pa]}$$

El estado de esfuerzo en el eje *z* se da por las ecuaciones:

$$\sigma_x = -2\mu p_{máx}\left(\sqrt{1 + \frac{z^2}{b^2}} - \frac{z}{b}\right) \tag{3.50a}$$

$$\sigma_y = -p_{máx}\left[\left(2 - \frac{1}{1 + \frac{z^2}{b^2}}\right)\sqrt{1 + \frac{z^2}{b^2}} - 2\frac{z}{b}\right] \tag{3.50b}$$

$$\sigma_z = -\frac{p_{máx}}{\sqrt{1 + \frac{z^2}{b^2}}} \tag{3.50c}$$

$$\sigma' = \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2}{2}} \quad (3.51)$$

A continuación la Tabla 3.8 indica los valores finales que determinan las dimensiones de la rueda así como, las presiones máximas que actúan en el punto de contacto.

Tabla 3.8 Valores finales de l, d, b y p

L	d	b	$p_{máx}$
[m]	[m]	[m]	[Pa]
0,09	0,04	5,29E-05	1,39E+08

Fuente: PROPIA
Elaboración: CASILLAS - ESTACIO.

La Tabla 3.9 indica los valores de esfuerzos máximos en función del eje z

Tabla 3.9 Valores de esfuerzo máximo en función de z/b

z/b	σx	σy	σz	σ'
[m/m]	[kg/mm^2]	[kg/mm^2]	[kg/mm^2]	[kg/mm^2]
0	7,37	14,18	14,18	6,81
0,25	5,76	8,39	13,76	7,06
0,5	4,56	4,84	12,68	7,99
0,75	3,69	2,84	11,34	8,12
1	3,05	1,72	10,03	7,73
1,25	2,59	1,09	8,86	7,14
1,5	2,23	0,72	7,87	6,52
1,75	1,96	0,5	7,03	5,94
2	1,74	0,35	6,34	5,43

Fuente: PROPIA
Elaboración: CASILLAS - ESTACIO.

El esfuerzo total máximo se produce cuando:

$$\frac{z}{b} = 0{,}75 \tag{3.52}$$

$$\sigma' = 8{,}12 \left[\frac{kg}{mm^2}\right]$$

Entonces:

$$F.S. = \frac{s_y}{\sigma} = \frac{25{,}4 \left[\frac{kg}{mm^2}\right]}{8{,}12 \left[\frac{kg}{mm^2}\right]}$$

$$F.S. = 3{,}1$$

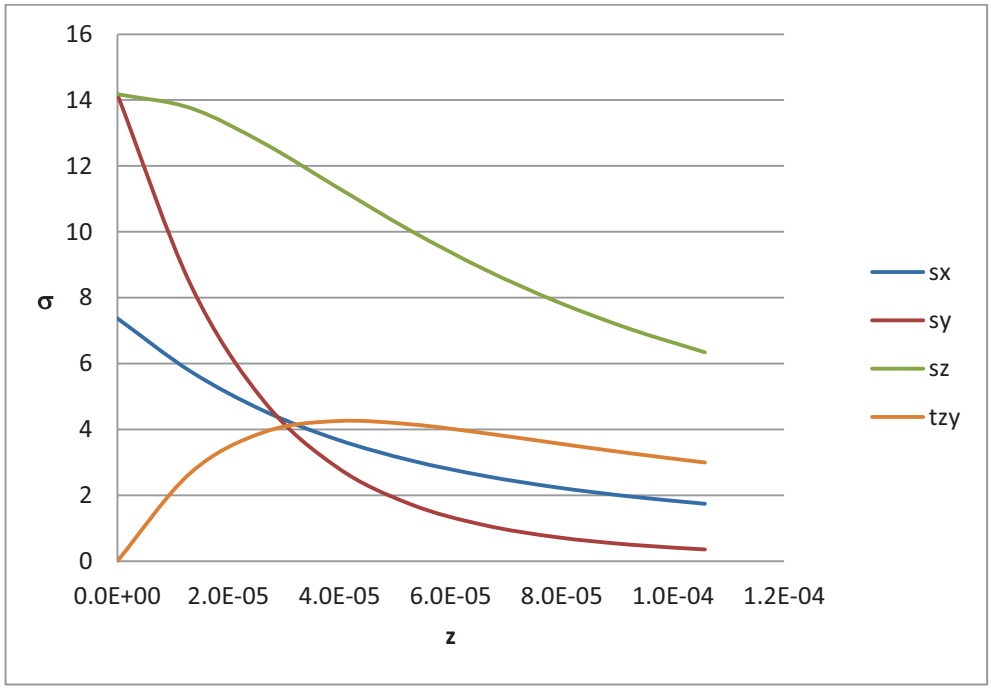


Figura 3.38 Diagrama $\boldsymbol{\sigma'}$ vs z

Fuente: PROPIA

3.4.18.3 Diseño del travesaño de la canastilla

Como travesaño de la plataforma de canastilla, se utiliza un perfil estructural de sección rectangular, cuyo material es un acero A-36 que es suficiente para dar la resistencia necesaria.

Se realiza el cálculo de este ángulo tomando en consideración de que todo el peso de carga esté distribuida sobre éste y conociendo el largo el perfil debe tener (Figura 3.39).

Se tiene una barra con doble empotramiento y carga uniforme; el momento máximo flector está dado por la siguiente expresión:

$$M = \frac{W \times l^2}{12} = \frac{67\left[\frac{kg}{m}\right] \times (1{,}12[m])^2}{12} = 7\ [kg - m] \qquad (3.53)$$

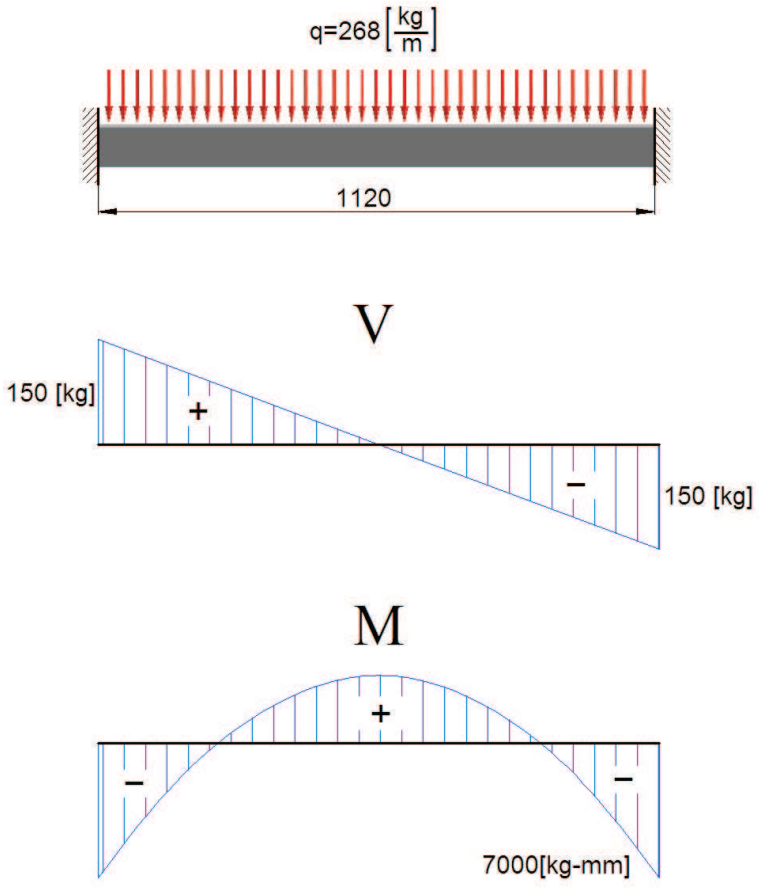


Figura 3.39 Diagramas de Corte y Momento para el travesaño

Fuente: PROPIA

Del catálogo de materiales DIPAC (ver Anexo III), se escoge un perfil, por iteración, que resista los esfuerzos encontrados. El perfil escogido se lo muestra en la Figura 3.40

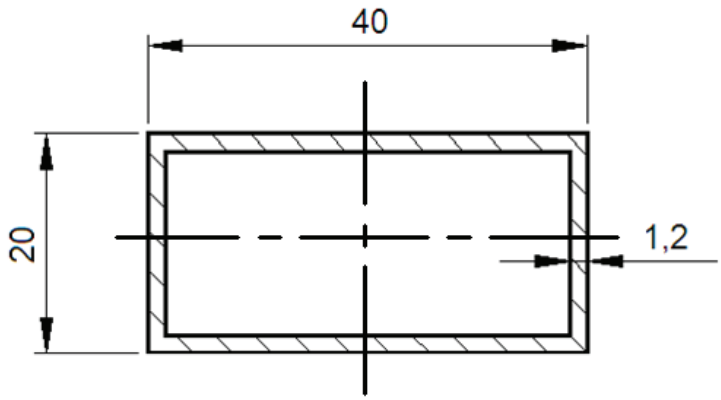


Figura 3.40 Geometría de la sección transversal del travesaño

Fuente: PROPIA

Donde,

$I = 0{,}88\ [cm]^4$

El esfuerzo producido por la carga uniforme es el siguiente:

$$\sigma = \frac{M \times c}{I} = \frac{(7000\ [kg - mm]) \times 10[mm]}{8800[mm^4]}$$

$$\sigma = 7{,}8\left[\frac{kg}{mm^2}\right]$$

Verificando el factor de seguridad para ver si el perfil seleccionado es el adecuado para soportar la carga uniforme.

$$n = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{25{,}36}{7{,}8}$$

$$\boldsymbol{n = 8{,}1}$$

3.4.19 DISEÑO DE LA BASE

3.4.19.1 Diseño del larguero transversal de la Base elevador

Para el diseño de este perfil estructural rectangular que compone la base, se toma en consideración que la carga que actúa sobre éste es puntual; además se conoce las dimensiones del perfil seleccionado, que se encuentra doblemente empotrado. Las mayores cargas se producen al final del movimiento (Figura 3.41).

El momento máximo flector está dado por la siguiente expresión:

$$M = \frac{F \times a^2 \times b}{l^2} \tag{3.54}$$

$$M = \frac{884{,}05[kg] \times (1863\ [mm])^2 \times (845\ [mm])}{2710[mm]}$$

$$M = 353037{,}4\ [kg - mm]$$

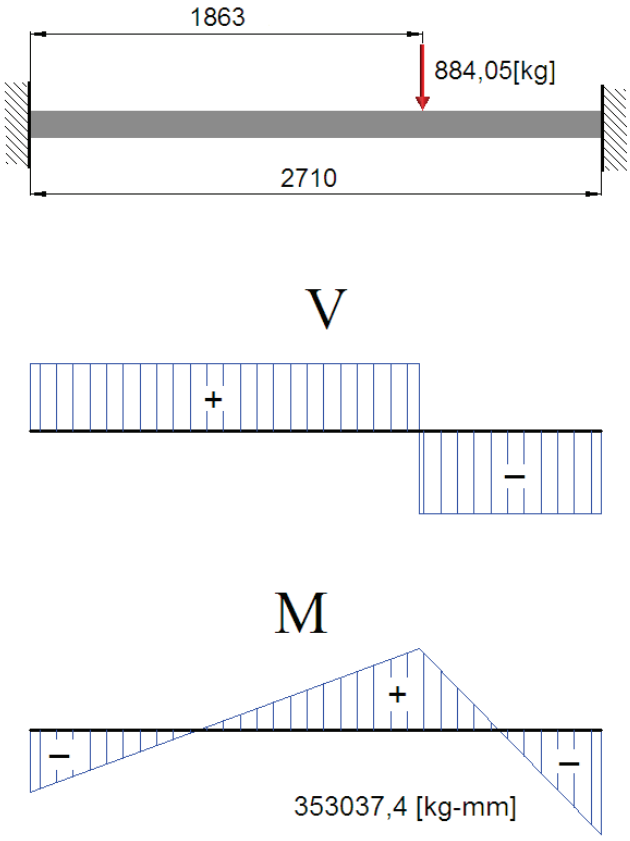


Figura 3.41 Diagrama Fuerza cortante, Momento Flector del larguero

Fuente: PROPIA

Se asume el siguiente perfil cuadrado para el análisis Figura 3.42.

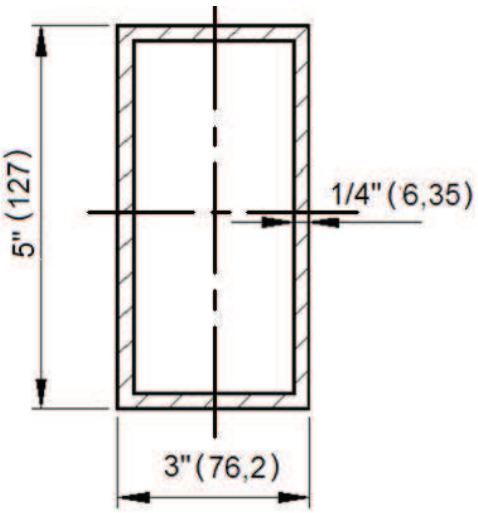


Figura 3.42 Dimensiones sección transversal larguero base

Fuente: PROPIA

Donde:

$I = 470{,}3\ [cm]^4$

El esfuerzo producido por la carga uniforme es el siguiente:

$$\sigma = \frac{M \times c}{I} = \frac{(353037{,}4\ [kg - mm]) \times \frac{127}{2}[mm]}{4703000[mm^4]}$$

$$\sigma = 4{,}77\left[\frac{kg}{mm^2}\right]$$

Verificando el factor de seguridad se tiene:

$$n = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{25{,}36}{4{,}77}$$

$$\boldsymbol{n = 5{,}3}$$

3.4.19.2 Soldadura del larguero de la base elevador

Se considera a la platina como un voladizo unido a una columna mediante tres soldaduras de filete Figura 3.43.

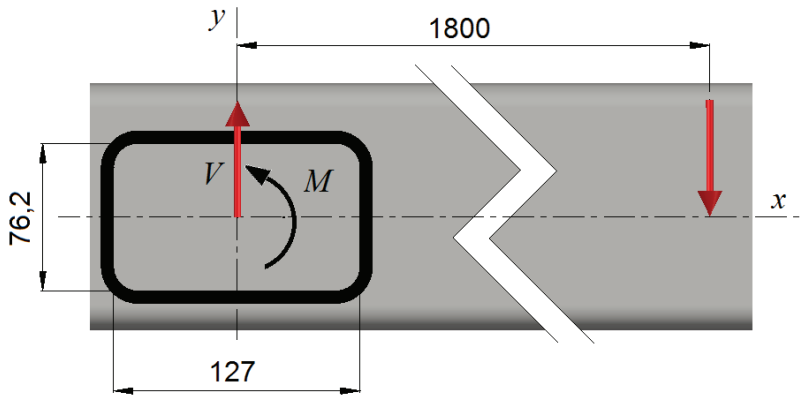


Figura 3.43 Detalle de la soldadura de la platina

Fuente: PROPIA

En esta disposición de los de los cordones de soldadura existe torsión.

Se localiza el centroide del grupo de juntas.

$$\bar{x} = \frac{d}{2} = \frac{127[mm]}{2} = 63{,}5\ [mm]$$

$$\bar{y} = \frac{b}{2} = \frac{76{,}2[mm]}{2} = 38{,}1\ [mm]$$

El momento torsional de reacción es de:

$$M = V \times x$$

$$M = 884{,}05[kg] \times (1800\ [mm])$$

$$M = 1591290[kg - mm]$$

El momento polar de inercia unitario es:

$$J_u = \frac{(b+d)^3}{6} \qquad (3.55)$$

$$J_u = \frac{(76{,}2[mm] + 127[mm])^3}{6}$$

$$J_u = 1398362{,}8[mm^3]$$

Entonces, el momento de inercia basado en la garganta es:

$$J = 0{,}707hJ_u$$

$$J = 0{,}707 \times 6\ [mm] \times 1398362{,}8[mm^3]$$

$$J = 5931855[mm^4]$$

Se tiene que el área de garganta para las juntas de una placa es:

$$A = 1{,}414h(b + d) = 1{,}414(6[mm])(76{,}2[mm] + 127[mm]) \qquad (3.56)$$

$$A = 1724[mm^2]$$

El esfuerzo cortante primario es:

$$\tau'_x = \frac{V}{A} = \frac{884{,}05[kg]}{1724[mm^2]} = 0{,}52\left[\frac{kg}{mm^2}\right]$$

Las componentes del esfuerzo secundario son:

$$\tau''_x = \frac{Mr_y}{J} = \frac{1591290[kg - mm] \times 38{,}1[mm]}{5931855[mm^4]} = 10\left[\frac{kg}{mm^2}\right]$$

$$\tau''_y = \frac{Mr_x}{J} = \frac{1591290[kg - mm] \times 63{,}5[mm]}{5931855[mm^4]} = 17\left[\frac{kg}{mm^2}\right]$$

Estas componentes se combinan para obtener los esfuerzos máximos en las esquinas A y B .

$$\tau = \sqrt{\tau_y^2 + \tau_x^2} = \sqrt{\left(17\left[\frac{kg}{mm^2}\right]\right)^2 + \left(0{,}52\left[\frac{kg}{mm^2}\right] + 10\left[\frac{kg}{mm^2}\right]\right)^2} = 20\left[\frac{kg}{mm^2}\right]$$

El acero a utilizar es A-36 cuyas resistencias son las siguientes:

$$s_u = 56\left[\frac{kg}{mm^2}\right]$$

$$s_y = 25{,}36 \left[\frac{kg}{mm^2}\right]$$

$$\tau = \frac{0{,}75 \times 56}{F.S.} =$$

$$F.S = \frac{0{,}75 \times 56}{\tau} = \frac{42\left[\frac{kg}{mm^2}\right]}{20\left[\frac{kg}{mm^2}\right]}$$

$$F.S = 2.1$$

Entonces la soldadura cumple con las condiciones de resistencia.

3.4.19.3 Diseño de la viga de los apoyos simples de las barras

La base es un elemento estructural que sirve de apoyo al sistema de tijeras y es donde se encuentra la parte del elevador que lo hace transportable.

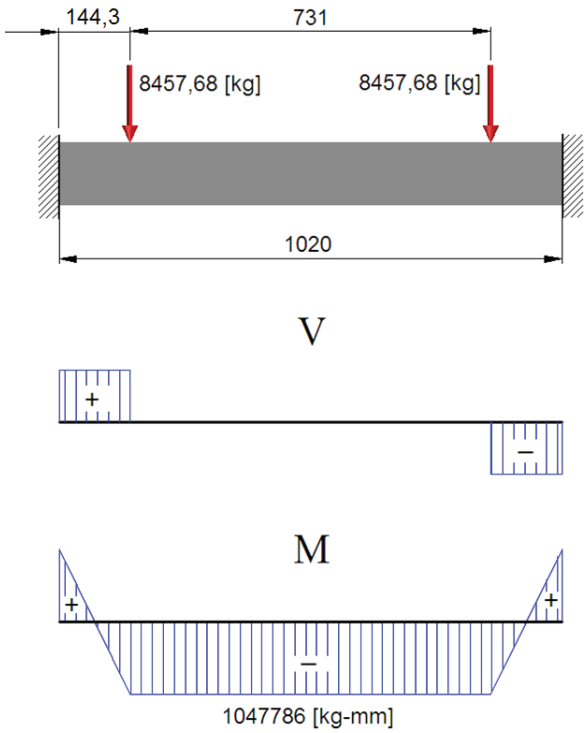


Figura 3.44 Diagrama fuerza cortante, momento flector viga principal base

Fuente: PROPIA

Se realiza el cálculo de este perfil estructural rectangular tomando en consideración las cargas puntuales que actúan sobre éste; además que se conoce el largo de este elemento y que se encuentra doblemente empotrado (Figura 3.44).

Las mayores cargas se producen al inicio del movimiento.

Se tiene una barra con doble empotramiento y dos cargas puntuales ubicadas simétricamente; el momento máximo flector está dado por la siguiente expresión:

$$M = \frac{F \times a(l-a)}{l} \tag{3.57}$$

$$M = \frac{8457{,}68[kg] \times 144{,}3\ [mm] \times (1020[mm] - 144{,}3\ [mm])}{1020[mm]}$$

$$M = 1047786\ [kg - mm]$$

Se asume el siguiente perfil cuadrado para el análisis Figura 3.45.

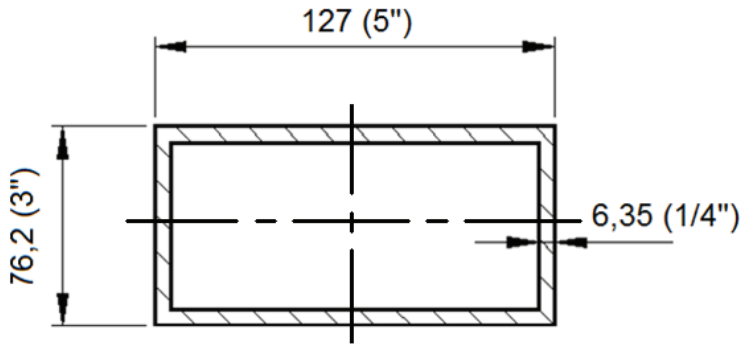


Figura 3.45 Dimensiones viga principal base

Fuente: PROPIA

Donde,

$I = 470{,}3\ [cm]^4$

El esfuerzo producido por la carga uniforme es el siguiente:

$$\sigma = \frac{M \times c}{I} = \frac{(1047786\ [kg - mm]) \times \frac{127}{2}[mm]}{4703000[mm^4]}$$

$$\sigma = 14{,}1\left[\frac{kg}{mm^2}\right]$$

Verificando el factor de seguridad para ver si el perfil seleccionado es el adecuado para soportar la carga uniforme.

$$F.S. = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{25{,}36}{14{,}1}$$

$$\boldsymbol{F.S. = 1{,}8}$$

3.4.19.4 Soldadura de la viga de los apoyos simples de las barras

Se suelda la viga de manera que el área transversal de ésta, sea rodeada por el cordón de soldadura, como lo indica la Figura 3.46.

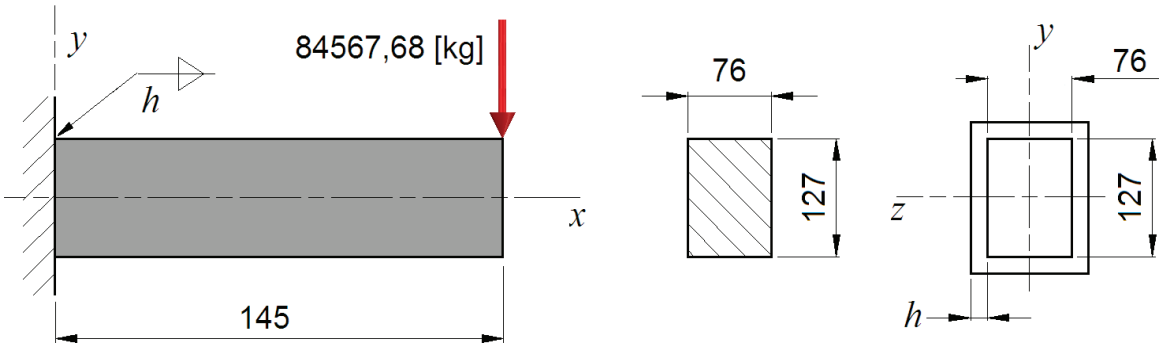


Figura 3.46 Soldadura viga principal base

Fuente: PROPIA

En esta disposición de los de los cordones de soldadura existe torsión.

Se localiza el centroide del grupo de juntas.

$$\bar{y} = \frac{b}{2} = \frac{76{,}2[mm]}{2} = 38{,}1[mm]$$

$$\bar{x} = \frac{d}{2} = \frac{127[mm]}{2} = 63{,}5\ [mm]$$

El momento torsional de reacción es de:

$$\mathrm{M} = F \times x$$

$$\mathrm{M} = 8457{,}68[kg] \times 144{,}3[mm] = 1220443[kg - mm]$$

El momento de inercia unitario es:

$$I_u = \frac{d^2}{6}(3b + d)$$

$$I_u = \frac{(127[mm])^2}{6}(3 \times 76{,}2[mm] + 127[mm])$$

$$I_u = 955912[mm^3]$$

Se tiene que el área de garganta para las juntas de una placa es:

$$A = 1{,}414h(b + d) = 1{,}414 \times 6{,}35[mm] \times (76{,}2[mm] + 127[mm])$$

$$A = 1824{,}5[mm^2]$$

Entonces, el momento de inercia con respecto a un eje que pasa por el centroide y que es paralelo a al eje z:

$$I = 0{,}707hI_u$$

$$I = 0{,}707 \times 6{,}35\ [mm] \times 955912[mm^3]$$

$$I = 4291519\ [mm^4]$$

El esfuerzo cortante es:

$$\tau_{yx} = \frac{F}{A} = \frac{8454{,}68\ [kg]}{1824{,}5[mm^2]} = 4{,}6\left[\frac{kg}{mm^2}\right]$$

Se suman el esfuerzo de tensión y flexión debido a la fuerza.

$$\sigma_y = \frac{Mc}{I} = \frac{1220443[kg - mm] \times 63{,}5[mm]}{4291519[mm^4]} = 18{,}06\left[\frac{kg}{mm^2}\right]$$

Ahora se obtiene el esfuerzo de von Mises.

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_y^2 + 3\tau_{yx}^2} = \sqrt{\left(18{,}06\left[\frac{kg}{mm^2}\right]\right)^2 + 3 \times \left(4{,}6\left[\frac{kg}{mm^2}\right]\right)^2} = 19{,}76\left[\frac{kg}{mm^2}\right]$$

El acero a utilizar es A-36 cuyas resistencias son las siguientes:

$$s_u = 42 \left[\frac{kg}{mm^2}\right]$$

$$s_y = 25{,}36 \left[\frac{kg}{mm^2}\right]$$

De modo que el factor de seguridad contra falta estática en el material de aporte es:

$$F.S. = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{25{,}36\left[\frac{kg}{mm^2}\right]}{19{,}73\left[\frac{kg}{mm^2}\right]}$$

$$F.S. = 1{,}28$$

3.4.19.5 Diseño de la ménsula de la base

Conocidas las fuerzas de reacción que actúan en la barra 10, se realiza el diseño de la ménsula que va soldada a la base del elevador.

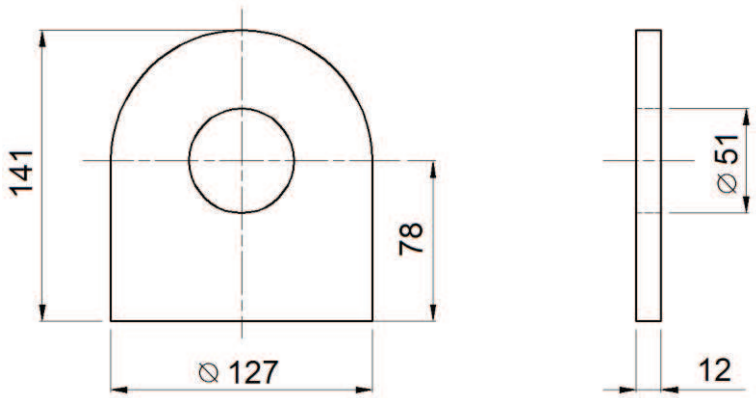


Figura 3.47 Dimensiones de la ménsula base

Fuente: PROPIA

Se utilizan dos ménsulas que soporta la carga que se ejerce sobre el eje (Figura 3.47). El material a utilizarse es un acero estructural A-36 cuyo que tiene un Sy= 25,3 [kg/mm^2], se utiliza un Factor de Seguridad, F.S. de 2.

$$[\sigma] = \frac{Sy}{F.S.}$$

$$[\sigma] = \frac{25{,}32\ [kg/mm^2]}{2}$$

$$[\sigma] = 12{,}66\ \ kg/mm^2$$

Al ser un componente sometido a tensión el esfuerzo real es:

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

Entonces:

$$\sigma = \frac{F}{(D-d) \times t}$$

$$\sigma = \frac{\frac{8419\ [kg]}{2}}{(127 - 50{,}8)[mm] \times 12[mm]}$$

$$\sigma = 4{,}06[kg/mm^2]$$

Comparando el esfuerzo real con el esfuerzo admisible se tiene:

$$[\sigma] \geq \sigma$$

$$12{,}66\ \ [kg/mm^2] \geq 4{,}06[kg/mm^2]$$

Se puede observar que el esfuerzo admisible aun cumple la desigualdad siendo mayor al esfuerzo real, por lo que la elección de las dimensiones para la ménsula es correcta.

3.4.19.6 Soldadura, fuerzas actuantes y resultantes en la ménsula

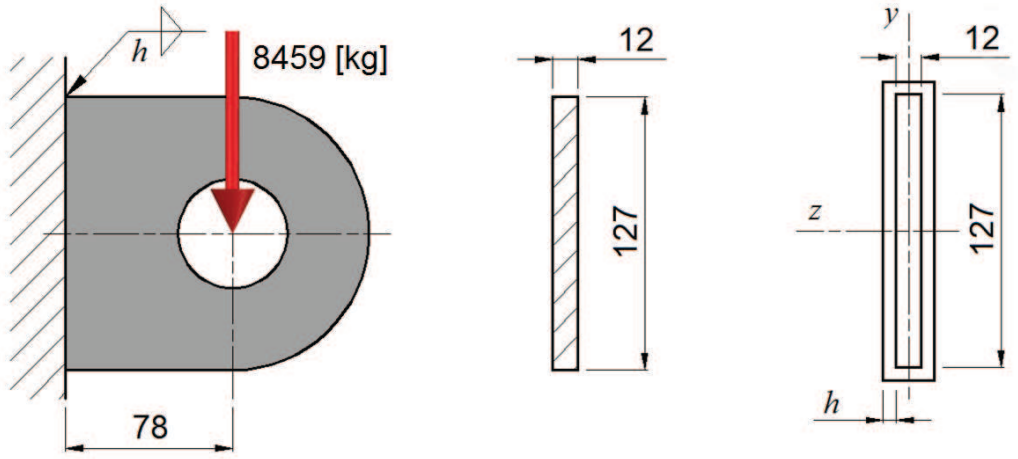


Figura 3.48 Soldadura ménsula base

Fuente: PROPIA

En esta disposición de los de los cordones de soldadura (Figura 3.48) se produce flexión.

Se localiza el centroide del grupo de juntas.

$$\bar{z} = \frac{b}{2} = \frac{12[mm]}{2} = 6[mm]$$

$$\bar{x} = \frac{d}{2} = \frac{127[mm]}{2} = 63{,}5\ [mm]$$

El momento M produce esfuerzo de flexión en las juntas:

$$\mathrm{M} = F \times x$$

$$\mathrm{M} = \frac{8459[kg]}{2} \times 78[mm] = 328341[kg - mm]$$

El momento de inercia unitario es:

$$I_u = \frac{d^2}{6}(3b + d)$$

$$I_u = \frac{(127[mm])^2}{6}(3 \times 12[mm] + 127[mm])$$

$$I_u = 438171{,}2[mm^3]$$

Se tiene que el área de garganta para las juntas de la ménsula es:

$$A = 1{,}414h(b + d) = 1{,}414 \times 6{,}35[mm] \times (12[mm] + 127[mm])$$

$$A = 1248{,}1[mm^2]$$

Entonces, el momento de inercia con respecto a un eje que pasa por el centroide y que es paralelo a al eje z:

$$I = 0{,}707hI_u$$

$$I = 0{,}707 \times 6{,}35\ [mm] \times 438171{,}2[mm^3]$$

$$I = 1967147{,}6\ [mm^4]$$

El esfuerzo cortante es:

$$\tau_{yx} = \frac{F}{A} = \frac{\frac{8419[kg]}{2}}{1248{,}1[mm^2]} = 3{,}4\left[\frac{kg}{mm^2}\right]$$

Se suman el esfuerzo de tensión y flexión debido a la fuerza,

$$\sigma_y = \frac{Mc}{I} = \frac{437788[kg - mm] \times 63{,}5[mm]}{1967147{,}6\ [mm^4]} = 10{,}59\left[\frac{kg}{mm^2}\right]$$

Ahora, se obtiene el esfuerzo de von Mises.

