

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO DE UNA PLATAFORMA MÓVIL CON CAPACIDAD DE 500 KG PARA CARGA Y DESCARGA DE UN CAMIÓN.

PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

DIEGO MAURICIO TAMAYO PONCE

diegtamayo@hotmail.com

DIRECTOR: ING.LUIS JACOME

luisfernando.jacome@epn.edu.ec

Quito, Agosto 2016

DECLARACIÓN

Yo, DIEGO MAURICIO TAMAYO PONCE, declaro bajo juramento, que el presente trabajo aquí presentado es de mi autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional, y que he consultado de las fuentes bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedo mi derecho 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 normativa institucional vigente.

DIEGO MAURICIO TAMAYO PONCE

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente proyecto previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico fue desarrollado por el señor DIEGO MAURICIO TAMAYO PONCE, bajo mi supervisión.

Ing. Luis Fernando Jácome
DIRECTOR

DEDICATORIA

El presente trabajo va dedicado a:

Mi madre Laura quien con su apoyo incondicional y perseverancia me ha dado la fortaleza y la dedicación para desarrollarme personal y académicamente.

A mi padre Mario quien con su ejemplo me ha llevado por un camino de sabiduría y entrega ante los caminos de la vida.

A Richard y Cecilia quienes son un ejemplo de superación y apoyo mutuo.

A mis pequeñas sobrinas Gabriela y Emilia quienes con su alegría y cariño me han hecho participe de grandes momentos en familia, las quiero mucho.

DIEGO TAMAYO

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a toda mi familia en especial a mis padres, Mario y Laura, por todo el apoyo brindado, comprensión y buenos consejos.

Al Ingeniero Luis Fernando Jácome por brindarme su amistad, paciencia, comprensión y asesoría durante la elaboración de este proyecto.

Agradezco a todos los profesores de la Facultad de Ingeniería Mecánica por los conocimientos científicos impartidos los cuales han sido un pilar en el desarrollo profesional.

Agradezco a todas las personas que de una u otra manera me han brindado su apoyo y confianza para desarrollarme intelectual y profesionalmente.

DIEGO TAMAYO

CONTENIDO

DECLARACIÓN.....	II
CERTIFICACIÓN.....	III
DEDICATORIA.....	IV
AGRADECIMIENTOS.....	V
CONTENIDO.....	VI
ÍNDICE DE FIGURAS.....	XII
ÍNDICE DE TABLAS.....	XVII
ÍNDICE DE ANEXOS.....	XIX
RESUMEN.....	XX
PRESENTACIÓN.....	XXII
CAPÍTULO 1.....	1
1 GENERALIDADES.....	1
1.1 INTRODUCCIÓN.....	1
1.2 OBJETIVOS.....	1
1.2.1 OBJETIVO GENERAL.....	1
1.2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	1
1.3 ALCANCE.....	2
1.4 JUSTIFICACIÓN.....	3
1.5 IMPORTANCIA DEL TRANSPORTE DE CARGAS.....	3
1.6 LA CARGA.....	4
1.6.1 CARGA GENERAL.....	4
1.6.1.1 SUELTA (NO UNITARIZADA).....	5
1.6.1.2 UNITARIZADA.....	5
1.6.2 CARGA A GRANEL (LÍQUIDA Y SÓLIDA).....	6
1.6.3 NATURALEZA DE LA CARGA.....	8
1.6.3.1 CARGA PERECEDERA.....	8
1.6.3.2 CARGA FRAGIL.....	9
1.6.3.3 CARGA PELIGROSA.....	9
1.7 MÉTODOS DE CARGA Y DESCARGA.....	10
1.7.1 MANIPULACIÓN MANUAL DE CARGAS.....	11
1.7.2 POR MEDIO DE ACCESORIOS MECÁNICOS.....	12
1.7.2.1 PLATAFORMA ELEVADORA.....	13
1.7.2.2 GRÚA AUTO-CARGANTE.....	13
1.7.2.3 CARRETILLAS ELEVADORAS AUTOMOTORAS (MONTACARGAS).....	14
1.8 MARCO TEÓRICO.....	16
1.8.1 ELEMENTOS OLEOHIDRÁULICOS.....	16
1.8.1.1 GRUPO MOTOBOMBA.....	17
1.8.1.1.1 BOMBA HIDRÁULICA.....	18
1.8.1.1.2 ELECTROMOTOR.....	18

1.8.1.1.3	DEPOSITO	18
1.8.1.1.4	VÁLVULA LIMITADORA DE PRESIÓN	19
1.8.1.1.5	TUBERÍAS Y RACORES	20
1.8.1.1.5.1	TUBERÍA	20
1.8.1.1.5.2	RACORES	21
1.8.1.2	VÁLVULAS HIDRÁULICAS	21
1.8.1.2.1	VÁLVULA DISTRIBUIDORA 2/2	22
1.8.1.2.2	VÁLVULA DISTRIBUIDORA 3/2	22
1.8.1.2.3	VÁLVULA DISTRIBUIDORA 4/2	23
1.8.1.3	CILINDROS HIDRÁULICOS	24
1.8.1.3.1	CILINDROS DE SIMPLE EFECTO	24
1.8.1.3.2	CILINDROS DE DOBLE EFECTO	25
1.8.1.4	ACUMULADORES HIDRÁULICOS	27
CAPÍTULO 2.....		28
2 PREFACTIBILIDAD		28
2.1	ESTUDIO DE MERCADO	28
2.1.1	ANÁLISIS DE EMPRESAS QUE OFRECEN ESTE TIPO DE ACCESORIO	28
2.1.2	ANÁLISIS DEL PARQUE AUTOMOTOR ECUATORIANO	29
2.1.2.1	ESPECIFICACIONES TÉCNICAS POR MARCAS DE CAMIONES.	32
2.2	PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	32
2.3	RESTRICCIONES Y LIMITACIONES	33
2.4	ESPECIFICACIONES DEL PRODUCTO	34
2.4.1	PARAMETROS FUNCIONALES	34
2.4.1.1	ADAPTABILIDAD	34
2.4.1.2	CAPACIDAD	35
2.4.1.3	SEGURIDAD	35
2.4.2	MATERIALES Y ACCESORIOS	35
2.4.3	ERGONOMÍA	36
2.4.4	MANTENIMIENTO	36
2.4.5	COSTOS	36
CAPÍTULO 3.....		37
3 FACTIBILIDAD		37
3.1	ESTUDIO DE ALTERNATIVAS	37
3.1.1	ALTERNATIVA A: PLATAFORMA ABATIBLE TIPO CONTRAPUERTA	37
3.1.1.1	FUNCIONAMIENTO DE LA ALTERNATIVA DE DISEÑO A	38
3.1.1.1.1	PASO 1	38
3.1.1.1.2	PASO 2	39
3.1.1.1.3	PASO 3	40
3.1.1.2	VENTAJAS	40
3.1.1.3	DESVENTAJAS	41
3.1.2	ALTERNATIVA B: PLATAFORMA ABATIBLE REPLEGABLE	41
3.1.2.1	FUNCIONAMIENTO DE LA ALTERNATIVA DE DISEÑO B	42
3.1.2.1.1	PASO 1	42
3.1.2.1.2	PASO 2	43

3.1.2.1.3 PASO 3.....	44
3.1.2.1.4 PASO 4.....	45
3.1.2.2 VENTAJAS.....	45
3.1.2.3 DESVENTAJAS.....	46
3.1.3 ALTERNATIVA C: PLATAFORMA ABATIBLE TIPO CONTRAPUERTA CON SUJECCIÓN EN LA CARROCERÍA.....	46
3.1.3.1 FUNCIONAMIENTO DE LA ALTERNATIVA DE DISEÑO C.....	47
3.1.3.1.1 PASO 1.....	47
3.1.3.1.2 PASO 2.....	48
3.1.3.1.3 PASO 3.....	49
3.1.3.2 VENTAJAS.....	50
3.1.3.3 DESVENTAJAS.....	50
3.2 ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS.....	51
3.2.1 CRITERIOS.....	51
3.2.2 EVALUACIÓN DEL PESO ESPECÍFICO DE CADA CRITERIO.....	52
3.2.3 SELECCIÓN DE ALTERNATIVA.....	55
CAPÍTULO 4.....	56
4 DISEÑO DE ELEMENTOS MECÁNICOS Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS NORMALIZADOS.....	56
4.1 INTRODUCCIÓN.....	56
4.2 ANÁLISIS GEOMÉTRICO DEL SISTEMA DE ELEVACIÓN.....	56
4.2.1 LEY DE GRASHOF.....	58
4.2.2 ANÁLISIS DE POSICIÓN DEL MECANISMO.....	58
4.2.3 COLISIÓN ENTRE ESLABONES.....	62
4.3 DISEÑO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES.....	68
4.3.1 DISEÑO DE LA PLATAFORMA.....	70
4.3.1.1 ANÁLISIS DE MOVIMIENTO DE LA PLATAFORMA.....	70
4.3.1.2 ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE LA PLATAFORMA.....	72
4.3.1.3 DISEÑO DEL EJE PIVOTE DE LA PLATAFORMA ABATIBLE.....	76
4.3.1.3.1 DIAGRAMAS DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR EN PLANO YZ.....	81
4.3.1.3.2 DIAGRAMAS DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR EN PLANO XZ.....	86
4.3.1.3.3 CÁLCULO DE ESFUERZOS.....	91
4.3.1.3.4 CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD ESTÁTICO.....	93
4.3.1.3.5 DISEÑO DINÁMICO DEL EJE PIVOTE DE LA PLATAFORMA ABATIBLE.....	93
4.3.1.3.5.1 CÁLCULO DE ESFUERZOS FLUCTUANTES.....	94
4.3.1.3.5.2 CÁLCULO DE LA RESISTENCIA DEL MATERIAL.....	95
4.3.1.3.5.3 CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD DINÁMICO.....	98
4.3.1.4 DISEÑO DEL EJE PIVOTE DE LA PLATAFORMA GENERAL.....	98
4.3.1.4.1 CÁLCULO DE REACCIONES PARA EL PLANO YZ.....	102
4.3.1.4.2 CÁLCULO DE REACCIONES PARA EL PLANO XZ.....	108
4.3.1.4.3 DIAGRAMAS DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR EN PLANO YZ.....	113
4.3.1.4.4 DIAGRAMAS DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR EN PLANO XZ.....	122

4.3.1.4.5	CÁLCULO DE ESFUERZOS.....	133
4.3.1.4.6	CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD ESTÁTICO	134
4.3.1.4.7	DISEÑO DINÁMICO DEL EJE PIVOTE DE LA PLATAFORMA GENERAL.....	134
4.3.1.4.7.1	CÁLCULO DE ESFUERZOS FLUCTUANTES.....	134
4.3.1.4.7.2	CÁLCULO DE LA RESISTENCIA DEL MATERIAL	135
4.3.1.4.7.3	CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD DINÁMICO.....	138
4.3.2	DISEÑO DEL RESORTE DE TORSIÓN.....	138
4.3.2.1	DISEÑO ESTÁTICO DEL RESORTE DE TORSIÓN	141
4.3.2.2	DEFORMACIÓN ANGULAR DEL RESORTE DE TORSIÓN	144
4.3.2.3	DISEÑO DINÁMICO DEL RESORTE DE TORSIÓN	145
4.3.3	DISEÑO DEL EJE SECUNDARIO DEL ESLABÓN 3	150
4.3.3.1	DIAGRAMAS DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR EN PLANO YZ.....	155
4.3.3.2	DIAGRAMAS DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR EN PLANO XZ.....	157
4.3.3.3	CÁLCULO DE ESFUERZOS	158
4.3.3.4	CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD ESTÁTICO	159
4.3.3.5	DISEÑO DINÁMICO DEL EJE SECUNDARIO DEL ESLABÓN 3 ...	160
4.3.3.5.1	CÁLCULO DE ESFUERZOS FLUCTUANTES	160
4.3.3.5.2	CÁLCULO DE LA RESISTENCIA DEL MATERIAL	161
4.3.3.5.3	CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD DINÁMICO	161
4.3.4	DISEÑO DE LOS BRAZOS DEL SISTEMA DE LEVANTAMIENTO (ESLABONES).....	162
4.3.4.1	DISEÑO DE BRAZOS SUPERIORES (ESLABÓN 4).....	169
4.3.4.2	DISEÑO DE BRAZOS INFERIORES (ESLABÓN 2).....	171
4.3.4.2.1	DISEÑO DE BRAZOS INFERIORES POR COMPRESIÓN	174
4.3.4.2.2	DISEÑO DE BRAZOS INFERIORES POR FLEXIÓN.....	177
4.3.5	DISEÑO DEL EJE PIVOTE DEL BRAZO SUPERIOR	185
4.3.5.1	DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLEXIONANTE.....	186
4.3.5.2	CÁLCULO DE ESFUERZOS.....	188
4.3.5.3	CÁLCULO DE FACTOR DE SEGURIDAD ESTÁTICO.....	189
4.3.5.4	DISEÑO DINÁMICO DEL EJE PIVOTE DEL BRAZO SUPERIOR ...	189
4.3.5.4.1	CÁLCULO DE ESFUERZOS FLUCTUANTES	190
4.3.5.4.2	CÁLCULO DE LA RESISTENCIA DEL MATERIAL	190
4.3.5.4.3	CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD DINÁMICO	190
4.3.6	DISEÑO DEL EJE PIVOTE DEL BRAZO INFERIOR.....	191
4.3.6.1	DIAGRAMAS DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLEXIONANTE.....	193
4.3.6.2	CÁLCULO DE ESFUERZOS.....	194
4.3.6.3	CÁLCULO DE FACTOR DE SEGURIDAD ESTÁTICO.....	195
4.3.6.4	DISEÑO DINÁMICO DEL EJE PIVOTE DEL BRAZO INFERIOR ...	195
4.3.6.4.1	CÁLCULO DE ESFUERZOS FLUCTUANTES	196
4.3.6.4.2	CÁLCULO DE LA RESISTENCIA DEL MATERIAL	196
4.3.6.4.3	CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD DINÁMICO	196
4.3.7	DISEÑO DEL EJE DE LA PLACA PIVOTANTE.....	197

4.3.7.1	DIAGRAMAS DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLEXIONANTE.....	198
4.3.7.2	CÁLCULO DE ESFUERZOS.....	200
4.3.7.3	CÁLCULO DE FACTOR DE SEGURIDAD ESTÁTICO.....	200
4.3.7.4	DISEÑO DINÁMICO DEL EJE DE LA PLACA PIVOTANTE.....	201
4.3.7.4.1	CÁLCULO DE ESFUERZOS FLUCTUANTES.....	201
4.3.7.4.2	CÁLCULO DE LA RESISTENCIA DEL MATERIAL.....	201
4.3.7.4.3	CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD DINÁMICO.....	202
4.3.8	DISEÑO DEL SISTEMA HIDRÁULICO.....	202
4.3.8.1	DISEÑO DEL CIRCUITO HIDRÁULICO.....	202
4.3.8.2	SELECCIÓN DEL CILINDRO HIDRÁULICO.....	206
4.3.8.2.1	COMPROBACIÓN DEL VÁSTAGO.....	211
4.3.8.3	PRESELECCIÓN DE LA BOMBA HIDRÁULICA.....	214
4.3.8.3.1	SELECCIÓN DE LA MANGUERA HIDRÁULICA.....	217
4.3.8.3.1.1	SELECCIÓN DE LA MANGUERA HIDRÁULICA DEL LADO DEL VASTAGO DEL CILINDRO.....	217
4.3.8.3.1.2	SELECCIÓN DE LA MANGUERA HIDRÁULICA DEL LADO DEL EMBOLO DEL CILINDRO.....	218
4.3.8.3.2	SELECCIÓN DE LA VÁLVULA ESTRANGULADORA ANTIRETORNO.....	219
4.3.8.3.3	SELECCIÓN DE LA VÁLVULA DIRECCIONAL REGULADORA 4/3.....	220
4.3.8.3.4	SELECCIÓN DE VÁLVULA LIMITADORA DE PRESIÓN.....	221
4.3.8.3.5	PÉRDIDAS DE CARGA DEL SISTEMA HIDRÁULICO.....	221
4.3.8.4	SELECCIÓN DE LA BOMBA HIDRÁULICA.....	226
4.3.8.5	SELECCIÓN DEL MOTOR ELÉCTRICO.....	227
4.3.9	DISEÑO DE LOS EJES PIVOTANTES DEL CILINDRO HIDRÁULICO ..	228
4.3.9.1	DISEÑO DEL EJE PIVOTANTE DEL LADO DEL VÁSTAGO DEL CILINDRO.....	229
4.3.9.1.1	DIAGRAMAS DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLEXIONANTE.....	231
4.3.9.1.2	CÁLCULO DE ESFUERZOS.....	233
4.3.9.1.3	CÁLCULO DE FACTOR DE SEGURIDAD ESTÁTICO.....	233
4.3.9.1.4	DISEÑO DINÁMICO DEL EJE PIVOTANTE DEL LADO DEL VASTAGO DEL CILINDRO.....	234
4.3.9.1.4.1	CÁLCULO DE ESFUERZOS FLUCTUANTES.....	234
4.3.9.1.4.2	CÁLCULO DE LA RESISTENCIA DEL MATERIAL.....	234
4.3.9.1.4.3	CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD DINÁMICO.....	237
4.3.9.2	DISEÑO DEL EJE PIVOTANTE DEL LADO DEL ÉMBOLO DEL CILINDRO.....	238
4.3.9.2.1	DIAGRAMAS DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLEXIONANTE.....	240
4.3.9.2.2	CÁLCULO DE ESFUERZOS.....	242
4.3.9.2.3	CÁLCULO DE FACTOR DE SEGURIDAD ESTÁTICO.....	243
4.3.9.2.4	DISEÑO DINÁMICO DEL EJE PIVOTANTE DEL LADO DEL ÉMBOLO DEL CILINDRO.....	243
4.3.9.2.4.1	CÁLCULO DE ESFUERZOS FLUCTUANTES.....	243
4.3.9.2.4.2	CÁLCULO DE LA RESISTENCIA DEL MATERIAL.....	244

4.3.9.2.4.3	CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD DINÁMICO.....	244
4.3.10	DISEÑO DE JUNTAS DE SOLDADURA.....	245
4.3.11	DISEÑO DE LA PLATAFORMA GENERAL.....	250
4.3.12	PLANOS DE CONSTRUCCIÓN.....	252
4.3.13	HOJAS DE PROCESOS.....	252
CAPÍTULO 5.....	253	
5 SIMULACIÓN DE ESFUERZOS MEDIANTE SOFTWARE	253	
5.1	INTRODUCCIÓN.....	253
5.2	PARÁMETROS GENERALES DE SIMULACIÓN	253
5.3	ANÁLISIS DEL EJE PIVOTE DE LA PLATAFORMA ABATIBLE	253
5.4	ANÁLISIS DEL EJE PIVOTE DE LA PLATAFORMA GENERAL.....	255
5.5	ANÁLISIS DEL RESORTE DE TORSIÓN.....	257
5.6	ANÁLISIS DEL EJE SECUNDARIO DEL ESLABÓN 3	260
5.7	ANÁLISIS DE LOS BRAZOS SUPERIORES (ESLABÓN 4)	262
5.8	ANÁLISIS DE LOS BRAZOS INFERIORES (ESLABÓN 2)	264
5.9	ANÁLISIS DEL EJE PIVOTE DEL BRAZO SUPERIOR	266
5.10	ANÁLISIS DEL EJE PIVOTE DEL BRAZO INFERIOR	268
5.11	ANÁLISIS DEL EJE DE LA PLACA PIVOTANTE.....	270
5.12	ANÁLISIS DEL EJE PIVOTE DEL LADO DEL VASTAGO DEL CILINDRO... ..	272
5.13	ANÁLISIS DEL EJE PIVOTE DEL LADO DEL ÉMBOLO DEL CILINDRO	274
CAPÍTULO 6.....	277	
6 ANÁLISIS DE COSTOS	277	
6.1	INTRODUCCIÓN.....	277
6.2	ANÁLISIS DE COSTOS DIRECTOS	277
6.2.1	COSTO DE MATERIA PRIMA DIRECTA	277
6.2.2	COSTOS DE ELEMENTOS NORMALIZADOS	278
6.2.3	COSTO MANO DE OBRA DIRECTA (MAQUINADO Y ENSAMBLE)....	279
6.2.4	COSTO DIRECTO TOTAL	281
6.3	ANÁLISIS DE COSTOS INDIRECTOS	282
6.3.1	COSTOS DE MATERIALES INDIRECTOS	282
6.3.2	COSTOS DE INGENIERÍA	282
6.3.3	OTROS COSTOS INDIRECTOS.....	283
6.3.4	COSTO TOTAL INDIRECTO	284
6.4	COSTO TOTAL DE LA MÁQUINA.....	284
CAPÍTULO 7.....	285	
7 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	285	
7.1	CONCLUSIONES.....	285
7.2	RECOMENDACIONES	286
BIBLIOGRAFÍA.....	287	
ANEXOS	289	

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1.	Carga general suelta (no unitarizada).....	5
Figura 1.2.	Carga general unitarizada.....	6
Figura 1.3.	Carga a granel sólido (transporte de arena).....	6
Figura 1.4.	Carga a granel líquido (transporte de gasolina).....	7
Figura 1.5.	Carga perecedera (frutas).....	8
Figura 1.6.	Carga frágil (transporte de vidrio).....	9
Figura 1.7.	Carga Peligrosa.....	10
Figura 1.8.	Factor humano para la carga y descarga de camiones.....	12
Figura 1.9.	Plataforma elevadora.....	13
Figura 1.10.	Grúa auto-cargante.....	14
Figura 1.11.	Carretilla elevadora (montacarga).....	15
Figura 1.12.	Transformación de energía en sistemas hidráulicos.....	16
Figura 1.13.	Grupo motobomba a) Simbología b) Elementos.....	17
Figura 1.14.	Sección del depósito o tanque.....	19
Figura 1.15.	Válvula limitadora de presión a) Simbología b) Configuración interna.....	20
Figura 1.16.	Válvula distribidora 2/2 a) Simbología b) Configuración interna.....	22
Figura 1.17.	Válvula distribidora 3/2 a) Simbología b) Configuración interna.....	23
Figura 1.18.	Válvula distribidora 4/2 a) Simbología b) Configuración interna.....	24
Figura 1.19.	Simbología cilindro hidráulico simple efecto; a) retroceso por fuerza exterior b) con reposición por resorte.....	25
Figura 1.20.	Cilindro hidráulico simple efecto; a) retroceso por fuerza exterior b) con reposición por resorte.....	25
Figura 1.21.	Cilindro hidráulico doble efecto a) Simbología b) Configuración interna.....	26
Figura 2.4.	Parque automotor, tendencia del mercado por marcas de camiones.....	31
Figura 3.1.	Plataforma abatible tipo contrapuerta a) vista frontal b) vista isométrica.....	38
Figura 3.2.	Paso 1, plataforma abatible tipo contrapuerta a) vista frontal b) vista isométrica.....	39
Figura 3.3.	Paso 2, plataforma abatible tipo contrapuerta, vista isométrica.....	40
Figura 3.4a.	Plataforma abatible replegable, vista frontal.....	41
Figura 3.4b.	Plataforma abatible replegable, vista isométrica.....	42
Figura 3.5a.	Paso 1, plataforma abatible replegable, vista frontal.....	42
Figura 3.5b.	Paso 1, plataforma abatible replegable, vista isométrica.....	43
Figura 3.6a.	Paso 2, plataforma abatible replegable, vista frontal.....	43
Figura 3.6b.	Paso 2, plataforma abatible replegable, vista isométrica.....	44
Figura 3.7a.	Paso 3, plataforma abatible replegable, vista frontal.....	44
Figura 3.7b.	Paso 3, plataforma abatible replegable, vista isométrica.....	45
Figura 3.8.	Plataforma abatible replegable, vista isométrica.....	47
Figura 3.9.	Paso 1, plataforma abatible replegable a) vista frontal b) vista isométrica.....	48
Figura 3.10.	Paso 2, plataforma abatible replegable a) vista frontal b) vista isométrica.....	49
Figura 3.11.	Paso 3, plataforma abatible replegable, vista isométrica.....	50
Figura 4.1.	Mecanismo Sistema de Elevación.....	57
Figura 4.2.	Representación vectorial del mecanismo.....	58

Figura 4.3.	a) Configuración abierta, b) configuración cruzada.....	62
Figura 4.4.	Parámetros colisión de eslabones.....	63
Figura 4.5.	Altura máxima del mecanismo.....	65
Figura 4.6.	Elementos principales de plataforma móvil.....	70
Figura 4.7.	Movimiento de la plataforma.....	71
Figura 4.8.	Restricciones Plataforma.....	72
Figura 4.9.	Cargas externas actuantes sobre la plataforma.....	73
Figura 4.10.	Esfuerzos de Von Mises para la plataforma.....	74
Figura 4.11.	Distribución del factor de seguridad de la plataforma.....	74
Figura 4.12.	Deflexión de la plataforma.....	75
Figura 4.13.	Diagrama de cuerpo libre de la plataforma abatible.....	76
Figura 4.14.	Configuración del eje pivote de la plataforma abatible.....	79
Figura 4.15.	Diagrama de cuerpo libre del eje pivote de la plataforma abatible.....	80
Figura 4.16.	DCL del eje pivote de la plataforma abatible en plano YZ.....	81
Figura 4.17.	Tramo I del eje pivote de la plataforma abatible, plano YZ.....	82
Figura 4.18.	Tramo II del eje pivote de la plataforma abatible, plano YZ.....	82
Figura 4.19.	Tramo III del eje pivote de la plataforma abatible, plano YZ.....	83
Figura 4.20.	Tramo IV del eje pivote de la plataforma abatible, plano YZ.....	84
Figura 4.21.	Tramo V del eje pivote de la plataforma abatible, plano YZ.....	84
Figura 4.22.	Diagrama fuerza cortante del eje pivote de la plataforma abatible, plano YZ.....	85
Figura 4.23.	Diagrama momento flector del eje pivote de la plataforma abatible, plano YZ.....	85
Figura 4.24.	DCL del eje pivote de la plataforma abatible en plano XZ.....	86
Figura 4.25.	Tramo I del eje pivote de la plataforma abatible, plano XZ.....	87
Figura 4.26.	Tramo II del eje pivote de la plataforma abatible, plano XZ.....	87
Figura 4.27.	Tramo III del eje pivote de la plataforma abatible, plano XZ.....	88
Figura 4.28.	Tramo IV del eje pivote de la plataforma abatible, plano XZ.....	89
Figura 4.29.	Tramo V del eje pivote de la plataforma abatible, plano XZ.....	89
Figura 4.30.	Diagrama fuerza cortante del eje pivote de la plataforma abatible, plano XZ.....	90
Figura 4.31.	Diagrama momento flector del eje pivote de la plataforma abatible, plano XZ.....	91
Figura 4.32.	Diagrama de cuerpo libre de la plataforma general.....	99
Figura 4.33.	Configuración del eje pivote de la plataforma general.....	101
Figura 4.34.	DCL del eje pivote de la plataforma general.....	102
Figura 4.35.	DCL del eje pivote de la plataforma general, plano YZ (fuerzas).....	103
Figura 4.36.	DCL eje pivote de la plataforma general en dos tramos, plano YZ.....	103
Figura 4.37.	DCL eje pivote de la plataforma general resultante, plano YZ.....	106
Figura 4.38.	DCL del eje pivote de la plataforma general, plano XZ (fuerzas).....	108
Figura 4.39.	DCL eje pivote de la plataforma general en dos tramos, plano XZ.....	108
Figura 4.40.	DCL eje pivote de la plataforma general resultante, plano XZ.....	111
Figura 4.41.	DCL del eje pivote de la plataforma general en plano YZ.....	113
Figura 4.42.	Tramo I del eje pivote de la plataforma general, plano YZ.....	114
Figura 4.43.	Tramo II del eje pivote de la plataforma general, plano YZ.....	115
Figura 4.44.	Tramo III del eje pivote de la plataforma general, plano YZ.....	116
Figura 4.45.	Tramo IV del eje pivote de la plataforma general, plano YZ.....	116
Figura 4.46.	Tramo V del eje pivote de la plataforma general, plano YZ.....	117

Figura 4.47. Tramo VI del eje pivote de la plataforma general, plano YZ.....	118
Figura 4.48. Tramo VII del eje pivote de la plataforma general, plano YZ.....	118
Figura 4.49. Tramo VIII del eje pivote de la plataforma general, plano YZ.....	119
Figura 4.50. Tramo IX del eje pivote de la plataforma general, plano YZ.....	120
Figura 4.51. Diagrama fuerza cortante del eje pivote de la plataforma general, plano YZ.....	121
Figura 4.52. Diagrama momento flector del eje pivote de la plataforma general, plano YZ.....	121
Figura 4.53. DCL del eje pivote de la plataforma general en plano XZ.....	122
Figura 4.54. Tramo I del eje pivote de la plataforma general, plano XZ.....	123
Figura 4.55. Tramo II del eje pivote de la plataforma general, plano XZ.....	124
Figura 4.56. Tramo III del eje pivote de la plataforma general, plano XZ.....	124
Figura 4.57. Tramo IV del eje pivote de la plataforma general, plano XZ.....	125
Figura 4.58. Tramo V del eje pivote de la plataforma general, plano XZ.....	126
Figura 4.59. Tramo VI del eje pivote de la plataforma general, plano XZ.....	126
Figura 4.60. Tramo VII del eje pivote de la plataforma general, plano XZ.....	127
Figura 4.61. Tramo VIII del eje pivote de la plataforma general, plano XZ.....	128
Figura 4.62. Tramo IX del eje pivote de la plataforma general, plano XZ.....	129
Figura 4.63. Tramo X del eje pivote de la plataforma general, plano XZ.....	130
Figura 4.64. Tramo XI del eje pivote de la plataforma general, plano XZ.....	131
Figura 4.65. Diagrama fuerza cortante del eje pivote de la plataforma general, plano XZ.....	132
Figura 4.66. Diagrama momento flector del eje pivote de la plataforma general, plano XZ.....	132
Figura 4.67. Sistema previo al despliegue de la plataforma.....	139
Figura 4.68. Resorte de torsión.....	140
Figura 4.69. Diagrama de cuerpo libre de la plataforma total 1.....	151
Figura 4.70. Configuración del eje secundario del eslabón 3.....	153
Figura 4.71. DCL del eje secundario del eslabón 3.....	154
Figura 4.72. DCL del eje secundario del eslabón 3 en plano YZ.....	155
Figura 4.73. Diagrama fuerza cortante del eje secundario del eslabón 3, plano YZ.....	156
Figura 4.74. Diagrama momento flexionante del eje secundario del eslabón 3, plano YZ.....	156
Figura 4.75. DCL del eje secundario del eslabón 3 en plano XZ.....	157
Figura 4.76. Diagrama fuerza cortante del eje secundario del eslabón 3, plano XZ.....	158
Figura 4.77. Diagrama momento flexionante del eje secundario del eslabón 3, plano XZ.....	158
Figura 4.78. Brazos sistema de levantamiento.....	162
Figura 4.79. Sistema de levantamiento, elementos principales.....	162
Figura 4.80. DCL del sistema de levantamiento.....	163
Figura 4.81. DCL del sistema de levantamiento (reacciones internas).....	163
Figura 4.82. DCL nodo D del sistema de levantamiento.....	164
Figura 4.83. DCL nodo C del sistema de levantamiento.....	164
Figura 4.84. Configuración de eslabones para $\theta_3 = 90^\circ$	166
Figura 4.85. Configuración del brazo inferior (eslabón 2).....	171
Figura 4.86. DCL del brazo inferior (eslabón 2).....	172

Figura 4.87.	DCL del brazo inferior (eslabón 2).	173
Figura 4.88.	DCL del tramo I para el brazo inferior (eslabón 2).	178
Figura 4.89.	DCL del tramo II para el brazo inferior (eslabón 2).	178
Figura 4.90.	Diagrama de fuerza cortante caso I para el brazo inferior.	179
Figura 4.91.	Diagrama de momento flexionante caso I para el brazo inferior.	179
Figura 4.92.	Diagrama de fuerza cortante caso II para el brazo inferior.	180
Figura 4.93.	Diagrama de momento flexionante caso II para el brazo inferior.	180
Figura 4.94.	Diagrama de fuerza cortante caso III para el brazo inferior.	180
Figura 4.95.	Diagrama de momento flexionante caso III para el brazo inferior.	181
Figura 4.96.	Viga UPN120 (brazo inferior).	182
Figura 4.97.	Configuración eje pivote del brazo superior.	185
Figura 4.98.	DCL del eje pivote del brazo superior.	186
Figura 4.99.	DCL del eje pivote del brazo superior (cargas).	187
Figura 4.100.	Diagrama fuerza cortante del eje pivote del brazo superior.	188
Figura 4.101.	Diagrama momento flexionante del eje pivote del brazo superior.	188
Figura 4.102.	DCL del eje pivote del brazo inferior.	192
Figura 4.103.	DCL del eje pivote del brazo inferior (cargas).	193
Figura 4.104.	Diagrama fuerza cortante del eje pivote del brazo inferior.	194
Figura 4.105.	Diagrama momento flexionante del eje pivote del brazo inferior.	194
Figura 4.106.	Configuración del eje de la placa pivotante.	198
Figura 4.107.	DCL del eje de la placa pivotante (cargas).	198
Figura 4.108.	Diagrama fuerza cortante del eje de la placa pivotante.	199
Figura 4.109.	Diagrama momento flexionante del eje de la placa pivotante.	199
Figura 4.110.	Circuito hidráulico.	203
Figura 4.111.	Circuito eléctrico del sistema hidráulico.	204
Figura 4.112.	Diagrama electrohidráulico del descenso de la carga.	205
Figura 4.113.	Diagrama electrohidráulico del levantamiento de la carga.	205
Figura 4.114.	Relación entre áreas y fuerzas de un cilindro hidráulico.	207
Figura 4.115.	Posición máxima brazo inferior (eslabón 2).	210
Figura 4.116.	Longitud virtual de pandeo.	212
Figura 4.117.	Gráfico de pandeo.	213
Figura 4.118.	Preselección de la bomba, datos técnicos.	216
Figura 4.119.	Curva característica de la bomba.	217
Figura 4.120.	Manguera hidráulica del lado del vástago del cilindro.	218
Figura 4.121.	Manguera hidráulica del lado del embolo del cilindro.	219
Figura 4.122.	Válvula estranguladora antiretorno, datos técnicos.	219
Figura 4.123.	Válvula direccional reguladora 4/3, datos técnicos.	220
Figura 4.124.	Válvula limitadora de presión, datos técnicos.	221
Figura 4.125.	Aceite hidráulico DIN 51524, datos técnicos.	223
Figura 4.126.	Pérdida de carga en una válvula de control direccional.	225
Figura 4.127.	Eficiencia de la bomba, datos técnicos.	227
Figura 4.128.	Configuración del eje pivotante del lado del vástago del cilindro.	229
Figura 4.129.	DCL del eje pivotante del lado del vástago del cilindro.	230
Figura 4.130.	DCL del eje pivotante del lado del vástago del cilindro (cargas).	231
Figura 4.131.	Diagrama fuerza cortante del eje pivotante del lado del vástago del cilindro.	232
Figura 4.132.	Diagrama momento flector del eje pivotante del lado del vástago del cilindro.	232

Figura 4.133. Configuración del eje pivotante del lado del émbolo del cilindro.	239
Figura 4.134. DCL del eje pivotante del lado del émbolo del cilindro.	240
Figura 4.135. DCL del eje pivotante del lado del émbolo del cilindro (cargas).	240
Figura 4.136. Diagrama fuerza cortante del eje pivotante del lado del embolo del cilindro.	241
Figura 4.137. Diagrama momento flector del eje pivotante del lado del embolo del cilindro.	242
Figura 4.138. Unión placa pivote cilindro del lado del embolo con bastidor.	245
Figura 4.139. DCL placas soldadas.	246
Figura 4.140. Esfuerzos de Von Mises para la plataforma general.	250
Figura 4.141. Deformación para la plataforma general.	251
Figura 4.142. Factor de seguridad para la plataforma general.	251
Figura 5.1. Esfuerzos de Von Mises eje pivote de la plataforma abatible.	254
Figura 5.2. Deformación del eje pivote de la plataforma abatible.	254
Figura 5.2. Factor de seguridad del eje pivote de la plataforma abatible.	255
Figura 5.4. Esfuerzos de Von Mises eje pivote de la plataforma general.	256
Figura 5.5. Deformación del eje pivote de la plataforma general.	256
Figura 5.6. Factor de seguridad del eje pivote de la plataforma general.	257
Figura 5.7. Esfuerzos de Von Mises resorte de torsión.	258
Figura 5.8. Esfuerzos de Von Mises resorte de torsión.	258
Figura 5.9. Configuración resorte de torsión (software inventor).	259
Figura 5.10. Ingreso de datos resorte de torsión.	259
Figura 5.11. Resultados de diseño de resorte de torsión.	260
Figura 5.12. Esfuerzos de Von Mises eje secundario del eslabón 3.	261
Figura 5.13. Deformación del eje secundario del eslabón 3.	261
Figura 5.12. Factor de seguridad del eje secundario del eslabón 3.	262
Figura 5.15. Esfuerzos de Von Mises brazo superior.	263
Figura 5.16. Deformación del brazo superior.	263
Figura 5.17. Factor de seguridad del brazo superior.	264
Figura 5.18. Esfuerzos de Von Mises brazo inferior.	265
Figura 5.19. Deformación del brazo inferior.	265
Figura 5.20. Factor de seguridad del brazo inferior.	266
Figura 5.21. Esfuerzos de Von Mises eje pivote del brazo superior.	267
Figura 5.22. Deformación del eje pivote del brazo superior.	267
Figura 5.23. Factor de seguridad del eje pivote del brazo superior.	268
Figura 5.24. Esfuerzos de Von Mises eje pivote del brazo inferior.	269
Figura 5.25. Deformación del eje pivote del brazo inferior.	269
Figura 5.26. Factor de seguridad del eje pivote del brazo inferior.	270
Figura 5.27. Esfuerzos de Von Mises eje de la placa pivotante.	271
Figura 5.28. Deformación del eje de la placa pivotante.	271
Figura 5.29. Factor de seguridad del eje de la placa pivotante.	272
Figura 5.30. Esfuerzos de Von Mises eje pivote del lado del vástago del cilindro.	273
Figura 5.31. Deformación del eje pivote del lado del vástago del cilindro.	273
Figura 5.32. Factor de seguridad del eje pivote del lado del vástago del cilindro.	274
Figura 5.33. Esfuerzos de Von Mises eje pivote del lado del embolo del cilindro.	275
Figura 5.34. Deformación del eje pivote del lado del embolo del cilindro.	275
Figura 5.35. Factor de seguridad del eje pivote del lado del embolo del cilindro.	276

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1.	Empresas Distribuidoras de Plataformas Elevadoras	29
Tabla 3.1.	Evaluación del peso específico de cada criterio.	53
Tabla 3.2.	Evaluación de criterio: Costo	53
Tabla 3.3.	Evaluación de criterio: Versatilidad	53
Tabla 3.4.	Evaluación de criterio: Operación	54
Tabla 3.5.	Evaluación de criterio: Preferencia	54
Tabla 3.6.	Evaluación de criterio: Construcción y montaje	54
Tabla 3.7.	Evaluación de criterio: Seguridad	54
Tabla 3.8.	Evaluación de criterio: Mantenimiento	54
Tabla 3.9.	Evaluación de criterio: Peso	55
Tabla 3.10.	Selección de alternativa de diseño.....	55
Tabla 4.1.	Configuración de eslabones y altura máxima.....	67
Tabla 4.2.	Resultados obtenidos bajo el análisis de distintas cargas.	76
Tabla 4.3.	Partes y pesos de la plataforma abatible.	78
Tabla 4.4.	Partes y pesos de la plataforma general.....	99
Tabla 4.5.	Momentos flexionantes y cortantes máximos y mínimos del eje pivote de la plataforma general.....	133
Tabla 4.6.	Partes y pesos de la plataforma total 1.	151
Tabla 4.7.	Reacciones sistema de levantamiento para cada caso de análisis.....	168
Tabla 4.8.	Reacciones sobre el brazo superior para cada caso de análisis.	169
Tabla 4.9.	Reacciones sobre el brazo inferior para cada caso de análisis.	174
Tabla 4.10.	Fuerzas cortantes y momentos flexionantes máximos y mínimos del brazo inferior para cada caso de análisis.	181
Tabla 4.11.	Reacciones del eslabón 2 para cada caso de análisis en el punto de pivote F.....	191
Tabla 4.12.	Elementos del sistema hidráulico.	206
Tabla 4.13.	Reacciones cilindro hidráulico para cada caso de análisis.	206
Tabla 4.14.	Resumen de diámetros de vástago y pistón catalogo cilindros PRINCE.....	208
Tabla 4.15.	Fuerza de empuje y tracción catalogo cilindros PRINCE.....	209
Tabla 4.16.	Reacciones punto de pivote B para cada caso de análisis.....	230
Tabla 4.17.	Reacciones punto de pivote A para cada caso de análisis.....	246
Tabla 4.18.	Reacciones punto de pivote A para cada caso de análisis.....	249
Tabla 4.19.	Resultados de plataforma general para cada caso de análisis.	252
Tabla 5.1.	Resultados análisis del eje pivote de la plataforma abatible.....	255
Tabla 5.2.	Resultados análisis del eje pivote de la plataforma general.	257
Tabla 5.3.	Resultados análisis del resorte de torsión.....	260
Tabla 5.4.	Resultados análisis del eje secundario del eslabón 3.....	262
Tabla 5.5.	Resultados análisis del brazo superior.	264
Tabla 5.6.	Resultados análisis del brazo inferior.	266
Tabla 5.7.	Resultados análisis del eje pivote del brazo superior.	268
Tabla 5.8.	Resultados análisis del eje pivote del brazo inferior.....	270
Tabla 5.9.	Resultados análisis del eje de la placa pivotante.	272
Tabla 5.10.	Resultados análisis del eje pivote del lado del vástago del cilindro.....	274
Tabla 5.11.	Resultados análisis del eje pivote del lado del embolo del cilindro.	276
Tabla 6.1.	Costo de materia prima directa.....	278

Tabla 6.2. Costo de elementos normalizados.....	279
Tabla 6.3. Costo de mano de obra (Ejemplo).....	280
Tabla 6.4. Costo de Maquinado.....	280
Tabla 6.5. Costo de ensamble.....	281
Tabla 6.6. Costo directo total.....	281
Tabla 6.7. Costo de materiales indirectos.....	282
Tabla 6.8. Costo de Ingeniería.....	283
Tabla 6.9. Otros costos indirectos.....	283
Tabla 6.10. Costos total indirecto.....	284
Tabla 6.11. Costo final de la máquina.....	284

ÍNDICE DE ANEXOS

Anexo A: Clasificación de la Carga Peligrosa (norma NTE INEN 2266:2009).....	289
Anexo B: Proforma Plataforma Elevadora Empresa Bagant Cia. Ltda.....	293
Anexo C: Proforma Plataforma Elevadora Empresa Autoelevación Cia. Ltda.....	296
Anexo D: SRI, Clasificación Vehicular	297
Anexo E: Especificaciones Técnicas de Camiones.....	298
Anexo F: Plataforma, Diagramas de Esfuerzos de Von Mises, Factor de Seguridad y Deflexión para Distintas Cargas.....	300
Anexo G: Propiedades Mecánicas Acero AISI 1018	303
Anexo H: Viga Simple Apoyada: Cargas Puntuales F Simétricas.....	304
Anexo I: Viga Simple Apoyada: Momento Puntual M en Extremo.....	305
Anexo J: Viga Simple Apoyada: Carga Puntual F Centrada.....	306
Anexo K: Propiedades de Sección Perfil UPN.....	307
Anexo L: Catalogo de Cilindros Hidráulicos PRINCE.....	308
Anexo M: Curvas Características de la Válvula Estranguladora Antirretorno.....	310
Anexo N: Curvas Características de la Válvula Limitadora de Presión.....	311
Anexo O: Propiedades Mecánicas Acero AISI 4340.....	312
Anexo P: Propiedades Mecánicas Alambre Solido AWS ER-70S6.....	313
Anexo Q: Plataforma General, Diagramas de Esfuerzos de Von Mises, Factor de Seguridad y Deflexión para los Casos de Análisis II y III.....	314
Anexo R: Planos Constructivos.....	317
Anexo S: Hojas de Procesos.....	318
Anexo T: Proformas Materia Prima.....	319

RESUMEN

El presente proyecto en su primer capítulo parte con un análisis del transporte de cargas en el Ecuador considerando los tipos de cargas susceptibles a ser transportadas mediante camiones, los cuidados y la señalética que debe de ser ubicada en el camión con el objeto de tener conocimiento sobre la naturaleza de la carga la cual se está transportando. Además se realiza un estudio sobre los métodos de carga y descarga de mercadería utilizados en mayor volumen en el Ecuador, sus ventajas y desventajas. Finalmente se realiza una descripción de los principales elementos oleohidráulicos dentro de un sistema hidráulico base, su funcionamiento y su simbología.

En el segundo capítulo se realiza un estudio de empresas que ofrecen este tipo de producto considerando las características de los productos ofrecidos y el precio de venta. A continuación se realiza un estudio del parque automotor ecuatoriano con el fin de analizar las características técnicas de los camiones con mayor demanda en el mercado, esto permite determinar los principales parámetros funcionales del sistema mecánico que se va a diseñar.

En el tercer capítulo se plantea tres posibilidades de diseño de la plataforma elevadora de carga, se analiza el funcionamiento de cada alternativa paso a paso y presentado sus ventajas y desventajas. Mediante la utilización de un análisis de criterios ponderados se selecciona la alternativa de diseño más adecuada la cual cumple con las especificaciones y requerimientos estudiados para el presente proyecto.

En el cuarto capítulo se presenta el diseño de la plataforma elevadora de carga. Este diseño inicia con la determinación de la altura máxima a la cual la plataforma deberá de llegar considerando el mecanismo más adecuado, las posibles interferencias y finalmente las posiciones máximas de desplazamiento (carrera). A continuación se realiza un diseño secuencial de los elementos mecánicos y normalizados de mayor relevancia de la plataforma elevadora de carga. El diseño

del sistema hidráulico parte de la carga resultante la cual deberá de ser capaz de levantar con un determinado margen de seguridad y de acuerdo con los catálogos de los productos elementos hidráulicos involucrados se determina la mejor configuración que cumpla con los requerimientos establecidos.

En el quinto capítulo se realiza una simulación mediante el software solidworks de esfuerzos, deformación y factor de seguridad de los elementos mecánicos de mayor relevancia. Estas simulaciones se las realiza determinando las condiciones de frontera más aproximadas a las condiciones reales de funcionamiento de la plataforma elevadora de carga.

En el sexto capítulo se realiza un análisis de costos del proyecto. Se considera tanto los costos directos como los indirectos. Los costos directos se los realiza de una manera real es decir mediante la consideración de todos los costos de construcción es decir mediante cotizaciones de los elementos que intervienen en el sistema, costo de mano de obra por tipo de proceso mecánico a realizar. Los costos indirectos involucran elementos consumibles, costos de ingeniería y elementos que no se involucran directamente con la producción.

Finalmente se realiza los planos de ensamble, de taller y hojas de procesos de cada elemento de la plataforma elevadora de carga.

PRESENTACIÓN

El presente proyecto tiene como objetivo principal la aplicación de los conocimientos adquiridos en las distintas áreas de la ingeniería, enfocándose en la obtención de un producto seguro y eficiente y a la vez lograr la optimización de los recursos, mano de obra y de esta manera generar un producto competitivo con el mercado nacional.

La eficiencia en un determinado sistema de transporte utilizado, reducirá el tiempo destinado para la entrega de determinado producto así como también reducirá el costo del mismo. Las operaciones de carga y descarga de la mercadería de un camión representa el punto central para lograr un sistema de transporte eficiente, ya que este representa una significativa inversión de tiempo, además del cuidado en el manejo de ciertos tipos de cargas. Por lo tanto se ha visto conveniente diseñar una plataforma móvil para la carga y descarga de la mercadería de un camión que se ajuste a los requerimientos de los transportistas y el volumen de la carga a manipularse, con lo cual disminuirá la participación de los trabajadores y el tiempo empleado en las operaciones de carga y descarga de la mercadería de un camión.

La introducción en la industria bajo este medio permite tener una idea más amplia en la optimización de los procesos productivos así como también lograr una afinidad entre costo y beneficio. Aportando de esta manera con el desarrollo tecnológico del Ecuador.

CAPÍTULO 1

1 GENERALIDADES

1.1 INTRODUCCIÓN

Desde la antigüedad el transporte de mercadería e insumos es uno de los puntos de vital importancia para fomentar el crecimiento económico de una sociedad.

La eficiencia en un determinado sistema de transporte utilizado, reducirá el tiempo destinado para la entrega de determinado producto así como también reducirá el costo del mismo. Existen varios medios de transporte de carga, los cuales varían principalmente dependiendo del tipo de carga y del destino de esta.

El principal medio de transporte terrestre de carga mediano dentro del territorio ecuatoriano es el camión, por lo tanto el estado físico de los caminos o carreteras, la correcta elección de la ruta a seguir, el buen funcionamiento del vehículo que lleva la carga, el medio empleado para la carga y descarga del camión, etc., son aspectos de suma importancia con el fin de lograr un sistema de transporte eficiente. Por lo tanto la implementación de nuevas tecnologías en este aspecto, así como también la mejora de la logística, permitirá lograr este objetivo.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 OBJETIVO GENERAL

Diseñar una plataforma móvil con capacidad de 500 kg para carga y descarga de un camión.

1.2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Presentar un diseño ergonómico y de fácil operación que se adapte a las características físicas de los camiones dentro del parque automotor ecuatoriano.

- Contemplar un diseño que mitigue el esfuerzo humano y mejore la eficiencia en la operación de carga y descarga de la mercadería de un camión.
- Determinar y establecer los materiales y elementos normalizados más idóneos dentro del mercado local que integran la plataforma móvil.
- Proporcionar toda la información técnica necesaria que permita la construcción de la plataforma móvil.
- Presentar una simulación en computador de los movimientos del equipo diseñado.

1.3 ALCANCE

- Se estudiarán los tipos de camiones de mayor demanda en el mercado ecuatoriano, así como también las especificaciones técnicas de estos.
- Se estudiara y seleccionará la mejor alternativa de diseño para la plataforma elevadora.
- Se realizara una simulación de esfuerzos del diseño mediante la utilización de un software de elementos finitos.
- Se elaboraran hojas de proceso para la construcción de los elementos mecánicos.
- Se realizara el análisis de costos, planos de taller y montaje del equipo.

1.4 JUSTIFICACIÓN

Uno de los requerimientos del transporte terrestre de carga, realizado por medio de camiones, radica en que la carga debe manipularse con todas las precauciones necesarias con la finalidad de garantizar la calidad del producto transportado y el cumplimiento con el tiempo de entrega programado.

Las operaciones de carga y descarga de la mercadería de un camión representa el punto central para lograr un sistema de transporte eficiente, ya que este representa una significativa inversión de tiempo, además del cuidado en el manejo de ciertos tipos de cargas. Actualmente en el Ecuador esta actividad es realizada principalmente por medios manuales, por lo tanto la mercadería se encuentra expuesta a caídas o golpes y en sí, este manejo manual genera un considerable periodo de tiempo utilizado en la realización de esta actividad, además de que representa un gran esfuerzo físico para los trabajadores lo que genera posibles lesiones dorso-lumbares.

Con base en lo expuesto se presenta el diseño de una plataforma móvil para la carga y descarga de la mercadería de un camión que se ajuste a los requerimientos de los transportistas y el volumen de la carga a manipularse, con lo cual disminuirá la participación de los trabajadores y el tiempo empleado en las operaciones de carga y descarga de la mercadería de un camión. Estas necesidades del mercado se pretenden satisfacer con la realización del presente proyecto, el mismo que proporcionará un aporte técnico seguro y eficiente.

1.5 IMPORTANCIA DEL TRANSPORTE DE CARGAS

El transporte de cargas representa uno de los pilares en la economía de cada país, esto se debe a que en todas las sociedades, se realizan intercambios comerciales con otras en busca de diferentes recursos y progreso¹.

¹ <http://transportesdecarga.wordpress.com/2011/07/26/importancia-del-transporte-de-carga/>

Es por esto que existe la necesidad de transportar la mercadería físicamente de un lugar a otro, ya sea para el intercambio dentro de la misma ciudad como para el intercambio internacional.

Existen varios medios de transporte de carga los cuales son: aéreo, terrestre, marítimo y fluvial. Dentro del transporte terrestre de carga el principal vehículo utilizado para esta actividad son los camiones los cuales dependiendo del tipo de carga o mercadería que se desee transportar difiere en cuanto a la forma y características físicas. Por esta razón es importante definir y clasificar la carga como se muestra a continuación.

1.6 LA CARGA

La carga desde el punto de vista del transporte, es un conjunto de bienes o mercancías protegidas por un embalaje apropiado que facilita su rápida movilización².

Existe una gran diversidad de productos susceptibles a ser transportados y comercializados; para garantizar un manejo adecuado, la carga ha tenido que clasificarse de la siguiente manera.

Existen dos tipos principales de carga: general y a granel.

1.6.1 CARGA GENERAL²

Este término se aplica para cualquier tipo de mercadería en general, que no sea de naturaleza perecedera. La carga de tipo general comprende una serie de productos que se transportan en cantidades más pequeñas que aquellas al granel. Dicha carga está compuesta de artículos individuales cuya preparación determina el tipo ya sea suelta (no unitarizada) y unitarizada.

² http://sim.ecuadorexporta.org/logistica/logis_transp.htm#

1.6.1.1 SUELTA (NO UNITARIZADA).

Este tipo de carga consiste en bienes sueltos o individuales, manipulados y embarcados como unidades separadas, fardos, paquetes, sacos, cajas, piezas atadas, etc.

Forma pequeños lotes para distintos destinatarios como la distribución de productos de consumo masivo en locales comerciales minoristas, servicios de mudanza y en general transportación de productos menores (ver figura 1.1).



Figura 0.1. Carga general suelta (no unitarizada).

Fuente: http://cdn.patazas.com/pe/pictures/photos/000/087/066/vga_mudanza%20.jpg

1.6.1.2 UNITARIZADA

La carga unitarizada está compuesta de artículos individuales, tales como cajas, paquetes, otros elementos desunidos o carga suelta agrupados en unidades como pallets o contenedores (unitarización), los cuales están listos para ser transportados y almacenados.

La preparación de este tipo de carga permite una manipulación segura de la carga y evita el saqueo, los daños y pérdidas, y las protege de la degradación. Además permite una manipulación de la carga, más rápida y eficiente, debido a que permite la utilización de mecanismos de alto rendimiento de operación con una mayor facilidad (ver figura 1.2).



Figura 0.2. Carga general unitarizada.

Fuente: http://bp1.blogger.com/_xO0wXQ09ruc/R5t6eGzMJYI/AAAAAAAAABc/BNtNbpsX6kQ/s1600-h/carga1.jpg

1.6.2 CARGA A GRANEL (LÍQUIDA Y SÓLIDA)

La carga a granel es el conjunto de productos que son transportados a grandes cantidades, cuyo único recipiente es el vehículo de transporte. Entre los productos de granel sólido se encuentran: los granos, el carbón, la madera, la arena, minerales, etc. (ver figura 1.3).



Figura 0.3. Carga a granel sólido (transporte de arena)

Fuente:

http://www.distribuidorasanluis.com.ec/components/com_virtuemart/shop_image/product/VOLQUETA_3_M3_AR_4d5f736d87f48.jpg

Los productos considerados de granel líquido se encuentran: químicos, hidrocarburos en general, alimentos líquidos, entre otros (ver figura 1.4).



Figura 0.4. Carga a granel líquido (transporte de gasolina)

Fuente: <http://www.fotosdigitalesgratis.com/noticias/fotos/Camion-Shell-FDG.jpg>

Estos deben cargarse en camiones tanques especialmente contruidos con tolvas para graneles. Los vehículos que se adecuan a este tipo de carga están sujetos a regulaciones sobre sistemas de presurización y normas de seguridad vinculadas con el tipo de mercadería a transportar.

Es importante también asegurar la provisión de adecuados mecanismos de carga y descarga. Por ejemplo, algunos son maniobrados tan solo por la gravedad, pero otros requieren dispositivos que podrían generar mucho ruido, por lo que se debe considerar mecanismos de atenuación de ruido y protectores de oído para los conductores³.

Los elementos que se pueden utilizar para la carga y descarga de este tipo de carga principalmente es palas mecánicas para graneles sólidos y sistemas de bombeo para graneles líquidos.

³ Ministerio de Comercio Exterior y Turismo; 2009; Guía de Orientación al Usuario del Transporte terrestre; Peru; Pag 11

1.6.3 NATURALEZA DE LA CARGA

La naturaleza de la carga determina un tratamiento particular y por ende un sistema distinto de transporte. Según su naturaleza la carga puede ser perecedera, frágil y peligrosa.

1.6.3.1 CARGA PERECEDERA⁴

Determinada cantidad de productos, en especial los alimenticios, sufren una degradación normal en sus características físicas, químicas y microbiológicas como resultado del paso del tiempo y las condiciones del medio ambiente. En la mayoría de los casos se requiere de ciertos medios especiales de preservación, como el control de temperatura, para mantener sus características originales de sabor, gusto, olor, color, etc..., de manera que se conserven en buenas condiciones durante la movilización entre el productor y el consumidor.

Dentro de los productos perecederos se encuentran las frutas y las verduras, la carne y sus derivados, los pescados y los mariscos, los productos lácteos, las flores, entre otros (ver figura 1.5).



Figura 0.5. Carga perecedera (frutas)

Fuente:

<http://imagenes.acambiode.com/empresas/8/0/9/7/80973020071449485766666556544554/productos/frutas%5B1%5D.jpg>

⁴ http://interletras.com/manualCCI/LOGISTICA_EXPORTADORA/logisticaexp05.htm

1.6.3.2 CARGA FRÁGIL⁵

La carga frágil es aquella que puede dañarse fácilmente durante su manipuleo y acarreo. Su transporte requiere cuidados especiales en cuanto a embalajes y técnicas de estiba (distribución de la carga) que la protejan de golpes y deslizamientos. Los vehículos en los que se transportan este tipo de carga deben contar con elementos de trincado (amarre y aseguramiento) que impidan que la carga se mueva o deslice durante la transportación.

Se debe tener especial cuidado en que el transportista manipule la carga con los equipos adecuados, teniendo precaución para evitar golpes, movimientos bruscos y caídas (ver figura 1.6).



Figura 0.6. Carga frágil (transporte de vidrio)

Fuente: <http://www.javiglass.com/photos/transporte03.jpg>

1.6.3.3 CARGA PELIGROSA

Las cargas peligrosas se pueden definir como aquellas sustancias capaces de producir efectos dañinos a las personas, al medio ambiente o a las propiedades en general (ver figura 1.7)⁶.

⁵ Ministerio de Comercio Exterior y Turismo; 2009; Guía de Orientación al Usuario del Transporte terrestre; Peru; Pag 12

⁶ www.utn.edu.ar/download.aspx?idFile=5881



Figura 0.7. Carga Peligrosa.

Fuente: <http://1.bp.blogspot.com/-f0HSuW2ANOc/Ukl8wNtEMRI/AAAAAAAAAAdc/7D8mecXwHVI/s1600/IRSU+012.jpg>

Dependiendo de su grado de peligrosidad, la Organización de las Naciones Unidas (O.N.U.) la clasifica en nueve clases. En algunas de las nueve clases en que se han categorizado las sustancias peligrosas se han establecido a su vez divisiones, por ser estas muy diferentes entre sí en cuanto a su comportamiento ya sea para su acondicionamiento o transporte o para su respuesta en caso de accidente. En el anexo A se describe la clasificación de la carga peligrosa así como también los símbolos correspondientes para embalajes, envases y el transporte (norma NTE INEN 2266:2009).

De acuerdo con los tipos de carga o mercadería descritos en el anexo A se puede tener una idea clara sobre el tipo de vehículo y sus características físicas necesarias.

1.7 MÉTODOS DE CARGA Y DESCARGA

Los métodos de carga y descarga en los camiones, representan un elemento principal, para tener un sistema de transporte eficiente ya que la ineficiencia de este proceso afecta tanto a proveedores, transportistas y distribuidores.

El presente proyecto se concentra exclusivamente en el análisis de los métodos de carga y descarga de camiones destinados para el transporte de cargas generales (no unitarizadas y unitarizadas).

En el Ecuador para la realización de esta actividad se utiliza principalmente: la manipulación manual de cargas y por medio de accesorios mecánicos.

1.7.1 MANIPULACIÓN MANUAL DE CARGAS

El factor humano es el medio de mayor utilización para la carga y descarga de camiones en el país, y de acuerdo con las características del trabajador promedio, este método es ineficiente.

Se considera que la manipulación manual de toda carga que pese más de 3 kg puede entrañar un potencial riesgo dorsolumbar no tolerable, ya que a pesar de ser una carga bastante ligera, si se manipula en condiciones ergonómicas desfavorables (alejada del cuerpo, con posturas inadecuadas, muy frecuentemente, en condiciones ambientales desfavorables, con suelos inestables, etc.), podría generar un riesgo. La manipulación manual de cargas menores de 3 kg también podría generar riesgos de trastornos musculoesqueléticos en los miembros superiores debido a esfuerzos repetitivos⁷.

El peso máximo a cargar es de 25 kg en la población general; si se trata de mujeres, trabajadores jóvenes o adultos mayores la carga máxima es de 15 kg. Excepcionalmente y en condiciones ideales (esto es postura ideal, carga cerca del cuerpo, espalda derecha, sin giros ni inclinaciones, una sujeción firme del objeto con una posición neutral de la muñeca, levantamientos suaves y espaciados y condiciones ambientales favorables) aquellos trabajadores que estén sanos y entrenados podrán levantar un peso máximo de 40 kg. En posición sentada la carga máxima es 5 kg⁸.

⁷ Gabriela Almeida Valle; 2009; Vigilancia de la Salud en Trabajadores Expuestos a Manipulación Manual de Cargas en una Empresa Transportadora de Valores; USFQ; Pag 10

⁸ Gabriela Almeida Valle; 2009; Vigilancia de la Salud en Trabajadores Expuestos a Manipulación Manual de Cargas en una Empresa Transportadora de Valores; USFQ; Pag 10

Existen varias razones por las cuales este método de carga y descarga resulta ineficiente entre las principales se puede mencionar las siguientes:

- Retrasos en la entrega y recepción de la mercadería.
- Daños en la mercadería, debido a una mala manipulación.
- Incremento en los costes, debido a personal adicional para la realización de esta operación.
- Limitación en la capacidad de carga y descarga.

Por lo tanto se debería optar por otros medios para poder optimizar esta operación, y de esta manera garantizar el buen estado de la mercadería, además de evitar la pérdida de tiempo y evitar daños a la salud por parte de los trabajadores (ver figura 1.8).



Figura 0.8. Factor humano para la carga y descarga de camiones.

1.7.2 POR MEDIO DE ACCESORIOS MECÁNICOS

Los accesorios en los camiones representan una ventaja para la carga y descarga de mercadería, ya que garantizan el buen estado de la mercadería y la reducción significativa de la intervención humana. Estos accesorios pueden ser acoplados al camión o ser elementos estructurales independientes.

Entre los accesorios más utilizados se encuentran: las plataformas elevadoras, grúas auto-cargantes y carretillas elevadoras (montacargas).

1.7.2.1 PLATAFORMA ELEVADORA⁹

Las plataformas elevadoras de carga son elementos mecánicos que se encuentran adaptados en la parte trasera del camión bien sea sobre los largueros del chasis del camino o formando parte de la estructura de la carrocería, se utiliza para la carga y descarga de mercadería, la cual se eleva o baja entre el nivel del suelo y el nivel inferior de la carrocería o cajón del camión (ver figura 1.9).



Figura 0.9. Plataforma elevadora.

Fuente: <http://www.logismarket.com.ar/ip/tm-pedane-espalderas-hidraulicas-para-vehiculos-industriales-para-carga-y-descarga-en-vehiculos-industriales-y-camiones-631320-FGR.jpg>

1.7.2.2 GRÚA AUTO-CARGANTE¹⁰

La grúa auto-cargante es una grúa compuesta por una columna que gira sobre una base, y un sistema de brazos sujeto a la parte superior de la columna. Esta grúa habitualmente está montada sobre un vehículo comercial (incluido trailer) con una capacidad residual de carga significativa. Las grúas auto-cargantes están diseñadas para cargar y descargar el vehículo así como para otras tareas especificadas en el *“Manual de Uso del fabricante”*.

⁹ http://www.obz.es/contenidos/images/stories/pdf/talleres_feuga/conceptos_distribucion.pdf

¹⁰ Instituto Nacional de Seguridad e higiene en el Trabajo; Grúas Hidráulicas Articuladas Sobre Camión (1); Pag 1 y 2

Existen diversos tipos de montajes de grúas-autocargantes sobre camiones tales como las montadas detrás de la cabina, en la parte posterior, en el centro del remolque, en voladizo en la parte posterior, etc. (ver figura 1.10).

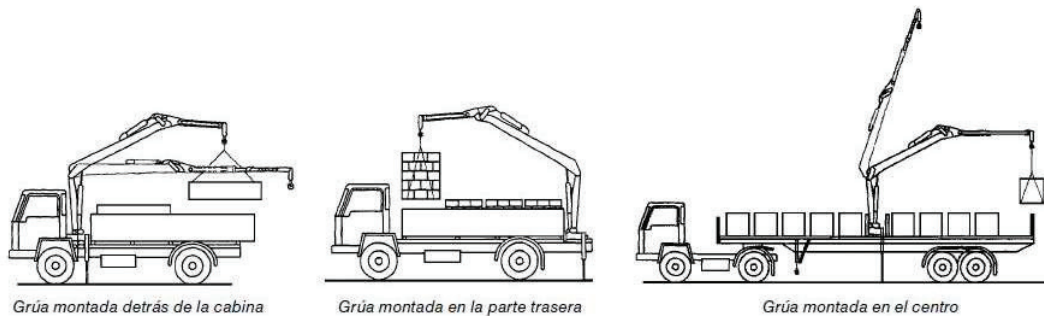


Figura 0.10. Grúa auto-cargante

Fuente: Instituto Nacional de Seguridad e higiene en el Trabajo; Gruas Hidráulicas Articuladas Sobre Camión (1); Tipos de montaje de gruas.

Las aplicaciones posibles de estos equipos son principalmente:

- Cargar y descargar el vehículo propio u otro vehículo.
- Levantar cargas a una altura elevada y sostener a continuación dicha carga para trabajos de montaje (vigas metálicas, elementos de hormigón, etc.).
- Elevar material de construcción sobre pallets a diferentes alturas de un edificio, transportándolo desde el propio camión, del suelo o de otro camión.

Los riesgos y factores de riesgo que con mayor frecuencia se presentan en los trabajos realizados con estos equipos de trabajo son: el vuelco del vehículo, los golpes contra objetos o personas, los contactos eléctricos indirectos, etc.

1.7.2.3 CARRETILLAS ELEVADORAS AUTOMOTORAS (MONTACARGAS)¹¹

Las carretillas elevadoras automotoras, son todas las máquinas que se desplazan por el suelo, de tracción motorizada, destinadas fundamentalmente al transporte y manipulación de cargas vertical u horizontalmente (ver figura 1.11).

¹¹Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo. (s. f.). *Carretillas Elevadoras Automotoras*. España: Autor

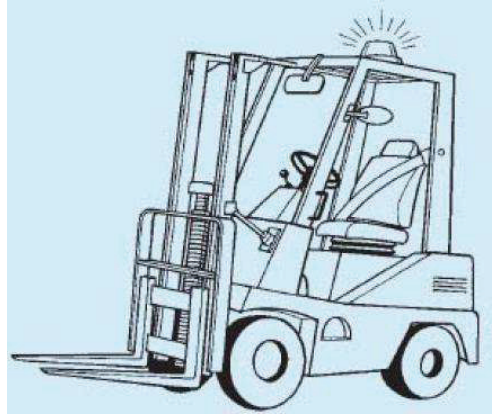


Figura 0.11. Carretilla elevadora (montacarga).