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_y^2 + 3\tau_{yx}^2} = \sqrt{\left(10{,}59\left[\frac{kg}{mm^2}\right]\right)^2 + 3 \times \left(3{,}4\left[\frac{kg}{mm^2}\right]\right)^2} = 12{,}10\left[\frac{kg}{mm^2}\right]$$

El acero a utilizar es A-36 cuya resistencia es la siguiente:

$$s_y = 25{,}36\ \left[\frac{kg}{mm^2}\right]$$

De modo que el factor de seguridad contra falta estática en el material de aporte es:

$$F.S.=\frac{S_y}{\sigma'}=\frac{25{,}36\left[\frac{kg}{mm^2}\right]}{12{,}10\left[\frac{kg}{mm^2}\right]}$$

$$F.S.=2{,}1$$

3.4.20 SELECCIÓN DE RUEDAS Y SOPORTES (GARRUCHAS)

La determinación de la rueda adecuada, según las condiciones de uso se articula en tres fases:

1. Individuación del tipo correcto de rueda según las características del pavimento y del entorno de utilización;
2. Cálculo de la capacidad dinámica, de la carga estática y del deslizamiento requerido por la aplicación específica y, por tanto, determinación del diámetro de la rueda;
3. individuación del soporte correcto.

El criterio de selección de las garruchas adecuadas que soporten el peso y las fuerzas encontradas en el elevador, está dado por el análisis de las fuerzas ejercidas externamente en el equipo; la suma de estás fuerzas.

Se realiza el análisis de las fuerzas ejercidas externamente en el equipo; la suma de estás fuerzas está dada por la siguiente ecuación:

$$C=\frac{Wt+Fpy+Pc.h.+Pb+P}{n} \tag{3.58}$$

Donde:

C: Capacidad de Carga (por cada rueda).

Wt: Peso de la Estructura (sistema de tijeras y canastilla)

$Pc.h.$: Peso del Cilindro Hidráulico

P: Capacidad de Carga del Equipo

PB: Peso de la Base

n: Número de Ruedas en contacto con la superficie

Los datos obtenidos se remplazan en la ecuación 3.58:

$$C = \frac{(20[kg] \times 42 + 200[kg]) + 20[kg] + 168[kg] + 300[kg]}{3} = \frac{1528[kg]}{3}$$

$$C = 509{,}3[kg]$$

El peso de la masa calculada es:

$$C = 499[daN]$$

La selección de la rueda adecuada no puede prescindir del análisis de los siguientes factores:

3.4.20.1 Naturaleza y condiciones del suelo

La naturaleza, las condiciones del suelo y la presencia de eventuales obstáculos influyen en la selección de la rueda y son factores determinantes para el comportamiento del equipo en movimiento, el rendimiento y la duración de las ruedas y de los soportes. En la Tabla 3.10 se indica las combinaciones principales pavimento-revestimiento de la rueda.

Tabla 3.10 Relación tipo de suelo- material de la rueda

TIPO DE SUELO	MATERIAL DE LA RUEDA
Baldosas	poliuretano o goma
Asfalto	goma elástica o neumático
Cemento-resinas	poliuretano o goma
Tierra	goma elástica o neumático
Rejillas	goma elástica o neumático
con virutas/obstáculos	goma elástica o neumático

Fuente: http://www.tellurerota.com
Elaboración: CASILLAS - ESTACIO.

3.4.20.2 Entorno

Para la selección de la rueda adecuada, es preciso evaluar la compatibilidad de los materiales que componen la rueda con las condiciones químicas-ambientales, la temperatura y la humedad del entorno y los fenómenos electrostáticos en que la rueda debe actuar.

3.4.20.3 Entidad y naturaleza de la carga

La entidad de la carga es el valor (expresado en Kg) que se consigue sumando el peso a transportar y la tara del carro. La naturaleza de la carga, líquida o sólida, influye significativamente en la determinación del valor de capacidad de la rueda.

3.4.20.4 Velocidad y medios de tracción

La velocidad de desplazamiento horizontal del equipo es un factor determinante para seleccionar la rueda. En efecto, si la velocidad es nula y, por tanto, la utilización es principalmente estática, basta comparar la carga necesaria de cada rueda con la carga estática indicada en los catálogos de los fabricantes. Si la velocidad no es nula, es fundamental considerar el medio de tracción.

3.4.20.5 Maniobra

Por maniobra de un carro se entiende su posibilidad de ser desplazado más o menos fácilmente durante la utilización. Para la buena maniobrabilidad se debe considerar la disposición de ruedas y sus correspondientes soportes.

3.4.21 SELECCIÓN DE LA SERIE DE LA RUEDA

3.4.21.1 Características técnicas

En la Tabla 3.11, se aprecia de manera general las características de la rueda que se apega a los requerimientos del diseño.

Tabla 3.11 Características de la rueda

Fuente: http://www.tellurerota.com
Elaboración: TELLURE ROTA.

Capacidad de carga: 300-950 [daN]

Bandaje: formado por un anillo de goma "Sigma Elastic" vulcanizado; dureza 70+/-3 Shore A; buena resistencia al desgarre y al desgaste.

Núcleo: de hierro fundido para mecánica.

3.4.21.2 Ruedas Serie 72

Ruedas en goma Sigma Elastic, dureza 70+/-3 Shore A, núcleo en hierro fundido para mecánica.

La serie se utiliza para múltiples aplicaciones; se puede montar en carritos de varias clases y tipos, con cargas medio-pesadas; es apta también para usos al aire libre. Utilizaciones típicas: carritos para desplazamiento industrial interno y exterior, transpaletas manuales.

3.4.21.3 Selección del diámetro de la rueda

Para la serie 72 existe un rango de diámetros de acuerdo a las necesidades de carga. Se elige el diámetro en la Tabla 3.12.

Tabla 3.12 Diámetro de la rueda

						1 daN	2 daN	daN				
										COD.		COD.
125	50	20	55	47	14	450	250	300	1.88	722103*	1.64	724103*
150	50	20	55	47	14	600	275	400	2.30	722104*	2.06	724104*
200	50	25	55	52	17	1000	335	500	3.15	722106*	2.87	724106*
200	75	25	85	52	17	1200	400	700	5.35	722126*	5.07	724126*
250	75	25	88	52	17.5	1500	450	800	7.17	722108*	6.67	724108*
300	85	30	90	62	16	1800	500	950	8.51	722109*	8.05	724109*
300	85	35	90	62	16	1800	500	950	8.49	722129*	8.05	724109*

Fuente: http://www.tellurerota.com
Elaboración: TELLURE ROTA.

Para la carga calculada para cada rueda en la ecuación 3.58, se escoge la rueda de código 722126 que soporta una carga de 700 [daN].

3.4.21.4 Selección del soporte de la rueda

En la Tabla 3.13 se realiza la selección del soporte para la rueda escogida anteriormente. Se selecciona los soportes EP 727806 y EP 728806,

Tabla 3.13 Soporte de la rueda

								daN	EP		EP		EP	
										COD.		COD.		COD.
150	50	200	135x110	105x80	11	70	126	400	4.92	727814	4.43	728814	5.49	727324
200	50	250	135x110	105x80	11	70	126	500	5.87	727816	5.43	728816	6.44	727326
200	75	275	175x140	140x105	14	66		700	10.90	727806	9.06	728806		
250	75	300	175x140	140x105	14	66		800	12.71	727808	10.88	728808		

Fuente: http://www.tellurerota.com
Elaboración: TELLURE ROTA.

3.4.21.5 Dimensiones de las ruedas y soportes seleccionados

Para los requerimientos del equipo elevador de tijeras se ha seleccionado dos tipos de ruedas con su soporte, un par de ruedas con soporte móvil (Figura 3.49) y un par de ruedas con soporte fijo (Figura 3.50)

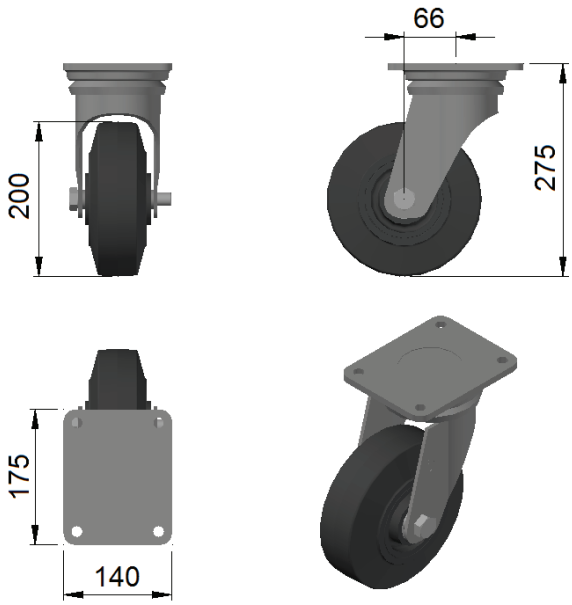


Figura 3.49 Dimensiones de la rueda móvil y soporte - EP 727806

Fuente: http://www.tellurerota.com

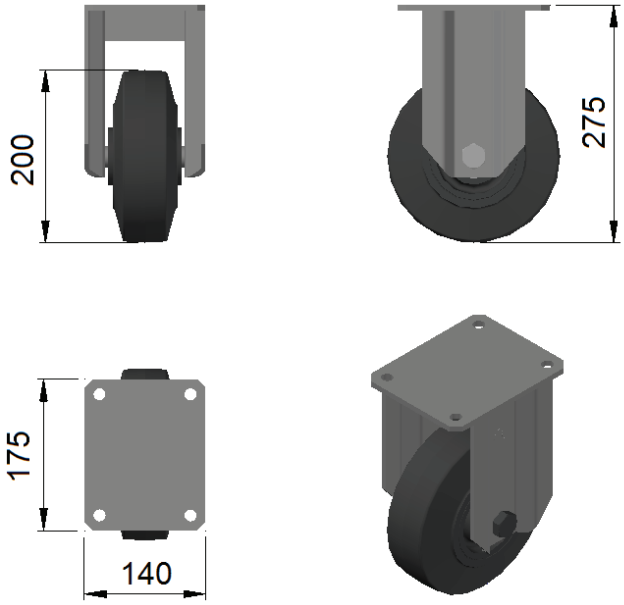


Figura 3.50 Dimensiones de la rueda fija y soporte - EP 728806

Fuente: http://www.tellurerota.com

3.4.22 ESTABILIDAD

La mayor probabilidad de volteo de la estructura se da al alcanzar la altura de trabajo (12 [*m*]), debido a que es ese momento los brazos de palanca formados son mayores que los que se encuentran en otras posiciones de la elevación del mecanismo de tijeras.

Se considera que están en contacto con el suelo, solamente dos de las ruedas, y que las cargas están dispuestas de la manera que se observa en la Figura 3.51.

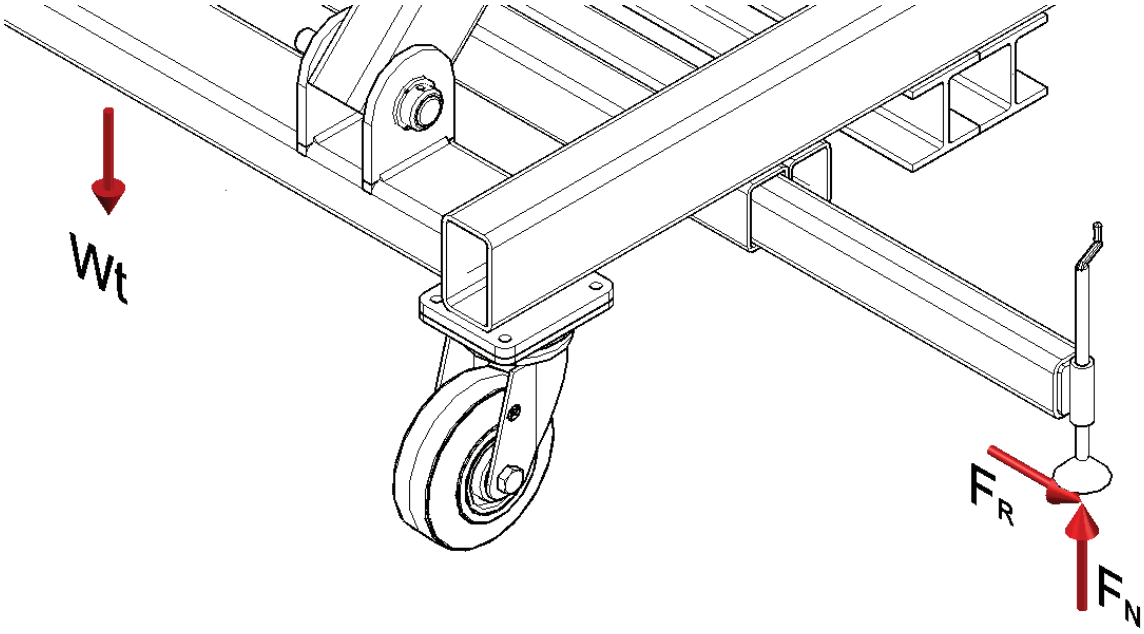


Figura 3.51 Reacciones Estabilizador

Fuente: PROPIA

$W = 300[kg]$ Carga máxima permisible

$V = 136[kg]$ Carga de viento

$Wt = 1058[kg]$ Peso de la estructura

$$\sum F_y = 0$$

$$K_N + F_N - W - W_t = 0$$

$$K_N + F_N = W + W_t$$

$$\boldsymbol{K_N + F_N = 1358[kg]}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$V - K_R - F_R = 0$$

$$V = K_R + F_R$$

$$136[kg] = \mu K_N + \mu F_N$$

$$136[kg] = \mu(K_N + F_N)$$

$$\mu = \frac{136[kg]}{1358[kg]}$$

$$\boldsymbol{\mu = 0,1}$$

$$\sum M_K = 0$$

$$V(9503[mm]) + W(1120[kg]) - F_N(1628[mm]) = 0$$

$$F_N = \frac{V(9503[mm]) + W(1120[kg])}{1628[mm]} = \frac{136[kg](9503[mm]) + 350[kg](1120[kg])}{1628[mm]}$$

$$\boldsymbol{F_N = 1005[kg]}$$

$$F_R = \mu F_N = 0{,}1(1005[kg])$$

$$F_R = 100{,}5[kg]$$

$$\boldsymbol{F_T = \sqrt{F_N{}^2 + F_R{}^2} = 1010[kg]}$$

3.4.22.1 Selección del estabilizador

Conocida la fuerza total $\boldsymbol{F_T}$ que actúa sobre un par de estabilizadores, se selecciona el tipo de perfil a utilizar.

El estabilizador está sometido a flexión como se muestra en la Figura 3.52

$$\sum F_y = 0$$

$$R_2 + \frac{F_N}{2} - R_1 = 0$$

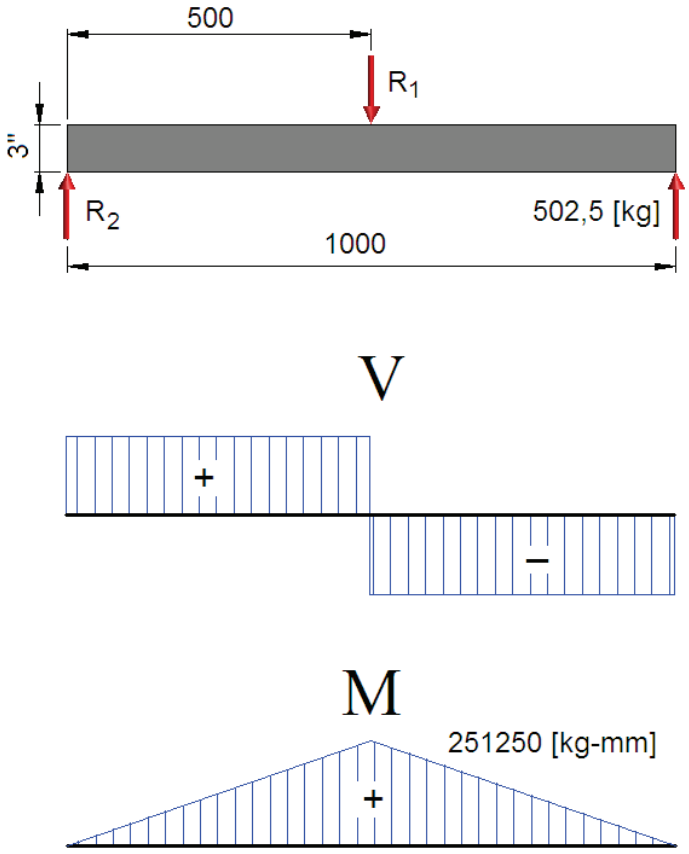


Figura 3.52 Diagramas de cortante y momento para el estabilizador

Fuente: PROPIA

$$R_2 = R_1 - \frac{F_N}{2}$$

$$\sum M_{R2} = 0$$

$$\frac{F_N}{2}(1000[mm]) - R_1(500[kg]) = 0$$

$$R_1 = \frac{\frac{F_N}{2}(1000[mm])}{500[kg]}$$

$$\boldsymbol{R_1 = 1005[kg]}$$

$$R_2 = 1005[kg] - \frac{1005[kg]}{2}$$

$\boldsymbol{R_2 = 502,5[kg]}$

En la Figura 3.52 se representa los diagramas de momento y de cortante para el estabilizador, dónde:

$M = 502{,}5[kg] \times 500[mm] = 251250[kg - mm]$

Transformando las unidades S.I. a unidades inglesas:

$M = 21761{,}81[lb - pulg]$

El esfuerzo real que soporta el estabilizador viene dado por:

$$\sigma = \frac{M}{Z} = \frac{21761{,}81[lb - pulg]}{Z}$$

Se considera que el material del perfil a utilizarse es un acero A-36, entonces el esfuerzo máximo permisible es:

$$[\sigma] = 36000 \left[\frac{lb}{pulg^2}\right]$$

Igualando los esfuerzos se tiene que:

$[\sigma] = \sigma$

$$36000 \left[\frac{lb}{pulg^2}\right] = \frac{21761{,}81[lb - pulg]}{Z}$$

De donde:

$$Z = \frac{21761{,}81[lb - pulg]}{36000 \left[\frac{lb}{pulg^2}\right]}$$

$\boldsymbol{Z = 0,61[pulg^3]}$

Se escoge un perfil del manual AISC, ver Anexo II con las características mostradas en la Figura 3.53.

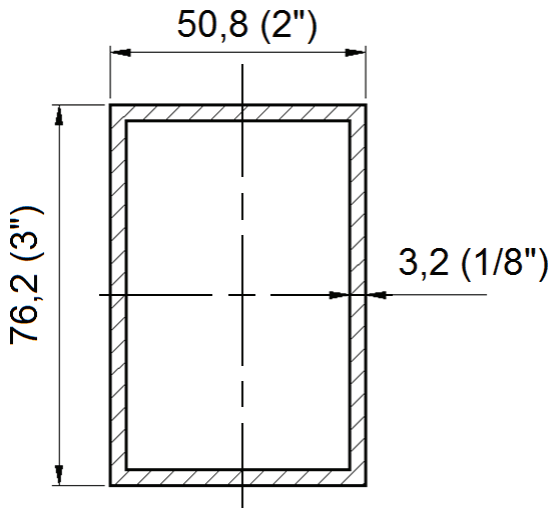


Figura 3.53 Sección transversal del perfil escogido para los estabilizadores

Fuente: PROPIA

Donde $Z = 1{,}13[pulg^3]$

Calculando el esfuerzo real con el valor de Z del perfil escogido se tiene:

$$\sigma = \frac{M}{Z} = \frac{21761{,}81[lb - pulg]}{1{,}13[pulg^3]}$$

$$\sigma = 19258{,}24\left[\frac{lb}{pulg^2}\right]$$

El factor de seguridad, *F.S.*, es:

$$F.S. = \frac{[\sigma]}{\sigma} = \frac{36000\left[\frac{lb}{pulg^2}\right]}{19258{,}24\left[\frac{lb}{pulg^2}\right]}$$

$$\boldsymbol{F.S. = 1{,}87}$$

3.4.22.2 Tornillo nivelador

Conocida la carga que soportará el estabilizador, y conocido la geometría de éste, se procede al calcular las características del tornillo nivelador que se encuentra ubicado al extremo del estabilizador y que será autocentrante.

Por iteración se prueba el tornillo que cumpla con las especificaciones requeridas.

$$\frac{F_T}{2} = 502{,}5[kg] \tag{3.59}$$

El peso de la carga en decanewtons será:

$$C = 502{,}5[kg] \times 9{,}8\left[\frac{m}{s^2}\right] \times \frac{1}{10}$$

$$C = 492{,}45[DaN]$$

Por lo tanto se escoge un tornillo nivelador tipo PRP120 M16x1,5 (ver Anexo VIII).

3.5 SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES DEL CIRCUITO HIDRÁULICO.

Los diferentes componentes del circuito hidráulico son seleccionados en función del caudal total, la presión máxima y la potencia requerida por el sistema.

3.5.1 SELECCIÓN DEL CILINDRO.

Para la selección del cilindro se va a considerar que este trabaja bajo una presión de 2000 psi con este dato se procede a calcular el diámetro del pistón por lo que:[14]

$$P = \frac{F}{A} \tag{3.60}$$

[14] VICKMEX, Manual de Hidráulica Industrial, Vickers, pag. 17

$$A = \frac{F}{P}$$

$$A = \frac{6006 \times 2{,}2\ [lb]}{2000\ \left[\frac{lb}{pulg^2}\right]}$$

$$A = 6{,}6\ [pulg^2]$$

Si el área es igual a

$$A = \frac{\pi \times d^2}{4} \tag{3.61}$$

Se tiene:

$$d = \sqrt{\frac{4 \times A}{\pi}}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \times 6{,}6[pulg^2]}{\pi}}$$

$$d = 2{,}89[pulg]$$

Aproximando

$$d = 3[pulg]$$

Con este valor se vuelve a calcular el área del pistón:

$$A = \frac{\pi \times d^2}{4}$$

$$A = \frac{\pi \times 3^2[pulg^2]}{4}$$

$$A = 7{,}068\ [pulg^2]$$

Por consiguiente el valor de presión es:

$$P = \frac{F}{A}$$

$$P = \frac{6006 \times 2.2\ [lb]}{7{,}068\ [pulg^2]}$$

$$P = 1869\ [psi]$$

3.5.1.1 Carrera del pistón

La carrera del pistón resulta de la diferencia entre la longitud que este adquiere al momento de iniciar el movimiento a 4^o y la longitud a los 45^o entonces:

$$lf = 3025.4\ [mm]$$

$$li = 1976{,}93\ [mm]$$

Por lo que Δl del cilindro es:

$$\Delta l = lf - li \tag{3.62}$$

$$\Delta l = 3025{,}4 - 1976{,}93\ [mm]$$

$$\Delta l = 1048{,}47\ [mm]$$

$$\Delta l = 41\ [pulg]$$

Según el catálogo de pistones Prince, para determinar la carrera del pistón para diámetros internos de 3 pulg se debe restar a Δl un valor de 1 7/8 pulgada, por lo que la carrera del pistón es:

$$carrera\ pistón = \Delta l - 1\frac{7}{8}\ [pulg] \tag{3.63}$$

$$carrera\ pistón = 41 - 1\frac{7}{8}\ [pulg]$$

$$carrera\ pistón = 39{,}125[pulg]$$

Con estos datos, en el catálogo de cilindros hidráulicos Prince (Ver Anexo IV), se selecciona el cilindro SAE-9248 que tiene una carrera de 48 [pulg] y con una longitud retractada de 58 ¼ [pulg].

3.5.2 SELECCIÓN DE LA BOMBA

Para la selección de la bomba se utiliza la fórmula del caudal.

$$Q = v \times A \tag{3.64}$$

Si

$$v = \frac{\Delta l}{t} \tag{3.65}$$

Con los datos de la tabla 2.1,

$$Q = \frac{\Delta l}{t} \times A$$

$$Q = \frac{39.125\ [pulg]}{70\ [s]} \times 7{,}068\ [pulg^2]$$

$$Q = 3{,}95 \left[\frac{pulg^3}{s}\right]$$

Convirtiendo unidades se tiene

$$Q = 1.02\ [gpm]$$

Del catálogo Vickers se decide elegir la bomba V101P1P1C20 características en el Anexo V.

Cuyo $Q = 1.5\ [gpm]$

Convirtiendo unidades

$$Q = 5.77 \left[\frac{pulg^3}{s}\right]$$

A continuación, se va a recalcular la velocidad para determinar el tiempo aproximado en el que el elevador alcanzara su altura de trabajo.

$$Q = v \times A$$

$$v = \frac{5.77\left[\frac{pulg^3}{s}\right]}{7.068[pulg^2]}$$

$$v = 0.81\left[\frac{pulg}{s}\right]$$

Se tiene:

$$v = \frac{\Delta l}{t}$$

$$t = \frac{\Delta l}{v}$$

$$t = \frac{39{,}125[pulg]}{0.81\left[\frac{pulg}{s}\right]}$$

$$t = 50\ [s]$$

El tiempo real en el que el elevador alcanzará su altura máxima es de aproximadamente 50s.

3.5.3 POTENCIA DEL MOTOR

La potencia del motor se define por la siguiente ecuación:

$$W = P \times Q \times K \qquad (3.66)$$

Donde:

W: Potencia del motor $[HP]$

P: Presión del Sistema $[Psi]$

K: Factor de conversión[15]

Se toma en cuenta un porcentaje de eficiencia del 80% por lo que, el factor de conversión es 0.007.

[15] VICKMEX, Manual de Hidráulica Industrial, Vickers, pag. 22

$W = 1869[psi] \times 1\ [gpm] \times 7 \times 10^{-4}$

$W = 1{,}3[HP]$

Las características del motor son:

Potencia : 2 HP.

Motor monofásico

Polaridades: 4 polos -60 Hz

RPM: 1720

V: 110/220 volts

3.5.4 SELECCIÓN DEL CIRCUITO HIDRÁULICO

Para la realización del circuito hidráulico se deben tomar en cuenta las siguientes consideraciones:

- En los circuitos hidráulicos, el fluido hidráulico de retorno se recupera, es decir, que debe conducirse al depósito único, que es lo que lo diferencia del circuito neumático en donde el fluido de retorno muchas veces se envía a escape a la atmosfera y se pierde.
- El grupo de compresión y bombeo suele alimentar a una instalación mucho más limitada en amplitud.
- Particularmente el grupo de compresión y bombeo debe protegerse contra sobrepresiones en las interrupciones del caudal al circuito, cosa que en el circuito neumático no tiene importancia.
- El circuito hidráulico requiere tubería de ida y retorno.
- Al no tener escapes a la atmósfera no hay problemas por ruido.

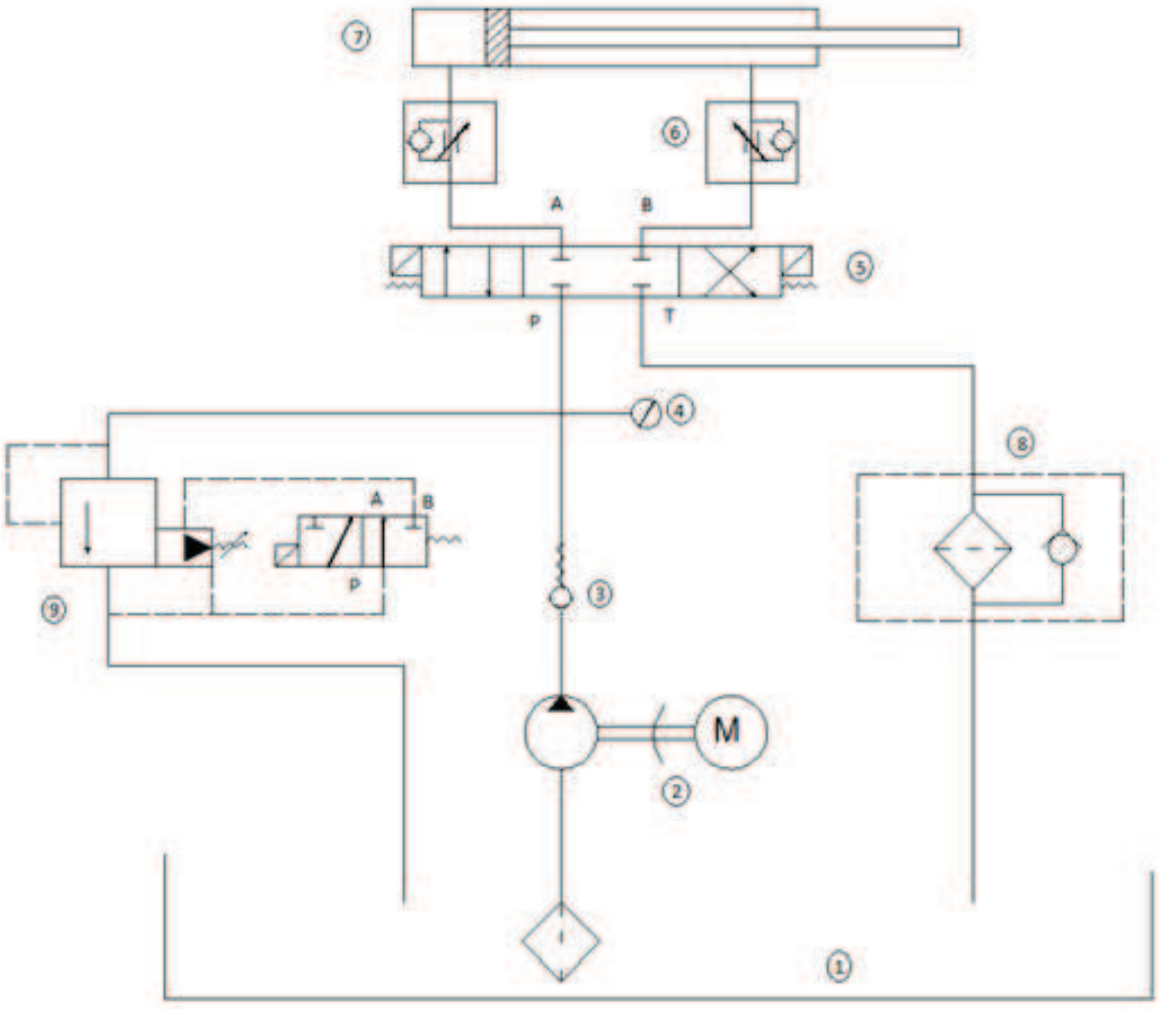


Figura 3.54 Circuito hidráulico

Fuente: PROPIA

La Figura 3.54 muestra el diagrama del circuito hidráulico que se necesita para el funcionamiento del cilindro hidráulico.

El fluido se encuentra almacenado en el tanque (1), este pasa a través de un filtro hacia la bomba principal (2), la cual está accionada por un motor eléctrico conectado a la bomba.