Fuente:

http://www.insht.es/InshtWeb/Contenidos/Documentacion/FichasTecnicas/NTP/Ficheros/701a750/ntp_713.pdf

Algunos de los criterios generales para su clasificación en función del tipo de utilización pueden ser:

- **Carretillas de interior:** Normalmente accionadas por motor eléctrico. Pequeñas, silenciosas, no polucionante, de gran maniobrabilidad, poca altura libre bajo chasis, estabilidad limitada, diseñadas para ser utilizadas en interiores de locales cerrados insuficientemente ventilados o con mucho personal en su proximidad y para la manipulación de productos que se deterioran o contaminan con los gases de escape (almacenes frigoríficos, etc.). Ofrecen buen rendimiento en trayectos cortos, sin rampas y con periodos de utilización que permita la recarga adecuada de los acumuladores.
- **Carretillas de exterior:** Normalmente accionadas por motor de combustión interna, (gas, diesel o gasolina). Tienen gran capacidad de tracción, superación de rampas, buena velocidad de traslación, mayor altura libre bajo chasis y una mejor estabilidad, especialmente transversal.

Estos accesorios mecánicos para la carga y descarga de mercadería mencionados, nos proporcionan un medio, para poder facilitar el trabajo que en la actualidad en la mayoría de los casos es desempeñado por el factor humano.

1.8 MARCO TEÓRICO

1.8.1 ELEMENTOS OLEOHIDRÁULICOS

La oleohidráulica es una de las ramas de la automatización industrial, en esencia la oleohidráulica es la técnica aplicada a la transmisión de potencia mediante fluidos incompresibles confinados. El nombre correcto es oleohidráulica al ser el aceite el fluido que generalmente circula por las tuberías (en el lenguaje práctico se denomina como hidráulica).

El funcionamiento básico de un circuito hidráulico así como también la transformación de energía en sistemas hidráulicos se describe en la figura 1.12.

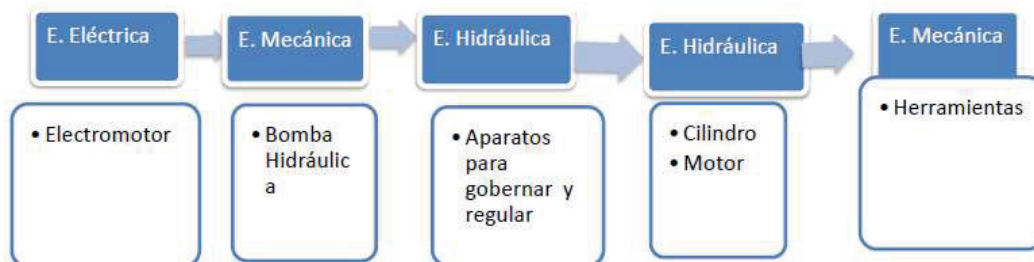


Figura 0.12. Transformación de energía en sistemas hidráulicos.

Fuente: Colegio de Ingenieros Mecánicos de Pichincha, Seminario "Oleo-hidraulica".

Las ventajas ofrecidas por la hidráulica son la posibilidad de transmitir grandes fuerzas, utilizando pequeños elementos constitutivos, así como la gran facilidad de realizar maniobras de mando y de reglaje. Además resulta muy fácil telegobernar los mecanismos hidráulicos (la mayoría de veces por mando eléctrico). Cilindros y motores hidráulicos pueden lanzarse a carga máxima desde el estado de reposo. Equipados con mecanismos adecuados, permiten el rápido cambio de dirección. Autolubricantes, los mecanismos hidráulicos poseen gran durabilidad¹².

Pero frente a estas ventajas hay también ciertos inconvenientes debido muchas veces al fluido utilizado para la transmisión, es decir al fluido mismo sometido a presión. Así, las elevadas presiones del fluido a presión obligan al peligro de

¹² Bundesinstitut Fur Berufsbildungsforschung; 1973; Hidraulica curso para la formacion profesional; Berlin-Koln; Pag 8

accidentes. Por ello es importante cuidar que los empaques estén siempre perfectamente apretados y estancos¹³.

1.8.1.1 GRUPO MOTOBOMBA

Para el funcionamiento de un circuito hidráulico se requiere en primera instancia de una alimentación que lo haga trabajar que en este caso es el fluido bajo presión. El grupo motobomba básicamente transforma la energía eléctrica en energía hidráulica necesaria para el funcionamiento de un circuito hidráulico. El grupo motobomba consta de: Bomba hidráulica, electromotor, depósito, válvula limitadora de presión (válvula de seguridad), Tuberías y racores. Su simbología así como sus elementos se muestran en la figura 1.13.

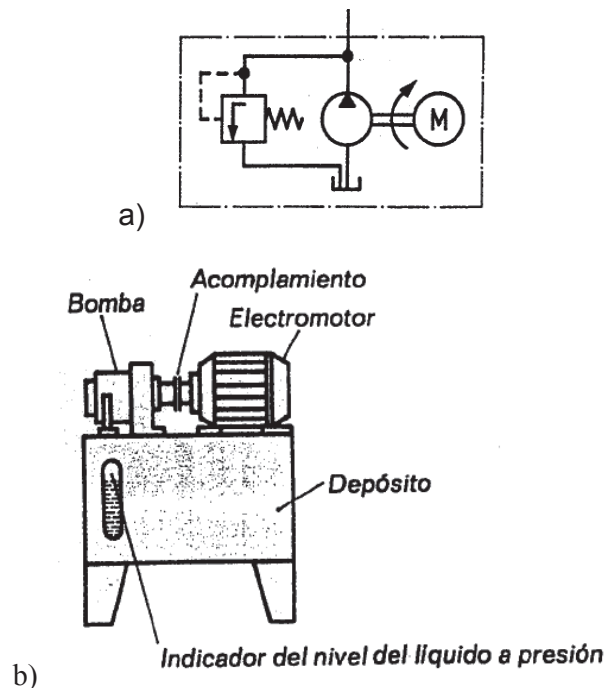


Figura 0.13. Grupo motobomba a) Simbología b) Elementos

Fuente: Bundesinstitut Fur Berufsbildungsforschung; 1973; Hidráulica curso para la formación profesional; Berlin-Koln.

¹³ Bundesinstitut Fur Berufsbildungsforschung; 1973; Hidraulica curso para la formacion professional; Berlin-Koln; Pag 8

1.8.1.1.1 BOMBA HIDRÁULICA

Una bomba hidráulica tiene que cumplir con dos misiones: mover el fluido y obligarle a trabajar. Es decir que es un mecanismo capaz de transformar energía mecánica en energía hidráulica. Todas las bombas desplazan fluido, pero este desplazamiento puede ser positivo o no positivo. Las características de una bomba hidráulica son su caudal y su presión de trabajo. El caudal es el volumen de aceite que entrega la bomba por unidad de tiempo, existen bombas de caudal constante (fijo) y de caudal variable.

- **Bomba de caudal constante (fijo):** estas bombas entregan siempre el mismo volumen de aceite variando con la velocidad de giro de la bomba.
- **Bomba de caudal variable:** varían el volumen de aceite entregado, aunque no varíen su velocidad de giro. En estas bombas se varía el flujo (caudal) para mantener constante la presión.

Además del caudal se debe de conocer la presión máxima que es capaz de soportar la bomba entregando el caudal especificado.

1.8.1.1.2 ELECTROMOTOR

El electromotor es un elemento que transforma la energía eléctrica en energía mecánica, este elemento proporciona la energía mecánica necesaria para el funcionamiento de la bomba hidráulica mediante un acoplamiento.

1.8.1.1.3 DEPOSITO¹⁴

El depósito de aceite o tanque actúa como reserva de aceite, separa el aceite del aire, absorbe el calor, soporta la bomba incorporada o montada y del motor de accionamiento.

El depósito además de enfriar el aceite, tiene que permitir que la bomba aspire el suficiente caudal. La regla general para calcular el tamaño del depósito es la siguiente: el tamaño debe de ser tres veces aproximadamente el caudal que da la bomba, de esta forma si la bomba suministra 20 lt/min, el depósito debe de ser de

¹⁴ Carrobles Marcial, Rodríguez Felix; 2002; Manual de mecánica industrial, neumática e hidráulica; España; Pag 215

unos 60 lts. Como se puede apreciar en la figura 1.14 se puede observar que las tuberías están por debajo del nivel de aceite y cortadas en chaflán, esto se hace para evitar que se absorban los lodos.

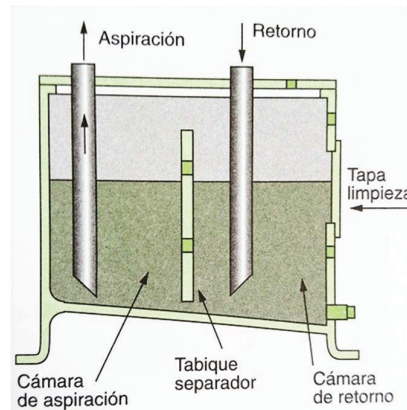


Figura 0.14. Sección del depósito o tanque

Fuente: Carrobles Marcial, Rodríguez Felix; 2002; manual de mecánica industrial, neumática e hidráulica; España; Pag 215.

1.8.1.1.4 VÁLVULA LIMITADORA DE PRESIÓN

La válvula limitadora de presión o válvula de seguridad es el elemento indispensable en las instalaciones hidráulicas y es el aparato que más cerca se debe poner de las bombas: su misión es limitar la presión máxima del circuito para proteger a los elementos de la instalación y proteger a la instalación hidráulica de toda sobrepresión excesiva.

La presión a partir de la cual la válvula comienza a abrir, ósea a dejar pasar aceite, se llama presión de apertura. La presión a la cual una válvula deja pasar todo el caudal se llama presión en pleno caudal; ahora bien, debido a la elasticidad de los muelles la presión de pleno caudal es superior a la presión de apertura. Esta condición se llama margen de sobrepresión. El inconveniente de estas válvulas simples de seguridad es que, para un taraje dado (regulación de la capacidad de trabajo), este margen de sobrepresión es elevado. Su simbología y configuración interna se muestra en la figura 1.15.

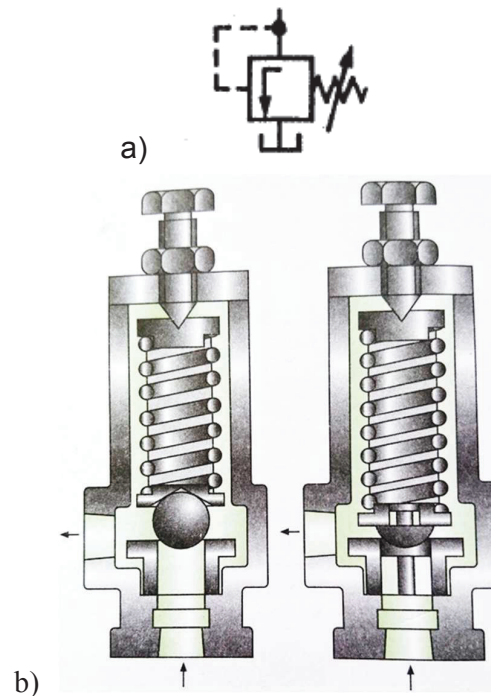


Figura 0.15. Válvula limitadora de presión a) Simbología b) Configuración interna.

Fuente: Carrobbles Marcial, Rodríguez Felix; 2002; manual de mecánica industrial, neumática e hidráulica; España; Pag 132.

1.8.1.1.5 TUBERÍAS Y RACORES.

La selección o instalación de tubos y empalmes en un sistema hidráulico posee una importancia primordial. Una tubería incorrecta puede dar lugar a una gran pérdida de potencia o a una polución nociva del aceite.

1.8.1.1.5.1 TUBERÍA

Es el término general que abarca las varias clases de líneas conductoras que llevan el fluido hidráulico entre los componentes. Los sistemas hidráulicos de hoy usan principalmente tres tipos de líneas conductoras: tubería de acero, tubing de acero y manguera flexible.

Los tres puntos esenciales que hay que tener en cuenta para escoger los tubos y empalmes son el material, el diámetro interior y el espesor de la pared más conveniente para el circuito. Las normas recomiendan el uso de tubos de acero blanco laminado en frío, sin costura, o bien acero de características equivalentes.

El diámetro interior de una tubería y de sus empalmes es importante porque determina el valor del caudal que puede circular sin desprendimiento excesivo de calor y pérdida anormal de potencia. El espesor de la pared, el material utilizado y el diámetro interior determinan la presión de rotura de la tubería o del empalme. Cuanto mayor sea el espesor de la pared en comparación con el diámetro interior, y cuanto más resistente sea el material, más elevada será la presión de rotura. Por el contrario, cuanto mayor sea el diámetro interior para un espesor dado de la pared más baja será la presión de rotura.

La tubería flexible o manguera se utiliza cuando la tubería está sujeta a movimiento, estas se fabrican en capas de goma y en algunas con trenzado de alambre para mayor presión.

1.8.1.1.5.2 RACORES

Las tuberías hidráulicas no pueden unirse directamente a los aparatos hidráulicos, para esto se utiliza racores o bridas. Las roscas utilizadas son: rosca métrica cónica o normal NPT y la rosca gas cónica o normal BSP.

Los empalmes roscados no son siempre satisfactorios cuando las presiones de funcionamiento son altas. En efecto, las tolerancias de trabajo en materia de roscas no permiten asegurar una estanqueidad perfecta. También los tubos suelen ir frecuentemente soldados sobre bridas sujetas con pernos. Normalmente, entre la brida y la bomba, válvula o aparato hidráulico, se coloca una junta, que en algunos casos suele ser un anillo tórico (O-Ring).

1.8.1.2 VÁLVULAS HIDRÁULICAS

El control de una instalación hidráulica se realiza mediante válvulas. Es misión de las mismas regular la presión, regular el caudal, distribuir el aceite o cerrar cierta parte del circuito o sea regular la potencia que debe de transmitir la instalación procurando que las pérdidas sean mínimas. En las válvulas las pérdidas de carga no deben de ser superiores al 4%.

1.8.1.2.1 VÁLVULA DISTRIBUIDORA 2/2

La válvula distribuidora 2/2 tiene la función de pilotar el movimiento, la vía del caudal del fluido por la abertura o el cierre del orificio de paso. Su simbología así como también su configuración interna se puede observar en la figura 1.16.

El émbolo de la válvula distribuidora 2/2 (2 empalmes, 2 posiciones piloto) cierra en la posición cero la entrada $P \rightarrow A$. Accionando el botón, el émbolo de la válvula abre la vía de $P \rightarrow A$, suelto el boten de maniobra se alcanza de nuevo la posición cero mediante el resorte de compresión.

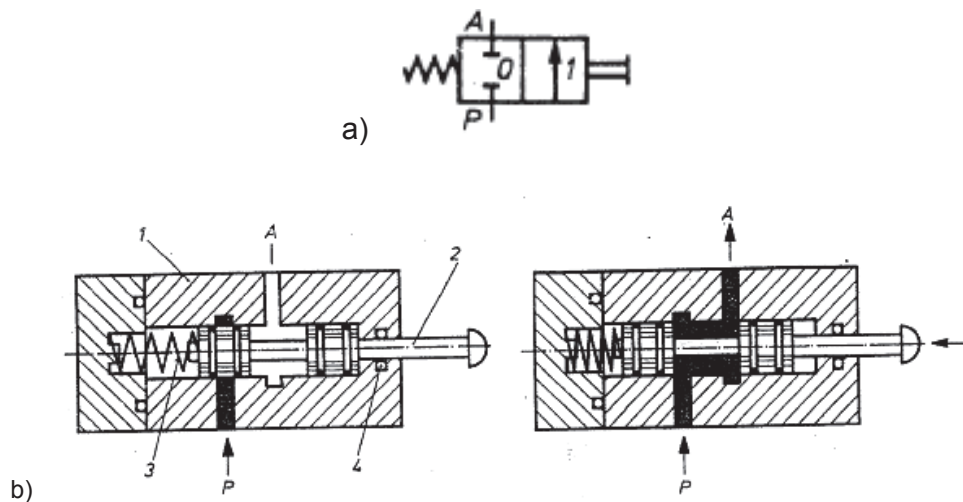


Figura 0.16. Válvula distribuidora 2/2 a) Simbología b) Configuración interna.

Fuente: Bundesinstitut Fur Berufsbildungsforschung; 1973; Hidráulica curso para la formación profesional; Berlin-Koln.

1.8.1.2.2 VÁLVULA DISTRIBUIDORA 3/2

La válvula distribuidora 3/2 tiene la función de pilotar el movimiento del flujo del fluido. Su simbología así como también su configuración interna se puede observar en la figura 1.17.

En la posición cero el émbolo de la válvula distribuidora 3/2 (3 empalmes, 2 posiciones) cierra la entrada P y abre el retorno $A \rightarrow T$. Al accionar el botón, uno de los bordes de reglaje cierra primero la salida T , a continuación el otro borde de

reglaje abre $P \rightarrow A$. Una vez suelto el botón de accionamiento, el resorte empuja el émbolo de nuevo a la posición cero, y la entrada P se cierra de nuevo, mientras se abre el retorno de $A \rightarrow T$.

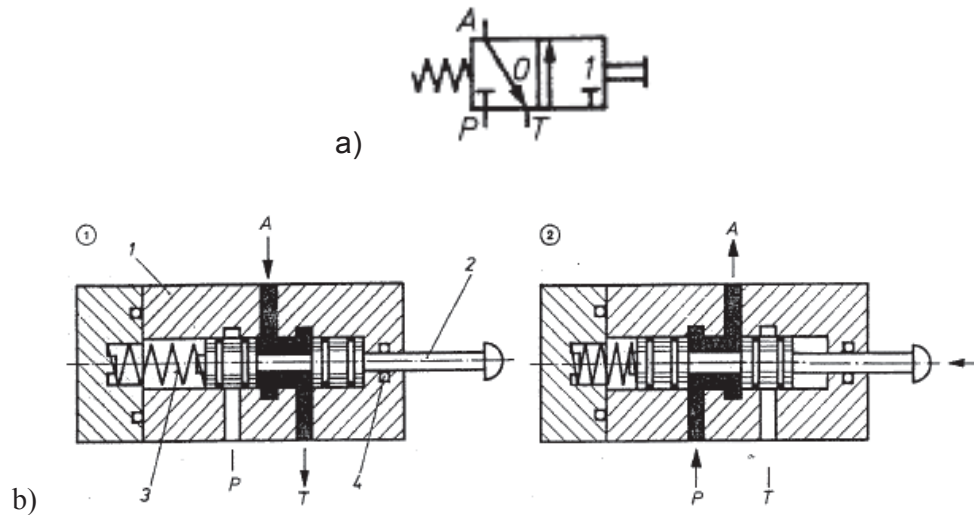


Figura 0.17. Válvula distribuidora 3/2 a) Simbología b) Configuración interna.

Fuente: Bundesinstitut Fur Berufsbildungsforschung; 1973; Hidráulica curso para la formación profesional; Berlin-Koln

1.8.1.2.3 VÁLVULA DISTRIBUIDORA 4/2

La válvula distribuidora 4/2 tiene la función de pilotar el movimiento del flujo del fluido. Su simbología así como también su configuración interna se puede observar en la figura 1.18.

El émbolo de la válvula distribuidora 4/2 (4 empalmes, 2 posiciones) en posición cero libera el paso de $P \rightarrow A$ y de $B \rightarrow T$. Accionando el botón, se libera el paso de $P \rightarrow B$ y de $A \rightarrow T$. Con ello, se conduce el flujo del fluido que llega de A hacia T mediante un conducto que es incorporado en el mecanismo. Suelto el botón se alcanza de nuevo la posición cero mediante el resorte de compresión.

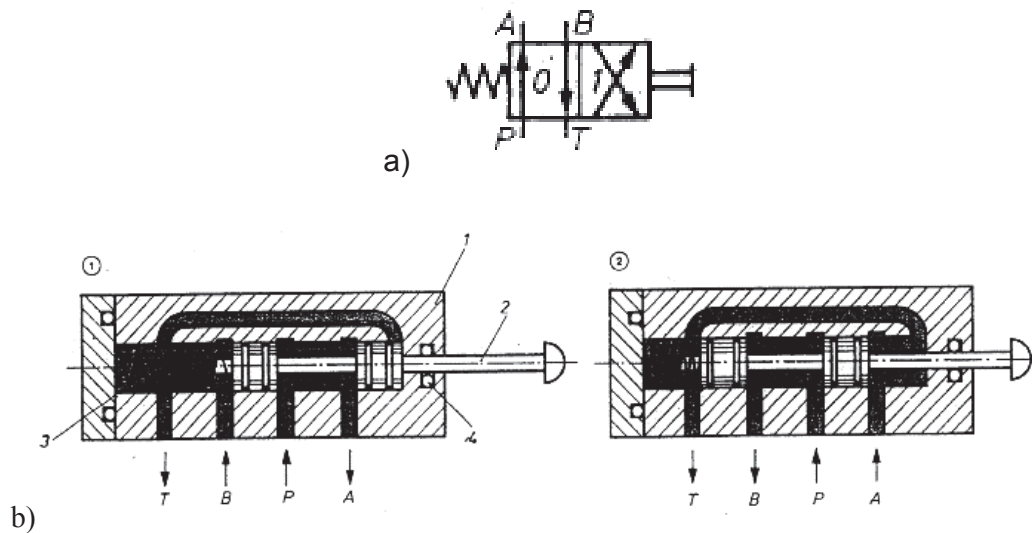


Figura 0.18. Válvula distribuidora 4/2 a) Simbología b) Configuración interna.

Fuente: Bundesinstitut Fur Berufsbildungsforschung; 1973; Hidráulica curso para la formación profesional; Berlin-Koln

1.8.1.3 CILINDROS HIDRÁULICOS

Los cilindros hidráulicos son elementos que transforman la energía hidráulica en una fuerza a través de un recorrido lineal. Los principales tipos de cilindros hidráulicos son: cilindros de simple acción o de simple efecto y cilindros de doble efecto.

1.8.1.3.1 CILINDROS DE SIMPLE EFECTO

En este tipo de cilindro hidráulico el caudal volumétrico debe transformarse en una fuerza y en un movimiento con efecto rectilíneo. Como se muestra en la figura 1.20 el flujo del fluido entra al lado del émbolo (admisión unilateral). Debido a la fuerza antagonista en el émbolo, se forma una presión. Una vez vencida la fuerza antagonista, el émbolo con su vástago se pone en movimiento (avance). El movimiento regresivo del émbolo (retroceso) interviene una vez invertida la válvula distribuidora por fuerzas exteriores provocada por la masa. Este retroceso se puede realizar también mediante un resorte de presión.



Figura 0.19. Simbología cilindro hidráulico simple efecto; a) retroceso por fuerza exterior b) con reposición por resorte.

Fuente: Bundesinstitut Fur Berufsbildungsforschung; 1973; Hidráulica curso para la formación profesional; Berlin-Koln.

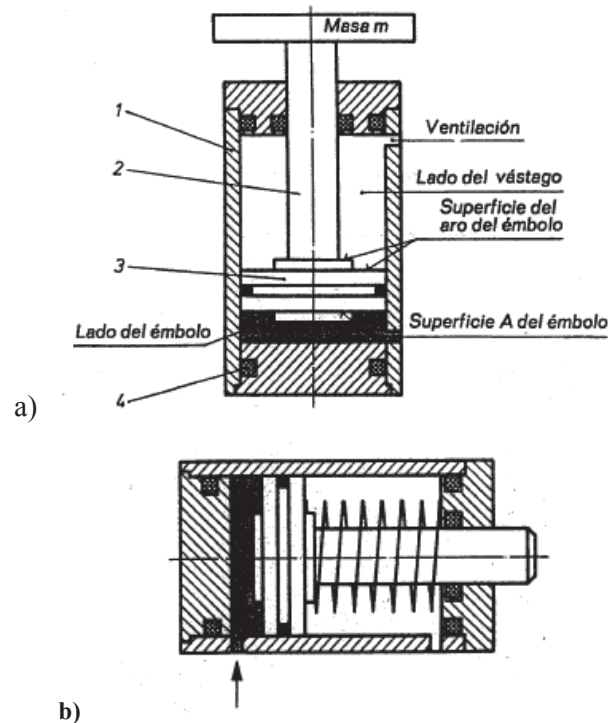


Figura 0.20. Cilindro hidráulico simple efecto; a) retroceso por fuerza exterior b) con reposición por resorte.

Fuente: Bundesinstitut Fur Berufsbildungsforschung; 1973; Hidráulica curso para la formación profesional; Berlin-Koln

1.8.1.3.2 CILINDROS DE DOBLE EFECTO

El cilindro hidráulico de doble efecto debe transformar el caudal volumétrico que está a presión, en fuerzas de efecto rectilíneo y en movimientos, cuya dirección, puede escogerse. La mayor característica de este tipo de cilindro es que trabaja en los dos sentidos.

Como se muestra en la figura 1.21 el fluido a presión fluye por (1) en el cilindro y llega al lado del émbolo. Se forma una presión que provoca la salida del émbolo con el vástago. El fluido a presión que está del lado del vástago del émbolo se desplaza y fluye por un conducto al depósito. En el retroceso, el fluido a presión entra en el cilindro por (2). Debido a ello el émbolo entra. El fluido a presión que se encuentra del lado del émbolo se desplaza y fluye en el depósito.

Por un caudal volumétrico igual para la carrera de trabajo y de retroceso, se dispone para la carrera de trabajo de una fuerza mayor que la existente para el retroceso, puesto que la superficie circular del émbolo es mayor que la superficie del aro (área del émbolo menos área del vástago).

$$\text{Fuerza } F = \text{superficie } A \times \text{presión } P$$

La velocidad de retroceso es por lo tanto mayor, puesto que un caudal volumétrico de igual magnitud llega a una superficie menor.

$$\text{Velocidad de avance } V = \frac{\text{caudal volumétrico } Q}{\text{superficie } A}$$

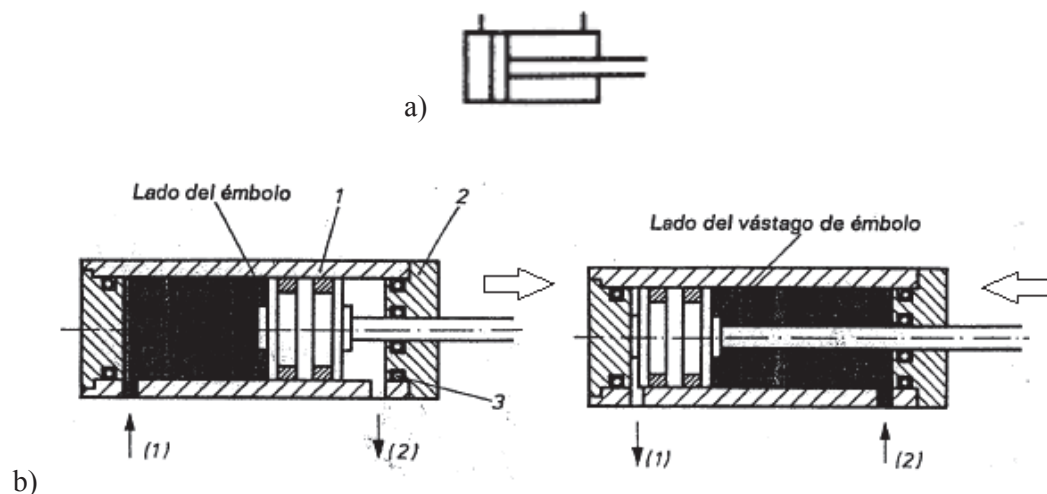


Figura 0.21. Cilindro hidráulico doble efecto a) Simbología b) Configuración interna.

Fuente: Bundesinstitut Fur Berufsbildungsforschung; 1973; Hidráulica curso para la formación profesional; Berlin-Koln.

1.8.1.4 ACUMULADORES HIDRÁULICOS

Un acumulador consiste en un depósito destinado a almacenar una cantidad de fluido incompresible y conservarlo a una cierta presión para auxiliar al circuito hidráulico en caso de necesidad. El acumulador hidráulico se utiliza para:

- Restituir: compensar pequeñas pérdidas de fluido en el circuito. Mantiene constante la presión.
- Contra dilatación: los fluidos por cambios de temperatura pueden dilatarse y perder presión.
- Reserva: al poder mantener una presión de trabajo, pueden servir de reserva de energía.
- Contra golpes de ariete: el golpe de ariete es un concepto hidráulico que engloba diferentes causas de pérdida de caudal, como podría ser el cierre de válvulas, parada de bombas, puesta en marcha de bombas, etc.
- Amortiguador: puede utilizarse para amortiguar las pulsaciones de una bomba.
- Seguridad: para evitar accidentes por interrupciones súbitas del generador de potencia sirven como una fuente de energía, para poder terminar una operación de trabajo ya iniciada.

El fluido al entrar dentro de un acumulador levanta un peso, comprime un muelle o comprime un gas, por estos posibles motivos, el acumulador puede almacenar el fluido bajo una presión y también, esta es la causa que existan varios tipos de acumuladores. Los más usados son los de membrana y los de vejiga.

CAPITULO 2

2 PREFACTIBILIDAD

Debido a que la carga y descarga de mercadería es un punto esencial para generar un sistema de transporte eficiente, se debe dar celeridad a esta operación mediante la aplicación de un sistema mecánico que disminuya el trabajo manual. Por esta razón se ha creído conveniente la realización de un diseño de una plataforma elevadora de carga que podrá ser acoplada a un camión y que permitirá realizar las operaciones de carga y descarga de mercadería de una manera eficiente reduciendo considerablemente la intervención del hombre para la realización de esta actividad.

El presente estudio de mercado se realiza con el objeto de conocer las empresas proveedoras de este tipo de sistemas de carga y descarga de mercadería, además de las características del parque automotor ecuatoriano y obtener la información necesaria como un paso previo de diseño.

2.1 ESTUDIO DE MERCADO

El presente estudio de mercado para la plataforma de carga y descarga de mercadería, se encuentra concebido por:

- Análisis de empresas (competidores) que ofrecen este tipo de accesorios.
- Análisis del parque automotor, así como también las especificaciones técnicas de los tipos de camiones analizados.

2.1.1 ANÁLISIS DE EMPRESAS QUE OFRECEN ESTE TIPO DE ACCESORIO.

Después de una investigación vía web se pudo determinar que en el Ecuador existen pocas empresas que se dedican a la distribución de este tipo de productos. Entre las principales empresas se puede citar las de mayor prestigio considerando las capacidades de carga disponibles (ver tabla 2.1).

Tabla 2.1. Empresas Distribuidoras de Plataformas Elevadoras

EMPRESA	ACTIVIDAD ECONÓMICA	PRODUCTO-MARCA	CAPACIDAD
LA LLAVE	Distribución de Equipos y Suministros Industriales	Plataforma Elevadora MKS Marksell	400 kg a 2500 kg
METALMACHINE	Fabricación de Pasamanos, Accesorios Para Barandillas y Enfocados en la Industria Metalmecánica y de la Construcción	Plataforma Elevadora Dhollandia	300 a 9000 kg
BAGANT	Soluciones al Sector de la Construcción, Elevación y de Carrocerías de Carga	Plataforma Elevadora Anthony	500 y 1000 kg
AUTOELEVACIÓN	Distribución, Venta, Montaje y Reparación de Equipos y Componentes Hidráulicos Para Logística de Carga Liviana y Pesada	Plataforma Elevadora Dhollandia	300 a 9000 kg

Fuente: Sitios web empresariales.

Los precios de venta de este tipo de accesorios varían dependiendo la capacidad de carga requerida. Para la empresa Bagant Ecuatoriana Cia Ltda el precio de venta de una plataforma elevadora Anthony con capacidad de carga de 2000 Lbs (909 kg) es de 4396,60 \$ + IVA (4924,19 \$) de acuerdo a la proforma mostrada en el anexo B. Para la empresa Autoelevación Cia Ltda el precio de venta de una plataforma elevadora replegable con capacidad de carga de 1000-1100 kg modelo tipo DHRC-1000-1100 es de 5335 \$ + IVA (5975,20 \$) de acuerdo a la proforma mostrada en el anexo C.

2.1.2 ANÁLISIS DEL PARQUE AUTOMOTOR ECUATORIANO.

Uno de los aspectos más importantes de este estudio radica en el análisis del parque automotor ecuatoriano, este análisis contempla únicamente a los vehículos destinados para la transportación de carga general, es decir, según la clasificación

vehicular determinada por el SRI (servicio de rentas internas), los pertenecientes a la clase “camión”. No se toma en consideración en este estudio a los tracto-camiones, clase tráiler, debido a que estos por su naturaleza de funcionamiento, son destinados para el arrastre de carga y por lo tanto no sería posible la adaptación de este tipo de accesorio.

Según la clasificación vehicular mostrada por el SRI (servicio de rentas internas), en la descripción del impuesto a la propiedad de vehículos, mostrada en el anexo D, la clase camión posee una gama de subclases o tipos. De los cuales y para la realización de este análisis se ha tomado en consideración todos los tipos de camiones a excepción del camión tipo plataforma-C debido a que no existe una descripción detallada de que si este se trata de un camión tipo plataforma simple o de si este se encuentra destinado para el transporte de vehículos livianos, dado que de ser de esta manera la plataforma elevadora no podría ser adaptada por las condiciones operativas de este tipo de vehículo.

Además, debido a que, los datos proporcionados por el SRI contemplan la totalidad del parque automotor actualizados al 30 de Marzo del 2016, se toma en consideración solamente los camiones con el año de modelo mayor al 2000, esta restricción se la realiza por funcionalidad, es decir debido a la vida útil de los vehículos y además debido a que para vehículos de años menores al 2000 no se encuentran disponibles las especificaciones técnicas por marca de vehículo.

Considerando todos estos aspectos y restricciones, el parque automotor ecuatoriano para la categoría camión es de 79613 vehículos. La tendencia del mercado, por marcas de camiones en relación a la totalidad del parque automotor se muestra en la figura 2.3.

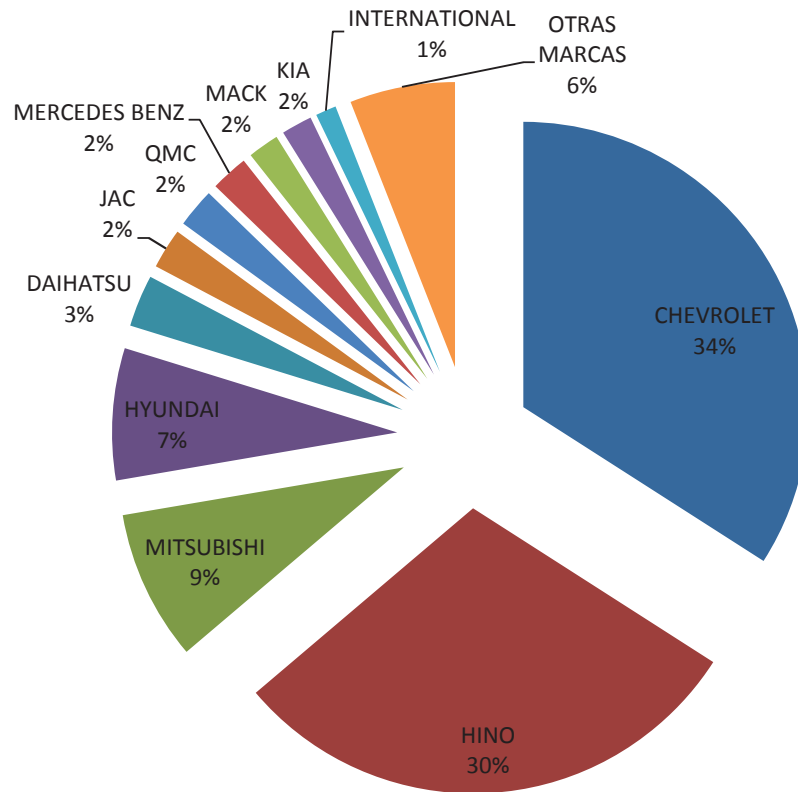


Figura 2.1. Parque automotor, tendencia del mercado por marcas de camiones.

Fuente: SRI, estadísticas del impuesto a la propiedad de vehículos.

Estas estadísticas mostradas sobre la tendencia del mercado ecuatoriano por marcas de camiones, muestra una notable inclinación del mercado por la marca de camiones CHEVROLET y HINO con una participación en el parque automotor del 34 y 30 % respectivamente. El punto denominado como OTRAS MARCAS, contempla marcas de camiones cuyo número de unidades dentro del parque automotor representa un porcentaje menor al 1 %, entre las cuales se destacan las marcas; FORD con un porcentaje de 0,767 %, JMC con un porcentaje de 0,610 %, VOLKSWAGEN con un porcentaje de 0,667 % y FREIGHTLINER con un porcentaje creciente de 0,378 %.

2.1.2.1 ESPECIFICACIONES TÉCNICAS POR MARCAS DE CAMIONES.

Las especificaciones técnicas por marcas de camiones es un punto de vital importancia, esto se debe a que las plataformas elevadoras de carga son accesorios los cuales se adaptan a los largueros del chasis del camión y debido a que el chasis de los camiones no son de dimensiones estándar sino que varían dependiendo del peso bruto vehicular (PBV) del camión y en sí mismo de las directrices adoptadas para su construcción.

Por lo tanto es de suma importancia citar las especificaciones técnicas más relevantes de los camiones, como son: la distancia entre largueros del chasis (RFW), la altura de los largueros del chasis (RHC) y el peso bruto vehicular (PBV). De acuerdo con los datos obtenidos en el punto 2.1.3., se puede tener una gran aproximación con el análisis de especificaciones técnicas de los camiones dentro del parque automotor ecuatoriano solamente considerando las marcas de camiones que son de mayor tendencia en el parque automotor.

Como se puede apreciar en el anexo E, las especificaciones técnicas de los camiones analizados presentan valores muy variados las cuales depende de la marca y del modelo del camión.

Cabe recordar que los modelos de camiones mencionados, son los modelos pertenecientes a las marcas de camiones que tuvieron la mayor cantidad de unidades vendidas durante el año 2015 en la clase “camión”, según los datos provenientes de las estadísticas del impuesto a la propiedad de vehículos proporcionados por el SRI, esto se debe a que para camiones de menor año los datos de las especificaciones técnicas de los camiones analizados no se encuentran disponibles en los concesionarios.

2.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.

Para que exista un sistema de transporte eficiente, se debe tomar en cuenta todos los aspectos que esto involucra. Por lo tanto, uno de los aspectos de mayor importancia es el método de carga y descarga de la mercadería en el medio de transporte que se va a utilizar.

Los camiones son el principal medio de transporte urbano de mercadería y los métodos de carga y descarga de mercadería utilizados en estos, son en su mayoría mediante la manipulación manual de cargas y en pocos casos mediante la utilización de sistemas mecánicos como la plataforma elevadora de carga, debido a que este sistema es distribuido en el país por un número reducido de empresas a un costo elevado. Este tipo de sistemas mecánicos genera algunas ventajas muy importantes como son: disminución en el tiempo empleado para la carga y descarga de los camiones, disminución del factor humano empleado para esta actividad y además de garantizar el estado físico de la mercadería.

Para lo cual, el diseño de este sistema mecánico para la carga y descarga de mercadería contribuyendo de esta manera al desarrollo tecnológico del país proporcionando un diseño de fácil manipulación, ergonómico y que se ajuste a las características del parque automotor ecuatoriano.

2.3 RESTRICCIONES Y LIMITACIONES.

Luego de un análisis y estudio de mercado, las principales restricciones y limitaciones para el presente proyecto se resumen en:

- Todos los elementos que conforman la plataforma elevadora de carga deben estar de acuerdo con las condiciones tecnológicas del país es decir, la disponibilidad de la materia prima (materiales), procesos de fabricación, elementos normalizados, etc.
- La operación de la plataforma elevadora de carga tendrá que ser realizada con facilidad presentando instrucciones para su manipulación y seguridad.
- El equipo deberá tener la capacidad de adaptarse a cualquier distancia entre largueros del chasis (RFW), según los datos determinados en el estudio de mercado.
- La capacidad de carga de la plataforma deberá de ser de 500 kg.

- La plataforma no deberá de presentar un obstáculo para la carga y/o descarga de pequeñas elementos o paquetes de mercadería, es decir que para la ganancia de tiempo la plataforma deberá de ser activada solo en caso de ser necesario y no representar un obstáculo cuando no esté en operación.

2.4 ESPECIFICACIONES DEL PRODUCTO.

Para la determinación de los parámetros que intervendrán en el diseño de la plataforma elevadora de carga se consideran los requerimientos propuestos por las empresas de transporte encuestadas, las condiciones tecnológicas del país y las leyes y reglamentos vigentes que regulan la circulación de los vehículos de transporte de carga en el Ecuador. Los parámetros que se consideran para el diseño son los siguientes:

- Parámetros funcionales:
 - a) Adaptabilidad.
 - b) Capacidad.
 - c) Seguridad.
- Materiales y Accesorios.
- Ergonomía.
- Mantenimiento.
- Costos.

2.4.1 PARAMETROS FUNCIONALES.

Los parámetros funcionales a ser considerados para el desarrollo del diseño de la plataforma elevadora de carga son:

2.4.1.1 ADAPTABILIDAD.

Debido a que en el mercado existe una muy diversa variedad de marcas de camiones y además que, las dimensiones del chasis de los camiones no son

estándar cabe la necesidad de que el diseño sea acoplable para los diversos tipos de chasis existentes en el parque automotor ecuatoriano.

Las especificaciones técnicas de las marcas de camiones que representan el mayor número de camiones dentro del parque automotor ecuatoriano mostrado en el anexo E muestra que la distancia entre los largueros del chasis (RFW) oscila entre 700 y 870 mm, además la altura de los largueros del chasis (RHC) oscila entre 700 y 1100 mm. La plataforma elevadora de carga deberá de ser capaz de adoptar estas dimensiones para su correcto funcionamiento.

2.4.1.2 CAPACIDAD.

La capacidad de carga de la plataforma elevadora de carga deberá ser de 500 kg, la cual deberá elevar la carga desde el nivel del suelo hasta el nivel inferior del cajón o furgón del camión.

2.4.1.3 SEGURIDAD

La seguridad tanto de operación del sistema como la seguridad para la carga es un aspecto muy importante que se debe de tener en consideración en el diseño de este sistema mecánico. Por lo tanto este sistema deberá de ser estable durante toda su operación.

2.4.2 MATERIALES Y ACCESORIOS.

Para el diseño de esta plataforma elevadora de carga se considera la utilización de materiales y accesorios resistentes y que se pueda adquirir fácilmente en el mercado local, por lo tanto el material base considerado es el acero estructural ASTM A-36.

Dado que, para cumplir con los requerimientos especificados como es la capacidad de carga de la plataforma elevadora se considerará materiales más resistentes en los puntos que presenten los mayores esfuerzos.

2.4.3 ERGONOMÍA.

La operación de esta plataforma elevadora de carga deberá de ser realizada de una manera fácil y eficiente de modo que no represente un riesgo durante su manipulación.

Además deberá de presentar todas las medidas de seguridad necesarias para que no represente esfuerzos innecesarios para el operario.

2.4.4 MANTENIMIENTO.

La plataforma elevadora de carga será diseñada para un periodo de vida útil de 15 años, considerando que existirán elementos los cuales requieran de un mantenimiento más periódico además de que el deterioro de estos y de toda la estructura dependerá en gran medida de la zona donde se trabaje y de las precauciones tomadas en la correcta manipulación del equipo.

2.4.5 COSTOS.

El costo de diseño y construcción de la plataforma móvil es un factor muy importante, ya que de ello depende su aceptación en el mercado.

Estos costos inmersos en el diseño y la construcción de la plataforma deberán ser los mínimos posibles sin descuidar la calidad de los materiales y accesorios. Estos costos deberán estar de acuerdo con los precios ofrecidos por la competencia.

CAPITULO 3

3 FACTIBILIDAD

3.1 ESTUDIO DE ALTERNATIVAS

Para la realización de este estudio se plantean alternativas al diseño que cumplan con las especificaciones descritas en el punto 2.4, simplificando los elementos principales de cada una de ellas y proporcionando además un análisis, el cual nos indicará cual es la alternativa que genera los mayores beneficios en cuanto a los criterios de evaluación propuestos para lograr un diseño confiable y seguro.

3.1.1 ALTERNATIVA A: PLATAFORMA ABATIBLE TIPO CONTRAPUERTA.

Esta alternativa de diseño se encuentra propuesta para ser instalada en los largueros del chasis del camión al cual va a ser destinada, su característica principal es que, durante los periodos en que la máquina no se encuentra en funcionamiento, la plataforma se encuentra en posición paralela a la puerta trasera del camión o también esta podría reemplazar a la puerta trasera del camión para el caso de su utilización en camiones plataforma.

La capacidad nominal de carga es de 500 kg, esta plataforma es accionada por medio de cuatro cilindros hidráulicos los cuales se encuentran distribuidos como se muestra en la figura 3.1, el accionamiento secuencial de estos cilindros hidráulicos permiten realizar las operaciones de carga y descarga de la mercadería.

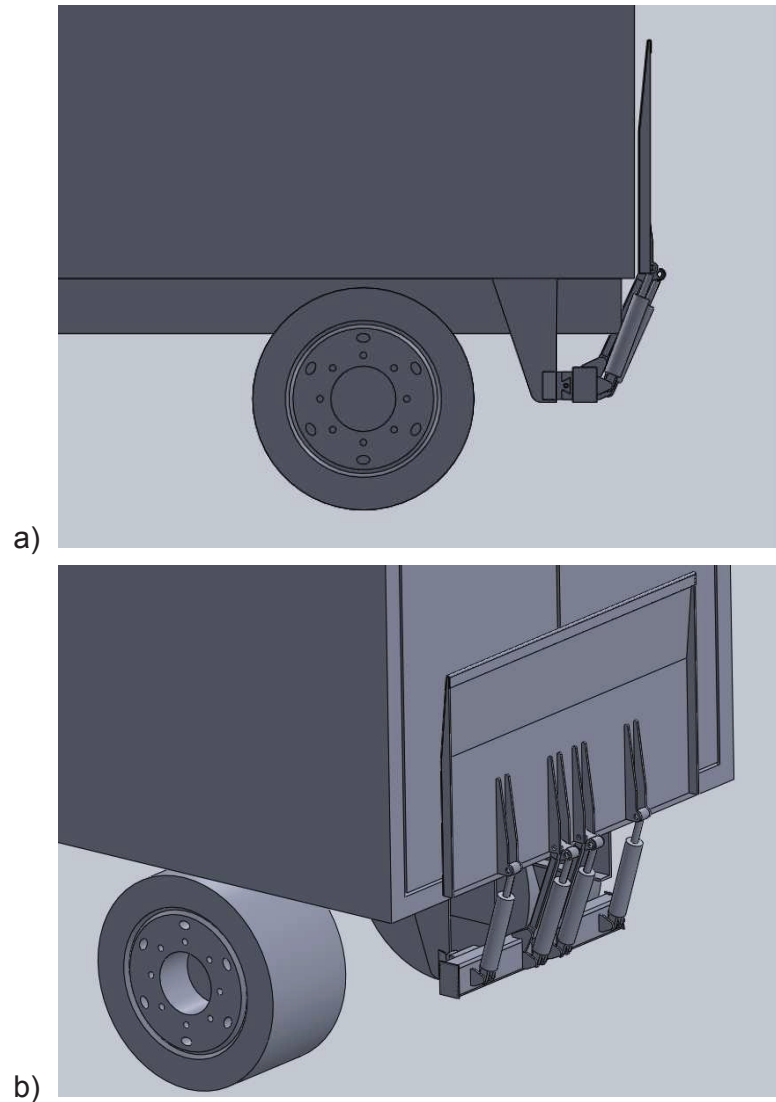


Figura 3.1. Plataforma abatible tipo contrapuerta a) vista frontal b) vista isométrica.

3.1.1.1 FUNCIONAMIENTO DE LA ALTERNATIVA DE DISEÑO A

El funcionamiento de esta alternativa se la describe, mediante los siguientes pasos:

3.1.1.1.1 PASO 1

La plataforma en primera instancia se encuentra posicionada en una disposición vertical, luego, mediante el accionamiento de los cilindros 1 y 3, la plataforma realiza la rotación de 90° en sentido horario, como se indica en la figura 3.2.

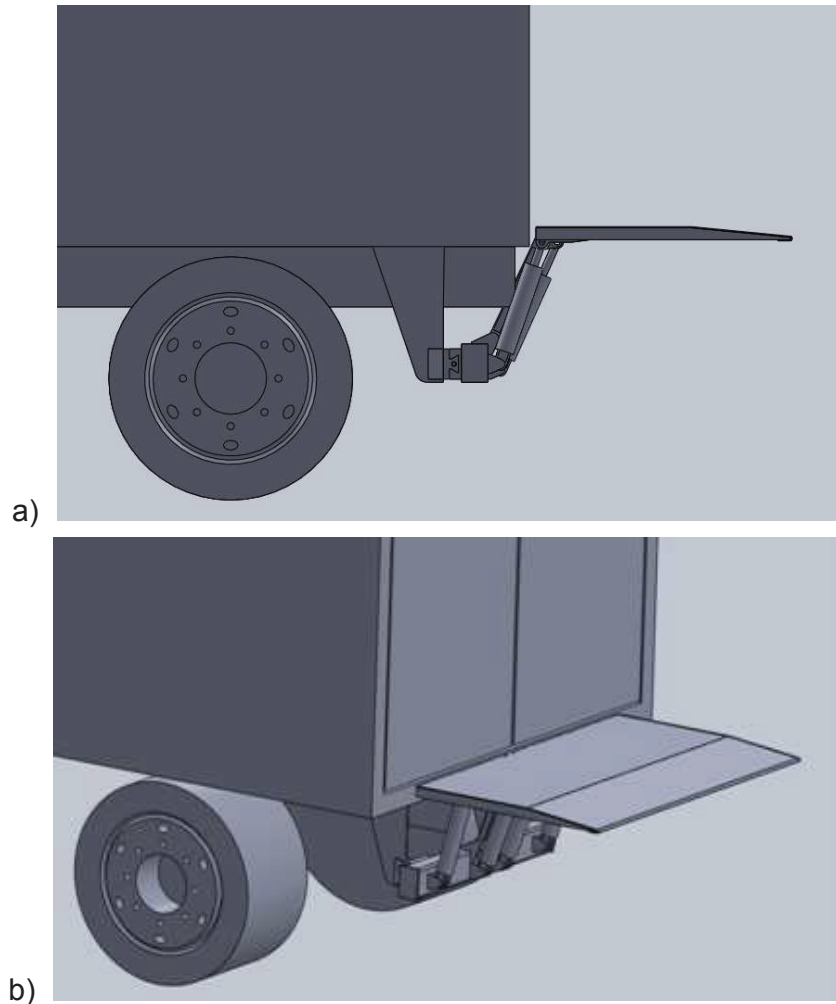


Figura 3.2. Paso 1, plataforma abatible tipo contrapuerta a) vista frontal b) vista isométrica.

3.1.1.1.2 PASO 2

Una vez posicionada la plataforma en sentido horizontal se realiza el descenso y ascenso horizontal de la plataforma las veces necesarias para realizar la carga o la descarga de la mercadería del camión (ver figura 3.3). Esto se logra mediante la activación de los cilindros 2 y 4, los cuales controlan el descenso y el ascenso horizontal de la plataforma, desde el nivel inferior de la carrocería o cajón del camión hasta el nivel del suelo y desde el nivel del suelo hasta el nivel inferior de la carrocería o cajón del camión respectivamente. Esto se hace posible por la formación de un paralelogramo deformable que es la aplicación de un mecanismo de cuatro barras en la estructura interior de la plataforma.

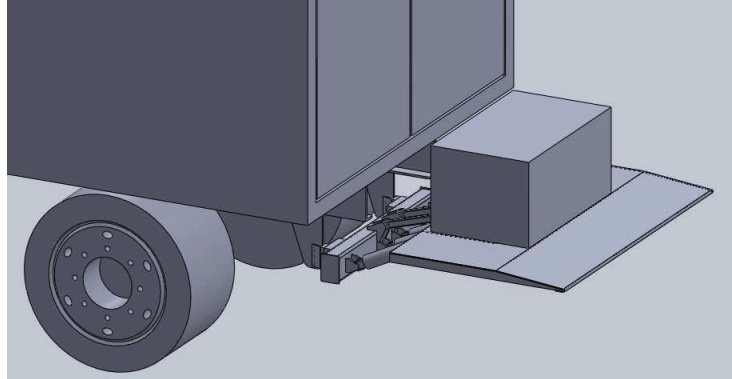


Figura 3.3. Paso 2, plataforma abatible tipo contrapuerta, vista isométrica.

3.1.1.1.3 PASO 3

Dependiendo de la cantidad de mercadería que se desee cargar o descargar, se deberá activar los cilindros 2 y 4 tantas veces como fuere necesario. Como último paso, culminado el ascenso o descenso de la mercadería se deberá posicionar la plataforma en el nivel inferior de la carrocería o cajón del camión y por la activación de los cilindros 1 y 3, la plataforma rota 90° en sentido antihorario para regresar a su posición inicial.

Esta alternativa de diseño genera algunas ventajas y desventajas, las cuales se describen a continuación.

3.1.1.2 VENTAJAS

- Su diseño es muy versátil y funcional, debido a que podría adaptarse tanto a camiones pequeños como a camiones de carga semipesada de cualquier tipo de marca.
- El tamaño de la plataforma puede ser muy variado, esto se traduce a que su diseño puede emplearse para distintas capacidades de carga.
- Su operación es muy fácil, por lo tanto no se necesita de personal muy capacitado para su manipulación.

- Su mantenimiento es muy sencillo.
- Los materiales destinados para la plataforma son de fácil adquisición a nivel nacional.

3.1.1.3 DESVENTAJAS

- Su utilización es inevitable cuando se trata de la carga o descarga de mercadería pequeña o de bajo peso, ya que la plataforma al estar ubicada en la puerta trasera del camión representa un obstáculo, lo que se traduce en una pérdida de tiempo.
- Su costo es elevado, debido al sistema hidráulico que se requiere para su funcionamiento.

3.1.2 ALTERNATIVA B: PLATAFORMA ABATIBLE REPLEGABLE.

Esta alternativa de diseño se encuentra propuesta para ser instalada en los largueros del chasis del camión al cual va a ser destinada. En esta alternativa su característica principal es que, durante los periodos de tiempo en que la máquina no se encuentra en funcionamiento, la plataforma se localiza plegada en la parte inferior del camión es decir por debajo de la carrocería o cajón del camión (ver figura 3.4).

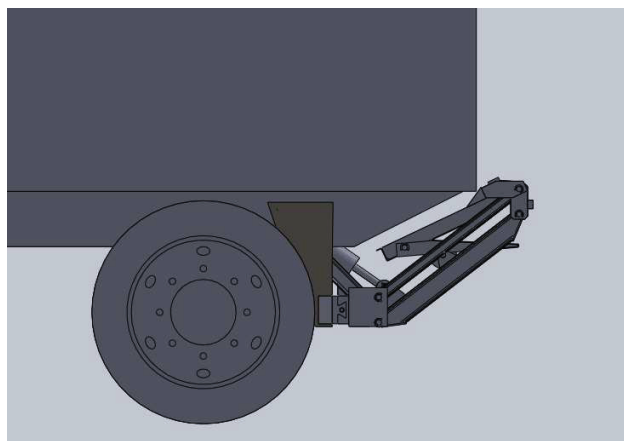


Figura 3.4 a. Plataforma abatible replegable, vista frontal.

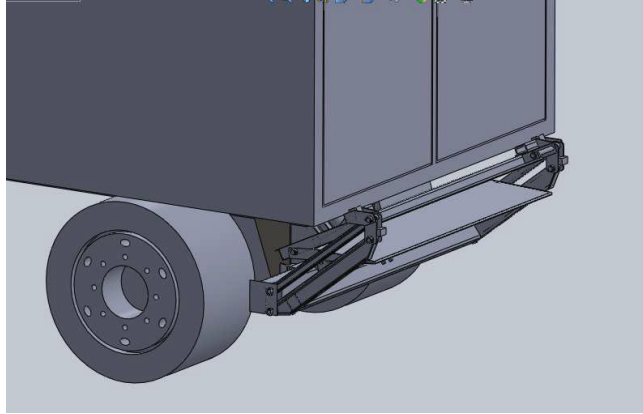


Figura 3.5 b. Plataforma abatible replegable, vista isométrica.

La capacidad nominal de carga es de 500 kg, esta plataforma es accionada por medio de un cilindro hidráulico, el cual mediante su accionamiento permite realizar las operaciones de carga y descarga de la mercadería.

3.1.2.1 FUNCIONAMIENTO DE LA ALTERNATIVA DE DISEÑO B.

El funcionamiento de esta alternativa se la describe, mediante los siguientes pasos:

3.1.2.1.1 PASO 1.

La plataforma inicialmente se encuentra plegada en la parte inferior del camión y por la activación del cilindro hidráulico la plataforma desciende. Este descenso debe llegar hasta el nivel del piso, es decir hasta que la estructura de la plataforma tope el piso, como se muestra en la figura 3.5.

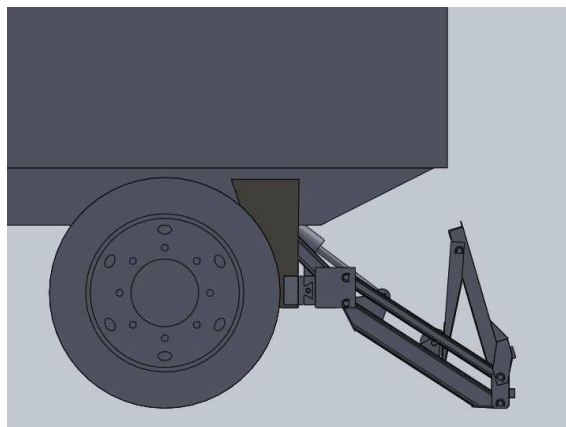


Figura 3.6 a. Paso 1, plataforma abatible replegable, vista frontal.

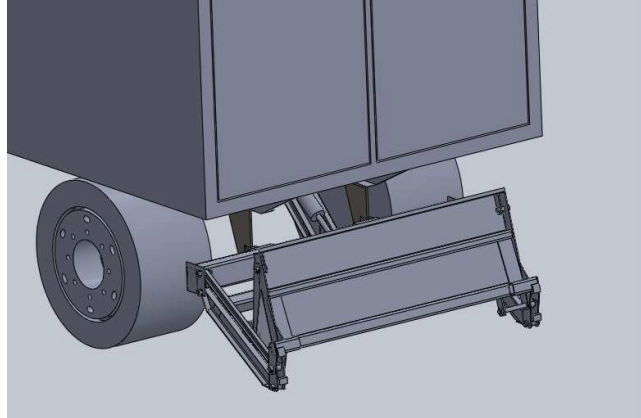


Figura 3.7 b. Paso 1, plataforma abatible replegable, vista isométrica.

3.1.2.1.2 PASO 2.

En este paso, una vez que la máquina tope el nivel del suelo se deberá desplegar la plataforma de forma manual, para que esta quede en sentido horizontal al nivel del suelo. Cabe resaltar que el esfuerzo manual invertido en el despliegue de la plataforma es mínimo ya que este sistema cuenta con un sistema mediante resortes de torsión que mitigan el esfuerzo manual y a la vez reducen el riesgo de accidentes (ver figura 3.6).

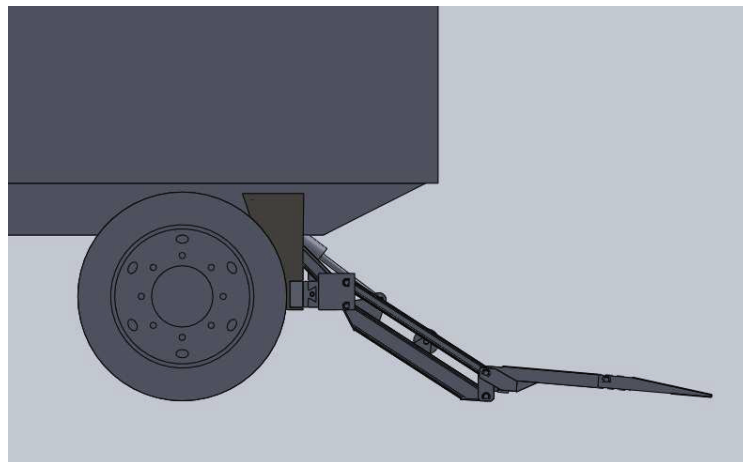


Figura 3.8 a. Paso 2, plataforma abatible replegable, vista frontal.

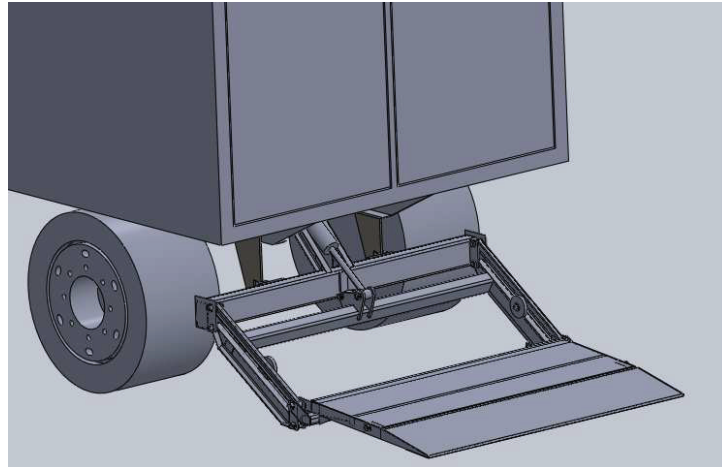


Figura 3.9 b. Paso 2, plataforma abatible replegable, vista isométrica.

3.1.2.1.3 PASO 3.

Una vez posicionada la plataforma en sentido horizontal y dependiendo de la operación que se va a realizar, es decir, si se desea realizar la carga o la descarga del camión se colocará la carga en sentido ascendente o descendente respectivamente (ver figura 3.7). Esto se logra mediante la activación del cilindro hidráulico, el cual controla el descenso y el ascenso horizontal de la plataforma, desde el nivel inferior de la carrocería o cajón del camión hasta el nivel del suelo y desde el nivel del suelo hasta el nivel inferior de la carrocería o cajón del camión respectivamente. Esto se hace posible por la formación de un paralelogramo deformable que es la aplicación de un mecanismo de cuatro barras en la estructura interior de la plataforma.

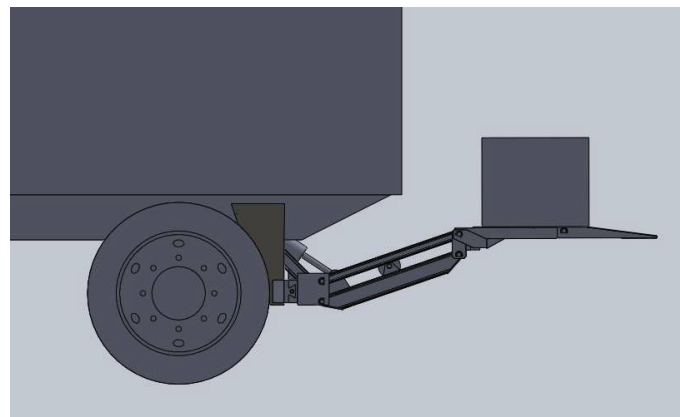


Figura 3.10 a. Paso 3, plataforma abatible replegable, vista frontal.

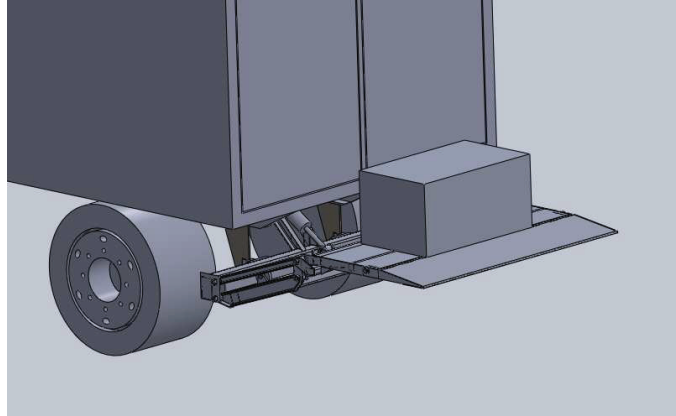


Figura 3.11 b. Paso 3, plataforma abatible replegable, vista isométrica.

3.1.2.1.4 PASO 4.

Dependiendo de la cantidad de mercadería que se desee cargar o descargar, se deberá activar el cilindro tantas veces como fuere necesario para completar con la totalidad de la mercadería. Como último paso, culminado el ascenso o descenso de la totalidad de la mercadería se deberá posicionar la plataforma en el nivel del suelo y mediante la manipulación manual, esta se pliegue, para que, por la activación del cilindro regrese a su posición inicial.

Esta alternativa de diseño genera algunas ventajas y desventajas, las cuales se describen a continuación.

3.1.2.2 VENTAJAS.

- Esta alternativa de diseño, es muy versátil debido a que puede aplicarse para diversos tamaños es decir para diversas capacidades de carga.
- Su diseño es muy funcional debido a que no es necesaria su activación para la carga o descarga de mercadería pequeña o de bajo peso, debido a que la plataforma se encuentra localizada replegada en la parte inferior del camión, generando con esto una eficiencia en la logística.
- Su mantenimiento es muy sencillo.

- Su operación es muy sencilla, por lo tanto no necesita de personal calificado para su operación.
- Este diseño es aplicable para camiones de carga semipesada de cualquier tipo de marca.
- Los materiales destinados para la plataforma son de fácil acceso a nivel nacional.
- Su costo es bajo debido a que su sistema hidráulico es sencillo.

3.1.2.3 DESVENTAJAS.

- Su aplicación en camiones pequeños es limitada debido a que la altura de los largueros del chasis con respecto al piso de este tipo de camiones resultaría inferior a los requerimientos necesarios para su correcto funcionamiento.
- Es necesaria la intervención del personal que la opera para el despliegue y repliegue de la plataforma lo que se puede traducir en un riesgo de accidentes y costo por mano de obra.

3.1.3 ALTERNATIVA C: PLATAFORMA ABATIBLE TIPO CONTRAPUERTA CON SUJECCIÓN EN LA CARROCERÍA.

Esta alternativa de diseño se encuentra propuesta para ser instalada en la carrocería o cajón del camión al cual va a ser destinada. Su principal característica es que, durante los periodos de tiempo en que la máquina no se encuentra en funcionamiento, la plataforma se localiza en posición paralela a la puerta trasera del camión al cual va a ser destinada (ver figura 3.8).

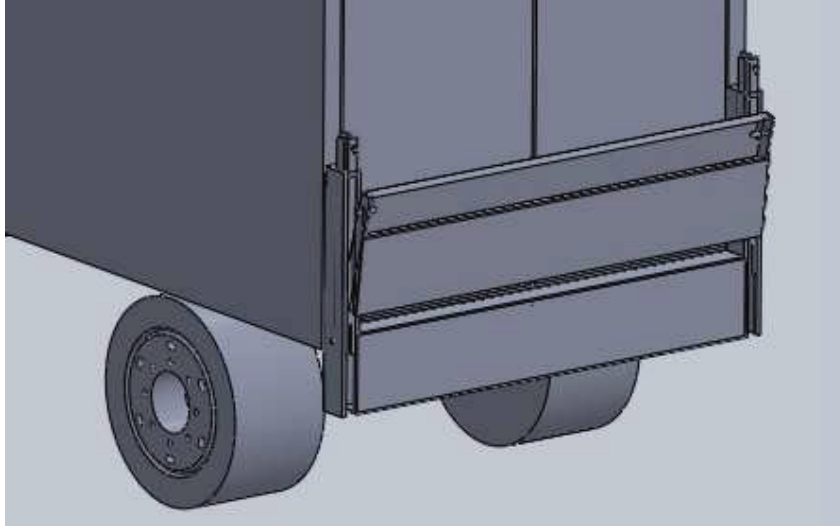


Figura 3.12. Plataforma abatible replegable, vista isométrica.