Se usa como elemento distribuidor, una válvula de cuatro vías y tres posiciones (5) normalmente cerrada accionada por pulsador que, mantiene cerradas las 4 vías de la misma, se inserta una válvula anti retorno (3) que evita que el circuito

quede vacío cuando la bomba está parada, de esta manera se consigue que el sistema tenga arranques suaves y sin golpes que inevitablemente se producen en caso de tener tuberías llenas de aire.

El manómetro (5) permite medir visualmente la presión del sistema, el actuador (7) es un cilindro de doble efecto el cual se activa al accionar el pulsador de la válvula distribuidora 4/3, el caudal fluye hacia la cámara correspondiente del cilindro y éste comienza a moverse hacia afuera alcanzando la presión máxima en el circuito cuando el cilindro llegue a su posición máxima o fin de carrera.

Adicional se añade al circuito una válvula limitadora de presión regulable (9) junto con una válvula distribuidora 3/2 cuya función es la de limitar la presión máxima del circuito hidráulico protegiendo al mismo de sobrepresiones indeseadas.

La activación de la electroválvula adicional 3/2 permite descargar el pistón principal de la válvula limitadora, comunicando sin ningún efecto de laminación, el canal de presión con el canal de retorno al tanque. Esta válvula limitadora debe regularse al valor máximo deseado, siempre por debajo de la presión máxima que puede soportar el elemento del circuito más débil.

Cuando el circuito se encuentre inactivo se produce una sobrepresión que es debidamente absorbida por dicha la válvula limitadora, de igual manera se ha introducido válvulas reguladoras de caudal con anti retorno (6) (regulan caudal en un solo sentido) tanto en la salida como en la entrada del cilindro hidráulico el uso lo hemos hecho porque es habitual el control de caudal en los consumidores finales.

Al presionar nuevamente el pulsador de la válvula de distribución 4/3 el cilindro hidráulico retorna a su posición inicial provocando que el fluido de retorno pase a través del filtro (8) con válvula anti retorno hacia el tanque de almacenamiento cerrando de esta manera el circuito hidráulico.

Una vez finalizado el diseño, se procede a la elaboración de los planos de taller y montaje; los mismos que se muestran en el Anexo XII.

3.6 CONSTRUCCIÓN, MONTAJE Y PRUEBAS DE CAMPO

3.6.1 CONSTRUCCIÓN DEL ELEVADOR

Para efectos de fabricación del elevador limpia ventanas, se debe considerar que el lugar en donde va a ser fabricado cada uno de los elementos, se encuentre equipado con la maquinaria necesaria, al igual que posea el herramental suficiente.

El éxito del trabajo también depende del grado de entrenamiento y experiencia del personal, por lo que es necesario contar con un equipo de trabajo debidamente entrenado. Esto va a garantizar de sobremanera que la construcción de las partes constitutivas sean lo más parecido posible a las especificaciones requeridas tanto de geometría como de precisión, lo que permite un ahorro considerable de dinero al evitar la reconstrucción de los componente.

3.6.1.1 MATERIAL Y MAQUINARIA PARA LA CONSTRUCCIÓN

La realización del elevador limpia ventanas requiere de máquinas, herramientas, materiales, instrumentos, entre otros. Los que se detallan a continuación:

MÁQUINAS Y EQUIPOS

- Esmeril, para desbaste y eliminar aristas vivas.
- Soldadora, de arco de 250 (A) para unir los diferentes componentes que forman parte especialmente de la base y de la canastilla del elevador limpiaventanas.
- Sierra manual y eléctrica, para cortar platinas, canales, perfiles, tubos cuadrados, tubos rectangulares, planchas, etc.
- Pistola y Compresor, de aire para el recubrimiento final.
- Amoladora, permite cortar, desbarbar y pulir superficies
- Taladro de pedestal, para perforar los orificios en las placas de soporte, perfiles de acople.
- Fresadora universal, para darles un buen acabado a las piezas planas y geometría específica a los elementos curvos, engranes..

HERRAMIENTAS

- Brocas
- Útiles para tornear
- Lija de metal
- Rayador
- Cincel
- Limas
- Machuelos
- Martillo
- Amoladora eléctrica
- Sierra de arco
- Sierra de disco

INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN Y VERIFICACIÓN

- Calibrador pie de rey
- Nivel
- Flexómetro
- Escuadra

EQUIPO DE SEGURIDAD PERSONAL

- Overol
- Guantes
- Gafas
- Casco mandil para soldar
- Protección auditivos
- Ventiladores
- Calzado de seguridad

RESUMEN DE MATERIA PRIMA

- Eje de Acero A-36.
- Plancha de Acero A-36.
- Perfiles estructurales cuadrado, rectangular y redondo.
- Ejes de bronce fosfórico AISI 4340

ELEMENTOS ADICIONALES

- Cable
- Ruedas varias dimensiones
- Arandelas y tuercas varias dimensiones

En el ANEXO X, se muestran las HOJAS DE PROCESO de los elementos típicos a construir.

3.6.2 PRUEBAS DE CAMPO

Tienen como objetivo verificar las condiciones de Diseño y correcto funcionamiento de la máquina. Se aplica el formato que se detalla en el Capítulo II sección 2.9.

CAPÍTULO IV
SIMULACIÓN POR MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

En este capítulo se va a proceder a realizar un análisis por elementos finitos de todos los componentes diseñados, para así ratificar el cálculo anteriormente realizado, a través del cual, se puede observar cómo es el comportamiento de los componentes al estar sometidos al efectos de diferentes tipos de cargas. Se determinará con mejor claridad los esfuerzos, las deformaciones y los factores de seguridad en el componente, para así poder tener un mejor criterio de decisión en cuanto al diseño se refiere.

Posterior al análisis por elementos finitos, se procede a realizar un análisis de colisión de todo el sistema ensamblado, es decir, se va a analizar cómo interactúan cada uno de los componentes dentro de un conjunto de partes para de esta manera poder realizar un análisis de interferencias y determinar si existe o no conflictos entre los componentes ensamblados, con la finalidad de corregirlos y permitir un óptimo funcionamiento del mecanismo elevador.

Por último se va a hablar del concepto de prototipo digital y como este concepto ha permitido mejorar los procesos de diseño en el área de Manufactura, evitando la elaboración de prototipos físicos, teniendo como consecuencia la reducción de costos de elaboración del producto final.

Dentro del concepto de prototipo digital se va a realizar diferentes tipos de presentación del mecanismo, de tal manera que se pueda valorar apariencia, materiales y funcionalidad que es parte esencial en la cadena final de elaboración del producto, en vista que el cliente final es quien decide la funcionabilidad del mismo en todo aspecto.

El software a ser utilizado para este tipo de análisis es Autodesk Inventor Professional 2013 junto con Autodesk Showcase 2013 para la renderización en tiempo real.

4.1 PROTOTIPOS DIGITALES

Se conoce como prototipo digital al proceso de simulación digital de un producto que puede ser utilizada para evaluar tanto su forma, ajuste como función. Se trata de la integración de todos los datos del diseño conceptual, mecánico, y eléctrico. Un prototipo digital completo es una verdadera simulación digital de todo el producto final, y puede ser utilizado para optimizar y validar un producto virtualmente con el fin de reducir la necesidad de construir costosos prototipos físicos.

La principal ventaja de los prototipos digitales en los departamentos de diseño conceptual, ingeniería y manufactura es la capacidad para explorar virtualmente un producto completo antes de que sea real.

Con la creación de Prototipos Digitales los fabricantes pueden crear, validar, optimizar, y gestionar diseños desde la fase del diseño conceptual a través del proceso de manufactura. Utilizar un solo modelo digital a través del proceso de diseño ayuda a los equipos de desarrollo del producto a mejorar el nivel de comunicación con diferentes accionistas mientras lleva productos más innovadores al mercado más rápidamente.

Al utilizar un prototipo digital, los fabricantes pueden visualizar y simular el funcionamiento del diseño en el mundo real con menos dependencia en costosos prototipos físicos.

4.2 FASES DEL DISEÑO EN PROTOTIPOS DIGITALES

4.2.1 DISEÑO CONCEPTUAL

En el diseño conceptual, los ingenieros y diseñadores industriales con frecuencia utilizan métodos basados en papel o formatos digitales que son incompatibles con la información digital utilizada en la fase de ingeniería. La falta de datos digitales, automatización y formatos compatibles mantiene a esta isla separada de la ingeniería y la manufactura, e implica que los datos del diseño conceptual deben ser recreados de manera digital posteriormente, resultando en pérdidas de tiempo y dinero.

4.2.2 FASE DE INGENIERÍA

En la fase de ingeniería, los ingenieros mecánicos y eléctricos utilizan diferentes sistemas y formatos, y la falta de automatización dificulta la captura y la rápida respuesta a las solicitudes de cambios desde la manufactura. Otro problema en la fase de ingeniería es que con el software típico de CAD 3D, el enfoque geométrico dificulta la creación y utilización de un prototipo digital para validar y optimizar productos antes de ser construidos, haciendo necesaria la construcción de múltiples y costosos prototipos físicos.

4.2.3 FASE DE MANUFACTURA

La manufactura se encuentra al final de todos los desarticulados procesos digitales, la desconexión entre la fase de diseño conceptual, los componentes de ingeniería, eléctricos y mecánicos, reciben esta información análoga en la forma de dibujos. El resultado es una fuerte dependencia en prototipos físicos y los posteriores impactos en la productividad y la innovación.

Existen empresas que permiten enlazar cada una de las fases del diseño, es el caso de Autodesk que mediante el concepto de Prototipos Digitales une los datos del diseño de todas las fases del proceso de desarrollo del producto para crear un solo modelo digital. Este único modelo digital simula al producto completo y les brinda a los ingenieros la capacidad para visualizar, optimizar y gestionar mejor sus diseños antes de producir un prototipo físico.

4.3 DESCRIPCIÓN DEL SOFTWARE EN PROTOTIPOS DIGITALES

A continuación se detalla parte del software de Autodesk que permite utilizar el concepto de prototipo digital.

4.3.1 ALIAS ESTUDIO

El software de Alias Estudio, permite a los usuarios trabajar digitalmente desde el inicio de un proyecto con las mejores herramientas de diseño industrial, se puede capturar ideas digitalmente desde bosquejos iníciales hasta modelos de conceptos 3D y compartir esos diseños con el equipo de ingeniería utilizando un formato de archivos en común permitiendo que los datos de diseño industrial de un producto sean incorporados en el prototipo digital.

4.3.2 AUTODESK SHOWCASE

El software Autodesk Showcase crea representaciones precisas y altamente realistas a partir de los datos del diseño 3D, permitiendo la toma de decisiones informadas acerca de los prototipos digitales. El entorno único de Showcase facilita el proceso de presentación y revisión de diseños para decisiones importantes del producto.

4.3.3 AUTODESK INVENTOR

El software Autodesk Inventor es la base para los Prototipos Digitales. El modelo Inventor es un prototipo digital preciso que permite a los usuarios validar los datos del diseño y de la ingeniería a medida que trabajan, minimizar la necesidad de prototipos físicos, y reducir costosos cambios de ingeniería que con frecuencia se descubren después que el diseño es enviado a manufactura.

El Diseño Funcional es un enfoque único para diseñar que mantiene a Inventor aparte al concentrarse en la función del producto (como el diseño de un engranaje, eje, o marco de una máquina), y no en la creación de la geometría, permitiendo a los ingenieros construir prototipos digitales de manera fácil y rápida.

En lugar de definir los diseños con una lista de funciones de modelado paramétricas, el diseño comienza al capturar sus requerimientos funcionales, permitiendo que el software cree automáticamente la geometría 3D. De esta manera, los ingenieros pueden utilizar el tiempo que emplearían en crear la geometría en mejorar el funcionamiento del producto y aprobando el diseño prontamente.

4.3.4 AUTOCAD MECHANICAL

AutoCAD Mechanical, está construido para que los dibujantes y los diseñadores mecánicos mejoren la experiencia del diseño al simplificar el complejo trabajo de diseño mecánico. Detalla fácilmente cada uno de los dibujos de producción utilizando un vínculo con Autodesk Inventor, el cual actualiza automáticamente sus dibujos 2D cuando se realizan cambios al modelo 3D, reduciendo errores y ahorrando horas de tiempo. Este flujo de trabajo permite a los departamentos de ingeniería construir prototipos digitales mientras aprovecha completamente las habilidades y experiencia del equipo de dibujo 2D.

4.3.5 AUTOCAD ELECTRICAL

El software AutoCAD Electrical, pasa la información propuesta del diseño eléctrico para cables y conductores directamente a Autodesk Inventor para crear un diseño de mazos 3D automáticamente, incorporando valiosos datos del diseño de controles eléctricos al prototipo digital creado en Inventor. Los usuarios de Inventor pueden pasar la información de conectividad de cables a AutoCAD Electrical y crear automáticamente los correspondientes esquemas 2D. La perfecta integración entre AutoCAD Electrical e Inventor ayuda a los usuarios a crear diseños eléctricos 2D y 3D precisos en menos tiempo.

Los diseñadores industriales utilizan AliasStudio para dibujar digitalmente ideas del diseño y crear modelos del concepto digital 3D para validación que luego puede ser compartida con el equipo de ingeniería o manufactura.

Los ingenieros utilizan Inventor para explorar ideas con representaciones simples y funcionales que ayudan a generar un prototipo digital. Inventor ofrece la mejor interoperabilidad bidireccional entre las aplicaciones de diseño mecánico y eléctrico 2D y 3D en el mercado. La simulación integrada del análisis de tensión y el movimiento ayuda a los ingenieros a optimizar y validar diseños completos digitalmente y confirmar que los requerimientos del cliente se cumplan inclusive antes que el producto esté construido.

Los equipos de manufactura se benefician de acceder a los datos más recientes y precisos (aprobación de dibujos, modelos, y BOMs) —evitando los errores causados por la utilización de documentos desactualizados. Y, pueden proporcionar la experiencia desde el inicio en el proceso de ingeniería al utilizar el prototipo digital enviado empleando la tecnología DWF para comunicar, marcar, y medir diseños—acercándose al verdadero proceso de manufacturación sin papel.[16]

Como parte del concepto de prototipo digital, existe también Autodesk Mechanical Event Simulation (MES) que también nos permitirá validar nuestro prototipo digital a través de un análisis por el método de elementos finitos, para ello es imperativo detallar este principio y como lo utilizan programas como Inventor y Autodesk MES.

4.4 TEORÍA DE ELEMENTOS FINITOS

El análisis por elementos finitos es un método computarizado cuya finalidad es predecir el comportamiento de un objeto a diferentes tipos de fuerzas, calor, vibración, etc., todo esto con la finalidad de verificar si el elemento llega a la fractura, se desgasta o simplemente funciona de acuerdo a nuestro diseño, a todos este proceso se lo llama análisis pero, en el ciclo de diseño del producto este nos ayuda mucho para predecir que es lo que sucederá cuando el producto se encuentra en trabajando.

El funcionamiento del método por elementos finitos se basa en dividir un objeto en una gran cantidad de pequeños elementos, aproximadamente entre 1000 a 100000 elementos, de tal manera que, el comportamiento de cada uno de estos elementos que puede tener un perfil regular es determinado a través de ecuaciones matemáticas. Mediante un computador sumamos el comportamiento de cada uno de estos pequeños elementos, obteniendo de esta manera el comportamiento del objeto completo.

---

[16] http://latinoamerica.autodesk.com/adsk/servlet/index?siteID=7411870&id=11988760#section1

Al partir de la idea de que el objeto está conformado por un número finito de elementos, su estructura está basada en un método discreto por lo que no se trata de una solución continua, es decir, que entre más finos o pequeños sean los incrementos o los elementos más preciso será la solución.

El método de análisis por elementos finitos predice el comportamiento de un determinado componente con respecto a los siguientes fenómenos físicos.

- Esfuerzos Mecánicos (análisis de esfuerzos)
- Vibraciones mecánicas (Dinámica)
- Transferencia de calor, conducción, convección y radiación
- Flujos de fluidos tanto para líquidos como para gases
- Nodos y elementos

Un nodo es una coordenada que se encuentra ubicada en el espacio donde los grados de libertad (DOFs) ya se encuentran definidos. Los DOFs de un nodo representa los movimientos posibles de un punto debido a la estructura de las cargas, estos DOFs también representan aquellas fuerzas y momentos que son transferidos desde un elemento hacia otro, también deflexión y esfuerzos resultantes son usualmente dados por estos nodos.

Un elemento es una relación matemática que define como los DOFs de un nodo se relacionan unos a otros, los elementos pueden ser líneas (vigas, o cerchas), 2D en áreas, 3D área (Planchas) o sólidos (tetraedros), dicha relación matemática también define como las deflexiones crean deformaciones y esfuerzos.

4.4.1 GRADOS DE LIBERTAD

Los grados de libertad de un nodo influyen en el resultado y representa el posible movimiento relativo de estos.

El tipo de elemento a ser usado determinara los DOFs que serán requeridos.

Algunos tipos de análisis usan solamente un grado de libertad en el nodo por ejemplo la temperatura en un análisis térmico.

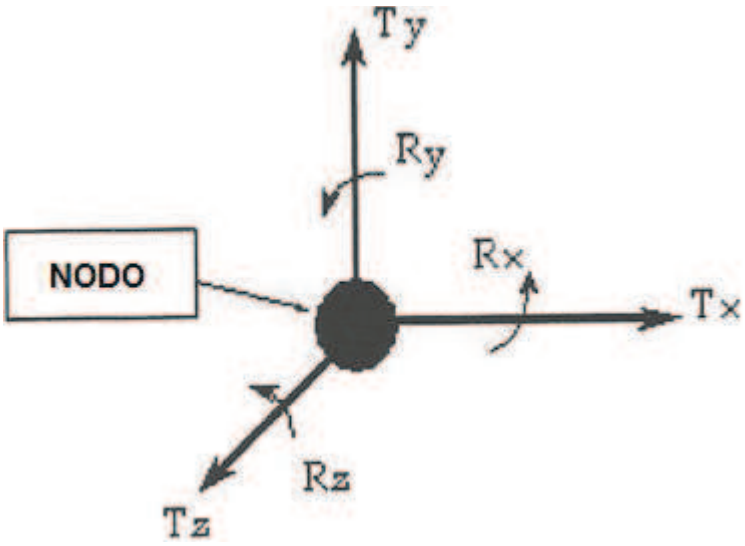


Figura 4.1 Grados de libertad en un nodo.

Fuente: Autodesk Training Courseware

Un elemento en una viga estructural, por otro lado podría tener todos los DOFs como se representa en la Figura 4.1 en donde la letra T representa el movimiento traslacional y R representa el movimiento rotacional alrededor de los ejes X, Y. Z dando como resultado un máximo de 6 grados de libertad.

4.4.2 CONECTIVIDAD ENTRE LOS ELEMENTOS

Los elementos pueden comunicarse unos a otros únicamente mediante nodos en común, en la Figura 4.2 la imagen de la izquierda las fuerzas no serán transmitidas entre elementos, ya que los elementos deben tener nodos comunes para transmitir las cargas de uno a otro elemento, como como se muestra en la imagen de la derecha.

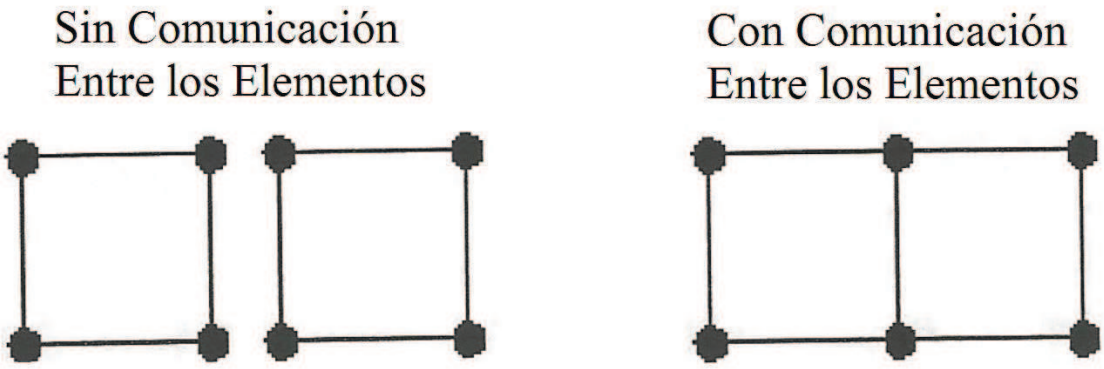


Figura 4.2 Comunicación entre nodos en común

Fuente: Autodesk Training Courseware

Existe también la posibilidad de conectar dos componentes diferentes sin la necesidad de tener una coincidencia entre las mallas de cada componente (Figura 4.3), mediante una unión inteligente que ahora se encuentra habilitada para AutoCAD es aplicable para los siguientes tipos de análisis.

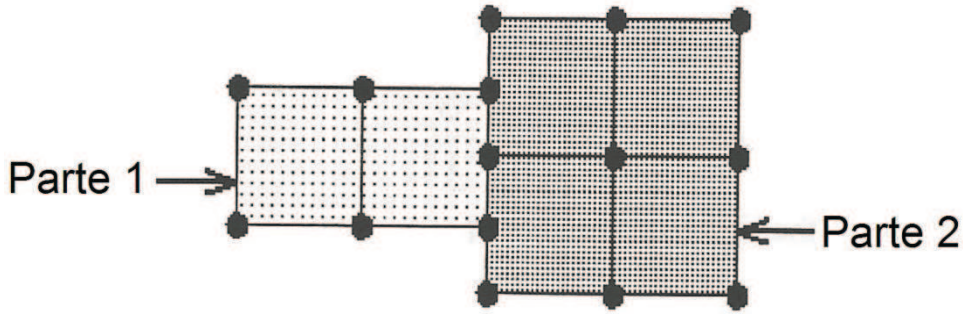


Figura 4.3 Conexión vía "Smart Bonging"

Fuente: Autodesk Training Courseware

- Esfuerzos estáticos con modelos de materiales lineales
- Frecuencias naturales (modales)
- Esfuerzos Transitorios (Integración directa)

4.4.3 TIPOS DE ELEMENTOS DE MALLA

Según el tipo de elementos se tendrá un determinado grado de libertad de los nodos, un nodo con DOFs traslacional podrá moverse en la dirección correspondiente para transmitir la correspondiente fuerza, mientras que un nodo con DOFs rotacional podrá rotar y transmitir su correspondiente Momento.

A continuación se detalla algunos tipos de elementos comúnmente utilizados en el análisis por el método de elementos finitos:

- Elemento lineales, esto significa que dos nodos están conectados a través de una línea esto sucede en casos como vigas, cerchas, resortes entre otros.
- Elementos 2D, son elementos planares YZ que pueden ser triángulos o cuadriláteros es decir, tres o cuatro líneas delimitando una determinada área.
- 3D tipo placas o carcasas son elementos planares que se encuentran ubicados en el espacio 3D cada uno debe ser elementos triangulares o planares de tal manera que puedan representar el espesor de un componente.
- Elementos sólidos tipo ladrillo (brick) son volúmenes cerrados compuestos por cuatro, cinco o seis caras ya sean triangulares o cuadriláteros y además cuatro, cinco, seis u ocho nodos en sus esquinas.

Los grados de libertad para diferentes tipos de elementos

- Cerchas traslación en X, Y,Z
- Vigas translación y rotación en X,Y.Z
- Elementos 2D traslación en Y,Z
- Placas contienen cinco DOFs
- Ladrillos (Bricks) traslación en X,Y.Z

En cuanto al software CAE (Computer Aided Engineering), como lo es Autodesk Inventor y Autodesk Simulation anteriormente conocido como Algor, trabajan transformando el modelo de ingeniería creado en un modelo con un numero finito

de elementos, el cual es idealizado en un modelo matemático, posteriormente es definido mediante un numero de nodos, elementos, cargas y restricciones.

Estos software de simulación son muy útiles durante la fase de diseño para poder identificar las áreas que pueden ser mejoradas, al igual que rápidamente evalúa un concepto ahorrando tiempo y recursos de ingeniería.

A continuación un se detalla un flujo de trabajo al utilizar un software de análisis por elementos finitos

- Crear una Malla (Mesh)
- Iniciar el programa de simulación
- Abrir el módulo de análisis por elementos finitos
- Seleccionar el tipo de análisis
- Crear la malla
- Definir los datos para el análisis
- Definir las cargas y restricciones
- Definir el material
- Definir los parámetros del análisis
- Correr el análisis
- Revisión y presentación de resultados
- Revisión del tipo de resultado expuesto
- Guardar imágenes y animaciones
- Crear presentación y reportes HTML

4.4.4 DETALLE DE ECUACIONES USADAS EN EL ANÁLISIS FEM

Como se mencionó anteriormente un componente puede ser dividido en un número finito de elementos, cada uno de estos elementos está regido por las siguientes ecuaciones:

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} \qquad (3.67)$$

$$\delta = \int_0^l \varepsilon \, dx \tag{3.68}$$

$$F = \frac{AE}{L}\delta \tag{3.69}$$

Donde:

$\sigma = Esfuerzo$

$\varepsilon = Deformación$

$\delta = desplazamiento$

$F = Fuerza$

$E = Módulo\ de\ elasticidad$

$L = Longitud$

$A = Area$

La ecuación 3.68 es desarrollada para considerar la interacción de cada región con su próximo adyacente a través de nodos.

$$\{f\} = [K]\{x\} \tag{3.70}$$

Donde:

$\{f\}$ Es el vector que representa todas las caras aplicadas es un valor conocido.

$[K]$ Es la unión de todos los pequeños elementos individuales $\frac{AE}{L}$ es un valor conocido.

$\{x\}$ Es el vector que representa los desplazamientos es un valor desconocido.

Al conocer los valores que forman parte de la ecuación, esta puede ser resuelta algebraicamente usando el principio de una matriz de tal manera que el vector desplazamiento es:

$$\{x\} = [K]^{-1}\{f\}$$

Limitaciones de los esfuerzos dinámicos con modelos de materiales lineales

- Las deformaciones son pequeñas
- Los cambios de rigidez a través del modelos son pequeñas
- Cambios en las direcciones de las cargas son pequeñas
- Los materiales permanecen en todo momento dentro del límite elástico. [17]

4.5 ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS BRAZOS DE LA TIJERA

4.5.1 ANÁLISIS FEM BARRA 1

Las cargas en la barras uno y dos no son muy representativas por lo que se decide cambiarlas de su perfil original 5x3x1/4 a un perfil 3x2x1/4. Se comprueba su comportamiento usando el modulo FEA de Inventor.

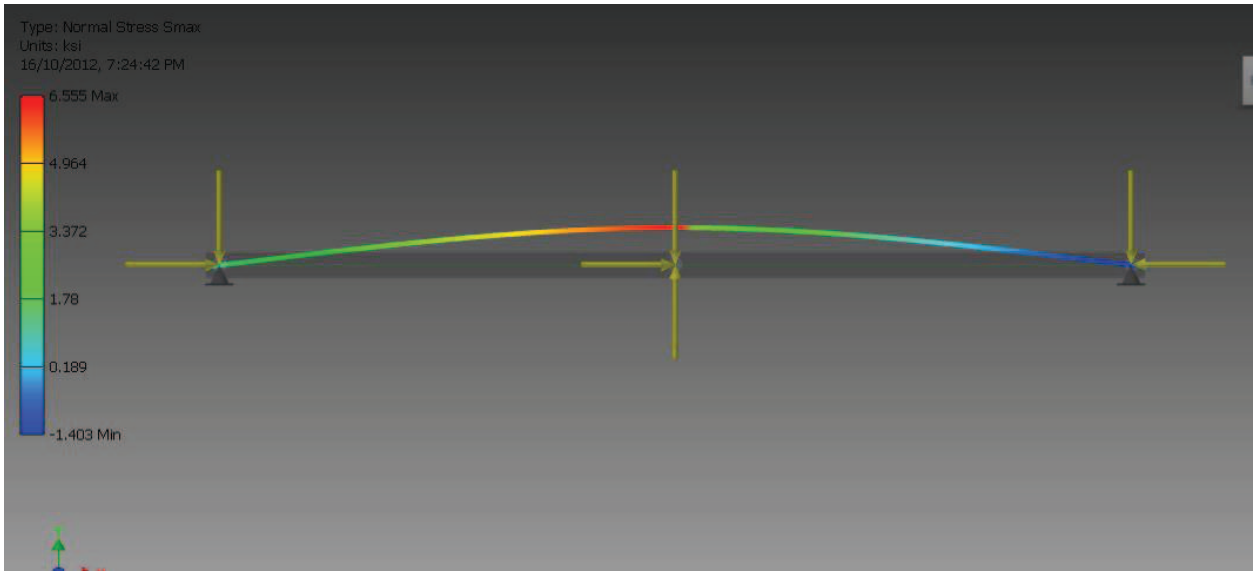


Figura 4.4 Esfuerzos normales barra 1

Fuente: Autodesk Inventor 2013

[17] AUTODESK, Mechanical Event Simulation Official Courseware Training, 2012 pag 8,9

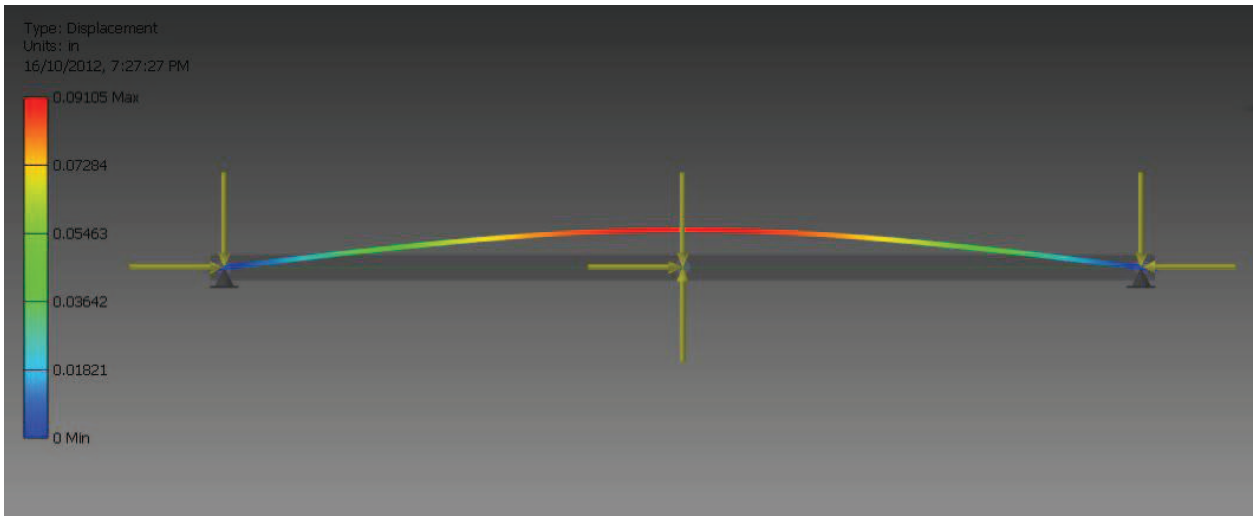


Figura 4.5 Análisis de desplazamiento barra 1

Fuente: Autodesk Inventor 2013

Como se puede observar en la Figura 4.4 y Figura 4.5, la barra 1 al ser sometida a las cargas normales y axiales se obtiene un valor de esfuerzo máximo de 6.55 ksi y un valor de desplazamiento de 0,091 pulg, que se considera despreciable en relación a las dimensiones del mecanismo, por lo que se llega a la conclusión de que la barra seleccionada resiste las condiciones de trabajo a la que será expuesta.

4.5.2 ANÁLISIS FEM BARRA 6

Para la realización del cálculo de los esfuerzos máximos que intervienen en la barra 6 que es la más crítica, se predefine que, como material de la barra será un acero estructural A-36 la Tabla 4.1 muestra un resumen de las propiedades físicas y mecánicas de este acero que se obtuvo en el informe final del análisis FEM de la barra.

Tabla 4.1 Propiedades acero A-36 Autodesk Inventor 2013[18]

Nombre	Acero ASTM A-36	
General	Densidad	490.059 lb/pie^3
	Límite elástico	40.639 ksi
	Último esfuerzo a la tracción	79.826 ksi
Esfuerzos	Módulo de Young	30478.955 ksi
	Relación de Poisson	0.300 ul
Esfuerzo térmico	Coeficiente de expansión	0.0000216 ul/pie
	Conductividad Térmica	56.000 W/(m K)
	Calor específico	0.460 J/(kg K)
número de parte	ANSI 5x3x1_4 00000001.ipt	

Fuente: Autodesk Inventor 2013
Elaboración: CASILLAS - ESTACIO.

Luego de determinar el material, el cual fue añadido a la biblioteca de Autodesk Inventor, se procede al análisis del miembro estructural. La Figura 4.6 y la Figura 4.7 muestran la deformación y los esfuerzos que actúan bajo las condiciones de cargas que se obtienen en la posición inicial del elevador.

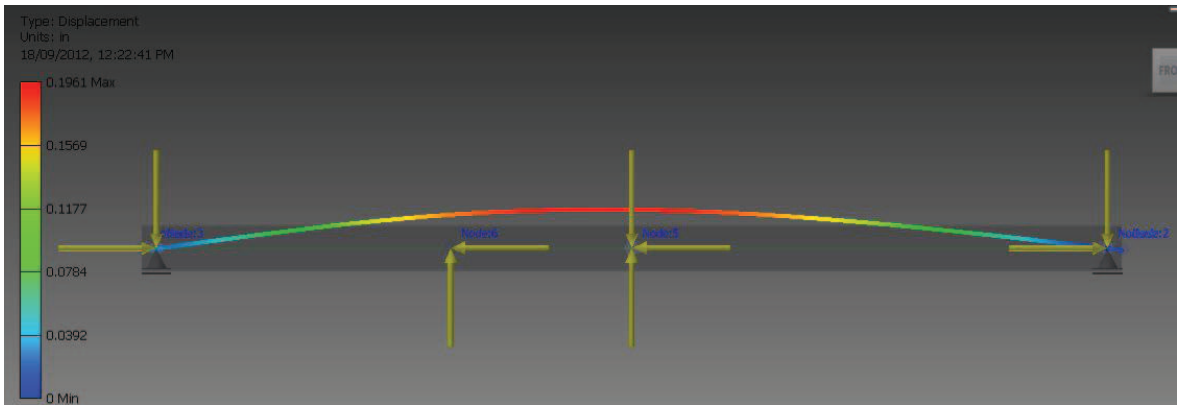


Figura 4.6 Grafica de la deformación de la barra 6

Fuente: Autodesk Inventor 2013

[18] Fuente: Autodesk Inventor Material Library

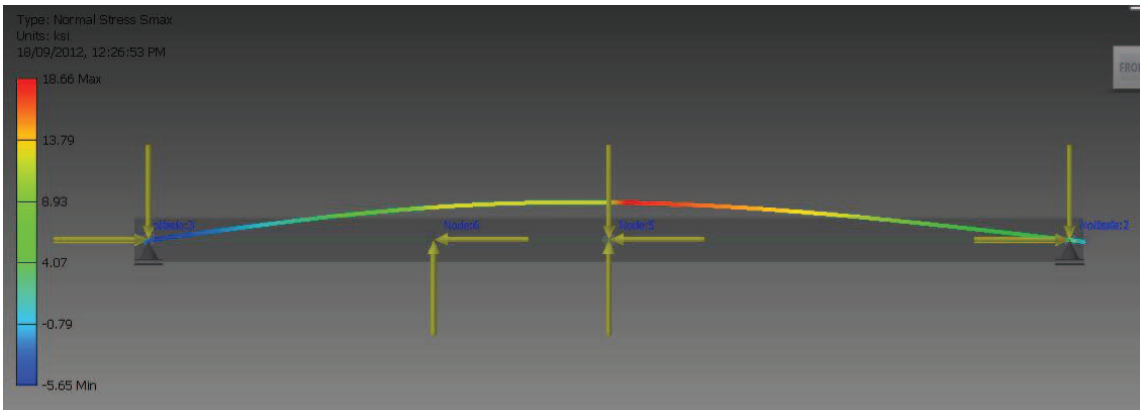


Figura 4.7 Esfuerzos normales máximos

Fuente: Autodesk Inventor 2013

La Tabla 4.2 indica un resumen de los principales esfuerzos y del desplazamiento resultante luego del análisis.

Como se puede observar el máximo desplazamiento es 0,196 pulg, un momento flector máximo 71850 lb-pulg y un esfuerzo máximo resultante de 16 ksi.

Comparando con el esfuerzo máximo calculado en el capítulo tres podemos determinar que la viga seleccionada resiste perfectamente las condiciones de cargas a la que será sometida durante el trabajo del elevador, sobre todo al inicio del movimiento.

Tabla 4.2 Resumen de resultados del análisis estático

Nombre		Mínimo	Máximo
Desplazamiento		0.000 pulg	0.196 pulg
Fuerzas	Fx	-0.000 lb-fuerza	0.000 lb-fuerza
	Fy	-2334.107 lb-fuerza	1388.440 lb-fuerza
	Fz	-14957.272 lb-fuerza	21303.722 lb-fuerza
Momentos	Mx	-71850.182 lb-fuerza pulg	0.000 lb-fuerza pulg
	My	-0.000 lb-fuerza pulg	0.000 lb-fuerza pulg
	Mz	0.000 lb-fuerza pulg	0.000 lb-fuerza pulg

...

Nombre		Mínimo	Máximo
Esfuerzos normales	Smax	-5.652 ksi	18.656 ksi
	Smpulg	-21.068 ksi	4.003 ksi
	Smax(Mx)	0.000 ksi	15.910 ksi
	Smpulg (Mx)	-15.910 ksi	-0.000 ksi
	Smax(My)	-0.000 ksi	0.000 ksi
	Smpulg (My)	-0.000 ksi	0.000 ksi
	Saxial	-5.940 ksi	4.170 ksi
Esfuerzos tangenciales	Tx	-0.000 ksi	0.000 ksi
	Ty	-0.701 ksi	1.178 ksi
Esfuerzos torsionales	T	0.000 ksi	0.000 ksi

Fuente: Reporte Autodesk Inventor
Elaboración: CASILLAS - ESTACIO.

4.5.3 VALIDACIÓN DE LA SOLDADURA ENTRE MÉNSULA Y LA BARRA ESTRUCTURAL 6

Uno de los puntos críticos que forma parte del elevador, es el conjunto formado por la ménsula que soporta el eje donde se encuentra apoyado el pistón hidráulico, el eje de apoyo del cilindro hidráulico y la ménsula macho acoplado a dicho eje, mediante el uso del Software Autodesk Inventor 2013 se procede a realizar la comprobación de las soldaduras a ser utilizadas en dicho conjunto, la Figura 4.8 muestra la validación de los cálculos de soldadura entre la ménsula y la barra estructural.

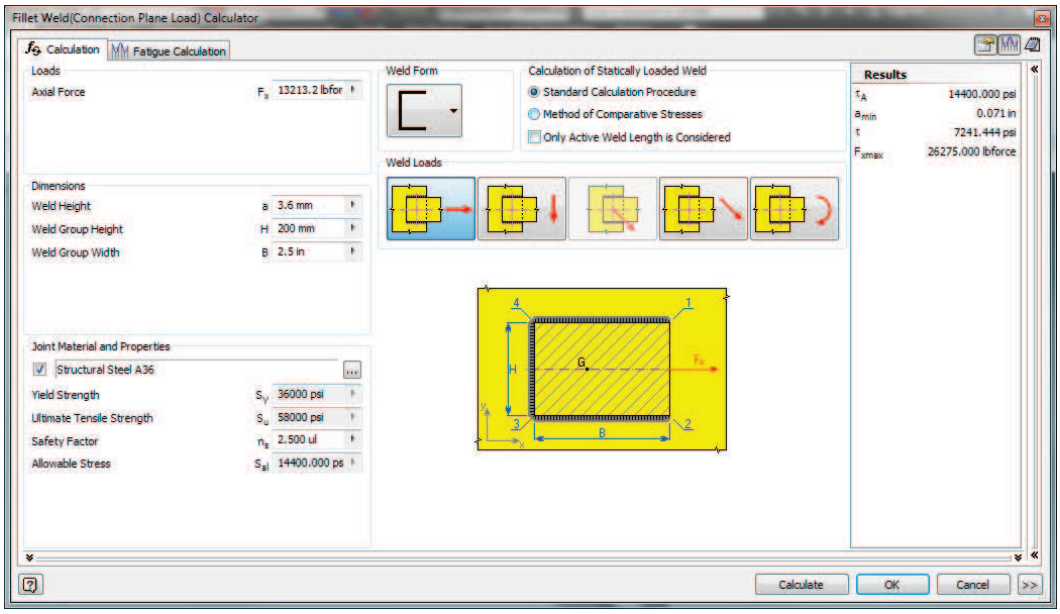


Figura 4.8 Cálculo de la soldadura entre la ménsula y la barra estructural

Fuente: Autodesk Inventor 2013

De igual manera la Figura 4.9 indica un resumen de los esfuerzos generados en la soldadura a través de un análisis dinámico del cordón de soldadura.

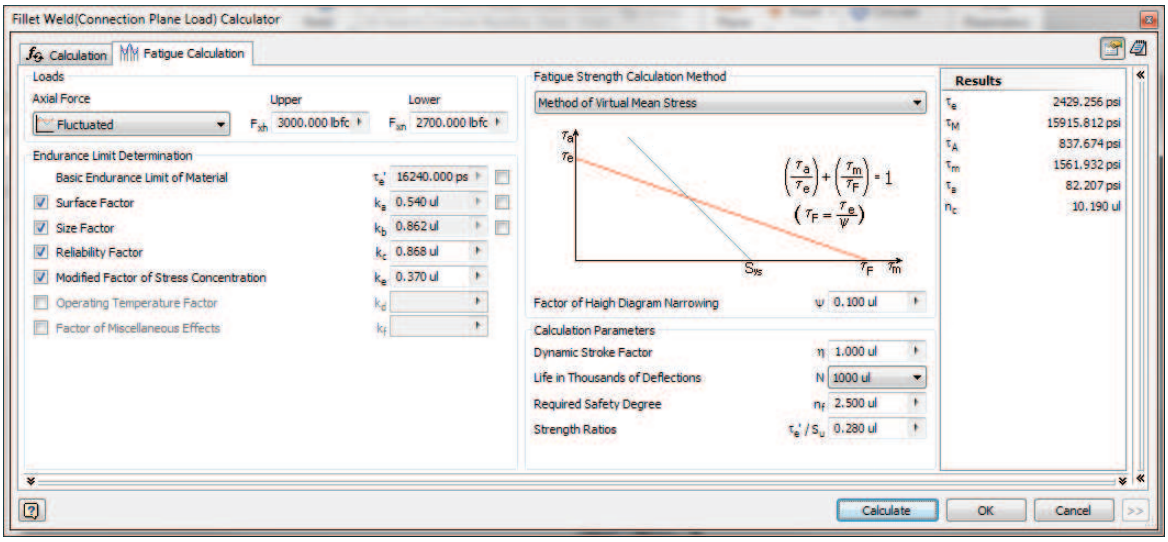


Figura 4.9 Análisis dinámico suelda entre la ménsula y la barra estructural

Fuente: Autodesk Inventor 2013

Para realizar el cálculo de la soldadura en el programa Autodesk Inventor 2013 se realizan las siguientes consideraciones:

- La carga actúa en el sentido axial de la ménsula
- Se considera que el cordón de soldadura cubre tres de los cuatro bordes del perfil de la ménsula
- Se considera la altura de garganta igual a 3.6 mm

Como se puede observar bajo estas condiciones de cargas que han sido ingresadas en el software de Autodesk Inventor 2013 se puede terminar que el factor de seguridad estático es de 2.5, con lo que se valida los cálculos realizados en el Capítulo III.

4.5.4 VALIDACIÓN DE LA SOLDADURA MÉNSULA MACHO DEL EJE PORTA CILINDRO

Una vez que ha sido validada la ménsula que soporta el eje, se procede con la validación de la soldadura de la ménsula macho y el eje que soporta el cilindro tal como se muestra en la Figura 4.10, para ello las condiciones de carga son:

- La carga actúa en el sentido radial y axial de la ménsula
- El cordón de soldadura se lo realiza a través de los cuatro bordes de la base de la ménsula macho.
- Se considera la altura de garganta igual a 6 mm

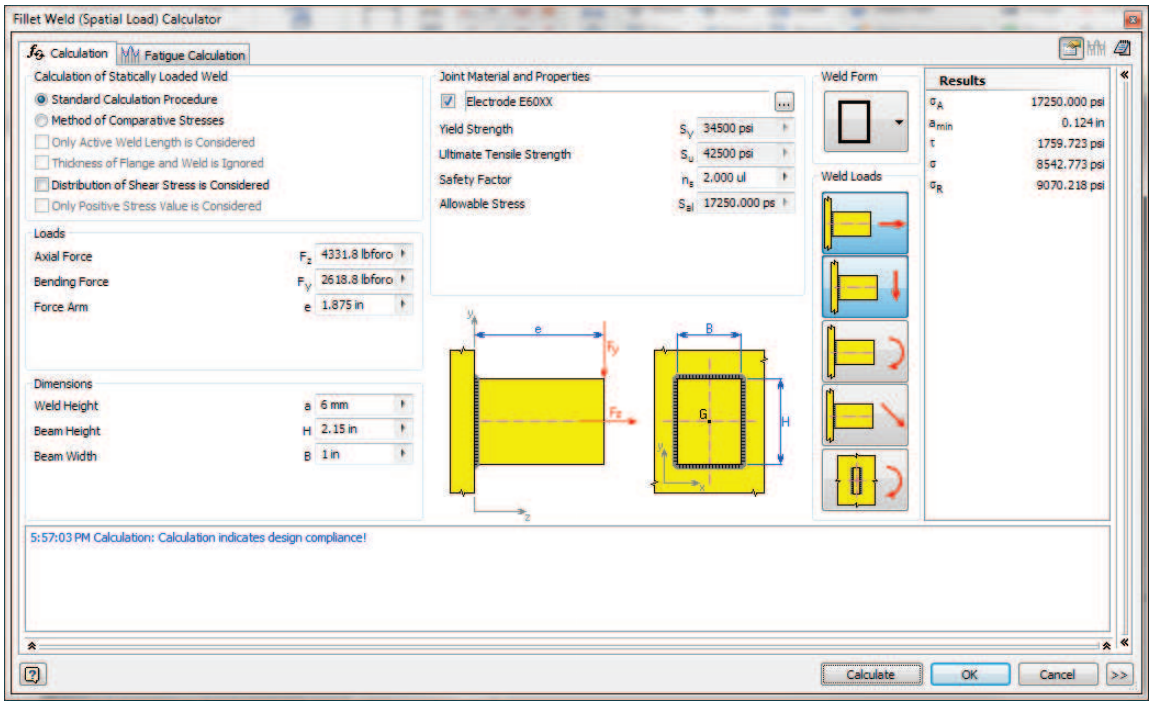


Figura 4.10 Cálculo de la soldadura de la ménsula del eje cilindro

Fuente: Autodesk Inventor 2013

La Figura 4.10 indica que bajo las condiciones de carga requeridas por el diseño, la soldadura de la ménsula macho en el eje porta cilindro cumple con las especificaciones necesarias de seguridad ya que el factor de seguridad que da el software de Autodesk Inventor es de 2.

4.5.5 VALIDACIÓN DE LA SOLDADURA EJE CILINDRO EN MÉNSULAS

A continuación se procede con el cálculo de la soldadura entre el cilindro que soporta el pistón hidráulico y la ménsula macho. La Figura 4.11 muestra las condiciones de carga requeridas. Se observa que el factor de seguridad es de 2 por lo que la altura de garganta elegida es el correcto.

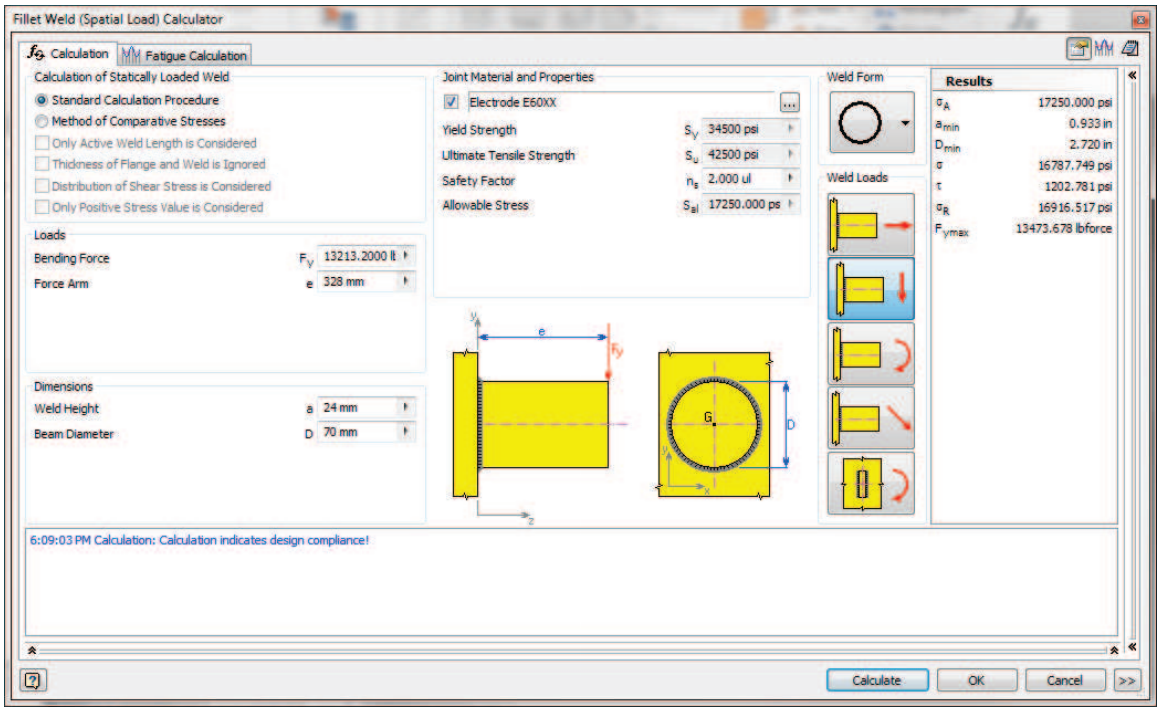


Figura 4.11 Cálculo de la soldadura entre el eje soporta cilindro y ménsula

Fuente: Autodesk Inventor 2013

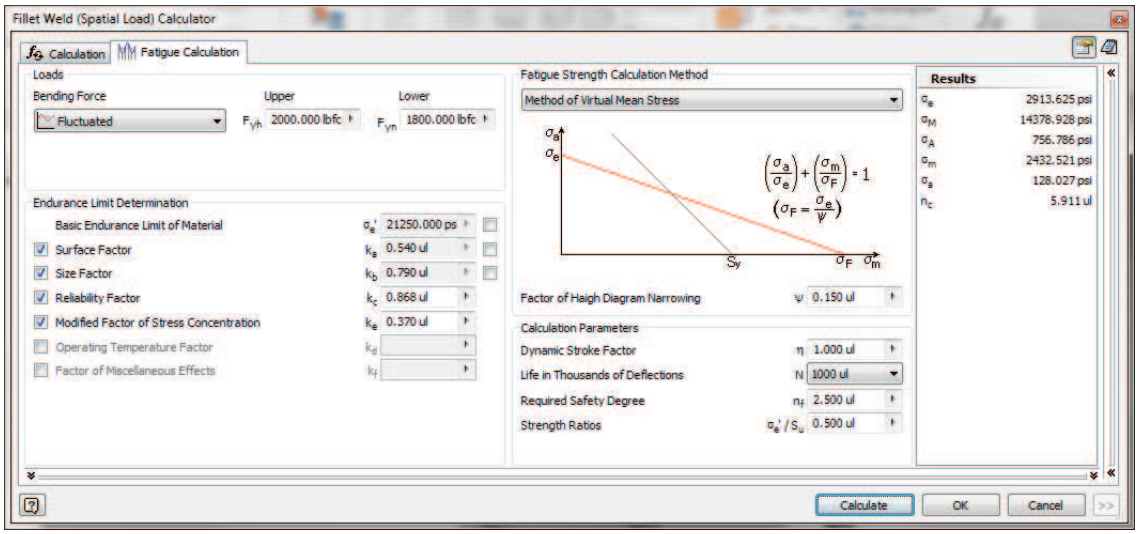


Figura 4.12 Cálculo dinámico suelda entre el eje soporta cilindro y ménsula

Fuente: Autodesk Inventor 2013

4.5.6 ANÁLISIS FEM ENSAMBLE MÉNSULA-EJE CILINDRO

Para el análisis del ensamblaje conformado por la ménsula que soporta el eje en el que se apoya el pistón hidráulico, el eje y la ménsula macho se utiliza Autodesk Inventor Professional 2013 que tiene un módulo de análisis por elementos finitos que nos permite realizar un análisis estático de las cargas que actúan sobre el ensamble.

Para la realización de la simulación primero se predetermina el material de los componentes. La Tabla 4.3 detalla las propiedades de los materiales que se encuentran ya insertados en el software Inventor.

Tabla 4.3 Propiedades de los materiales del ensamble ménsula - eje cilindro

Nombre	Acero AISI 4340	
General	Densidad	0.283599 lb/pulg^3
	Límite elástico	99564.6 psi
	Último esfuerzo a la tracción	142235 psi
Esfuerzos-	Módulo de Young	30479 ksi
	Relación de Poisson	0.3 ul
	Módulo de corte	11722.7 ksi
Esfuerzo térmico	Coeficiente de expansión	0.0000216 ul/f
	Conductividad Térmica	69.2953 btu/(ft hr f)
	Calor específico	0.35613 btu/(lbmass f)
número de parte	EJE CILINDRO	
	MÉNSULA MACHO EJE CILINDRO	
Nombre	Acero ASTM A-36	
General	Densidad	0.283599 lbmass/in^3
	Límite elástico	40638.6 psi
	Último esfuerzo a la tracción	79825.8 psi

...

Esfuerzos	Módulo de Young	30479 ksi
	Relación de Poisson	0.3 ul
	Módulo de corte	11722.7 ksi
Esfuerzo térmico	Coeficiente de expansión	0.0000216 ul/f
	Conductividad Térmica	104.879 btu/(ft hr f)
	Calor específico	0.35613 btu/(lbmass f)
número de parte	MÉNSULA CILINDRO REV1	
	MÉNSULA CILINDRO REV1	

Fuente: Autodesk Inventor 2013
Elaboración: CASILLAS - ESTACIO.

La Tabla 4.4 indica el resumen de cargas ingresadas en Inventor previo al análisis FEM.

Tabla 4.4 Cargas resultantes ensamble ménsula-eje porta cilindro

Magnitud	13213.200 lb fuerza
Vector X	11219.605 lb fuerza
Vector Y	-6979.191 lb fuerza
Vector Z	0.000 lb fuerza

Fuente: Autodesk Inventor 2013
Elaboración: CASILLAS - ESTACIO.

Una vez ingresado las condiciones de carga dentro del programa Autodesk Inventor 2013 se procede a realizar el análisis FEM del sistema, llegándose a obtener los siguientes resultados.

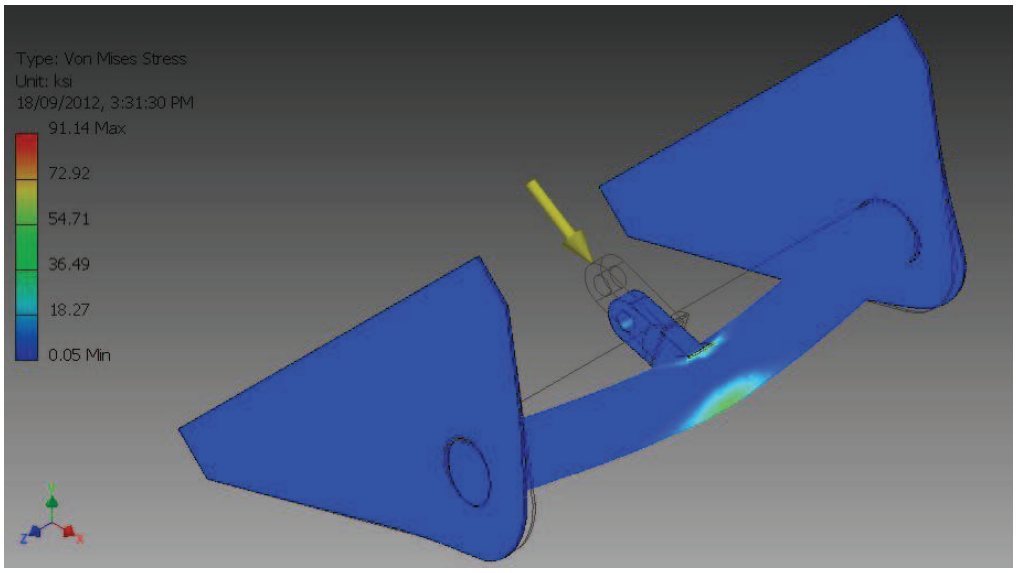


Figura 4.13 Esfuerzos máximos en el sistema ménsula – eje porta cilindro

Fuente: Autodesk Inventor 2013

La Figura 4.13 muestra el resumen de los esfuerzos máximos permisibles para el ensamblaje analizado, como se puede observar el esfuerzo máximo generado para el sistema bajo las condiciones dadas es de 20 ksi en la zona crítica del eje en donde se apoya el pistón hidráulico, el cual es menor al esfuerzo calculado en el capítulo anterior, de esta manera validamos el cálculo realizado.

La Figura 4.14 y la Figura 4.15 indican los valores de desplazamiento y valores de seguridad respectivamente lo que indica que el diseño realizado cumple con las especificaciones del diseño.

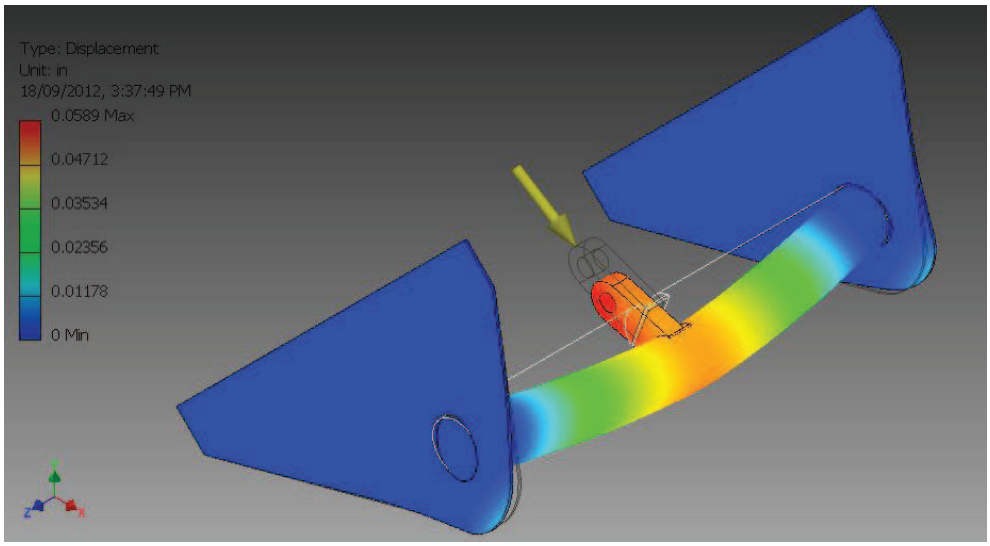


Figura 4.14 Desplazamiento para el ensamblaje ménsula - eje cilindro

Fuente: Autodesk Inventor 2013

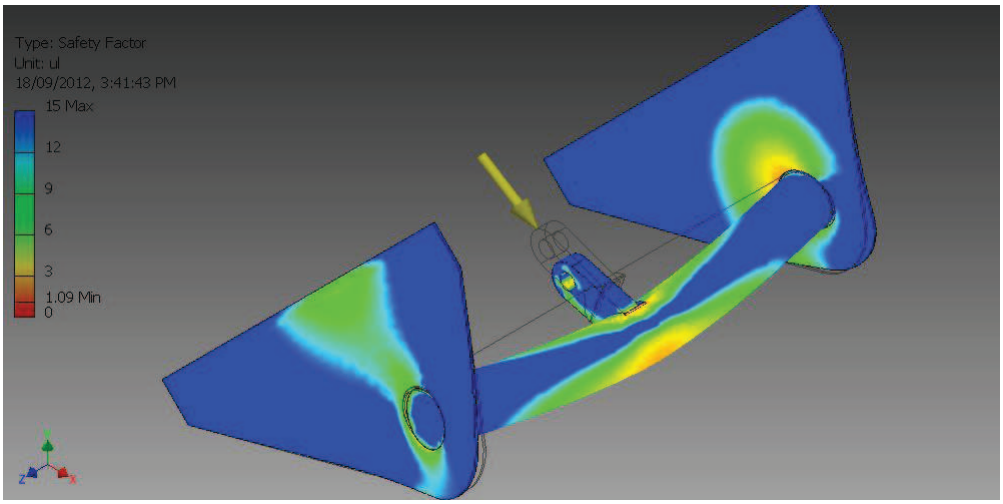


Figura 4.15 Valores de seguridad para el ensamblaje ménsula - eje cilindro

Fuente: Autodesk Inventor 2013

4.5.7 ANÁLISIS FEM EN LA CANASTILLA

Para el diseño de la canastilla como se realizó anteriormente en el capítulo III, se realiza la validación de la soldadura mediante el módulo de análisis de soldadura de Autodesk Inventor 2013, la Figura 4.16 muestra las condiciones iniciales de carga de la soldadura entre los perfiles de la base de la canastilla, se considera que la carga genera flexión pura al miembro estructural, mientras que el cordón

de soldadura cubre tres de las cuatro aristas que conforman el contorno del miembro estructural, como se puede observar, bajo estas condiciones los factores de seguridad es de 2.5 por lo que mediante el diseño de software también se valida el proceso de soldadura de la canastilla.