La capacidad nominal de carga es de 500 kg, esta plataforma es accionada por medio de un cilindro hidráulico el cual se encuentra localizado en su estructura interior. Este cilindro hidráulico permite realizar las operaciones de carga y descarga de la mercadería por medio de un sistema de piñones y cadenas.

3.1.3.1 FUNCIONAMIENTO DE LA ALTERNATIVA DE DISEÑO C.

El funcionamiento de esta alternativa se la describe mediante los siguientes pasos:

3.1.3.1.1 PASO 1.

La plataforma en primera instancia se encuentra posicionada en una disposición vertical (ver figura 3.8), luego, mediante el accionamiento del cilindro hidráulico y por intermedio del sistema de piñones y cadenas, la plataforma desciende hasta el nivel del suelo. Cuando la plataforma llega al nivel del suelo se debe retirar el seguro de la plataforma para que esta se pueda desplegar en forma manual y adoptar una disposición horizontal al nivel inferior de la carrocería o cajón del camión. Este seguro tiene la funcionalidad de mantener la plataforma plegada, en una disposición vertical evitando su movimiento cuando no se encuentre en uso (ver figura 3.9).

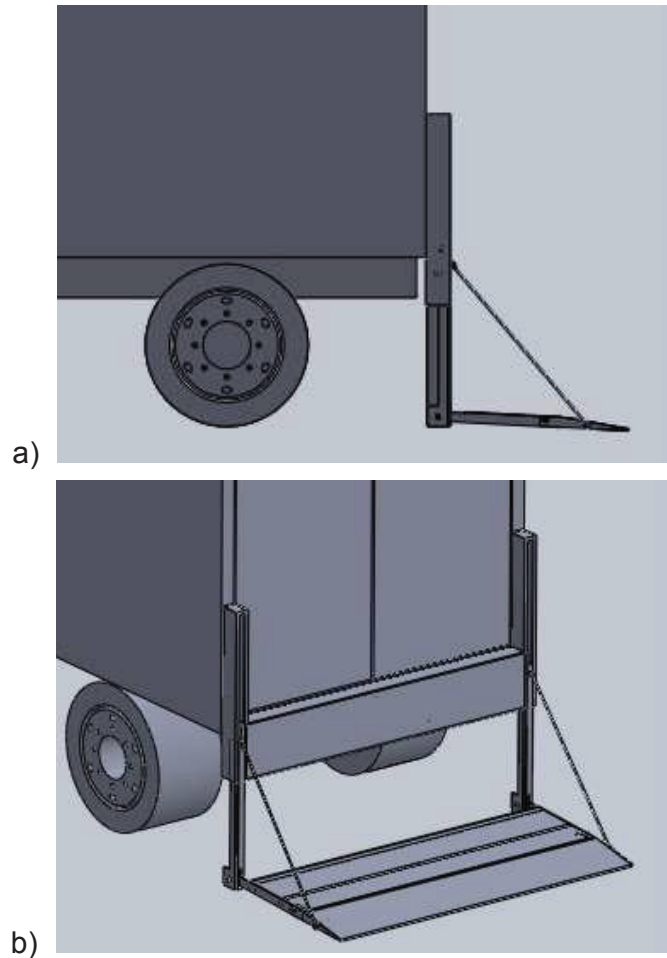


Figura 3.13. Paso 1, plataforma abatible replegable a) vista frontal b) vista isométrica.

3.1.3.1.2 PASO 2.

Una vez posicionada la plataforma en sentido horizontal y dependiendo de la operación que se va a realizar, es decir, si se desea realizar la carga o la descarga del camión se colocará la carga para transportarse en sentido ascendente o descendente respectivamente. Esto se logra mediante la activación del cilindro hidráulico, el cual controla el descenso y el ascenso horizontal de la plataforma, desde el nivel inferior de la carrocería o cajón del camión hasta el nivel del suelo y desde el nivel del suelo hasta el nivel inferior de la carrocería o cajón del camión respectivamente. Esto se hace posible mediante un sistema de piñones y cadenas los cuales mediante su conexión con el cilindro hidráulico generan el movimiento vertical de la plataforma (ver figura 3.10).

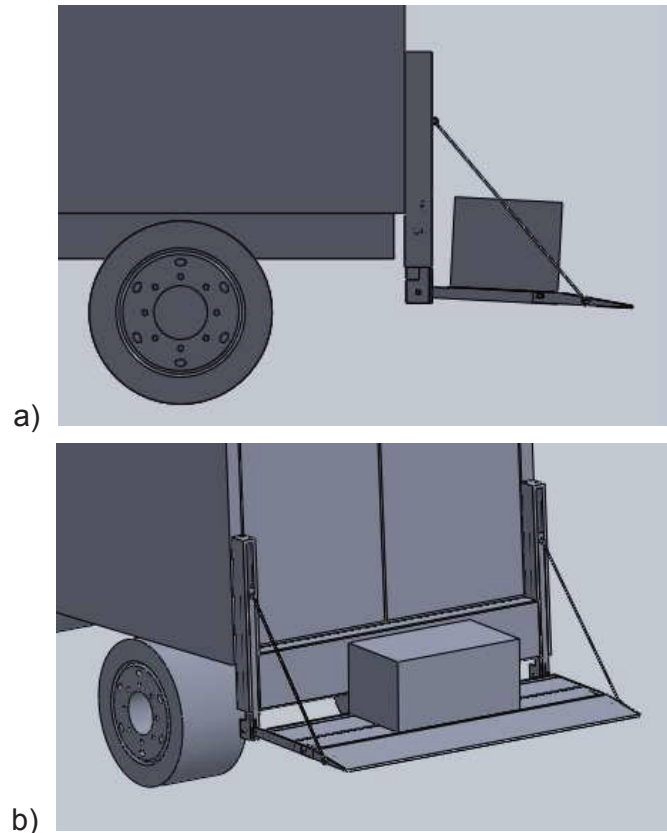


Figura 3.14. Paso 2, plataforma abatible replegable a) vista frontal b) vista isométrica.

3.1.3.1.3 PASO 3.

Dependiendo de la cantidad de mercadería que se desee cargar o descargar, se deberá activar el cilindro tantas veces como fuere necesario para completar con la totalidad de la mercadería. Como último paso, culminado el ascenso o descenso de la totalidad de la mercadería se deberá posicionar la plataforma en el nivel inferior de la carrocería o cajón del camión, para que mediante el pliegue manual de la plataforma esta regrese a su posición inicial. Con el fin de evitar el despliegue accidental de la plataforma cuando el camión se encuentre en movimiento, es necesario la colocación del seguro a la plataforma (ver figura 3.11).

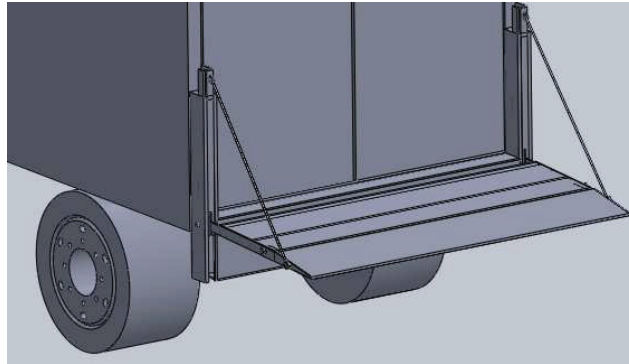


Figura 3.15. Paso 3, plataforma abatible replegable, vista isométrica.

Esta alternativa de diseño genera algunas ventajas y desventajas, las cuales se describen a continuación.

3.1.3.2 VENTAJAS.

- Su diseño es muy versátil y funcional, debido a que podría adaptarse tanto a camiones pequeños como a camiones de carga semipesada de cualquier tipo de marca.
- El tamaño de la plataforma puede ser muy variado, esto se traduce a que su diseño puede emplearse para distintas capacidades de carga.
- Su costo es bajo debido a que su sistema hidráulico es sencillo.
- Su mantenimiento es muy simple.
- Es de fácil operación, por lo tanto no se necesita de personal muy capacitado para su manipulación.
- Los materiales destinados para la plataforma son de fácil adquisición a nivel nacional.

3.1.3.3 DESVENTAJAS.

- Su utilización es inevitable cuando se trata de la carga o descarga de mercadería pequeña o de bajo peso, ya que la plataforma al estar ubicada en

la puerta trasera del camión representa un obstáculo, lo que se traduce en una pérdida de tiempo.

- Es necesaria la intervención del personal que la opera para el despliegue y repliegue de la plataforma lo que se puede traducir en un riesgo de accidentes y costo por mano de obra.

3.2 ANALISIS Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS.

La selección de la mejor alternativa de diseño, se la realiza de acuerdo al principio de funcionamiento simple versátil y de costo adecuado; mediante el método propuesto por el Dr. Carlos Rivas en su libro “Diseño Concurrente”¹⁵.

Con la finalidad de aplicar la mejor alternativa de diseño en función de los parámetros y requerimientos propuestos mediante las encuestas aplicadas a transportistas de carga, se consideran algunos criterios de selección, los cuales son de mucha importancia y en general son los más trascendentes para conseguir un diseño capaz de cumplir con todas sus exigencias.

3.2.1 CRITERIOS.

Los criterios primordiales, para la determinación de la mejor alternativa de diseño que se toman en cuenta son:

- **Seguridad.-** que la plataforma sea segura tanto para el operario como para los transeúntes y vehículos automotores circundantes.
- **Costo.-** que represente un precio económico y con una alta calidad.
- **Versatilidad.-** que la plataforma sea capaz de adaptarse a diversos tipos de camiones.
- **Operación.-** que su manipulación sea lo más sencilla posible.

¹⁵ Riba, C. R. (2002). Diseño Concurrente. Barcelona: Autor.

- **Preferencia.-** que la plataforma se encuentre entre los modelos de plataformas de mayor demanda en el mercado.
- **Construcción y montaje.-** que la máquina en su proceso de construcción y posterior montaje al camión sea de baja complejidad, disminuyendo el tiempo empleado para esto.
- **Mantenimiento.-** que su mantenimiento sea sencillo y rápido, es decir que no existan muchos inconvenientes al realizarlo.
- **Peso.-** su peso deberá ser bajo para disminuir el riesgo de sobrecarga sobre el eje trasero del camión cuando este se encuentre cargado a su máxima capacidad.

3.2.2 EVALUACIÓN DEL PESO ESPECÍFICO DE CADA CRITERIO.

Dados los criterios de evaluación para la selección de la mejor alternativa de diseño y debido a que no todos los criterios de evaluación mencionados tienen el mismo peso es decir que no todos los criterios tienen la misma importancia. Por lo tanto se da un orden de importancia a todos los criterios de evaluación para darles un valor ponderado.

Las valorizaciones correspondientes para la evaluación del peso específico de cada criterio se realizan considerando la siguiente regla general. El criterio “a” corresponde a las filas y el criterio “b” corresponde a las columnas de la tabla de evaluación de cada criterio.

Criterio a > Criterio b valor = 1

Criterio a = Criterio b valor = 0,5

Criterio a < Criterio b valor = 0

Esta regla general se aplica para cada criterio de selección, para determinar cuantitativamente el peso específico de cada criterio (ver tabla 3.1)

Tabla 3.1. Evaluación del peso específico de cada criterio.

	Costo	Versatilidad	Operación	Preferencia	Construcción y montaje	Seguridad	Mantenimiento	Peso	$\Sigma+1$	Ponderación
Costo		0,5	1	0,5	1	1	1	1	7	0,19
Versatilidad	0,5		0,5	1	1	1	1	1	7	0,19
Operación	0	0,5		0	0,5	1	1	1	5	0,14
Preferencia	0,5	0	1		1	1	0,5	1	6	0,17
Construcción y montaje	0	0	0,5	0		0	0	1	2,5	0,07
Seguridad	0	0	0	0	1		0	1	3	0,08
Mantenimiento	0	0	0	0,5	1	1		1	4,5	0,13
Peso	0	0	0	0	0	0	0		1	0,03
								Σ	36	1

Fuente: Diseño Concurrente; Dr. Carlos Rivas

Posteriormente a esta evaluación del peso específico de cada criterio de selección, se evalúa cada criterio en función de las alternativas de diseño analizadas, las cuales son mostradas en las tablas 3.2 a 3.9.

Tabla 3.2. Evaluación de criterio: Costo

Alternativa	A	B	C	$\Sigma+1$	Ponderación
A		0	0	1	0,17
B	1		1	3	0,5
C	1	0		2	0,33
			Σ	6	1

Tabla 3.3. Evaluación de criterio: Versatilidad

Alternativa	A	B	C	$\Sigma+1$	Ponderación
A		1	0,5	2,5	0,417
B	0		0	1	0,167
C	0,5	1		2,5	0,417
			Σ	6	1

Tabla 3.4. Evaluación de criterio: Operación

Alternativa	A	B	C	$\Sigma+1$	Ponderación
A		0	0	1	0,167
B	1		0,5	2,5	0,417
C	1	0,5		2,5	0,417
		Σ		6	1

Tabla 3.5. Evaluación de criterio: Preferencia

Alternativa	A	B	C	$\Sigma+1$	Ponderación
A		1	1	3	0,5
B	0		0,5	1,5	0,25
C	0	0,5		1,5	0,25
		Σ		6	1

Tabla 3.6. Evaluación de criterio: Construcción y montaje

Alternativa	A	B	C	$\Sigma+1$	Ponderación
A		0	0	1	0,167
B	1		1	3	0,5
C	1	0		2	0,333
		Σ		6	1

Tabla 3.7. Evaluación de criterio: Seguridad

Alternativa	A	B	C	$\Sigma+1$	Ponderación
A		1	1	3	0,5
B	0		0,5	1,5	0,25
C	0	0,5		1,5	0,25
		Σ		6	1

Tabla 3.8. Evaluación de criterio: Mantenimiento

Alternativa	A	B	C	$\Sigma+1$	Ponderación
A		0	0	1	0,1667
B	1		1	3	0,5
C	1	0		2	0,3333
		Σ		6	1

Tabla 3.9. Evaluación de criterio: Peso

Alternativa	A	B	C	$\Sigma+1$	Ponderación
A		0	0	1	0,167
B	1		1	3	0,5
C	1	0		2	0,333
			Σ	6	1

Como último paso para la selección de la mejor alternativa de diseño se analiza la ponderación de cada alternativa con respecto a la ponderación o el peso específico de cada criterio de selección analizado en la tabla 3.1 como se muestra en la tabla 3.10.

Tabla 3.10. Selección de alternativa de diseño.

Criterio	Ponderación (P)	Alternativa		
		A	B	C
Costo	0,19	0,17	0,50	0,33
Versatilidad	0,19	0,42	0,17	0,42
Operación	0,14	0,17	0,42	0,42
Preferencia	0,17	0,50	0,25	0,25
Construcción y montaje	0,07	0,17	0,50	0,33
Seguridad	0,08	0,50	0,25	0,25
Mantenimiento	0,13	0,17	0,50	0,33
Peso	0,03	0,17	0,50	0,33
$\Sigma (P \times \text{alternativa})$		0,30	0,36	0,34
Prioridad		3	1	2

3.2.3 SELECCIÓN DE ALTERNATIVA.

De acuerdo a los resultados obtenidos en la tabla 3.10, se muestra que la alternativa de diseño que presenta la mayor ponderación es la alternativa B que corresponde a la plataforma abatible replegable. Por lo tanto esta alternativa de diseño representa la mejor opción, la cual cumple con las especificaciones y requerimientos estudiados para el presente proyecto.

CAPITULO 4

4 DISEÑO DE ELEMENTOS MECÁNICOS Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS NORMALIZADOS

4.1 INTRODUCCIÓN.

El diseño de los elementos mecánicos y la selección de los elementos normalizados constitutivos del proyecto, es el objetivo de análisis en el presente capítulo, en el cual se toma en consideración todos los parámetros y requerimientos anteriormente analizados.

4.2 ANÁLISIS GEOMÉTRICO DEL SISTEMA DE ELEVACIÓN

El análisis geométrico del sistema es el punto de partida para el diseño de la plataforma elevadora dado que tiene que cumplir con las características geométricas del camión y con el objetivo de trabajo al cual el sistema deberá acoplarse.

De acuerdo con las especificaciones técnicas de los camiones dentro del parque automotor ecuatoriano mostrado en el anexo E, la altura de los largueros del chasis (RHC) de los camiones analizados se encuentran en valores muy variados dependiendo de la capacidad de carga del camión y de la marca del camión. De acuerdo con estos valores se determina que existe una altura máxima de 1100 mm y una altura mínima de 700 mm.

Debido a que la plataforma elevadora deberá tener un recorrido desde el nivel del suelo hasta el nivel del piso de la carrocería del camión (cajón) se considera un aumento en la altura que va desde la altura de los largueros del chasis hasta el nivel del piso de la carrocería. Este aumento de altura se considera de 300 mm, este valor se basa en un promedio, debido a que la carrocería del camión es un elemento que en la mayoría de los casos no es una parte integral del camión.

La altura máxima a la que debe de alcanzar la plataforma elevadora se determina por la siguiente ecuación.

$$Ht = RHC + Hpc \quad \text{Ec. (4.1)}$$

Donde:

Ht : Altura total de levantamiento de carga

RHC : Altura de los largueros del chasis y nivel del piso

Hpc : Altura entre largueros del chasis y nivel de la carrocería

$$Ht = 1100 + 300$$

$$Ht = 1400 \text{ mm}$$

Como se puede apreciar en la figura 4.1 el mecanismo base para el sistema de elevación es un mecanismo de 4 barras. En la cual el eslabón 1 forma parte de la estructura principal (bastidor), el eslabón 2 corresponde al elemento motriz, el eslabón 3 corresponderá a la plataforma móvil es decir donde será ubicada la carga por último se tiene al eslabón 4 que cierra el mecanismo.

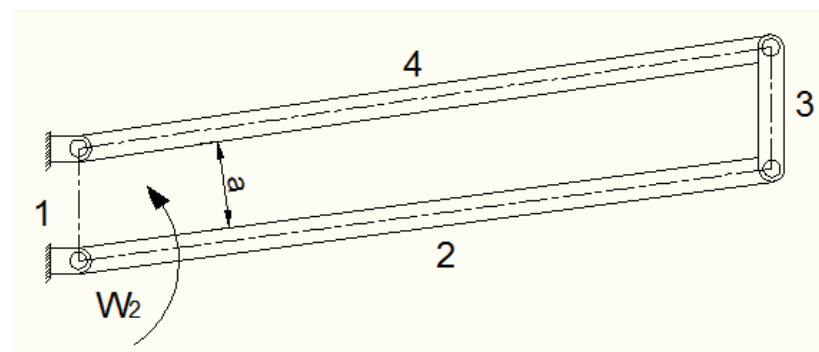


Figura 4.1. Mecanismo Sistema de Elevación.

Para la determinación de esta altura, que debe de alcanzar el sistema a través del mecanismo de cuatro barras se debe de considerar los siguientes aspectos:

4.2.1 LEY DE GRASHOF.

La dimensión de los eslabones deben de ser de tal manera que cumplan con la ley de Grashof, para garantizar el movimiento continuo de los eslabones. Es decir que es la condición necesaria para que al menos un eslabón pueda realizar giros completos respecto de otro.

La ley de Grashof se determina mediante la siguiente ecuación:

$$s + l \leq p + q \quad \text{Ec. (4.2)}$$

Donde:

s : Longitud de la barra más corta

l : Longitud de la barra más larga

p y q : Longitudes de las otras dos barras

4.2.2 ANÁLISIS DE POSICIÓN DEL MECANISMO

El análisis de posición del mecanismo indica la posición angular de los eslabones en cualquier instante dado, este análisis cinemático se lo determina de la siguiente manera.

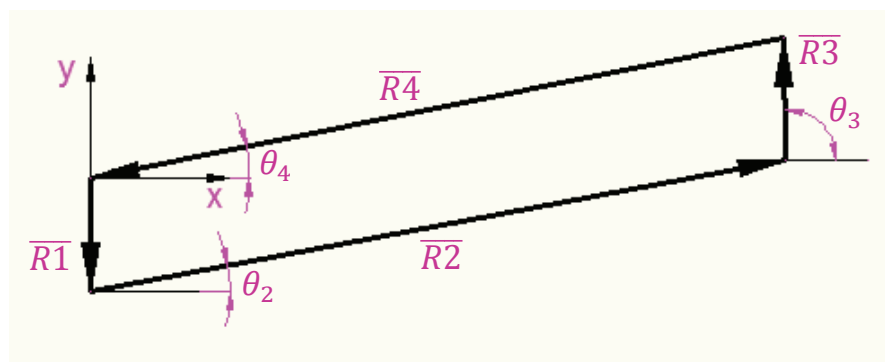


Figura 4.2. Representación vectorial del mecanismo.

De acuerdo con la figura 4.2 el mecanismo analizado es representado vectorialmente, cabe recalcar que este análisis vectorial es realizado en función de

$f(r_1, r_2, r_3, r_4)$ además del ángulo de entrada $f(\theta_2)$ dado que estos valores serán determinados posteriormente con el fin de buscar la mejor configuración.

Por lo tanto estos vectores pueden representarse como

$$\overline{R_1} + \overline{R_2} + \overline{R_3} + \overline{R_4} = 0 \quad \text{Ec. (4.3)}$$

Por lo tanto descomponiendo la ecuación vectorial para sus componentes en x y y se tiene que

$$r_2 \cos \theta_2 - r_3 \cos \theta_3 - r_4 \cos \theta_4 = 0 \quad \text{Ec. (4.4)}$$

$$-r_1 + r_2 \sin \theta_2 + r_3 \sin \theta_3 - r_4 \sin \theta_4 = 0 \quad \text{Ec. (4.5)}$$

Por lo tanto elevamos al cuadrado ambas ecuaciones para obtener las ecuaciones Ec. (4.6) y Ec. (4.7) respectivamente:

$$(r_2 \cos \theta_2 - r_3 \cos \theta_3)^2 = (r_4 \cos \theta_4)^2$$

$$r_2^2 \cos^2 \theta_2 - 2r_2 r_3 \cos \theta_2 \cos \theta_3 + r_3^2 \cos^2 \theta_3 = r_4^2 \cos^2 \theta_4 \quad \text{Ec. (4.6)}$$

$$(-r_1 + r_2 \sin \theta_2 + r_3 \sin \theta_3)^2 = (r_4 \sin \theta_4)^2$$

$$r_1^2 - r_1 r_2 \sin \theta_2 - r_1 r_3 \sin \theta_3 - r_1 r_2 \sin \theta_2 + r_2^2 \sin^2 \theta_2 + r_2 r_3 \sin \theta_2 \sin \theta_3 \\ - r_1 r_3 \sin \theta_3 + r_2 r_3 \sin \theta_2 \sin \theta_3 + r_3^2 \sin^2 \theta_3 = r_4^2 \sin^2 \theta_4$$

$$r_1^2 - 2r_1 r_2 \sin \theta_2 - 2r_1 r_3 \sin \theta_3 + 2r_2 r_3 \sin \theta_2 \sin \theta_3 + r_2^2 \sin^2 \theta_2 + r_3^2 \sin^2 \theta_3 = r_4^2 \sin^2 \theta_4 \quad \text{Ec. (4.7)}$$

Se suman las ecuaciones Ec. (4.6) y Ec. (4.7) para obtener la ecuación Ec. (4.8), aplicando la identidad $\sin^2 \theta + \cos^2 \theta = 1$.

$$r_2^2 \cos^2 \theta_2 - 2r_2 r_3 \cos \theta_2 \cos \theta_3 + r_3^2 \cos^2 \theta_3 + r_1^2 - 2r_1 r_2 \sin \theta_2 \\ - 2r_1 r_3 \sin \theta_3 + 2r_2 r_3 \sin \theta_2 \sin \theta_3 + r_2^2 \sin^2 \theta_2 + r_3^2 \sin^2 \theta_3 \\ = r_4^2 \cos^2 \theta_4 + r_4^2 \sin^2 \theta_4$$

$$r_2^2 + r_3^2 + r_1^2 - 2r_1 r_2 \sin \theta_2 - 2r_1 r_3 \sin \theta_3 + 2r_2 r_3 (\sin \theta_2 \sin \theta_3 - \cos \theta_2 \cos \theta_3) = r_4^2$$

$$\begin{aligned}
& (r_2^2 + r_3^2 + r_1^2 - r_4^2) - 2r_1r_2\text{sen}\theta_2 \\
& \quad - 2r_1r_3\text{sen}\theta_3 = -2r_2r_3(\text{sen}\theta_2\text{sen}\theta_3 - \cos\theta_2\cos\theta_3) \\
& \frac{r_2^2+r_3^2+r_1^2-r_4^2}{2r_2r_3} - \frac{r_1}{r_3}\text{sen}\theta_2 - \frac{r_1}{r_2}\text{sen}\theta_3 = \cos\theta_2\cos\theta_3 - \text{sen}\theta_2\text{sen}\theta_3 \quad \text{Ec. (4.8)}
\end{aligned}$$

Debido a que la ecuación Ec. (4.8) es compleja, se reemplaza constantes de la siguiente manera.

$$\begin{aligned}
a &= \frac{r_2^2 + r_3^2 + r_1^2 - r_4^2}{2r_2r_3} \\
b &= \frac{r_1}{r_3} \\
c &= \frac{r_1}{r_2}
\end{aligned}$$

Por lo tanto se tiene que

$$a - b\text{sen}\theta_2 - c\text{sen}\theta_3 = \cos\theta_2\cos\theta_3 - \text{sen}\theta_2\text{sen}\theta_3 \quad \text{Ec. (4.9)}$$

Debido a que esta ecuación se encuentra expresada en términos de senos y coseno aplicamos las siguientes identidades en términos de tangente $\text{sen}\theta = \frac{2\text{tg}\theta/2}{1+\text{tg}^2\theta/2}$ y

$\cos\theta = \frac{1-\text{tg}^2\theta/2}{1+\text{tg}^2\theta/2}$ entonces se tiene

$$a - b\text{sen}\theta_2 - \frac{2c\text{tg}\theta_3/2}{1+\text{tg}^2\theta_3/2} = \cos\theta_2 \frac{1-\text{tg}^2\theta_3/2}{1+\text{tg}^2\theta_3/2} - \frac{2\text{sen}\theta_2\text{tg}\theta_3/2}{1+\text{tg}^2\theta_3/2}$$

$$(a - b\text{sen}\theta_2)(1 + \text{tg}^2\theta_3/2) = \cos\theta_2(1 - \text{tg}^2\theta_3/2) - 2\text{sen}\theta_2\text{tg}\theta_3/2 + 2c\text{tg}\theta_3/2$$

$$\begin{aligned}
& (a - b\text{sen}\theta_2) + (a - b\text{sen}\theta_2)\text{tg}^2\theta_3/2 \\
& \quad = \cos\theta_2 - \cos\theta_2\text{tg}^2\theta_3/2 - 2\text{sen}\theta_2\text{tg}\theta_3/2 + 2c\text{tg}\theta_3/2
\end{aligned}$$

$$(a - b\text{sen}\theta_2 + \cos\theta_2)\text{tg}^2\theta_3/2 - (2c - 2\text{sen}\theta_2)\text{tg}\theta_3/2 + (a - b\text{sen}\theta_2 - \cos\theta_2) = 0 \quad \text{Ec. (4.10)}$$

Se reemplaza por constantes la ecuación Ec. (4.10) y se tiene que

$$d = a - b \operatorname{sen} \theta_2 + \operatorname{cos} \theta_2$$

$$e = 2c - 2 \operatorname{sen} \theta_2$$

$$f = a - b \operatorname{sen} \theta_2 - \operatorname{cos} \theta_2$$

Por lo tanto se tiene que

$$d \operatorname{tg}^2 \theta_3/2 - e \operatorname{tg} \theta_3/2 + f = 0 \quad \text{Ec. (4.11)}$$

Las raíces de la ecuación Ec. (4.11) se determina por

$$\operatorname{tg} \theta_3/2 = \frac{e \pm \sqrt{e^2 - 4df}}{2d}$$

$$\theta_3/2 = \operatorname{arctg} \left(\frac{e \pm \sqrt{e^2 - 4df}}{2d} \right)$$

$$\theta_3 = 2 \operatorname{arctg} \left(\frac{e \pm \sqrt{e^2 - 4df}}{2d} \right) \quad \text{Ec. (4.12)}$$

Para la determinación de θ_4 se realiza un análisis análogo a este considerando desde el inicio la nueva variable.

Los valores para las constantes a, b, c, d, e, f serían los siguientes

$$a = \frac{r_2^2 + r_4^2 + r_1^2 - r_3^2}{2r_2 r_4} \quad \text{Ec. (4.13)}$$

$$b = \frac{r_1}{r_4} \quad \text{Ec. (4.14)}$$

$$c = \frac{r_1}{r_2} \quad \text{Ec. (4.15)}$$

$$d = a - b \operatorname{sen} \theta_2 + \operatorname{cos} \theta_2 \quad \text{Ec. (4.16)}$$

$$e = 2 \operatorname{sen} \theta_2 - 2c \quad \text{Ec. (4.17)}$$

$$f = a - b \operatorname{sen} \theta_2 - \operatorname{cos} \theta_2 \quad \text{Ec. (4.18)}$$

Y por lo tanto las raíces para la determinación de θ_4 es

$$\theta_4 = 2 \operatorname{arctg} \left(\frac{e \pm \sqrt{e^2 - 4df}}{2d} \right) \quad \text{Ec. (4.19)}$$

Para cada valor tanto de θ_3 como de θ_4 existe dos soluciones posibles. Mediante un análisis gráfico realizado para cada tipo de soluciones positivas y negativas mostrados en la figura 4.3 se puede concluir que para las soluciones positivas de θ_3 y θ_4 se tiene una configuración abierta y para las soluciones negativas de θ_3 y θ_4 se tiene una configuración cruzada la cual no es aplicable para el presente diseño.

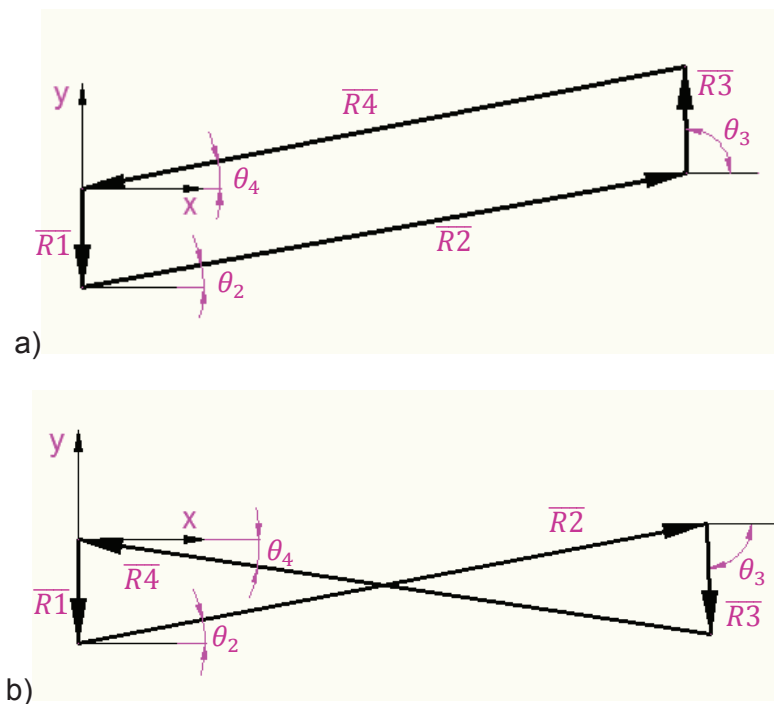


Figura 4.3. a) Configuración abierta, b) configuración cruzada

4.2.3 COLISIÓN ENTRE ESLABONES

Los eslabones 2 y 4 son aquellos que limitan el movimiento y de la misma manera determinan el ángulo de entrada máximo y mínimo al cual el mecanismo podría llegar sin que exista una colisión entre los eslabones. Debido a que la distancia a mostrada en la figura 4.1 debe de ser siempre mayor a 0 para que de esta manera evitar la colisión entre los eslabones durante el giro del eslabón motriz.

$$a > 0$$

$$\text{Ec. (4.20)}$$

Donde:

a : Distancia más corta entre los eslabones 2 y 4

Debido a que la ecuación 4.3 tiene que ver directamente con la geometría real de los eslabones 2 y 4 se asume por tanto que estos eslabones van a ser formados por vigas UPN80, esto se debe a que el perfil UPN es el que mejor se adapta para las características que presenta el mecanismo tanto por resistencia mecánica como por la geometría del mismo.

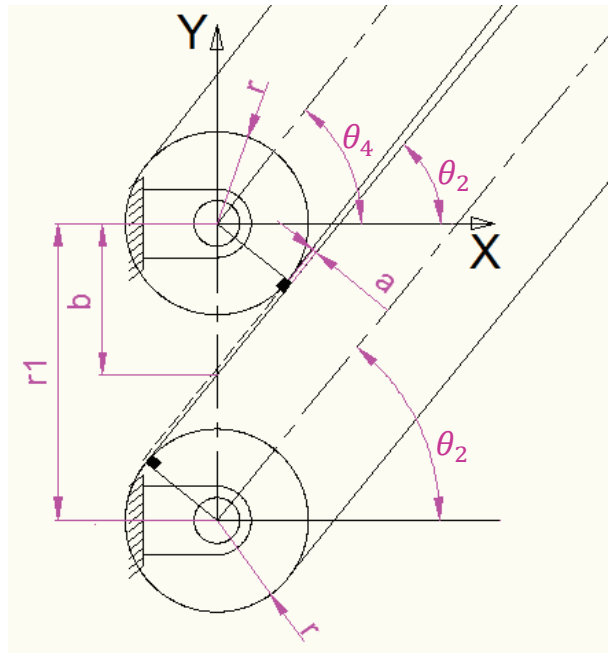


Figura 4.4. Parámetros colisión de eslabones.

Debido a que la distancia a es una seguridad, para evitar que exista una colisión entre los eslabones durante el movimiento libre y cumpliendo con la ecuación Ec. (4.20) se asume que $a = 2 \text{ mm}$ de esta manera se puede determinar también el máximo y mínimo ángulo de entrada θ_2 al cual el mecanismo puede trabajar evitando problemas de funcionamiento.

Como se muestra en la figura 4.4 el perfil UPN80 utilizado se encuentra ubicado en el eje de la línea de acción del mecanismo, por lo tanto las circunferencias de radio r

tendrán un valor de $r = 40 \text{ mm}$. Estas circunferencias representan la trayectoria dibujada por el perfil alrededor de los nodos.

Debido a que los dos triángulos rectángulos son opuestos por el vértice estos son semejantes, entonces se tiene:

$$\frac{r + a}{r} = \frac{b}{r_1 - b}$$

Dado que

$$a = 2 \text{ mm}$$

$$r = 40 \text{ mm}$$

$$\frac{42}{40} = \frac{b}{r_1 - b}$$

$$40b + 42b = 42r_1$$

$$b = \frac{21}{41}r_1 \quad \text{Ec. (4.21)}$$

Por lo tanto el ángulo máximo θ_2 esta dado por:

$$\cos \theta_2 = \frac{r+a}{b} \quad \text{Ec. (4.22)}$$

Reemplazando la Ec. (4.21) en la Ec. (4.22) tenemos

$$\cos \theta_2 = \frac{42}{\frac{21}{41}r_1}$$

$$\cos \theta_2 = \frac{82}{r_1}$$

$$\theta_{2max} = \cos^{-1} \frac{82}{r_1} \quad \text{Ec. (4.23)}$$

Para el análisis del movimiento del mecanismo cuando el ángulo de entrada θ_2 se encuentre en el cuarto cuadrante se analiza de manera similar y asumiendo que la distancia $a = 2 \text{ mm}$ las ecuaciones de colisión de eslabones son similares que para

el caso ya analizado. Debido a que este ángulo se encuentra en el cuarto cuadrante este valor resultaría negativo, por lo tanto el mínimo ángulo θ_{2min} está dado por:

$$\theta_{2min} = -\cos^{-1} \frac{82}{r_1} \quad \text{Ec. (4.24)}$$

La máxima altura que puede alcanzar el mecanismo viene determinado por las posiciones límite de los eslabones 2 y 4 como se muestra en la figura 4.4.

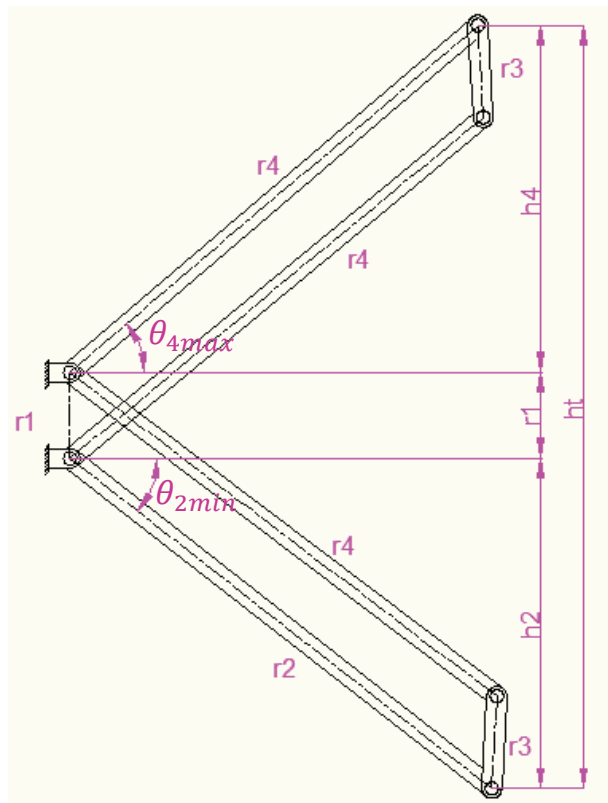


Figura 4.5. Altura máxima del mecanismo

De acuerdo con la figura 4.5 la altura máxima está dada por:

$$ht = h_2 + r_1 + h_4 \quad \text{Ec. (4.25)}$$

Donde:

Ht : Altura total de levantamiento de carga

h_2 y h_4 : Altura máxima alcanzada por el eslabón 2 y 4 respectivamente

r_1 : Longitud eslabón 1

$$htmax = r_2 \sin \theta_{2min} + r_1 + r_4 \sin \theta_{4max} \quad \text{Ec. (4.26)}$$

Todos estos puntos analizados ayudan al análisis geométrico de la plataforma elevadora de carga en el sistema de levantamiento de carga y de la misma manera simplifica todos los parámetros que intervienen para su correcto funcionamiento.

Las ecuaciones analizadas se encuentran expresadas en función de $f(r_1, r_2, r_3, r_4)$ es decir en función de las longitudes de los eslabones.

Para obtener la mejor opción de configuración de los eslabones que forman el mecanismo y principalmente para obtener la mejor opción que cumpla con la altura máxima a la que debe de llegar el mecanismo expresada en la Ec. (4.1) se tiene la tabla 4.1 la cual contiene todas las ecuaciones expresadas y todas las condiciones de análisis.

Tabla 4.1. Configuración de eslabones y altura máxima.

Opciones	Longitud Eslabones (mm)				Grashof	Para θ_2 max				Para θ_2 min				Htmax (mm)
	r1	r2	r3	r4		θ_2 max	θ_3 max	θ_4 max	θ_4 max	θ_2 min	θ_3 min	θ_4 min	θ_4 min	
1	100	800	100	800	SI CUMPLE	34,92	90,00	34,92	34,92	-34,92	90,00	-34,92	1015,78	
2	100	800	120	800	SI CUMPLE	34,92	96,62	36,61	36,61	-34,92	83,76	-33,25	1034,98	
3	105	800	105	800	SI CUMPLE	38,65	90,00	38,65	38,65	-38,65	90,00	-38,65	1104,34	
4	105	800	120	800	SI CUMPLE	38,65	95,65	39,99	39,99	-38,65	84,60	-37,34	1118,76	
5	110	800	110	800	SI CUMPLE	41,80	90,00	41,80	41,80	-41,80	90,00	-41,80	1176,49	
6	120	800	120	800	SI CUMPLE	46,90	90,00	46,90	46,90	-46,90	90,00	-46,90	1288,17	
7	120	800	130	800	SI CUMPLE	46,90	94,60	47,91	47,91	-46,90	85,55	-45,90	1297,75	
8	120	805	120	805	SI CUMPLE	46,90	90,00	46,90	46,90	-46,90	90,00	-46,90	1295,47	
9	120	805	130	805	SI CUMPLE	46,90	94,60	47,90	47,90	-46,90	85,55	-45,90	1305,05	
10	120	808	120	808	SI CUMPLE	46,90	90,00	46,90	46,90	-46,90	90,00	-46,90	1299,85	
11	120	808	130	808	SI CUMPLE	46,90	94,60	47,90	47,90	-46,90	85,55	-45,91	1309,43	
12	120	810	120	810	SI CUMPLE	46,90	90,00	46,90	46,90	-46,90	90,00	-46,90	1302,77	
13	130	810	130	810	SI CUMPLE	50,89	90,00	50,89	50,89	-50,89	90,00	-50,89	1387,07	
14	130	810	140	810	SI CUMPLE	50,89	94,88	51,97	51,97	-50,89	85,29	-49,84	1396,57	
15	130	811	140	811	SI CUMPLE	50,89	94,88	51,97	51,97	-50,89	85,29	-49,84	1398,12	
16	130	812	140	812	SI CUMPLE	50,89	94,88	51,97	51,97	-50,89	85,29	-49,84	1399,67	

Como se muestra en la tabla 4.1 de acuerdo a la configuración de las longitudes de los eslabones y para una seguridad de $a = 2 \text{ mm}$ se obtiene los valores de θ_{2max} y θ_{2min} y por ende los valores correspondientes a $\theta_{3max}, \theta_{4max}, \theta_{3min}, \theta_{4min}$ respectivamente.

La altura obtenida en la opción 16 ($htmax = 1399,67\text{mm} \approx 1400 \text{ mm}$) de la tabla corresponde a la mejor configuración debido a que primeramente cumple con la ley de Grashof y porque esta configuración de alturas corresponde a la altura necesaria obtenida en la ecuación 4.1.

$$htmax = 1399,67\text{mm} \approx 1400 \text{ mm}$$

$$ht = htmax \approx 1400 \text{ mm}$$

Por lo tanto la longitud de los eslabones serán las siguientes y ubicados de acuerdo con la figura 4.1:

$$r_1 = 130 \text{ mm}$$

$$r_2 = 812 \text{ mm}$$

$$r_3 = 140 \text{ mm}$$

$$r_4 = 812 \text{ mm}$$

4.3 DISEÑO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES

La plataforma móvil está compuesta de elementos estructurales y de elementos normalizados los cuales en conjunto realizan el trabajo destinado.

El material destinado para los componentes de la plataforma se da en relación a la característica de funcionamiento de cada elemento. El material base utilizado para el proyecto es el acero estructural ASTM A-36 debido a que este tipo de material presenta una alta resistencia mecánica por unidad de peso, una gran adaptabilidad para ser trabajado como sus características de soldabilidad conformado en frío, etc.

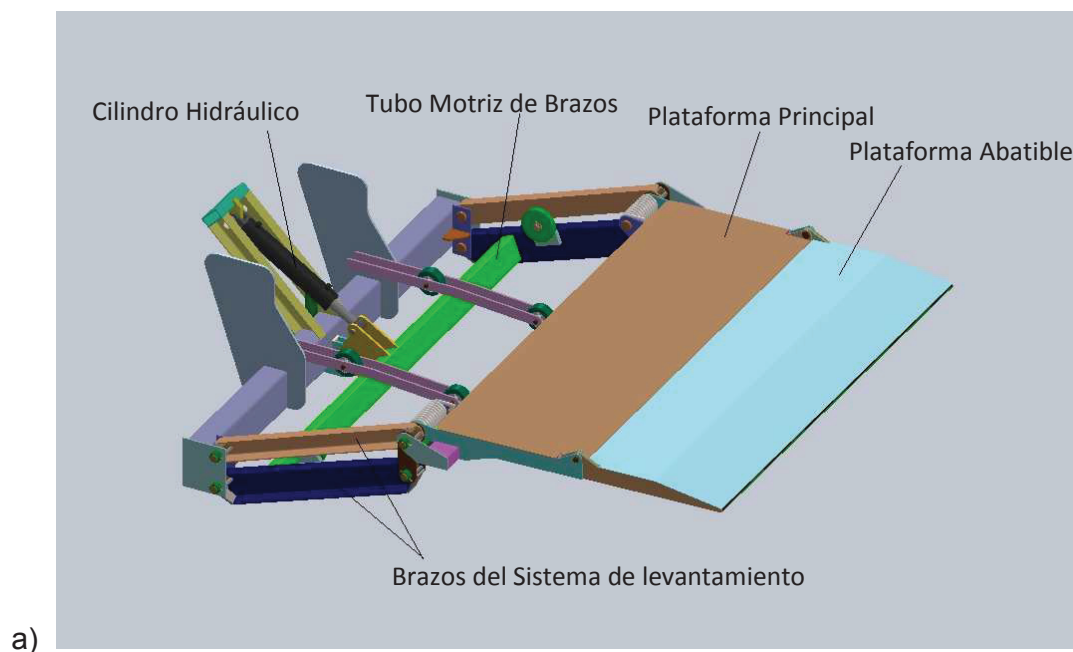
Las propiedades mecánicas principales son:

Esfuerzo de fluencia: $S_y = 2530 \text{ kgf/cm}^2 = 250 \text{ Mpa} = 36 \text{ ksi}$

Esfuerzo mínimo de ruptura en tensión: $S_{ut} = 4080 \text{ kgf/cm}^2 = 400 \text{ Mpa} = 550 \text{ ksi}$

Como ya se analizó en el punto 4.2 de este capítulo se tiene como punto de partida para el diseño la mejor configuración de eslabones para el sistema de elevación con el objetivo de alcanzar la altura máxima de trabajo. Bajo estas condiciones analizadas se inicia el diseño de la plataforma móvil considerando en todos sus aspectos garantizar la resistencia mecánica del sistema, confiabilidad, y la factibilidad.

Con la finalidad de tener una idea clara acerca de la localización en el sistema de cada uno de los elementos principales de la plataforma móvil se hace necesario un bosquejo de estos, mostrada en la figura 4.6 y de esta manera dar inicio al diseño de los elementos estructurales del cual está conformado.



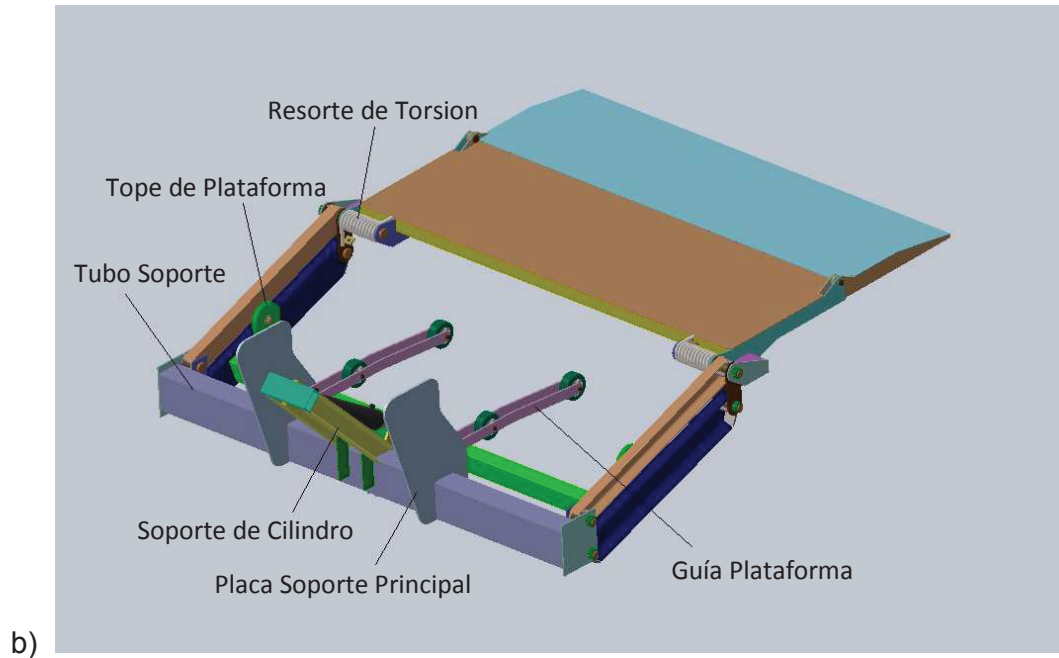


Figura 4.6. Elementos principales de plataforma móvil.

4.3.1 DISEÑO DE LA PLATAFORMA

La plataforma en conjunto es el elemento sobre el cual va a estar aplicada la carga es decir es el área libre sobre la que va a trasladarse la mercadería desde el nivel del suelo hasta el nivel del piso de la carrocería (cajón) del camión o viceversa según corresponda su aplicación.

4.3.1.1 ANÁLISIS DE MOVIMIENTO DE LA PLATAFORMA

La plataforma está conformada por dos elementos principales los cuales describen movimientos independientes. La plataforma principal pivota alrededor del nodo D (nodo superior del eslabón 3), hasta terminar en la posición de trabajo mostrada en la figura 4.7a una vez ubicada la plataforma móvil en la posición de trabajo se despliega la parte secundaria de la plataforma (plataforma abatible) la cual pivota alrededor del nodo E mostrado en la figura 4.7b Este elemento complementa a la plataforma cuando se encuentra paralelo a esta y proporciona una mayor área de aplicación de la carga y un menor espacio cuando no se encuentra en utilización.

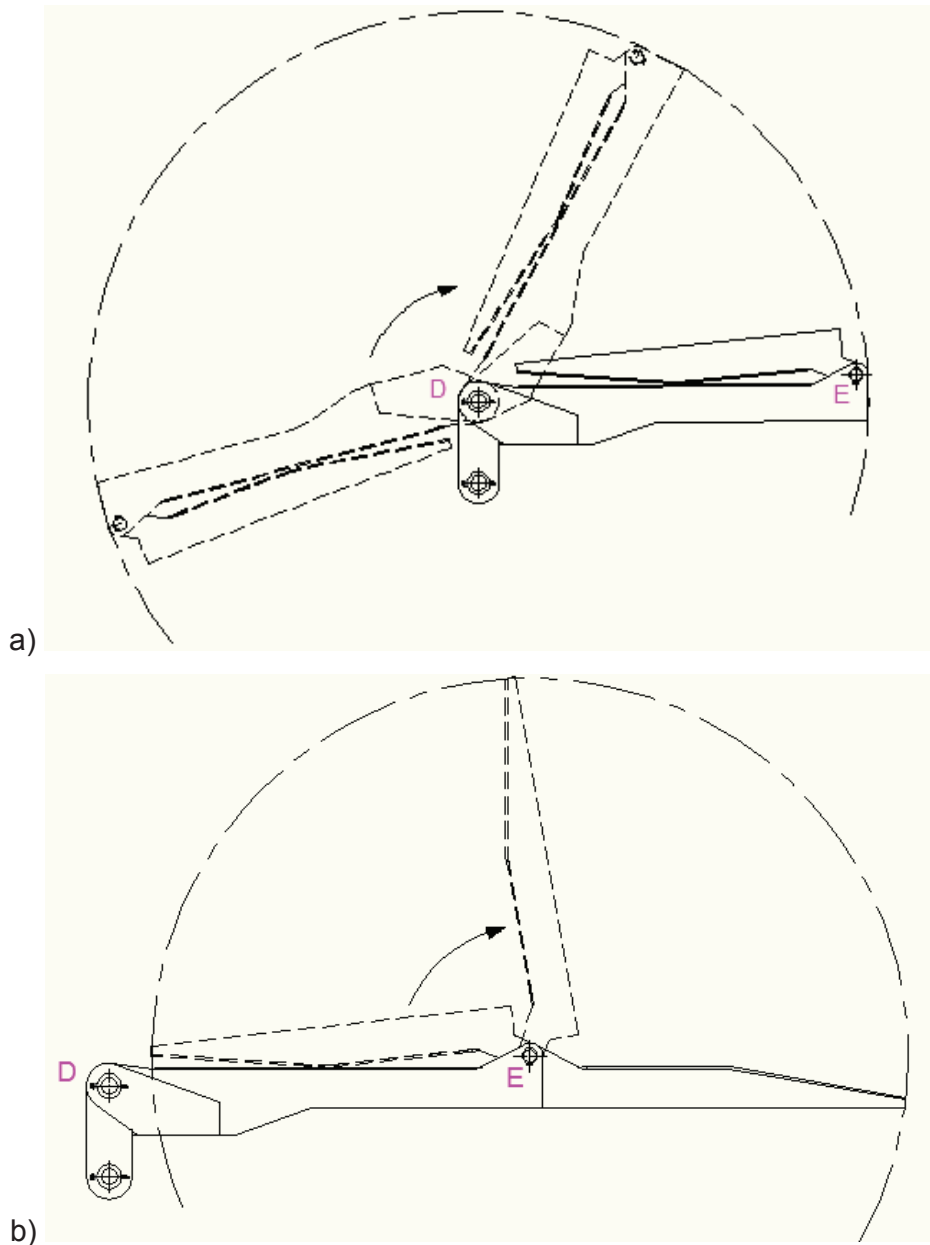


Figura 4.7. Movimiento de la plataforma.

Las dimensiones de la plataforma una vez que alcanza la posición de trabajo mostrada en la figura 4.7b se considera en su totalidad de 1790 x 1155 mm. Debido a que la rampa no es una zona en la cual se va a aplicar la carga entonces el área útil es decir el área de aplicación física de la carga será de 1790 x 884 mm.

4.3.1.2 ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE LA PLATAFORMA.

Debido a la complejidad que conlleva el análisis de los elementos que forman parte de la plataforma, el análisis estructural se obtiene mediante el software solidworks.

Como se puede observar en la figura 4.8 existen dos sujeciones (restricciones) las cuales se encuentran en el punto de pivote de la plataforma (nodo D) y en la placa tope de la plataforma.

El primer punto de sujeción (restricción) son las caras cilíndricas concéntricas las cuales son los puntos de pivote de la plataforma alrededor del nodo D, para esta restricción se ha tomado la opción de sujeción tipo Bisagra Fija de los parámetros de simulación de solidworks.

El segundo punto de sujeción (restricción) son las caras planas de la placa tope de la plataforma, esta cara tiene la función de detener el movimiento de la plataforma generando siempre en su funcionamiento un ángulo recto respecto el eslabón 3, para esta restricción se ha tomado la opción de sujeción tipo Rodillo/Control Deslizante de los parámetros de simulación de solidworks.

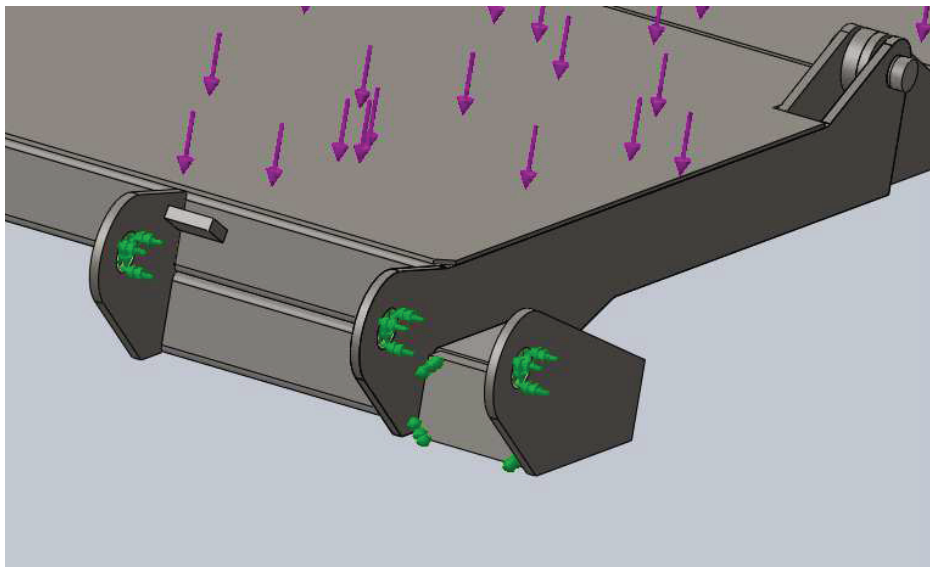


Figura 4.8. Restricciones Plataforma.

Como se puede observar en la figura 4.9 se considera para el análisis que las cargas externas actuantes sobre la plataforma son la gravedad y la carga aplicada a esta (peso de mercadería aplicada sobre la plataforma), que se considera una fuerza distribuida sobre la superficie útil de la plataforma.

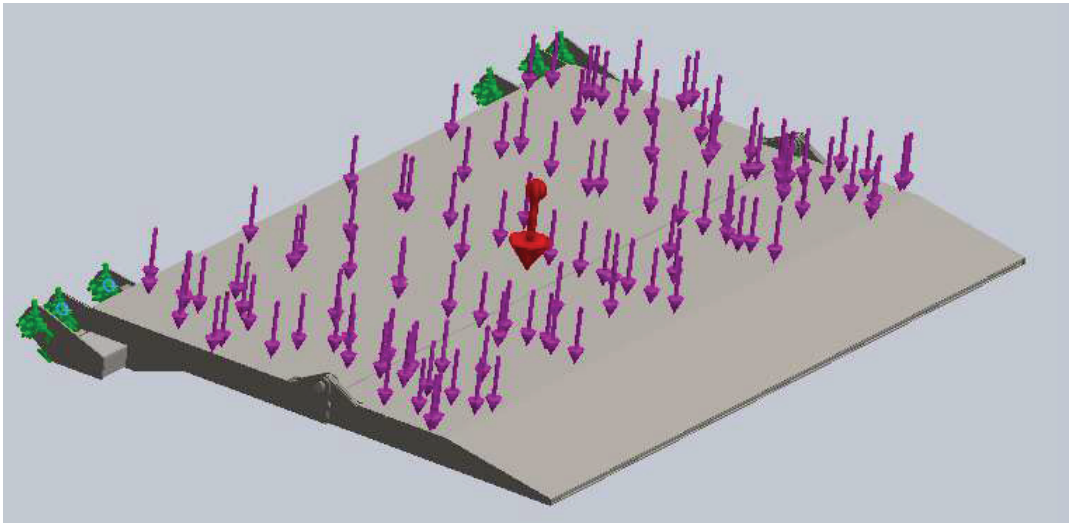


Figura 4.9. Cargas externas actuantes sobre la plataforma.

El material analizado para la plataforma es el acero ASTM A-36 este material es aplicado a todos los elementos con excepción de los perfiles estructurales los cuales son de acero ASTM A500 Gr B. Este análisis estructural de la plataforma contempla en primera instancia un análisis del comportamiento de esta bajo la carga nominal de 500 kgf el cuál es el valor determinado por el estudio de mercado en el punto 2.4.1.2 anteriormente analizado, adicionalmente a esto se analizará la máxima carga que la plataforma tendrá la capacidad de soportar.

Por lo tanto para la carga nominal de $P = 500 \text{ kgf}$ se tienen los siguientes resultados analizados bajo una mallado fino para mayor precisión. Cabe recalcar que para este análisis se desprecia las arandelas y las vichas elásticas externas ubicadas en el eje pivote de la plataforma abatible debido a que la acción de estas es despreciable.

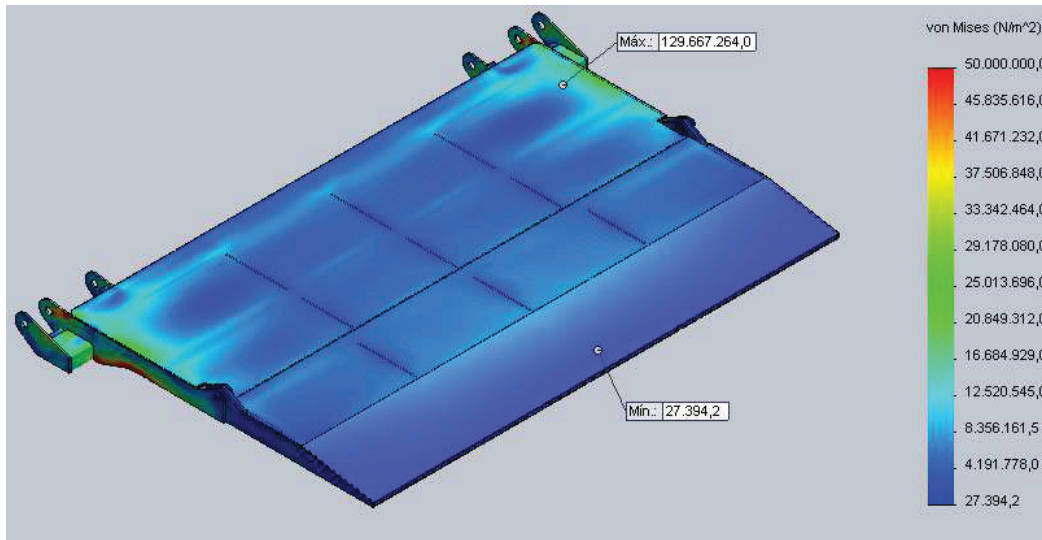


Figura 4.10. Esfuerzos de Von Mises para la plataforma.

Los esfuerzos de Von Mises mostrados en la figura 4.10 muestra que existe un esfuerzo máximo de $129667264 \text{ N/m}^2 = 129,7 \text{ MPa}$ y un esfuerzo mínimo de $27394,2 \text{ N/m}^2 = 0,027 \text{ MPa}$.

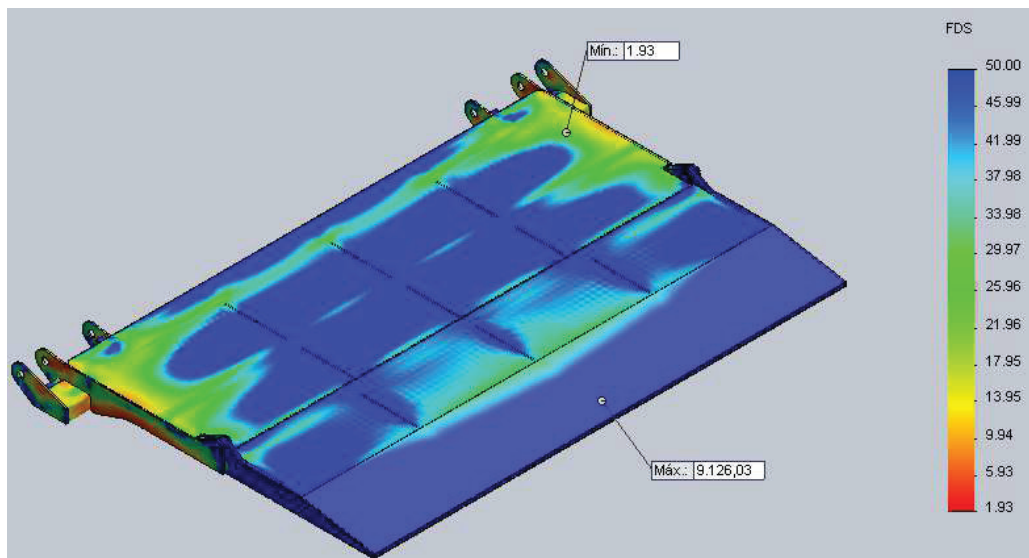


Figura 4.11. Distribución del factor de seguridad de la plataforma.

Estos esfuerzos encontrados generan los factores de seguridad mostrados en la figura 4.11 en donde se muestra que el mínimo factor de seguridad de la plataforma es de $n = 1,93$.

Debido a que la posición de la plataforma con respecto al eslabón 3 es semejante a una viga en voladizo es prudente analizar la deflexión de la plataforma cuando la carga actúa sobre esta. La deflexión de la plataforma será igual al desplazamiento medido en la dirección Y .

Como se puede apreciar en la figura 4.12 el desplazamiento máximo de la plataforma es de $\gamma = 3,143 \text{ mm}$.

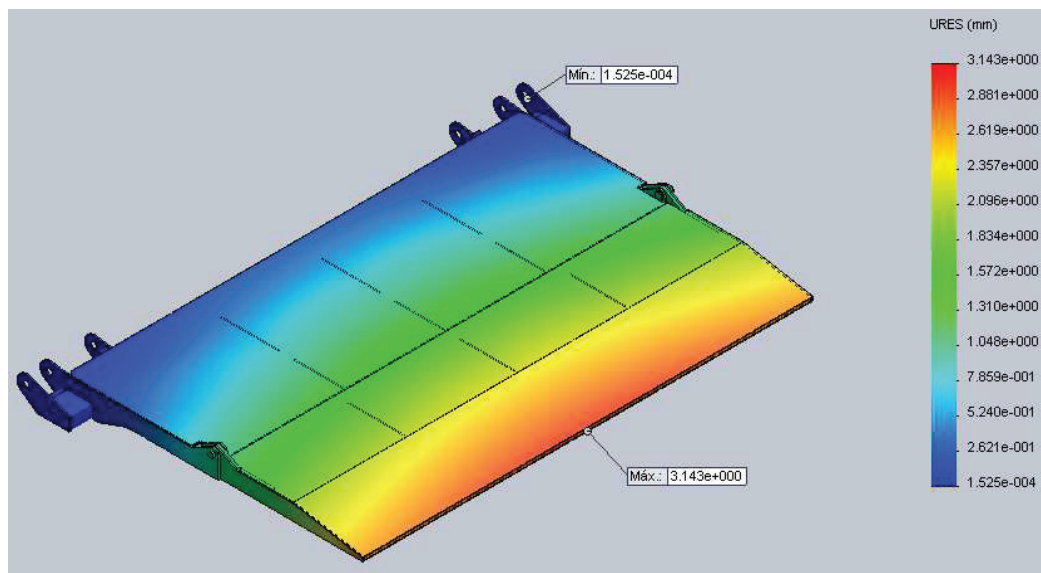


Figura 4.12. Deflexión de la plataforma.

Con el fin de aprovechar al máximo la capacidad de la plataforma se realiza un análisis bajo cargas superiores a la carga nominal de $P = 500 \text{ kgf}$ los diagramas tanto de Esfuerzos de Von Mises, Factor de Seguridad y Deflexión para las cargas analizadas se encuentran en el anexo F.

Los datos obtenidos para las cargas analizadas se encuentran reflejados en la tabla 4.2, como se puede observar la plataforma tiene la capacidad de soportar cargas superiores pero esto conlleva a que la deflexión de la plataforma sea mayor. Esta deflexión mostrada no es la deflexión total del sistema ya que el análisis se realiza

únicamente a la plataforma como un miembro independiente por lo tanto la deflexión deberá ser la menor lo cual se consigue con la carga nominal de $P = 500 \text{ kgf}$.

Tabla 4.2. Resultados obtenidos bajo el análisis de distintas cargas.

Carga (kgf)	σ Von Mises (Mpa)		Factor de Seguridad		Deflexión (mm)	
	max	min	max	min	max	min
500	129,67	0,027	9126,03	1,93	3,143	1,525E-4
750	194,50	0,041	6060,52	1,29	4,715	2,287E-4
850	220,43	0,046	5368,34	1,13	5,344	2,592E-4
925	239,88	0,050	4932,48	1,04	5,815	2,821E-4

4.3.1.3 DISEÑO DEL EJE PIVOTE DE LA PLATAFORMA ABATIBLE

Este eje se encuentra ubicado en la posición descrita en la figura 4.7b nodo E, el cual sirve para que la plataforma abatible rote alrededor de este y llegue a su posición de trabajo.