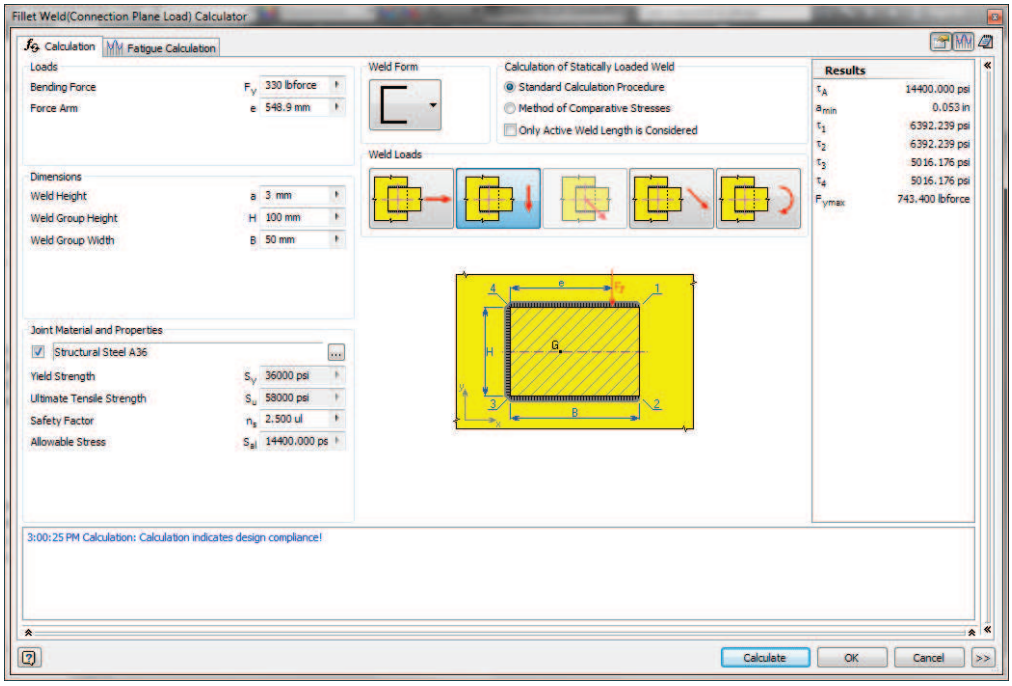


Figura 4.16 Cálculo de la soldadura en la pletina de la canastilla

Fuente: Autodesk Inventor 2013

A continuación se procede a realizar un análisis por el método de elementos finitos del ensamblaje de la canastilla, para lo cual se utiliza el módulo de simulación de esfuerzos de Autodesk Inventor, la Figura 4.17 muestra la generación de la malla previa al análisis.

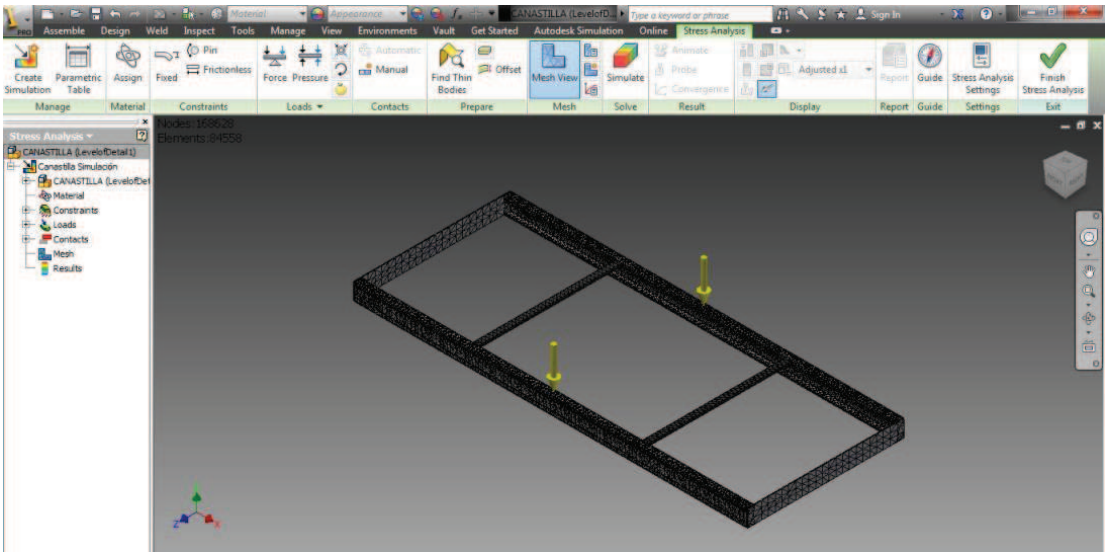


Figura 4.17 Generación de la malla canastilla

Fuente: Autodesk Inventor 2013

La Tabla 4.5 indica las propiedades del material que es parte de la canastilla como se puede observar se ha elegido como material un acero estructural A-36.

Tabla 4.5 Propiedades del material Autodesk Inventor

Nombre	Acero ASTM A-36	
General	Mass Density	0.283599 lbmass/in^3
	Yield Strength	40638.6 psi
	Ultimate Tensile Strength	79825.8 psi
Esfuerzos	Young's Modulus	30479 ksi
	Poisson's Ratio	0.3 ul
	Shear Modulus	11722.7 ksi
Esfuerzo Térmico	Expansión Coefficient	0.0000216 ul/f
	Thermal Conductivity	104.879 btu/(ft hr f)
	Specific Heat	0.35613 btu/(lbmass f)

Fuente: Autodesk Inventor 2013
Elaboración: CASILLAS - ESTACIO.

La Tabla 4.6 indica las condiciones de carga iniciales para el análisis.

Tabla 4.6 Condiciones iniciales de carga Canastilla

Tipo de carga	Fuerza
Magnitud	660.000 lbforce
Vector X	-0.000 lbforce
Vector Y	-660.000 lbforce
Vector Z	0.000 lbforce

Fuente: Autodesk Inventor 2013
Elaboración: CASILLAS - ESTACIO.

La Figura 4.18 muestra el esfuerzo máximo generado sobre la canastilla bajo las condiciones de carga estipulada.

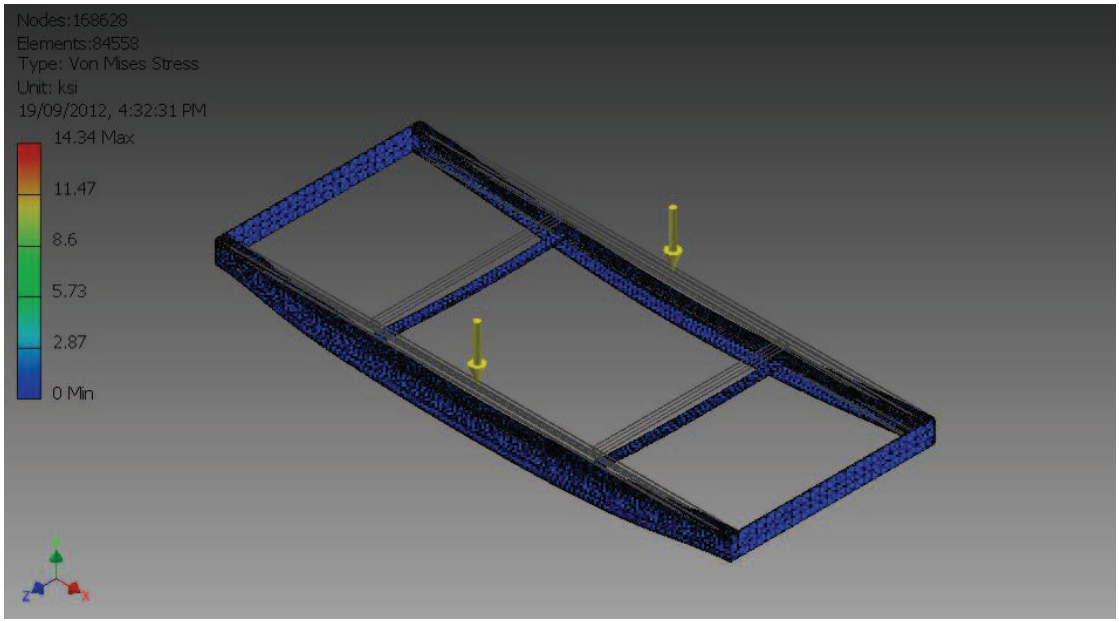


Figura 4.18 Esfuerzo de Von Mises en la Canastilla

Fuente: Autodesk Inventor 2013
Elaboración: CASILLAS - ESTACIO.

La Figura 4.19 muestra el desplazamiento máximo del ensamblaje aplicado una carga resultante de 660 lb.

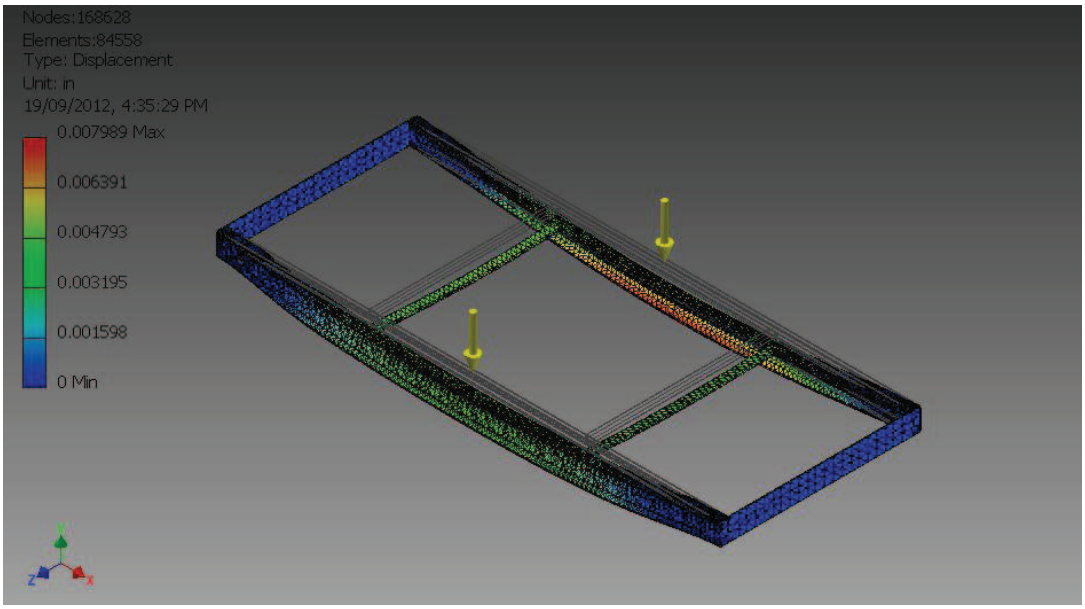


Figura 4.19 Desplazamiento en la Canastilla

Fuente: Autodesk Inventor 2013

La Figura 4.20 muestra el factor de seguridad resultante del sistema.

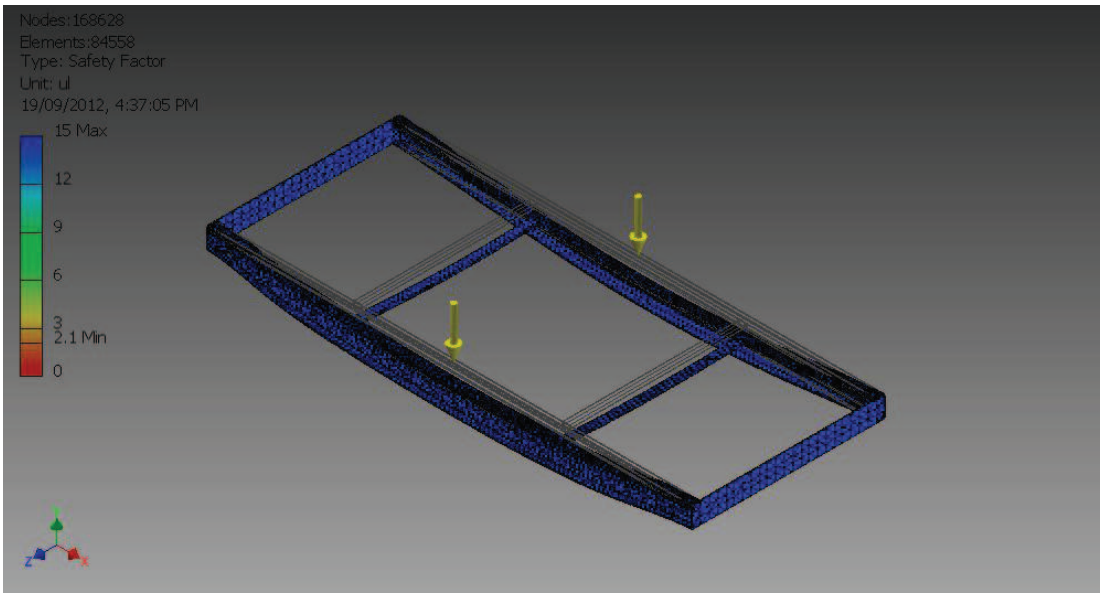


Figura 4.20 Factor de seguridad canastilla

Fuente: Autodesk Inventor 2013

Como se puede visualizar en las figuras anteriores, tanto el esfuerzo máximo, el desplazamiento final máximo y el factor de seguridad que se genera al momento de realizar el análisis, se encuentran dentro de los rangos permisibles por debajo del diseño realizado en el Capítulo III, por lo que se puede concluir que a través del análisis en Autodesk Inventor se valida el cálculo por el método ordinario ya que por medio del sistema el factor de seguridad mínimo es de 2.1.

4.5.8 ANÁLISIS FEM BASE

Para el diseño de la base se utiliza el software Autodesk Mechanical Event Simulation (MES)2013 que es un software especializado en el cual se puede determinar de mejor manera el tipo de malla a seleccionar, las restricciones del sistema al igual que tipo de cargas que actúan sobre los componentes de la base.

Se decide realizar el análisis de la base del elevador en Autodesk MES 2013 puesto que al ser un software netamente especializado en el análisis por el método de le elementos finitos, además que nos permite afinar el tamaño de los elementos de malla permitiendo al usuario obtener datos muchos más precisos, se debe mantener un equilibrio adecuado en cuanto al tamaño de la malla, ya que entre más fina es la malla más exacto será el resultado, pero a la vez utiliza mayor recurso de hardware, por lo que el resultado podría tardar mucho tiempo en generarse.

Previo al análisis del ensamble que conforma la base del elevador ser realiza un análisis de las ménsulas (Figura 4.21) que van a soportar los brazos del elevador al igual que la carga a elevar.

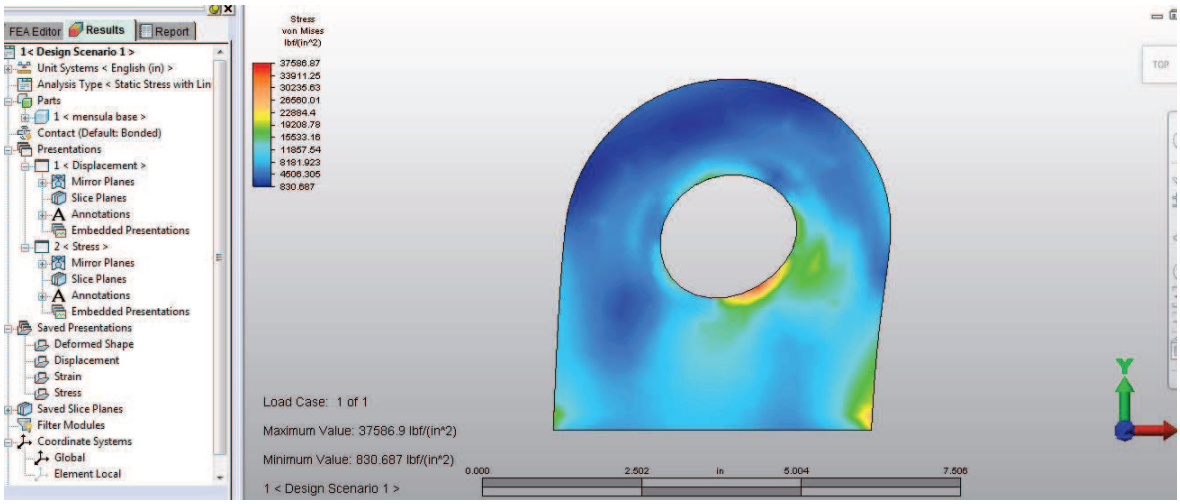


Figura 4.21 Esfuerzo de Von Mises ménsula base

Fuente: Autodesk Inventor 2013

Como se puede observar en la figura anterior, en la ménsula se generan esfuerzos de hasta 37 ksi en el punto del alojamiento de la ménsula, que no representa grandes cambios si observamos los valores de desplazamientos de la ménsula cuyo valor máximo es 0.0035 pulg (Figura 4.22) en el punto más crítico, por lo que se considera que las dimensiones de la ménsula cumple con lo requerido.

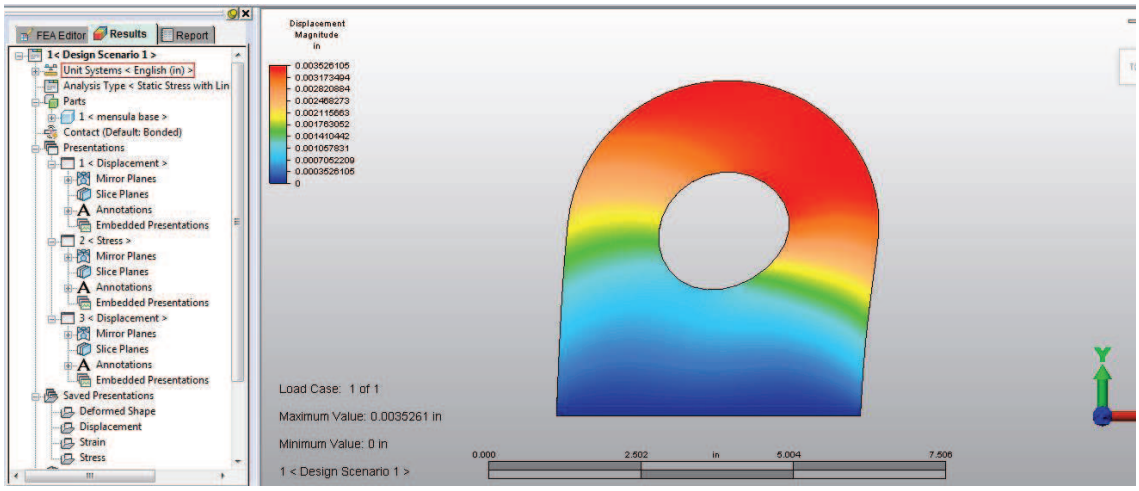


Figura 4.22 Resumen de desplazamientos ménsula base

Fuente: Autodesk Inventor 2013

La Figura 4.23 muestra los valores de mínimos y máximos para el esfuerzo de Von Mises en el ensamble que conforma la base del mecanismo.

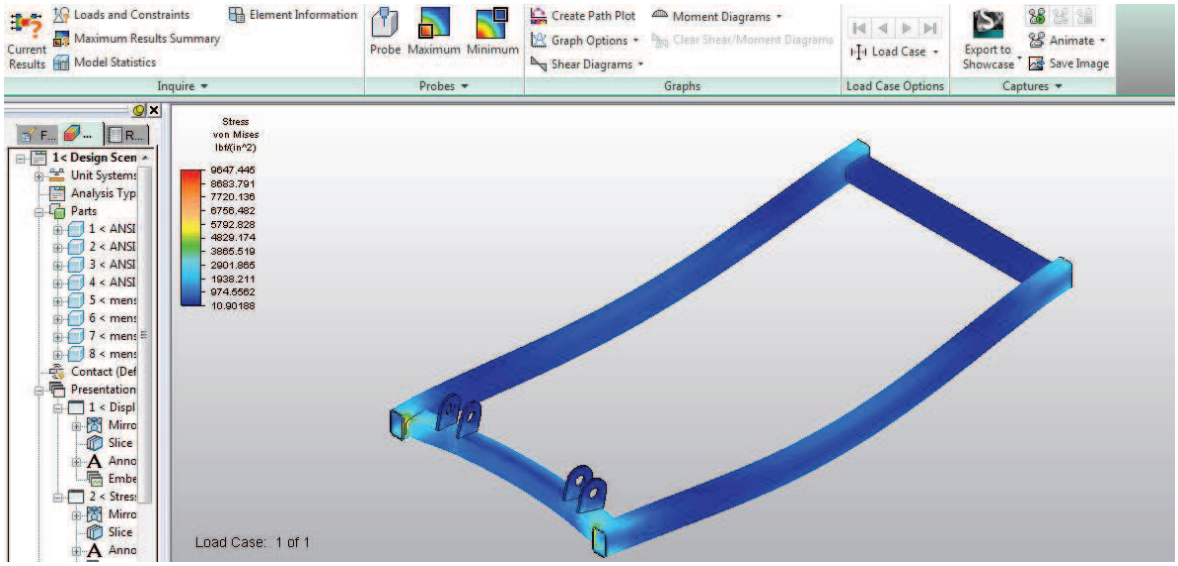


Figura 4.23 Esfuerzos de Von Mises ensamble base

Fuente: Autodesk Inventor 2013

La Figura 4.24 muestra el desplazamiento generado al aplicar la carga respectiva.

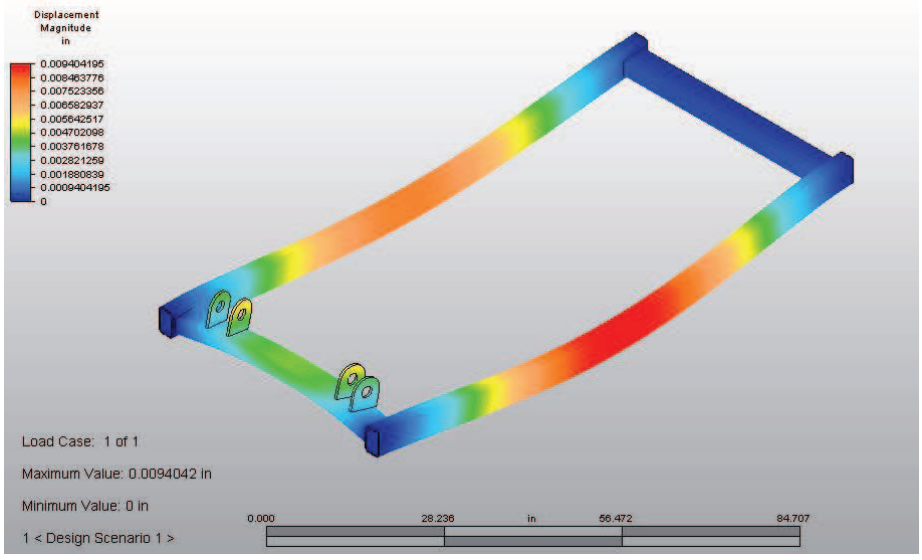


Figura 4.24 Desplazamiento Base Elevador

Fuente: Autodesk Inventor 2013

La figura indica el factor de seguridad de la estructura base.

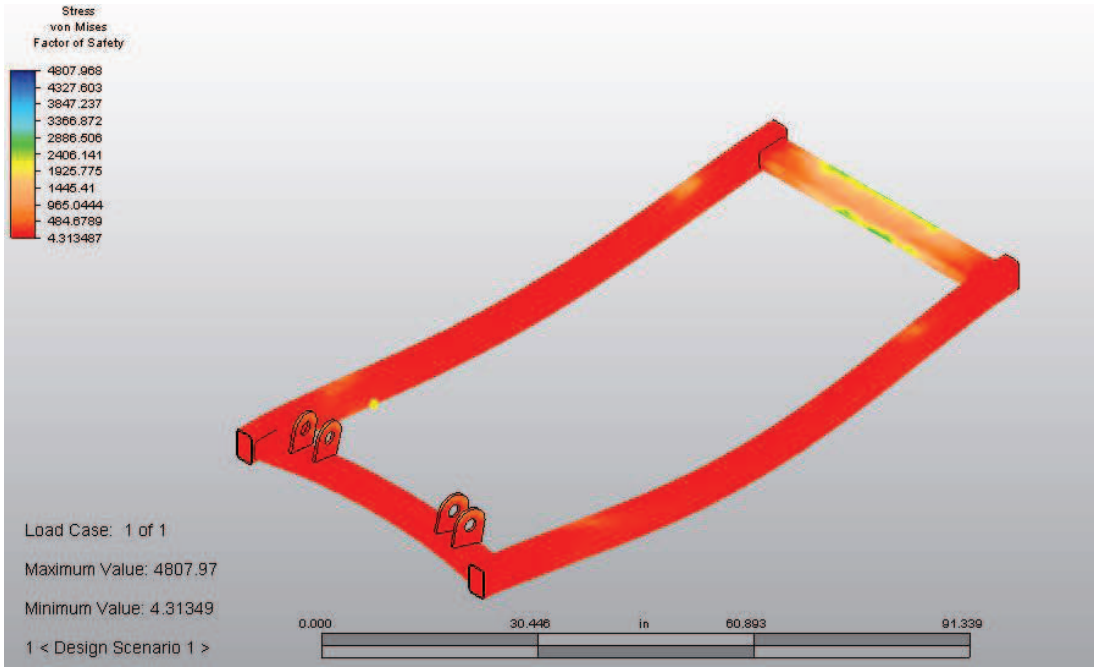


Figura 4.25 Factor de seguridad ensamble base

Fuente: Autodesk Inventor 2013

Se puede observar en las figuras anteriores, que bajo las condiciones de cargas establecidas en la posición más crítica del elevador, el esfuerzo de Von Mises generado es de 9.5 ksi, por lo que se encuentra dentro del rango permisible al igual que si evaluamos el factor de seguridad vemos que se tiene un valor mínimo de 4 lo cual es suficiente para cumplir con los requerimientos mínimos del diseño.

4.5.9 RENDERIZACIÓN EN TIEMPO REAL CON AUTODESK SHOWCASE

Como parte del concepto de prototipo digital, la última etapa de este ciclo de diseño se utiliza el software llamado Autodesk Showcase, que crea representaciones precisas y altamente realistas a partir de los datos el diseño 3D.

El entorno único de Showcase facilita el proceso de presentación y revisión de diseños para decisiones importantes del producto. Showcase permite realizar un renderizado en tiempo real, permitiendo obtener una visualización muy cercana a la realidad del mecanismo añadiendo materiales, escenarios y opciones que facilita la toma de decisiones en la etapa final del diseño de tal manera que se pueda determinar la apariencia del mecanismo, las Figura 4.26 indica el ambiente de showcase al igual que el mecanismo elevador añadido el respectivo material y escenarios.

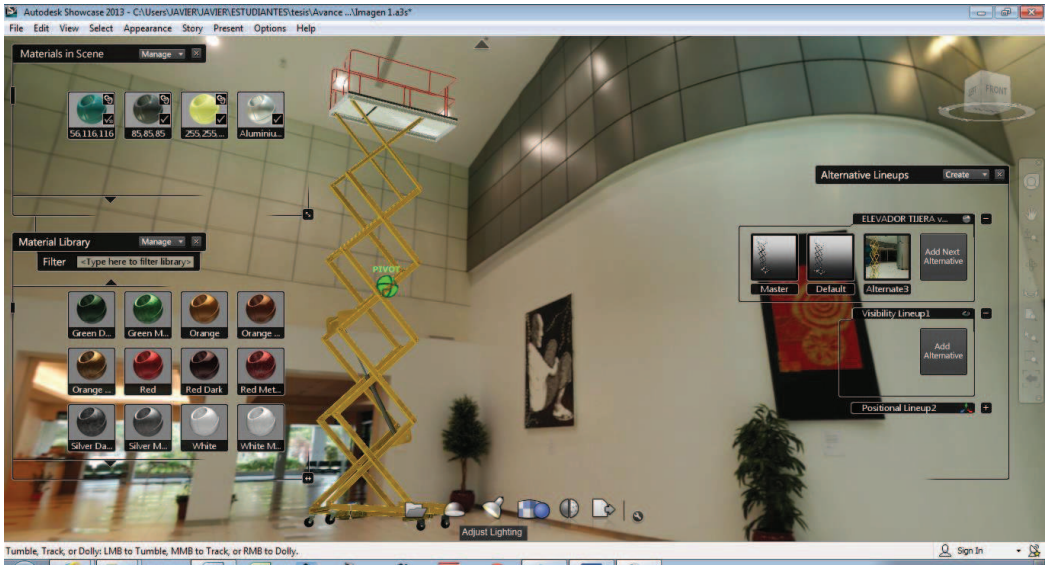


Figura 4.26 Renderizado del Elevador en Autodesk Showcase 2013

Fuente: Autodesk Showcase 2013

Como se observa en la Figura 4.26, el elevador limpia ventanas se traslada al software de ShowCase. Los Prototipos Digitales ofrece una completa interoperabilidad entre cada uno de los archivos generados en los diferentes componentes de Autodesk.

Los componentes del elevador, fueron diseñados con la ayuda de Autodesk Inventor, parte de sus componentes fueron validados en el ambiente FEM del mismo software, parte de los componentes diseñados y ensamblados en Inventor fueron exportados en Autodesk Mechanical Event Simulation, el cual permitió el análisis FEM en dicho software y por último se lo exportó a Showcase en donde se pudo obtener una visualización en tiempo real.

CAPÍTULO V
ANÁLISIS DE COSTOS

5.1 MATERIALES Y COSTOS

El objetivo de este capítulo, es realizar un análisis económico y determinar así la cantidad de recursos que se emplean en el diseño y construcción del mecanismo elevador.

Es de relevante importancia considerar que los materiales a utilizarse en la construcción del elevador tipo tijeras, sea preferentemente materiales que se puedan encontrar en el mercado nacional, y de esta manera reducir el costo final del proyecto.

Se clasifica el tipo de materiales, elementos y servicios necesarios para la fabricación del elevador tipo tijera, de la siguiente manera.

- Materiales y elementos normalizados
- Elementos fabricados
- Consumibles
- Seguridad industrial y salud ocupacional
- Servicios de terceros
- Mano de obra

5.1.1 MATERIALES Y ELEMENTOS NORMALIZADOS

Materiales y elementos constitutivos del equipo que se encuentran normalizados y están disponibles en el mercado nacional y extranjero, según normativas ecuatorianas o internacionales. Tabla 5.1

Tabla 5.1 Materiales y elementos normalizados

DETALLE	Cantidad Requerida	Costo Unitario	TOTAL
	[*und*]	[*USD/und*]	[*USD*]
Plancha de acero, esp. 6 [mm]; 8' X 4'	1	138,96	138,96
Plancha de acero, esp. 12 [mm]; 8' X 4'	1	287,95	287,95
Cilindro Hidráulico	1	1300	1300
Equipamiento para el cilindro	1	4200	4200
Plancha de acero antideslizante 4mm	2	126,2	252,4
Tubo estructural 50 X 25 X 2; L=6 [m]	1	18,32	18,32
Tubo estructural 40 X 20 X 1,2; L=6 [m]	1	8,8	8,8
Tubo estructural 5" X 3" X 1/4"; L=6 [m]	18	153,53	2763,5
Tubo estructural 3" X 2" X 1/4"; L=6 [m]	4	92,11	368,44
Perfil "G" 100 X 50 X 15 X 2; L=6 [m]	2	20,07	40,14
Eje AISI 4340; ∅ 38; L = 1000	7	50,05	350,35
Eje AISI 4340; ∅ 70; L = 1000	2	168,85	337,7
Bocín SAE 40; ∅ 34,93; L = 1000	7	20,37	142,59
Perno M10	32	1	32
Arandela Plana M10	15	0,2	3
Vinchas de seguridad	32	3	96
Tornillo nivelador	4	4,3	17,2
TOTAL			**10357,35**

Fuente: PROPIA
Elaboración: CASILLAS - ESTACIO.

5.1.2 ELEMENTOS FABRICADOS

Ciertos elementos del elevador deben ser fabricados especialmente para el equipo, como son las ruedas del mecanismo de desplazamiento, que son realizadas mediante fundición. Tabla 5.2

Tabla 5.2 Costos Elementos fabricados

DETALLE	Cantidad Requerida	Costo Unitario	TOTAL
	[*und*]	[*USD/und*]	[*USD*]
Rueda con eje	4	10	40
Molde de madera	1	40	40
Chatarra [*kg*]	5	2,5	12,5
Encendido del horno [*galón*]	30	1	30
TOTAL			**122,5**

Fuente: PROPIA
Elaboración: CASILLAS - ESTACIO.

5.1.3 CONSUMIBLES

Materiales diversos que se utilizan para el desbaste, perforación, limpieza y varias actividades durante la fabricación y montaje del mecanismo elevador que se consumen durante el trabajo, y que no representan un elemento constitutivo del equipo en sí.

Tabla 5.3 Costos Materiales consumibles

DETALLE	Cantidad Requerida	Costo Unitario	TOTAL
	[*und*]	[*USD/und*]	[*USD*]
Disco corte 7x1/8x7/8	10	1,8	18
Discos desb.7x1/4x7/8	5	2,69	13,45
Lijas	50	0,3	15
Grata trenzadas negras	3	11,51	34,53
Thinner [*litros*]	3	1,22	3,66
Masking	2	1,78	3,56
Taipes	2	0,53	1,06
Piedras moto-tol	2	2,83	5,66
Tizas refractarias	5	0,2	1
Vidrios Blancos para soldar	10	0,08	0,8
Vidrios Negros para soldar	3	0,32	0,96
Electrodo E6011 1/8" Lincoln [*kg*]	2	6,9	13,8
TOTAL			**111,48**

Fuente: PROPIA
Elaboración: CASILLAS - ESTACIO.

5.1.4 SEGURIDAD INDUSTRIAL Y SALUD OCUPACIONAL

Es imperante el cuidado del personal al realizar las tareas necesarias para la fabricación, montaje y puesta a punto del mecanismo elevador, y además del cuidado de las máquinas, herramientas y del medio ambiente. Por lo que es necesario evaluar el costo de los Equipos de Protección Personal (EPP) que hacen falta para protección del personal a cargo de la fabricación del elevador

Tabla 5.4 Costo Seguridad y Salud Ocupacional

DETALLE	Cantidad Requerida	Costo Unitario	TOTAL
	[*und*]	[*USD/und*]	[*USD*]
Gafa de seguridad	8	1,62	12,96
Tapón auditivo	8	0,98	7,84
Visor acrílico - careta esmerilar	4	3,95	15,8
Guantes de cuero electromecánicos	5	2,39	11,95
Guantes de cuero api	2	4,19	8,38
Delantal de cuero	1	1,89	1,89
Mangas de cuero	1	2,59	2,59
Mascarillas desechables	5	0,55	2,75
TOTAL			**64,16**

Fuente: PROPIA
Elaboración: CASILLAS - ESTACIO.

5.1.5 SERVICIOS DE TERCEROS

Se contrata ciertos servicios especializados necesarios para la fabricación, montaje y/o trasporte del equipo o de las diferentes partes constitutivas del elevador. Además que por causas ajenas a las estipuladas en el diseño, construcción y montaje pueden suceder durante cualquier etapa, se debe prever un monto para tratar de cubrir estos acontecimientos. Tabla 5.5

Tabla 5.5 Costos Servicios de terceros e imprevistos

DETALLE	Cantidad Requerida	Costo Unitario	TOTAL
	[*und*]	[*USD/und*]	[*USD*]
Transporte de materiales	1	10	10
Servicio de torneado	1	60	60
Servicio de fresado	1	35	35
Imprevistos	1	500	500
TOTAL			**605**

Fuente: PROPIA
Elaboración: CASILLAS - ESTACIO.

5.1.6 MANO DE OBRA

Por experiencia propia en montaje y fabricación de equipos, se puede estimar el tiempo necesario para la puesta a punto del elevador, el personal necesario, y el costo de la mano de obra empleada.

Tabla 5.6 Costo Mano de obra

DETALLE	Cantidad Requerida	Tiempo de trabajo	Costo Unitario	TOTAL
	[*personas]*	[*horas*]	[*USD/hora*]	[*USD*]
Supervisor	2	120	7	1680
Soldador	1	48	5,5	264
Armador	2	60	4,5	540
Ayudante (pintor)	1	120	3,5	420
TOTAL				**2904**

Fuente: PROPIA
Elaboración: CASILLAS - ESTACIO.

Se realiza una tabla donde se suman los totales parciales de cada tipo de costo, y así obtener el costo total del mecanismo elevador tipo tijeras.

Tabla 5.7 Costo total del equipo

DETALLE	costos parciales
	[USD]
Materiales y elementos normalizados	10357,35
Elementos fabricados	122,5
Consumibles	111,48
Seguridad industrial y salud ocupacional	64,16
Servicios de terceros	605
Mano de obra	2904
TOTAL	**14164,49**

Fuente: PROPIA
Elaboración: CASILLAS - ESTACIO.

CAPÍTULO VI
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1 CONCLUSIONES

- Para la realización del presente proyecto de titulación se ha consultado la bibliografía que se ha utilizado en el transcurso de la carrera de ingeniería mecánica, los conocimientos transmitidos en la cátedra referente al tema principal del proyecto, el diseño mecánico.

- En lo que se refiere al planteamiento del problema, dentro del cual consta, dimensionamiento del elevador, la carga a elevar, la transportabilidad, la seguridad y la factibilidad económica, ha sido realizado cumpliendo estándares de diseño.

- El diseño convencional del mecanismo elevador limpia-ventanas ha sido satisfactorio, ya que se ha comprobado su validez mediante el uso de software de diseño mecánico.

- Los costos de fabricación del mecanismo son aproximados a los costos de elevadores similares que se encuentran en el mercado, tomando en cuenta que su producción es en cadena.

- Se ha podido verificar la importancia del concepto de prototipo digital, en vista que no fue necesario la realización de un prototipo físico para la validación del diseño.

- El flujo de trabajo de prototipo digital comprende la unión de todos los departamentos de Ingeniería, desde la fase de conceptualización hasta la misma fase de fabricación del diseño.

- Se comprobó la interoperabilidad entre los diferentes software que son parte del prototipo digital, llegando hasta la visualización en tiempo real en Showcase.

6.2 RECOMENDACIONES

- La utilización de software de diseño mecánico es imperante en la instrucción de un ingeniero mecánico, pues el conocimiento de las nuevas tecnologías es fundamental en el mercado laboral ecuatoriano y mundial, por lo que se debe poner mayor atención en que esté presente en la catedra, este tipo de programas informáticos.

- Mediante el uso de software de diseño mecánico, es posible reducir tiempos de diseño, por lo que los costos de producción serían menores al igual que los tiempos fabricación.

- Para reducir los tiempos de fabricación, se recomienda buscar materiales existentes en el mercado local, ya que esto permitirá reducir los costos de fabricación.

- La ubicación del cilindro hidráulico dentro del mecanismo debe unir los miembros estructurales número seis y número 10, esto permite reducir la fuerza ejercida por el pistón debido a que en un momento determinado la inercia del mecanismo eleva automáticamente dichos miembros.

BIBLIOGRAFÍA

- RIBAS Carlos; “Diseño Concurrente”; Ediciones UPC, 2001
- MARKS; Manual del Ingeniero Mecánico. Vol I Mc Graw-Hill, México
- SHIGLEY Joseph; (1989); “*Diseño en Ingeniería Mecánica*”; Ed. Mc Graw Hill; Cuarta Edición; México.
- BEER Ferdinand; (1997); “*Mecánica Vectorial para Ingenieros*”; Ed. Mc Graw Hill; México.
- NORTON Robert; (1950); “Diseño de Máquinas”; Segunda Edición España
- PISARENKO-YAKOVLEV;(1979); “Manual de Resistencia de Materiales”; Primera edición; Editorial Mir; Moscú
- AISC; “Manual of Steel Construction”; Thirteenth Edition; 2005; USA
- AISC; “Detailing for steel construction”; Segunda Edición; 2002
- INEN; “Código de Dibujo Técnico Mecánico”; Quito; 1981
- TIMOSHENKO Stephen; “Resistencia de materiales”; Primera Parte; editorial Epasa-Calpe S.A; 1957; Madrid
- VARGAS, J; “Guía de los fundamentos de Dibujo Industrial”; E.P.N.; Facultad de Ingeniería Mecánica: Quito – Ecuador, 2008.
- http://www.kubiec.com/web_final/index.php?option=com_phocagallery&view=category&id=4&Itemid=127
- http://www.insht.es/InshtWeb/Contenidos/Documentacion/FichasTecnicas/NTP/Ficheros/601a700/ntp_634.pdf
- http://www.bohlerandina.com/spanish/b_2741.php
- http://pdf.directindustry.com/pdf/tellure-rota/complete-catalogue-catalogo-completo/Show/23000-21198-_242.html
- http://www.goodfellow.com/S/Bronce-fosforoso.html

ANEXOS

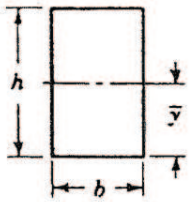
ANEXO I

Tabla Propiedades de las secciones

Tabla A-14 PROPIEDADES DE LAS SECCIONES

A = área
I = momento de inercia
J = momento polar de inercia
Z = módulo de sección
k = radio de giro
$\bar{y}$ = distancia al centroide

Rectángulo

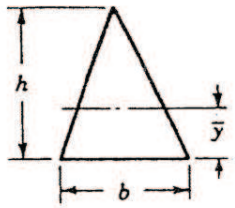


$$A = bh \qquad k = 0.289h$$

$$I = \frac{bh^3}{12} \qquad \bar{y} = \frac{h}{2}$$

$$Z = \frac{bh^2}{6}$$

Triángulo

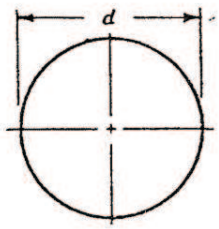


$$A = \frac{bh}{2} \qquad k = 0.236h$$

$$I = \frac{bh^3}{36} \qquad \bar{y} = \frac{h}{3}$$

$$Z = \frac{bh^2}{24}$$

Círculo

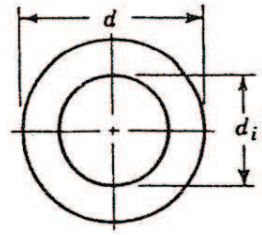


$$A = \frac{\pi d^2}{4} \qquad J = \frac{\pi d^4}{32}$$

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \qquad k = \frac{d}{4}$$

$$Z = \frac{\pi d^3}{32} \qquad \bar{y} = \frac{d}{2}$$

Corona circular



$$A = \frac{\pi}{4}(d^2 - d_i^2) \qquad J = \frac{\pi}{32}(d^4 - d_i^4)$$

$$I = \frac{\pi}{64}(d^4 - d_i^4) \qquad k = \sqrt{\frac{d^2 + d_i^2}{16}}$$

$$Z = \frac{\pi}{32d}(d^4 - d_i^4) \qquad \bar{y} = \frac{d}{2}$$

Tabla 9-2 PROPIEDADES A LA FLEXIÓN DE SOLDADURAS DE FILETE*

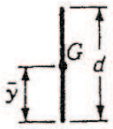
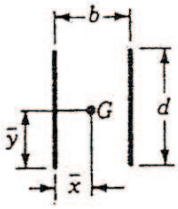
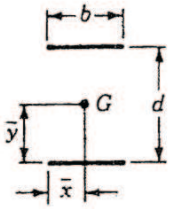
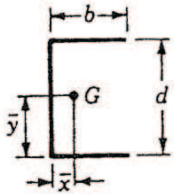
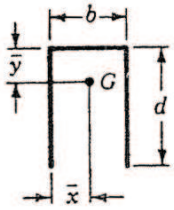
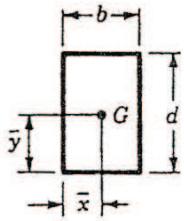
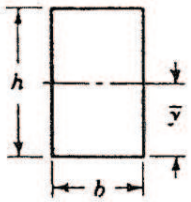
Soldadura	Área de garganta	Localización de G	Momento de inercia unitario
	$A = 0.707hd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{12}$
	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{6}$
	$A = 1.414hb$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{bd^2}{2}$
	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b + d}$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{12}(6b + d)$
	$A = 0.707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$	$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$
	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{6}(3b + d)$

Tabla A-14 PROPIEDADES DE LAS SECCIONES

A = área
I = momento de inercia
J = momento polar de inercia
Z = módulo de sección
k = radio de giro
$\bar{y}$ = distancia al centroide

Rectángulo

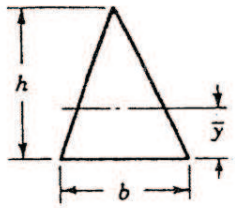


$$A = bh \qquad k = 0.289h$$

$$I = \frac{bh^3}{12} \qquad \bar{y} = \frac{h}{2}$$

$$Z = \frac{bh^2}{6}$$

Triángulo

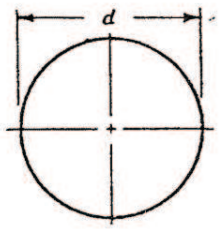


$$A = \frac{bh}{2} \qquad k = 0.236h$$

$$I = \frac{bh^3}{36} \qquad \bar{y} = \frac{h}{3}$$

$$Z = \frac{bh^2}{24}$$

Círculo

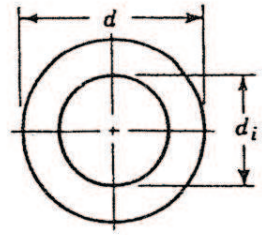


$$A = \frac{\pi d^2}{4} \qquad J = \frac{\pi d^4}{32}$$

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \qquad k = \frac{d}{4}$$

$$Z = \frac{\pi d^3}{32} \qquad \bar{y} = \frac{d}{2}$$

Corona circular



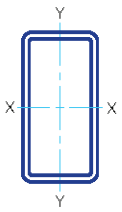
$$A = \frac{\pi}{4}(d^2 - d_i^2) \qquad J = \frac{\pi}{32}(d^4 - d_i^4)$$

$$I = \frac{\pi}{64}(d^4 - d_i^4) \qquad k = \sqrt{\frac{d^2 + d_i^2}{16}}$$

$$Z = \frac{\pi}{32d}(d^4 - d_i^4) \qquad \bar{y} = \frac{d}{2}$$

ANEXO II

Tablas de Selección de Perfiles Estructurales AISC

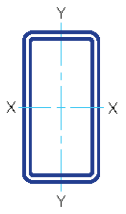


STRUCTURAL TUBING
Rectangular
Dimensions and properties

Dimensions				Properties**									
Nominal* Size	Wall Thickness		Weight per ft	Area	X-X Axis				Y-Y Axis				J
					I	S	Z	r	I	S	Z	r	
in.	in.		lb	in.^{2}	in.^{4}	in.^{3}	in.^{3}	in.	in.^{4}	in.^{3}	in.^{3}	in.	in.^{4}
5×2	0.3125	5/16	12.70	3.73	9.74	3.90	5.31	1.62	2.16	2.16	2.70	0.762	6.24
	0.2500	1/4	10.51	3.09	8.48	3.39	4.51	1.66	1.92	1.92	2.32	0.789	5.43
	0.1875	3/16	8.15	2.39	6.89	2.75	3.59	1.70	1.60	1.60	1.86	0.816	4.40
	0.1250	1/8	5.61	1.65	4.96	1.98	2.53	1.73	1.17	1.17	1.32	0.844	3.15
4×3	0.3125	5/16	12.70	3.73	7.45	3.72	4.75	1.41	4.71	3.14	3.88	1.12	9.89
	0.2500	1/4	10.51	3.09	6.45	3.23	4.03	1.45	4.10	2.74	3.30	1.15	8.41
	0.1875	3/16	8.15	2.39	5.23	2.62	3.20	1.48	3.34	2.23	2.62	1.18	6.67
	0.1250	1/8	5.61	1.65	3.76	1.88	2.25	1.51	2.41	1.61	1.85	1.21	4.68
4×2	0.3750	3/8	12.17	3.58	5.75	2.87	4.00	1.27	1.83	1.83	2.39	0.715	4.97
	0.3125	5/16	10.58	3.11	5.32	2.66	3.60	1.31	1.71	1.71	2.17	0.743	4.58
	0.2500	1/4	8.81	2.59	4.69	2.35	3.09	1.35	1.54	1.54	1.88	0.770	4.01
	0.1875	3/16	6.87	2.02	3.87	1.93	2.48	1.38	1.29	1.29	1.52	0.798	3.26
	0.1250	1/8	4.75	1.40	2.82	1.41	1.77	1.42	0.954	0.954	1.09	0.826	2.34
3×2	0.3125	5/16	8.45	2.48	2.44	1.63	2.20	0.992	1.26	1.26	1.64	0.714	2.97
	0.2500	1/4	7.11	2.09	2.21	1.47	1.92	1.03	1.15	1.15	1.44	0.742	2.63
	0.1875	3/16	5.59	1.64	1.86	1.24	1.57	1.06	0.977	0.977	1.18	0.771	2.16
	0.1250	1/8	3.90	1.15	1.38	0.920	1.13	1.10	0.733	0.733	0.855	0.800	1.57
2½×1½	0.2500	1/4	5.41	1.59	1.05	0.844	1.15	0.815	0.458	0.610	0.793	0.537	1.14
	0.1875	3/16	4.32	1.27	0.920	0.736	0.964	0.852	0.405	0.540	0.669	0.565	0.976

*Outside dimensions across flat sides.
**Properties are based upon a nominal outside corner radius equal to two times the wall thickness.

STRUCTURAL TUBING
Rectangular
Dimensions and properties



Dimensions				Properties**									
Nominal* Size	Wall Thickness		Weight per ft	Area	X-X Axis				Y-Y Axis				J
					I	*S*	*Z*	*r*	*I*	*S*	*Z*	*r*	
in.	in.		lb	in.^{2}	in.^{4}	in.^{3}	in.^{3}	in.	in.^{4}	in.^{3}	in.^{3}	in.	in.^{4}
7×3	0.3750	3/8	22.37	6.58	35.7	10.2	13.5	2.33	9.08	6.05	7.32	1.18	25.1
	0.3125	5/16	19.08	5.61	31.5	9.00	11.8	2.37	8.11	5.41	6.40	1.20	22.0
	0.2500	1/4	15.62	4.59	26.6	7.61	9.79	2.41	6.95	4.63	5.36	1.23	18.5
	0.1875	3/16	11.97	3.52	21.1	6.02	7.63	2.45	5.57	3.71	4.20	1.26	14.6
	0.1250	1/8	8.16	2.40	14.8	4.22	5.29	2.48	3.96	2.64	2.93	1.29	10.2
6×4	0.5000	1/2	28.43	8.36	35.3	11.8	15.4	2.06	18.4	9.21	11.5	1.48	42.1
	0.3750	3/8	22.37	6.58	29.7	9.90	12.5	2.13	15.6	7.82	9.44	1.54	34.6
	0.3125	5/16	19.08	5.61	26.2	8.72	10.9	2.16	13.8	6.92	8.21	1.57	30.1
	0.2500	1/4	15.62	4.59	22.1	7.36	9.06	2.19	11.7	5.87	6.84	1.60	25.0
	0.1875	3/16	11.97	3.52	17.4	5.81	7.06	2.23	9.32	4.66	5.34	1.63	19.5
	0.1250	1/8	8.16	2.40	12.2	4.08	4.88	2.26	6.57	3.29	3.71	1.66	13.5
6×3	0.5000	1/2	25.03	7.36	27.7	9.25	12.6	1.94	8.91	5.94	7.59	1.10	23.9
	0.3750	3/8	19.82	5.83	23.8	7.92	10.4	2.02	7.78	5.19	6.34	1.16	20.3
	0.3125	5/16	16.96	4.98	21.1	7.03	9.11	2.06	6.98	4.65	5.56	1.18	17.9
	0.2500	1/4	13.91	4.09	17.9	5.98	7.62	2.09	6.00	4.00	4.67	1.21	15.1
	0.1875	3/16	10.70	3.14	14.3	4.76	5.97	2.13	4.83	3.22	3.68	1.24	11.9
	0.1250	1/8	7.31	2.15	10.1	3.36	4.15	2.17	3.45	2.30	2.57	1.27	8.27
6×2	0.3750	3/8	17.27	5.08	17.8	5.94	8.33	1.87	2.84	2.84	3.61	0.748	8.72
	0.3125	5/16	14.83	4.36	16.0	5.34	7.33	1.92	2.62	2.62	3.22	0.775	7.94
	0.2500	1/4	12.21	3.59	13.8	4.60	6.18	1.96	2.31	2.31	2.75	0.802	6.88
	0.1875	3/16	9.42	2.77	11.1	3.70	4.88	2.00	1.90	1.90	2.20	0.829	5.56
	0.1250	1/8	6.46	1.90	7.92	2.64	3.42	2.04	1.39	1.39	1.56	0.857	3.98
5×4	0.3750	3/8	19.82	5.83	18.7	7.50	9.44	1.79	13.2	6.58	8.08	1.50	26.3
	0.3125	5/16	16.96	4.98	16.6	6.65	8.24	1.83	11.7	5.85	7.05	1.53	22.9
	0.2500	1/4	13.91	4.09	14.1	5.65	6.89	1.86	9.98	4.99	5.90	1.56	19.1
	0.1875	3/16	10.70	3.14	11.2	4.49	5.39	1.89	7.96	3.98	4.63	1.59	14.9
5×3	0.5000	1/2	21.63	6.36	16.9	6.75	9.20	1.63	7.33	4.88	6.34	1.07	18.2
	0.3750	3/8	17.27	5.08	14.7	5.89	7.71	1.70	6.48	4.32	5.35	1.13	15.6
	0.3125	5/16	14.83	4.36	13.2	5.27	6.77	1.74	5.85	3.90	4.72	1.16	13.8
	0.2500	1/4	12.21	3.59	11.3	4.52	5.70	1.77	5.05	3.37	3.98	1.19	11.7
	0.1875	3/16	9.42	2.77	9.06	3.62	4.49	1.81	4.08	2.72	3.15	1.21	9.21
	0.1250	1/8	6.46	1.90	6.44	2.58	3.14	1.84	2.93	1.95	2.21	1.24	6.44

*Outside dimensions across flatsides.
**Properties are based upon a nominal outside corner radius equal to two times the wall thickness.

ANEXO III

Catálogo de perfiles Estructurales DIPAC

DIPAC®
PRODUCTOS DE ACERO

DISERVICIOS

CORREAS "G"

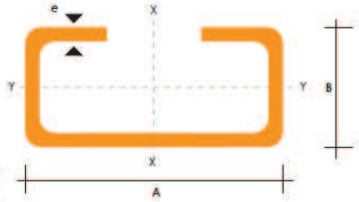
PERFILES ESTRUCTURALES
CORREAS "G"

Especificaciones Generales

Norma	INEN 1 623: 2000
Otras calidades	Previa consulta
Largo normal	6mts
Otros largos	Previa consulta
Espesores	Desde 1.5mm hasta 12mm
Acabado	Natural
Otro acabado	Previa consulta

DIMENSIONES				PESOS		SECCION	PROPIEDADES					
							EJE X-X					
A	B	C	e	6metros	1metro		I	W	I	I	W	I
mm	mm	mm	mm	Kg	Kg	cm2	cm4	cm3	cm	cm4	cm3	cm
60	30	10	1.5	9.19	1.53	1.95	11.02	3.67	2.38	2.43	1.25	1.12
60	30	10	2	11.94	1.99	2.54	13.98	4.66	2.35	3.01	2.85	1.09
60	30	10	3	16.98	2.83	3.61	18.9	6.3	2.29	3.87	3.69	1.04
80	40	15	1.5	13.18	2.20	2.80	27.43	6.86	3.13	6.39	2.53	1.51
80	40	15	2	16.68	2.78	3.54	35.30	8.81	3.16	8.07	3.18	1.51
80	40	15	3	24.06	4.01	5.11	49.00	12.30	3.10	10.80	4.27	1.46
100	50	15	2	20.40	3.40	4.34	69.20	13.80	4.00	15.00	4.57	1.86
100	50	15	3	29.70	4.95	6.31	97.80	19.60	3.94	20.50	6.25	1.80
100	50	20	4	40.26	6.71	8.55	126.70	25.34	3.85	28.50	9.05	1.83
100	50	25	5	51.12	8.52	10.86	152.51	30.50	3.75	36.52	12.09	1.83
125	50	15	2	22.80	3.80	4.84	116.00	18.60	4.91	16.20	4.69	1.83
125	50	15	3	33.24	5.54	7.06	165.00	26.50	4.84	22.20	6.43	1.77
125	50	20	4	44.99	7.49	9.55	217.00	34.70	4.77	30.90	9.32	1.80
125	50	25	5	57.00	9.50	12.11	264.32	42.29	4.67	39.88	12.46	1.82
125	50	30	6	70.78	11.78	14.73	307.13	49.14	4.56	48.69	15.81	1.81
150	50	15	2	25.14	4.14	5.34	179.00	23.80	5.79	17.10	4.78	1.79
150	50	15	3	36.78	6.13	7.81	255.00	34.00	5.72	23.50	6.56	1.73
150	50	20	4	49.68	8.28	10.50	337.00	44.90	5.65	32.90	9.52	1.77
150	75	25	5	74.70	12.45	15.86	545.36	72.71	5.86	117.22	24.17	2.72
150	75	30	6	93.42	15.57	19.23	641.40	85.52	5.77	114.47	30.57	2.74
175	50	15	2	27.48	4.58	5.84	258.00	29.40	6.64	17.90	4.85	1.75
175	50	15	3	40.32	6.72	8.56	369.00	42.20	6.57	24.60	6.66	1.70
175	75	25	4	65.40	10.9	13.90	653.00	74.60	6.84	105.00	20.90	2.75
175	75	25	5	80.58	13.43	17.11	785.95	89.82	6.78	123.88	24.63	2.69
175	75	30	6	100.74	16.79	20.73	929.39	106.22	6.70	152.84	31.19	2.72
200	50	15	2	29.94	4.99	6.36	356.00	35.60	7.56	18.60	4.85	1.72
200	50	15	3	43.86	7.31	9.31	507.00	50.70	7.45	25.10	6.57	1.65
200	75	25	4	70.20	11.70	14.90	895.00	89.50	7.64	110.00	21.30	2.71
200	75	25	5	86.52	14.42	18.37	1080.00	108.00	7.67	129.62	25.02	2.66
200	75	30	6	108.00	18.00	22.23	1282.17	128.21	7.59	160.15	31.73	2.68
250	75	25	4	79.80	13.30	16.90	1520.00	122.00	9.48	118.00	21.70	2.64
250	100	25	5	109.98	18.33	23.36	2219.24	177.54	9.75	285.26	39.24	3.49
250	100	30	6	135.48	22.58	28.23	2647.38	219.79	9.68	383.54	55.58	3.69
300	100	30	4	100.80	16.80	21.30	2860.00	191.00	11.60	274.00	38.30	3.58
300	100	35	5	126.60	21.10	26.90	3560.00	237.00	11.50	351.00	49.90	3.62
300	100	35	6	154.74	25.79	31.80	4170.00	278.00	11.40	404.00	57.40	3.56

También en galvanizado e inoxidable



DISERVICIOS

RECTANGULAR

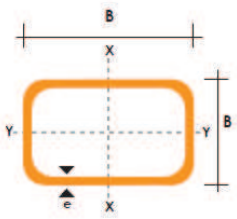
DIPAC®
PRODUCTOS DE ACERO

TUBO ESTRUCTURAL RECTANGULAR

Especificaciones Generales

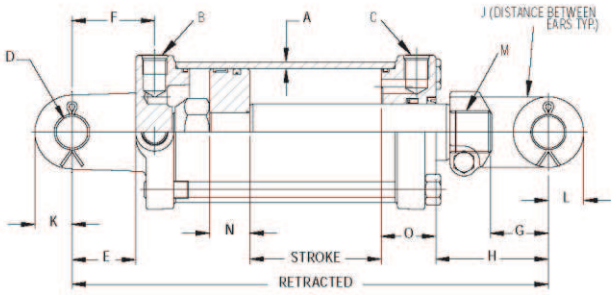
Norma	ASTM A-500
Recubrimiento	Negro o galvanizado
Largo normal	6 mts.
Otros largos	Previa Consulta
Dimensiones	Desde 12mm x 25mm a 40mm x 80mm
Espesor	Desde 2,0mm a 3,0mm

DIMENSIONES				AREA	EJES X-X			EJES Y-Y		
A mm	B mm	ESPESOR mm	PESO Kg/m	AREA cm2	I cm4	W cm3	i cm	I cm4	W cm3	i cm
20	40	1,2	1,09	1,32	2,61	1,30	1,12	0,88	0,88	0,83
20	40	1,5	1,35	1,65	3,26	1,63	1,40	1,09	1,09	0,81
20	40	2,0	1,78	2,14	4,04	2,02	1,37	1,33	1,33	0,79
25	50	1,5	1,71	2,10	6,39	2,56	1,74	2,19	1,75	1,02
25	50	2,0	2,25	2,74	8,37	3,35	1,75	2,80	2,24	1,01
25	50	3,0	3,30	4,14	12,56	5,02	1,74	3,99	3,19	0,99
30	50	1,5	1,88	2,25	7,27	2,91	1,80	3,32	2,21	1,21
30	50	2,0	2,41	2,94	9,52	3,81	1,80	4,28	2,85	1,21
30	50	3,0	3,30	4,21	12,78	5,11	1,74	5,66	3,77	1,16
30	70	2,0	3,03	3,74	22,20	6,34	2,44	5,85	3,90	1,25
30	70	3,0	4,48	5,41	30,50	8,71	2,37	7,84	5,23	1,20
40	60	1,5	2,29	2,91	14,90	4,97	2,26	7,94	3,97	1,65
40	60	2,0	3,03	3,74	18,08	6,13	2,22	9,81	4,90	1,62
40	60	3,0	4,48	5,41	25,31	8,44	2,16	13,37	6,69	1,57
30	70	1,5	2,34	2,91	18,08	5,17	2,49	4,76	3,17	1,28
30	70	2,0	2,93	3,74	22,20	6,34	2,44	5,85	3,90	1,25
30	70	3,0	4,25	5,41	30,50	8,71	2,37	7,84	5,23	1,20
40	80	1,5	2,76	3,74	31,75	7,94	2,91	10,77	5,39	1,70
40	80	2,0	3,66	4,54	37,32	9,33	2,87	12,70	6,35	1,67
40	80	3,0	5,42	6,61	52,16	13,04	2,81	17,49	8,75	1,63
50	100	2,0	4,52	5,74	74,94	14,99	3,61	25,65	10,26	2,11
50	100	3,0	6,71	8,41	106,34	21,27	3,56	35,97	14,39	2,07
50	150	2,0	6,17	7,74	207,45	27,66	5,18	37,17	14,87	2,19
50	150	3,0	9,17	11,41	298,35	39,78	5,11	52,54	21,02	2,15



ANEXO IV

Catálogo Cilindros Hidráulicos Prince



FEATURES:

- Honed tubing
- Heavy duty, high strength tie-rods
- Induction hardened piston rods plated with RoyalPlate Plus® (piston rods on 2" bore not hardened)
- Ductile iron piston, butt, gland & clevis
- Urethane u-cup & metal encased wiper 2 1/2" bore & larger models
- Crown seal on piston
- Pins & cotter pins (Hardened pins on 4", 4 1/2" & 5" models)
- Standard color is gloss black
- Stroke control may be installed on 8" strokes (2" - 3.5" bore, A models only)
- Side ports available on request
- Nylon bearing ring on 4", 4 1/2" & 5" bore models
- 3000 PSI continuous operating pressure