Los principales esfuerzos provocados sobre este eje se darán en la posición descrita en la figura 4.7b, es decir cuando la plataforma se encuentre en funcionamiento, por lo tanto para el diseño se analiza en esta posición. Las reacciones provocadas sobre el eje serán el resultado del porcentaje de la carga aplicada a la plataforma más el peso propio de la plataforma abatible.

Como se puede observar en el diagrama de cuerpo libre de la figura 4.13 existen dos cargas externas (P_1 y W_a) y tres reacciones (R_1 , R_2 y R_3), que actúan sobre la plataforma abatible las cuales se las analiza a continuación.

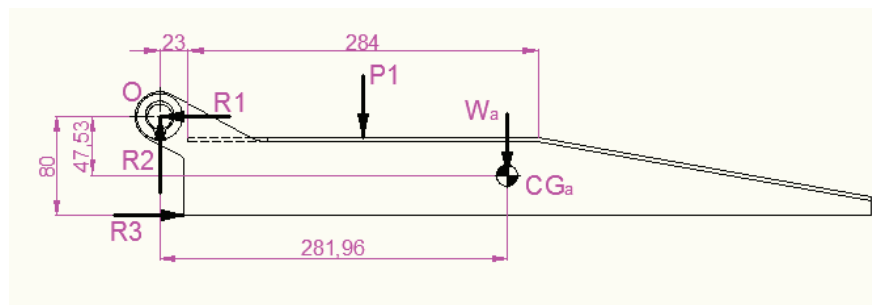


Figura 4.13. Diagrama de cuerpo libre de la plataforma abatible.

La carga P_1 es una carga proporcional a la carga total aplicada a la plataforma de $P = 500 \text{ kgf}$. De acuerdo con el análisis de movimiento de la plataforma (punto 4.3.1.1), la plataforma con el despliegue de su parte abatible aumenta su área de trabajo es decir aumenta el área de aplicación de la carga cuyas dimensiones totales son $1790 \times 884 \text{ mm}$ sin considerar la rampa. Por lo tanto la carga P_1 será una proporción de la carga total y será equivalente a la misma proporción entre el área total y el área útil de la parte abatible.

$$A_t = 1790 \times 884 \text{ mm}^2$$

Donde:

A_t : Área útil total de la plataforma

Considerando que el área útil de la plataforma abatible será de

$$A_{ab} = 1790 \times 284 \text{ mm}^2$$

Donde:

A_{ab} : Área útil de la plataforma abatible

Por lo tanto haciendo una relación de proporcionalidad de áreas se tiene

$$\frac{A_t}{A_{ab}} = \frac{P}{P_1}$$

$$P_1 = \frac{PA_{ab}}{A_t} = \frac{500 \text{ kgf}(1790 \times 284 \text{ mm}^2)}{1790 \times 884 \text{ mm}^2}$$

$$P_1 = 160,63 \text{ kgf}$$

La carga W_a es el peso propio de la plataforma abatible el cual se aplica en el centro de gravedad y con respecto al centro O como se muestra en la figura 4.13. Debido a la complejidad de los elementos que intervienen en la plataforma abatible, el centro de gravedad de esta fue determinado con la ayuda del software solidworks.

Las partes que integran la plataforma abatible conjuntamente con los pesos se muestran en la tabla 4.3.

Tabla 4.3. Partes y pesos de la plataforma abatible.

ITEM	DESCRIPCION	MATERIAL	QTY	PU (kg)	PT (kg)
1	EXTERNAL CIRCLIP DIN 471-20X1,75		2	2,25E-03	0,0045
2	PLAIN WASHER DIN 125-A21		4	0,0172	0,0688
3	PLACA 6X100X598	ASTM A-36	2	1,374	2,748
4	PLACA 10X100X240	ASTM A-36	2	1,113	2,226
5	PLANCHA ANTIDES 3x560x1771	ASTM A-36	1	23,261	23,261
6	PLACA 5X60X237	ASTM A-36	3	0,554	1,662
7	PLACA 3X338X1759	ASTM A-36	1	13,814	13,814
8	TUBO RECT 60X40X3 (L=1739 mm)	ASTM A500-GrB	1	8,058	8,058
9	VARILLA DIA 10 (L= 1759 mm)	ASTM A-36	1	1,084	1,084
				PESO TOTAL (Kg)	52,93

Fuente: Solidworks assembly.

Por lo tanto realizando un análisis de fuerzas considerando el equilibrio se tiene:

$$\sum F_y = 0$$

$$R_2 - P_1 - W_a = 0$$

$$R_2 - 160,63 \text{ kgf} - 52,93 \text{ kgf} = 0$$

$$R_2 = 213,56 \text{ kgf}$$

$$\sum M_o = 0$$

$$R_3(80) - P_1(165) - W_a(281,96) = 0$$

$$R_3(80) = 160,63(165) + 52,93(281,96)$$

$$R_3 = 517,85 \text{ kgf}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$R_3 - R_1 = 0$$

$$R_1 = R_3 = 517,85 \text{ kgf}$$

La figura 4.14 nos muestra la configuración del eje pivote de la plataforma abatible con el fin de tener una mejor apreciación de la ubicación de las reacciones sobre el eje. Cabe recalcar que esta configuración es simétrica para los ejes ubicados a ambos extremos de la plataforma.

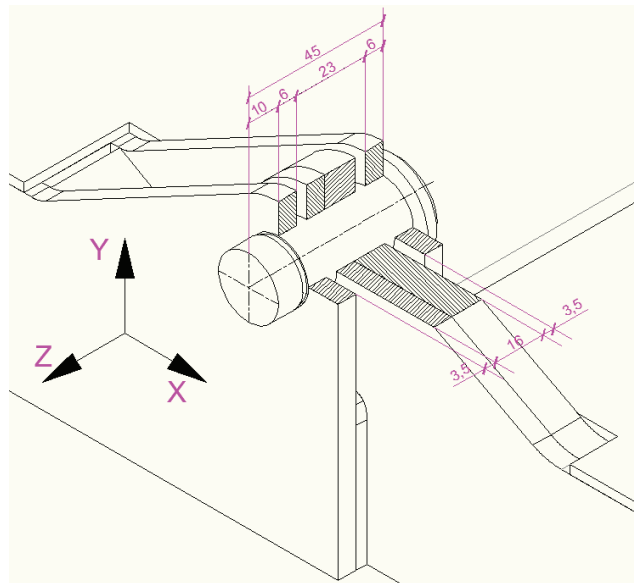


Figura 4.14. Configuración del eje pivote de la plataforma abatible.

En la figura 4.15 se muestra el diagrama de cuerpo libre del eje pivote de la plataforma abatible. Como se puede apreciar existe una correspondencia directa entre las reacciones R_1 y R_2 de la figura 4.13 y las reacciones R_4 y R_6 de la figura 4.15 ya que estas fuerzas son las reacciones que ejerce la plataforma abatible sobre el eje en cuestión. Debido a que son dos ejes los que soportan a la plataforma abatible la reacción R_4 será la mitad del valor de la reacción R_2 y del mismo modo la reacción R_6 será la mitad del valor de la reacción R_1 .

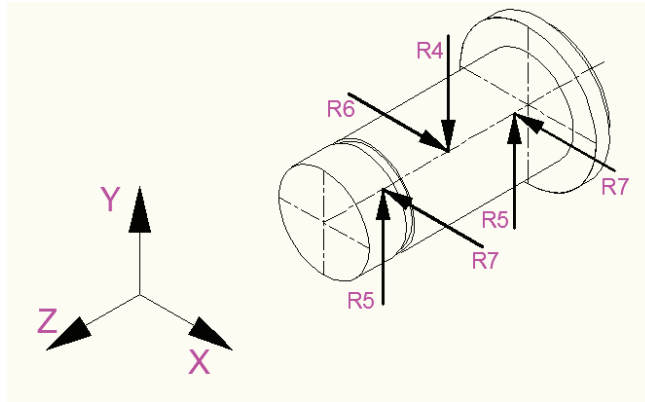


Figura 4.15. Diagrama de cuerpo libre del eje pivote de la plataforma abatible.

Por lo tanto se tiene que:

$$\sum Fy = 0$$

$$2R_5 - R_4 = 0$$

Dado que $R_4 = R_2/2$

$$R_5 = \frac{R_4}{2} = \frac{R_2/2}{2} = \frac{R_2}{4}$$

$$R_5 = \frac{213,56 \text{ kgf}}{4} = 53,39 \text{ kgf}$$

$$\sum Fx = 0$$

$$R_6 - 2R_7 = 0$$

Dado que $R_6 = R_1/2$

$$R_7 = \frac{R_6}{2} = \frac{R_1/2}{2} = \frac{R_1}{4}$$

$$R_7 = \frac{517,85 \text{ kgf}}{4} = 129,46 \text{ kgf}$$

4.3.1.3.1 DIAGRAMAS DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR EN PLANO YZ

Como se muestra en la figura 4.16 las reacciones en el plano YZ son reemplazadas por cargas distribuidas con el fin de que los resultados sean más aproximados que considerando una carga puntual.

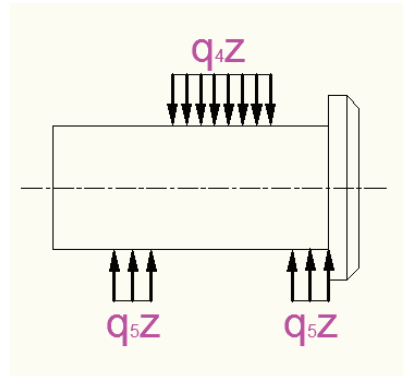


Figura 4.16. DCL del eje pivote de la plataforma abatible en plano YZ.

Por lo tanto el valor de las cargas será de:

$$R_4 = q_4 z$$

$$q_4 = \frac{R_4}{z} = \frac{R_2}{2z}$$

$$q_4 = \frac{213,56 \text{ kgf}}{2(16 \text{ mm})} = 6,67 \text{ kgf/mm}$$

$$R_5 = q_5 z$$

$$q_5 = \frac{R_5}{z} = \frac{53,39 \text{ kgf}}{6 \text{ mm}}$$

$$q_5 = 8,9 \text{ kgf/mm}$$

Por lo tanto para el tramo I se tiene (ver figura 4.17):

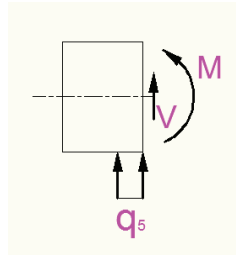


Figura 4.17. Tramo I del eje pivote de la plataforma abatible, plano YZ.

$$\sum Fy = 0$$

$$V + q_5(z) = 0$$

$$V = -8,9z \text{ kgf}$$

$$\sum Mc = 0$$

$$M - q_5(z)\left(\frac{z}{2}\right) = 0$$

$$M = 4,45z^2 \text{ kgf mm}$$

Para el tramo II se tiene (ver figura 4.18):

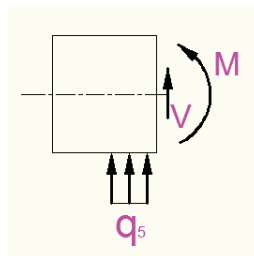


Figura 4.18. Tramo II del eje pivote de la plataforma abatible, plano YZ.

$$\sum Fy = 0$$

$$V + q_5(6) = 0$$

$$V = -8,9(6) \text{ kgf} = -53,4 \text{ kgf}$$

$$\sum M_c = 0$$

$$M - q_5(6)(z - 3) = 0$$

$$M = 53,4(z - 3) \text{ kgf mm}$$

Para el tramo III se tiene (ver figura 4.19):

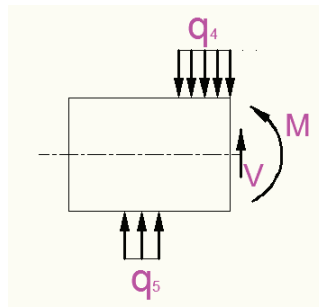


Figura 4.19. Tramo III del eje pivote de la plataforma abatible, plano YZ.

$$\sum F_y = 0$$

$$V + q_5(6) - q_4(z - 9,5) = 0$$

$$V = -8,9(6) + 6,67(z - 9,5)$$

$$V = -53,4 + 6,67(z - 9,5) \text{ kgf}$$

$$\sum M_c = 0$$

$$M + q_4(z - 9,5) \left(\frac{z - 9,5}{2} \right) - q_5(6)(z - 3) = 0$$

$$M = 53,4(z - 3) - 3,34(z - 9,5)^2 \text{ kgf mm}$$

Para el tramo IV se tiene (ver figura 4.20):

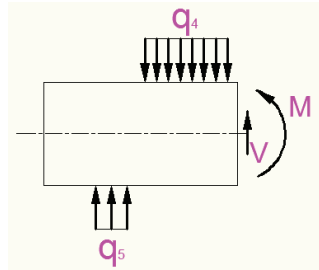


Figura 4.20. Tramo IV del eje pivote de la plataforma abatible, plano YZ.

$$\sum Fy = 0$$

$$V + q_5(6) - q_4(16) = 0$$

$$V = -8,9(6) + 6,67(16) \text{ kgf} = 53,32 \text{ kgf}$$

$$\sum Mc = 0$$

$$M + q_4(16)(z - 17,5) - q_5(6)(z - 3) = 0$$

$$M = 53,4(z - 3) - 106,72(z - 17,5) \text{ kgf mm}$$

Para el tramo V se tiene (ver figura 4.21):

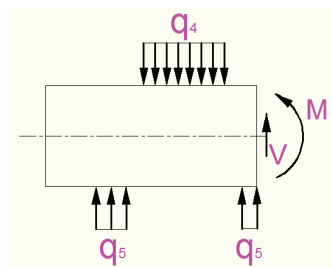


Figura 4.21. Tramo V del eje pivote de la plataforma abatible, plano YZ.

$$\sum Fy = 0$$

$$V + q_5(6) - q_4(16) + q_5(z - 29) = 0$$

$$V = -8,9(6) + 6,67(16) - 8,9(z - 29)$$

$$V = 53,32 - 8,9(z - 29) \text{ kgf}$$

$$\sum M_c = 0$$

$$M + q_4(16)(z - 17,5) - q_5(6)(z - 3) - q_5(z - 29)\left(\frac{z - 29}{2}\right) = 0$$

$$M = 53,4(z - 3) - 106,72(z - 17,5) + 4,45(z - 29)^2 \text{ kgf mm}$$

Los diagramas de fuerza cortante y momento flexionante del eje pivote de la plataforma abatible en el plano YZ se muestran en las figuras 4.22 y 4.23 respectivamente.

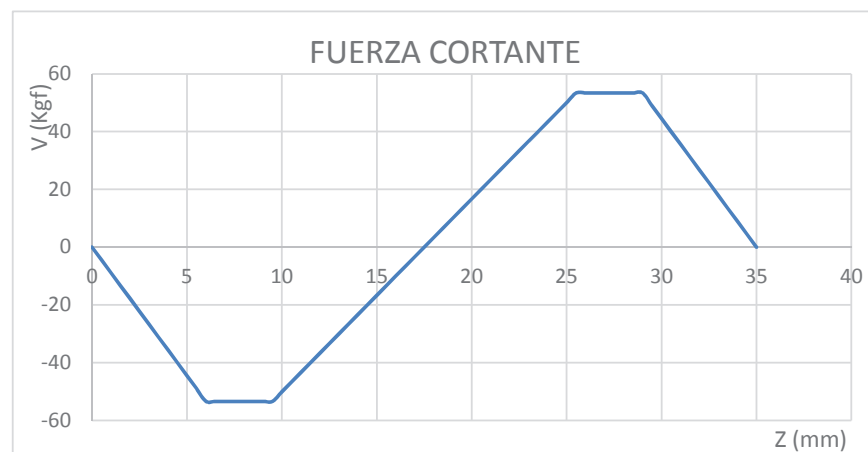


Figura 4.22. Diagrama fuerza cortante del eje pivote de la plataforma abatible, plano YZ.

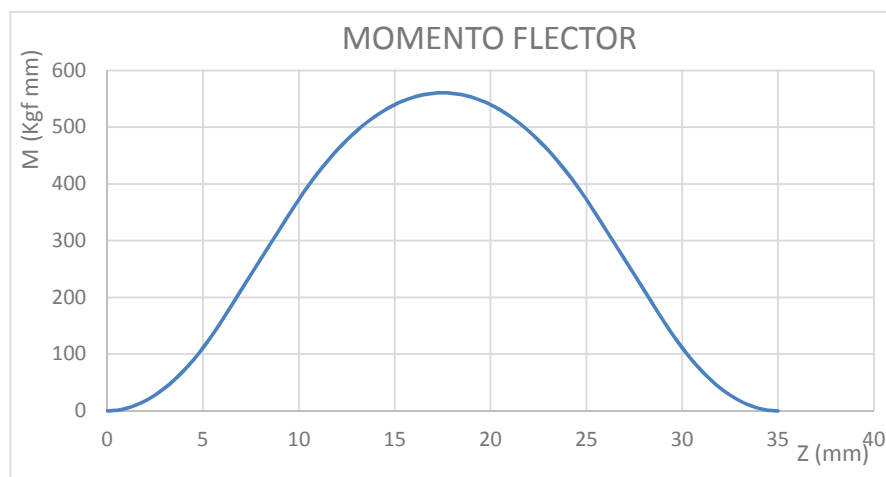


Figura 4.23. Diagrama momento flector del eje pivote de la plataforma abatible, plano YZ.

Por lo tanto de acuerdo a los valores obtenidos la fuerza cortante máxima en el plano YZ para el eje pivote de la plataforma abatible es de $V = 53,4 \text{ kgf}$ y el momento flexionante máximo es de $M = 560,59 \text{ kgf mm}$.

4.3.1.3.2 DIAGRAMAS DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR EN PLANO XZ

Como se muestra en la figura 4.24 las reacciones en el plano XZ son reemplazadas por cargas distribuidas con el fin de que los resultados sean más aproximados que considerando una carga puntual.

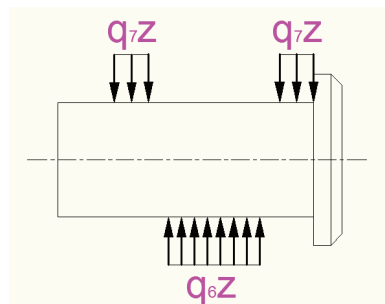


Figura 4.24. DCL del eje pivote de la plataforma abatible en plano XZ.

Por lo tanto el valor de las cargas será de:

$$R_6 = q_6 z$$

$$q_6 = \frac{R_6}{z} = \frac{R_1}{2z}$$

$$q_6 = \frac{517,85 \text{ kgf}}{2(16 \text{ mm})} = 16,18 \text{ kgf/mm}$$

$$R_7 = q_7 z$$

$$q_7 = \frac{R_7}{z} = \frac{129,46 \text{ kgf}}{6 \text{ mm}}$$

$$q_7 = 21,58 \text{ kgf/mm}$$

Por lo tanto para el tramo I se tiene (ver figura 4.25):

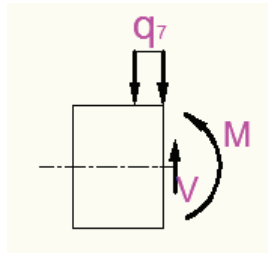


Figura 4.25. Tramo I del eje pivote de la plataforma abatible, plano XZ.

$$\sum F_x = 0$$

$$V - q_7(z) = 0$$

$$V = 21,58z \text{ kgf}$$

$$\sum M_c = 0$$

$$M + q_7(z)\left(\frac{z}{2}\right) = 0$$

$$M = -10,79z^2 \text{ kgf mm}$$

Para el tramo II se tiene (ver figura 4.26):

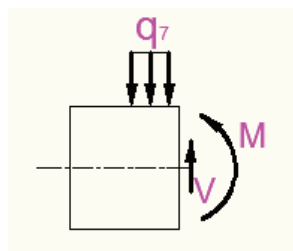


Figura 4.26. Tramo II del eje pivote de la plataforma abatible, plano XZ.

$$\sum F_x = 0$$

$$V - q_7(6) = 0$$

$$V = 21,58(6) \text{ kgf} = 129,48 \text{ kgf}$$

$$\sum M_c = 0$$

$$M + q_7(6)(z - 3) = 0$$

$$M = -21,58(6)(z - 3) = -129,48(z - 3) \text{ kgf mm}$$

Para el tramo III se tiene (ver figura 4.27):

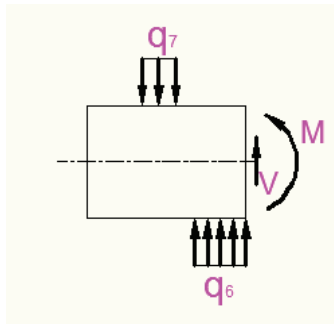


Figura 4.27. Tramo III del eje pivote de la plataforma abatible, plano XZ.

$$\sum F_x = 0$$

$$V - q_7(6) + q_6(z - 9,5) = 0$$

$$V = 21,58(6) - 16,18(z - 9,5) \text{ kgf}$$

$$V = 129,48 - 16,18(z - 9,5) \text{ kgf}$$

$$\sum M_c = 0$$

$$M - q_6(z - 9,5) \left(\frac{z - 9,5}{2} \right) + q_7(6)(z - 3) = 0$$

$$M = 8,09(z - 9,5)^2 - 129,48(z - 3) \text{ kgf mm}$$

Para el tramo IV se tiene (ver figura 4.28):

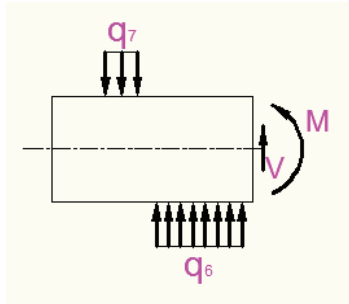


Figura 4.28. Tramo IV del eje pivote de la plataforma abatible, plano XZ.

$$\sum F_x = 0$$

$$V - q_7(6) + q_6(16) = 0$$

$$V = 21,58(6) - 16,18(16)$$

$$V = -129,4 \text{ kgf}$$

$$\sum M_c = 0$$

$$M + q_7(6)(z - 3) - q_6(16)(z - 17,5) = 0$$

$$M + 21,58(6)(z - 3) - 16,18(16)(z - 17,5) = 0$$

$$M = 258,88(z - 17,5) - 129,48(z - 3) \text{ kgf mm}$$

Para el tramo V se tiene (ver figura 4.29):

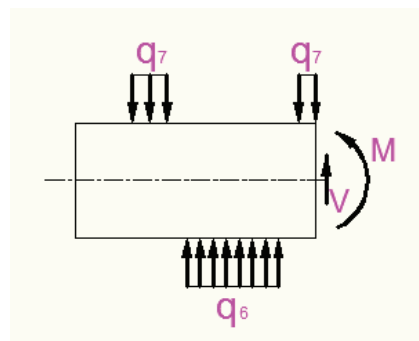


Figura 4.29. Tramo V del eje pivote de la plataforma abatible, plano XZ.

$$\sum F_x = 0$$

$$V - q_7(6) - q_7(z - 29) + q_6(16) = 0$$

$$V = 21,58(6) + 21,58(z - 29) - 16,18(16)$$

$$V = -129,4 + 21,58(z - 29) \text{ kgf}$$

$$\sum M_c = 0$$

$$M - q_6(16)(z - 17,5) + q_7(6)(z - 3) + q_7(z - 29)(z - 29/2) = 0$$

$$M = 16,18(16)(z - 17,5) - 21,58(6)(z - 3) + 10,79(z - 29)^2$$

$$M = 258,88(z - 17,5) - 129,48(z - 3) + 10,79(z - 29)^2 \text{ kgf mm}$$

Los diagramas de fuerza cortante y momento flexionante del eje pivote de la plataforma abatible en el plano XZ se muestran en las figuras 4.30 y 4.31 respectivamente.

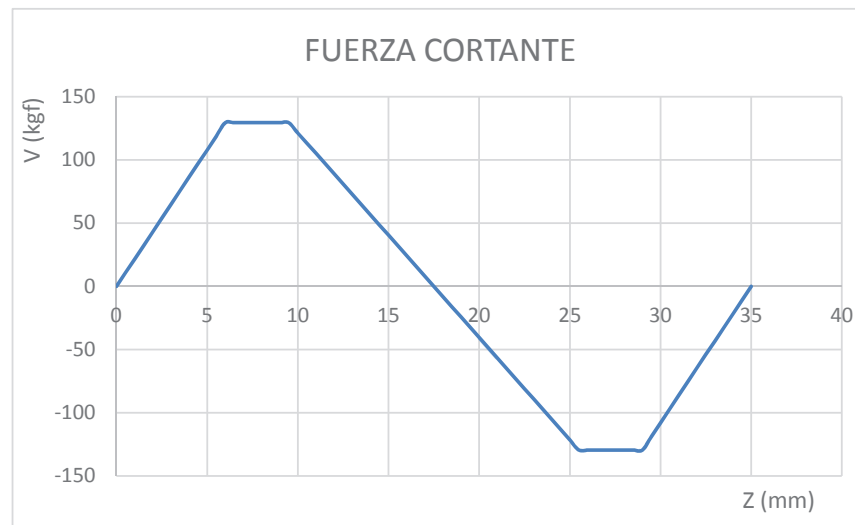


Figura 4.30. Diagrama fuerza cortante del eje pivote de la plataforma abatible, plano XZ.

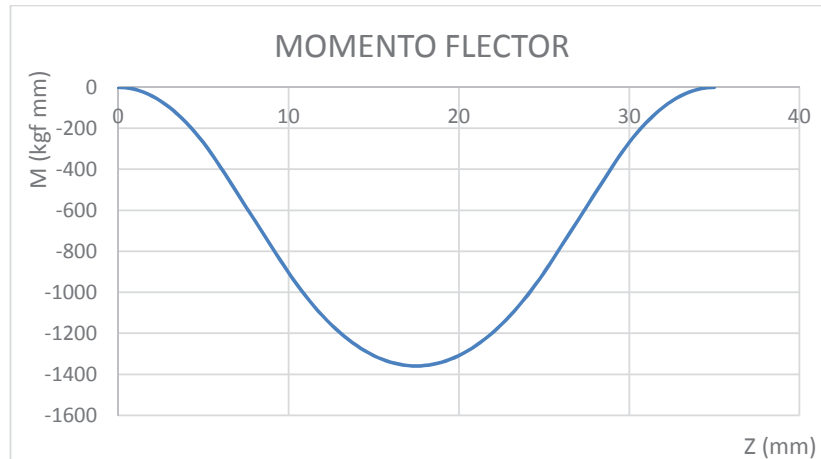


Figura 4.31. Diagrama momento flector del eje pivote de la plataforma abatible, plano XZ.

Por lo tanto de acuerdo a los valores obtenidos la fuerza cortante máxima en el plano XZ para el eje pivote de la plataforma abatible es de $V = 129,46 \text{ kgf}$ y el momento flexionante máximo es de $M = 1359,34 \text{ kgf mm}$.

4.3.1.3.3 CÁLCULO DE ESFUERZOS

Tanto el momento flexionante máximo en el plano YZ como en el plano XZ se generan en el mismo punto $Z = 7,5 \text{ mm}$ del eje en cuestión, por lo tanto la resultante de los momentos máximos se calcula de la siguiente manera:

Para el diseño se considera que el eje pivote de la plataforma abatible posee un diámetro de $d = 20 \text{ mm}$.

$$\sigma_m = \frac{Mc}{I} \quad \text{Ec. (4.27)}^{16}$$

Donde:

- σ_m : Esfuerzo flexionante máximo
- M : Resultante de momentos máximos
- c : Distancia desde el eje neutro $c = d/2$
- I : Momento de Inercia

¹⁶ Budynas, R., y Nisbett, J. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. México: McGraw Hill. Pag 88.

Por lo tanto se tiene que:

$$M = (M_x^2 + M_y^2)^{1/2}$$

Donde:

M_x : Momento flexionante máximo respecto eje X

M_y : Momento flexionante máximo respecto eje Y

El momento flexionante máximo obtenido en el análisis en el plano YZ corresponde al momento M_x y el momento flexionante máximo obtenido en el análisis en el plano XZ corresponde al momento M_y .

Por lo tanto se tiene que:

$$M = (M_x^2 + M_y^2)^{1/2}$$

$$M = (560,59^2 + 1359,34^2)^{1/2}$$

$$M = 1470,4 \text{ kgf mm}$$

El momento de inercia para una sección circular viene dado por la Ec. (4.28)

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \quad \text{Ec. (4.28)}^{17}$$

El esfuerzo flexionante máximo será:

$$\sigma_m = \frac{Mc}{I}$$

$$\sigma_m = \frac{M d/2}{\pi d^4/64}$$

$$\sigma_m = \frac{32M}{\pi d^3}$$

¹⁷ Budynas, R., y Nisbett, J. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. México: McGraw Hill. Tabla A-18.

$$\sigma_m = \frac{32(1470,4 \text{ kgf mm})}{\pi(20 \text{ mm})^3}$$

$$\sigma_m = 1,87 \text{ kgf/mm}^2$$

4.3.1.3.4 CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD ESTÁTICO

El cálculo del factor de seguridad se desarrolla utilizando la teoría de la energía de la distorsión. El esfuerzo de Von Mises para este caso será igual al esfuerzo flexionante máximo ya determinado anteriormente por lo tanto se tiene que:

$$\sigma' = \sigma_m$$

$$\sigma' = 1,87 \text{ kgf/mm}^2$$

El material utilizado para estos ejes es el acero AISI 1018 el cual posee una resistencia a la fluencia de $S_y = 31 \text{ kgf/mm}^2$, mostrado en el anexo G. Por lo tanto el factor de seguridad estático será de:

$$n_s = \frac{S_y}{\sigma'}$$

$$n_s = \frac{31 \text{ kgf/mm}^2}{1,87 \text{ kgf/mm}^2}$$

$$\boxed{n_s = 16,6}$$

4.3.1.3.5 DISEÑO DINÁMICO DEL EJE PIVOTE DE LA PLATAFORMA ABATIBLE

Este eje debido a su principio de funcionamiento no es rotativo sin embargo la carga aplicada a este será repetitiva, es por esto que se hace necesario un análisis dinámico.

La sección de análisis es la misma que en el caso anterior.

4.3.1.3.5.1 CÁLCULO DE ESFUERZOS FLUCTUANTES

Los esfuerzos aplicados en este eje varían de la siguiente manera. Al instante en que se despliega la plataforma abatible para dar uso a la plataforma, inicia la aplicación de la carga y llega a un valor máximo cuando se aplica la carga a la plataforma, de modo que los esfuerzos varían entre $0 \leq \sigma \leq \sigma_m$.

De modo que:

$$\sigma_{min} = 0$$

$$\sigma_{max} = \sigma_m = 1,87 \text{ kgf/mm}^2$$

Donde:

σ_{min} : Esfuerzo flexionante mínimo.

σ_{max} : Esfuerzo flexionante máximo.

σ_m : Esfuerzo flexionante máximo encontrado en el punto 4.3.1.3.3

Las componentes de amplitud y de esfuerzo medio se describen como:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad \text{Ec. (4.29)}^{18}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad \text{Ec. (4.30)}^{18}$$

Por lo tanto se tiene:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_a = \frac{(1,87 - 0) \text{ kgf/mm}^2}{2} = 0,935 \text{ kgf/mm}^2$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_m = \frac{(1,87 + 0) \text{ kgf/mm}^2}{2} = 0,935 \text{ kgf/mm}^2$$

¹⁸ Budynas, R., y Nisbett, J. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. México: McGraw Hill. Pag 293.

4.3.1.3.5.2 CÁLCULO DE LA RESISTENCIA DEL MATERIAL

El material utilizado para estos ejes es el acero AISI 1018 el cual posee una resistencia a la tracción de $51 \leq S_{ut} \leq 71 \text{ kgf/mm}^2$, mostrado en el anexo G. Por lo tanto se selecciona el valor de $S_{ut} = 51 \text{ kgf/mm}^2$ por ser la mínima resistencia a la tracción.

$$S_{ut} = 51 \text{ kgf/mm}^2 = 72,387 \text{ kpsi}$$

El límite de resistencia a la fatiga se encuentra expresado como:

$$S_e = S'_e k_a k_b k_c k_d k_e k_f \quad \text{Ec. (4.31)}^{19}$$

Donde:

S_e : Límite de resistencia a la fatiga en el elemento.

S'_e : Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria.

k_a : Factor de modificación de condición superficial.

k_b : Factor de modificación de tamaño.

k_c : Factor de modificación de carga.

k_d : Factor de modificación de temperatura.

k_e : Factor de confiabilidad.

k_f : Factor de modificación de efectos varios.

Cada factor de la ecuación Ec. (4.31) se lo describe de la siguiente manera:

El factor S'_e se define por:

$$S'_e = 0,5S_{ut} \quad \text{si } S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi } (140 \text{ kgf/mm}^2) \quad \text{Ec. (4.32)}^{20}$$

¹⁹ Budynas, R., y Nisbett, J. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. México: McGraw Hill. Pag 279.

²⁰ Budynas, R., y Nisbett, J. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. México: McGraw Hill. Pag 279.

$$S'_e = 0,5S_{ut}$$

$$S'_e = 0,5(51 \text{ kgf/mm}^2) = 25,5 \text{ kgf/mm}^2$$

El factor k_a se define por:

$$k_a = aS_{ut}^b \quad \text{Ec. (4.33)}^{21}$$

Donde el valor de a y b se determina mediante la tabla 6-2 del libro de diseño mecánico de Shigley, por lo tanto debido a que el eje es maquinado se tiene que:

$$k_a = aS_{ut}^b$$

$$k_a = 2,7(72,387^{-0,265}) = 0,868$$

El factor k_b se define por:

$$k_b = (d_e/7,62)^{-0,107} \quad \text{si } 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \quad \text{Ec. (4.34)}^{22}$$

$$d_e = 0,37d \quad \text{Ec. (4.35)}^{23}$$

El valor d_e se determina debido a que este eje es un elemento no rotativo. El diámetro asumido para el eje es de $d = 20 \text{ mm}$ por lo tanto se tiene:

$$k_b = (d_e/7,62)^{-0,107}$$

$$k_b = (0,37d/7,62)^{-0,107}$$

$$k_b = (0,37(20)/7,62)^{-0,107}$$

$$k_b = 1,003$$

El factor k_c se define por:

$$k_c = 1 \quad \text{carga a flexión} \quad \text{Ec. (4.36)}^{24}$$

²¹ Budynas, R., y Nisbett, J. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. México: McGraw Hill. Pag 279.

²² Budynas, R., y Nisbett, J. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. México: McGraw Hill. Pag 280.

²³ Budynas, R., y Nisbett, J. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. México: McGraw Hill. Tabla 6-4.

El factor k_d se define por:

$$k_d = \frac{S_T}{S_{RT}} \quad \text{Ec. (4.37)}^{25}$$

Debido a que la temperatura de operación de la plataforma es la temperatura ambiente entonces se tiene que:

$$k_d = \frac{S_T}{S_{RT}} = 1$$

El factor k_e se define por:

$$k_e = 0,897 \quad \text{asumiendo confiabilidad del 90 \%}^{26}$$

El factor k_f se define por:

$$q = \frac{k_f - 1}{k_t - 1} \quad \text{Ec. (4.38)}^{27}$$

Debido a que el eje no presenta concentrador de esfuerzos la sensibilidad a la muesca será de $q = 0$, por lo tanto se tiene que:

$$q = \frac{k_f - 1}{k_t - 1} = 0$$

$$\rightarrow k_f - 1 = 0$$

$$k_f = 1$$

Por lo tanto el límite de resistencia a la fatiga será de:

$$S_e = S_e' k_a k_b k_c k_d k_e k_f$$

$$S_e = (25,5 \text{ kgf/mm}^2)(0,868)(1,003)(1)(1)(0,897)(1)$$

$$S_e = 19,91 \text{ kgf/mm}^2$$

²⁴ Budynas, R., y Nisbett, J. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. México: McGraw Hill. Pag 282.

²⁵ Budynas, R., y Nisbett, J. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. México: McGraw Hill. Tabla 6-4.

²⁶ Budynas, R., y Nisbett, J. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. México: McGraw Hill. Tabla 6-5.

²⁷ Budynas, R., y Nisbett, J. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. México: McGraw Hill. Pag 287.

4.3.1.3.5.3 CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD DINÁMICO

Para el cálculo del factor de seguridad dinámico se usa el criterio de falla de Goodman modificado para una vida infinita, por lo tanto se tiene que:

$$n_f = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}} \quad \text{Ec. (4.39)}^{28}$$

Por lo tanto se tiene que:

$$n_f = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}}$$

$$n_f = \frac{1}{\frac{0,935}{19,91} + \frac{0,935}{51}}$$

$$\boxed{n_f = 15,31}$$

4.3.1.4 DISEÑO DEL EJE PIVOTE DE LA PLATAFORMA GENERAL

Este eje se encuentra ubicado en la posición descrita en la figura 4.7b nodo D, el cual sirve para que todo el conjunto de la plataforma rote alrededor de este y llegue a su posición final de trabajo.

Los principales esfuerzos provocados sobre este eje se darán en la posición descrita en la figura 4.7b, es decir cuando la plataforma se encuentre en funcionamiento, por lo tanto para el diseño se analiza en esta posición. Las reacciones provocadas sobre el eje serán el resultado de la carga aplicada a la plataforma más el peso propio de la plataforma.

Como se puede observar en el diagrama de cuerpo libre de la figura 4.32 existen dos cargas externas (P y W_p) y tres reacciones (R_a , R_b y R_c), que actúan sobre la plataforma las cuales se las analiza a continuación.

La carga P es la carga nominal es decir la carga total que se aplica a la plataforma, ya que esta se encuentra completamente desplegada por lo tanto la carga será de

²⁸ Budynas, R., y Nisbett, J. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. México: McGraw Hill. Tabla 6-6.

$P = 500 \text{ kgf}$. La carga W_p es el peso propio de la plataforma el cual se aplica en el centro de gravedad y con respecto al centro O como se muestra en la figura 4.32. Debido a la complejidad de los elementos que intervienen en la plataforma abatible, el centro de gravedad de esta fue determinado con la ayuda del software solidworks.

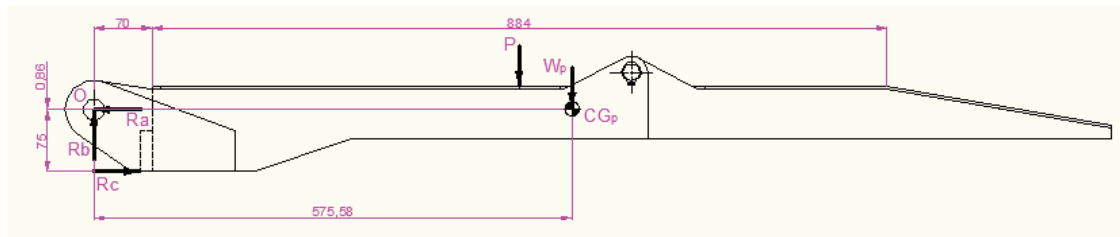


Figura 4.32. Diagrama de cuerpo libre de la plataforma general.

Las partes que integran la plataforma conjuntamente con los pesos se muestran en la tabla 4.4.

Tabla 4.4. Partes y pesos de la plataforma general.

ITEM	DESCRIPCION	MATERIAL	QTY	PU (kg)	PT (kg)
1	PLACA 6X140X702	ASTM A-36	2	2,277	4,554
2	TUBO RECT 100X50X4 (L=1778 mm)	ASTM A500-GrB	1	15,647	15,647
3	PLACA 6X100X111	ASTM A-36	2	0,412	0,824
4	PLACA 6X23X60	ASTM A-36	2	0,065	0,13
5	PLACA 6X23X42	ASTM A-36	2	0,045	0,09
6	PLACA 6X23X110	ASTM A-36	2	0,119	0,238
7	PLANCHA ANTIDES 3x663x1790	ASTM A-36	1	27,457	27,457
8	EJE DIA 30 (L=55 mm)	AISI 1018	2	0,137	0,274
9	PLACA 6X110X205	ASTM A-36	2	0,684	1,368
10	TUBO RECT 100X50X4 (L=259 mm)	ASTM A500-GrB	2	2,279	4,558
11	PLACA 15X50X76	ASTM A-36	2	0,412	0,824
12	TUBO RECT 60X40X3 (L=1778 mm)	ASTM A500-GrB	1	8,239	8,239
13	PLACA 5X60X247	ASTM A-36	3	0,529	1,587
14	PLACA 5X60X210	ASTM A-36	3	0,49	1,47
15	PLACA 6X110X205	ASTM A-36	2	0,618	1,236
16	PLACA 8X25X30	ASTM A-36	2	0,047	0,094
17	PLATAFORMA ABATIBLE		1	52,93	52,93
				PESO TOTAL (Kg)	121,52

Fuente: Solidworks assembly.

Por lo tanto realizando un análisis de fuerzas considerando el equilibrio se tiene:

$$\sum F_y = 0$$

$$R_b - P - W_p = 0$$

$$R_b - 500 \text{ kgf} - 121,52 \text{ kgf} = 0$$

$$R_b = 621,52 \text{ kgf}$$

$$\sum M_o = 0$$

$$R_c(75) - P(512) - W_p(575,58) = 0$$

$$R_c(75) = 500(512) + 121,52(575,58)$$

$$R_c = 4345,9 \text{ kgf}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$R_c - R_a = 0$$

$$R_a = R_c = 4345,9 \text{ kgf}$$

La figura 4.33 nos muestra la configuración del eje pivote de la plataforma general con el fin de tener una mejor apreciación de la ubicación de las reacciones sobre el eje. Cabe recalcar que esta configuración es simétrica para los ejes ubicados a ambos extremos de la plataforma.

Como se puede apreciar en la figura 4.33, el eslabón 3 está conformado por dos placas las cuales facilitan el movimiento del mecanismo lo que conlleva a que alcance las dimensiones máximas analizadas en el punto 4.2 de este capítulo.

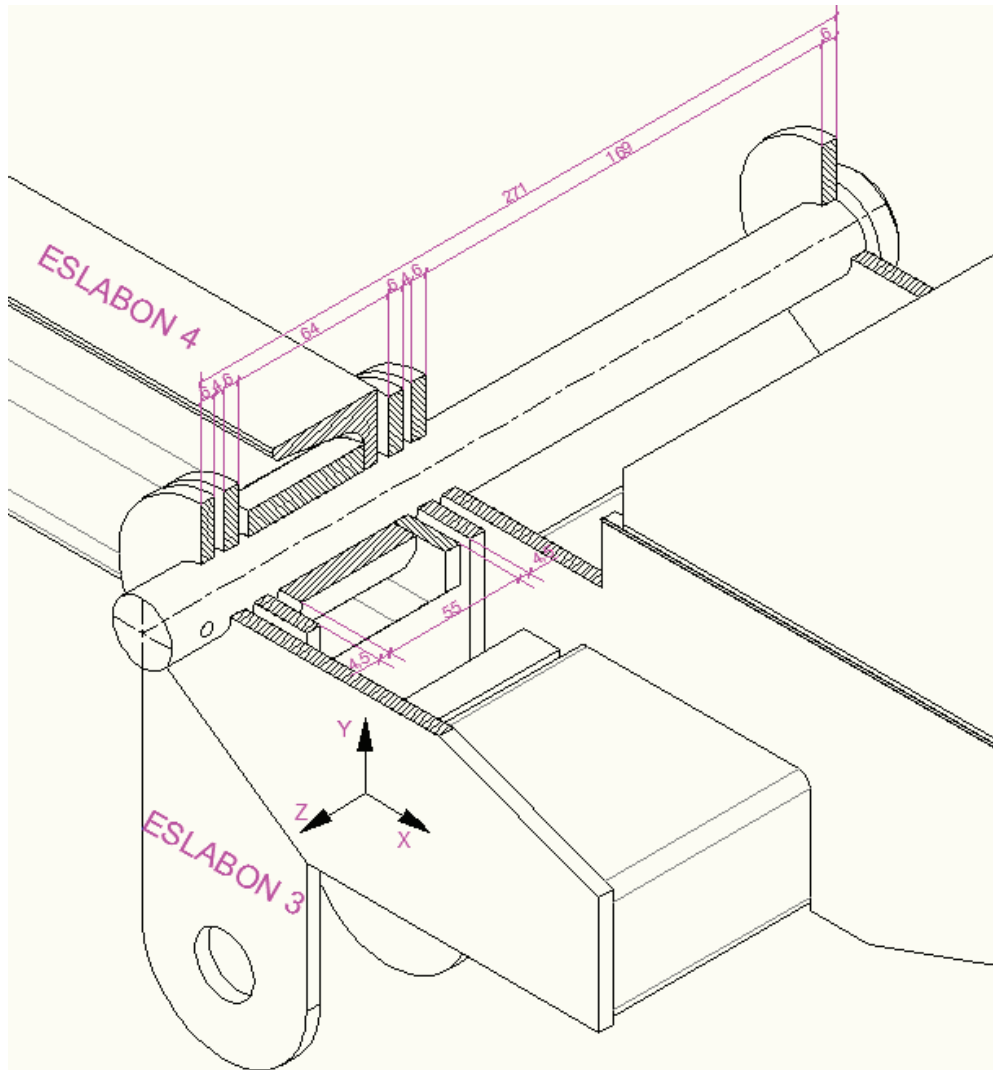


Figura 4.33. Configuración del eje pivote de la plataforma general.

El eslabón 4 mostrado en la figura 4.33 presenta una resistencia en el eje X ante la acción del peso de la plataforma y de la carga aplicada. Debido a que este eslabón es conducido no presenta una resistencia en el eje Y considerable. La carga generada por el eslabón 4 hacia el eje en la dirección Y es solamente la impuesta por el peso del eslabón 4 hacia el eje la cual se considera despreciable.

En la figura 4.34 se muestra el diagrama de cuerpo libre del eje pivote de la plataforma general. Como se puede apreciar existe una correspondencia directa entre las reacciones R_a y R_b de la figura 4.32 y las reacciones R_d y R_h de la figura 4.34 ya que estas fuerzas son las reacciones que ejerce la plataforma abatible sobre

el eje en cuestión. Debido a que son dos ejes los que soportan a la plataforma general, la reacción R_d será la cuarta parte del valor de la reacción R_b y del mismo modo la reacción R_h será la sexta parte del valor de la reacción R_a .

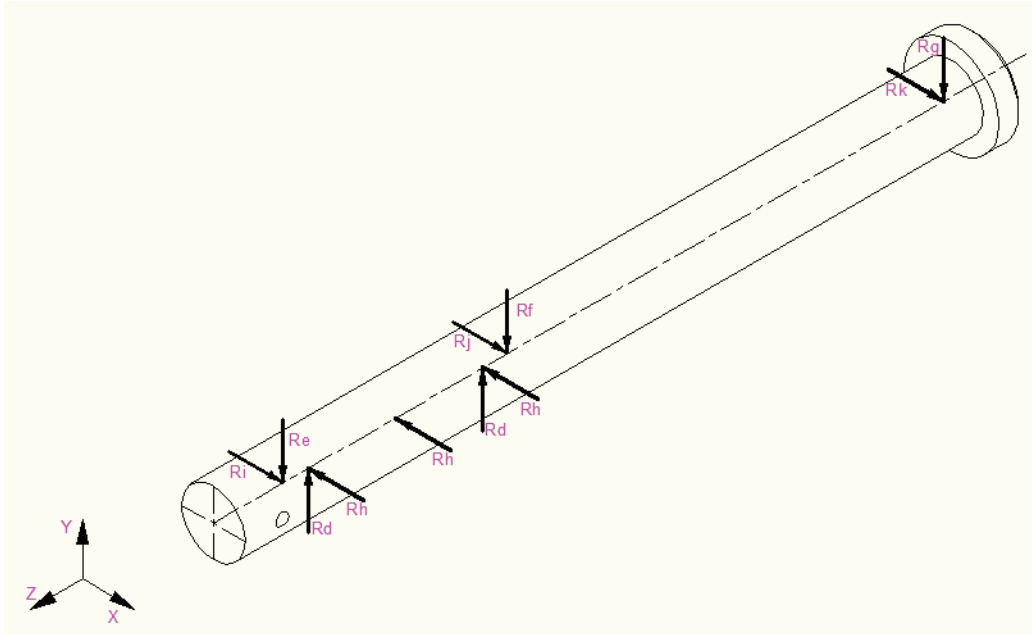


Figura 4.34. DCL del eje pivote de la plataforma general.

Las reacciones correspondientes dentro del plano YZ como en el plano XZ no pueden ser determinadas directamente con las ecuaciones normales de equilibrio estático por lo tanto es necesario considerar las propiedades de deformación del material bajo condiciones de carga.

4.3.1.4.1 CÁLCULO DE REACCIONES PARA EL PLANO YZ

La condición de carga del eje se asemeja a una viga con tres apoyos no simétricos y con dos cargas en el primer flanco tal como se muestra en la figura 4.35. Las reacciones mostradas en la figura 4.35 se muestra en sentido inverso a la posición real esto es para tener una mayor facilidad de apreciación debido a la complejidad del cálculo.

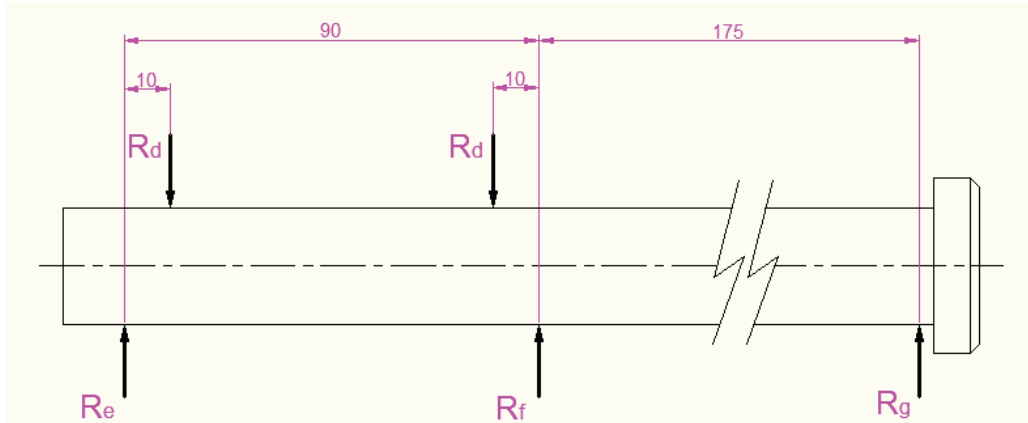


Figura 4.35. DCL del eje pivote de la plataforma general, plano YZ (fuerzas).

Para la resolución de esta condición hiperestática se divide el eje en dos tramos con dos apoyos cada uno. Cada tramo de eje posee un momento en un extremo, esto se debe al resultado del aislamiento de cada tramo de viga (ver figura 4.36).

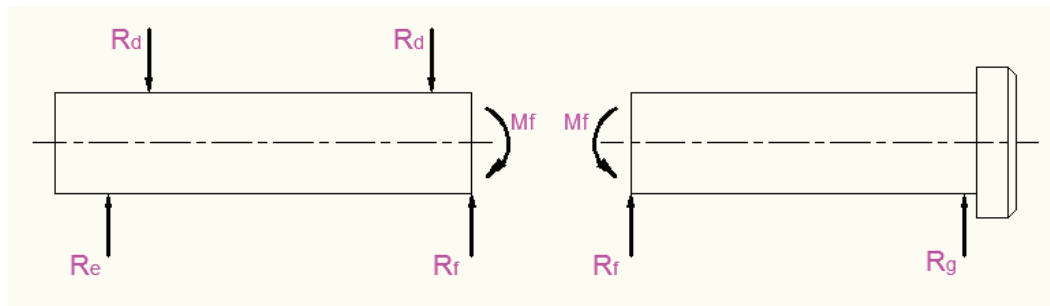


Figura 4.36. DCL eje pivote de la plataforma general en dos tramos, plano YZ.

Cada tramo presenta giros (pendiente) debido a la aplicación de las sollicitaciones mecánicas. Los giros que interesan para este análisis son los generados en el punto de corte es decir en el punto de la reacción \$R_f\$.

Para el tramo I se tiene que:

Para las cargas aplicadas en el primer vano el giro corresponde a la Ec. (4.40), este valor se muestra en el anexo H del prontuario básico de vigas, por lo tanto se tiene:

$$\theta_f^1 = \frac{R_d a (l_1 - a)}{2EI} \quad \text{Ec. (4.40)}$$

Donde:

- R_d : Cargas puntuales aplicadas en el primer vano
 a : Distancia de aplicación de la carga desde cada apoyo
 l_1 : Distancia entre apoyos de tramo I.
 E : Modulo de elasticidad
 I : Momento de inercia

Para el momento M_f en el primer vano el giro corresponde a la Ec. (4.41), este valor se muestra en el anexo I del prontuario básico de vigas, por lo tanto se tiene:

$$\theta_f^2 = \frac{M_f l_1}{3EI} \quad \text{Ec. (4.41)}$$

Donde:

- M_f : Momento en el punto f

Por lo tanto el giro en el punto de apoyo f para el primer tramo será la suma de los giros provocados por las cargas y por el momento, cabe recalcar que los signos otorgados para cada giro corresponde al sentido de giro que provocaría cada carga independientemente, es decir positivo si gira en sentido antihorario y negativo si gira en sentido horario. De la siguiente manera:

$$\theta_I = \theta_f^1 - \theta_f^2$$

$$\theta_I = \frac{R_d a (l_1 - a)}{2EI} - \frac{M_f l_1}{3EI}$$

Para el tramo II se tiene que:

Como en este tramo carece de cargas y solo actúa el momento aplicado en el punto f se tiene por lo tanto:

$$\theta_{II} = \theta_f^3 = \frac{M_f l_2}{3EI}$$

Donde:

l_2 : Distancia entre apoyos de tramo II.

Igualando los giros provocados en el tramo I y en el tramo II y despejando M_f se tiene:

$$\theta_I = \theta_{II}$$

$$\frac{R_d a(l_1 - a)}{2EI} - \frac{M_f l_1}{3EI} = \frac{M_f l_2}{3EI}$$

$$\frac{3R_d a(l_1 - a)}{2} = M_f l_2 + M_f l_1$$

$$M_f = \frac{3R_d a(l_1 - a)}{2(l_2 + l_1)}$$

Por último las reacciones correspondientes para cada punto de apoyo serán las equivalentes a las reacciones para cada tramo considerado como un elemento independiente más las generadas por el momento M_f . Como se muestra en la figura 4.36 las reacciones para el tramo I serán iguales a la carga R_d debido a que la carga R_d se encuentra simétricamente apoyada con respecto a cada apoyo y para el tramo II las reacciones serán iguales a 0 debido a que no existe cargas en este tramo.

Es virtualmente sencillo deducir que las cargas M_f/l_1 y M_f/l_2 para el tramo I y II respectivamente aplicadas en cada apoyo son las que generan el par que anula al momento M_f .

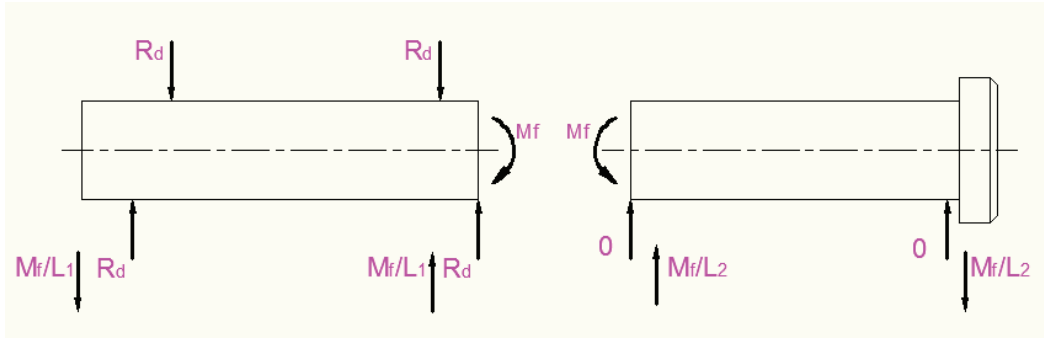


Figura 4.37. DCL eje pivote de la plataforma general resultante, plano YZ.

Por lo tanto las reacciones en cada apoyo serán:

Para la reacción R_e se tiene que:

$$R_e = R_d - \frac{M_f}{l_1}$$

$$R_e = R_d - \frac{3R_d a(l_1 - a)}{2l_1(l_2 + l_1)}$$

Dado que $R_d = R_b/4$

$$R_e = \frac{R_b}{4} - \frac{3R_b a(l_1 - a)}{8l_1(l_2 + l_1)}$$

$$R_e = \frac{621,52 \text{ kgf}}{4} - \frac{3(621,52 \text{ kgf})(10)(90 - 10)\text{mm}^2}{8(90)(175 + 90)\text{mm}^2}$$

$$R_e = 147,56 \text{ kgf}$$

Para la reacción R_f se tiene que:

$$R_f = R_d + \frac{M_f}{l_1} + \frac{M_f}{l_2}$$

$$R_f = R_d + \frac{3R_d a(l_1 - a)}{2l_1(l_2 + l_1)} + \frac{3R_d a(l_1 - a)}{2l_2(l_2 + l_1)}$$

Dado que $R_d = R_b/4$

$$R_f = \frac{R_b}{4} + \frac{3R_b a(l_1 - a)}{8l_1(l_2 + l_1)} + \frac{3R_b a(l_1 - a)}{8l_2(l_2 + l_1)}$$

$$R_f = \frac{621,52 \text{ kgf}}{4} + \frac{3(621,52 \text{ kgf})(10)(90 - 10)\text{mm}^2}{8(90)(175 + 90)\text{mm}^2} + \frac{3(621,52 \text{ kgf})(10)(90 - 10)\text{mm}^2}{8(175)(175 + 90)\text{mm}^2}$$

$$R_f = 167,22 \text{ kgf}$$

Para la reacción R_g se tiene que:

$$R_g = -\frac{M_f}{l_2}$$

$$R_g = -\frac{3R_d a(l_1 - a)}{2l_2(l_2 + l_1)}$$

Dado que $R_d = R_b/4$

$$R_g = -\frac{3R_b a(l_1 - a)}{8l_2(l_2 + l_1)}$$

$$R_g = -\frac{3(621,52 \text{ kgf})(10)(90 - 10)\text{mm}^2}{8(175)(175 + 90)\text{mm}^2}$$

$$R_g = -4,02 \text{ kgf}$$

Resumiendo los cálculos de las reacciones para el plano YZ se tiene que:

$$R_d = R_b/4 = 621,52 \text{ kgf}/4 = 155,38 \text{ kgf}$$

$$R_e = 147,56 \text{ kgf}$$

$$R_f = 167,22 \text{ kgf}$$

$$R_g = -4,02 \text{ kgf}$$

Cabe recalcar que el signo negativo para la reacción R_g significa que la reacción en ese punto actúa en sentido contrario al sentido establecido para las reacciones de la figura 4.35.

4.3.1.4.2 CÁLCULO DE REACCIONES PARA EL PLANO XZ

La condición de carga del eje se asemeja a una viga con tres apoyos no simétricos y con tres cargas en el primer flanco tal como se muestra en la figura 4.38.

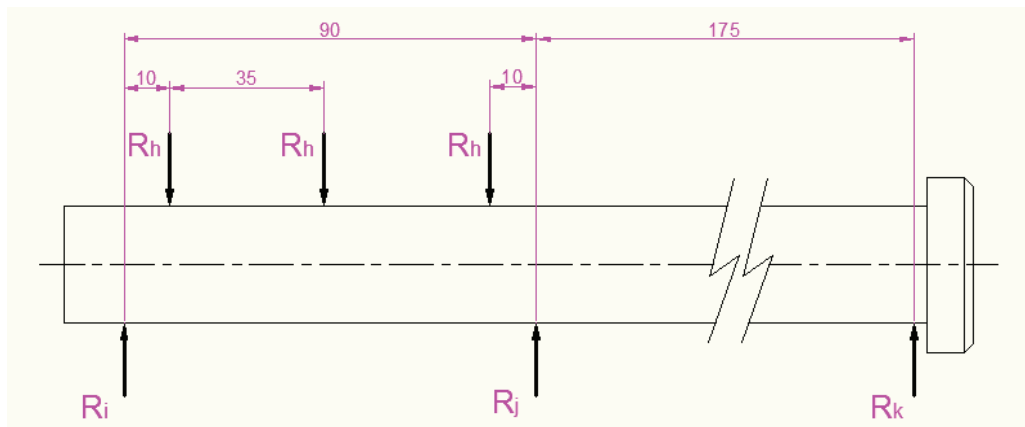


Figura 4.38. DCL del eje pivote de la plataforma general, plano XZ (fuerzas).

Como ya se realizó en el punto 4.3.1.4.1 para la resolución de esta condición hiperestática se divide el eje en dos tramos con dos apoyos cada uno (ver figura 4.39).

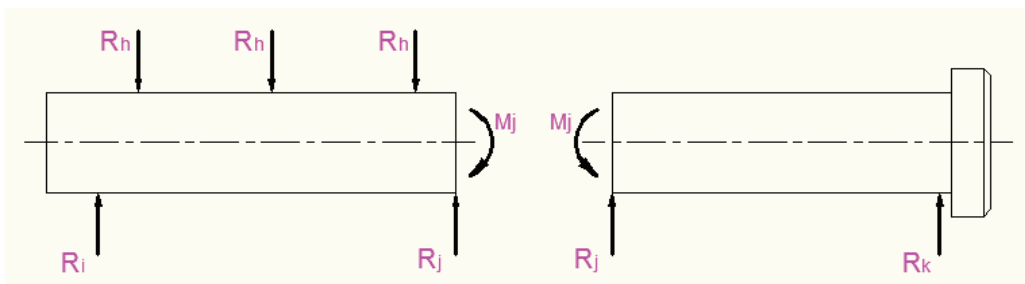


Figura 4.39. DCL eje pivote de la plataforma general en dos tramos, plano XZ.

Los giros para este análisis son los generados en el punto de corte es decir en el punto de la reacción R_j y se analiza para cada tramo de la siguiente manera.

Para el tramo I se tiene que:

Debido a que las cargas en este vano son 3 se analiza por separado. El primer giro será el efectuado por las dos cargas simétricas y el segundo giro será el efectuado por la carga central.

El primer giro efectuado por cargas en el primer vano corresponde a la Ec. (4.40), por lo tanto se tiene:

$$\theta_j^1 = \frac{R_h a (l_1 - a)}{2EI}$$

Donde:

R_h : Cargas puntuales aplicadas en el primer vano

El segundo giro efectuado por cargas en el primer vano corresponde a la Ec. (4.42), este valor se muestra en el anexo J del prontuario básico de vigas, por lo tanto se tiene:

$$\theta_j^2 = \frac{R_h l_1^2}{16EI} \quad \text{Ec. (4.42)}$$

Para el momento M_f en el primer vano el giro corresponde a la Ec. (4.41), por lo tanto se tiene:

$$\theta_j^3 = \frac{M_j l_1}{3EI}$$

Donde:

M_j : Momento en el punto j

Por lo tanto el giro en el punto de apoyo j para el primer tramo será la suma de los giros provocados por las cargas y por el momento, de la siguiente manera:

$$\theta_I = \theta_j^1 + \theta_j^2 - \theta_j^3$$

$$\theta_I = \frac{R_h a (l_1 - a)}{2EI} + \frac{R_h l_1^2}{16EI} - \frac{M_j l_1}{3EI}$$

Para el tramo II se tiene que:

Como en este tramo carece de cargas y solo actúa el momento aplicado en el punto f se tiene por lo tanto:

$$\theta_{II} = \theta_j^A = \frac{M_j l_2}{3EI}$$

Donde:

l_2 : Distancia entre apoyos de tramo II.

Igualando los giros provocados en el tramo I y en el tramo II y despejando M_f se tiene:

$$\theta_I = \theta_{II}$$

$$\frac{R_h a(l_1 - a)}{2EI} + \frac{R_h l_1^2}{16EI} - \frac{M_j l_1}{3EI} = \frac{M_j l_2}{3EI}$$

$$\frac{3R_h a(l_1 - a)}{2} + \frac{3R_h l_1^2}{16} = M_j l_2 + M_j l_1$$

$$M_j = \frac{24R_h a(l_1 - a) + 3R_h l_1^2}{16(l_2 + l_1)}$$

Por último las reacciones correspondientes para cada punto de apoyo serán las equivalentes a las reacciones para cada tramo considerado como un elemento independiente más las generadas por el momento M_f .

$$\sum M_i = 0$$

$$10R_h + 45R_h + 80R_h - 90R_{jI} = 0$$

$$90R_{jI} = 135R_h$$

$$R_{jI} = 1,5R_h$$

$$\sum F = 0$$

$$R_{iI} + R_{jI} - 3R_h = 0$$

$$R_{iI} = 3R_h - R_{jI} = 3R_h - 1,5R_h$$

$$R_{iI} = 1,5R_h$$

Donde:

R_{iI} : Reacción en el apoyo i considerado como independiente para tramo I.

R_{jI} : Reacción en el apoyo j considerado como independiente para tramo II.

Para el tramo II las reacciones serán iguales a 0 debido a que no existen cargas en este tramo.

Las cargas M_j/l_1 y M_j/l_2 para el tramo I y II respectivamente aplicadas en cada apoyo son las que generan el par que anula al momento M_f . Como se muestra en la figura 4.40 las reacciones para el tramo I y II serán:

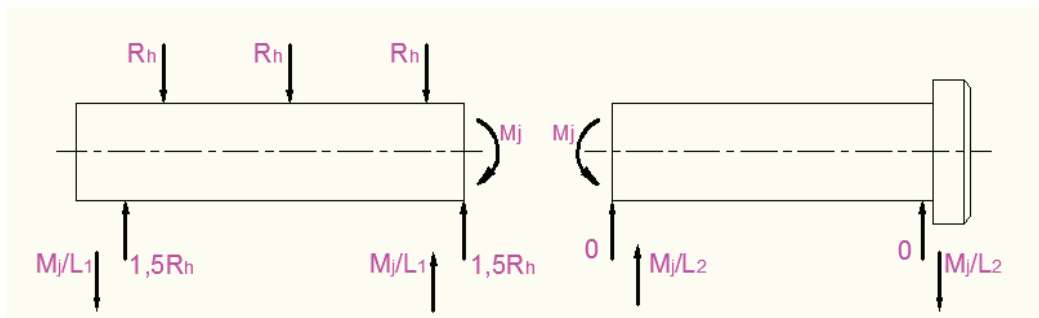


Figura 4.40. DCL eje pivote de la plataforma general resultante, plano XZ.

Por lo tanto las reacciones en cada apoyo serán:

Para la reacción R_i se tiene que:

$$R_i = 1,5R_h - \frac{M_j}{l_1}$$

$$R_i = 1,5R_h - \frac{24R_h a(l_1 - a) + 3R_h l_1^2}{16l_1(l_2 + l_1)}$$

Dado que $R_h = R_a/6 = 4345,9/6 = 724,32 \text{ kgf}$

$$R_i = 1,5(724,32) - \frac{24(724,32)(10)(90 - 10) + 3(724,32)(90^2)}{16(90)(175 + 90)}$$

$$R_i = 1003,91 \text{ kgf}$$

Para la reacción R_j se tiene que:

$$R_j = 1,5R_h + \frac{M_j}{l_1} + \frac{M_j}{l_2}$$

$$R_j = 1,5R_h + \frac{24R_h a(l_1 - a) + 3R_h l_1^2}{16l_1(l_2 + l_1)} + \frac{24R_h a(l_1 - a) + 3R_h l_1^2}{16l_2(l_2 + l_1)}$$

$$R_j = 1,5(724,32) + \frac{24(724,32)(10)(90 - 10) + 3(724,32)(90^2)}{16(90)(175 + 90)}$$

$$+ \frac{24(724,32)(10)(90 - 10) + 3(724,32)(90^2)}{16(175)(175 + 90)}$$

$$R_j = 1211,51 \text{ kgf}$$

Para la reacción R_k se tiene que:

$$R_k = -\frac{M_j}{l_2}$$

$$R_k = -\frac{24R_h a(l_1 - a) + 3R_h l_1^2}{16l_2(l_2 + l_1)}$$

$$R_k = -\frac{24(724,32)(10)(90 - 10) + 3(724,32)(90^2)}{16(175)(175 + 90)}$$

$$R_k = -42,46 \text{ kgf}$$

Resumiendo los cálculos de las reacciones para el plano XZ se tiene que:

$$R_h = 724,32 \text{ kgf}$$

$$R_i = 1003,91 \text{ kgf}$$

$$R_j = 1211,51 \text{ kgf}$$

$$R_k = -42,46 \text{ kgf}$$

Cabe recalcar que el signo negativo para la reacción R_k significa que la reacción en ese punto actúa en sentido contrario al sentido establecido para las reacciones de la figura 4.38.