2 INCH BORE CYLINDERS

New Standard Model No.	Old Standard Model No. 2500 PSI / 3000 PSI	Stroke	Wt	Column Load (lbs)	Retract	Tare Dist. (H)
B200040ABAAA07B	none /SAE-32004	4"	17	9425 lbs	14 ¼	3 ½
B200060ABAAA07B	none /SAE-32006	6"	19	9425 lbs	16 ¼	3 ½
A200080ABAAA07B	none /SAE-32008	8"	21	9425 lbs	20 ¼	5 ½
B200100ABAAA07B	none /SAE-32010	10"	22	9425 lbs	20 ¼	3 ½
B200120ABAAA07B	SAE-9012 /SAE-32012	12"	23	9425 lbs	22 ¼	3 ½
B200140ABAAA07B	SAE-9014 /SAE-32014	14"	25	9425 lbs	24 ¼	3 ½
A200160ABAAA07B	SAE-9016 /SAE-32016	16"	28	7630 lbs	31 ½	8 ¾
B200180ABAAA07B	SAE-9018 /SAE-32018	18"	28	9200 lbs	28 ¼	3 ½
B200200ABAAA07B	SAE-9020 /SAE-32020	20"	30	7760 lbs	30 ¼	3 ½
B200240ABAAA07B	SAE-9024 /SAE-32024	24"	33	5730 lbs	34 ¼	3 ½
B200300ABAAA07B	SAE-9030 /SAE-32030	30"	37	3910 lbs	40 ¼	3 ½

Standard Dimensions of 2 Inch Bore Cylinders

Note: 1 ⅛" rod diameter
Outside Sq. Dim. Butt - 2.875, Gland 2.875
A ⅜" cylinder tube wall thickness
B, C SAE ¾ -16 extend & retract ports
D 1.015" clevis pin hole size
E, F 1 13/16" base clevis throat depth with 2 3/8" from pin center to port center
G 1 13/16" rod clevis throat depth
J 1.06" min. distance between ears at pin center line
K 15/16" base clevis ear radius
L 1 ⅛" rod clevis ear radius
M 1 ⅛" – 12 UNF-3 piston rod clevis thread size
N ⅞" piston width
O 2 3/16" gland width

2.5 INCH BORE CYLINDERS

New Standard Model No.	Old Standard Model No. 2500 PSI / 3000 PSI	Stroke	Wt	Column Load (lbs)	Retract	Tare Dist. (H)
B250060ABAAA07B	none /SAE-32506	6"	22	14730 lbs	16 ¼	3 5/16
A250080ABAAA07B	SAE-9108 /SAE-32508	8"	25	14730 lbs	20 ¼	5 5/16
B250100ABAAA07B	SAE-9110 /SAE-32510	10"	26	14730 lbs	20 ¼	3 5/16
B250120ABAAA07B	SAE-9112 /SAE-32512	12"	28	14730 lbs	22 ¼	3 5/16
B250140ABAAA07B	SAE-9114 /SAE-32514	14"	30	14730 lbs	24 ¼	3 5/16
A250160ABAAA07B	SAE-9116 /SAE-32516	16"	34	11520 lbs	31 ½	8 5/16
B250180ABAAA07B	SAE-9118 /SAE-32518	18"	34	13880 lbs	28 ¼	3 5/16
B250200ABAAA07B	SAE-9120 /SAE-32520	20"	36	11720 lbs	30 ¼	3 5/16
B250240ABAAA07B	SAE-9124 /SAE-32524	24"	41	8670 lbs	34 ¼	3 5/16
B250300ABAAA07B	SAE-9130 /SAE-32530	30"	47	5930 lbs	40 ¼	3 5/16

Standard Dimensions of 2.5 Inch Bore Cylinders

Note: 1 ¼" rod diameter
Outside Sq. Dim. Butt - 3.375, Gland 3.375
A 3/16" cylinder tube wall thickness
B, C SAE ¾ -16 extend & retract ports
D 1.015" clevis pin hole size
E, F 1 ⅞" base clevis throat depth with 2 11/16" from pin center to port center
G 1 13/16" rod clevis throat depth
J 1.06" min. distance between ears at pin center line
K 15/16" base clevis ear radius
L 1 ⅛" rod clevis ear radius
M 1 ⅛" – 12 UNF-3 piston rod clevis thread size
N 1" piston width
O 2 ⅜" gland width

3 INCH BORE CYLINDERS

New Standard Model No.	Old Standard Model No. 2500 PSI / 3000 PSI	Stroke	Wt	Column Load (lbs)	Retract	Tare Dist. (H)
B300060ABAAA07B	none /SAE-33006	6"	26	21210 lbs	16 ¼	3 ¾
A300080ABAAA07B	SAE-9208 /SAE-33008	8"	29	21210 lbs	20 ¼	5 ¾
B300100ABAAA07B	SAE-9210 /SAE-33010	10"	30	21210 lbs	20 ¼	3 ¾
B300120ABAAA07B	SAE-9212 /SAE-33012	12"	33	21210 lbs	22 ¼	3 ¾
B300140ABAAA07B	SAE-9214 /SAE-33014	14"	35	21210 lbs	24 ¼	3 ¾
A300160ABAAA07B	SAE-9216 /SAE-33016	16"	40	16730 lbs	31 ½	9
B300180ABAAA07B	SAE-9218 /SAE-33018	18"	40	20120 lbs	28 ¼	3 ¾
B300200ABAAA07B	SAE-9220 /SAE-33020	20"	42	17010 lbs	30 ¼	3 ¾
B300240ABAAA07B	SAE-9224 /SAE-33024	24"	47	12620 lbs	34 ¼	3 ¾
B300300ABAAA07B	SAE-9230 /SAE-33030	30"	54	8640 lbs	40 ¼	3 ¾
B300360ABAAA07B	SAE-9236 /SAE-33036	36"	61	6290 lbs	46 ¼	3 ¾
B300480ABAAA07B	SAE-9248 /SAE-33048	48"	75	3760 lbs	58 ¼	3 ⅞

Standard Dimensions of 3 Inch Bore Cylinders

Note: 1 ⅜" rod diameter
Outside Sq. Dim. Butt - 3.875, Gland 3.875
A ⅜" cylinder tube wall thickness
B, C SAE ¾ -16 extend & retract ports
D 1.015" clevis pin hole size
E, F 1 ⅞" base clevis throat depth with 2 11/16" from pin center to port center
G 1 13/16" rod clevis throat depth
J 1.06" min. distance between ears at pin center line
K 1 ⅛" base clevis ear radius
L 1 ⅛" rod clevis ear radius
M 1 ⅛" – 12 UNF-3 piston rod clevis thread size
N 1" piston width
O 1 15/16" gland width

PRINCE MANUFACTURING CORPORATION/WORLD HEADQUARTERS • P.O. BOX 7000 • NORTH SIOUX CITY, SOUTH DAKOTA 57049-7000
URL: www.princehyd.com • E-MAIL: prince@princehyd.com
O.E.M. CUSTOMER SERVICE: (605) 235-1220 • FAX (712) 233-2181 DISTRIBUTOR CUSTOMER SERVICE: PHONE (605) 235-1220 • FAX (712) 233-2181

CATC 12-09-04-01

SEE PAGE 5 OF THE STANDARD PRODUCT PRICE LIST FOR PRICING

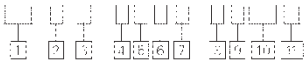
ANEXO V

Catálogos Bombas de Engranajes Vickers

Single Pumps

Model Code

F3 - V 10 - 1 P 5 S - 1 C 20 L



1 Special Seals
Omit if not required.
See page 25 for information on seals

2 Vane pump

3 Series
10 or 20

4 Mounting

1 – 2-bolt flange, 3.25" pilot (standard)
6 – 2-bolt flange, 4.00" pilot (optional)

See page 23 for optional foot bracket kits.

5 Inlet port connections

P –1" NPT thread (V10 only)
1 1/4" NPT thread (V20 only)
S –1.3125-12 straight thread (V10 only)
1.625-12 straight thread (V20 only)

6 Ring size
(Delivery at 1200 r/min and 100 psi)

1 – 1 USgpm
2 – 2 USgpm
3 – 3 USgpm
4 – 4 USgpm
5 – 5 USgpm
6 – 6 USgpm
7 – 7 USgpm
V10 series

6 – 6 USgpm
7 – 7 USgpm
8 – 8 USgpm
9 – 9 USgpm
11 – 11 USgpm
12 – 12 USgpm
13 – 13 USgpm
V20 series

7 Outlet port connections

P – 1/2" NPT thd. (V10 only)
R –1.1875–12 St. thd. (V20 only)
S – .750–16 St. thd. (V10 only)
1.0625–12 St. thd. (V20 only)

8 Shafts

1 – Straight keyed
11 – Splined
38 – 11 Tooth – 3/4" OD.
62 – Splined (V20 only)

9 Position of outlet port
(Viewed from cover end of pump)

A – Opposite inlet port
B – 90 CCW from inlet
C – In line with inlet
D – 90 CW from inlet

10 Design

11 – V20 series
20 – V10 series
Subject to change.

11 Shaft rotation
(Viewed from shaft end of pump)

L – Left hand (counterclockwise).
Omit for right hand.

Specifications

Based on using petroleum oil at 49° C (120° F), viscosity 32 cSt at 38° C (150 SUS at 100° F), and 0 psi inlet pressure

Model series	Ring size (Delivery USgpm @ 1200 r/min & 100 psi)	Displ. cm³/r (in³/r)	Max. Speed r/min	Maximum pressure bar (psi)	Typical delivery L/min (USgpm) @ max. speed & pressure	Typical input power kW (hp) @ max. speed & pressure	Weight kg (lb)
	1	3,3 (.20)	4800	172 (2500)	13,6 (3.6)	5,2 (7)	
	2	6,6 (.40)	4500	172 (2500)	27,6 (7.3)	10,1 (13.6)	
	3	9,8 (.60)	4000	172 (2500)	35,9 (9.4)	13,3 (17.8)	4,5 - 6,8
V10	4	13,1 (.80)	3400	172 (2500)	41,3 (10.9)	15,2 (20.4)	(10 - 15)
	5	16,4 (1.00)	2900	172 (2500)	45,5 (12.0)	17 (22.8)	
	6	19,5 (1.19)	2600	152 (2200)	55,3 (14.6)	18,3 (24.5)	
	7	22,6 (1.39)	2500	138 (2000)	60,6 (16)	17,9 (24)	
	6	19,5 (1.19)	3400	172 (2500)	62,9 (16.1)	21,6 (29)	
	7	22,6 (1.39)	3000	172 (2500)	63,2 (16.7)	22 (29.5)	
	8	26,5 (1.62)	2600	172 (2500)	67 (17.7)	24,2 (32.5)	7,3 - 9,2
V20	9	29,7 (1.81)	2500	172 (2500)	75 (19.8)	26,5 (35.5)	(16 - 19)
	11	36,4 (2.22)	2500	172 (2500)	85,7 (22.9)	28 (37.5)	
	12	39 (2.38)	2400	152 (2200)	87,1 (23)	26,9 (36)	
	13	42,4 (2.59)	2400	152 (2200)	93 (25.9)	29,1 (39)	

See page 3 for speed torque curve

Basic Performance Data – Single and Double Pumps

Typical operating characteristics at 1200 r/min with petroleum oil

Ring size		Data based on performance at oil temperature of 49° C (120° F), viscosity 32 cSt at 38° C (150 SUS at 100° F)							
		7 bar (100 psi)		69 bar (1000 psi)		138 bar (2000 psi)		155 bar (2250 psi)	
V10 single pump †	V20 single pump ‡	Lpm (USgpm)	Input kW (hp)	Lpm (USgpm)	Input kW (hp)	Lpm (USgpm)	Input kW (hp)	Lpm (USgpm)	Input kW (hp)
1		3,8 (1)	0,2 (.3)	2,7 (.7)	0,5 (.8)	2,5 (.65)	1 (1.4)	2,3 (.6)	1,2 (1.6)
2	–	7,8 (2)	0,2 (.3)	6,8 (1.8)	1,3 (1.75)	6,4 (1.7)	2,2 (3)	6 (1.6)	2,6 (3.5)
3		11,4 (3)	0,3 (.4)	10,6 (2.8)	1,6 (2.2)	10,2 (2.7)	3,3 (4.4)	9,8 (2.6)	3,7 (5)
4		15,1 (4)	0,3 (.4)	14 (3.7)	2,2 (3)	13,6 (3.6)	4,3 (5.8)	13,2 (3.5)	4,8 (6.5)
5	–	18,9 (5)	0,4 (.6)	18,1 (4.8)	2,7 (3.6)	17,4 (4.6)	5,2 (7)	17,4 (4.6)	5,8 (7.8)
6	–	23,1 (6.1)	0,7 (.9)	21,6 (5.7)	3,7 (5)	20,4 (5.4)	6,7 (9)	20,1 (5.3)	7,5 (10)
7	–	27,2 (7.2)	0,7 (1)	25,7 (6.8)	4,1 (5.5)	24,6 (6.5)	7,8 (10.4)	23,8 (6.3)	8,7 (11.5)
–	6	23,5 (6.2)	0,9 (1.25)	20,1 (5.3)	3,6 (4.9)	18,7 (5.2)	6,3 (8.4)	19,3 (5.1)	7,5 (10)
–	7	26,9 (7.1)	0,9 (1.25)	25 (6.6)	3,7 (5)	23,5 (6.2)	8,0 (9.2)	23,1 (6.1)	8,6 (11.5)
–	8	31 (8.2)	0,9 (1.25)	28,8 (7.6)	4,2 (5.6)	27,2 (7.2)	9,1 (10.2)	26,9 (7.1)	10,4 (14)
–	9	34,8 (9.2)	1 (1.3)	32,6 (8.6)	4,9 (6.2)	31 (8.2)	9 (12.1)	30,7 (8.1)	11,8 (16)
–	11	43,5 (11.5)	1 (1.3)	37,9 (11)	5,7 (7.6)	36,7 (10.5)	10,9 (14.6)	35,4 (10.4)	13 (17.5)
–	12	45,4 (12)	1 (1.3)	43,2 (11.4)	6,1 (8.2)	40,9 (10.8)	11,6 (15.6)	–	–
–	13	51,1 (13.5)	1 (1.3)	49,2 (13)	6,9 (9.2)	47,3 (12.5)	12,4 (16.7)	–	–

† Also cover-end ring of V2010 double pump

‡ Also shaft end ring of V2010 and V2020 double pumps, and cover end ring except sizes 12 & 13, of V2020 double pump.

NOTE: See curves for complete operating characteristics with petroleum oil. See page 8 for single pumps. See page 17 for double pumps.

Maximum speeds & pressures using fire-resistant fluids

Ring size	Maximum speed by fluid type – r/min		Maximum pressure by fluid type – bar (psi)		
	Water-glycol and water-in-oil emulsion	Synthetic fluid	Water glycol	Water-in-oil emulsion	Synthetic fluid
1, 2, 3, 4, 5	800	1500	124 (1800)	103 (1500)	138 (2000)
6, 7, 8, 9	800	1500	124 (1800)	103 (1500)	138 (2000)
11	1800	1500	103 (1500)	90 (1300)	138 (2000)
12,13*	1800	1500	103 (1500)	90 (1300)	124 (1800)

NOTE: * Includes IB pedal actuated and solenoid actuated pressure cycle. See page 24 for complete application details.

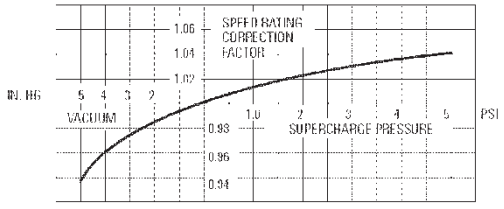
Speed rating per inlet condition

Maximum operating speeds shown on performance curves are for pumps operating at 0 psi inlet condition. To compute maximum operating speeds at other inlet conditions, use appropriate speed rating correction factor shown on the curve on the right.

Example:

Max. speed @ 0 psi inlet	2800 rpm
Correction factor @ 5 in. Hg	x .93
Max. speed @ 5 in. Hg inlet	2604 rpm

Pump inlet suction should not exceed 5 in. Hg vacuum for petroleum oil or 3 in. Hg vacuum for other fluid types. Positive pressure on inlet should not exceed 10 psi.

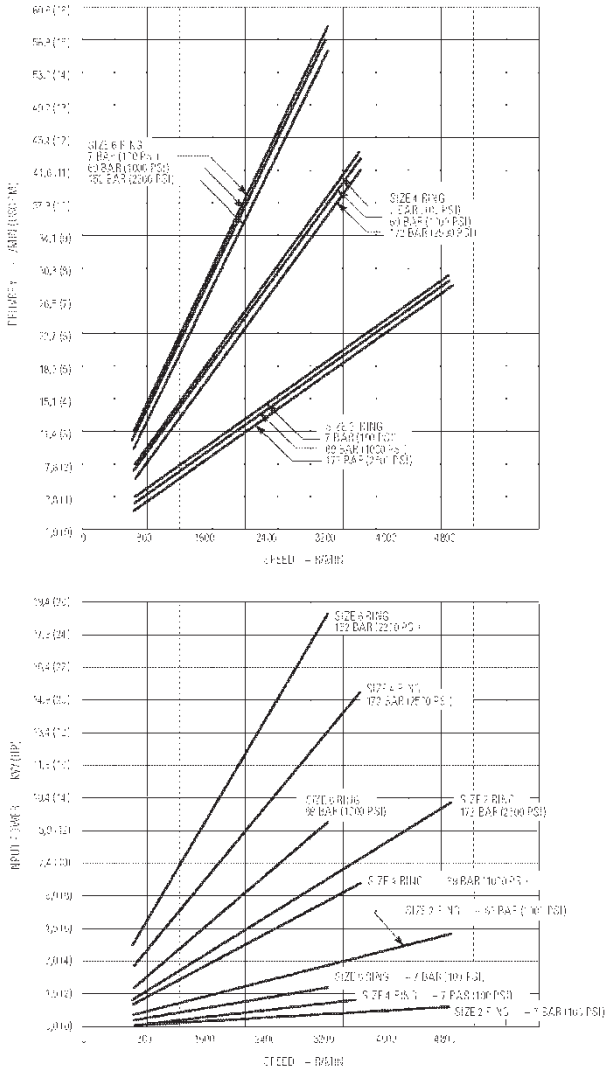


Single Pumps

V10 Performance

Oil temp. 49°C (120°F), viscosity 32 cSt (150 SUS) @ 38°C (100°F), inlet pressure zero

Size 2, 4 & 6 rings

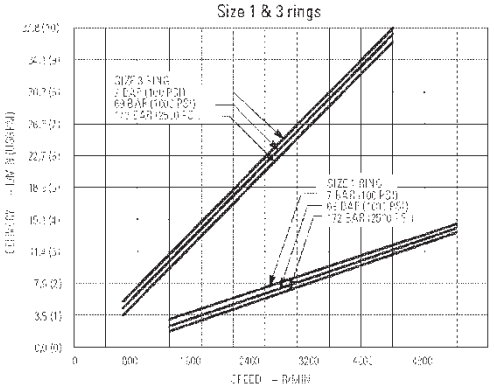


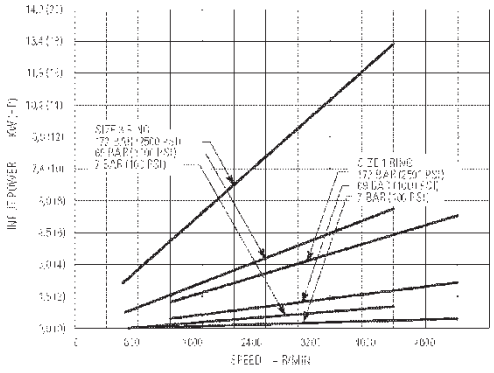
Single Pumps

V10 Performance

Oil temp. 49°C (120°F), viscosity 32 cSt (150 SUS) @ 38°C (100°F), inlet pressure zero

Size 1 & 3 rings





ANEXO VI

Catálogo Motores Eléctricos WEG

Uso General - Brida "C"

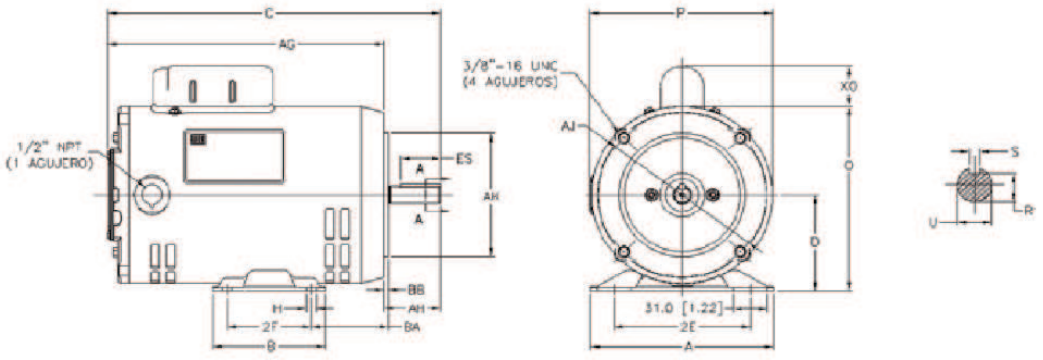
Datos Electricos

Potencia HP	Potencia kW	Factor de Servicio	Polos	Armazón	Código de Referencia	Tensión V	RPM min^{-1}	Corriente Nominal A	Corriente a Factor de Servicio A	Clave KVA/HP	Eficiencia Nominal %	Factor de Potencia pu
0,25	0,187	1,35	2	56C	.25360S1PA56C	127/220	3510	6.28/2.35	6.50/2.70	R	52,5	0,44
		1,35	4	56C	.25180S1P56C	127/220	1745	5.50/2.50	5.80/2.80	P	50,5	0,52
0,33	0,249	1,35	2	56C	.33360S1PA56C	127/220	3510	7.21/2.70	7.40/3.10	P	55.0	0,57
		1,35	4	56C	.33180S1P56C	127/220	1750	6.40/2.50	7.00/3.00	P	52,5	0,57
0.50	0,373	1,25	2	56C	.50360S1PA56C	127/220	3515	9.10/3.70	9.70/4.60	N	59,5	0,58
		1,25	4	56C	.50180S1P56C	127/220	1740	8.00/3.80	8.70/4.30	N	57,5	0,63
0,75	0.560	1,25	2	56C	.75360S1PA56C	127/220	3500	11.50/5.00	12.55/5.85	M	62,0	0,61
		1,25	4	56C	.75180S1P56C	127/220	1750	12.5/5.50	13.10/6.10	P	59,5	0,59
1.0	0,746	1,25	2	56C	001360S1P56C	127/220	3515	13.00/6.20	14.00/7.30	M	64,0	0,70
		1,15	4	56C	001180S1P56C	127/220	1730	15.00/7.50	17.50/8.62	M	62,0	0,63
1,5	1,119	1,15	2	56C	001560S1P56C	127/220	3500	16.50/8.80	18.90/10.10	L	68,0	0,78
		1,15	4	56C	001580S1P56C	127/220	1730	20.20/9.37	21.30/10.60	M	66,0	0,66
2.0	1,492	1,15	2	56HC	002360S1P56C	127/220	3520	20.0/10.5	22.0/11.5	M	72,0	0,81
		1,15	4	56HC	002180S1P56C	127/220	1735	29.00/13.50	33.3/15.50	M	70,0	0,57

Datos Mecanicos

Potencia HP	Potencia kW	Polos	Armazón	Código de Referencia	D	2E	2F	BA	H	U	R	ES Min.	S	AJ	AK	BB min	AH	AG	C	P	O	XO
0.25	0,187	2	56C	.25360S1PA56C	88.9 [3.50]	61.976 [2.44]	76.2 [3.00]	69.85 [2.75]	8.636 [0.34]	15.875 [0.6250]	13.1318 [0.517]	35.814 [1.41]	4.7752 [0.188]	149.22 [5.875]	114.30 [4.500]	4.06 [0.16]	52.3 [2.06]	214.7 [8.45]	267 [10.5]	147 [5.8]	161 [6.3]	37.5 [1.47]
		4	56C	.25180S1P56C														214.7 [8.45]	267 [10.5]	147 [5.8]	161 [6.3]	
0.33	0,249	2	56C	.33360S1PA56C														224.7 [8.84]	277 [10.9]	147 [5.8]	161 [6.3]	
		4	56C	.33180S1P56C														224.7 [8.84]	277 [10.9]	147 [5.8]	161 [6.3]	
0.50	0,373	2	56C	.50360S1PA56C														234.7 [9.24]	287 [11.3]	147 [5.8]	161 [6.3]	
		4	56C	.50180S1P56C														234.7 [9.24]	287 [11.3]	147 [5.8]	161 [6.3]	
0,75	0.560	2	56C	.75360S1PA56C														234.7 [9.24]	287 [11.3]	147 [5.8]	161 [6.3]	
		4	56C	.75180S1P56C														259.7 [10.22]	312 [12.2]	166 [6.5]	171 [6.7]	
1.0	0,746	2	56C	001360S1P56C														259.7 [10.22]	312 [12.2]	166 [6.5]	171 [6.7]	
		4	56C	001180S1P56C														259.7 [10.22]	312 [12.2]	166 [6.5]	171 [6.7]	
1,5	1,119	2	56C	001560S1P56C														269.7 [10.61]	322 [12.6]	166 [6.5]	171 [6.7]	
		4	56C	001580S1P56C														269.7 [10.61]	322 [12.6]	166 [6.5]	171 [6.7]	
2.0	1,492	2	56HC	002360S1P56C			127.0 [5.00]											299.7 [11.80]	352 [13.8]	166 [6.5]	171 [6.7]	
		4	56HC	002180S1P56C														309.7 [12.19]	362 [14.2]	166 [6.5]	171 [6.7]	

Todas las dimensiones estan en mm [pulgadas]
(1) La distancia XO varia para motores de doble capacitor.



www.weg.net

Uso General

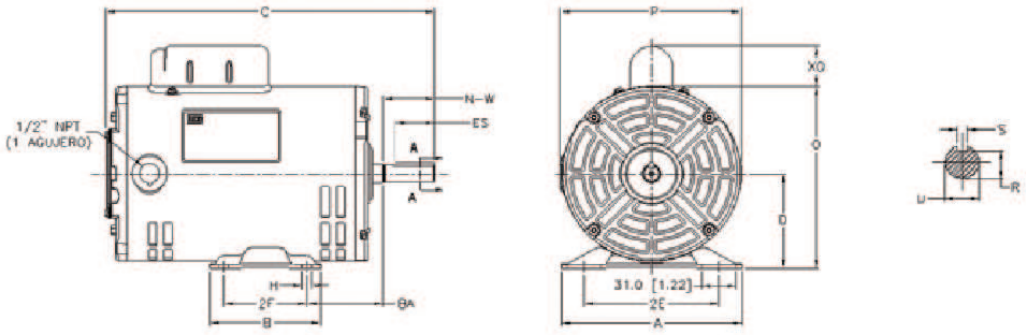
Datos Electricos

Potencia		Factor de Servicio	Polos	Armazón	Código de Referencia	Tensión V	RPM min^{-1}	Corriente Nominal A	Corriente a Factor de Servicio A	Clave KVA/HP	Eficiencia Nominal %	Factor de Potencia pu
HP	kW											
0,25	0,187	1,35	2	56	.25360S1PA56	127/220	3510	6.28/2.35	6.50/2.70	R	52,5	0,44
		1,35	4	56	.25180S1P56	127/220	1745	5.50/2.50	5.80/2.80	P	50,5	0,52
0,33	0,249	1,35	2	56	.33360S1PA56	127/220	3510	7.21/2.70	7.40/3.10	P	55.0	0,57
		1,35	4	56	.33180S1P56	127/220	1750	6.40/2.50	7.00/3.00	P	52,5	0,57
0.50	0,373	1,25	2	56	.50360S1PA56	127/220	3515	9.10/3.70	9.70/4.60	N	59,5	0,58
		1,25	4	56	.50180S1P56	127/220	1740	8.00/3.80	8.70/4.30	N	57,5	0,63
0,75	0.560	1,25	2	56	.75360S1PA56	127/220	3500	11.50/5.00	12.55/5.85	M	62,0	0,61
		1,25	4	56	.75180S1P56	127/220	1750	12.5/5.50	13.10/6.10	P	59,5	0,59
1.0	0,746	1,25	2	56	001360S1P56	127/220	3515	13.00/6.20	14.00/7.30	M	64,0	0,70
		1,15	4	56	001180S1P56	127/220	1730	15.00/7.50	17.50/8.62	M	62,0	0,63
1,5	1,119	1,15	2	56	001560S1P56	127/220	3500	16.50/8.80	18.90/10.10	L	68,0	0,78
		1,15	4	56	001580S1P56	127/220	1730	20.20/9.37	21.30/10.60	M	66,0	0,66
2.0	1,492	1,15	2	56H	002360S1P56	127/220	3520	20.0/10.5	22.0/11.5	M	72,0	0,81
		1,15	4	56H	002180S1P56	127/220	1735	29.00/13.50	33.3/15.50	M	70,0	0,57

Datos Mecanicos

Potencia		Polos	Armazón	Código de Referencia	D	2E	2F	BA	H	U	N-W	R	ES Mín.	S	C	P	O	XO (1)
HP	kW																	
0,25	0,187	2	56	.25360S1PA56	88.9 [3.50]	61.976 [2.44]	76.2 [3.00]	69.85 [2.75]	8.636 [0.34]	15.875 [0.6250]	47.752 [1.88]	13.1318 [0.517]	35.814 [1.41]	4.7752 [0.188]	267 [10.5]	147 [5.8]	161 [6.3]	37.5 [1.47]
		4	56	.25180S1P56											267 [10.5]	147 [5.8]	161 [6.3]	
0,33	0,249	2	56	.33360S1PA56											277 [10.9]	147 [5.8]	161 [6.3]	
		4	56	.33180S1P56											277 [10.9]	147 [5.8]	161 [6.3]	
0.50	0,373	2	56	.50360S1PA56											287 [11.3]	147 [5.8]	161 [6.3]	
		4	56	.50180S1P56											287 [11.3]	147 [5.8]	161 [6.3]	
0,75	0.560	2	56	.75360S1PA56											287 [11.3]	147 [5.8]	161 [6.3]	
		4	56	.75180S1P56											312 [12.2]	166 [6.5]	171 [6.7]	
1.0	0,746	2	56	001360S1P56											312 [12.2]	166 [6.5]	171 [6.7]	
		4	56	001180S1P56											312 [12.2]	166 [6.5]	171 [6.7]	
1,5	1,119	2	56	001560S1P56											322 [12.6]	166 [6.5]	171 [6.7]	
		4	56	001580S1P56											322 [12.6]	166 [6.5]	171 [6.7]	
2.0	1,492	2	56H	002360S1P56			127.0 [5.00]								352 [13.8]	166 [6.5]	171 [6.7]	
		4	56H	002180S1P56											362 [14.2]	166 [6.5]	171 [6.7]	

Todas las dimensiones estan en mm [pulgadas]
(1) La distancia XO varia para motores de doble capacitor.