4.3.1.4.3 DIAGRAMAS DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR EN PLANO YZ

Como se muestra en la figura 4.41 las reacciones en el plano YZ son reemplazadas por cargas distribuidas con el fin de que los resultados sean más aproximados que considerando una carga puntual.

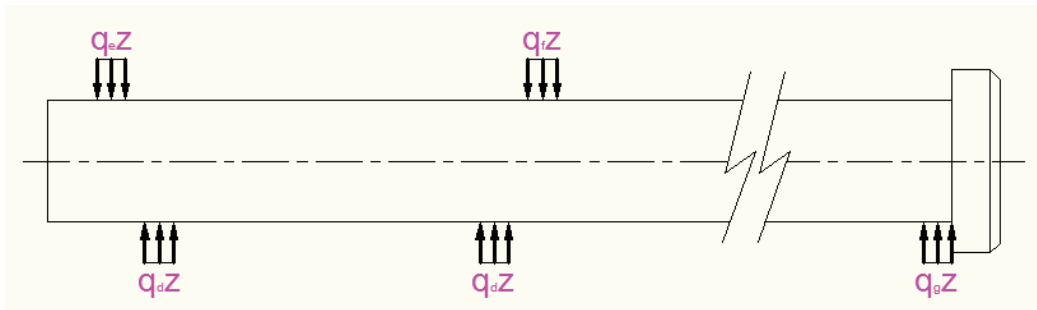


Figura 4.41. DCL del eje pivote de la plataforma general en plano YZ.

Por lo tanto el valor de las cargas será de:

$$R_d = q_d z$$

$$q_d = \frac{R_d}{z}$$

$$q_d = \frac{155,38 \text{ kgf}}{6 \text{ mm}} = 25,9 \text{ kgf/mm}$$

$$R_e = q_e z$$

$$q_e = \frac{R_e}{z} = \frac{147,56 \text{ kgf}}{6 \text{ mm}}$$

$$q_e = 24,59 \text{ kgf/mm}$$

$$R_f = q_f z$$

$$q_f = \frac{R_f}{z} = \frac{167,22 \text{ kgf}}{6 \text{ mm}}$$

$$q_f = 27,87 \text{ kgf/mm}$$

$$R_g = q_g z$$

$$q_g = \frac{R_g}{z} = \frac{4,02 \text{ kgf}}{6 \text{ mm}}$$

$$q_e = 0,67 \text{ kgf/mm}$$

Por lo tanto para el tramo I se tiene (ver figura 4.42):

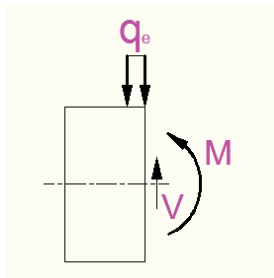


Figura 4.42. Tramo I del eje pivote de la plataforma general, plano YZ.

$$\sum F_y = 0$$

$$V - q_e(z) = 0$$

$$V = 24,59z \text{ kgf}$$

$$\sum M_c = 0$$

$$M + q_e(z)(z/2) = 0$$

$$M = -12,29z^2 \text{ kgf mm}$$

Para el tramo II se tiene (ver figura 4.43):

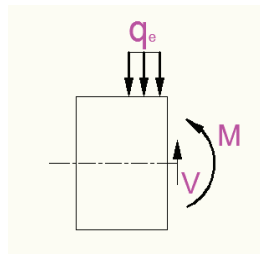


Figura 4.43. Tramo II del eje pivote de la plataforma general, plano YZ.

$$\sum F_y = 0$$

$$V - q_e(6) = 0$$

$$V = 24,59(6) \text{ kgf} = 147,54 \text{ kgf}$$

$$\sum M_c = 0$$

$$M + q_e(6)(z - 3) = 0$$

$$M = -24,59(6)(z - 3)$$

$$M = -147,54(z - 3) \text{ kgf mm}$$

Para el tramo III se tiene (ver figura 4.44):

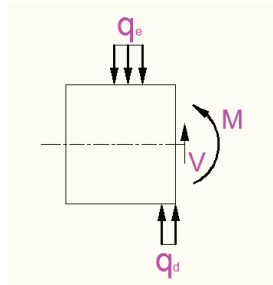


Figura 4.44. Tramo III del eje pivote de la plataforma general, plano YZ.

$$\sum Fy = 0$$

$$V - q_e(6) + q_d(z - 10) = 0$$

$$V = 24,59(6) - 25,9(z - 10)$$

$$V = 147,54 - 25,9(z - 10) \text{ kgf}$$

$$\sum Mc = 0$$

$$M + q_e(6)(z - 3) - q_d(z - 10)(z - 10/2) = 0$$

$$M = -24,59(6)(z - 3) + 12,95(z - 10)^2$$

$$M = -147,54(z - 3) + 12,95(z - 10)^2 \text{ kgf mm}$$

Para el tramo IV se tiene (ver figura 4.45):

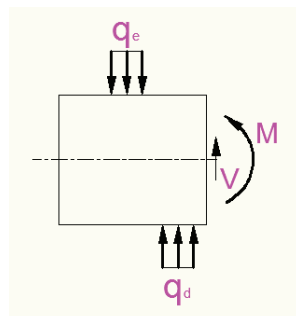


Figura 4.45. Tramo IV del eje pivote de la plataforma general, plano YZ.

$$\sum Fy = 0$$

$$V - q_e(6) + q_d(6) = 0$$

$$V = 24,59(6) - 25,9(6) \text{ kgf} = -7,86 \text{ kgf}$$

$$\sum M_c = 0$$

$$M + q_e(6)(z - 3) - q_d(6)(z - 13) = 0$$

$$M = -24,59(6)(z - 3) + 25,9(6)(z - 13)$$

$$M = -147,54(z - 3) + 155,4(z - 13) \text{ kgf mm}$$

Para el tramo V se tiene (ver figura 4.46):

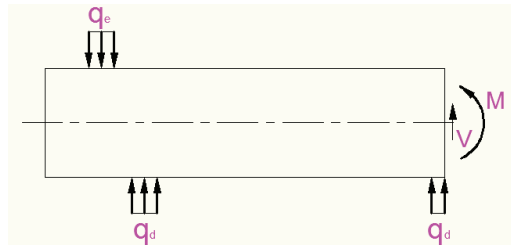


Figura 4.46. Tramo V del eje pivote de la plataforma general, plano YZ.

$$\sum F_y = 0$$

$$V - q_e(6) + q_d(6) + q_d(z - 80) = 0$$

$$V = 24,59(6) - 25,9(6) - 25,9(z - 80)$$

$$V = -7,86 - 25,9(z - 80) \text{ kgf}$$

$$\sum M_c = 0$$

$$M + q_e(6)(z - 3) - q_d(6)(z - 13) - q_d(z - 80)\left(\frac{z - 80}{2}\right) = 0$$

$$M = -24,59(6)(z - 3) + 25,9(6)(z - 13) + 12,95(z - 80)^2$$

$$M = -147,54(z - 3) + 155,4(z - 13) + 12,95(z - 80)^2 \text{ kgf mm}$$

Para el tramo VI se tiene (ver figura 4.47):

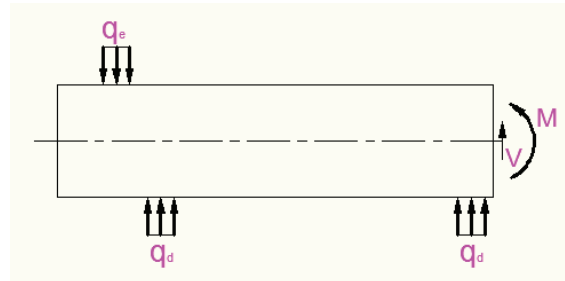


Figura 4.47. Tramo VI del eje pivote de la plataforma general, plano YZ.

$$\sum Fy = 0$$

$$V - q_e(6) + q_d(6) + q_d(6) = 0$$

$$V = 24,59(6) - 25,9(6) - 25,9(6)$$

$$V = -163,26 \text{ kgf}$$

$$\sum Mc = 0$$

$$M + q_e(6)(z - 3) - q_d(6)(z - 13) - q_d(6)(z - 83) = 0$$

$$M = -24,59(6)(z - 3) + 25,9(6)(z - 13) + 25,9(6)(z - 83)$$

$$M = -147,54(z - 3) + 155,4(z - 13) + 155,4(z - 83) \text{ kgfmm}$$

Para el tramo VII se tiene (ver figura 4.48):

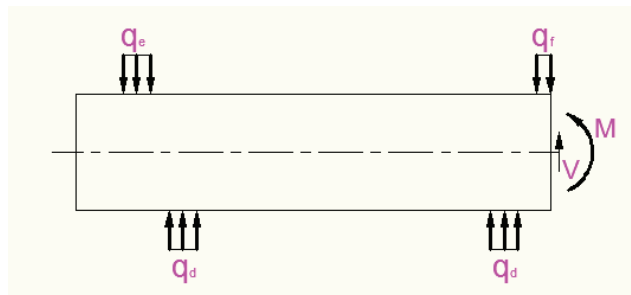


Figura 4.48. Tramo VII del eje pivote de la plataforma general, plano YZ.

$$\sum Fy = 0$$

$$V - q_e(6) + q_d(6) + q_d(6) - q_f(Z - 90) = 0$$

$$V = 24,59(6) - 25,9(6) - 25,9(6) + 27,87(Z - 90)$$

$$V = -163,26 + 27,87(Z - 90) \text{ kgf}$$

$$\sum Mc = 0$$

$$M + q_e(6)(z - 3) - q_d(6)(z - 13) - q_d(6)(z - 83) + q_f(z - 90)(z - 90/2) = 0$$

$$M = -24,59(6)(z - 3) + 25,9(6)(z - 13) + 25,9(6)(z - 83) - 13,94(z - 90)^2$$

$$M = -147,54(z - 3) + 155,4(z - 13) + 155,4(z - 83) - 13,94(z - 90)^2 \text{ kgfmm}$$

Para el tramo VIII se tiene (ver figura 4.49):

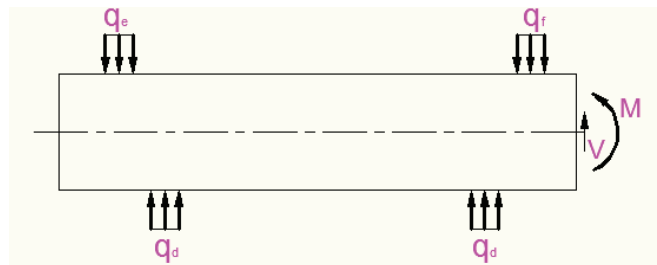


Figura 4.49. Tramo VIII del eje pivote de la plataforma general, plano YZ.

$$\sum Fy = 0$$

$$V - q_e(6) + q_d(6) + q_d(6) - q_f(6) = 0$$

$$V = 24,59(6) - 25,9(6) - 25,9(6) + 27,87(6)$$

$$V = 3,96 \text{ kgf}$$

$$\sum M_c = 0$$

$$M + q_e(6)(z - 3) - q_d(6)(z - 13) - q_d(6)(z - 83) + q_f(6)(z - 93) = 0$$

$$M = -24,59(6)(z - 3) + 25,9(6)(z - 13) + 25,9(6)(z - 83) - 27,87(6)(z - 93)$$

$$M = -147,54(z - 3) + 155,4(z - 13) + 155,4(z - 83) - 167,22(z - 93) \text{ kgfmm}$$

Para el tramo IX se tiene (ver figura 4.50):

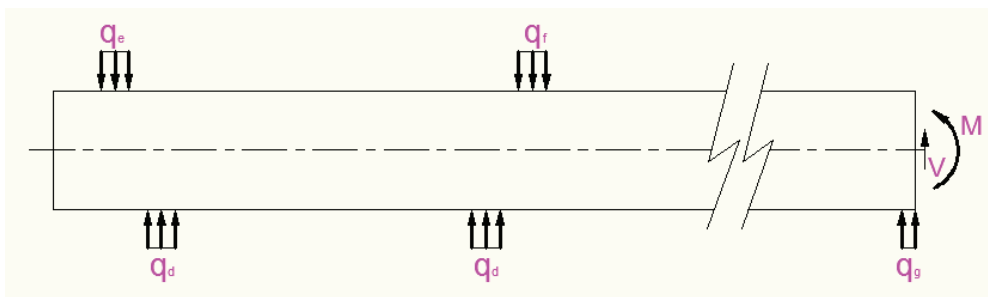


Figura 4.50. Tramo IX del eje pivote de la plataforma general, plano YZ.

$$\sum F_y = 0$$

$$V - q_e(6) + q_d(6) + q_d(6) - q_f(6) + q_g(Z - 265) = 0$$

$$V = 24,59(6) - 25,9(2)(6) + 27,87(6) - 0,67(Z - 265)$$

$$V = 3,96 - 0,67(Z - 265) \text{ kgf}$$

$$\sum M_c = 0$$

$$M + q_e(6)(z - 3) - q_d(6)(z - 13) - q_d(6)(z - 83) + q_f(6)(z - 93) - q_g(z - 265)\left(\frac{z - 265}{2}\right) = 0$$

$$M = -24,59(6)(z - 3) + 25,9(6)(z - 13) + 25,9(6)(z - 83) - 27,87(6)(z - 93) + 0,34(z - 265)^2$$

$$M = -147,54(z - 3) + 155,4(z - 13) + 155,4(z - 83) - 167,22(z - 93) + 0,34(z - 265)^2 \text{ kgfmm}$$

Los diagramas de fuerza cortante y momento flexionante del eje pivote de la plataforma general en el plano YZ se muestran en las figuras 4.51 y 4.52 respectivamente.



Figura 4.51. Diagrama fuerza cortante del eje pivote de la plataforma general, plano YZ.

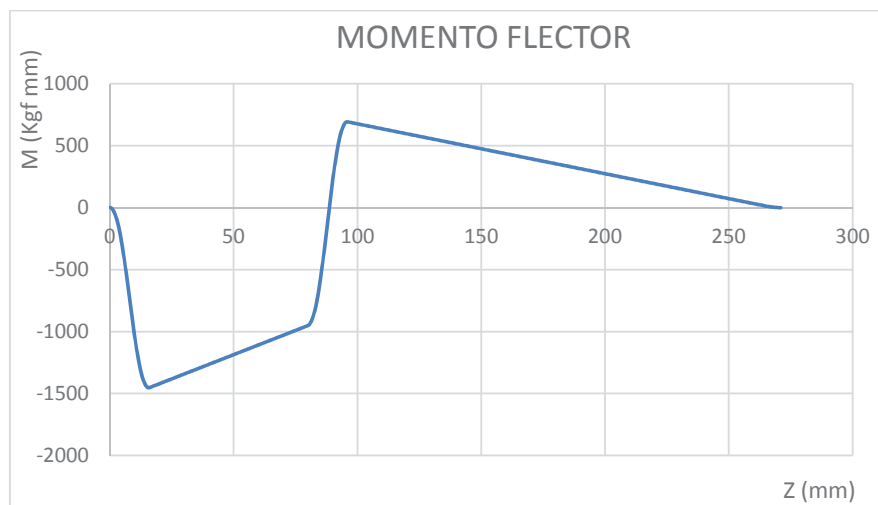


Figura 4.52. Diagrama momento flector del eje pivote de la plataforma general, plano YZ.

Los diagramas de fuerza cortante y momento flexionante obtenidos en este plano de trabajo deberán de ser analizados conjuntamente con los diagramas obtenidos en el plano XZ que se analiza a continuación.

4.3.1.4.4 DIAGRAMAS DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR EN PLANO XZ

Como se muestra en la figura 4.53 las reacciones en el plano XZ son reemplazadas por cargas distribuidas con el fin de que los resultados sean más aproximados que considerando una carga puntual.

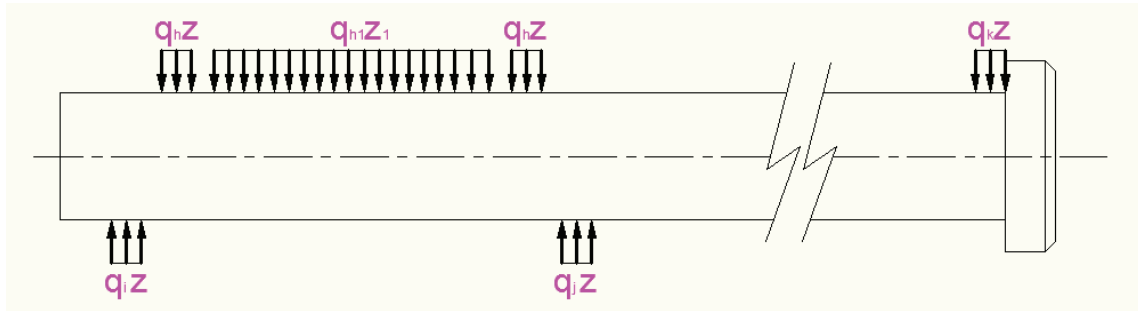


Figura 4.53. DCL del eje pivote de la plataforma general en plano XZ.

Por lo tanto el valor de las cargas será de:

$$R_h = q_h z$$

$$q_h = \frac{R_h}{z} = \frac{724,32 \text{ kgf}}{6 \text{ mm}}$$

$$q_h = 120,72 \text{ kgf/mm}$$

$$R_h = q_{h1} z_1$$

$$q_{h1} = \frac{R_h}{z_1} = \frac{724,32 \text{ kgf}}{55 \text{ mm}}$$

$$q_{h1} = 13,17 \text{ kgf/mm}$$

$$R_i = q_i z$$

$$q_i = \frac{R_i}{z} = \frac{1003,91 \text{ kgf}}{6 \text{ mm}}$$

$$q_i = 167,32 \text{ kgf/mm}$$

$$R_j = q_j z$$

$$q_j = \frac{R_j}{z} = \frac{1211,51 \text{ kgf}}{6 \text{ mm}}$$

$$q_j = 201,92 \text{ kgf/mm}$$

$$R_k = q_k z$$

$$q_k = \frac{R_k}{z} = \frac{42,46 \text{ kgf}}{6 \text{ mm}}$$

$$q_k = 7,08 \text{ kgf/mm}$$

Por lo tanto para el tramo I se tiene (ver figura 4.54):

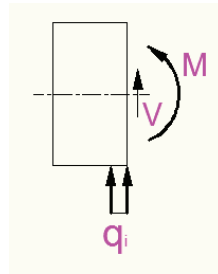


Figura 4.54. Tramo I del eje pivote de la plataforma general, plano XZ.

$$\sum F_y = 0$$

$$V + q_i(z) = 0$$

$$V = -167,32z \text{ kgf}$$

$$\sum M_c = 0$$

$$M - q_i(z)\left(\frac{z}{2}\right) = 0$$

$$M = 83,66z^2 \text{ kgf mm}$$

Para el tramo II se tiene (ver figura 4.55):

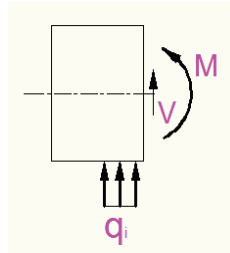


Figura 4.55. Tramo II del eje pivote de la plataforma general, plano XZ.

$$\sum Fy = 0$$

$$V + q_i(6) = 0$$

$$V = -167,32(6) \text{ kgf} = -1003,92 \text{ kgf}$$

$$\sum Mc = 0$$

$$M - q_i(6)(z - 3) = 0$$

$$M = 167,32(6)(z - 3) \text{ kgf mm}$$

$$M = 1003,92(z - 3) \text{ kgf mm}$$

Para el tramo III se tiene (ver figura 4.56):

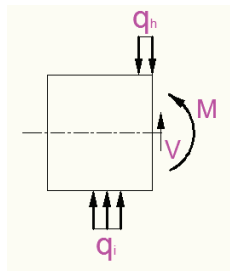


Figura 4.56. Tramo III del eje pivote de la plataforma general, plano XZ.

$$\sum Fy = 0$$

$$V + q_i(6) - q_h(z - 10) = 0$$

$$V = -167,32(6) + 120,72(z - 10)$$

$$V = -1003,92 + 120,72(z - 10) \text{ kgf}$$

$$\sum Mc = 0$$

$$M - q_i(6)(z - 3) + q_h(z - 10)(z - 10/2) = 0$$

$$M = 167,32(6)(z - 3) - 60,36(z - 10)^2 \text{ kgf mm}$$

$$M = 1003,92(z - 3) - 60,36(z - 10)^2 \text{ kgf mm}$$

Para el tramo IV se tiene (ver figura 4.57):

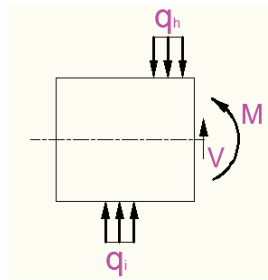


Figura 4.57. Tramo IV del eje pivote de la plataforma general, plano XZ.

$$\sum Fy = 0$$

$$V + q_i(6) - q_h(6) = 0$$

$$V = -167,32(6) + 120,72(6) \text{ kgf} = -279,6 \text{ kgf}$$

$$\sum Mc = 0$$

$$M - q_i(6)(z - 3) + q_h(6)(z - 13) = 0$$

$$M = 167,32(6)(z - 3) - 120,73(6)(z - 13) \text{ kgf mm}$$

$$M = 1003,92(z - 3) - 724,32(z - 13) \text{ kgf mm}$$

Para el tramo V se tiene (ver figura 4.58):

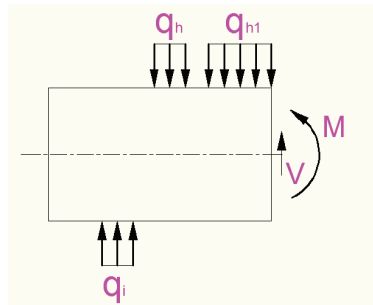


Figura 4.58. Tramo V del eje pivote de la plataforma general, plano XZ.

$$\sum Fy = 0$$

$$V + q_i(6) - q_h(6) - q_{h1}(z - 20,5) = 0$$

$$V = -167,32(6) + 120,72(6) + 13,17(z - 20,5)$$

$$V = -279,6 + 13,17(z - 20,5) \text{ kgf}$$

$$\sum Mc = 0$$

$$M - q_i(6)(z - 3) + q_h(6)(z - 13) + q_{h1}(z - 20,5) \left(\frac{z - 20,5}{2} \right) = 0$$

$$M = 167,32(6)(z - 3) - 120,72(6)(z - 13) - 6,58(z - 20,5)^2$$

$$M = 1003,92(z - 3) - 724,32(z - 13) - 6,58(z - 20,5)^2 \text{ kgfmm}$$

Para el tramo VI se tiene (ver figura 4.59):

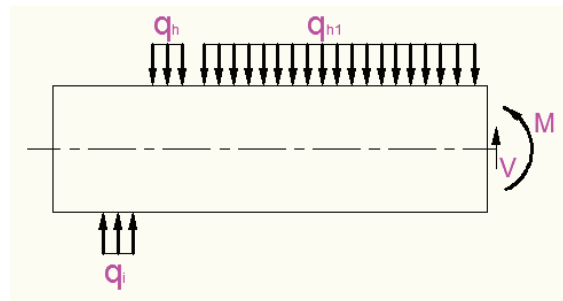


Figura 4.59. Tramo VI del eje pivote de la plataforma general, plano XZ.

$$\sum Fy = 0$$

$$V + q_i(6) - q_h(6) - q_{h1}(55) = 0$$

$$V = -167,32(6) + 120,72(6) + 13,17(55)$$

$$V = 444,75 \text{ kgf}$$

$$\sum Mc = 0$$

$$M - q_i(6)(z - 3) + q_h(6)(z - 13) + q_{h1}(55)(z - 48) = 0$$

$$M = 167,32(6)(z - 3) - 120,72(6)(z - 13) - 13,17(55)(z - 48)$$

$$M = 1003,92(z - 3) - 724,32(z - 13) - 724,35(z - 48) \text{ kgfmm}$$

Para el tramo VII se tiene (ver figura 4.60):

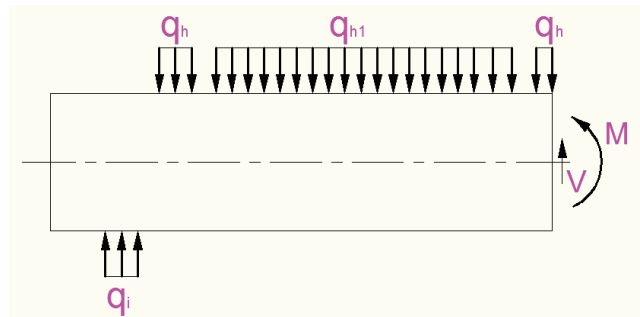


Figura 4.60. Tramo VII del eje pivote de la plataforma general, plano XZ.

$$\sum Fy = 0$$

$$V + q_i(6) - q_h(6) - q_{h1}(55) - q_h(Z - 80) = 0$$

$$V = -167,32(6) + 120,72(6) + 13,17(55) + 120,72(Z - 80)$$

$$V = 444,75 + 120,72(Z - 80) \text{ kgf}$$

$$\sum M_c = 0$$

$$M - q_i(6)(z - 3) + q_h(6)(z - 13) + q_{h1}(55)(z - 48) + q_h(z - 80)(z - 80/2) = 0$$

$$M = 167,32(6)(z - 3) - 120,72(6)(z - 13) - 13,17(55)(z - 48) - 60,36(z - 80)^2$$

$$M = 1003,92(z - 3) - 724,32(z - 13) - 724,35(z - 48) - 60,36(z - 80)^2 \text{ kgfmm}$$

Para el tramo VIII se tiene (ver figura 4.61):

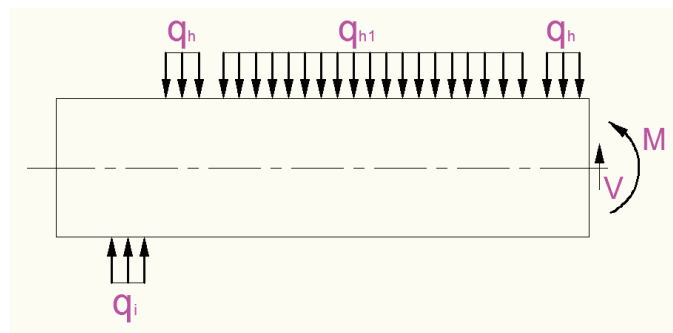


Figura 4.61. Tramo VIII del eje pivote de la plataforma general, plano XZ.

$$\sum F_y = 0$$

$$V + q_i(6) - q_h(6) - q_{h1}(55) - q_h(6) = 0$$

$$V = -167,32(6) + 120,72(6) + 13,17(55) + 120,72(6)$$

$$V = 1169,07 \text{ kgf}$$

$$\sum M_c = 0$$

$$M - q_i(6)(z - 3) + q_h(6)(z - 13) + q_{h1}(55)(z - 48) + q_h(6)(z - 83) = 0$$

$$M = 167,32(6)(z - 3) - 120,72(6)(z - 13) - 13,17(55)(z - 48) - 120,72(6)(z - 83)$$

$$M = 1003,92(z - 3) - 724,32(z - 13) - 724,35(z - 48) - 724,32(z - 83) \text{ kgfmm}$$

Para el tramo IX se tiene (ver figura 4.62):

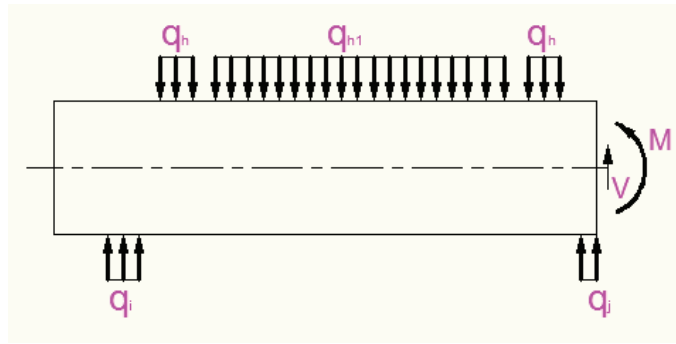


Figura 4.62. Tramo IX del eje pivote de la plataforma general, plano XZ.

$$\sum F_y = 0$$

$$V + q_i(6) - q_h(6) - q_{h1}(55) - q_h(6) + q_j(Z - 90) = 0$$

$$V = -167,32(6) + 120,72(6) + 13,17(55) + 120,72(6) - 201,92(Z - 90)$$

$$V = 1169,07 - 120,72(Z - 90) \text{ kgf}$$

$$\sum M_c = 0$$

$$M - q_i(6)(z - 3) + q_h(6)(z - 13) + q_{h1}(55)(z - 48) + q_h(6)(z - 83) - q_j(z - 90)(z - 90/2) = 0$$

$$M = 167,32(6)(z - 3) - 120,72(6)(z - 13) - 13,17(55)(z - 48) - 120,72(6)(z - 83) + 100,96(z - 90)^2$$

$$M = 1003,92(z - 3) - 724,32(z - 13) - 724,35(z - 48) - 724,32(z - 83) + 60,36(z - 90)^2 \text{ kgfmm}$$

Para el tramo X se tiene (ver figura 4.63):

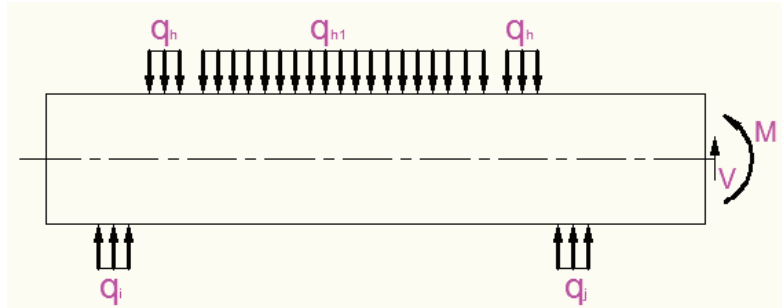


Figura 4.63. Tramo X del eje pivote de la plataforma general, plano XZ.

$$\sum Fy = 0$$

$$V + q_i(6) - q_h(6) - q_{h1}(55) - q_h(6) + q_j(6) = 0$$

$$V = -q_i(6) + q_h(2)(6) + q_{h1}(55) - q_j(6)$$

$$V = -167,32(6) + 120,72(2)(6) + 13,17(55) - 201,92(6)$$

$$V = -42,45 \text{ kgf}$$

$$\sum Mc = 0$$

$$M - q_i(6)(z - 3) + q_h(6)(z - 13) + q_{h1}(55)(z - 48) + q_h(6)(z - 83) - q_j(6)(z - 93) = 0$$

$$M = 167,32(6)(z - 3) - 120,72(6)(z - 13) - 13,17(55)(z - 48) - 120,72(6)(z - 83) + 201,92(6)(z - 93)$$

$$M = 1003,92(z - 3) - 724,32(z - 13) - 724,35(z - 48) - 724,32(z - 83) + 1211,52(z - 93) \text{ kgfmm}$$

Para el tramo XI se tiene (ver figura 4.64):

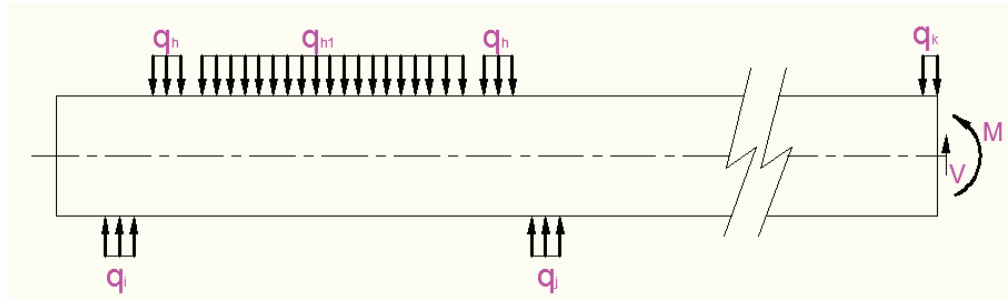


Figura 4.64. Tramo XI del eje pivote de la plataforma general, plano XZ.

$$\sum Fy = 0$$

$$V + q_i(6) - q_h(6) - q_{h1}(55) - q_h(6) + q_j(6) - q_k(Z - 265) = 0$$

$$V = -q_i(6) + q_h(2)(6) + q_{h1}(55) - q_j(6) + q_k(Z - 265)$$

$$V = -167,32(6) + 120,72(2)(6) + 13,17(55) - 201,92(6) + 7,08(Z - 265)$$

$$V = -42,45 - 7,08(Z - 265) \text{ kgf}$$

$$\sum Mc = 0$$

$$M - q_i(6)(z - 3) + q_h(6)(z - 13) + q_{h1}(55)(z - 48) + q_h(6)(z - 83) \\ - q_j(6)(z - 93) + q_k(z - 265)\left(\frac{z - 265}{2}\right) = 0$$

$$M = 167,32(6)(z - 3) - 120,72(6)(z - 13) - 13,17(55)(z - 48) - 120,72(6)(z - 83) \\ + 201,92(6)(z - 93) - 3,54(z - 265)^2$$

$$M = 1003,92(z - 3) - 724,32(z - 13) - 724,35(z - 48) - 724,32(z - 83) \\ + 1211,52(z - 93) - 3,54(z - 265)^2 \text{ kgfmm}$$

Los diagramas de fuerza cortante y momento flexionante del eje pivote de la plataforma general en el plano XZ se muestran en las figuras 4.65 y 4.66 respectivamente.



Figura 4.65. Diagrama fuerza cortante del eje pivote de la plataforma general, plano XZ.

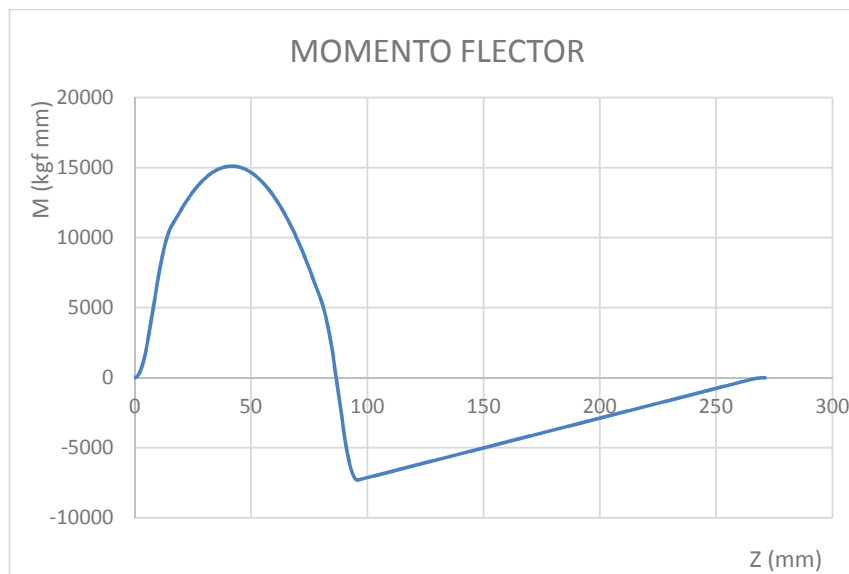


Figura 4.66. Diagrama momento flector del eje pivote de la plataforma general, plano XZ.

Tal como se puede apreciar en la figura 4.51, 4.52, 4.65 y 4.66 es decir los diagramas de fuerzas cortantes y momentos flexionantes tanto para el plano YZ como para el plano XZ respectivamente, existen puntos máximos y mínimos, estos puntos se analiza en la tabla 4.5 con el fin de tener una idea clara de la sección en la que ocurre el máximo esfuerzo.

Tabla 4.5. Momentos flexionantes y cortantes máximos y mínimos del eje pivote de la plataforma general.

	PLANO YZ		PLANO XZ		RESULTANTE
Z (mm)	Vy (kgf)	Mx (kgf mm)	Vx (kgf)	My (kgf mm)	M (kgf mm)
15,5	5,13	-1452,83	-339,95	10722,96	10820,93
41,5	-7,82	-1252,80	-3,03	15103,55	15155,42
96	4,02	691,54	-42,46	-7303,69	7336,35

Como se puede observar el punto donde la resultante de los momentos máximos presenta el valor más alto se encuentra en el punto $Z = 41,5 \text{ mm}$ del eje en cuestión, los esfuerzos por lo tanto se analiza para este punto.

4.3.1.4.5 CÁLCULO DE ESFUERZOS

Como ya se describió en la tabla 4.5 el punto en el que se genera el momento resultante máximo se encuentra en la posición $Z = 41,5 \text{ mm}$ con un momento resultante de $M = 15155,42 \text{ kgf mm}$:

Para el diseño se considera que el eje pivote de la plataforma general posee un diámetro de $d = 25,4 \text{ mm}$ y de la misma manera que en el caso anterior y utilizando la ecuación 4.27 se tiene que:

$$\sigma_m = \frac{Mc}{I}$$

Para la sección circular se tiene:

$$\sigma_m = \frac{M d/2}{\pi d^4/64}$$

$$\sigma_m = \frac{32M}{\pi d^3}$$

$$\sigma_m = \frac{32(15155,42 \text{ kgf mm})}{\pi(25,4 \text{ mm})^3}$$

$$\sigma_m = 9,42 \text{ kgf/mm}^2$$

4.3.1.4.6 CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD ESTÁTICO

El cálculo del factor de seguridad se desarrolla utilizando la teoría de la energía de la distorsión. El esfuerzo de Von Mises para este caso será igual al esfuerzo flexionante máximo ya determinado anteriormente por lo tanto se tiene que:

$$\sigma' = \sigma_m$$

$$\sigma' = 9,42 \text{ kgf/mm}^2$$

El material utilizado para estos ejes es el acero AISI 1018 el cual posee una resistencia a la fluencia de $S_y = 31 \text{ kgf/mm}^2$, mostrado en el anexo G. Por lo tanto el factor de seguridad estático será de:

$$n_s = \frac{S_y}{\sigma'}$$

$$n_s = \frac{31 \text{ kgf/mm}^2}{9,42 \text{ kgf/mm}^2}$$

$$\boxed{n_s = 3,3}$$

4.3.1.4.7 DISEÑO DINÁMICO DEL EJE PIVOTE DE LA PLATAFORMA GENERAL

Este eje no es rotativo sin embargo la carga aplicada a este será repetitiva, es por esto que se hace necesario un análisis dinámico.

La sección de análisis es la misma que en el caso anterior.

4.3.1.4.7.1 CÁLCULO DE ESFUERZOS FLUCTUANTES

Los esfuerzos aplicados en este eje varían de la siguiente manera. Al instante en que se despliega la plataforma general inicia la aplicación de la carga y llega a un valor máximo cuando se aplica la carga a la plataforma, de modo que los esfuerzos varían entre $0 \leq \sigma \leq \sigma_m$.

De modo que:

$$\sigma_{min} = 0$$

$$\sigma_{max} = \sigma_m = 9,42 \text{ kgf/mm}^2$$

De acuerdo a las ecuaciones Ec. (4.29) y Ec. (4.30), las componentes de amplitud y de esfuerzo medio respectivamente serán:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_a = \frac{(9,42 - 0) \text{ kgf/mm}^2}{2} = 4,71 \text{ kgf/mm}^2$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_m = \frac{(9,42 + 0) \text{ kgf/mm}^2}{2} = 4,71 \text{ kgf/mm}^2$$

4.3.1.4.7.2 CÁLCULO DE LA RESISTENCIA DEL MATERIAL

El material utilizado para estos ejes es el acero AISI 1018 el cual posee una resistencia a la tracción de $51 \leq S_{ut} \leq 71 \text{ kgf/mm}^2$, mostrado en el anexo G. Por lo tanto se selecciona el valor de $S_{ut} = 51 \text{ kgf/mm}^2$ por ser la mínima resistencia a la tracción.

$$S_{ut} = 51 \text{ kgf/mm}^2 = 72,387 \text{ kpsi}$$

El límite de resistencia a la fatiga se encuentra expresado de acuerdo a la ecuación Ec. (4.31) como:

$$S_e = S'_e k_a k_b k_c k_d k_e k_f$$

El factor S'_e se define por la ecuación Ec. (4.32) mediante:

$$S'_e = 0,5S_{ut} \quad \text{si } S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (140 kgf/mm}^2)$$

$$S'_e = 0,5S_{ut}$$

$$S'_e = 0,5(51 \text{ kgf/mm}^2) = 25,5 \text{ kgf/mm}^2$$

El factor k_a se define por la ecuación Ec. (4.33) mediante:

$$k_a = aS_{ut}^b$$

Donde el valor de a y b se determina mediante la tabla 6-2 del libro de diseño mecánico de Shigley, por lo tanto debido a que el eje es maquinado se tiene que:

$$k_a = aS_{ut}^b$$

$$k_a = 2,7(72,387^{-0,265}) = 0,868$$

El factor k_b se define por la ecuación Ec. (4.34) y Ec. (4.35) mediante:

$$k_b = (d_e/7,62)^{-0,107} \quad \text{si } 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm}$$

$$d_e = 0,37d$$

El valor d_e se determina debido a que este eje es un elemento no rotativo. El diámetro asumido para el eje es de $d = 25,4 \text{ mm}$ por lo tanto se tiene:

$$k_b = (d_e/7,62)^{-0,107}$$

$$k_b = (0,37d/7,62)^{-0,107}$$

$$k_b = (0,37(25,4)/7,62)^{-0,107}$$

$$k_b = 0,978$$

El factor k_c se define por la ecuación Ec. (4.36) mediante:

$$k_c = 1 \quad \text{carga a flexion}$$

El factor k_d se define por la ecuación Ec. (4.37) mediante:

$$k_d = \frac{S_T}{S_{RT}}$$

Debido a que la temperatura de operación de la plataforma es la temperatura ambiente entonces se tiene que:

$$k_d = \frac{S_T}{S_{RT}} = 1$$

El factor k_e se define por:

$$k_e = 0,897 \quad \text{asumiendo confiabilidad del 90 \%}^{29}$$

El factor k_f se define por la ecuación Ec. (4.38) mediante:

$$q = \frac{k_f - 1}{k_t - 1}$$

Debido a que el eje no presenta concentrador de esfuerzos la sensibilidad a la muesca será de $q = 0$, por lo tanto se tiene que:

$$q = \frac{k_f - 1}{k_t - 1} = 0$$

$$\rightarrow k_f - 1 = 0$$

$$k_f = 1$$

Por lo tanto el límite de resistencia a la fatiga será de:

$$S_e = S'_e k_a k_b k_c k_d k_e k_f$$

$$S_e = (25,5 \text{ kgf/mm}^2)(0,868)(0,978)(1)(1)(0,897)(1)$$

$$S_e = 19,42 \text{ kgf/mm}^2$$

²⁹ Budynas, R., y Nisbett, J. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. México: McGraw Hill. Tabla 6-5.

4.3.1.4.7.3 CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD DINÁMICO

Para el cálculo del factor de seguridad dinámico se usa el criterio de falla de Goodman modificado para una vida infinita, por lo tanto utilizando la Ec. (4.39) se tiene que:

$$n_f = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}}$$

$$n_f = \frac{1}{\frac{4,71}{19,42} + \frac{4,71}{51}}$$

$$\boxed{n_f = 2,98}$$

4.3.2 DISEÑO DEL RESORTE DE TORSIÓN

Para el correcto funcionamiento de la plataforma y en mayor proporción por seguridad del operario cuando el sistema completo esté en funcionamiento se ha visto necesario el acople de dos resortes de torsión. Como se puede observar en la figura 4.67 cuando la plataforma se encuentra en la posición descrita, previa al inicio del funcionamiento, el centro de gravedad de la plataforma plegada se encuentra en el tercer cuadrante respecto el punto de pivote D, esto genera que la plataforma no pueda rotar sin la intervención de una fuerza externa. Es en este momento en que interviene el operario, proporcionando una fuerza externa para generar el movimiento de rotación alrededor del nodo D (nodo superior del eslabón 3), pero este movimiento manual es potencialmente peligroso debido a que el centro de gravedad de la plataforma se desplazaría y provocaría que la plataforma pivote de una manera brusca.

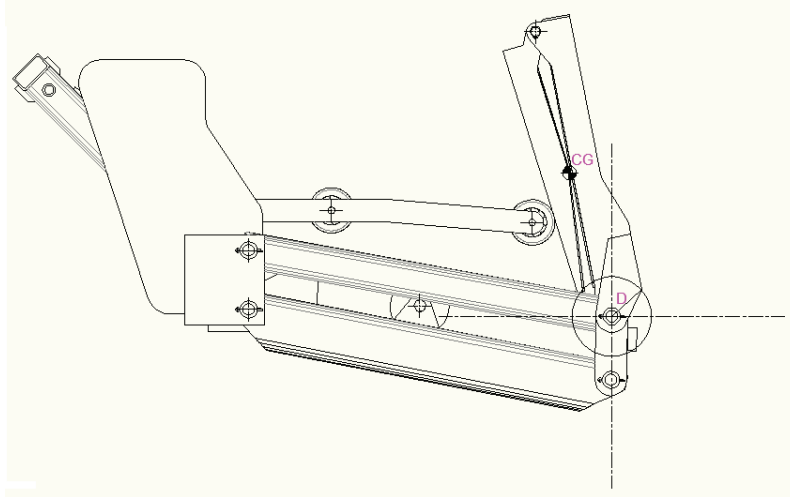


Figura 4.67. Sistema previo al despliegue de la plataforma.

Para evitar este movimiento brusco se ha visto necesario el acople de dos resortes de torsión los cuales ayudan a que este movimiento manual de la plataforma sea suave y manejable para el operario.

Para el diseño se asume los siguientes datos de acuerdo con la figura 4.68:

$$D = 2,5 \text{ in} = 6,35 \text{ cm}$$

$$d = \frac{9}{16}'' = 0,5625 \text{ in} = 1,429 \text{ cm}$$

$$N_b = 10,25$$

$$l_1 = 1,7 \text{ in} = 4,32 \text{ cm}$$

$$l_2 = 3 \text{ in} = 7,62 \text{ cm}$$

Donde:

D : Diámetro interno de la espira.

d : Diámetro el alambre.

N_b : Número de espiras del cuerpo libre.

- θ : Deformación angular.
- l_1 : Distancia de aplicación de fuerza.
- l_2 : Distancia de apoyo.

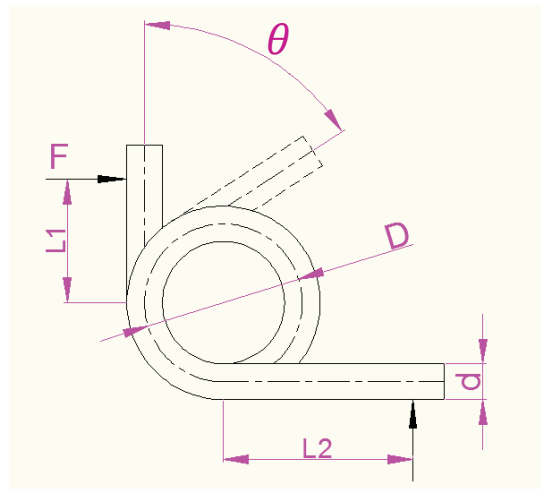


Figura 4.68. Resorte de torsión.

El ángulo formado por sus extremos es de 90° en estado libre y el resorte está hecho de alambre al cromo vanadio (ASTM A232) cuyas propiedades son:

$$A = 169 \text{ kpsi.pulg}^m \quad \text{Ec. (4.43)}^{30}$$

$$m = 0.168 \quad \text{Ec. (4.44)}^{30}$$

$$E = 29,5 \text{ Mpsi} \quad \text{Ec. (4.45)}^{31}$$

Donde:

A y m : Constantes para estimar la resistencia de tensión mínima de alambres para fabricar resortes.

E : Modulo de elasticidad.

³⁰ Budynas, R., y Nisbett, J. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. México: McGraw Hill. Tabla 10-4.

³¹ Budynas, R., y Nisbett, J. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. México: McGraw Hill. Tabla 10-5.

Por lo tanto se tiene que:

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m} \quad \text{Ec. (4.46)}^{32}$$

$$S_{ut} = \frac{169 \text{ kpsi} \cdot \text{pulg}^{0.168}}{0.5625^{0.168} \text{ pulg}^{0.168}} = 186,15 \text{ kpsi}$$

$$S_{ut} = 186,15 \text{ kpsi} \times \frac{1000 \text{ psi}}{1 \text{ kpsi}} \times \frac{6,894757 \text{ kpa}}{1 \text{ psi}} \times \frac{1,03323 \text{ kgf/cm}^2}{101,325 \text{ kpa}}$$

$$S_{ut} = 13087,67 \text{ kgf/cm}^2$$

Como se puede observar en la figura 4.67 el momento de torsión de operación del resorte es generado por los elementos que integran la plataforma. El momento proporcionado por la plataforma hacia los resortes varía dependiendo de la posición en la que esta se encuentre y tendrá valores entre $0 \leq M \leq M_{max}$. Este momento tendrá el valor de 0 cuando el centro de gravedad de la plataforma este perpendicular con respecto el punto de pivote D y tendrá un valor máximo de M_{max} cuando la plataforma este en posición horizontal final previo al despliegue de la plataforma abatible.

Los elementos que componen la plataforma general se muestran en la tabla 4.4. Por lo tanto el peso total de la plataforma será de:

$$W_p = 121,52 \text{ kgf}$$

4.3.2.1 DISEÑO ESTÁTICO DEL RESORTE DE TORSIÓN

El diseño estático de los resortes se analiza para el máximo momento que genera la plataforma. Este momento máximo se da en el instante en que la plataforma alcanza la posición horizontal final previo al despliegue de la plataforma abatible de acuerdo con la figura 4.7a.

³² Budynas, R., y Nisbett, J. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. México: McGraw Hill. Pag 505.

El centro de gravedad para este punto es determinado mediante el software solidworks el cual revela que este centro de gravedad se encuentra en las coordenadas $x_{cg} = 328,48$; $y_{cg} = 29,31$; $z_{cg} = 0 \text{ mm}$ con respecto al punto de pivote D.

Debido a que son dos resortes los que van a actuar uno a cada extremo de la plataforma, el momento máximo será dado por:

$$M_{max} = \frac{W_p x_{CG}}{2}$$

$$M_{max} = \frac{121,52 \text{ kgf}(32,848 \text{ cm})}{2}$$

$$M_{max} = 1995,84 \text{ kgf cm}$$

El índice del resorte será dado por:

$$C = \frac{D}{d} \quad \text{Ec. (4.47)}^{33}$$

Donde:

C : Índice del resorte.

Por lo tanto se tiene que:

$$C = \frac{D}{d} = \frac{2,5 \text{ in}}{0,5625 \text{ in}} = 4,44$$

Este valor del índice del resorte obtenido se encuentra dentro del rango recomendable de $4 \leq C \leq 12$ ³⁴, lo que quiere decir que estos valores de diámetro de la espira D y del diámetro del alambre d son factibles de construcción.

El valor del esfuerzo flexionante del resorte de torsión será dado por:

³³ Budynas, R., y Nisbett, J. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. México: McGraw Hill. Pag 501.

³⁴ Budynas, R., y Nisbett, J. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. México: McGraw Hill. Pag 510.

$$\sigma = \frac{K_i 32M}{\pi d^3} \quad \text{Ec. (4.48)}^{35}$$

Donde:

σ : Esfuerzo flexionante del resorte.

K_i : Factor de corrección del esfuerzo.

M : Momento flexionante máximo.

Por lo tanto se tiene que:

$$K_i = \frac{4C^2 - C - 1}{4C(C - 1)} \quad \text{Ec. (4.49)}^{36}$$

Donde:

C : Índice del resorte.

Por lo tanto se tiene que:

$$K_i = \frac{4C^2 - C - 1}{4C(C - 1)}$$

$$K_i = \frac{4(4,44^2) - 4,44 - 1}{4(4,44)(4,44 - 1)}$$

$$K_i = 1,2$$

Por lo tanto de la Ec. (4.48) se tiene que:

$$\sigma = \frac{K_i 32M_{max}}{\pi d^3}$$

$$\sigma = \frac{1,2(32)(1995,84 \text{ kgf cm})}{\pi(1,429 \text{ cm})^3}$$

$$\sigma = 8360,08 \text{ kgf/cm}^2$$

³⁵ Budynas, R., y Nisbett, J. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. México: McGraw Hill. Pag 534.

³⁶ Budynas, R., y Nisbett, J. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. México: McGraw Hill. Pag 534.

Para este tipo de alambre utilizado (ASTM A232) se recomienda que el valor de S_y sea de $S_y = 0,87S_{ut}$ ³⁷, por lo tanto se tiene que:

$$S_y = 0,87S_{ut}$$

$$S_y = 0,87(13087,67 \text{ kgf/cm}^2)$$

$$S_y = 11386,27 \text{ kgf/cm}^2$$

Por lo tanto el factor de seguridad estático para el resorte será de:

$$n_s = \frac{S_y}{\sigma}$$

$$n_s = \frac{11386,27 \text{ kgf/cm}^2}{8360,08 \text{ kgf/cm}^2}$$

$$\boxed{n_s = 1,36}$$

4.3.2.2 DEFORMACIÓN ANGULAR DEL RESORTE DE TORSIÓN

La deformación angular total del resorte de torsión viene dado por:

$$\theta'_t = \frac{10,8MD}{d^4E} \left(N_b + \frac{l_1+l_2}{3\pi D} \right) \quad \text{Ec. (4.50)}^{38}$$

Donde:

θ'_t : Deformación angular total.

Con el fin de llevar todos los elementos que intervienen en la ecuación Ec. (4.50) en el mismo sistema de unidades se tiene que para el módulo de elasticidad:

$$E = 29,5 \text{ Mpsi}$$

³⁷ Budynas, R., y Nisbett, J. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. México: McGraw Hill. Pag 536.

³⁸ Budynas, R., y Nisbett, J. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. México: McGraw Hill. Pag 535.

$$E = 29,5 \text{ Mpsi} \times \frac{10^6 \text{ psi}}{1 \text{ Mpsi}} \times \frac{6,894757 \text{ kpa}}{1 \text{ psi}} \times \frac{1,03323 \text{ kgf/cm}^2}{101,325 \text{ kpa}}$$

$$E = 2074060,285 \text{ kgf/cm}^2$$

Por lo tanto la deformación angular total es de:

$$\theta'_t = \frac{10,8M_{max}D}{d^4E} \left(N_b + \frac{l_1 + l_2}{3\pi D} \right)$$

$$\theta'_t = \frac{10,8(1995,84 \text{ kgf cm})(6,35 \text{ cm})}{(1,429 \text{ cm})^4(2074060,285 \text{ kgf/cm}^2)} \left(10,25 + \frac{(4,318 + 7,62)\text{cm}}{3\pi(6,35 \text{ cm})} \right)$$

$$\theta'_t = 0,165 \text{ vueltas}$$

$$\boxed{\theta'_t = 0,165 (360^\circ) = 59,53^\circ}$$

Esta deformación angular de $\theta'_t = 59,53^\circ$ nos da una idea de la posición de los apoyos en la plataforma y en el eslabón 3 para que se aproveche al máximo toda la deformación de los resortes.

4.3.2.3 DISEÑO DINÁMICO DEL RESORTE DE TORSIÓN

El número de ciclos de vida de estos resortes es pequeño debido a que la carga aplicada al resorte ocurrirá únicamente cuando la plataforma se encuentre en uso.

El momento aplicado al resorte varía dentro de los límites $M_{min} \leq M \leq M_{max}$ siendo M_{min} el momento aplicado cuando la plataforma inicia con la aplicación de la carga hacia el resorte y M_{max} el momento máximo de deflexión del resorte.

Para encontrar M_{min} se parte de la deformación angular del resorte y de la ubicación angular del centro de gravedad de la plataforma (CG), por lo tanto la ubicación angular del centro de gravedad de la plataforma con respecto el punto de pivote D en el instante dado mostrado en la figura 4.67 es:

$$x_{cg} = 328,48 \text{ mm}$$

$$y_{cg} = 29,31 \text{ mm}$$

$$z_{cg} = 0 \text{ mm}$$

Donde:

x_{cg}, y_{cg}, z_{cg} : Coordenadas del CG en el instante mostrado en la figura 4.7a.

Por lo tanto la ubicación angular será:

$$\operatorname{tg} \theta_{cg} = \frac{y_{cg}}{x_{cg}}$$

$$\operatorname{tg} \theta_{cg} = \frac{29,31 \text{ mm}}{328,48 \text{ mm}} = 0,089$$

$$\theta_{cg} = \operatorname{arctg} 0,089$$

$$\theta_{cg} = 5,1^\circ$$

$$r_{cg} = \sqrt{x_{cg}^2 + y_{cg}^2}$$

$$r_{cg} = \sqrt{328,48^2 + 29,31^2} = 329,78 \text{ mm}$$

Debido a que el centro de gravedad de la plataforma describirá una trayectoria circular alrededor del punto de pivote D, la ubicación de este centro de gravedad en el instante en que empieza la deformación del resorte será:

$$\theta_{cg2} = \theta_{cg} + \theta'_t$$

Donde:

θ_{cg2} : Ubicación angular del CG en el instante de inicio de la deformación angular.

θ_{cg} : Ubicación angular CG en el instante mostrado en la figura 4.7a.

θ'_t : Deformación angular total del resorte.

Por lo tanto se tiene que:

$$\theta_{cg2} = \theta_{cg} + \theta'_t$$

$$\theta_{cg2} = 5,1^\circ + 59,53^\circ = 64,63^\circ$$

El momento mínimo M_{min} para cada resorte está dado por:

$$M_{min} = \frac{W_p x_{CG2}}{2}$$

$$M_{min} = \frac{W_p r_{cg} \cos \theta_{cg2}}{2}$$

$$M_{min} = \frac{121,52 \text{ kgf}(32,98 \text{ cm}) \cos 64,63^\circ}{2}$$

$$M_{min} = 858,58 \text{ kgf cm}$$

Por lo tanto el momento aplicado varía entre $858,58 \leq M \leq 1995,84 \text{ kgf cm}$.

Las componentes uniforme y alternante de estos momentos M_{max} y M_{min} son:

$$M_a = \frac{M_{max} - M_{min}}{2} \quad \text{Ec. (4.51)}^{39}$$

$$M_m = \frac{M_{max} + M_{min}}{2} \quad \text{Ec. (4.52)}^{39}$$

Donde:

M_m : Es la componente de intervalo medio de los momentos.

M_a : Es la componente de la amplitud de los momentos.

Por lo tanto de la ecuación Ec. (4.51) y Ec. (4.52) se tiene que:

³⁹ Budynas, R., y Nisbett, J. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. México: McGraw Hill. Pag 292.

$$M_a = \frac{M_{max} - M_{min}}{2}$$

$$M_a = \frac{(1995,84 - 858,58) \text{ kgf cm}}{2}$$

$$M_a = 568,63 \text{ kgf cm}$$

$$M_m = \frac{M_{max} + M_{min}}{2}$$

$$M_m = \frac{(1995,84 + 858,58) \text{ kgf cm}}{2}$$

$$M_m = 1427,21 \text{ kgf cm}$$

Por lo tanto de acuerdo con la Ec. (4.48) la componente de la amplitud del esfuerzo será:

$$\sigma_a = \frac{K_i 32 M_a}{\pi d^3}$$

Conociendo los valores de K_i y d para el resorte, analizados en el punto 4.3.2.1 se tiene que:

$$\sigma_a = \frac{1,2(32)(568,63 \text{ kgf cm})}{\pi(1,429 \text{ cm})^3}$$

$$\sigma_a = 2381,85 \text{ kgf/cm}^2$$

La resistencia a la fatiga para un resorte de torsión está dado por:

$$S_e = \frac{S_r/2}{1 - \left(\frac{S_r/2}{S_{ut}}\right)^2} \quad \text{Ec. (4.53)}^{40}$$

Donde:

S_e : Límite de resistencia a la fatiga para el resorte a torsión.

S_r : Esfuerzo flexionante repetido ($R = 0$).

⁴⁰ Budynas, R., y Nisbett, J. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. México: McGraw Hill. Pag 536.

El valor determinado de S_r para el alambre (ASTM A232) asumiendo una vida a la fatiga de 10^6 ciclos será de:

$$S_r = 0,53S_{ut} \quad \text{Ec. (4.54)}^{41}$$

Reemplazando la ecuación Ec. (4.54) y el valor de S_{ut} obtenido en el punto 4.3.2.1 para el alambre (ASTM A232) en la ecuación Ec. (4.53) se tiene que:

$$S_e = \frac{0,53S_{ut}/2}{1 - \left(\frac{0,53S_{ut}/2}{S_{ut}}\right)^2}$$

$$S_e = \frac{0,53S_{ut}/2}{1 - \left(\frac{0,53}{2}\right)^2}$$

$$S_e = \frac{0,53(13087,67 \text{ kgf/cm}^2)/2}{1 - \left(\frac{0,53}{2}\right)^2}$$

$$S_e = 3730,18 \text{ kgf/cm}^2$$

La componente de la amplitud de la resistencia a la fatiga está dada por:

$$S_a = \frac{r^2 S_{ut}^2}{2S_e} \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2S_e}{rS_{ut}}\right)^2} \right] \quad \text{Ec. (4.55)}^{42}$$

Donde:

- S_a : Componente de la amplitud de la resistencia a la fatiga.
- S_e : Límite de resistencia a la fatiga para el resorte a torsión.
- r : Pendiente de la línea de carga $r = M_a/M_m$.

Reemplazando los valores de M_a y M_m la pendiente de la línea de carga será:

⁴¹ Budynas, R., y Nisbett, J. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. México: McGraw Hill. Tabla 10-10.

⁴² Budynas, R., y Nisbett, J. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. México: McGraw Hill. Tabla 10-10.

$$r = \frac{M_a}{M_m}$$

$$r = \frac{568,63 \text{ kgf cm}}{1427,21 \text{ kgf cm}} = 0,398$$

Por lo tanto se tiene que:

$$S_a = \frac{r^2 S_{ut}^2}{2S_e} \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2S_e}{r S_{ut}} \right)^2} \right]$$

$$S_a = \frac{0,398^2 (13087,67 \text{ kgf/cm}^2)^2}{2(3730,18 \text{ kgf/cm}^2)} \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2(3730,18 \text{ kgf/cm}^2)}{0,398(13087,67 \text{ kgf/cm}^2)} \right)^2} \right]$$

$$S_a = 2716,022 \text{ kgf/cm}^2$$

Por lo tanto el factor de seguridad dinámico para el resorte será de:

$$n_f = \frac{S_a}{\sigma_a}$$

$$n_f = \frac{2716,022 \text{ kgf/cm}^2}{2381,85 \text{ kgf/cm}^2}$$

$$\boxed{n_f = 1,14}$$

4.3.3 DISEÑO DEL EJE SECUNDARIO DEL ESLABÓN 3

Este eje es el elemento que sirve de unión entre el eslabón 3 y el eslabón 2 (eslabón motriz). Es decir transmite la fuerza producida por el eslabón motriz hacia todos los elementos constituyentes de la plataforma general y por ende al levantamiento de la carga aplicada.

De igual manera que para los casos anteriores, este eje se analiza en la posición descrita en la figura 4.7b. Las reacciones provocadas sobre este eje será el resultado de la carga aplicada más el peso de la plataforma general hasta este punto de análisis.

Como se muestra en el diagrama de cuerpo libre de la figura 4.69 existen dos cargas externas (P y W_{t1}) y tres reacciones (R_{1a} , R_{2a} y R_{3a}), que actúan sobre esta porción de la plataforma las cuales se analiza a continuación.

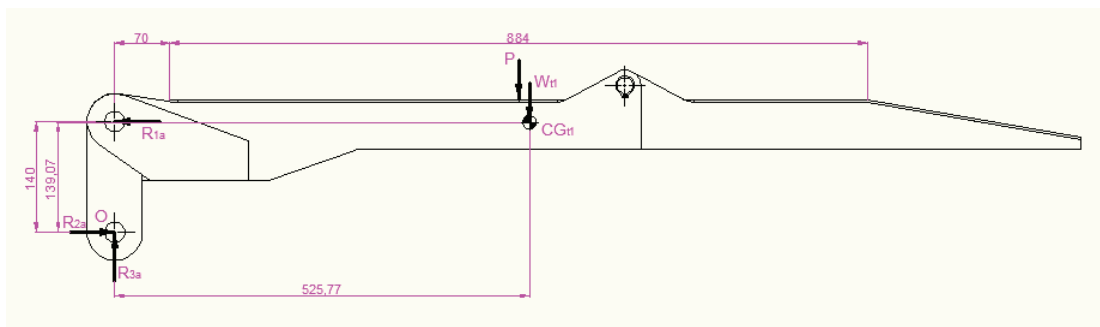


Figura 4.69. Diagrama de cuerpo libre de la plataforma total 1.

La carga P es la carga nominal aplicada a la plataforma de $P = 500 \text{ kgf}$. La carga W_{t1} es el peso de la plataforma general más el peso de las partes adicionales que intervienen en este análisis, el cual se aplica en el centro de gravedad para este peso con respecto al punto O como se muestra en la figura 4.69. Debido a la complejidad de los elementos que intervienen en esta parte de la plataforma, el centro de gravedad de esta fue determinado con la ayuda del software solidworks.

Las partes que intervienen hasta este punto de análisis conjuntamente con los pesos se muestran en la tabla 4.6.

Tabla 4.6. Partes y pesos de la plataforma total 1.

ITEM	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	QTY	PU (kg)	PT (kg)
1	PLACA 76X50X20	ASTM A-36	2	0,596	1,192
2	PLACA 210X70X6	ASTM A-36	4	0,595	2,38
3	EJE DIA 38 (L=310 mm)	AISI 1018	2	1,268	2,536
4	RESORTE IZQ 9/16 x 2 1/2 x 6 5/8	ASTM A232	1	2,747	2,747
5	RESORTE DER 9/16 x 2 1/2 x 6 5/8	ASTM A232	1	2,747	2,747
6	PLATAFORMA GENERAL		1	121,52	121,52
				PESO TOTAL (Kg)	133,12

Fuente: Solidworks assembly.

Por lo tanto realizando un análisis de fuerzas considerando el equilibrio se tiene:

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{3a} - P - W_{t1} = 0$$

$$R_{3a} - 500 \text{ kgf} - 133,12 \text{ kgf} = 0$$

$$R_{3a} = 633,12 \text{ kgf}$$

$$\sum M_o = 0$$

$$R_{1a}(140) - P(512) - W_{t1}(525,77) = 0$$

$$R_{1a}(140) = 500(512) + 133,12 (525,77)$$

$$R_{1a} = 2328,5 \text{ kgf}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$R_{2a} - R_{1a} = 0$$

$$R_{2a} = R_{1a} = 2328,5 \text{ kgf}$$

La figura 4.70 nos muestra la configuración del eje analizado dentro del mecanismo con el fin de tener una apreciación de la ubicación de las reacciones sobre el eje. Cabe recalcar que esta configuración es simétrica para los ejes ubicados a ambos extremos de la plataforma.

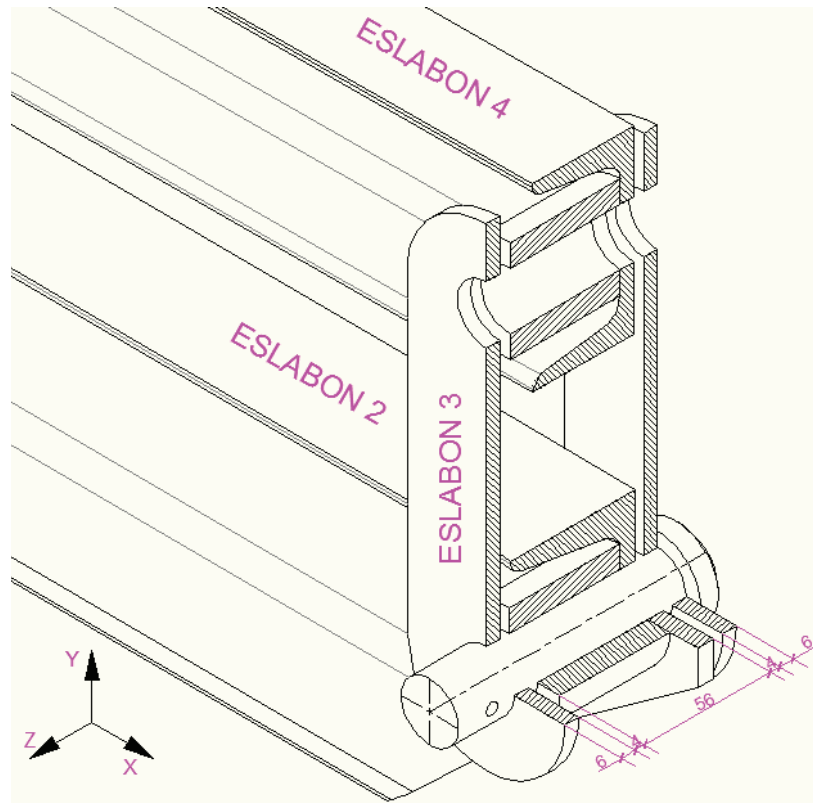


Figura 4.70. Configuración del eje secundario del eslabón 3.

En la figura 4.71 se muestra el diagrama de cuerpo libre del eje secundario del eslabón 3. Como se puede apreciar existe una correspondencia directa entre las reacciones R_{2a} y R_{3a} de la figura 4.69 y las reacciones R_{6a} y R_{4a} de la figura 4.71 respectivamente, ya que estas fuerzas son sus correspondientes reacciones del conjunto de la plataforma sobre el eje en cuestión. Debido a que son dos ejes los que actúan en esta posición, la reacción R_{6a} será la cuarta parte del valor de la reacción R_{2a} y del mismo modo la reacción R_{4a} será la cuarta parte del valor de la reacción R_{3a} .

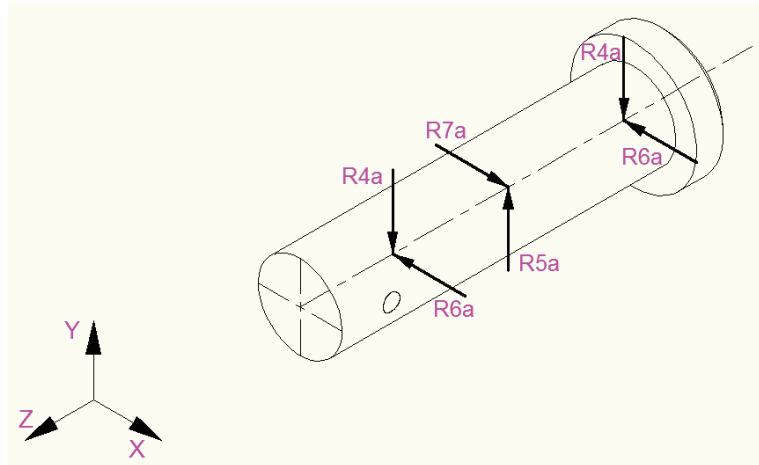


Figura 4.71. DCL del eje secundario del eslabón 3.

Por lo tanto se tiene que:

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{5a} - 2R_{4a} = 0$$

Dado que $R_{4a} = R_{3a}/4$

$$R_{5a} = 2R_{4a} = \frac{2R_{3a}}{4} = \frac{R_{3a}}{2}$$

$$R_{5a} = \frac{633,12 \text{ kgf}}{2} = 316,56 \text{ kgf}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$R_{7a} - 2R_{6a} = 0$$

Dado que $R_{6a} = R_{2a}/4$

$$R_{7a} = 2R_{6a} = \frac{2R_{2a}}{4} = \frac{R_{2a}}{2}$$

$$R_{7a} = \frac{2328,5 \text{ kgf}}{2} = 1164,25 \text{ kgf}$$

4.3.3.1 DIAGRAMAS DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR EN PLANO YZ

Como se muestra en la figura 4.72 las reacciones en el plano YZ son reemplazadas por cargas distribuidas con el fin de que los resultados sean más aproximados que considerando una carga puntual.

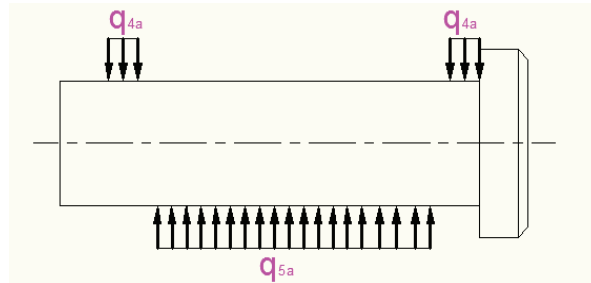


Figura 4.72. DCL del eje secundario del eslabón 3 en plano YZ.

Por lo tanto el valor de las cargas será de:

$$R_{4a} = q_{4a}z$$

$$q_{4a} = \frac{R_{4a}}{z}$$

$$q_{4a} = \frac{158,28 \text{ kgf}}{(6 \text{ mm})} = 26,38 \text{ kgf/mm}$$

$$R_{5a} = q_{5a}z$$

$$q_{5a} = \frac{R_{5a}}{z} = \frac{316,56 \text{ kgf}}{56 \text{ mm}}$$

$$q_{5a} = 5,65 \text{ kgf/mm}$$

La variación de la fuerza cortante $V(x)$ y del momento flexionante $M(x)$ para cada tramo del eje es realizado de manera similar al proceso de análisis mostrado en el punto 4.3.1.3. Los diagramas de fuerza cortante y momento flexionante del eje secundario del eslabón 3 en el plano YZ se muestran en las figuras 4.73 y 4.74 respectivamente.

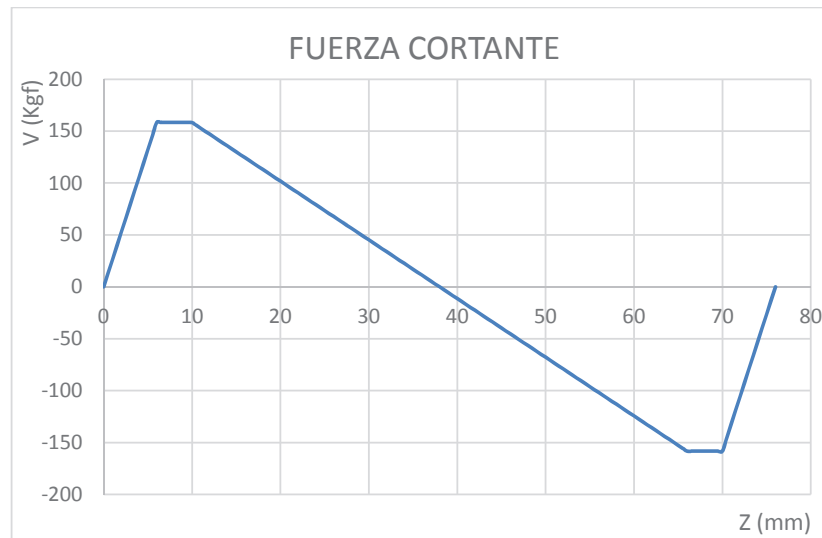


Figura 4.73. Diagrama fuerza cortante del eje secundario del eslabón 3, plano YZ.

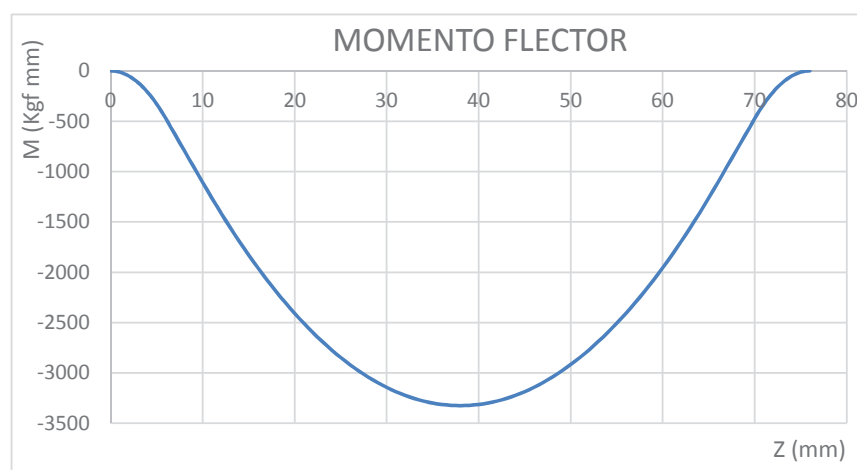


Figura 4.74. Diagrama momento flexionante del eje secundario del eslabón 3, plano YZ.

Por lo tanto de acuerdo a los valores obtenidos la fuerza cortante máxima en el plano YZ para el eje secundario del eslabón 3 es de $V = 158,28 \text{ kgf}$ y el momento flexionante máximo es de $M = -3323,87 \text{ kgf mm}$.

4.3.3.2 DIAGRAMAS DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR EN PLANO XZ

Como se muestra en la figura 4.75 las reacciones en el plano XZ son reemplazadas por cargas distribuidas con el fin de que los resultados sean más aproximados que considerando una carga puntual.

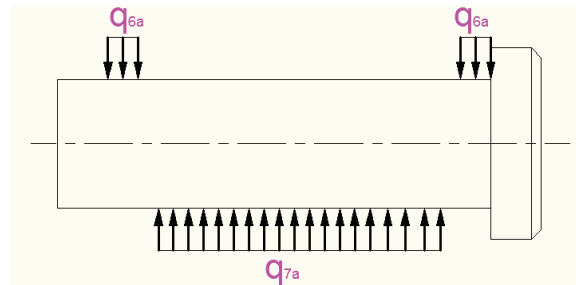


Figura 4.75. DCL del eje secundario del eslabón 3 en plano XZ.

Por lo tanto el valor de las cargas será de:

$$R_{6a} = q_{6a}z$$

$$q_{6a} = \frac{R_{6a}}{z}$$

$$q_{6a} = \frac{582,13 \text{ kgf}}{(6 \text{ mm})} = 97,02 \text{ kgf/mm}$$

$$R_{7a} = q_{7a}z$$

$$q_{7a} = \frac{R_{7a}}{z} = \frac{1164,25 \text{ kgf}}{56 \text{ mm}}$$

$$q_{7a} = 20,79 \text{ kgf/mm}$$

La variación de la fuerza cortante $V(x)$ y del momento flexionante $M(x)$ para cada tramo del eje es realizado de manera similar al proceso de análisis mostrado en el punto 4.3.1.3. Los diagramas de fuerza cortante y momento flexionante del eje secundario del eslabón 3 en el plano XZ se muestran en las figuras 4.76 y 4.77 respectivamente.

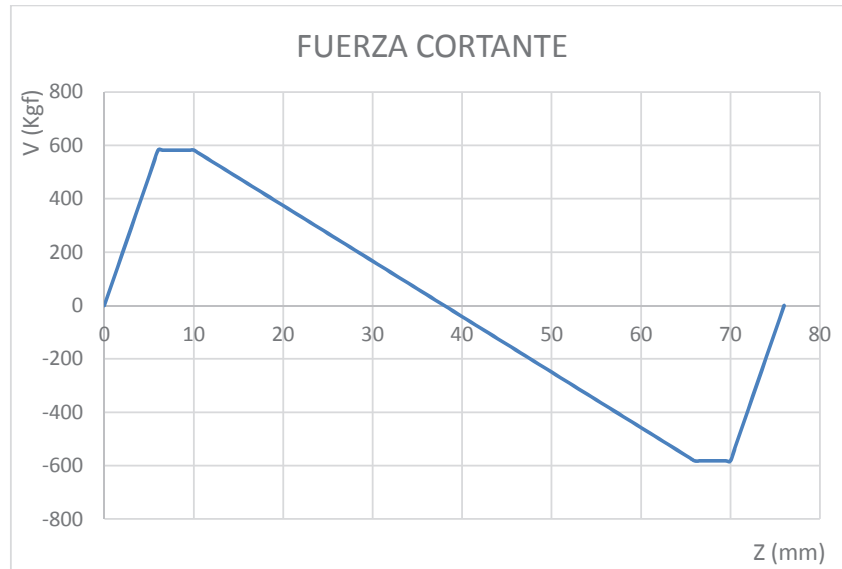


Figura 4.76. Diagrama fuerza cortante del eje secundario del eslabón 3, plano XZ.

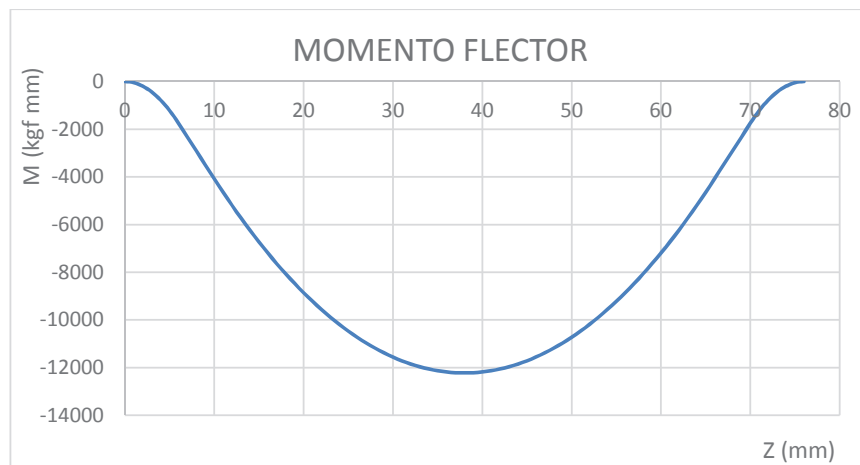


Figura 4.77. Diagrama momento flexionante del eje secundario del eslabón 3, plano XZ.

Por lo tanto de acuerdo a los valores obtenidos la fuerza cortante máxima en el plano XZ para el eje secundario del eslabón 3 es de $V = 582,12 \text{ kgf}$ y el momento flexionante máximo es de $M = -12224,61 \text{ kgf mm}$.

4.3.3.3 CÁLCULO DE ESFUERZOS

Tanto el momento flexionante máximo en el plano YZ como en el plano XZ se generan en el mismo punto $Z = 38 \text{ mm}$ por lo tanto se tiene que:

Para el diseño se considera que el eje posee un diámetro de $d = 25,4 \text{ mm}$ y utilizando la ecuación 4.27 se tiene que:

$$\sigma_m = \frac{Mc}{I}$$

Para la sección circular se tiene:

$$\sigma_m = \frac{M d/2}{\pi d^4/64}$$

$$\sigma_m = \frac{32M}{\pi d^3}$$

$$\sigma_m = \frac{32(M_x^2 + M_y^2)^{1/2}}{\pi d^3}$$

$$\sigma_m = \frac{32((-3323,87)^2 + (-12224,61)^2)^{1/2} \text{kgf mm}}{\pi(25,4 \text{ mm})^3}$$

$$\sigma_m = 7,87 \text{ kgf/mm}^2$$

4.3.3.4 CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD ESTÁTICO

El cálculo del factor de seguridad se desarrolla utilizando la teoría de la energía de la distorsión. El esfuerzo de Von Mises para este caso será igual al esfuerzo flexionante máximo ya determinado anteriormente por lo tanto se tiene que:

$$\sigma' = \sigma_m$$

$$\sigma' = 7,87 \text{ kgf/mm}^2$$

El material utilizado para estos ejes es el acero AISI 1018 el cual posee una resistencia a la fluencia de $S_y = 31 \text{ kgf/mm}^2$, mostrado en el anexo G. Por lo tanto el factor de seguridad estático será de:

$$n_s = \frac{S_y}{\sigma}$$

$$n_s = \frac{31 \text{ kgf/mm}^2}{7,87 \text{ kgf/mm}^2}$$

$$\boxed{n_s = 3,94}$$

4.3.3.5 DISEÑO DINÁMICO DEL EJE SECUNDARIO DEL ESLABÓN 3

Este eje no es rotativo sin embargo la carga aplicada a este será repetitiva, es por esto que se hace necesario un análisis dinámico.

La sección de análisis es la misma que en el caso anterior.

4.3.3.5.1 CÁLCULO DE ESFUERZOS FLUCTUANTES

Los esfuerzos aplicados en este eje varían de la siguiente manera. Al instante en que se despliega la plataforma general inicia la aplicación de la carga y llega a un valor máximo cuando se aplica la carga a la plataforma, de modo que los esfuerzos varían entre $0 \leq \sigma \leq \sigma_m$.

De modo que:

$$\sigma_{min} = 0$$

$$\sigma_{max} = \sigma_m = 7,87 \text{ kgf/mm}^2$$

Donde:

σ_{min} : Esfuerzo flexionante mínimo.

σ_{max} : Esfuerzo flexionante máximo.

σ_m : Esfuerzo flexionante máximo encontrado en el punto 4.3.3.3

De acuerdo a las ecuaciones Ec. (4.29) y Ec. (4.30), las componentes de amplitud y de esfuerzo medio respectivamente serán:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_a = \frac{(7,87 - 0) \text{ kgf/mm}^2}{2} = 3,935 \text{ kgf/mm}^2$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_m = \frac{(7,87 + 0) \text{ kgf/mm}^2}{2} = 3,935 \text{ kgf/mm}^2$$

4.3.3.5.2 CÁLCULO DE LA RESISTENCIA DEL MATERIAL

La resistencia a la tracción para el acero AISI 1018 mostrado en el anexo G es de:

$$S_{ut} = 51 \text{ kgf/mm}^2 = 72,387 \text{ kpsi}$$

Debido a que este eje posee las mismas características funcionales que el eje pivote de la plataforma general, mostrado en el punto 4.3.1.4.7.2, la resistencia del material será por lo tanto la misma resultante que en el caso ya analizado. Por lo tanto se tiene que:

$$S_e = 19,42 \text{ kgf/mm}^2$$

4.3.3.5.3 CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD DINÁMICO

Para el cálculo del factor de seguridad dinámico se usa el criterio de falla de Goodman modificado para una vida infinita, por lo tanto utilizando la Ec. (4.39) se tiene que:

$$n_f = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}}$$

$$n_f = \frac{1}{\frac{3,935}{19,42} + \frac{3,935}{51}}$$

$$\boxed{n_f = 3,57}$$

4.3.4 DISEÑO DE LOS BRAZOS DEL SISTEMA DE LEVANTAMIENTO (ESLABONES)

El sistema de levantamiento de carga está constituido por 4 brazos. Como se muestra en la figura 4.78 existen dos brazos superiores y dos inferiores, los brazos superiores constituyen el eslabón 4 y los brazos inferiores constituyen el eslabón 2 es decir el eslabón motriz.

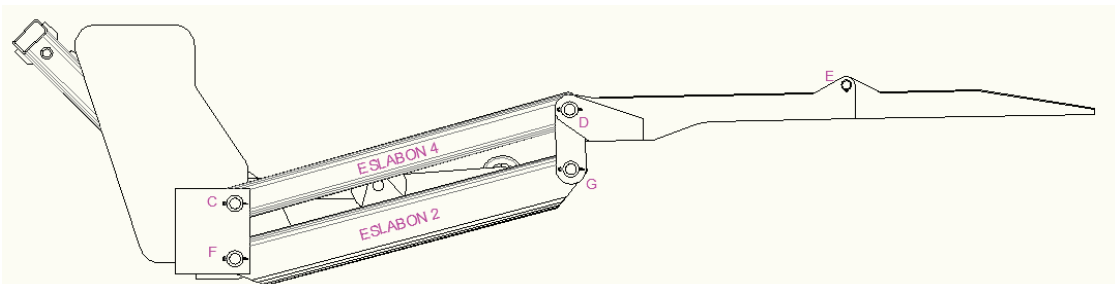


Figura 4.78. Brazos sistema de levantamiento.

El eslabón 2 es motriz debido a que en este es donde se conecta el cilindro hidráulico, en la figura 4.79 se puede apreciar todos los componentes que intervienen en el sistema de levantamiento excluyendo la estructura y componentes secundarios.

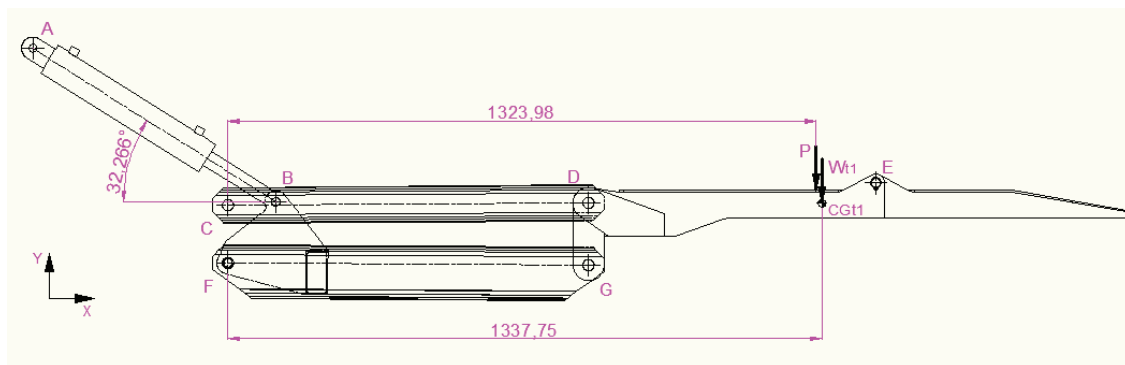


Figura 4.79. Sistema de levantamiento, elementos principales.

Como se muestra en la figura 4.79 para que exista la movilidad adecuada en el sistema, los puntos de pivote A, C y F son fijos es decir que pertenecen al bastidor mientras tanto los puntos de pivote B, D, G y E son móviles los cuales permiten el adecuado funcionamiento de la plataforma. El cilindro hidráulico se conecta con los

eslabones a través de una placa pivotante y de un tubo, esta configuración permite que la fuerza proporcionada por el cilindro se distribuya hacia los dos eslabones inferiores proporcionalmente.

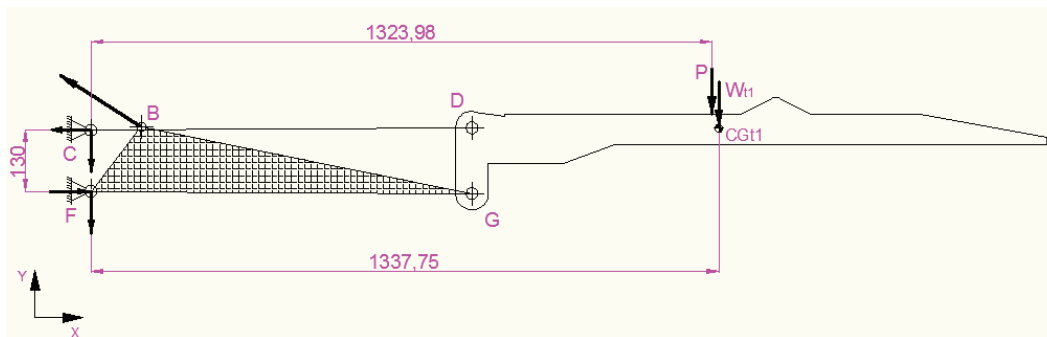


Figura 4.80. DCL del sistema de levantamiento.

En la figura 4.80 se muestra el diagrama de cuerpo libre del sistema de levantamiento. Este sistema conforma una armadura con apoyos fijos en los puntos de pivote C y F y con las fuerzas externas P , W_{t1} , y la fuerza proporcionada por el cilindro hidráulico que llevara la dirección AB descrita en la figura 4.79.

Para la resolución de este sistema hiperestático ya que el cuadrante C, F, D, G forma una armadura se hace necesario conocer las cargas internas presentes en los nodos simples D y G.

Por lo tanto analizando la plataforma apoyada en los puntos D y G se obtiene las reacciones mostradas en la figura 4.69 del punto 4.3.3 ya que es el mismo sistema por lo tanto se tiene las reacciones internas mostradas en la figura 4.81.

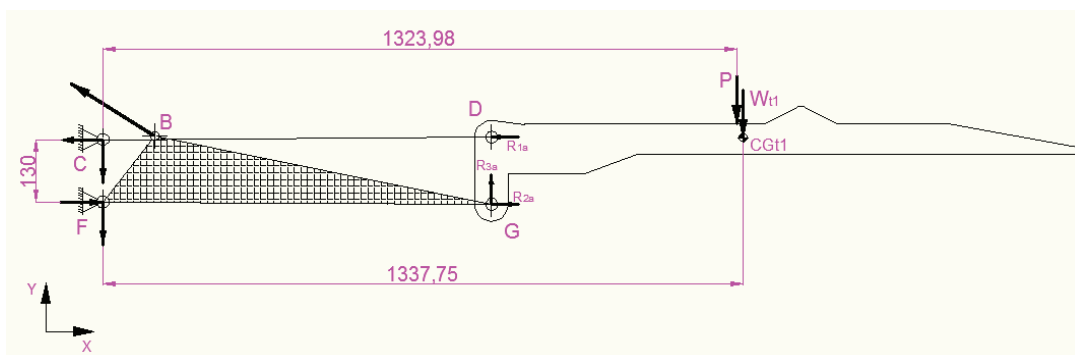


Figura 4.81. DCL del sistema de levantamiento (reacciones internas).

De modo que:

$$R_{1a} = R_{2a} = 2325,5 \text{ kgf}$$

$$R_{3a} = 633,12 \text{ kgf}$$

El nodo D no presenta una reacción en la dirección Y debido a que este nodo es conducido por lo tanto se toma como un apoyo tipo rodillo. Realizando un análisis de fuerzas en el nodo D mostrado en la figura 4.82 se tiene que:

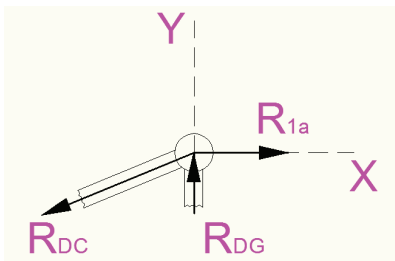


Figura 4.82. DCL nodo D del sistema de levantamiento.

Por lo tanto para el diagrama de cuerpo libre de la figura 4.82 se tiene que:

$$\sum F_x = 0$$

$$R_{1a} - R_{DCX} = 0$$

$$R_{DCX} = R_{1a} = 2325,5 \text{ kgf}$$

Las reacciones producidas en el nodo C mostradas en la figura 4.83 son:

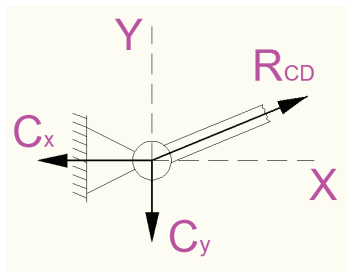


Figura 4.83. DCL nodo C del sistema de levantamiento.

Para el diagrama de cuerpo libre de la figura 4.83 se tiene:

$$\sum F_x = 0$$

$$R_{CDX} - C_x = 0$$

$$C_x = R_{CDX} = R_{DCX} = 2325,5 \text{ kgf}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{CDy} - C_y = 0$$

$$C_y = R_{CDy} = R_{DCX} \tan \theta_4$$

Se conoce que:

$$\theta_1 = 90^{\circ 43}$$

$$r_1 = 130 \text{ mm}^{43}$$

$$r_2 = 812 \text{ mm}^{43}$$

$$r_3 = 140 \text{ mm}^{43}$$

$$r_4 = 812 \text{ mm}^{43}$$

$$\theta_3 = 90^{\circ}$$

Por lo tanto considerando que las dimensiones de los eslabones 2 y 4 son iguales y que las posiciones de los eslabones 1 y 3 son paralelas, la única solución que satisface estas condiciones es que entre los eslabones se forma un trapecio como se muestra en la figura 4.84.

⁴³ Punto 4.2; Tabla 4.1 Configuración de Eslabones y Altura Máxima.

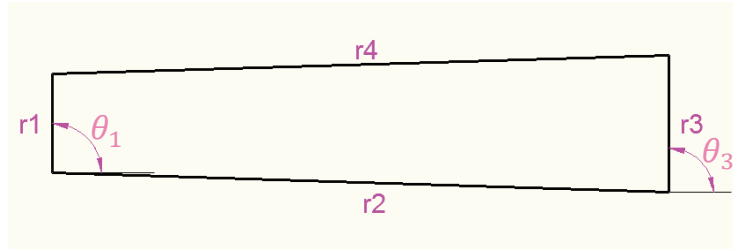


Figura 4.84. Configuración de eslabones para $\theta_3 = 90^\circ$

La posición del eslabón 4 será por lo tanto:

$$\text{sen } \theta_4 = \frac{(r_3 - r_1)/2}{r_4}$$

$$\theta_4 = \text{arcsen} \frac{(140 - 130)/2}{812}$$

$$\theta_4 = 0,3528^\circ$$

Por lo tanto se tiene que:

$$C_y = R_{CDy} = R_{DCX} \text{tg } \theta_4$$

$$C_y = 2325,5 \text{ tg } 0,3528$$

$$C_y = 14,32 \text{ kgf}$$

Este análisis rompe la condición hiperestática de la estructura debido a que ya se conoce las reacciones en el punto C, por lo tanto para el diagrama de cuerpo libre de la figura 4.80 realizando el equilibrio del sistema para encontrar el resto de las reacciones tenemos:

$$\sum M_F = 0$$

$$1323,98P + 1337,75W_{t1} - 130 C_x - 137,4092 B_x - 107,7902 B_y = 0$$

Donde:

P : Carga nominal aplicada en la plataforma.

W_{t1} : Peso componentes de la plataforma general aplicada en CG_{t1} , determinado en punto 4.3.3.

Por lo tanto de acuerdo a la inclinación del cilindro hidráulico en este punto mostrado en la figura 4.79 se tiene que:

$$1323,98P + 1337,75W_{t1} - 130 C_x - 137,4092 B_x - 107,7902 B_y = 0$$

$$1323,98P + 1337,75W_{t1} - 130 C_x - 137,4092 B_x - 107,7902 B_x \operatorname{tg} 32,266 = 0$$

$$137,4092 B_x + 107,7902 B_x \operatorname{tg} 32,266 = 1323,98P + 1337,75W_{t1} - 130 C_x$$

$$205,46B_x = 1323,98(500) + 1337,75(133,12) - 130 (2325,5)$$

$$B_x = 2617,33 \text{ kgf}$$

$$B_y = B_x \operatorname{tg} 32,266$$

$$B_y = 2617,33 \operatorname{tg} 32,266 = 1652,43 \text{ kgf}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$B_y - F_y - C_y - P - W_{t1} = 0$$

$$F_y = B_y - C_y - P - W_{t1}$$

$$F_y = 1652,43 - 14,32 - 500 - 133,12$$

$$F_y = 1005 \text{ kgf}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$F_x - C_x - B_x = 0$$

$$F_x = C_x + B_x$$

$$F_x = 2325,5 + 2617,33$$

$$F_x = 4942,83 \text{ kgf}$$

Este análisis se lleva a cabo bajo las condiciones mostradas en la figura 4.80 es decir con la plataforma ubicada cuando el eslabón 3 se encuentra a $\theta_3 = 90^\circ$. Pero esta posición no necesariamente será la posición crítica. Por lo tanto se analiza dos casos adicionales, los cuales son:

La posición para el segundo caso, es el punto máximo que puede alcanzar la plataforma es decir cuando $\theta_2 = 50,89^\circ$ ⁴⁴. La posición angular del eslabón 3 en esta posición del eslabón motriz es de $\theta_3 = 94,88^\circ$ ⁴⁴.

La posición para el tercer caso, es el punto mínimo que puede alcanzar la plataforma es decir cuando $\theta_2 = -50,89^\circ$ ⁴⁴. La posición angular del eslabón 3 en esta posición del eslabón motriz es de $\theta_3 = 85,29^\circ$ ⁴⁴.

Los dos casos restantes se analizan de igual manera que para el caso ya analizado y se presentan los resultados mostrados en la tabla 4.7.

Tabla 4.7. Reacciones sistema de levantamiento para cada caso de análisis.

	CASO I	CASO II	CASO III
θ_3	90	94,88	85,29
θ_4	0,3528	51,97	-49,84
θ_2	-0,3528	50,89	-50,89
Cx (kgf)	2325,50	2043,25	2176,60
Cy (kgf)	14,32	2612,41	-2579,31
Bx (kgf)	2617,33	2695,80	2671,54
By (kgf)	1652,43	2109,42	2083,04
Fx (kgf)	4942,83	4739,04	4848,14
Fy (kgf)	1005,00	-1136,11	4029,24

Cada tipo de eslabón (eslabón 4 y 2) no reaccionan de la misma manera cuando se aplica la carga en la plataforma, por lo tanto se analiza independientemente cada eslabón.

⁴⁴ Punto 4.2; Tabla 4.1 Configuración de Eslabones y Altura Máxima.

4.3.4.1 DISEÑO DE BRAZOS SUPERIORES (ESLABÓN 4)

Como se puede observar en la figura 4.80 este miembro estructural pivota en los puntos C y D, por lo tanto este miembro solo estará cargado de manera axial. En el análisis de cuerpo libre de la figura 4.83 se puede observar las reacciones que involucran al nodo C, por lo tanto se tiene que:

$$\sum F_x = 0$$

$$R_{CDX} - C_x = 0$$

$$R_{CDX} = R_{CD} \cos \theta_4 = C_x$$

$$R_{CD} = \frac{C_x}{\cos \theta_4} = \frac{2325,5}{\cos 0,3528}$$

$$R_{CD} = 2325,54 \text{ kgf}$$

Como esta reacción R_{CD} sale del nodo C entonces se tiene que este elemento se encuentra sometido a tensión. Para los dos casos restantes se procede de manera similar y se obtiene los siguientes resultados mostrados en la tabla 4.8.

Tabla 4.8. Reacciones sobre el brazo superior para cada caso de análisis.

	CASO I	CASO II	CASO III
θ_3	90	94,88	85,29
θ_4	0,3528	51,97	-49,84
θ_2	-0,3528	50,89	-50,89
C_x (kgf)	2325,50	2043,25	2176,60
C_y (kgf)	14,32	2612,41	-2579,31
R_{CD} (kgf)	2325,54	3316,56	3374,97
	Tensión	Tensión	Tensión

De acuerdo a los resultados obtenidos en la tabla 4.8 se puede observar que la mayor fuerza se presenta en el caso III, por lo tanto este es el caso crítico.

Como ya se consideró en el punto 4.2.3 de este capítulo, el perfil seleccionado para este eslabón es un perfil UPN80 cuyas propiedades de sección mostradas en el anexo K son:

$$I_x = 106 \text{ cm}^4$$

$$S = 11 \text{ cm}^2$$

Debido a que esta fuerza R_{CD} esta soportada por dos perfiles entonces el esfuerzo axial será de:

$$\sigma_x = \frac{R_{CD}}{2A}$$

Debido a que existe una perforación en el perfil en el punto de pivote $d = 25,4 \text{ mm}$, el esfuerzo normal sería:

$$\sigma_x = \frac{R_{h1}}{2(S - dt)}$$

$$\sigma_x = \frac{3374,97 \text{ kgf}}{2(11 - (2,54)(0,6))\text{cm}^2}$$

$$\sigma_x = 178,08 \text{ kgf/cm}^2$$

El material del perfil es el acero ASTM A36 ($S_y = 2530 \text{ kgf/cm}^2$) por lo que el factor de seguridad es:

$$n = \frac{S_y}{\sigma_x}$$

$$n = \frac{2530 \text{ kgf/cm}^2}{178,08 \text{ kgf/cm}^2}$$

$$\boxed{n = 14,21}$$

4.3.4.2 DISEÑO DE BRAZOS INFERIORES (ESLABÓN 2)

Este eslabón es el elemento motriz del sistema de levantamiento. El cilindro hidráulico es el elemento que proporciona la fuerza necesaria que hace posible que la plataforma ascienda o descienda según corresponda.

En la figura 4.85 se muestra la configuración que posee el eslabón 2 conjuntamente con la ubicación del cilindro hidráulico. Como se puede observar en la figura 4.81 el cilindro hidráulico se conecta con los eslabones a través de una placa pivotante y de un tubo, esta configuración permite que la fuerza proporcionada por el cilindro se distribuya hacia los dos eslabones.

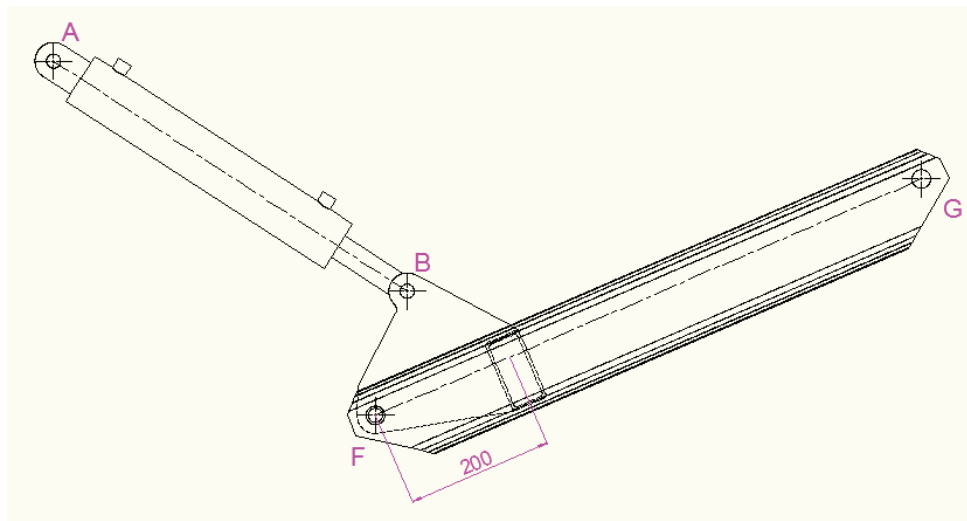


Figura 4.85. Configuración del brazo inferior (eslabón 2).

Debido a que la conexión entre el tubo y el brazo se da a una distancia de 200 mm a partir del nodo F medida en la dirección de la línea de acción FG se debe de trasladar la fuerza que ejerce el cilindro B hacia este punto, como se muestra en la figura 4.86.

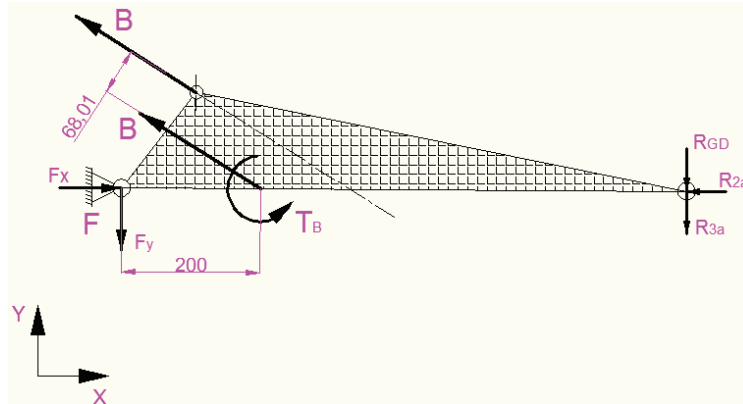


Figura 4.86. DCL del brazo inferior (eslabón 2).

Por lo tanto del producto del traslado de la fuerza B se tiene el par T_B más la fuerza B en el punto de aplicación deseado y de acuerdo con los resultados de la tabla 4.7 para el caso I, se tiene que:

$$T_B = (68,01)B$$

$$T_B = (68,01) \sqrt{B_x^2 + B_y^2}$$

$$T_B = (68,01) \sqrt{2617,33^2 + 1652,43^2} = 210512 \text{ kgf mm}$$

$$T_B = 210512 \text{ kgf mm}$$

De acuerdo al diagrama de cuerpo libre de la figura 4.82 se tiene que:

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{DCy} - R_{DG} = 0$$

$$R_{DG} = R_{DCy} = R_{DC} \text{sen } \theta_4$$

$$R_{DG} = 2325,54 \text{ sen } 0,3528 = 14,32 \text{ kgf}$$

Considerando la línea de acción FG de la figura 4.85 como el eje x_1 de un nuevo sistema de coordenadas mostrado en la figura 4.87 se tiene las nuevas componentes producidas al rotar los ejes al nuevo sistema de coordenadas X_1Y_1 .

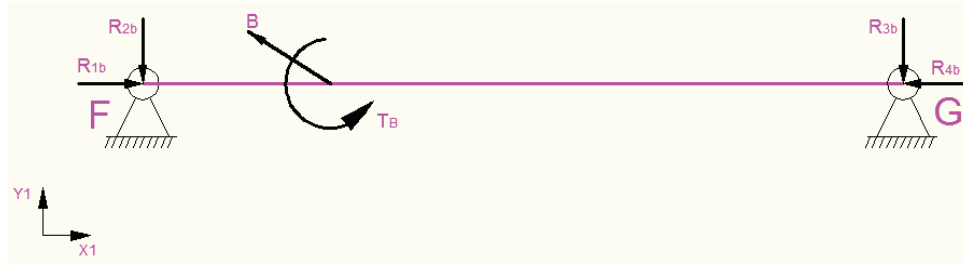


Figura 4.87. DCL del brazo inferior (eslabón 2).

Por lo tanto se tiene que:

$$R_{1b} = F_x \cos \theta_2 + F_y \text{sen } \theta_2$$

$$R_{1b} = 4942,83 \cos 0,3528 + 1005 \text{sen } 0,3528$$

$$R_{1b} = 4948,92 \text{ kgf}$$

$$R_{2b} = -F_x \text{sen } \theta_2 + F_y \cos \theta_2$$

$$R_{2b} = -4942,83 \text{sen } 0,3528 + 1005 \cos 0,3528$$

$$R_{2b} = 974,55 \text{ kgf}$$

$$B_{x1} = B_x \cos \theta_2 + B_y \text{sen } \theta_2$$

$$B_{x1} = 2617,33 \cos 0,3528 + 1652,43 \text{sen } 0,3528$$

$$B_{x1} = 2627,46 \text{ kgf}$$

$$B_{y1} = -B_x \text{sen } \theta_2 + B_y \cos \theta_2$$

$$B_{y1} = -2617,33 \text{sen } 0,3528 + 1652,43 \cos 0,3528$$

$$B_{y1} = 1636,28 \text{ kgf}$$

$$R_{4b} = R_{2a} \cos \theta_2 - (R_{3a} + R_{DG}) \text{sen } \theta_2$$

$$R_{4b} = 2325,5 \cos 0,3528 - (633,12 + 14,32) \text{sen } 0,3528$$

$$R_{4b} = 2321,47 \text{ kgf}$$

$$R_{3b} = R_{2a} \operatorname{sen} \theta_2 + (R_{3a} + R_{DG}) \operatorname{cos} \theta_2$$

$$R_{3b} = 2325,5 \operatorname{sen} 0,3528 + (633,12 + 14,32) \operatorname{cos} 0,3528$$

$$R_{3b} = 661,75 \text{ kgf}$$

Para los dos casos restantes se procede de manera similar que para el caso I. Los resultados de las fuerzas para el nuevo sistema de coordenadas X_1Y_1 se muestran en la tabla 4.9.

Tabla 4.9. Reacciones sobre el brazo inferior para cada caso de análisis.

	CASO I	CASO II	CASO III
θ_3	90	94,88	85,29
θ_4	0,3528	51,97	-49,84
θ_2	-0,3528	50,89	-50,89
TB (kgf mm)	210512	-309427,90	526301,95
R1b (kgf)	4948,92	3870,99	6184,69
	compresión	compresión	compresión
R2b (kgf)	974,55	2960,52	-1220,16
Bx1 (kgf)	2627,46	63,76	3301,55
By1 (kgf)	1636,28	3422,41	-758,94
R4b (kgf)	2321,47	3807,23	2883,15
	compresión	compresión	compresión
R3b (kgf)	661,75	461,89	461,22

4.3.4.2.1 DISEÑO DE BRAZOS INFERIORES POR COMPRESIÓN

Como se muestra en la figura 4.87 el perfil se encuentra en un estado de compresión en ambos extremos. Se distinguen dos tramos de compresión, el primer tramo de compresión va desde el nodo F hasta el punto de aplicación de la fuerza B y el segundo tramo de compresión va desde el punto de aplicación de la fuerza B hasta el nodo G. Por lo tanto se analiza los dos tramos de compresión de la siguiente manera.

El perfil seleccionado es el perfil UPN120 cuyas propiedades físicas mostradas en el anexo K, son:

$$I_x = 364 \text{ cm}^4$$

$$S = 17 \text{ cm}^2$$

La carga crítica se determina mediante:

$$P_{cr} = \frac{C\pi^2 EI}{l^2} \quad \text{Ec. (4.56)}^{45}$$

Donde:

P_{cr} : Carga crítica.

C : Condición de extremos.

E : Módulo de elasticidad.

I : Momento de inercia.

l : Longitud del elemento.

La línea de acción de esta fuerza que se ejerce sobre el perfil (segmento F-G de la figura 4.85), no se encuentra en el centroide del perfil, esto se debe a que, de acuerdo con los parámetros analizados en el punto 4.2.3 debe de existir una distancia de 40 mm máxima desde la línea de acción del eslabón 2 y 4 hasta el patín superior e inferior respectivamente para que los perfiles no colisionaran y que el mecanismo alcance la altura deseada.

Por lo tanto la inercia será de:

$$\bar{I} = I - Ad^2 \quad \text{Ec. (4.57)}$$

Donde:

\bar{I} : Momento de inercia centroidal $\bar{I} = I_x$.

⁴⁵ Budynas, R., y Nisbett, J. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. México: McGraw Hill. Tabla 174.

I : Momento de inercia.

A : Área.

d : Distancia del eje de referencia.

El momento de inercia centroidal estaría definido como $\bar{I} = I_x$ y la distancia del eje de referencia sería $d = 60 - 40 = 20 \text{ mm}$.

$$\bar{I} = I - Ad^2$$

$$I = I_x + Ad^2$$

$$I = 364 \text{ cm}^4 + 17 \text{ cm}^2 (2 \text{ cm})^2$$

$$I = 432 \text{ cm}^4$$

El módulo de elasticidad para el acero ASTM A36 es de:

$$E = 200 \text{ GPa}$$

$$E = 200 \text{ GPa} \times \frac{10^9 \text{ Pa}}{1 \text{ GPa}} \times \frac{1,03323 \text{ kgf/cm}^2}{101325 \text{ Pa}}$$

$$E = 2,04 \times 10^6 \text{ kgf/cm}^2$$

Como se puede observar en la figura 4.85 la carga R_{1b} es la carga de compresión que gobierna el primer tramo y la carga R_{4b} es la carga que gobierna el segundo tramo, por lo tanto se tiene que:

Para el primer tramo de compresión la carga crítica, considerando que el valor de $C = 1$ (condición de columna, ambos extremos articulados) y que la longitud del elemento está dada en la figura 4.85 $L_1 = 200 \text{ mm}$, será de:

$$P_{cr1} = \frac{C\pi^2 EI}{l_1^2}$$

$$P_{cr1} = \frac{\pi^2(2,04 \times 10^6 \text{ kgf/cm}^2)(432 \text{ cm}^4)}{(20 \text{ cm})^2}$$

$$P_{cr1} = 2,17 \times 10^7 \text{ kgf}$$

Debido a que la carga de compresión R_{1b} para cualquier caso de análisis mostrado en la tabla 4.9 aplicada en este elemento cumple con la condición $P < P_{cr}$, esto conlleva a que este tramo de compresión no se pandeara bajo la carga aplicada.

Para el segundo tramo de compresión la carga crítica, considerando que el valor de $C = 1$ (condición de columna, ambos extremos articulados) y que la longitud del elemento será de $L_2 = r_2 - 200 \text{ mm}$, será de:

$$P_{cr2} = \frac{C\pi^2 EI}{l_2^2}$$

$$P_{cr2} = \frac{\pi^2(2,04 \times 10^6 \text{ kgf/cm}^2)(432 \text{ cm}^4)}{(81,2 - 20 \text{ cm})^2}$$

$$P_{cr2} = 2,32 \times 10^6 \text{ kgf}$$

Debido a que la carga de compresión R_{4b} para cualquier caso de análisis mostrado en la tabla 4.9 aplicada en este elemento cumple con la condición $P < P_{cr}$, esto conlleva a que este tramo de compresión no se pandeara bajo la carga aplicada.

4.3.4.2.2 DISEÑO DE BRAZOS INFERIORES POR FLEXIÓN

El diagrama de cuerpo libre de la figura 4.87 nos muestra la ubicación de las cargas las cuales someten al elemento a flexión. Realizando un análisis genérico de cortantes y de momentos para el elemento se tiene que:

Para el tramo I:

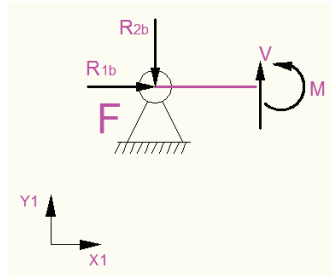


Figura 4.88. DCL del tramo I para el brazo inferior (eslabón 2).

$$\sum Fy = 0$$

$$V - R_{2b} = 0$$

$$V = R_{2b} \text{ kgf}$$

$$\sum Mc = 0$$

$$M + R_{2b}(x) = 0$$

$$M = -R_{2b}(x) \text{ kgf mm}$$

Para el tramo II:

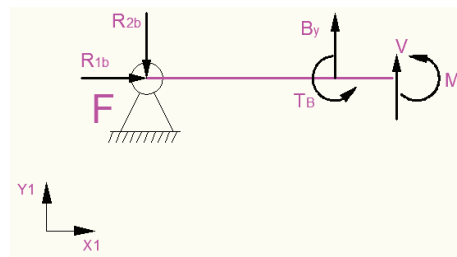


Figura 4.89. DCL del tramo II para el brazo inferior (eslabón 2).

$$\sum Fy = 0$$

$$V - R_{2b} + B_{y1} = 0$$

$$V = R_{2b} - B_{y1} \text{ kgf}$$

$$\sum Mc = 0$$

$$M + R_{2b}(x) + T_B - B_{y1}(x - 200) = 0$$

$$M = -R_{2b}(x) - T_B + B_{y1}(x - 200) \text{ kgf mm}$$

Los diagramas de fuerza cortante y momento flexionante para cada caso de análisis considerando los dos tramos analizados se tiene que;

Para caso I se tiene:

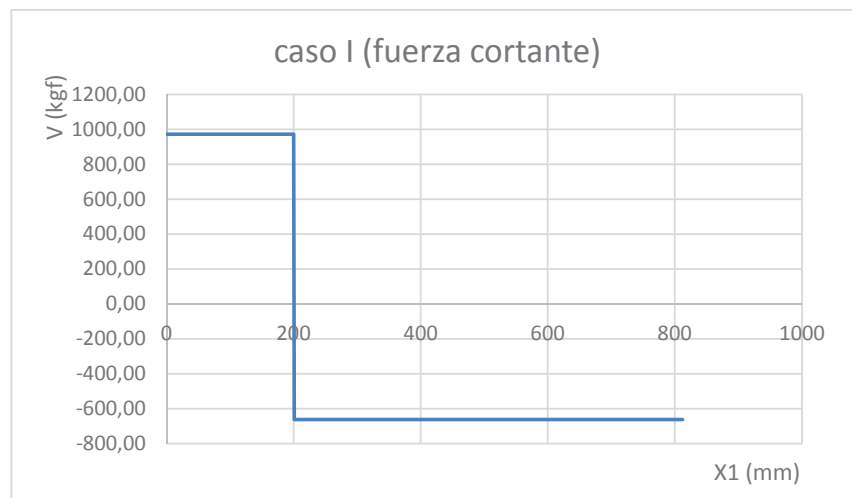


Figura 4.90. Diagrama de fuerza cortante caso I para el brazo inferior.

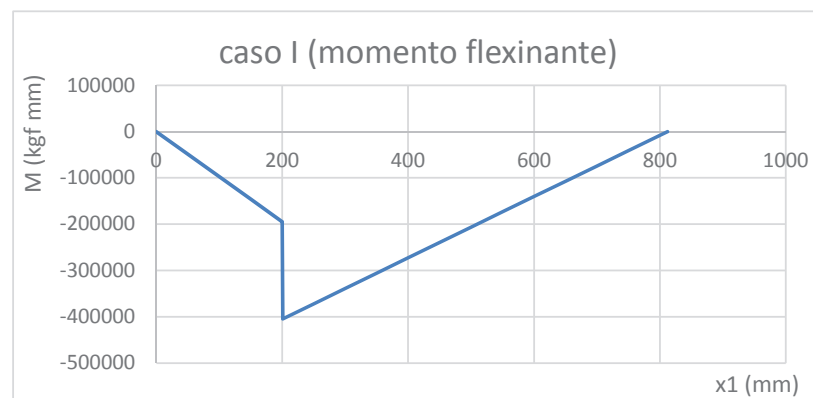


Figura 4.91. Diagrama de momento flexionante caso I para el brazo inferior.

Para caso II se tiene:

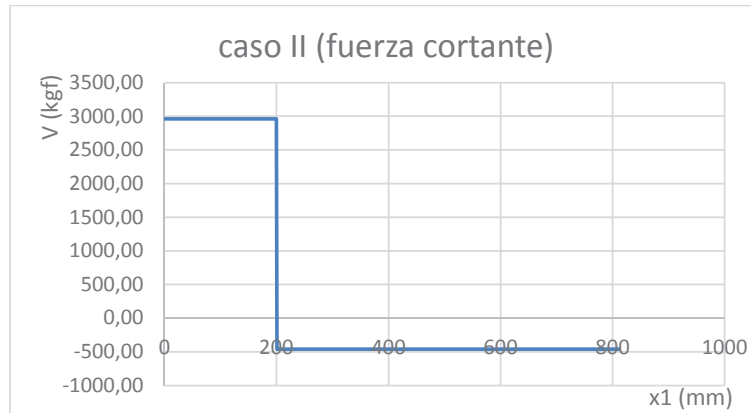


Figura 4.92. Diagrama de fuerza cortante caso II para el brazo inferior.

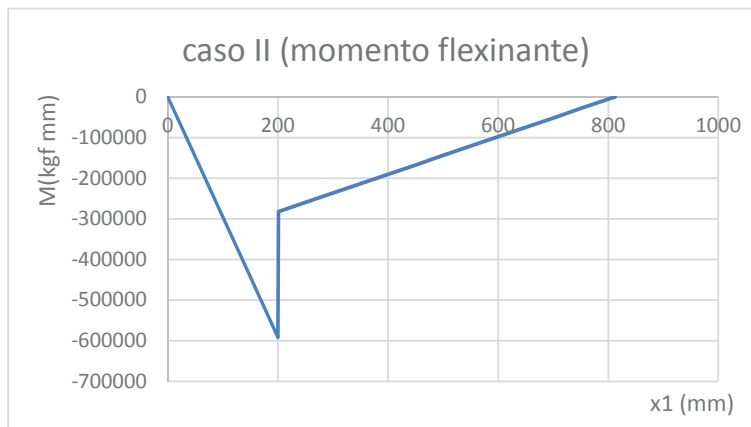


Figura 4.93. Diagrama de momento flexionante caso II para el brazo inferior.

Para caso III se tiene:

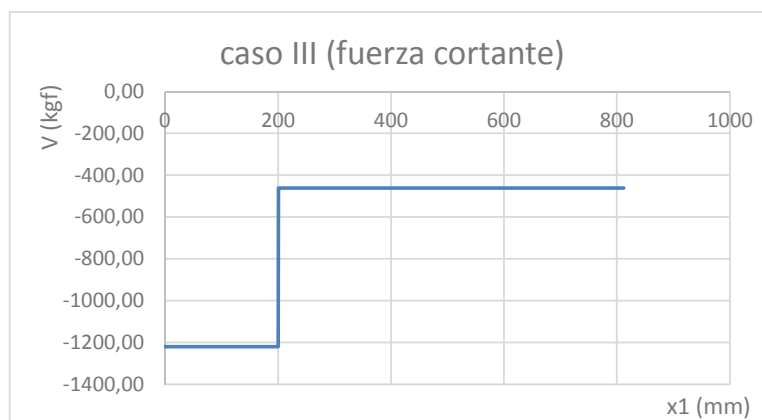


Figura 4.94. Diagrama de fuerza cortante caso III para el brazo inferior.

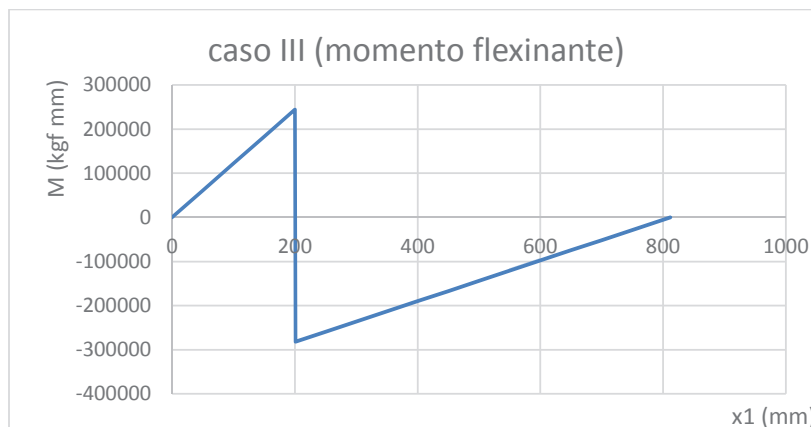


Figura 4.95. Diagrama de momento flexionante caso III para el brazo inferior.

Según los datos proporcionados por los diagramas de fuerza cortante y momento flexionante se tiene los valores máximos y mínimos para cada caso de análisis representados en la tabla 4.10.

Tabla 4.10. Fuerzas cortantes y momentos flexionantes máximos y mínimos del brazo inferior para cada caso de análisis.

	CASO I	CASO II	CASO III
V max (kgf)	973,30	2960,52	0
V min (kgf)	-661,78	-461,89	-1220,16
M max (kgf mm)	0	0	244032,72
M min (kgf mm)	-405010,66	-592104,70	-282269,23

De acuerdo con los resultados mostrados en la tabla 4.10 los mayores esfuerzos se presentaran en el segundo caso en la distancia $x = 200 \text{ mm}$. Por lo tanto se analiza bajo estos resultados de la siguiente manera.

En la figura 4.96 se muestra la viga UPN120 con las medidas obtenidas en el anexo K mostrada con esquinas cuadradas por motivo de simplificación de cálculo, en la cual se aprecia los puntos de análisis a y b. En el punto de análisis a se tendrá solo la acción de la flexión mientras que en el punto de análisis b se tendrá la acción de la flexión conjuntamente con el cortante. Se analizara los dos casos con el fin de conocer en qué punto se tendrá el mayor momento resultante.

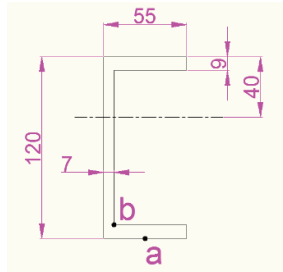


Figura 4.96. Viga UPN120 (brazo inferior).

Para el punto de análisis a y de acuerdo con la ecuación Ec. (4.27) se obtiene el esfuerzo flexionante máximo, de modo que:

$$\sigma_{xa} = \frac{Mc}{I}$$

Debido a que los brazos inferiores están conformados por dos vigas UPN120 y que el esfuerzo máximo se encontraría en la parte inferior de la viga se tiene que $c = 80 \text{ mm}$ se tiene:

$$\sigma_{xa} = \frac{59210,47 \text{ kgfcm} (8 \text{ cm})}{2(432 \text{ cm}^4)}$$

$$\sigma_{xa} = 548,245 \text{ kgf/cm}^2$$

El esfuerzo de Von Mises para este caso será igual al esfuerzo flexionante máximo ya determinado por lo tanto se tiene que:

$$\sigma'_a = \sigma_{xa}$$

$$\sigma'_a = 548,245 \text{ kgf/cm}^2$$

Para el punto de análisis b se analiza tanto la flexión como el cortante para este punto, de modo que utilizando la Ec. (4.27) se tiene que:

$$\sigma_{xb} = \frac{Mc_b}{I}$$

De acuerdo a la figura 4.96 se tiene que $c_b = 80 - 9 = 71 \text{ mm}$ y considerando que son dos vigas las que conforman los brazos inferiores, se tiene:

$$\sigma_{xb} = \frac{59210,47 \text{ kgfcm} (7,1 \text{ cm})}{2(432 \text{ cm}^4)}$$

$$\sigma_{xb} = 486,57 \text{ kgf/cm}^2$$

El esfuerzo cortante en el punto b se determina mediante:

$$\tau = \frac{VQ}{Ib} \quad \text{Ec. (4.58)}^{46}$$

Donde:

τ : Esfuerzo cortante.

V : Fuerza cortante.

Q : Momento estático.

I : Momento de inercia.

b : Ancho de la sección cuando $y = y_1$.

El momento estático se determina mediante:

$$Q = \bar{y}' A' \quad \text{Ec. (4.59)}^{46}$$

Donde:

\bar{y}' : Distancia desde el eje neutro hasta el centroide del área A' .

A' : Área aislada de la sección de viga.

Por lo tanto para el punto b considerando que son dos vigas las que conforman los brazos inferiores, se tiene que:

⁴⁶ Budynas, R., y Nisbett, J. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. México: McGraw Hill. Pag 91.

$$Q = \bar{y}'A'$$

$$Q = (80 - 4,5)(55)(9) \text{ mm}^3 = 37372,5 \text{ mm}^3$$

$$\tau_{xy} = \frac{VQ}{2Ib}$$

$$\tau_{xy} = \frac{(2960,52 \text{ kgf})(37,3725 \text{ cm}^3)}{2(432 \text{ cm}^4)(0,7 \text{ cm})}$$

$$\tau_{xy} = 182,94 \text{ kgf/cm}^2$$

El esfuerzo de Von Mises para este caso será igual a:

$$\sigma'_b = \sqrt{\sigma_{xb}^2 + 3\tau_{xy}^2}$$

$$\sigma'_b = \sqrt{486,57^2 + 3(182,94^2)}$$

$$\sigma'_b = 580,65 \text{ kgf/cm}^2$$

Debido a que se obtiene que el esfuerzo de Von Mises para el caso b es mayor que para el caso a, se toma la sección b como crítica por lo tanto se determina el factor de seguridad para este caso:

$$\sigma'_b > \sigma'_a$$

$$580,65 \text{ kgf/cm}^2 > 548,245 \text{ kgf/cm}^2$$

El material del perfil es el acero ASTM A36 ($S_y = 2530 \text{ kgf/cm}^2$) por lo que el factor de seguridad es:

$$n = \frac{S_y}{\sigma'_b}$$

$$n = \frac{2530 \text{ kgf/cm}^2}{580,65 \text{ kgf/cm}^2}$$

$$\boxed{n = 4,36}$$

4.3.5 DISEÑO DEL EJE PIVOTE DEL BRAZO SUPERIOR

Este eje se encuentra ubicado en la posición descrita en el punto de pivote C mostrado en la figura 4.79. La función de este eje es de servir como punto de pivote al eslabón 4 con respecto al bastidor, por tal razón este punto de pivote es fijo.

Las reacciones provocadas en este eje serán las provocadas por el eslabón 4, por lo tanto este eje se analizará para el caso III en el análisis del eslabón 4 debido a que para este caso las reacciones son máximas. La configuración para este eje será la mostrada en la figura 4.97.

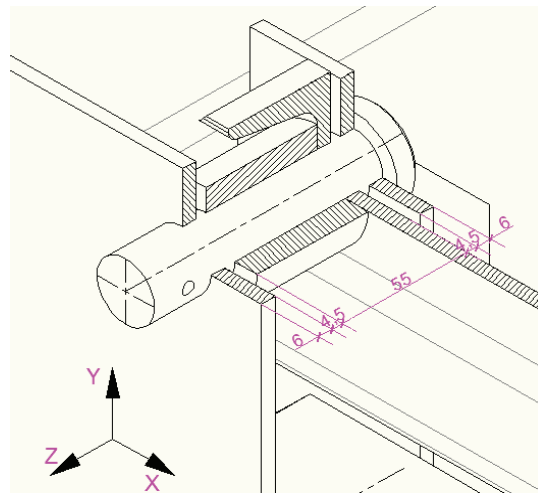


Figura 4.97. Configuración eje pivote del brazo superior.

Por facilidad de cálculo el plano de trabajo para el análisis de este eje es considerando que el eje Y se encuentra en la misma línea de acción de la fuerza R_{CD} y el eje X se considera perpendicular al plano XY de la figura 4.97, por lo tanto este análisis se llevará a cabo para el nuevo sistema de coordenadas X_2Y_2 . El diagrama de cuerpo libre para el eje será el mostrado en la figura 4.98.

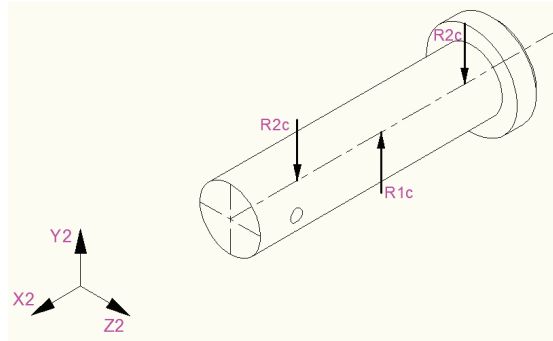


Figura 4.98. DCL del eje pivote del brazo superior.

Como se puede observar en la figura 4.83 y en la figura 4.98. Existe una correspondencia directa entre las reacciones R_{CD} y la reacción R_{1c} por lo tanto considerando que son dos ejes los que actúan en este punto se tiene que:

$$R_{1c} = \frac{R_{CD}}{2} = \frac{3374,97 \text{ kgf}}{2}$$

$$R_{1c} = 1687,49 \text{ kgf}$$

Por lo tanto las reacciones R_{2c} serán:

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{1c} - 2R_{2c} = 0$$

$$R_{2c} = \frac{R_{1c}}{2} = \frac{1687,49 \text{ kgf}}{2}$$

$$R_{2c} = 843,74 \text{ kgf}$$

4.3.5.1 DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLEXIONANTE

Como se muestra en la figura 4.99 las reacciones son reemplazadas por cargas distribuidas con el fin de que los resultados sean más aproximados que considerando una carga puntual.

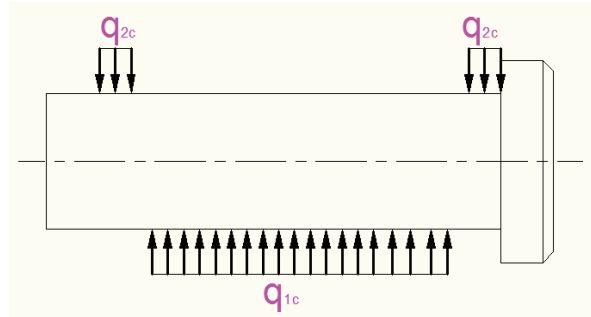


Figura 4.99. DCL del eje pivote del brazo superior (cargas).