ANEXO VII

Catálogos Selección de Garruchas

tellureRôta

		RUOTE IN GOMMA ELASTICA ELASTIC RUBBER WHEELS ROUES EN CAOUTCHOUC ELASTIQUE	ELASTIK-VOLLGUMMI RÄDER RUEDAS DE GOMA ELASTICA RODAS EM BORRACHA ELASTICA	
72		100-250 180-500 -20 +70	NL P EE	234
72		125-300 300-950 -20+70	NL P EP EE	234
72GS		100 80 -30+250	NL NLX	240
73		100-200 150-450 -20+70	NL P PX	244
73AE		100-200 150-350 -20+70	NL P	252

		RUOTE IN GOMMA PNEUMATICA PNEUMATIC WHEELS ROUES PNEUMATIQUES	LUFTBEREIFTE RÄDER RUEDAS NEUMATICAS RODAS PNEUMATICAS	
82		260 150 -20 +60	NL	276

I **RUOTE IN GOMMA "SIGMA ELASTIC", NUCLEO IN ALLUMINIO E GHISA MECCANICA**

GB "SIGMA ELASTIC" RUBBER WHEELS, ALUMINIUM OR CAST IRON CENTRE

F **ROUES EN CAOUCTHOUC "SIGMA ELASTIC", CORPS EN ALUMINIUM ET EN FONTE MECANIQUE**

D "SIGMA ELASTIC" GUMMI-RÄDER, ALU- UND GUßKERN

E **RUEDAS DE GOMA "SIGMA ELASTIC", NUCLEO DE ALUMINIO Y DE HIERRO FUNDIDO MECANICO**

P RODAS EM BORRACHA "SIGMA ELASTIC", NÚCLEO EM ALUMINIO E EM FERRO FUNDIDO MECÂNICO

tellureRôta

72

						1 daN	2 daN	daN						
									kg	COD.	kg	COD.		
100	40	15	40	32	9	250	180	180	0.44	721202*	0.39	723102*		
125	40	20	50	47	14	280	200	200	0.78	721203*	0.52	723103*		
125	50	20	59	47	14	320	230	230	0.84	721213*	0.62	723113*		
160	50	20	59	47	14	420	300	300	1.22	721210*	0.96	723104*		
180	50	20	60	47	14	490	250	350	1.47	721205*	1.21	723105*		
200	50	20	60	52	17.5	1000	300	500	2.00	721206*	1.71	723106*		
200	50	25	60	52	17.5	1000	300	500	1.99	721106*	1.71	723106*		
250	50	20	60	52	15	1000	300	500	2.30	721208*	1.97	723108*		

						1 daN	2 daN	daN						
									kg	COD.	kg	COD.		
125	50	20	55	47	14	450	250	300	1.88	722103*	1.64	724103*		
150	50	20	55	47	14	600	275	400	2.30	722104*	2.06	724104*		
200	50	25	55	52	17	1000	335	500	3.15	722106*	2.87	724106*		
200	75	25	85	52	17	1200	400	700	5.35	722126*	5.07	724126*		
250	75	25	88	52	17.5	1500	450	800	7.17	722108*	6.67	724108*		
300	85	30	90	62	16	1800	500	950	8.51	722109*	8.05	724109*		
300	85	35	90	62	16	1800	500	950	8.49	722129*	8.05	724109*		

I **RUOTE IN GOMMA "SIGMA ELASTIC", NUCLEO IN GHISA, SUPPORTI LEGGERI (NL), PESANTI (P), EXTRAPESANTI (EP)**

GB "SIGMA ELASTIC" RUBBER WHEELS, CAST IRON CENTRE, STANDARD (NL), MEDIUM-HEAVY (P) AND EXTRA-HEAVY (EP) DUTY BRACKETS

F **ROUES EN CAOUTCHOUC "SIGMA ELASTIC", CORPS EN FONTE, M. LEGERES (NL), LOURDES (P), EXTRA LOURDES (EP)**

D "SIGMA ELASTIC" GUMMI-RÄDER, GUßKERN, LEICHTE (NL), SCHWERE (P), EXTRA SCHWERE (EP) GEHÄUSE

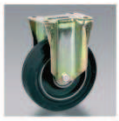
E **RUEDAS DE GOMA "SIGMA ELASTIC", NUCLEO DE HIERRO SOP. INDUSTRIALES (NL), PESADOS (P), EXTRAPESADOS (EP)**

P RODAS EM BORRACHA "SIGMA ELASTIC", NÚCLEO EM FERRO FUNDIDO, FERRAGEM LEVE (NL), PESADA (P), EXTRA PESADA (EP)

tellureRôta

72

								daN	NL		NL		NL	
										COD.		COD.		COD.
125	50	165	140x110	105x80	11	57	156	300	3.00	724313*	2.63	725213*	3.22	727113*
150	50	194	140x110	105x80	11	56	156	300	3.67	724304*	3.30	725204*	3.96	727124*
200	50	240	140x110	105x80	11	56	156	300	4.56	724336*	4.34	725236*	4.56	727126*



								daN	P		P		P	
										COD.		COD.		COD.
125	50	170	140x110	105x80	11	70		300	3.80	727513	3.24	728513		
150	50	200	140x110	105x80	11	70	126	400	4.65	727504	3.22	728504	5.22	727224
200	50	250	140x110	105x80	11	70	126	500	5.62	727506	4.16	728506	6.19	727226

								daN	EP		EP		EP	
										COD.		COD.		COD.
150	50	200	135x110	105x80	11	70	126	400	4.92	727814	4.43	728814	5.49	727324
200	50	250	135x110	105x80	11	70	126	500	5.87	727816	5.43	728816	6.44	727326
200	75	275	175x140	140x105	14	66		700	10.90	727806	9.06	728806		
250	75	300	175x140	140x105	14	66		800	12.71	727808	10.88	728808		

ANEXO VIII

Catálogo Selección Tornillo Estabilizador

Elementos de nivelación PRP

Los elementos PRP se prestan excelentemente para la rápida y precisa instalación de máquinas. Los equipamientos AirLoc seleccionados cubren una amplia gama de tipos de instalación de máquinas. La especial construcción de la placa de presión permite la compensación de desniveles de suelo de hasta 4° con una máxima estabilidad horizontal.

Solicite información sobre nuestras soluciones personalizadas para su máquina.

No. pedido = no. artículo + índice

Color:
cromado de cinc RAL 1018

Otros colores a solicitud

El óptimo
Para máquinas estampadoras, máquinas roedoras y compresores. Óptimo efecto de aislamiento, elevada estabilidad y buena amortiguación.

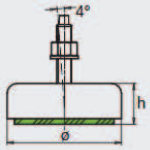
El dinámico
Para prensas, prensas estampadoras, máquinas de inyección de plástico, máquinas con altas fuerzas verticales dinámicas. Rápida atenuación del movimiento gracias a elevada amortiguación.

El estable
Para máquinas de inyección de plástico, máquinas con altas fuerzas horizontales dinámicas. Sumamente alta estabilidad horizontal.

Equipamiento de placas
Índice

425	725	925
_._____.48	_._____.68	_._____.64

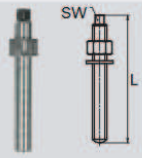
Dimensiones



Tipo	No. artículo	Carga daN	h mm	Carga daN	h mm	Carga daN	h mm	Rosca	Ø mm	Campo de graduación mm
PRP 90	1.15091.__	400	50	1000	50	1500	50	M12 x 1.5	101	+20
PRP 120	1.15120.__	550	50	1500	50	1800	50	M16 x 1.5	123	+25
PRP 160	1.15160.__	1150	52	3000	52	3500	52	M20 x 1.5	168	+25
PRP 200	1.15200.__	1800	54	4000	54	4000	54	M24 x 2.0	205	+25
PRP 250HD	1.15253.__	3200	60	8000	60	8000	60	M27 x 2.0	260	+25
PRP 300HD	1.15302.__	4500	73	10000	73	10000	73	M30 x 2.0	305	+25

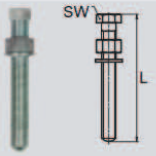
Tornillos niveladores
Azul galvanizado. Suministro incl. 1 tuerca + 1 arandela

PRP insertables R1



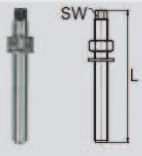
Rosca	No. pedido L 125 mm	No. pedido L 175 mm	SW mm
M12 x 1.5	9.05123		8
M16 x 1.5	9.05163	9.05165	10
M20 x 1.5	9.05203	9.05205	13
M24 x 2.0	9.05243	9.05245	17
M27 x 2.0	9.05273	9.05275	19
M30 x 2.0	9.05303	9.05305	22

PRP de hexágono grande R2



Rosca	No. pedido L 125 mm	No. pedido L 175 mm	SW mm
M12 x 1.5	9.06123		13
M16 x 1.5	9.06163	9.06165	17
M20 x 1.5	9.06203	9.06205	24
M24 x 2.0	9.06243	9.06245	27
M27 x 2.0	9.06273	9.06275	27
M30 x 2.0	9.06303	9.06305	36

PRS y PRSK



Rosca	No. pedido L 150 mm	No. pedido L 175 mm	SW mm
M16 x 1.5	9.60164		12
M20 x 1.5	9.60204	9.60215	15
M24 x 2.0		9.60245	17

¿No encuentra la rosca adecuada? Solicite nuestros económicos tornillos especiales M10 – M30 en las longitudes de 75 a 500 mm.
Para más información, visite nuestro sitio Web.

ANEXO IX

Cotizaciones

BÖHLER
ACEROS BOEHLER DEL ECUADOR S.A.
CONTRIBUYENTE ESPECIAL
Resol. 194 Diciembre 10 - 1999
RUC 1791304667001

Empresa
EPN
QUITO

Fecha de oferta: 27.06.2012
Nr. cliente: 59500000
Solicitud Cliente:
Vendedor: Gerencia Quito Norte
Oficina ventas: Quito Norte
Cond. entrega: FV Quito Norte
Validez hasta: 27.07.2012
Cond. de pago: CO12 Pagadero inmediatamente sin deducción

Oferta Nr. 591220601

Agradecemos su consulta y ofertamos el siguiente material:

Item	Descripción	Cantidad	Precio	Valor USD
10	5057012785 ACERO AISI/SAE 4340/V155 Rd 38.00MM redonda 38 mm x 1.000 mm N# de piezas: 1,000	9,100 KG	5,50 USD/KG	50,05
20	5057002293 ACERO AISI/SAE 4340/V155 Rd 70.00mm redonda 70 mm x 1.000 mm N# de piezas: 1,000	30,700 KG	5,50 USD/KG	168,85

Total posiciones:			218,90
IVA	12,00 %	218,90 USD	26,27
TOTAL:			**245,17**

Condiciones de pago: Contado

Atentamente

Web Site: www.bohlerandina.com

VE-FO-13 V-1.1 10-06-11

DIRECCIÓN DE ENTREGA:						
ELABORADO POR	APROBACIÓN DEL CLIENTE					MEDIO DE ENTREGA
	FIRMA					BODEGA ABE ☐
	NOMBRE					TRANSPORTE INTERPROVINCIAL ☐
	FECHA					ENTREGA LOCAL ☐
TIEMPO DE ENTREGA						
CONDICIONES ESPECIALES	HORA	DIA	MES	AÑO		

NOTA 1: El producto que se envíe por transportes que no pertenecen a la Organización, viaja por cuenta y riesgo del comprador
NOTA 2: La asesoría técnica brindada por el personal de la Organización constituye únicamente una sugerencia.
NOTA 3: El cliente conoce todos los términos y condiciones que constan al reverso de este documento.

FAVOR HACER SUS PAGOS A NOMBRE DE: ACEROSBOEHLER DEL ECUADOR S.A. BOEHLER

Matriz: QUITO NORTE
De las Avellanas E1-112 y
Panamericana Norte Km. 5 1/2
Telf: 02 2473080; 02 2473081
02 2478415; 02 2476138
02 2807937; 02 2807936
Fax: 02 2477918
Cel: 09 4764247

Sucursal: QUITO SUR
Av. Maldonado
S22-151 y Taura
Telefax: 02 3061418; 02 3063721
02 3063730; 02 3063740
Cel: 09 7671136

Sucursal: CUENCA
Av. Hurtado de Mendoza 219 y
José Joaquín de Olmedo
Telefax: 07 2805380
Cel: 09 4766686

Sucursal: GUAYAQUIL
Vía Daule Km. 7/2
PBX: 04 2262922
Fax: 04 2257352
Cel: 09 4762359

HIDMACONS CIA LTDA
Calle siete OE1-27 y Pana Sur Km 14
3007090 3006002
Quito Ecuador

28/09/2012 12:40:57

PROFORMA NUMERO 7998

CLIENTE: 4210 1791847776001
EPN
AV. AMAZONAS No. 4600 y PEREIRA
Telf.: 2260684 Fax:
PICHINCHA QUITO
Att

FECHA: 28-sep-2012
TIEMPO ENTREGA:
LUGAR ENTREGA:
VENDEDOR: MARLENE VARGAS
BODEGA: PRINCIPAL
TIPO DE CREDITO:

Codigo	Descripción	Und.	Cantidad	Precio	Subtotal
TRE-015	TUBO RECT 50 X 25 X 2 13.62	UND	1,00	18,32	18,32
COG-003	CORR G 100 X 50 X 15 X 2 20.43	UND	1,00	20,07	20,07
PLC-006	TOOL NEGRO L/C 6.0 140.22	UND	1,00	138,96	138,96
PLC-011	TOOL NEGRO L/C 12.0 280.44	UND	1,00	287,95	287,95

Comentarios

Subtotal		465,30
Descuento	0,00 %	0,00 -
Base imponible 0%		0,00
Base imponible	12,0 %	465,30
IVA	12,0 %	55,84 +
TOTAL		**521,14**

PROFORMA

NUMERO DE OFERTA: 040014220 QUITO NORTE .., 27-09-12
NOMBRE/RAZON SOCIAL: EPN
CODIGO DE CLIENTE: 004003199 TELEFONO: 2447662
CODIGO DE DIRECCION: 004005831 NUÑEZ DE VELA Y COREA
ESTA COTIZACION ES VALIDA SOLO POR 1 DIA

Pos	Articulo	Descripción	Cantidad	Precio	Total USD.	Und
10	PEG1000502	PERFIL CANAL G 100mmx50mmx15x2	1.00	20.07	20.07	u
20	OXILC0120	OXICORTES 12mm	34.56	1.50	51.84	Kg
30	PLC480060	PLANCHA 4x8 6mm (1/4)"	1.00	175.53	175.53	u
40	PLC480120	PLANCHA 4x8 12mm (1/2)"	1.00	314.89	314.89	u
50	ERC25502	TB. EST.NEG.REC 25x50x2.0mm	1.00	17.55	17.55	u
60	ERC1505003	TB.EST.NEG.REC. 150X50X3.0mm	1.00	81.30	81.30	u
70	ERC80403	TB.EST.NEG.REC. 80x40x3.0mm	1.00	39.58	39.58	u
80	ERC25503	TB.EST.NEG.REC. 25x50x3.0mm	1.00	24.10	24.10	u

1P 120MM X 3000 MM X 12MM

IMPORT COM
RUC: 1703737351001
AV. DE LA PRENSA N42-50 Y MARIANO ECHEVERRIA
TELF: 2433826
QUITO-ECUADOR

PROFORMA No : P0034503 FECHA: 28/Septiembre/2012
NOMBRE : CONSUMIDOR FINAL
DIRECCION : S/N TELF:
FORMA DE PAGO: DIAS:

UNI	CANTIDAD	DESCRIPCION	P.UNITARIO	%D	TOTAL
UN	1.00	TBO/RECT/HIERRO 50X25X 2MM	22.87	5%	21.73
UN	1.00	PERFIL/G 100X 50X15X 2	27.17	5%	25.81
UN	1.00	PCHA/TOOL/NGR. 1/4"	196.03	5%	186.23
UN	1.00	PCHA/TOOL/NGR. 1/2"	410.72	5%	390.19
MTR	1.00	AC/705-4340 35MM	31.95	5%	30.36
MTR	1.00	AC/705-4340 70MM	127.82	5%	121.43
MTR	1.00	BR.F/RED. 1.1/2 (38MM) SAE 40	183.27	5%	174.11
		PAGO:CONTADO			
		VALIDEZ 3 DIAS			

SUBTOTAL:	999.84
DESCUENTO:	49.99
BASE IMPONIBLE:	949.85
12% IVA :	113.98
TOTAL :	1,063.83

SON: UN MIL SESENTA Y TRES con 83/100
C O N D I C I O N E S:

ANEXO X

Hojas de procesos

VELOCIDADES DE CORTE EN METROS MINUTO PARA TRABAJAR DIVERSOS MATERIALES EN LAS MAQUINAS - HERRAMIENTAS • VALORES MEDIOS UTILIZANDO HERRAMIENTAS DE ACERO RAPIDO 18-20 % W

MATERIAL A TRABAJAR	CLASE DE TRABAJO							
	Tornear	Taladrar	Fresar	Acepillar **	Roscar a Torno *	Escariar	Brochar	Fresado de Engranajes
Acero 40-50 Kg/mm²	D 28 A 40	24	D 20 A 30	18	16	14	10	D 18 A 26
Acero 50-60 Kg/mm²	D 22 A 30	20	D 18 A 24	16	12	10	9	D 16 A 22
Acero 60-85 Kg/mm²	D 18 A 24	16	D 16 A 22	14	9	8	8	D 14 A 20
Acero 85-110 Kg/mm²	D 16 A 18	14	D 14 A 16	12	7	6	7	D 12 A 14
Acero 110-140 Kg/mm²	D 10 A 12	8	D 8 A 10	6	5	4	—	D 6 A 8
Acero 140-180 Kg/mm²	D 8 A 10	6	D 6 A 8	4	3	2	—	D 5 A 7
Acero Moldeado 38. Kg/mm²	D 20 A 24	18	D 16 A 20	14.	12	10	10	D 15 A 18
Acero Moldeado 45. Kg/mm²	D 18 A 20	16	D 14 A 16	12	10	8	9	D 13 A 15
Acero Moldeado 52. Kg/mm²	D 14 A 16	12	D 12 A 14	10	8	7	8	D 11 A 13
Acero al Manganeso 12 %	D 3 A 4	3	—	2	—	—	—	—
Acero INOXIDABLE	D 8 A 14	6	D 6 A 10	6	5	4	3	D 5 A 9
METAL MONEL	D 15 A 18	12	D 12 A 14	10	8	7	4	—

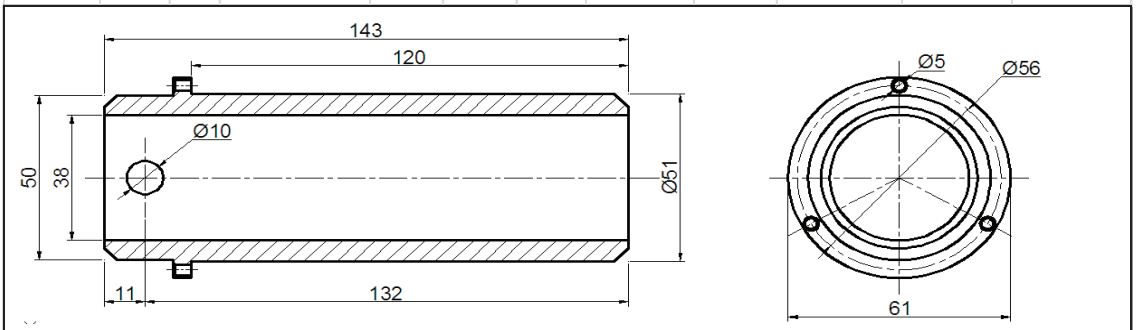
D = Desbaste. A = Afinado. * Con cuchilla o macho. ** En limadoras y acepilladoras.

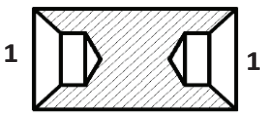
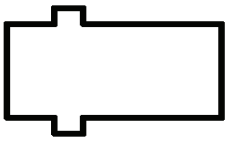
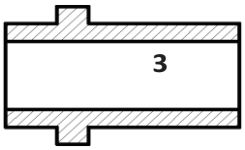
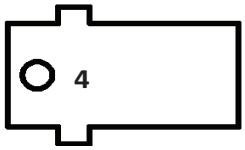
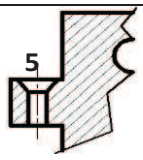
VELOCIDADES DE CORTE EN METROS MINUTO PARA TRABAJAR DIVERSOS MATERIALES EN LAS MAQUINAS - HERRAMIENTAS • VALORES MEDIOS UTILIZANDO HERRAMIENTAS DE ACERO RAPIDO 18-20 % W

MATERIAL A TRABAJAR	CLASE DE TRABAJO							
	Tornear	Taladrar	Fresar	Acepillar **	Roscar a Torno *	Escariar	Brochar	Fresado de Engranajes
Aluminio Magnesio. Latón dulce	D 140 A 170	125	D 114 A 160	100	—	70	Máximo de la máquina	—
Aleaciones de Aluminio. Latón duro	D 90 A 120	80	D 70 A 98	60	—	44	Máximo de la máquina	—
Cupro-Aluminio	D 20 A 24	18	D 16 A 22	14	12	10	4	—
Cobre para Colectores	D 36 A 46	32	D 28 A 40	26	—	—	—	—
Carbón de Electrodos	D 10 A 12	9	—	6	—	—	—	—
Materiales Plásticos.	D 30 A 50	26	D 24 A 30	26	16	20	—	D 22 A 30
Bronce Corriente	D 42 A 56	38	D 34 A 46	32	26	20	10	D 30 A 40
Bronce Fosforoso	D 18 A 30	16	D 14 A 20	12	10	10	8	D 12 A 18
Hierro fundido 15 Kg/mm²	D 22 A 26	20	D 18 A 24	16	12	12	4	D 16 A 22
Hierro fundido 18 Kg/mm²	D 20 A 24	18	D 16 A 22	15	12	10	4	D 14 A 20
Hierro fundido 22 Kg/mm²	D 16 A 20	14	D 14 A 20	12	9	9	4	D 12 A 18
Hierro fundido 26 Kg/mm²	D 12 A 14	11	D 10 A 14	9	7	8	3	D 8 A 12

D = Desbaste. A = Afinado. * Con cuchilla o macho. ** En limadoras y acepilladoras.

HOJAS DE PROCESOS 1			BARRA CILÍNDRICA
Máquinas: Torno, Cierra eléctrica, Taladro, Avellanador		Tiempo de duración: 45 min	Tiempo total para 5 piezas: 225 min
Denominación	Material	Dimensiones en bruto	Observaciones
Bocín hueco	Bronce Fosfórico	64 x 36 mm	Ninguna

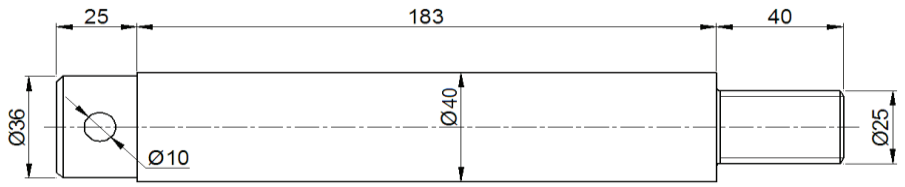


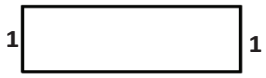
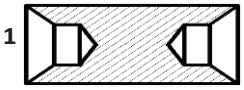
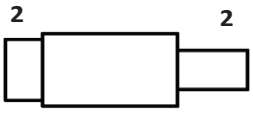
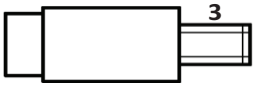
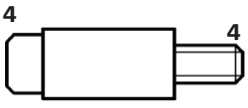
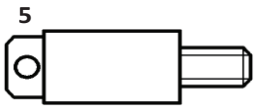
FASE	Sub Fase	Nº	Operaciones	Croquis	RPM	Útiles		Tiempo estimado
						Trab.	Cont.	
Corte incial	10	11	Cortar extremos 1		N/A	Sierra Eléctrica	Cinta Métrica	5 min
Torno	20	21	Agujero de centrar 1		N/A	Broca de Centrar	N/A	5 min
	30	31	Cilindrar exterior 2		70	Cuchilla de Exteriores	Calibrador	15 min
		32	Cilindrar interior 3		70	Cuchilla de Interiores	Calibrador	10 min
Taladrado	40	41	alojamiento prosionero. Perforar 4		390	Taladro	Calibrador	5 min
Avellanado	50	51	alojamientos tornillos. Avellanar 5		760	Avellanador	Calibrador	5 min

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

HOJAS DE PROCESOS 2			EJE
Máquinas: Cortadora Eléctrica, Torno		Tiempo de duración: 50 min	Tiempo total para 10 piezas: 250 min
Denominación	Material	Dimensiones en bruto	Observaciones
Pasador	AISI 4340	3000x40 mm	Ninguna

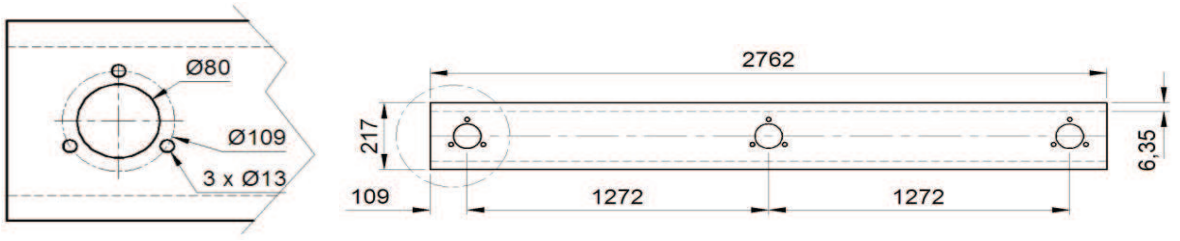


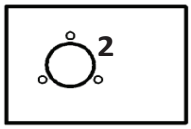
FASE	Sub Fase	Nº	Operaciones	Croquis	RPM	Útiles		Tiempo estimado
						Trabajo	Control	
Corte incial	10	11	Cortar 1		30	Sierra Eléctrica	Cinta Métrica	10 min
Torno	20	21	Agujero de centrar 1		65	Broca de Centrar	Calibrador	5 min
	30	31	Cilindrar 2		625	Cuchilla de Exteriores	Calibrador	15 min
		32	Roscar 2		625	Cuchilla de Roscar	Calibrador	10 min
	40	41	Chaflanado 4		625	Cuchilla de Exteriores	Calibrador	5 min
Taladrado	40	41	alojamiento prosionero. Perforar 5		650	Taladro	Calibrador	5 min

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

HOJAS DE PROCESOS 3			TUBO RECTANGULAR
Máquinas: Cortadora Eléctrica Automática, Taladro, Sacabocado		Tiempo de duración: 30 min	Tiempo total para 20 piezas: 600 min
Denominación	Material	Dimensiones en bruto	Observaciones
Barra de tijera	ASTM A-36	6000x127x76,2x6,25 mm	Ninguna

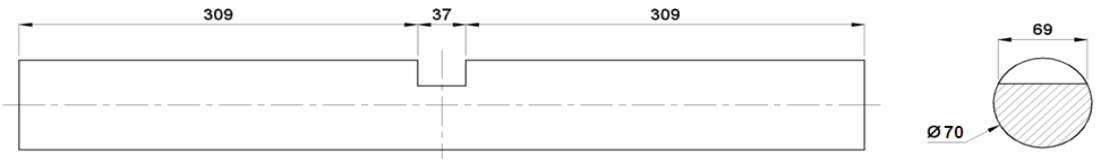


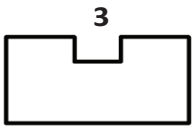
FASE	Sub Fase	Nº	Operaciones	Croquis	RPM	Útiles		Tiempo estimado
						Trabajo	Control	
Corte inicial	10	11	Cortar extremos 1		30	Sierra eléctrica	Cinta métrica, Escuadra	5
Peroración	20	21	Una perforación para eje 2		650	Taladro	Cinta métrica	20
		22	Tres perforaciones para tornillos					
Acabado	30	31	Limar extremos		N/A	Lima Manual	N/A	5

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

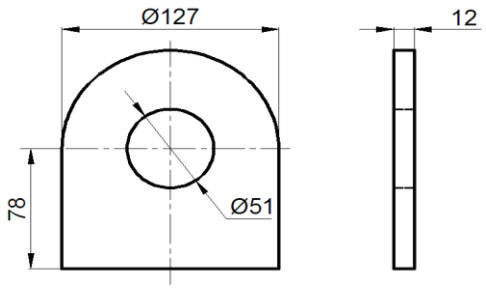
ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

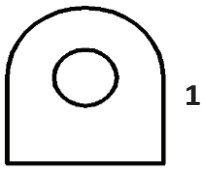
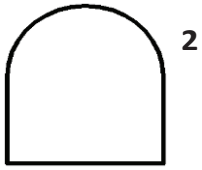
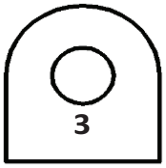
HOJAS DE PROCESOS 4			EJE
Máquinas: Cortadora eléctrica, Torno, Fresadora		Tiempo de duración: 20 min	Tiempo total para 1 piezas: 20 min
Denominación	Material	Dimensiones en bruto	Observaciones
Eje Portacilíndro	AISI 4340	3000x70 mm	Ninguna



FASE	Sub Fase	Nº	Operaciones	Croquis	RPM	Útiles		Tiempo estimado
						Trab.	Cont.	
Corte incial	10	11	Cortar extremos 1		N/A	Sierra Eléctrica	Cinta Métrica, Escuadra	5 min
Torno	20	21	Refrentar extremos 2		65	Cuchuilla de exteriores	Cinta Métrica, Escuadra	5 min
Fresado	30	31	alojamiento ménsula. Fresar 3		3600	Fresa	Calibrador	10 min
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA								
ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL								

HOJAS DE PROCESOS 5			PLATINA
Máquinas: Cortadora Eléctrica Automática, Taladro, Sacabocado		Tiempo de duración: 25 min	Tiempo total para 1 piezas: 25 min
Denominación	Material	Dimensiones en bruto	Observaciones
Ménsula	ASTM A-36	1220x1220x12 mm	Ninguna



FASE	Sub Fase	Nº	Operaciones	Croquis	RPM	Útiles		Tiempo estimado
						Trab.	Cont.	
Corte inicial	10	11	Cortar oxi-acetilerno contornos y agujero		N/A	Oxicorte	cinta métrica	5
Acabado	20	21	Limar contornos 2		N/A	Lima Manual	N/A	15
		22	Rectificar agujero 3		N/A	Fresadora	Calibrador	5

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

ANEXO XI

Protocolo de pruebas

Nombre de la empresa:_____

Dirección:_____

Teléfono:_____

Nombre Contacto:_____

1. Verificación de dimensiones principales.

DIMENSIONES PRINCIPALES				
DIMENSIONES PRINCIPALES	**Diseño**	**Prototipo**	**Aceptación**	
			SI	**NO**
Largo Total				
Ancho Total				
Altura Total				

2. Verificación de componentes principales

VERIFICACIÓN DE LOS COMPONENTES PRINCIPALES			
ELEMENTO	**FUNCIONAMIENTO**		
	Bueno	**Regular**	**Malo**
Canastilla			
Bastidor			
Sistema hidráulico			
Cilindro Hidráulico			
estabilizadores			

3. Verificación de tiempo de trabajo

SISTEMA O ELEMENTO										
Tiempo	**Canastilla**		**Bastidor**		**Sistema hidráulico**		**Cilindro Hidráulico**		**Estabilizadores**	
min	Falla	No Falla	Falla	No Falla	Falla	No Falla	Falla	No Falla	Falla	No Falla
10										
20										
30										
40										
50										
60										

4. Verificación carga del elevador

PRUEBAS DEL ELEVADOR VERTICAL			
Tiempo	**Velocidad del elevador**		**Capacidad de Carga**
min	Buena	Mala	kg/h
10			
20			
30			
40			
50			
60			

5. Conclusiones

_____

_____

_____

_____

ANEXO XII

Planos