Por lo tanto el valor de las cargas será de:

$$R_{1c} = q_{1c}x$$

$$q_{1c} = \frac{R_{1c}}{x}$$

$$q_{1c} = \frac{1687,49 \text{ kgf}}{(55 \text{ mm})} = 30,68 \text{ kgf/mm}$$

$$R_{2c} = q_{2c}x$$

$$q_{2c} = \frac{R_{2c}}{x} = \frac{843,74 \text{ kgf}}{6 \text{ mm}}$$

$$q_{2c} = 140,62 \text{ kgf/mm}$$

La variación de la fuerza cortante $V(x)$ y del momento flexionante $M(x)$ para cada tramo del eje es realizado de manera similar al proceso de análisis mostrado en el punto 4.3.1.3. Los diagramas de fuerza cortante y momento flexionante del eje pivote del brazo superior se muestran en las figuras 4.100 y 4.101 respectivamente.

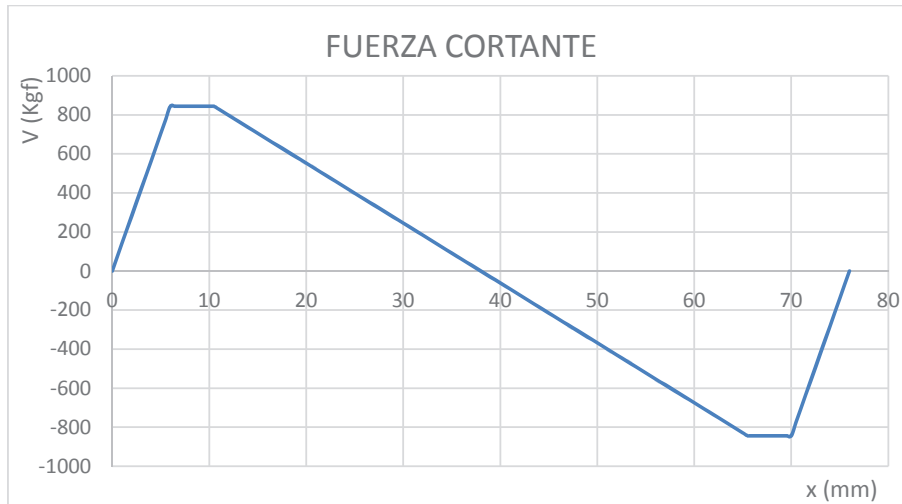


Figura 4.100. Diagrama fuerza cortante del eje pivote del brazo superior.

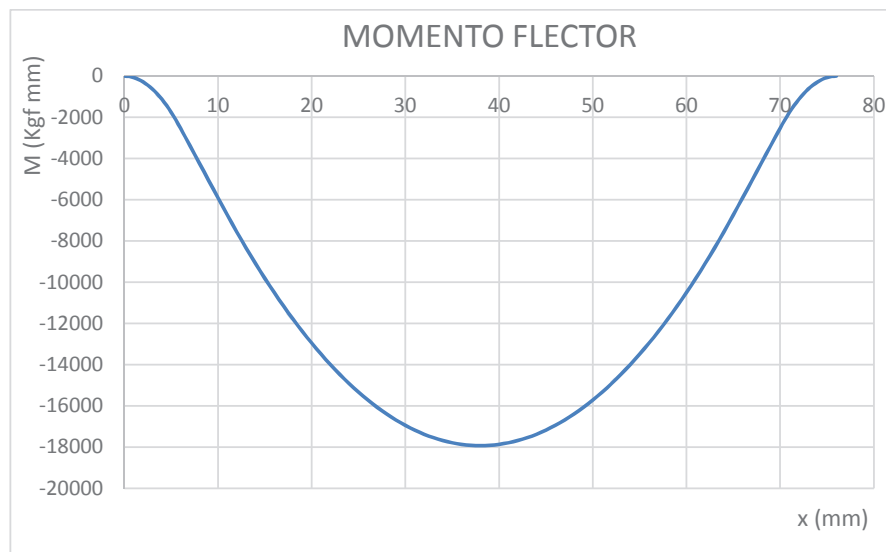


Figura 4.101. Diagrama momento flexionante del eje pivote del brazo superior.

Por lo tanto de acuerdo a los valores obtenidos la fuerza cortante máxima para el eje pivote del brazo superior es de $V = 843,74 \text{ kgf}$ y el momento flexionante máximo es de $M = -17929,55 \text{ kgf mm}$.

4.3.5.2 CÁLCULO DE ESFUERZOS

El momento máximo generado en el plano de trabajo seleccionado es el momento máximo que se genera en el eje por lo tanto de acuerdo a la ecuación 4.27 se tiene que:

$$\sigma_m = \frac{Mc}{I}$$

Para la sección circular considerando un diámetro del eje de $d = 25,4 \text{ mm}$ se tiene:

$$\sigma_m = \frac{32M}{\pi d^3}$$

$$\sigma_m = \frac{32(17929,55 \text{ kgf mm})}{\pi(25,4 \text{ mm})^3} = 11,14 \text{ kgf/mm}^2$$

4.3.5.3 CÁLCULO DE FACTOR DE SEGURIDAD ESTÁTICO

Utilizando la teoría de la energía de la distorsión. El esfuerzo de Von Mises para este caso será:

$$\sigma' = \sigma_m$$

$$\sigma' = 11,14 \text{ kgf/mm}^2$$

El material utilizado para estos ejes es el acero AISI 1018 el cual posee una resistencia a la fluencia de $S_y = 31 \text{ kgf/mm}^2$, mostrado en el anexo G. Por lo tanto el factor de seguridad estático será de:

$$n_s = \frac{S_y}{\sigma'}$$

$$n_s = \frac{31 \text{ kgf/mm}^2}{11,14 \text{ kgf/mm}^2}$$

$$\boxed{n_s = 2,78}$$

4.3.5.4 DISEÑO DINÁMICO DEL EJE PIVOTE DEL BRAZO SUPERIOR

Este eje no es rotativo sin embargo la carga aplicada a este será repetitiva, es por esto que se hace necesario un análisis dinámico.

La sección de análisis es la misma que en el caso anterior.

4.3.5.4.1 CÁLCULO DE ESFUERZOS FLUCTUANTES

Los esfuerzos aplicados varían entre $0 \leq \sigma \leq \sigma_m$. Siendo $\sigma_{min} = 0$ y $\sigma_{max} = \sigma_m$ en el instante en que se aplica la carga en la plataforma. De acuerdo a las ecuaciones Ec. (4.29) y Ec. (4.30), las componentes de amplitud y de esfuerzo medio respectivamente serán:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_a = \frac{(11,14 - 0) \text{ kgf/mm}^2}{2} = 5,57 \text{ kgf/mm}^2$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_m = \frac{(11,14 + 0) \text{ kgf/mm}^2}{2} = 5,57 \text{ kgf/mm}^2$$

4.3.5.4.2 CÁLCULO DE LA RESISTENCIA DEL MATERIAL

La resistencia a la tracción para el acero AISI 1018 mostrado en el anexo G es de:

$$S_{ut} = 51 \text{ kgf/mm}^2 = 72,387 \text{ kpsi}$$

Debido a que este eje posee las mismas características funcionales que el eje pivote de la plataforma general, mostrado en el punto 4.3.1.4.7.2, la resistencia del material será por lo tanto la misma resultante que en el caso ya analizado. Por lo tanto se tiene que:

$$S_e = 19,42 \text{ kgf/mm}^2$$

4.3.5.4.3 CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD DINÁMICO

Para el cálculo del factor de seguridad dinámico se usa el criterio de falla de Goodman modificado para una vida infinita, por lo tanto utilizando la Ec. (4.39) se tiene que:

$$n_f = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}}$$

$$n_f = \frac{1}{\frac{5,57}{19,42} + \frac{5,57}{51}}$$

$$n_f = 2,53$$

4.3.6 DISEÑO DEL EJE PIVOTE DEL BRAZO INFERIOR

Este eje se encuentra ubicado en la posición descrita en el punto de pivote F mostrado en la figura 4.79. La función de este eje es de servir como punto de pivote al eslabón 2 con respecto al bastidor, por tal razón este punto de pivote es fijo.

Las reacciones provocadas en este eje serán las provocadas por el eslabón 2 en el punto de pivote F. Debido a que para este punto se tiene dos componentes una en X y una en Y se analiza para el caso en que la resultante de las componentes es mayor. Como se muestra en la tabla 4.11, la resultante que posee la mayor magnitud ocurre en el caso III, por lo que el análisis se llevara a cabo bajo estas condiciones.

Tabla 4.11. Reacciones del eslabón 2 para cada caso de análisis en el punto de pivote F.

	CASO I	CASO II	CASO III
θ_3	90	94,88	85,29
θ_2	-0,35	50,89	-50,89
Fx (kgf)	4942,83	4739,04	4848,14
Fy (kgf)	1005	-1136,11	4029,24
RF (kgf)	5044,78	4873,32	6303,91

La configuración para este eje será similar a la mostrada en la figura 4.83 debido a que posee la misma geometría externa. El perfil usado en el eslabón 2 es una UPN120 y por lo tanto el espesor del alma es de $e = 7 \text{ mm}$ es decir un milímetro más que en la UPN80 que se utiliza para el eslabón 4, por lo tanto la dimensión del brazo cambiaría a 56 mm .

Por facilidad de cálculo, el plano de trabajo para el análisis de este eje se asume considerando que el eje Y se encuentra en la misma línea de acción de la dirección de la resultante de las fuerzas ejercidas en el punto de pivote F (fuerza R_F) y el eje X se considera perpendicular al plano XY de la figura 4.97, por lo tanto este análisis se llevara a cabo para el nuevo sistema de coordenadas X_3Y_3 . El diagrama de cuerpo libre para el eje, será el mostrado en la figura 4.102.

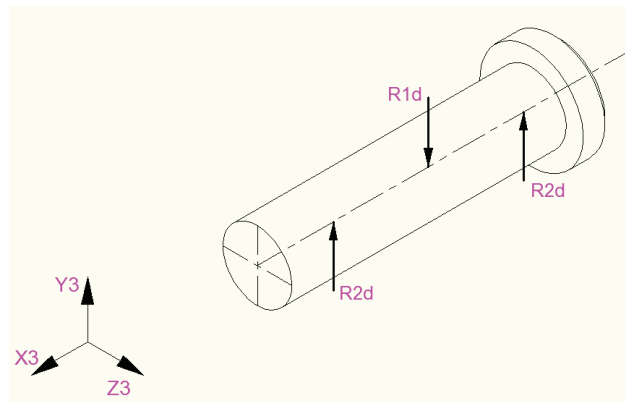


Figura 4.102. DCL del eje pivote del brazo inferior.

Existe una correspondencia directa entre las reacciones R_F y la reacción R_{1d} por lo tanto considerando que son tres ejes los que actúan en este punto se tiene que:

$$R_{1d} = \frac{R_F}{3} = \frac{6303,91 \text{ kgf}}{3}$$

$$R_{1d} = 2101,3 \text{ kgf}$$

Por lo tanto de acuerdo al DCL de la figura 4.102 las reacciones serán:

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{1d} - 2R_{2d} = 0$$

$$R_{2d} = \frac{R_{1d}}{2} = \frac{2101,3 \text{ kgf}}{2}$$

$$R_{2d} = 1050,65 \text{ kgf}$$

4.3.6.1 DIAGRAMAS DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLEXIONANTE

Como se muestra en la figura 4.103 las reacciones son reemplazadas por cargas distribuidas con el fin de que los resultados sean más aproximados que considerando una carga puntual.

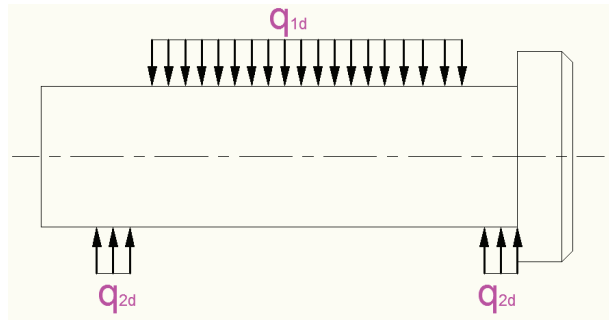


Figura 4.103. DCL del eje pivote del brazo inferior (cargas).

Por lo tanto el valor de las cargas será de:

$$R_{1d} = q_{1d}x$$

$$q_{1d} = \frac{R_{1d}}{x}$$

$$q_{1d} = \frac{2101,3 \text{ kgf}}{(56 \text{ mm})} = 37,52 \text{ kgf/mm}$$

$$R_{2d} = q_{2d}x$$

$$q_{2d} = \frac{R_{2d}}{x} = \frac{1050,65 \text{ kgf}}{6 \text{ mm}}$$

$$q_{2d} = 175,11 \text{ kgf/mm}$$

La variación de la fuerza cortante $V(x)$ y del momento flexionante $M(x)$ para cada tramo del eje es realizado de manera similar al proceso de análisis mostrado en el punto 4.3.1.3. Los diagramas de fuerza cortante y momento flexionante del eje pivote del brazo inferior se muestran en las figuras 4.104 y 4.105 respectivamente.

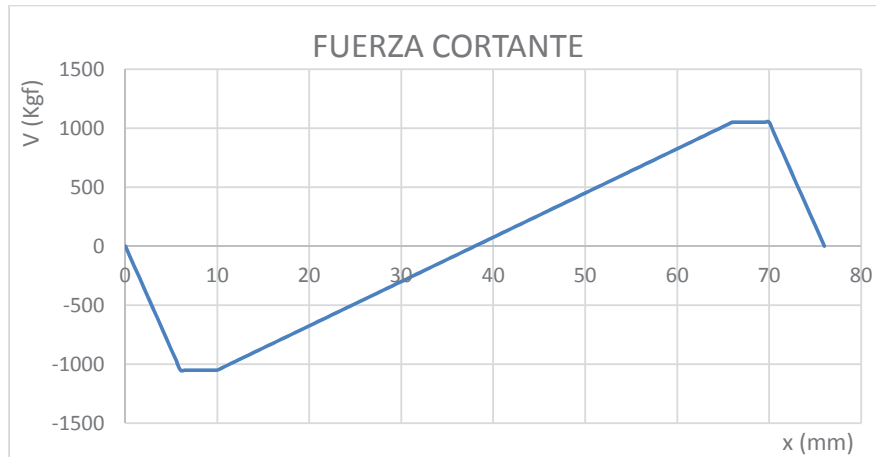


Figura 4.104. Diagrama fuerza cortante del eje pivote del brazo inferior.

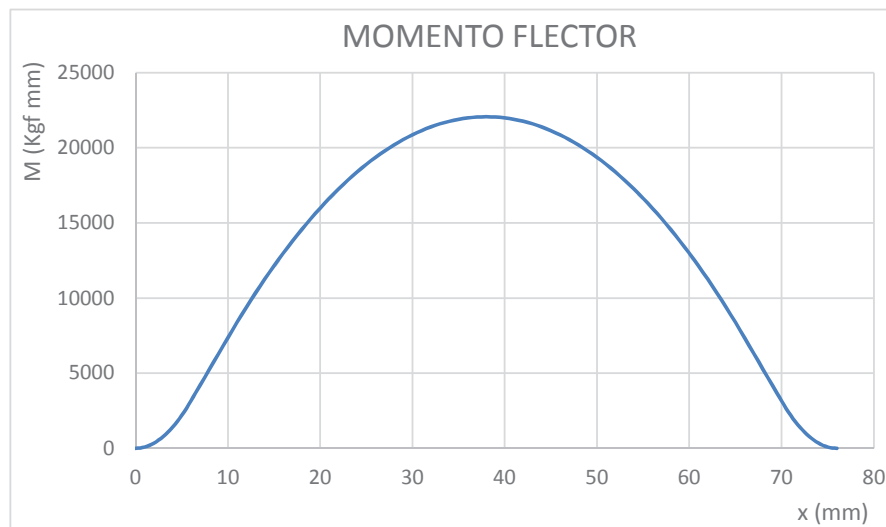


Figura 4.105. Diagrama momento flexionante del eje pivote del brazo inferior.

Por lo tanto de acuerdo a los valores obtenidos la fuerza cortante máxima para el eje pivote del brazo inferior es de $V = 1050,65 \text{ kgf}$ y el momento flexionante máximo es de $M = 22063,67 \text{ kgf mm}$.

4.3.6.2 CÁLCULO DE ESFUERZOS

El momento máximo generado en el plano de trabajo seleccionado es el momento máximo que se genera en el eje por lo tanto de acuerdo a la ecuación 4.27 se tiene que:

$$\sigma_m = \frac{Mc}{I}$$

Para la sección circular considerando un diámetro del eje de $d = 25,4 \text{ mm}$ se tiene:

$$\sigma_m = \frac{32M}{\pi d^3}$$

$$\sigma_m = \frac{32(22063,67 \text{ kgf mm})}{\pi(25,4 \text{ mm})^3} = 13,71 \text{ kgf/mm}^2$$

4.3.6.3 CÁLCULO DE FACTOR DE SEGURIDAD ESTÁTICO

Utilizando la teoría de la energía de la distorsión. El esfuerzo de Von Mises para este caso será:

$$\sigma' = \sigma_m$$

$$\sigma' = 13,71 \text{ kgf/mm}^2$$

El material utilizado para estos ejes es el acero AISI 1018 el cual posee una resistencia a la fluencia de $S_y = 31 \text{ kgf/mm}^2$, mostrado en el anexo G. Por lo tanto el factor de seguridad estático será de:

$$n_s = \frac{S_y}{\sigma'}$$

$$n_s = \frac{31 \text{ kgf/mm}^2}{13,71 \text{ kgf/mm}^2}$$

$$\boxed{n_s = 2,26}$$

4.3.6.4 DISEÑO DINÁMICO DEL EJE PIVOTE DEL BRAZO INFERIOR

Este eje no es rotativo sin embargo la carga aplicada a este será repetitiva, es por esto que se hace necesario un análisis dinámico.

La sección de análisis es la misma que en el caso anterior.

4.3.6.4.1 CÁLCULO DE ESFUERZOS FLUCTUANTES

Los esfuerzos aplicados varían entre $0 \leq \sigma \leq \sigma_m$. Siendo $\sigma_{min} = 0$ y $\sigma_{max} = \sigma_m$ en el instante en que se aplica la carga en la plataforma. De acuerdo a las ecuaciones Ec. (4.29) y Ec. (4.30), las componentes de amplitud y de esfuerzo medio respectivamente serán:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_a = \frac{(13,71 - 0) \text{ kgf/mm}^2}{2} = 6,86 \text{ kgf/mm}^2$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_m = \frac{(13,71 + 0) \text{ kgf/mm}^2}{2} = 6,86 \text{ kgf/mm}^2$$

4.3.6.4.2 CÁLCULO DE LA RESISTENCIA DEL MATERIAL

La resistencia a la tracción para el acero AISI 1018 mostrado en el anexo G es de:

$$S_{ut} = 51 \text{ kgf/mm}^2 = 72,387 \text{ kpsi}$$

Debido a que este eje posee las mismas características funcionales que el eje pivote de la plataforma general, mostrado en el punto 4.3.1.4.7.2, la resistencia del material será por lo tanto la misma resultante que en el caso ya analizado. Por lo tanto se tiene que:

$$S_e = 19,42 \text{ kgf/mm}^2$$

4.3.6.4.3 CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD DINÁMICO

Para el cálculo del factor de seguridad dinámico se usa el criterio de falla de Goodman modificado para una vida infinita, por lo tanto utilizando la Ec. (4.39) se tiene que:

$$n_f = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}}$$

$$n_f = \frac{1}{\frac{6,86}{19,42} + \frac{6,86}{51}}$$

$$\boxed{n_f = 2,05}$$

4.3.7 DISEÑO DEL EJE DE LA PLACA PIVOTANTE

Este eje se encuentra ubicado en la posición descrita en el punto de pivote F mostrado en la figura 4.79. La función de este eje es de servir como punto de rotación de la placa pivotante con respecto al bastidor, por tal razón este punto de pivote es fijo.

Las reacciones provocadas en este eje serán las provocadas en el punto de pivote F. Como se muestra en la tabla 4.11 la resultante de fuerzas en este punto que posee la mayor magnitud ocurre en el caso III, por lo que el análisis se llevara a cabo bajo estas condiciones.

La configuración para este eje será la mostrada en la figura 4.106. Del mismo modo que para el caso anterior, el plano de trabajo para este eje se llevara a cabo para el sistema de coordenadas X_3Y_3 . El diagrama de cuerpo libre para este eje, será el mostrado en la figura 4.102, debido a que llevan el mismo sistema de coordenadas y la misma línea de acción de sus reacciones. Por lo tanto las reacciones serán de:

$$R_{1d} = 2101,3 \text{ kgf}$$

$$R_{2d} = 1050,65 \text{ kgf}$$

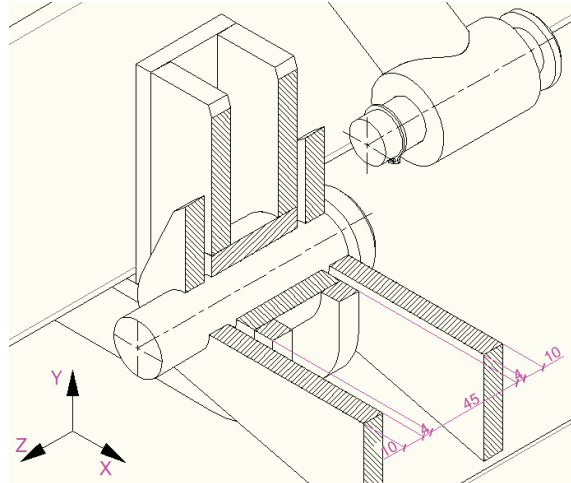


Figura 4.106. Configuración del eje de la placa pivotante.

4.3.7.1 DIAGRAMAS DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLEXIONANTE

Como se muestra en la figura 4.107 las reacciones son reemplazadas por cargas distribuidas con el fin de que los resultados sean más aproximados que considerando una carga puntual.

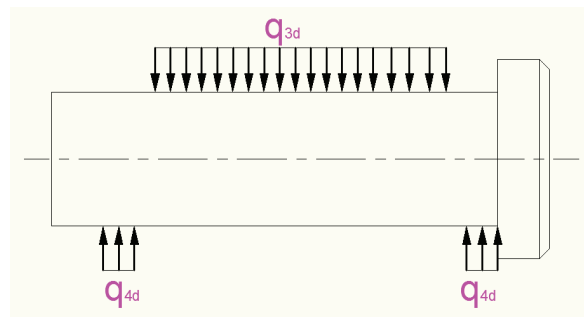


Figura 4.107. DCL del eje de la placa pivotante (cargas).

Por lo tanto el valor de las cargas será de:

$$R_{1d} = q_{3d}x$$

$$q_{3d} = \frac{R_{1d}}{x}$$

$$q_{3d} = \frac{2101,3 \text{ kgf}}{(45 \text{ mm})} = 46,69 \text{ kgf/mm}$$

$$R_{2d} = q_{4d}x$$

$$q_{4d} = \frac{R_{2d}}{x} = \frac{1050,65 \text{ kgf}}{10 \text{ mm}}$$

$$q_{4d} = 105,06 \text{ kgf/mm}$$

La variación de la fuerza cortante $V(x)$ y del momento flexionante $M(x)$ para cada tramo del eje es realizado de manera similar al proceso de análisis mostrado en el punto 4.3.1.3. Los diagramas de fuerza cortante y momento flexionante del eje de la placa pivotante se muestran en las figuras 4.108 y 4.109 respectivamente.

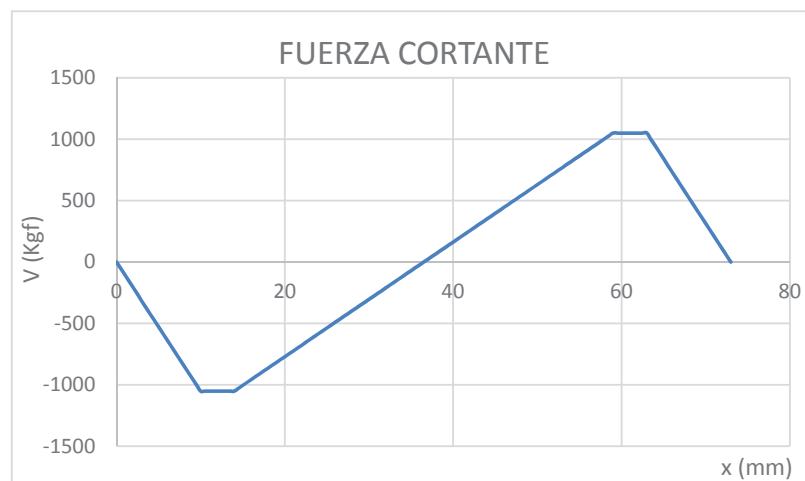


Figura 4.108. Diagrama fuerza cortante del eje de la placa pivotante.

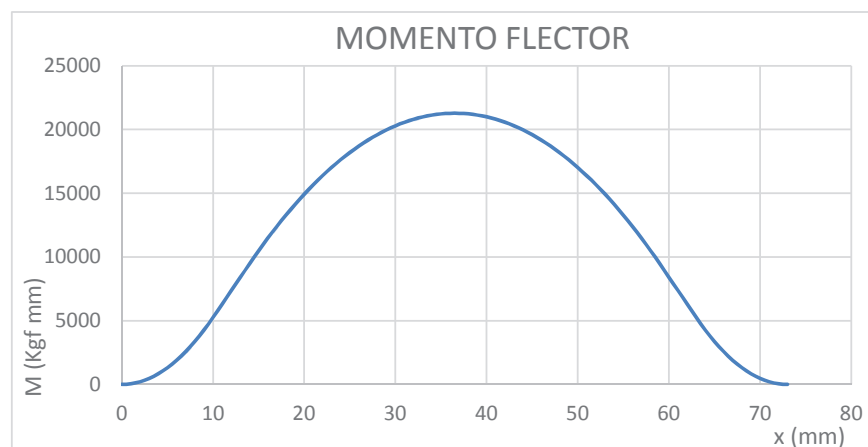


Figura 4.109. Diagrama momento flexionante del eje de la placa pivotante.

Por lo tanto de acuerdo a los valores obtenidos la fuerza cortante máxima para el eje pivote del brazo inferior es de $V = 1050,65 \text{ kgf}$ y el momento flexionante máximo es de $M = 21275,68 \text{ kgf mm}$.

4.3.7.2 CÁLCULO DE ESFUERZOS

El momento máximo generado en el plano de trabajo seleccionado es el momento máximo que se genera en el eje por lo tanto de acuerdo a la ecuación 4.27 y para la sección circular considerando un diámetro del eje de $d = 25,4 \text{ mm}$ se tiene que:

$$\sigma_m = \frac{Mc}{I}$$

$$\sigma_m = \frac{32M}{\pi d^3}$$

$$\sigma_m = \frac{32(21275,68 \text{ kgf mm})}{\pi(25,4 \text{ mm})^3} = 13,22 \text{ kgf/mm}^2$$

4.3.7.3 CÁLCULO DE FACTOR DE SEGURIDAD ESTÁTICO

Utilizando la teoría de la energía de la distorsión. El esfuerzo de Von Mises para este caso será:

$$\sigma' = \sigma_m$$

$$\sigma' = 13,22 \text{ kgf/mm}^2$$

El material utilizado para estos ejes es el acero AISI 1018 el cual posee una resistencia a la fluencia de $S_y = 31 \text{ kgf/mm}^2$, mostrado en el anexo G. Por lo tanto el factor de seguridad estático será de:

$$n_s = \frac{S_y}{\sigma'}$$

$$n_s = \frac{31 \text{ kgf/mm}^2}{13,22 \text{ kgf/mm}^2}$$

$$\boxed{n_s = 2,34}$$

4.3.7.4 DISEÑO DINÁMICO DEL EJE DE LA PLACA PIVOTANTE

Este eje no es rotativo sin embargo la carga aplicada a este será repetitiva, es por esto que se hace necesario un análisis dinámico.

La sección de análisis es la misma que en el caso anterior.

4.3.7.4.1 CÁLCULO DE ESFUERZOS FLUCTUANTES

Los esfuerzos aplicados varían entre $0 \leq \sigma \leq \sigma_m$. Siendo $\sigma_{min} = 0$ y $\sigma_{max} = \sigma_m$ en el instante en que se aplica la carga en la plataforma. De acuerdo a las ecuaciones Ec. (4.29) y Ec. (4.30), las componentes de amplitud y de esfuerzo medio respectivamente serán:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_a = \frac{(13,22 - 0) \text{ kgf/mm}^2}{2} = 6,61 \text{ kgf/mm}^2$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_m = \frac{(13,22 + 0) \text{ kgf/mm}^2}{2} = 6,61 \text{ kgf/mm}^2$$

4.3.7.4.2 CÁLCULO DE LA RESISTENCIA DEL MATERIAL

La resistencia a la tracción para el acero AISI 1018 mostrado en el anexo G es de:

$$S_{ut} = 51 \text{ kgf/mm}^2 = 72,387 \text{ kpsi}$$

Debido a que este eje posee las mismas características funcionales que el eje pivote de la plataforma general, mostrado en el punto 4.3.1.4.7.2, la resistencia del material será por lo tanto la misma resultante que en el caso ya analizado. Por lo tanto se tiene que:

$$S_e = 19,42 \text{ kgf/mm}^2$$

4.3.7.4.3 CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD DINÁMICO

Para el cálculo del factor de seguridad dinámico se usa el criterio de falla de Goodman modificado para una vida infinita, por lo tanto utilizando la Ec. (4.39) se tiene que:

$$n_f = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}}$$

$$n_f = \frac{1}{\frac{6,61}{19,42} + \frac{6,61}{51}}$$

$$\boxed{n_f = 2,13}$$

4.3.8 DISEÑO DEL SISTEMA HIDRÁULICO

4.3.8.1 DISEÑO DEL CIRCUITO HIDRÁULICO

El principio de funcionamiento del cilindro hidráulico que actúa como el elemento motriz de los brazos inferiores y por ende del funcionamiento de la plataforma general se da de la siguiente manera:

Para el levantamiento de la carga el cilindro deberá de ejercer una fuerza de tracción.

Para el descenso de la carga podría llevarse a cabo de dos maneras: la primera manera de llevar a cabo el descenso es mediante un descenso producido por la acción de la gravedad y la segunda manera es mediante la intervención del cilindro. El descenso de la carga mediante la intervención del cilindro provocaría que los elementos de mando y accesorios sean mayores y consecuentemente aumentaría el costo para el sistema hidráulico.

Por lo tanto el descenso de la carga se la realizara mediante la acción de la gravedad.

Las condiciones de mando hidráulico para que la plataforma cumpla con las características de funcionamiento, son las siguientes:

- El ascenso de la plataforma deberá de estar controlado por la válvula de control direccional, comandando al cilindro hidráulico, el cual deberá de ejercer una fuerza de tracción capaz de vencer la carga aplicada. Este ascenso deberá de ser controlado a voluntad del operador.
- Mediante la activación de la válvula de control direccional en la nueva posición, permitirá que el fluido hidráulico retorne al sistema y que la plataforma descende por acción de la gravedad. Este descenso deberá de ser controlado a voluntad del operador.

El circuito hidráulico resultante para que cumpla con el principio de funcionamiento de la plataforma se muestra en la figura 4.110.

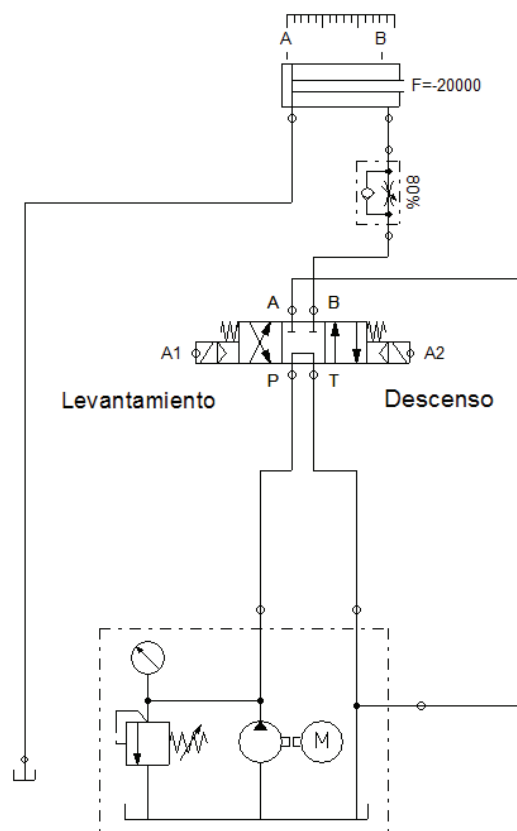


Figura 4.110. Circuito hidráulico.

Fuente. Diseño software Festo FluidSIM.

Este circuito hidráulico se muestra cuando el cilindro se encuentra en su longitud mínima es decir en la posición angular máxima del brazo inferior mostrado en la figura 4.85.

La activación del circuito hidráulico se lleva a cabo mediante un mando eléctrico (ver figura 4.111). El funcionamiento de este circuito eléctrico se lleva a cabo de la siguiente manera:

- Como la plataforma en la posición descrita en la figura 4.85 se encuentra en la altura máxima que esta puede alcanzar. El descenso se logra mediante la activación y mantener pulsado a S_2 , ocasionando con esto que cambie la posición de la válvula solenoide permitiendo que el cilindro ceda por acción de la gravedad y consecuentemente ocasione el retorno del fluido al depósito.
- Al momento de dejar de pulsar a S_2 la posición de la válvula solenoide cambia a su estado de reposo ocasionando que la plataforma se detenga.
- Al activar y mantener pulsado a S_1 la posición de la válvula solenoide cambia y activa al cilindro proporcionando la fuerza necesaria para el levantamiento de la plataforma.
- Al momento de dejar de pulsar a S_1 la posición de la válvula solenoide cambia a su estado de reposo ocasionando que la plataforma se detenga.

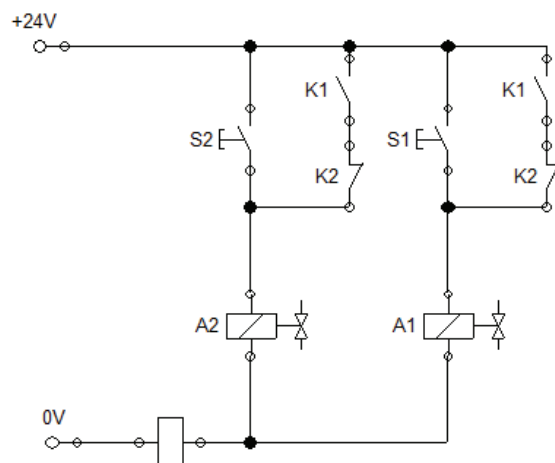


Figura 4.111. Circuito eléctrico del sistema hidráulico.

Fuente. Diseño software Festo FluidSIM.

En las figuras 4.112 y 4.113 se muestra el funcionamiento de la plataforma tanto para el descenso como para el levantamiento de la carga respectivamente.

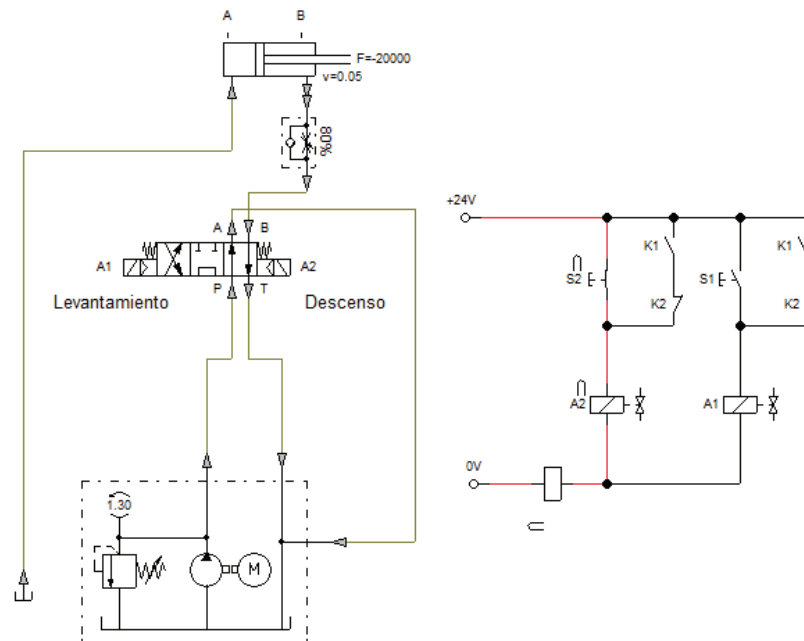


Figura 4.112. Diagrama electrohidráulico del descenso de la carga.

Fuente. Diseño software Festo FluidSIM.

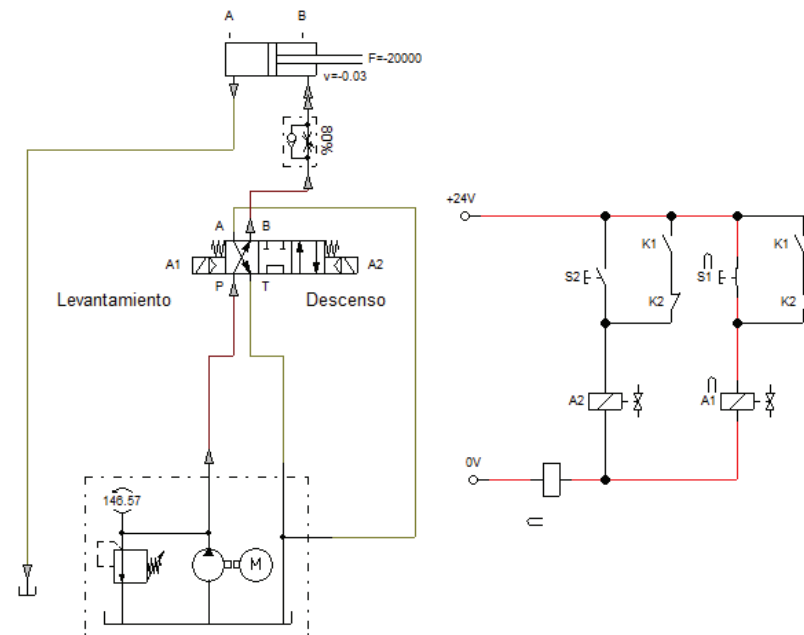


Figura 4.113. Diagrama electrohidráulico del levantamiento de la carga.

Fuente. Diseño software Festo FluidSIM.

Los elementos que integran el sistema hidráulico se muestran resumidos en la tabla 4.12, las características técnicas de estos elementos se analizan a continuación.

Tabla 4.12. Elementos del sistema hidráulico.

Marca	Denominación del componente
	Grupo motriz
	Válvula de 4/n vías
	Cilindro de doble efecto
	Válvula antiretorno estranguladora
	Manguera hidráulica
	Racores
S2	Pulsador (Obturador)
S1	Pulsador (Obturador)
A2	Solenoides de válvula
A1	Solenoides de válvula
K1	Obturador
K2	Franqueador

Fuente: Diseño software Festo FluidSIM.

4.3.8.2 SELECCIÓN DEL CILINDRO HIDRÁULICO

El cilindro hidráulico como ya se indicó en la figura 4.85 deberá de tener la capacidad de pivotar en los nodos A, B y además de ejercer la fuerza motriz necesaria para vencer la carga aplicada.

Tabla 4.13. Reacciones cilindro hidráulico para cada caso de análisis.

	CASO I	CASO II	CASO III
θ_3	90	94,88	85,29
θ_4	0,3528	51,97	-49,84
θ_2	-0,3528	50,89	-50,89
Bx (kgf)	2617,33	2695,80	2671,54
By (kgf)	1652,43	2109,42	2083,04
RB (kgf)	3095,31	3423,00	3387,65

En la tabla 4.13 se muestra las fuerzas que debe de ejercer el cilindro para cada caso de análisis. En el caso III es donde se ejerce la mayor resultante por lo tanto el diseño se realizara para este caso crítico.

$$R_B = 3423 \text{ kgf}$$

La dirección de esta fuerza mostrada en el diagrama de cuerpo libre de la figura 4.86 indica que el cilindro deberá de ejercer una fuerza de tracción.

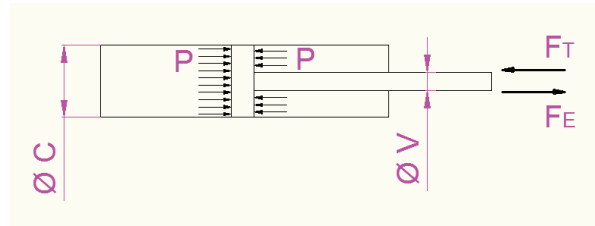


Figura 4.114. Relación entre áreas y fuerzas de un cilindro hidráulico.

Como se muestra en la figura 4.114 la fuerza de tracción y empuje que ejerce un cilindro hidráulico está relacionada directamente con la presión y las áreas de la camisa y vástago de modo que:

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

$$F = PA$$

Por lo tanto para obtener tanto la fuerza de tracción como la fuerza de empuje de un cilindro de acuerdo con la figura 4.114 se tienen que:

$$F_E = PA_C$$

$$F_T = P(A_C - A_V)$$

Donde:

F_E : Fuerza de empuje del cilindro.

F_T : Fuerza de tracción del cilindro.

A_C : Área de la camisa.

A_V : Área del vástago.

De acuerdo con el catálogo de cilindros hidráulicos PRINCE mostrados en el anexo M, para cilindros hidráulicos con una presión de trabajo de 3000 psi se tiene varios modelos cuyas dimensiones de vástago y de la camisa se resumen en la tabla 4.14.

Tabla 4.14. Resumen de diámetros de vástago y pistón catalogo cilindros PRINCE.

MODEL	BORE (in)	ROD (in)	PREASURE (psi)
F150xxx	1,5	0,75	3000
F175xxx	1,75	1	3000
F200xxx	2	1,125	3000
F225xxx	2,25	1,25	3000
F250xxx	2,5	1,375	3000
F275xxx	2,75	1,5	3000

De modo que como ejemplo de cálculo se toma como referencia el modelo F150xxx, por lo tanto se tiene:

Para este modelo el diámetro del pistón (Bore) es de:

$$\phi_c = 1,5 \text{ in} = 3,81 \text{ cm}$$

El diámetro del vástago (Rod) es de:

$$\phi_v = 0,75 \text{ in} = 1,905 \text{ cm}$$

La presión de trabajo es de:

$$P = 3000 \text{ psi}$$

$$P = 3000 \text{ psi} \times \frac{1,03323 \text{ kgf/cm}^2}{14,7 \text{ psi}} = 210,86 \text{ kgf/cm}^2$$

Por lo tanto se tiene que:

$$F_E = PA_C$$

$$F_E = (210,86 \text{ kgf/cm}^2)(\phi_c^2\pi/4 \text{ cm}^2)$$

$$F_E = (210,86 \text{ kgf/cm}^2)(3,81^2\pi/4 \text{ cm}^2) = 2404 \text{ kgf}$$

$$F_T = P(A_c - A_v)$$

$$F_T = (210,86 \text{ kgf/cm}^2)(\phi_c^2\pi/4 - \phi_v^2\pi/4 \text{ cm}^2)$$

$$F_T = (210,86 \text{ kgf/cm}^2)(3,81^2\pi/4 - 1,905^2\pi/4 \text{ cm}^2) = 1803 \text{ kgf}$$

Por lo tanto este modelo de cilindro posee una fuerza de empuje de $F_E = 2404 \text{ kgf}$ y una fuerza de tracción de $F_T = 1803 \text{ kgf}$.

Para los modelos de cilindros restantes se procede de manera similar a este ejemplo de cálculo y se obtiene los resultados mostrados en la tabla 4.15.

Tabla 4.15. Fuerza de empuje y tracción catalogo cilindros PRINCE.

MODELO	PISTÓN		VASTAGO		PRESIÓN		Ac	Av	F (Empuje)	F (Tracción)
	(in)	(cm)	(in)	(cm)	(psi)	(Kgf/cm2)	(cm2)	(cm2)	(Kgf)	(Kgf)
F150xxx	1,5	3,81	0,75	1,905	3000	210,86	11,40	2,85	2404,03	1803,03
F175xxx	1,75	4,445	1	2,54	3000	210,86	15,52	5,07	3272,16	2203,70
F200xxx	2	5,08	1,125	2,8575	3000	210,86	20,27	6,41	4273,84	2921,57
F225xxx	2,25	5,715	1,25	3,175	3000	210,86	25,65	7,92	5409,08	3739,61
F250xxx	2,5	6,35	1,375	3,4925	3000	210,86	31,67	9,58	6677,87	4657,82
F275xxx	2,75	6,985	1,5	3,81	3000	210,86	38,32	11,40	8080,23	5676,19

La fuerza de tracción necesaria para el diseño es de $R_B = 3423 \text{ kgf}$ y de acuerdo con los resultados obtenidos en la tabla 4.15 a partir del modelo de cilindro F225xxx este valor es superado. Pero debido a que este cálculo de fuerza de tracción no considera la fricción se selecciona el modelo de cilindro F250xxx con una fuerza de tracción teórica de $F = 4657,82 \text{ kgf}$ con el fin de tener un margen de seguridad amplio.

La carrera del cilindro se determinara de acuerdo a las posiciones máximas del brazo inferior (eslabón 2), como se puede observar en la figura 4.115 se representa gráficamente la posición máxima para el eslabón 2 encontrada en la tabla 4.1.

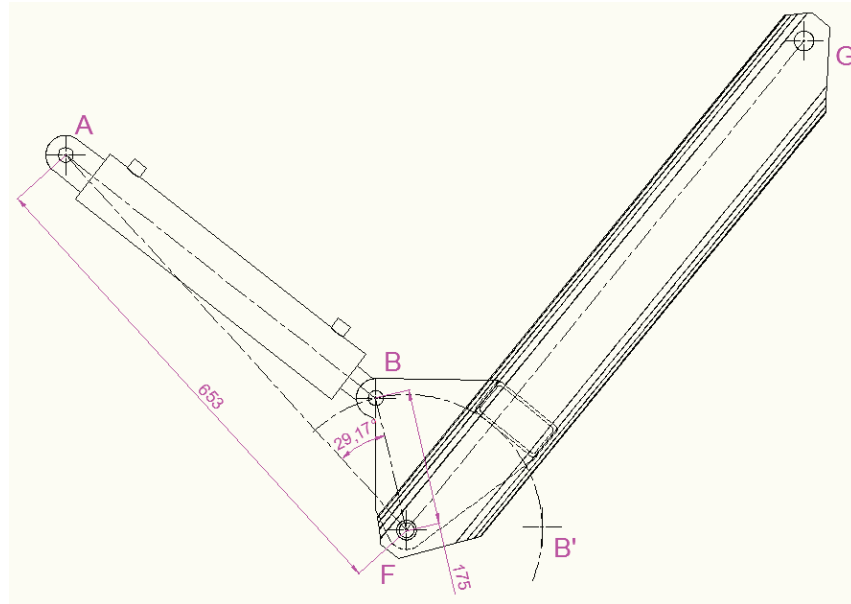


Figura 4.115. Posición máxima brazo inferior (eslabón 2).

El punto de pivote B se debe a que se encuentra enlazado con el eslabón 2 describirá la trayectoria BB' con centro en el punto F. Por lo tanto la carrera del cilindro hidráulico será la diferencia entre las distancias AB y AB' .

La longitud del segmento AB se determina de la siguiente manera:

$$AB^2 = AF^2 + BF^2 - 2AFBF\cos 29,17$$

$$AB^2 = 653^2 + 175^2 - 2(653)(175)\cos 29,17$$

$$AB = 507,41 \text{ mm}$$

La longitud del segmento AB' se determina de la siguiente manera:

$$AB'^2 = AF^2 + B'F^2 - 2AFB'F\cos (29,17 + \Delta\theta_2)$$

Considerando que los segmentos BF y $B'F$ tienen la misma magnitud y que las posiciones extremas del eslabón 2 mostrado en la tabla 4.1 son de $\theta_{2max} = 50,89$ y $\theta_{2min} = -50,89$ por lo tanto se tiene:

$$AB'^2 = AF^2 + B'F^2 - 2AFB'F \cos (29,17 + (\theta_{2max} - \theta_{2min}))$$

$$AB'^2 = 653^2 + 175^2 - 2(653)(175)\cos (29,17 + (50,89 - (-50,89)))$$

$$AB' = 778,99 \text{ mm}$$

Por lo tanto la carrera del cilindro será de:

$$C = AB' - AB$$

$$C = 778,99 - 507,41$$

$$C = 271,58 \text{ mm} \approx 10,7 \text{ in}$$

Por lo tanto del grupo de cilindros preseleccionado F250xxx se elige el cilindro hidráulico con una carrera de 12 in, es decir el modelo F250120 del catálogo de cilindros hidráulicos PRINCE mostrados en el anexo L.

Como se muestra en el anexo L existen varios accesorios para los extremos del cilindro hidráulico por funcionalidad y facilidad de montaje se selecciona que se ubicara en la base del cilindro una base tipo horquilla y para el extremo del vástago una conexión tipo tubo transversal, por lo tanto el número de modelo del cilindro será F250120CSSTCX.

4.3.8.2.1 COMPROBACIÓN DEL VÁSTAGO

El cilindro hidráulico se encuentra sometido a la fuerza de $R_B = 3423 \text{ kgf}$ y debido a que el vástago debe de cumplir con su carrera sin que el cilindro sufra daños se aplica un análisis de pandeo en el cilindro.

La longitud máxima que alcanzaría el cilindro está dado por la dimensión $AB' = 778,99 \text{ mm}$ determinada en el punto anterior.

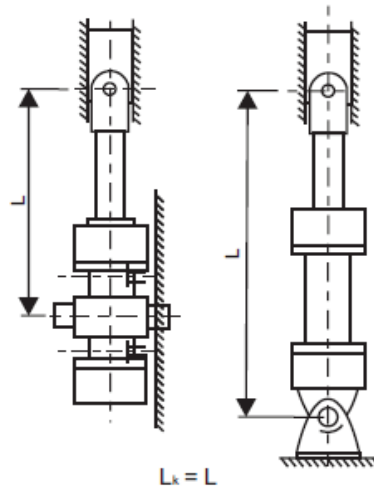


Figura 4.116. Longitud virtual de pandeo.

Fuente. <http://www.cilcoil.com/es/serie-ck.php>.

La longitud virtual de pandeo para el caso de conexiones pivotantes determinada en la figura 4.116 será por lo tanto:

$$L_K = AB' = 778,99 \text{ mm}$$

$$L_K = 778,99 \text{ mm} = 0,78 \text{ m}$$

Realizando un análisis en la figura 4.117 en la cual involucra la longitud virtual de pandeo, el factor de seguridad (se asume $n = 3$) y la carga del cilindro se obtiene que el diámetro mínimo del vástago para que no sufra pandeo debe ser de $\varnothing_{min} = 28 \text{ mm}$.

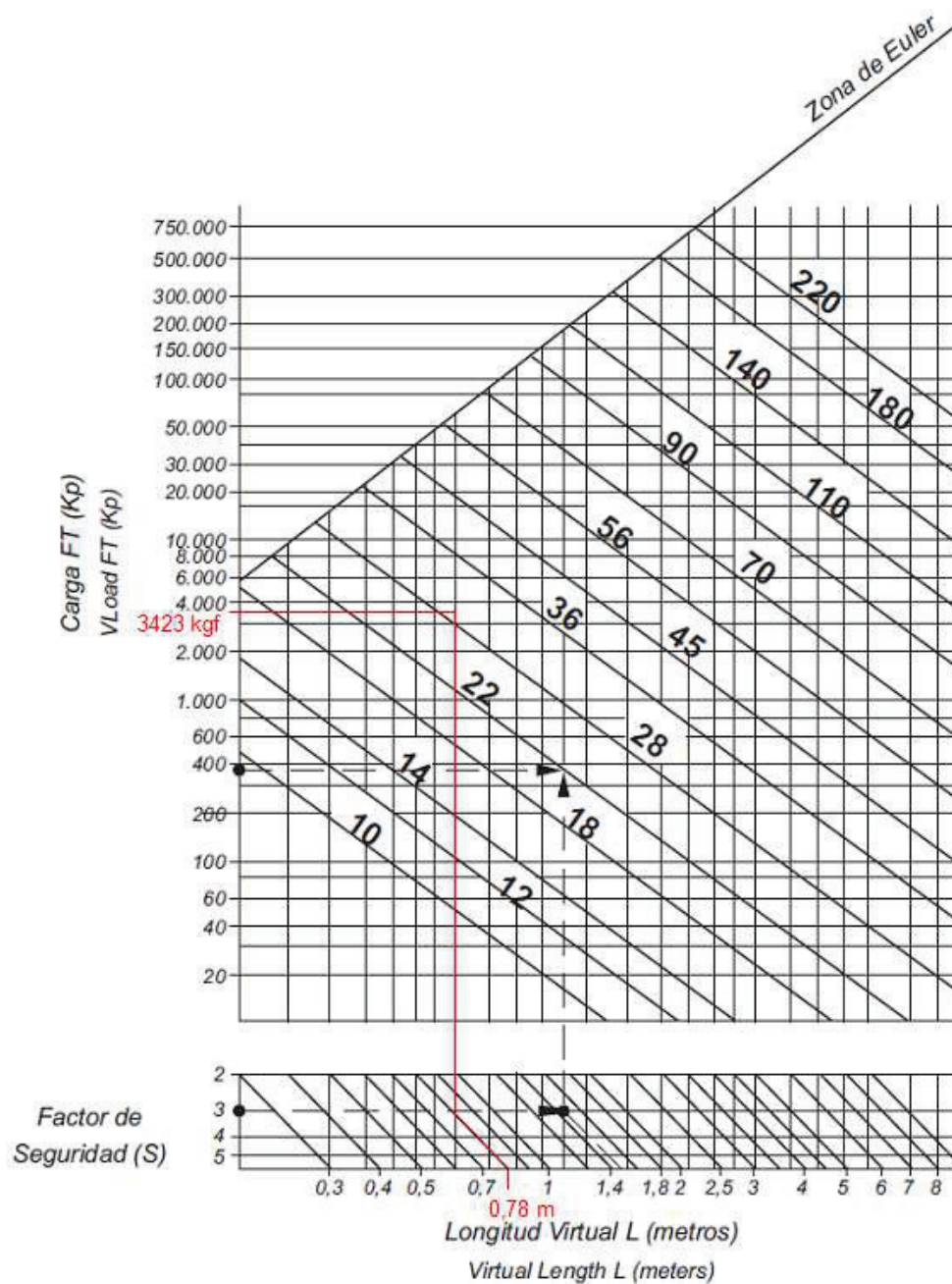


Figura 4.117. Gráfico de pandeo.

Fuente. <http://www.cilcoil.com/es/serie-ck.php>.

Debido a que se eligió el cilindro modelo F250120 marca PRINCE se tiene que para este modelo el diámetro de vástago será de $\phi_v = 1 \frac{3}{8} \text{ in} = 34,925 \text{ mm}$ el cual es superior al diámetro mínimo de pandeo $\phi_{min} = 28 \text{ mm}$.

4.3.8.3 PRESELECCIÓN DE LA BOMBA HIDRÁULICA

El cilindro hidráulico seleccionado es el modelo F250120 marca PRINCE el cual consta de las siguientes características:

$$\phi_c = 2 \frac{1}{2} \text{ in} = 63,5 \text{ mm}$$

$$\phi_v = 1 \frac{3}{8} \text{ in} = 34,925 \text{ mm}$$

Donde:

ϕ_c : Diámetro de pistón del cilindro (camisa).

ϕ_v : Diámetro del vástago del cilindro.

Además este cilindro funcionara bajo las siguientes condiciones máximas de operación:

$$F_T = R_B = 3423 \text{ kgf}$$

$$C = 271,58 \text{ mm}$$

Donde:

F_T : Fuerza de tracción máxima de operación del cilindro.

C : Carrera del cilindro.

El tiempo empleado por la plataforma en llevar a cabo el levantamiento de la carga es de $t = 8 \text{ seg}$. Este tiempo fue determinado mediante la toma directa de tiempos de trabajo a equipos similares.

La velocidad de desplazamiento del cilindro será:

$$v = \frac{C}{t}$$

Donde:

v : Velocidad de desplazamiento del cilindro.

C : Carrera del cilindro.

t : Tiempo de trabajo de la plataforma (elevación de la carga).

$$v = \frac{C}{t}$$

$$v = \frac{271,58 \text{ mm}}{8 \text{ seg}} = 33,95 \text{ mm/seg}$$

$$v = 33,95 \text{ mm/seg} = 3,395 \text{ cm/seg}$$

El caudal necesario que debe de ejercer la bomba será de:

$$Q = Av \quad \text{Ec. (4.60)}^{47}$$

Donde:

Q : Caudal a través de una sección recta.

A : Área de la sección recta.

v : Velocidad del fluido sobre la sección recta.

Durante la elevación de la plataforma el cilindro hidráulico funcionara bajo esfuerzos de tracción y durante el descenso de la plataforma este funcionara por acción de la gravedad por lo tanto el área de la sección recta a la cual se va a medir el caudal será la diferencia entre las áreas del pistón y del vástago, por lo tanto de acuerdo con los datos proporcionados de la tabla 4.15 se tiene:

$$Q_p = Av$$

$$Q_p = (A_C - A_V)v$$

$$Q_p = (31,67 - 9,58)3,395 = 75 \text{ cm}^3/\text{seg}$$

$$Q_p = 75 \text{ cm}^3/\text{seg} = 4,5 \text{ lt/min}$$

Despreciando las pérdidas de carga, la presión a la cual va a trabajar la bomba durante el levantamiento de la carga será de:

⁴⁷ Streeter, V. L. (1970). *Mecánica de los Fluidos*. (4ª ed.). México: McGraw Hill. Pag 121.

$$P_1 = \frac{F_T}{(A_C - A_V)}$$

$$P_1 = \frac{3423 \text{ kgf}}{(31,67 - 9,58)\text{cm}^2} = 154,96 \text{ kgf/cm}^2$$

$$P_1 = 154,96 \text{ kgf/cm}^2 = 151,96 \text{ bar}$$

Con estos valores de caudal y presión obtenidos se realiza una preselección de la bomba que cumpla con estas características. De acuerdo con los datos obtenidos de características técnicas de bombas de engranajes con dentado interior y compensación de huelgos de la marca BOSH REXROTH mostrado en la figura 4.118 se preselecciona la bomba de tamaño nominal 4.1.

Technical data

Frame size	BS	1	1	1	1	1	1		
Size	NG	1.7	2.2	2.8	3.2	4.1	5.0		
Displacement, geometric	V_g	cm ³	1.7	2.2	2.8	3.2	4.1	5.0	
Input speed	n_{min}	rpm	600	600	600	600	600	600	
	n_{max}	rpm	4500	3600	4000	3600	3600	3600	
Operating pressure, absolute									
Inlet	p	bar	0.6 to 3	0.6 to 3	0.6 to 3	0.6 to 3	0.6 to 3	0.6 to 3	
Outlet	continuous	p_N	bar	180	210	210	210	210	180
	intermittend ¹⁾	p_{max}	bar	210	250	250	250	250	210
Flow (at $n = 1450$ rpm), $p = 10$ bar, $v = 30$ mm ² /s)	q_V	l/min	2.4	3.2	4.1	4.6	6.0	7.2	
Power consumption									
Minimum required Drive power (at $p = 1$ bar)	P_{input}	kW	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	
Moment of inertia (around drive axis)	J	kgm ²	0.000012	0.000013	0.000015	0.000017	0.000021	0.000026	
Weight ²⁾	m	kg	0.8	0.9	1.0	1.0	1.1	1.3	
Shaft loading	Radial and axial forces (e.g., belt pulley) only after consultation								
Type of mounting	Flange mounting								

Figura 4.118. Preselección de la bomba, datos técnicos.

Fuente. <http://www.boschrexroth.com/en/xc/>.

Con la presión de trabajo sin pérdida de carga de $P_1 = 151,96 \text{ bar}$ y mediante la curva característica de la bomba mostrada en la figura 4.119 se obtiene que el caudal que suministra la bomba a esta presión es de $Q_1 = 5,5 \text{ lt/min}$ aproximadamente.

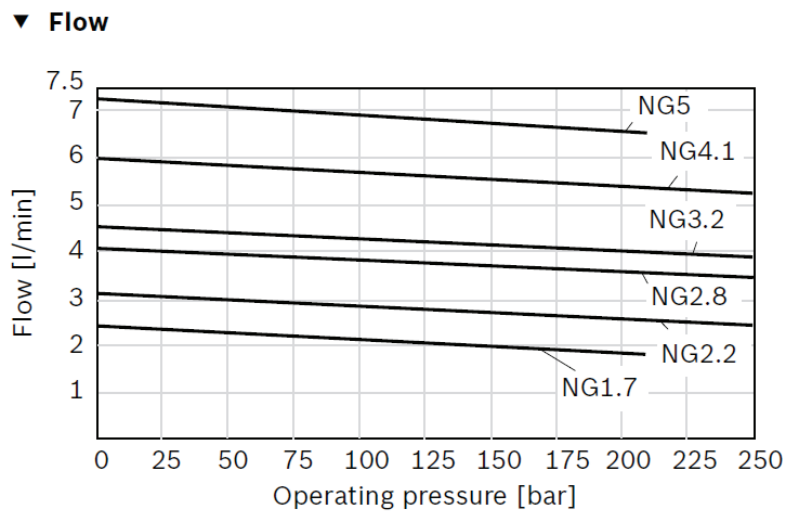


Figura 4.119. Curva característica de la bomba.

Fuente. <http://www.boschrexroth.com/en/xc/>.

Las pérdidas de carga en el sistema ocasionadas al momento del levantamiento de la carga son ocasionadas por los elementos de mando así como también por la pérdida de carga en la manguera hidráulica.

Por lo tanto es importante un análisis de estos elementos.

4.3.8.3.1 SELECCIÓN DE LA MANGUERA HIDRÁULICA

Debido a que el sistema hidráulico tendrá un descenso por gravedad las mangueras que se utilizaran en el lado del embolo el cilindro como en el lado del vástago del cilindro no tendrán las mismas características. Por lo tanto se analiza los dos casos independientemente, de modo que:

4.3.8.3.1.1 SELECCIÓN DE LA MANGUERA HIDRÁULICA DEL LADO DEL VASTAGO DEL CILINDRO.

La manguera hidráulica destinada para el lado del vástago del cilindro mostrado en el circuito hidráulico de la figura 4.115 deberá de soportar la presión de trabajo de la bomba, la cual es de $P_1 = 151,96 \text{ bar}$.

CODIGO DE VENTA		TAMAÑO DE LA MANG.		R.O.D.	O.D.	MAX W.P.		PRESION ESTALLIDO		RADIO MIN. DE CURVA		PESO		ACOPLADO
DN	Pigs.	mm.	Pigs.	mm.	Pigs.	bar	psi	bar	psi	mm.	Pigs.	g/m	lb/ft	
H04803	5	3/16"		10,2	0,40	210	3040	840	12180	35	1,38	80	0,05	MF+M00820-03
H04804	6	1/4"		12,0	0,47	192	2780	770	11160	50	1,97	95	0,06	MF+M00820-04
H04805	8	5/16"		14,3	0,56	187	2710	750	10870	55	2,17	135	0,09	MF+M00820-05
H04806	10	3/8"		16,3	0,64	175	2530	700	10150	75	2,95	165	0,11	MF+M00820-06
H04808	12	1/2"		20,3	0,80	140	2030	560	8120	95	3,74	225	0,15	MF+M00820-08

CARACTERISTICAS ESPECIALES	
Gran Flexibilidad Reducido radio de curvatura Excelente resistencia a la abrasión	

Espiga: MF 2000® - TIPO MULTIFIT Tubo: Elastomero termoplástico, resistente al aceite Refuerzo: Dos trenzas de poliéster Cubierta: Elastomero termoplástico resistente al ozono y a la abrasión Especificaciones Aplicables: En 855 R7, SAE 100R7 Aprobaciones: GOST-R

PRINCIPALES APLICACIONES. - Líneas de media presión hidráulica, montacargos y transmisión hidráulica. TEMPERATURA CONTINUA DE SERVICIO: -40°F / +212°F ; -40°C / +100°C MAXIMA TEMPERATURA DE OPERACION: 212°F 100°C para aceite, 149°F 65°C para aire, agua y líquidos con base de agua FLUIDOS RECOMENDADOS: Aceite mineral y biológico, ASTM 1 , ASTM 3, polyglicol, en base de aceite, agua, aceite en emulsión acuosa.
--

Figura 4.120. Manguera hidráulica del lado del vástago del cilindro.

Fuente. <http://www.cememsa.com/htm/nosotros.htm>.

De acuerdo con el catálogo de mangueras hidráulicas CEMENSA mostradas en la figura 4.120, la manguera seleccionada para esta presión de trabajo es la manguera de diámetro nominal $DN = 10 \text{ mm}$.

La longitud de la manguera se asume de $L = 1,4 \text{ m}$ que es la distancia aproximada desde la conexión al cilindro hidráulico hasta el sistema de mando.

4.3.8.3.1.2 SELECCIÓN DE LA MANGUERA HIDRÁULICA DEL LADO DEL EMBOLO DEL CILINDRO.

La manguera hidráulica destinada para el lado del embolo del cilindro mostrado en el circuito hidráulico de la figura 4.115 no soporta una presión alta debido a que esta sirve como una conexión directa entre el cilindro y el deposito. La presión de trabajo se asume de $P = 1 \text{ atm} = 1 \text{ bar}$.

► MANGUERA HIDROCARBUROS GOMA Y TELA 20 BAR

CÓDIGO	MANGUERA		PRESIÓN DE TRABAJO
	mm.	Pulg.	
OP2006	6	1/4	20 kg/cm ²
OP2008	8	5/16	20 kg/cm ²
OP2010	10	3/8	20 kg/cm ²
OP2013	13	1/2	20 kg/cm ²
OP2016	16	5/8	20 kg/cm ²
OP2019	19	3/4	20 kg/cm ²
OP2022	22	7/8	20 kg/cm ²
OP2025	25	1	20 kg/cm ²



Figura 4.121. Manguera hidráulica del lado del embolo del cilindro.

Fuente. <http://www.todoflex.com.ar/>.

Por lo tanto de acuerdo con la figura 4.121 se elige la manguera hidráulica de baja presión con el diámetro nominal de $DN = 6 \text{ mm}$.

La longitud de la manguera se asume de $L = 1,7 \text{ m}$ que es la distancia aproximada desde la conexión al cilindro hidráulico hasta el sistema de mando.

4.3.8.3.2 SELECCIÓN DE LA VÁLVULA ESTRANGULADORA ANTIRETORNO

De acuerdo con los datos de presión de operación de la bomba y el caudal máximo que el circuito hidráulico trabaja se selecciona la válvula estranguladora antiretorno.

Generalidades								
Tamaño nominal		6	8	10	15	20	25	30
Masa	kg	0,3	0,4	0,7	1,1	1,9	3,2	4,1
Posición de montaje		A elección						
Rango de temperatura ambiente	°C	-30 hasta +80 (juntas NBR) -20 hasta +80 (juntas FKM)						
Hidráulicas								
Presión de servicio máxima	bar	315						
Presión de apertura (tipo MK)	bar	0,5						
Caudal máximo	l/min	Ver curvas características en página 5						
Fluido hidráulico		Aceite mineral (HL, HLP) según DIN 51524; otros fluidos a pedido						
Rango de temperatura del fluido hidráulico	°C	-30 hasta +80 (juntas NBR) -20 hasta +80 (juntas FKM)						
Rango de viscosidad	mm ² /s	10 hasta 800						
Grado máximo admisible de impurezas del fluido hidráulico clase de pureza según ISO 4406 (c)		Clase 20/18/15 ¹⁾						

Figura 4.122. Válvula estranguladora antiretorno, datos técnicos.

Fuente. <http://www.boschrexroth.com/en/xc/>.

Como se muestra en la figura 4.122 la presión máxima de servicio está dentro de la presión de operación del circuito. De acuerdo con el caudal de operación y el análisis de las curvas características de la válvula presentadas en el anexo M, se puede apreciar que el tamaño nominal de la válvula será *TN6*.

4.3.8.3.3 SELECCIÓN DE LA VÁLVULA DIRECCIONAL REGULADORA 4/3

De acuerdo con los datos de presión de operación de la bomba y el caudal máximo que el circuito hidráulico trabaja se selecciona la válvula direccional reguladora 4/3.

Características técnicas





Generales					
Construcción	Válvula de compuerta				
Accionamiento	Solenoides proporcional sin regulación de posición, amplificador eléctrico externo				
Conexión	Conexión por placa, diagrama de orificios NG6 (ISO 4401-03-02-0-94), NG10 (ISO 4401-05-04-0-94)				
Posición de montaje	cualquiera				
Temperatura ambiente	°C	-20...+50			
Masa	NG6	kg	2,6		
	NG10	kg	7,7		
Resistencia a vibraciones, condiciones de ensayo	máx. 25g, ensayo de vibración tridimensional (24 h)				
Hidráulicas (medidas con HLP 46, $\vartheta_{\text{aceite}} = 40^{\circ}\text{C} \pm 5^{\circ}\text{C}$)					
Líquido hidráulico	Aceite hidráulico según DIN 51524 ... 535, otros fluidos previa consulta				
Viscosidad aconsejada	mm ² /s	20...100			
	máx. admisible	mm ² /s	10...800		
Temperatura del líquido hidráulico	°C	-20...+80			
Grado de ensuciamiento máximo admisible del líquido hidráulico Pureza según ISO 4406 (c)	Clase 18/16/13 ¹⁾				
Sentido de paso, ver diagrama	NG6		NG10		
Caudal nominal (para $\Delta p = 5$ bares)*	l/min	6	28 (por canal)	32	
				63 (por canal)	
Aceite de fugas/arista de control ($\Delta p = 100$ bares)	cm ³ /min	 A → T = 80 B → T = 80		 A → T = 80 B → T = 80	
Descarga de aceite de fugas ($\Delta p = 5$ bares)	l/min	 A → T = 0,8...1,6 B → T = 0,8...1,6		 A → T = 0,4...0,8 B → T = 0,4...0,8	
Presión de servicio máx.	bares	Empalme P, A, B: 315			Empalme T: 250

Figura 4.123. Válvula direccional reguladora 4/3, datos técnicos.

Fuente. <http://www.boschrexroth.com/en/xcl/>.

Como se muestra en la figura 4.123 la presión máxima y el caudal de operación se encuentran dentro de los límites de la válvula de tamaño nominal *NG6*.

4.3.8.3.4 SELECCIÓN DE VÁLVULA LIMITADORA DE PRESIÓN

De acuerdo con los datos de presión de operación de la bomba y el caudal máximo que el circuito hidráulico trabaja se selecciona la válvula limitadora de presión.

Datos técnicos

(¡consúltenos en caso de utilizar el equipo fuera de los valores indicados!)

generales			
Masa	kg	Ver página 7	
Posición de montaje		A voluntad	
Rango de temperatura ambiente	°C	-20 hasta +80	
Rango de temperatura de almacenamiento	°C	-20 hasta +80	
Protección superficial		Ninguna – la protección superficial se debe garantizar por medio del laqueado de los componentes o del grupo constructivo completo (por ej. válvula con carcasa).	
hidráulicos			
Presión de servicio máxima	Conexión principal ① (P)	bar	50; 100; 200; 315; 420
	Conexión principal ② (T)	bar	50
Caudal máximo	Conexión principal P → T	l/min	Ver curva característica en página 6
	Conexión principal T → P	l/min	Ver curva característica en página 6
Fluido hidráulico		Ver tabla abajo	
Rango de temperatura del fluido hidráulico	°C	-30 hasta +80 (junta NBR) -20 hasta +80 (junta FKM)	
Rango de viscosidad	mm ² /s	10 hasta 380	
Grado de ensuciamiento máximo admisible del fluido hidráulico, clase de pureza según ISO 4406 (c)		Clase 20/18/15 ¹⁾	
Ciclos de carga		2 millones ²⁾	
Fluido hidráulico	Clasificación	Materiales de junta adecuados	Normas
Aceites minerales	HL, HLP	NBR, FKM	DIN 51524
Biodegradables	- insoluble en agua	NBR, FKM	VDMA 24568
	- soluble en agua	HEPG	

Figura 4.124. Válvula limitadora de presión, datos técnicos.

Fuente. <http://www.boschrexroth.com/en/xc/>.

El caudal máximo que soporta la válvula limitadora de presión para una presión de ajuste máxima de hasta 200 *bar* es de 10 *lt/min* este caudal es determinado según la curva característica de la válvula mostrada en el anexo N. Por lo tanto se selecciona una válvula de tamaño nominal 10 con una presión de ajuste máxima de 200 *bar*.

4.3.8.3.5 PÉRDIDAS DE CARGA DEL SISTEMA HIDRÁULICO.

Cada elemento de control del sistema hidráulico genera pérdidas de carga. La presión de trabajo de la bomba sin pérdidas de carga y el caudal que suministra la bomba a esta presión son de:

$$P_1 = 151,96 \text{ bar}$$

$$Q_1 = 5,5 \text{ lt/min} = 9,17 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{seg} = 1,45 \text{ gpm}$$

La pérdida de carga en la manguera del lado del vástago será determinado de la siguiente manera:

Conociendo el caudal en la manguera se puede determinar la velocidad del fluido en el interior de la manguera, por lo tanto de acuerdo a la ecuación Ec. (4.60) se tiene:

$$Q_1 = A_{m1} v_{m1}$$

Donde:

Q_1 : Caudal a través de la manguera del lado del vástago.

A_{m1} : Área de la sección interna de la manguera del lado del vástago.

v_{m1} : Velocidad del fluido en la sección interna de la manguera del lado del vástago.

$$Q_1 = A_{m1} v_{m1}$$

$$v_{m1} = \frac{Q_1}{A_{m1}} = \frac{4Q_1}{\pi d_{m1}^2}$$

$$v_{m1} = \frac{4(9,17 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{seg})}{\pi(0,01\text{m})^2}$$

$$v_{m1} = 1,167 \text{ m/s}$$

El número de Reynolds para este flujo será de:

$$Re = \frac{vD}{\nu} \quad \text{Ec. (4.61)}^{48}$$

Donde:

Re : Número de Reynolds.

⁴⁸ Streeter, V. L. (1970). *Mecánica de los Fluidos*. (4ª ed.). México: McGraw Hill. Pag 241.

v : Velocidad del fluido.

D : Diámetro de la sección circular interna.

ϑ : Viscosidad cinemática del fluido de trabajo.

El aceite hidráulico recomendado por BOSCH para los elementos de control es según la norma DIN 51524. De acuerdo con la figura 4.125 se selecciona el aceite hidráulico HLP VG46 el cual posee una gravedad específica de 0,868 a una temperatura de 15,6 °C y una viscosidad cinemática de $\vartheta = 46 \text{ mm}^2/\text{seg}$ a una temperatura de operación de 40 °C.

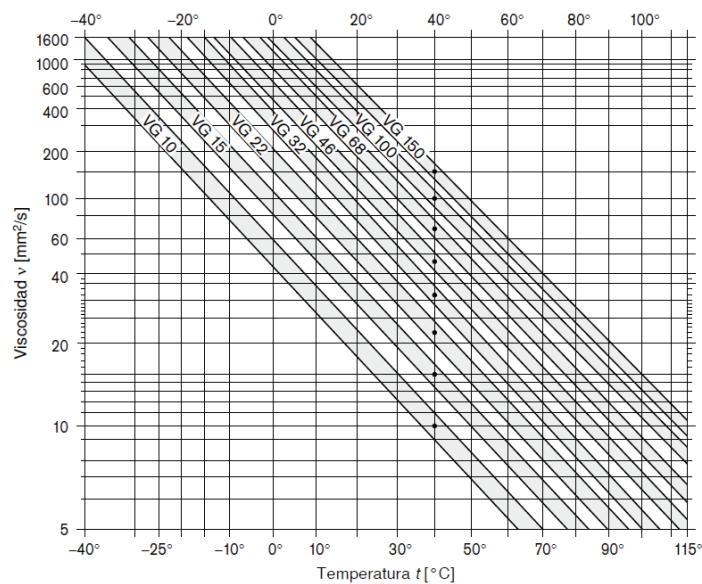


Figura 4.125. Aceite hidráulico DIN 51524, datos técnicos.

Fuente. <http://www.boschrexroth.com/en/xc/>.

El número de Reynolds será de:

$$Re = \frac{v_{m1} d_{m1}}{\vartheta}$$

$$Re = \frac{(1,167 \text{ m/s})(0,01 \text{ m})}{(46 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{seg})}$$

$$Re = 253,7$$

Este número de Reynolds obtenido corresponde a un flujo laminar por lo tanto el factor de rozamiento será de:

$$f = \frac{64}{Re} \quad \text{Ec. (4.62)}^{49}$$

$$f = \frac{64}{253,7}$$

$$f = 0,252$$

La pérdida de presión en la manguera del lado del vástago viene dada mediante la fórmula de Darcy y se expresa mediante:

$$\Delta P_1 = \frac{\rho f L v^2}{2D} \quad \text{Ec. (4.63)}^{49}$$

$$\Delta P_1 = \frac{(\rho_e \rho_{h2o}) f L v^2}{2D}$$

$$\Delta P_1 = \frac{(0,868(1000 \text{ kg/m}^3))(0,252)(1,4 \text{ m})(1,167 \text{ m/s})^2}{2(0,01 \text{ m})}$$

$$\Delta P_1 = 20852,59 \text{ Pa} = 0,21 \text{ bar}$$

Al momento del accionamiento de la válvula de control direccional para el descenso de la carga existe pedidas de presión tanto en la válvula estranguladora antiretorno como en la válvula de control direccional, de modo que:

La pérdida de carga en la válvula de control direccional se muestra en la figura 4.126 correspondiente a la curva inferior (Del puerto B al tanque):

⁴⁹ Streeter, V. L. (1970). *Mecánica de los Fluidos*. (4ª ed.). México: McGraw Hill. Pag 281.

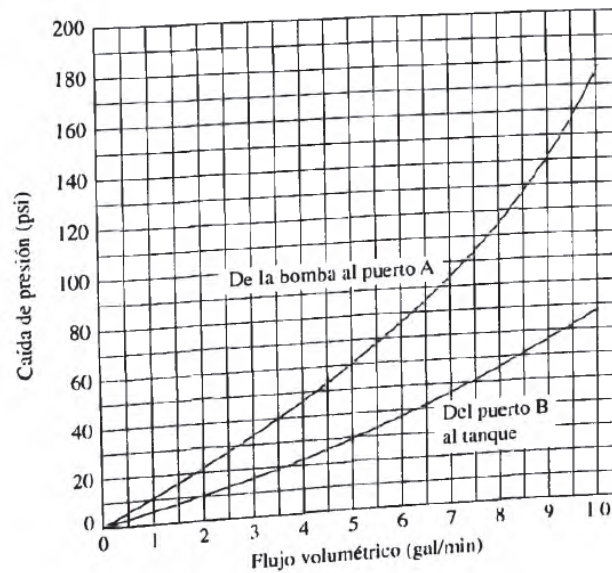


Figura 4.126. Pérdida de carga en una válvula de control direccional.

Fuente. ROBERT MOTT L; Mecánica de los Fluidos; Pearson Educación; México; 2006; página 309.

Para un flujo volumétrico de $Q_1 = 5,5 \text{ lt/min} = 1,45 \text{ gpm}$ se tiene que la pérdida de carga será de aproximadamente $\Delta P_2 = 8 \text{ Psi}$.

$$\Delta P_2 = 8 \text{ Psi} \times \frac{1,01325 \text{ bar}}{14,7 \text{ Psi}}$$

$$\Delta P_2 = 0,55 \text{ bar}$$

La pérdida de carga de la válvula estranguladora antiretorno viene dada por las curvas características mostradas en el anexo M. La curva característica correspondiente es la curva sobre estrangulador abierto, para el tamaño nominal $TN6$ y para un flujo volumétrico $Q_1 = 5,5 \text{ lt/min}$ se tiene que la pérdida de presión será de aproximadamente $\Delta P_3 = 1 \text{ bar}$.

$$\Delta P_3 = 1 \text{ bar}$$

Al momento del accionamiento de la válvula de control direccional para el levantamiento de la carga también existe pérdidas de presión tanto en la válvula estranguladora antiretorno como en la válvula de control direccional, de modo que:

La pérdida de carga en la válvula de control direccional se muestra en la figura 4.126 correspondiente a la curva superior (De la bomba al puerto A). Para un flujo volumétrico de $Q_1 = 5,5 \text{ lt/min} = 1,45 \text{ gpm}$ se tiene que la pérdida de carga será de aproximadamente $\Delta P_4 = 16 \text{ Psi}$.

$$\Delta P_4 = 16 \text{ Psi} \times \frac{1,01325 \text{ bar}}{14,7 \text{ Psi}}$$

$$\Delta P_4 = 1,1 \text{ bar}$$

La pérdida de carga de la válvula estranguladora antiretorno viene dada por las curvas características mostradas en el anexo M. La curva característica correspondiente es la curva sobre válvula antiretorno abierta con estrangulación cerrada, para el tamaño nominal $TN6$ y para un flujo volumétrico $Q_1 = 5,5 \text{ lt/min}$ se tiene que la pérdida de presión será de aproximadamente $\Delta P_5 = 1 \text{ bar}$.

$$\Delta P_5 = 1 \text{ bar}$$

Por lo tanto la presión requerida por la bomba será de:

$$P = P_1 + 2\Delta P_1 + \Delta P_5 + \Delta P_5 + \Delta P_5 + \Delta P_5$$

$$P = 151,96 + 2(0,21) + 0,55 + 1 + 1,1 + 1$$

$$P = 156,03 \text{ bar}$$

4.3.8.4 SELECCIÓN DE LA BOMBA HIDRÁULICA

La presión de la bomba añadiendo las pérdidas de carga no representa una variación significativa en el caudal de la bomba según la curva característica de la bomba mostrada en la figura 4.119. Por lo tanto se ratifica la selección de la bomba marca BOSH REXROTH de tamaño nominal 4.1 con un caudal de $5,5 \text{ lt/min}$ en una presión de servicio de $156,03 \text{ bar}$.

4.3.8.5 SELECCIÓN DEL MOTOR ELÉCTRICO

La curva característica de la bomba seleccionada (efficiency vs operating pressure) mostrada en la figura 4.127 muestra la eficiencia de la bomba para cada tamaño nominal.

▼ Efficiency

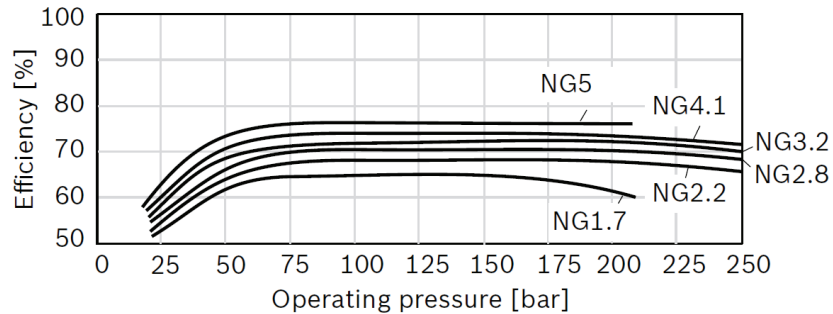


Figura 4.127. Eficiencia de la bomba, datos técnicos.

Fuente. <http://www.boschrexroth.com/en/xc/>.

Como se puede ver en la figura 4.127 para el tamaño nominal 4.1 a la presión de servicio de $P = 156,03 \text{ bar}$, la eficiencia de la bomba será de $n = 75 \%$

La relación entre la potencia transmitida al fluido y la potencia de entrada a la bomba, se describe como:

$$n = \frac{\text{Potencia transmitida al fluido}}{\text{Potencia de entrada a la bomba}} = \frac{Pot_p}{Pot_e} \quad \text{Ec. (4.64)}^{50}$$

Donde:

n : Eficiencia de la bomba.

La potencia transmitida al fluido se define como:

$$Pot_p = PQ \quad \text{Ec. (4.65)}^{50}$$

Por lo tanto se tiene que:

⁵⁰ Mott, R. L. (2006). *Mecánica de Fluidos* (6a ed.). México: Pearson Educación. Pag 225.

$$n = \frac{Pot_p}{Pot_e}$$

$$Pot_e = \frac{Pot_p}{n} = \frac{PQ}{n}$$

Dado que la presión de operación y el caudal de la bomba son de:

$$P = 156,03 \text{ bar} = 15,6 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$Q = 5,5 \text{ lt/min} = 9,17 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{seg}$$

La potencia del motor eléctrico será de:

$$Pot_e = \frac{PQ}{n}$$

$$Pot_e = \frac{(15,6 \times 10^6 \text{ Pa})(9,17 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{seg})}{0,75}$$

$$Pot_e = 1906,67 \text{ W} \times \frac{1 \text{ hp}}{745,7 \text{ W}}$$

$$Pot_e = 2,56 \text{ hp}$$

Por lo tanto se seleccionará un motor eléctrico de potencia nominal.

$$\boxed{Pot_e = 3 \text{ hp}}$$

4.3.9 DISEÑO DE LOS EJES PIVOTANTES DEL CILINDRO HIDRÁULICO

El cilindro hidráulico pivota en los nodos A y B mostrados en la figura 4.85. El eje correspondiente al nodo A corresponde al eje pivotante del lado del embolo del cilindro y el eje correspondiente al nodo B corresponde al eje pivotante del lado del vástago del cilindro.

4.3.9.1 DISEÑO DEL EJE PIVOTANTE DEL LADO DEL VÁSTAGO DEL CILINDRO

Este eje se encuentra ubicado en el punto de pivote B mostrado en la figura 4.85. Este eje transmite el movimiento rectilíneo del cilindro hacia la placa pivotante y por ende hacia todo el mecanismo que proporciona el movimiento hacia la plataforma.

La configuración de este eje se muestra en la figura 4.128. Como se puede observar en esta configuración la fuerza que ejerce el cilindro es transmitida hacia la placa pivotante debido a la conexión tipo tubo transversal seleccionada para el cilindro hidráulico en este extremo.

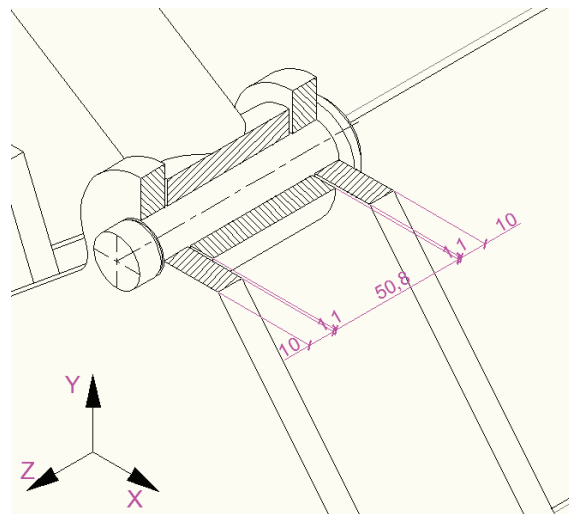


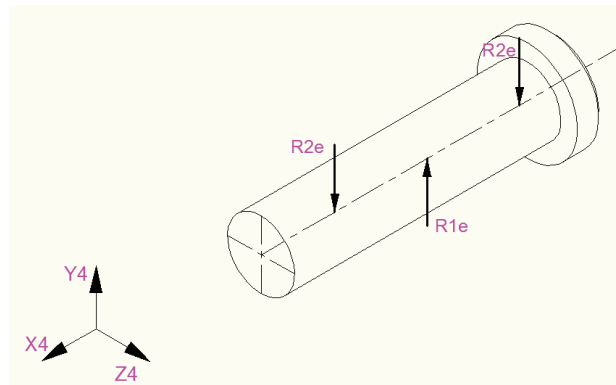
Figura 4.128. Configuración del eje pivotante del lado del vástago del cilindro.

La fuerza que debe de ejercer el cilindro para el levantamiento de la carga está determinada por la fuerza ejercida en el punto de pivote B mostrado en la figura 4.80, el diseño de este eje se llevara a cabo bajo la máxima reacción provocada por el cilindro. Los datos mostrados en la tabla 4.16 muestran un extracto de los resultados obtenidos para cada caso de análisis en la tabla 4.7, se puede observar que la máxima resultante ocurre en el segundo caso de análisis correspondiente a la magnitud de $RB = 3423 \text{ kgf}$.

Tabla 4.16. Reacciones punto de pivote B para cada caso de análisis.

	CASO I	CASO II	CASO III
θ_3	90	94,88	85,29
θ_4	0,3528	51,97	-49,84
θ_2	-0,3528	50,89	-50,89
Bx (kgf)	2617,33	2695,80	2671,54
By (kgf)	1652,43	2109,42	2083,04
RB (kgf)	3095,31	3423	3387,65

El diagrama de cuerpo libre mostrado en la figura 4.129 muestra las reacciones provocadas en este eje. Como se puede apreciar existe una correspondencia directa entre la resultante RB del nodo B determinadas en el diagrama de cuerpo libre de la figura 4.80 y la reacción R_{1e} de la figura 4.129. El sistema de coordenadas adoptado es considerando que la dirección Y_4 tiene la dirección correspondiente a la línea de acción de la resultante RB y la dirección X_4 se considera perpendicular al plano XY de la figura 4.128, obteniendo el nuevo sistema de coordenadas X_4Y_4 .

**Figura 4.129.** DCL del eje pivotante del lado del vástago del cilindro.

Por lo tanto se tiene que:

$$RB = R_{1e}$$

$$R_{1e} = 3423 \text{ kgf}$$

$$\sum Fy = 0$$

$$R_{1e} - 2R_{2e} = 0$$

$$R_{2e} = \frac{R_{1e}}{2} = \frac{3423 \text{ kgf}}{2}$$

$$R_{2e} = 1711,5 \text{ kgf}$$

4.3.9.1.1 DIAGRAMAS DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLEXIONANTE

Como se muestra en la figura 4.130 las reacciones son reemplazadas por cargas distribuidas con el fin de que los resultados sean más aproximados que considerando una carga puntual.

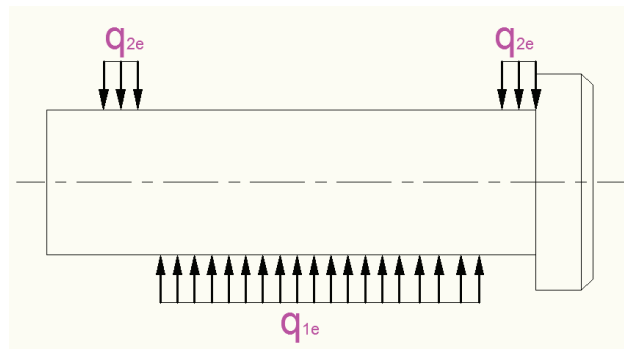


Figura 4.130. DCL del eje pivotante del lado del vástago del cilindro (cargas).

Por lo tanto el valor de las cargas será de:

$$R_{1e} = q_{1e}x$$

$$q_{1e} = \frac{R_{1e}}{x}$$

$$q_{1e} = \frac{3423 \text{ kgf}}{(50,8 \text{ mm})} = 67,38 \text{ kgf/mm}$$

$$R_{2e} = q_{2e}x$$

$$q_{2e} = \frac{R_{2e}}{x} = \frac{1711,5 \text{ kgf}}{10 \text{ mm}}$$

$$q_{2e} = 171,15 \text{ kgf/mm}$$

La variación de la fuerza cortante $V(x)$ y del momento flexionante $M(x)$ para cada tramo del eje es realizado de manera similar al proceso de análisis mostrado en el punto 4.3.1.3. Los diagramas de fuerza cortante y momento flexionante del eje pivotante del lado del vástago del cilindro se muestran en las figuras 4.131 y 4.132 respectivamente.

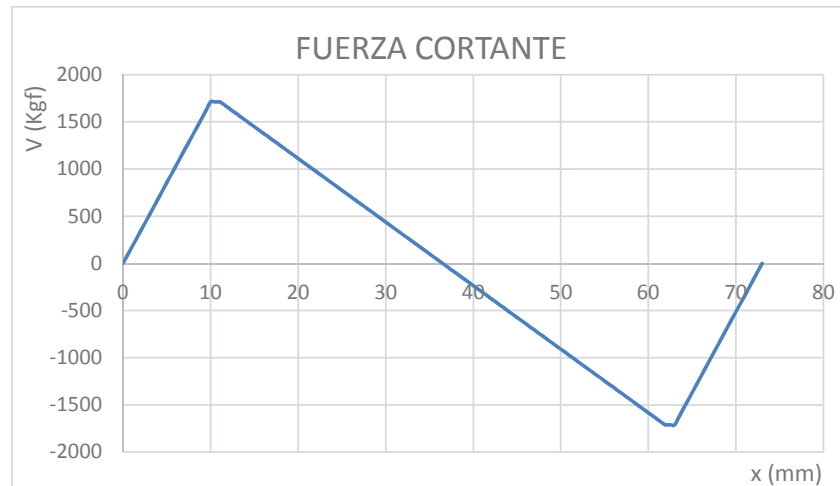


Figura 4.131. Diagrama fuerza cortante del eje pivotante del lado del vástago del cilindro.

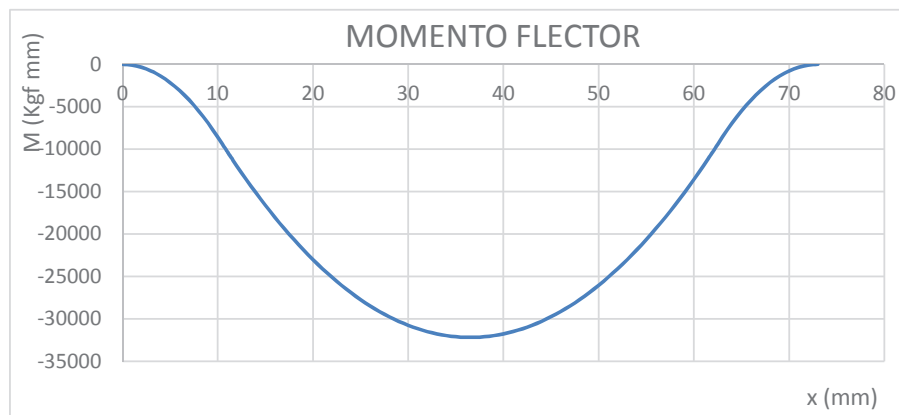


Figura 4.132. Diagrama momento flector del eje pivotante del lado del vástago del cilindro.

Por lo tanto de acuerdo a los valores obtenidos la fuerza cortante máxima para el eje pivotante del lado del vástago del cilindro es de $V = 1711,5 \text{ kgf}$ y el momento flexionante máximo es de $M = -32176,27 \text{ kgf mm}$.

4.3.9.1.2 CÁLCULO DE ESFUERZOS

El momento máximo generado en el plano de trabajo seleccionado es el momento máximo que se genera en el eje por lo tanto de acuerdo a la ecuación 4.27 se tiene que:

$$\sigma_m = \frac{Mc}{I}$$

El diámetro del eje para los accesorios sugerido por el cilindro hidráulico PRICE seleccionado mostrado en el anexo L es de $d = 3/4 \text{ in} = 19,05 \text{ mm}$, por lo tanto se tiene:

$$\sigma_m = \frac{32M}{\pi d^3}$$

$$\sigma_m = \frac{32(32176,27 \text{ kgf mm})}{\pi(19,05 \text{ mm})^3} = 47,4 \text{ kgf/mm}^2$$

4.3.9.1.3 CÁLCULO DE FACTOR DE SEGURIDAD ESTÁTICO

Utilizando la teoría de la energía de la distorsión. El esfuerzo de Von Mises para este caso será:

$$\sigma' = \sigma_m$$

$$\sigma' = 47,4 \text{ kgf/mm}^2$$

El material utilizado para estos ejes es el acero AISI 4340 el cual posee una resistencia a la fluencia de $S_y = 70 \text{ kgf/mm}^2$, mostrado en el anexo O. Por lo tanto el factor de seguridad estático será de:

$$n_s = \frac{S_y}{\sigma'}$$

$$n_s = \frac{70 \text{ kgf/mm}^2}{47,4 \text{ kgf/mm}^2}$$

$$\boxed{n_s = 1,48}$$

4.3.9.1.4 DISEÑO DINÁMICO DEL EJE PIVOTANTE DEL LADO DEL VASTAGO DEL CILINDRO

Este eje no es rotativo sin embargo la carga aplicada a este será repetitiva, es por esto que se hace necesario un análisis dinámico.

La sección de análisis es la misma que en el caso anterior.

4.3.9.1.4.1 CÁLCULO DE ESFUERZOS FLUCTUANTES

Los esfuerzos aplicados varían entre $0 \leq \sigma \leq \sigma_m$. Siendo $\sigma_{min} = 0$ y $\sigma_{max} = \sigma_m$ en el instante en que se aplica la carga en la plataforma. De acuerdo a las ecuaciones Ec. (4.29) y Ec. (4.30), las componentes de amplitud y de esfuerzo medio respectivamente serán:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_a = \frac{(47,4 - 0) \text{ kgf/mm}^2}{2} = 23,7 \text{ kgf/mm}^2$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_m = \frac{(47,4 + 0) \text{ kgf/mm}^2}{2} = 23,7 \text{ kgf/mm}^2$$

4.3.9.1.4.2 CÁLCULO DE LA RESISTENCIA DEL MATERIAL

El material destinado para este eje es el acero AISI 4340 el cual posee una resistencia a la tracción de $90 \leq S_{ut} \leq 110 \text{ kgf/mm}^2$, mostrado en el anexo O. Por lo tanto se selecciona el valor de $S_{ut} = 90 \text{ kgf/mm}^2$ por ser la mínima resistencia a la tracción.

$$S_{ut} = 90 \text{ kgf/mm}^2 = 128,01 \text{ kpsi}$$

El límite de resistencia a la fatiga se encuentra expresado de acuerdo a la ecuación Ec. (4.31) como:

$$S_e = S'_e k_a k_b k_c k_d k_e k_f$$

El factor S'_e se define por la ecuación Ec. (4.32) mediante:

$$S'_e = 0,5S_{ut} \quad \text{si } S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (140 kgf/mm}^2\text{)}$$

$$S'_e = 0,5S_{ut}$$

$$S'_e = 0,5(90 \text{ kgf/mm}^2) = 45 \text{ kgf/mm}^2$$

El factor k_a se define por la ecuación Ec. (4.33) mediante:

$$k_a = aS_{ut}^b$$

Donde el valor de a y b se determina mediante la tabla 6-2 del libro de diseño mecánico de Shigley, por lo tanto debido a que el eje es maquinado se tiene que:

$$k_a = aS_{ut}^b$$

$$k_a = 2,7(128,01^{-0,265}) = 0,746$$

El factor k_b se define por la ecuación Ec. (4.34) y Ec. (4.35) mediante:

$$k_b = (d_e/7,62)^{-0,107} \quad \text{si } 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm}$$

$$d_e = 0,37d$$

El valor d_e se determina debido a que este eje es un elemento no rotativo. El diámetro asumido para el eje es de $d = 19,05 \text{ mm}$ por lo tanto se tiene:

$$k_b = (d_e/7,62)^{-0,107}$$

$$k_b = (0,37d/7,62)^{-0,107}$$

$$k_b = (0,37(19,05)/7,62)^{-0,107}$$

$$k_b = 1,008$$

El factor k_c se define por la ecuación Ec. (4.36) mediante:

$$k_c = 1 \quad \text{carga a flexion}$$

El factor k_d se define por la ecuación Ec. (4.37) mediante:

$$k_d = \frac{S_T}{S_{RT}}$$

Debido a que la temperatura de operación de la plataforma es la temperatura ambiente entonces se tiene que:

$$k_d = \frac{S_T}{S_{RT}} = 1$$

El factor k_e se define por:

$$k_e = 0,897 \quad \text{asumiendo confiabilidad del 90 \%}^{51}$$

El factor k_f se define por la ecuación Ec. (4.38) mediante:

$$q = \frac{k_f - 1}{k_t - 1}$$

Debido a que el eje no presenta concentrador de esfuerzos la sensibilidad a la muesca será de $q = 0$, por lo tanto se tiene que:

$$q = \frac{k_f - 1}{k_t - 1} = 0$$

$$\rightarrow k_f - 1 = 0$$

$$k_f = 1$$

Por lo tanto el límite de resistencia a la fatiga será de:

$$S_e = S_e' k_a k_b k_c k_d k_e k_f$$

$$S_e = (45 \text{ kgf/mm}^2)(0,746)(1,008)(1)(1)(0,897)(1)$$

$$S_e = 30,35 \text{ kgf/mm}^2$$

⁵¹ Budynas, R., y Nisbett, J. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. México: McGraw Hill. Tabla 6-5.

4.3.9.1.4.3 CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD DINÁMICO

Para el cálculo del factor de seguridad dinámico se usa el criterio de falla de Goodman modificado:

La resistencia a la fatiga se expresa mediante:

$$S_f = aN^b \quad \text{Ec. (4.66)}^{52}$$

Donde:

S_f : Resistencia a la fatiga.

a y b : Constantes.

N : Número de ciclos hasta la falla.

La constante a y b se define como:

$$a = \frac{(fS_{ut})^2}{S_e} \quad \text{Ec. (4.67)}^{52}$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{fS_{ut}}{S_e} \right) \quad \text{Ec. (4.68)}^{52}$$

Donde:

f : Fracción de resistencia a la fatiga⁵³.

La fracción de resistencia a la fatiga para una resistencia de $S_{ut} = 128,01 \text{ kpsi}$ es de aproximadamente $f = 0,813$, por lo tanto las constantes a y b serán:

$$a = \frac{(fS_{ut})^2}{S_e}$$

$$a = \frac{((0,813)90 \text{ kgf/mm}^2)^2}{30,35 \text{ kgf/mm}^2}$$

$$a = 176,4 \text{ kgf/mm}^2$$

⁵² Budynas, R., y Nisbett, J. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. México: McGraw Hill. Pag 277.

⁵³ Budynas, R., y Nisbett, J. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. México: McGraw Hill. Tabla 6-18.

$$b = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{f S_{ut}}{S_e} \right)$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{(0,813)90 \text{ kgf/mm}^2}{30,35 \text{ kgf/mm}^2} \right)$$

$$b = -0,127$$

Si se diseña para una vida de 10^4 ciclos la resistencia a la fatiga será de:

$$S_f = aN^b$$

$$S_f = (176,4 \text{ kgf/mm}^2)(10^4)^{-0,127}$$

$$S_f = 54,76 \text{ kgf/mm}^2$$

El factor de seguridad para una vida de 10^4 ciclos se determina mediante la Ec. (4.39) reemplazando S_e por S_f , por lo tanto se tiene que:

$$n_f = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_f} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}}$$

$$n_f = \frac{1}{\frac{23,7}{54,76} + \frac{23,7}{90}}$$

$$\boxed{n_f = 1,43}$$

4.3.9.2 DISEÑO DEL EJE PIVOTANTE DEL LADO DEL ÉMBOLO DEL CILINDRO

Este eje se encuentra ubicado en el punto de pivote A mostrado en la figura 4.85. El cual sirve como punto de pivote al cilindro y de igual manera como punto de apoyo para la transmisión del movimiento rectilíneo del cilindro.

La configuración de este eje se muestra en la figura 4.133. Como se puede observar en esta configuración la fuerza que ejerce el cilindro es transmitida hacia el punto de pivote A mediante la base tipo horquilla seleccionada para el cilindro hidráulico.

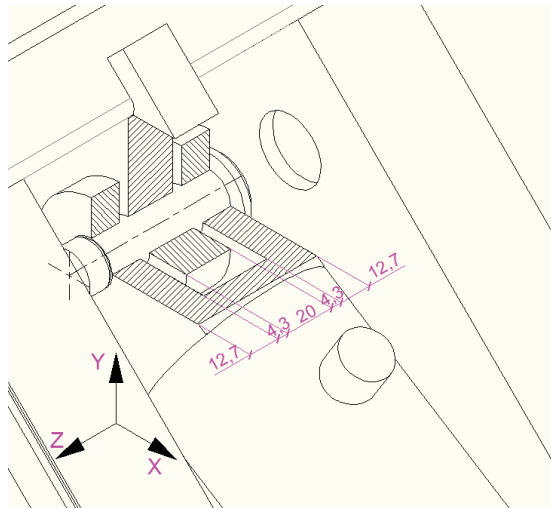


Figura 4.133. Configuración del eje pivotante del lado del émbolo del cilindro.

La fuerza de tracción del cilindro determinada en la tabla 4.16 con un valor máximo de $RB = 3423 \text{ kgf}$ es igual para los puntos de apoyo A y B pero con sentido contrario. De modo que la magnitud de estas fuerzas será:

$$RA = RB$$

$$RA = 3423 \text{ kgf}$$

El diagrama de cuerpo libre mostrado en la figura 4.134 muestra las reacciones provocadas en este eje. Como se puede apreciar existe una correspondencia directa entre la resultante RA del nodo A y la reacción R_{2f} de la figura 4.134. El sistema de coordenadas adoptado es considerando que la dirección Y_5 tiene la dirección correspondiente a la línea de acción de la resultante RA y la dirección X_5 se considera perpendicular al plano XY de la figura 4.133, obteniendo el nuevo sistema de coordenadas X_5Y_5 .

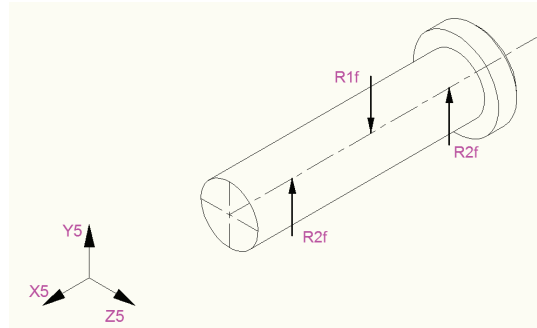


Figura 4.134. DCL del eje pivotante del lado del émbolo del cilindro.

Por lo tanto se tiene que:

$$RA = 2R_{2f}$$

$$R_{2f} = \frac{RA}{2} = \frac{3423}{2} = 1711,5 \text{ kgf}$$

$$\sum Fy = 0$$

$$R_{1f} - 2R_{2f} = 0$$

$$R_{1f} = 2R_{2f} = 2(1711,5 \text{ kgf})$$

$$R_{1f} = 3423 \text{ kgf}$$

4.3.9.2.1 DIAGRAMAS DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLEXIONANTE

Como se muestra en la figura 4.135 las reacciones son reemplazadas por cargas distribuidas con el fin de que los resultados sean más aproximados que considerando una carga puntual.

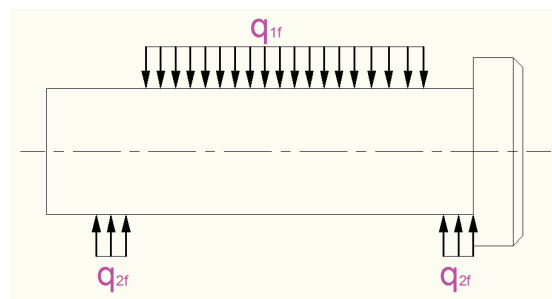


Figura 4.135. DCL del eje pivotante del lado del émbolo del cilindro (cargas).

Por lo tanto el valor de las cargas será de:

$$R_{1f} = q_{1f}x$$

$$q_{1f} = \frac{R_{1f}}{x}$$

$$q_{1f} = \frac{3423 \text{ kgf}}{(20 \text{ mm})} = 171,15 \text{ kgf/mm}$$

$$R_{2f} = q_{2f}x$$

$$q_{2f} = \frac{R_{2f}}{x} = \frac{1711,5 \text{ kgf}}{12,7 \text{ mm}}$$

$$q_{2f} = 134,76 \text{ kgf/mm}$$

La variación de la fuerza cortante $V(x)$ y del momento flexionante $M(x)$ para cada tramo del eje es realizado de manera similar al proceso de análisis mostrado en el punto 4.3.1.3. Los diagramas de fuerza cortante y momento flexionante del eje pivotante del lado del embolo del cilindro se muestran en las figuras 4.136 y 4.137 respectivamente.

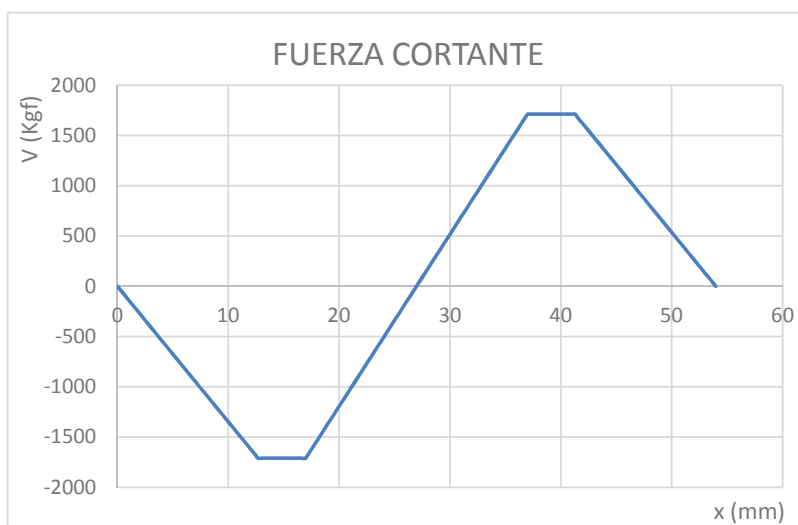


Figura 4.136. Diagrama fuerza cortante del eje pivotante del lado del embolo del cilindro.

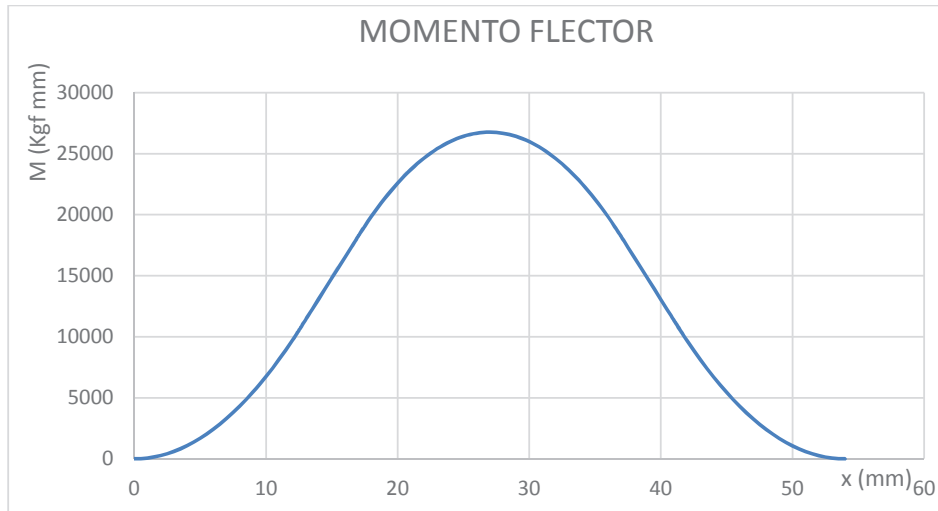


Figura 4.137. Diagrama momento flector del eje pivotante del lado del embolo del cilindro.

Por lo tanto de acuerdo a los valores obtenidos la fuerza cortante máxima para el eje pivotante del lado del embolo del cilindro es de $V = 1711,5 \text{ kgf}$ y el momento flexionante máximo es de $M = 26763,63 \text{ kgf mm}$.

4.3.9.2.2 CÁLCULO DE ESFUERZOS

El momento máximo generado en el plano de trabajo seleccionado es el momento máximo que se genera en el eje por lo tanto de acuerdo a la ecuación 4.27 se tiene que:

$$\sigma_m = \frac{Mc}{I}$$

El diámetro del eje para los accesorios sugerido por el cilindro hidráulico PRICE seleccionado mostrado en el anexo L es de $d = 3/4 \text{ in} = 19,05 \text{ mm}$, por lo tanto se tiene:

$$\sigma_m = \frac{32M}{\pi d^3}$$

$$\sigma_m = \frac{32(26763,63 \text{ kgf mm})}{\pi(19,05 \text{ mm})^3} = 39,43 \text{ kgf/mm}^2$$

4.3.9.2.3 CÁLCULO DE FACTOR DE SEGURIDAD ESTÁTICO

Utilizando la teoría de la energía de la distorsión. El esfuerzo de Von Mises para este caso será:

$$\sigma' = \sigma_m$$

$$\sigma' = 39,43 \text{ kgf/mm}^2$$

El material utilizado para estos ejes es el acero AISI 4340 el cual posee una resistencia a la fluencia de $S_y = 70 \text{ kgf/mm}^2$, mostrado en el anexo O. Por lo tanto el factor de seguridad estático será de:

$$n_s = \frac{S_y}{\sigma'}$$

$$n_s = \frac{70 \text{ kgf/mm}^2}{39,43 \text{ kgf/mm}^2}$$

$$\boxed{n_s = 1,78}$$

4.3.9.2.4 DISEÑO DINÁMICO DEL EJE PIVOTANTE DEL LADO DEL ÉMBOLO DEL CILINDRO

Este eje no es rotativo sin embargo la carga aplicada a este será repetitiva, es por esto que se hace necesario un análisis dinámico.

La sección de análisis es la misma que en el caso anterior.

4.3.9.2.4.1 CÁLCULO DE ESFUERZOS FLUCTUANTES

Los esfuerzos aplicados varían entre $0 \leq \sigma \leq \sigma_m$. Siendo $\sigma_{min} = 0$ y $\sigma_{max} = \sigma_m$ en el instante en que se aplica la carga en la plataforma. De acuerdo a las ecuaciones Ec. (4.29) y Ec. (4.30), las componentes de amplitud y de esfuerzo medio respectivamente serán:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_a = \frac{(39,43 - 0) \text{ kgf/mm}^2}{2} = 19,72 \text{ kgf/mm}^2$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_m = \frac{(39,43 + 0) \text{ kgf/mm}^2}{2} = 19,72 \text{ kgf/mm}^2$$

4.3.9.2.4.2 CÁLCULO DE LA RESISTENCIA DEL MATERIAL

La resistencia a la tracción para el acero AISI 4340 mostrado en el anexo O es de:

$$S_{ut} = 90 \text{ kgf/mm}^2 = 128,01 \text{ kpsi}$$

Debido a que este eje posee las mismas características funcionales que el eje pivote de la plataforma general, mostrado en el punto 4.3.9.4.2, la resistencia del material será por lo tanto la misma resultante que en el caso ya analizado. Por lo tanto se tiene que:

$$S_e = 30,35 \text{ kgf/mm}^2$$

4.3.9.2.4.3 CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD DINÁMICO

Para el cálculo del factor de seguridad dinámico se usa el criterio de falla de Goodman modificado para una vida infinita, por lo tanto utilizando la Ec. (4.39) se tiene que:

$$n_f = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}}$$

$$n_f = \frac{1}{\frac{19,72}{30,35} + \frac{19,72}{90}}$$

$$\boxed{n_f = 1,15}$$

4.3.10 DISEÑO DE JUNTAS DE SOLDADURA

El diseño de las juntas de soldadura para los elementos que conforman la plataforma elevadora de carga se realiza de acuerdo con los procedimientos de soldadura precalificados establecidos por la norma AWS D1.1. En los planos de conjunto mostrados en los anexos se especifica el tipo de soldadura que se debe de realizar para cada elemento que conforma la plataforma elevadora.

El proceso de soldadura general para los elementos que conforman la plataforma elevadora es el proceso GMAW con alambre sólido ER70S-6 de diámetro 1,2 mm.

La resistencia de la soldadura varía dependiendo del lugar en la cual se encuentra ubicada en la plataforma elevadora. Mediante un análisis minucioso de las juntas de soldadura se ha identificado que la mayor resistencia de la soldadura se da en la unión entre el bastidor con la placa de conexión hacia el cilindro hidráulico. Esta placa se une al bastidor con el fin de proveer un punto de pivote al cilindro del lado del embolo con respecto al bastidor, esta configuración se muestra en la figura 4.138.

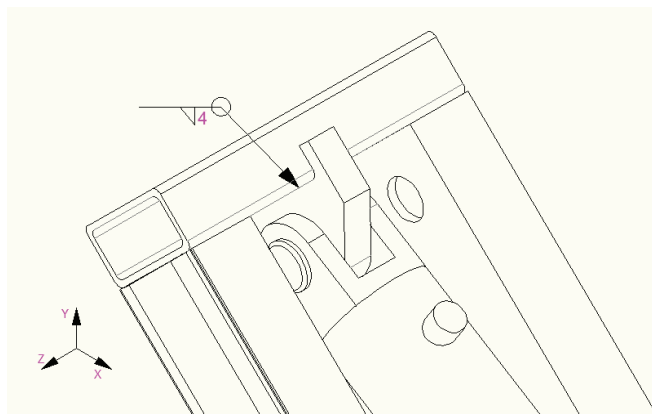


Figura 4.138. Unión placa pivote cilindro del lado del embolo con bastidor.

La fuerza que debe de soportar esta placa es la provocada por la fuerza de tracción del cilindro hidráulico. Como se puede apreciar en el diagrama de cuerpo libre de la figura 4.90 la fuerza de tracción del cilindro corresponde a las reacciones provocadas en el nodo B. Por lo tanto se tiene las reacciones para las placas soldadas conforme a las mostradas en la figura 4.139.

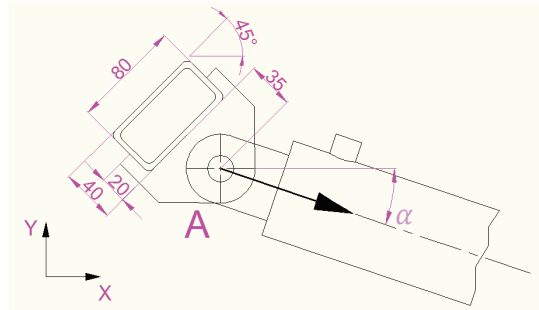


Figura 4.139. DCL placas soldadas.

Como se puede observar en las figuras 4.80 y 4.139 existe una correspondencia directa entre las reacciones en el nodo B y A respectivamente. Las reacciones en el nodo A serán de igual magnitud pero en sentido contrario que las reacciones en el nodo B, por lo tanto de acuerdo a las reacciones de la tabla 4.16 se obtienen los valores determinados en la tabla 4.17 para cada caso de análisis.

Tabla 4.17. Reacciones punto de pivote A para cada caso de análisis.

	CASO I	CASO II	CASO III
θ_3	90	94,88	85,29
θ_4	0,3528	51,97	-49,84
θ_2	-0,3528	50,89	-50,89
α	32,26	38,04	37,94
A_x (kgf)	2617,33	2695,80	2671,54
A_y (kgf)	1652,43	2109,42	2083,04
R_A (kgf)	3095,31	3423	3387,65

Por facilidad de cálculo se determina las componentes de la fuerza A, normal y paralela a la base de apoyo del tubo rectangular, de modo que:

Para el caso I

La componente normal a la base de apoyo del tubo, está dada por:

$$R_{An} = R_A \text{ sen}(45 + 32,26)$$

$$R_{An} = 3095,31 \text{ sen}(45 + 32,26)$$

$$R_{An} = 3019,11 \text{ kgf}$$

La componente paralela a la base de apoyo del tubo, está dada por:

$$R_{Ap} = R_A \cos(45 + 32,26)$$

$$R_{Ap} = 3095,31 \cos(45 + 32,26)$$

$$R_{Ap} = 682,6 \text{ kgf}$$

Para un filete de soldadura de $h = 4 \text{ mm}$ se tiene que el área de la garganta de soldadura será de:

$$A = 1,414h(b + d) \quad \text{Ec. (4.69)}^{54}$$

Donde:

A : Área de la garganta de soldadura.

h : Filete de soldadura.

b y d : Largo y ancho de garganta de soldadura.

Por lo tanto debido a que la placa soldada tiene un espesor de 20 mm se tiene que:

$$A = 1,414h(b + d)$$

$$A = 1,414(0,4)(2 + 8) = 5,66 \text{ cm}^2$$

Debido a que la componente de la fuerza paralela al tubo ejerce flexión en la unión soldada se determina el segundo momento unitario de área, de modo que:

$$I_u = \frac{d^2}{6}(3b + d) \quad \text{Ec. (4.70)}^{54}$$

$$I_u = \frac{8^2}{6}(3(2) + 8) = 149,33 \text{ cm}^3$$

El segundo momento de área I se expresa mediante:

$$I = 0,707hI_u \quad \text{Ec. (4.71)}^{55}$$

⁵⁴ Budynas, R., y Nisbett, J. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. México: McGraw Hill. Tabla 9-2.

$$I = 0,707hI_u$$

$$I = 0,707(0,4)(149,33) = 42,23 \text{ cm}^4$$

Debido a la componente normal a la base de apoyo del tubo se genera el esfuerzo cortante τ_1 , el cual se expresa mediante:

$$\tau_1 = \frac{R_{An}}{A}$$

$$\tau_1 = \frac{3019,11 \text{ kgf}}{5,66 \text{ cm}^2}$$

$$\tau_1 = 533,41 \text{ kgf/cm}^2$$

Debido a la componente paralela a la base de apoyo del tubo se genera dos esfuerzos cortantes τ_2 y τ_3 . El esfuerzo cortante τ_2 se genera por acción de la fuerza paralela a la base de apoyo del tubo y el esfuerzo cortante τ_3 se genera debido al momento generado por la fuerza paralela con respecto al centroide de las juntas soldadas.

$$\tau_2 = \frac{R_{Ap}}{A}$$

$$\tau_2 = \frac{682,6 \text{ kgf}}{5,66 \text{ cm}^2} = 120,6 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\tau_3 = \frac{Mc}{I}$$

$$\tau_3 = \frac{R_{Ap}(3,5)(4)}{42,23}$$

$$\tau_3 = \frac{682,6 (3,5)(4)}{42,23} = 226,3 \text{ kgf/cm}^2$$

Realizando un análisis vectorial para los cortantes se determina el máximo esfuerzo cortante, por lo tanto se tiene que:

$$\tau_{max} = ((\tau_1 + \tau_3)^2 + \tau_2^2)^{1/2}$$

⁵⁵ Budynas, R., y Nisbett, J. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. México: McGraw Hill. Pag 469.

$$\tau_{max} = ((533,41 + 226,3)^2 + 120,6^2)^{1/2} \text{ kgf/cm}^2$$

$$\tau_{max} = 769,22 \text{ kgf/cm}^2$$

Usando el criterio de la energía de distorsión y para el alambre sólido AWS ER70S-6 mostrado en el anexo P, el cual posee un límite de fluencia de $S_y = 384 \text{ Mpa} = 3915,72 \text{ kgf/cm}^2$ se determina el factor de seguridad, de modo que:

$$n_s = \frac{S_{sy}}{\tau_{max}} = \frac{0,577 S_y}{\tau_{max}}$$

$$n_s = \frac{0,577 (3915,72 \text{ kgf/cm}^2)}{769,22 \text{ kgf/cm}^2}$$

$$n_s = 2,94$$

Para el caso II y III se procede de manera similar y se obtienen los resultados mostrados en la tabla 4.18.

Tabla 4.18. Reacciones punto de pivote A para cada caso de análisis.

	CASO I	CASO II	CASO III
θ_3	90	94,88	85,29
θ_4	0,3528	51,97	-49,84
θ_2	-0,3528	50,89	-50,89
α	32,26	38,04	37,94
Ax (kgf)	2617,33	2695,80	2671,54
Ay (kgf)	1652,43	2109,42	2083,04
R _A (kgf)	3095,31	3423	3387,65
R _{Ap} (kgf)	682,10	414,79	416,37
R _{An} (kgf)	3016,89	3397,78	3361,97
T ₁ (kgf/cm ²)	533,41	600,74	594,41
T ₂ (kgf/cm ²)	120,6	73,34	73,62
T ₃ (kgf/cm ²)	226,3	137,50	138,03
T _{max} (kgf/cm ²)	769,22	741,88	736,13
n	2,94	3,05	3,07

Como se puede observar en la tabla el diseño de la junta de soldadura satisface para cualquier caso de análisis.

4.3.11 DISEÑO DE LA PLATAFORMA GENERAL

El diseño general de la plataforma se lo realiza mediante el análisis de elementos finitos a través del software solidworks. Como ya se determinó en el punto 4.3.1.2 el análisis para la plataforma bajo la carga nominal de $P = 500 \text{ kgf}$ muestra que tanto el factor de seguridad como la deflexión son valores aceptables por lo tanto el análisis general se llevara a cabo bajo esta misma carga.

Cabe recalcar que para este análisis se considera al cilindro hidráulico como un único cuerpo sólido y además se desprecia las arandelas y las vichas elásticas ubicadas en la plataforma general debido a que la acción de estas es despreciable.

Para el caso I, bajo la carga de $P = 500 \text{ kgf}$ y bajo un mallado fino se tiene:

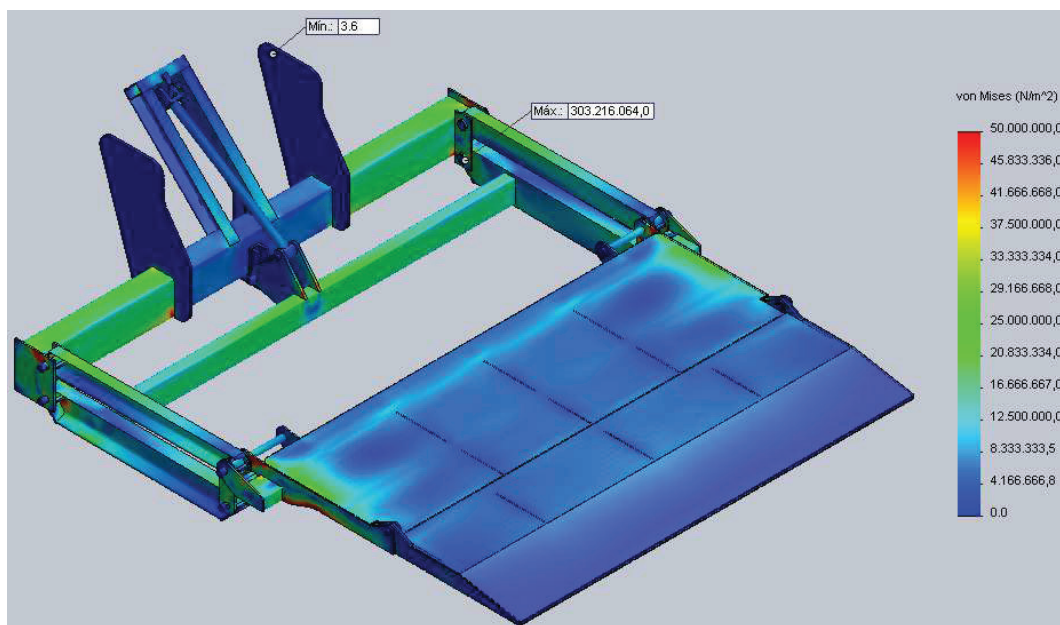


Figura 4.140. Esfuerzos de Von Mises para la plataforma general.

En la figura 4.140 se muestran los esfuerzos de Von Mises para la plataforma general, la cual posee un valor máximo de $\sigma'_{max} = 303,22 \text{ MPa}$ y un esfuerzo mínimo de $\sigma'_{min} = 3,6 \text{ Pa}$.

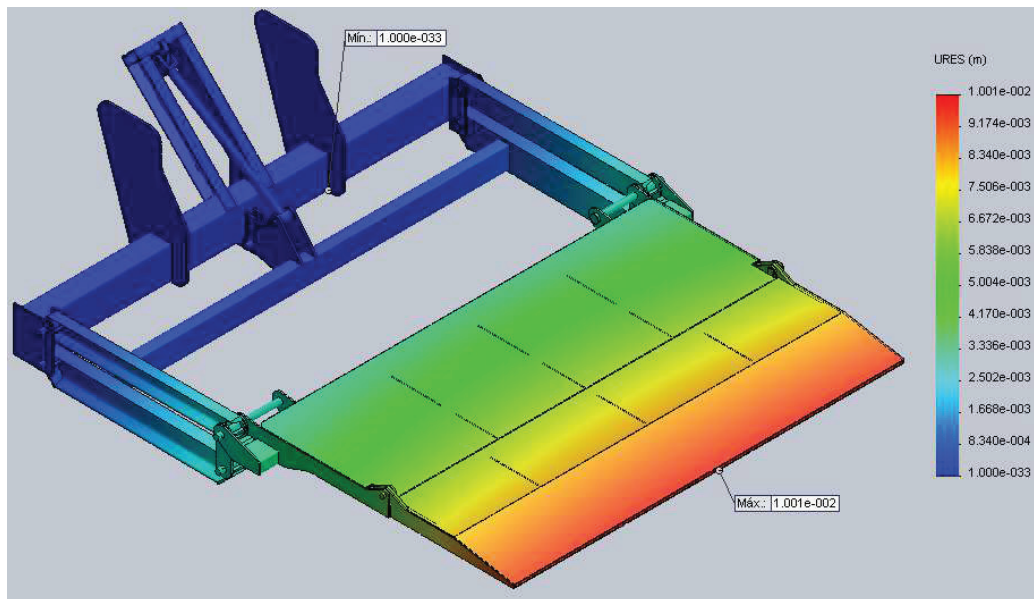


Figura 4.141. Deformación para la plataforma general.

En la figura 4.141 se muestra la deformación para este elemento el cual posee un valor máximo de $\gamma_{max} = 10,01 \text{ mm}$ y un valor mínimo de $\gamma_{min} = 1,00 \times 10^{-30} \text{ mm}$.

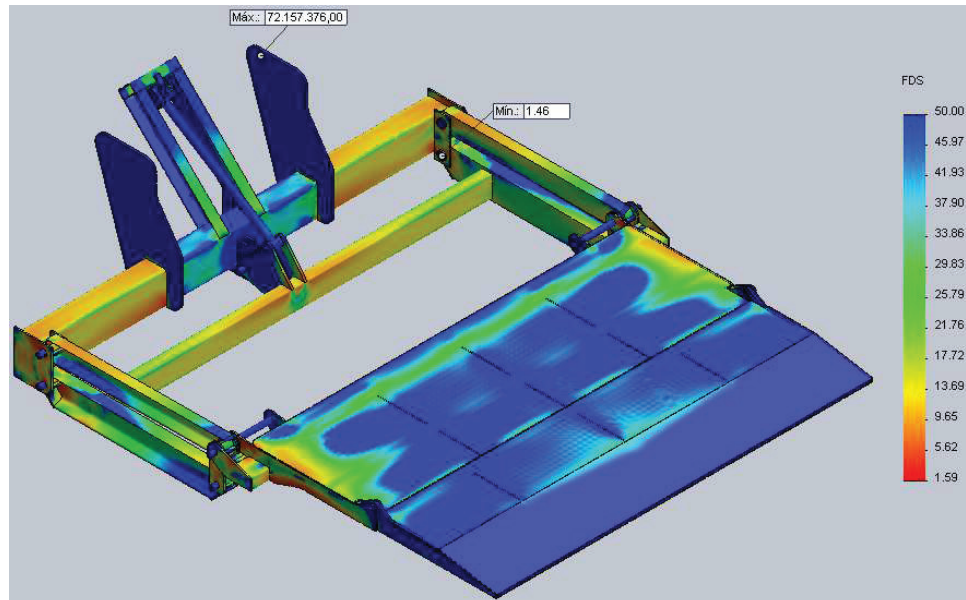


Figura 4.142. Factor de seguridad para la plataforma general.

En la figura 4.142 se muestra el factor de seguridad para este elemento el cual posee un valor máximo de $n_{max} = 72 \times 10^6$ y un valor mínimo de $n_{min} = 1,46$.

Para el caso II y III (mostrado en el anexo Q) se procede de la misma manera y se obtiene los resultados mostrados en la tabla 4.19.

Tabla 4.19. Resultados de plataforma general para cada caso de análisis.

	CASO I	CASO II	CASO III
θ_3	90	94,88	85,29
θ_4	0,3528	51,97	-49,84
θ_2	-0,3528	50,89	-50,89
Carga (kgf)	500	500	500
Von Mises max (Mpa)	303,22	286,1	340,73
Deformación max (mm)	10,01	9,697	9,325
Factor de seguridad max	1,46	1,59	1,43

Por lo tanto el análisis general de la plataforma muestra que el diseño es aceptable.

4.3.12 PLANOS DE CONSTRUCCIÓN

Ver anexo R.

4.3.13 HOJAS DE PROCESOS

Ver anexo S.

CAPITULO 5

5 SIMULACIÓN DE ESFUERZOS MEDIANTE SOFTWARE

5.1 INTRODUCCIÓN.

El avance de la tecnología computacional es en la actualidad una herramienta esencial en el modelamiento y análisis de sistemas mecánicos complejos. Los software utilizados para el diseño mecánico permiten al diseñador optimizar tiempo, recursos y de esta manera garantizar la calidad, el rendimiento y la seguridad del producto.

5.2 PARÁMETROS GENERALES DE SIMULACIÓN

Para la simulación de los elementos mecánicos constituyentes de la plataforma se utiliza el software solidworks mediante su herramienta de simulación. El tipo de análisis seleccionado es mediante un estudio estático lineal.

El tipo de material, las condiciones de frontera y las cargas actuantes sobre cada elemento serán seleccionados de acuerdo a las características individuales de funcionamiento. Además se seleccionara un tipo de mallado fino con el objeto de que los resultados presentados tengas la mayor precisión posible.

Los resultados más relevantes que se determinara son: las tensiones de Vom Mises, los desplazamientos y el factor de seguridad para cada elemento.

5.3 ANÁLISIS DEL EJE PIVOTE DE LA PLATAFORMA ABATIBLE

Las condiciones de frontera para este eje se dan de acuerdo con la configuración mostrada en la figura 4.14. Para las cargas mostradas en el diagrama de cuerpo libre de la figura 4.15 y para un mallado fino se obtienen los siguientes resultados:

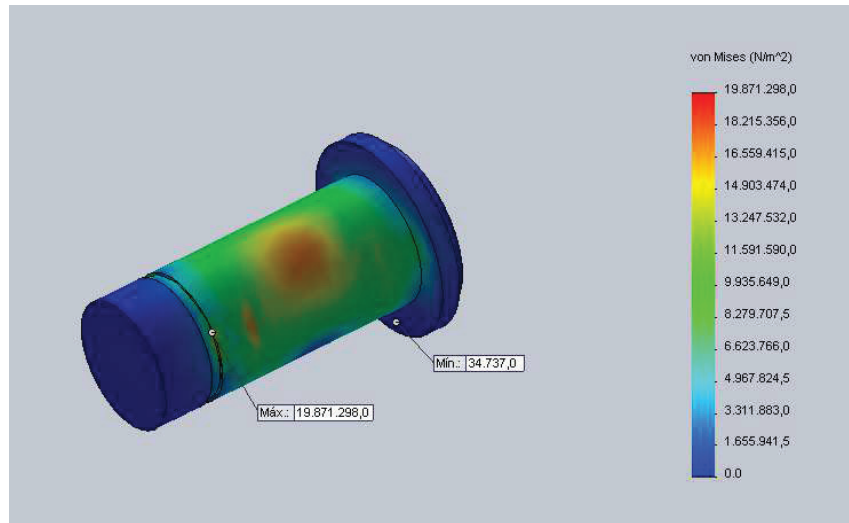


Figura 5.1. Esfuerzos de Von Mises eje pivote de la plataforma abatible.

En la figura 5.1 se muestran los esfuerzos de Von Mises para el eje pivote de la plataforma abatible, el cual posee un valor máximo de $\sigma'_{max} = 19,87 \text{ Mpa}$ y un esfuerzo mínimo de $\sigma'_{min} = 0,035 \text{ Mpa}$.

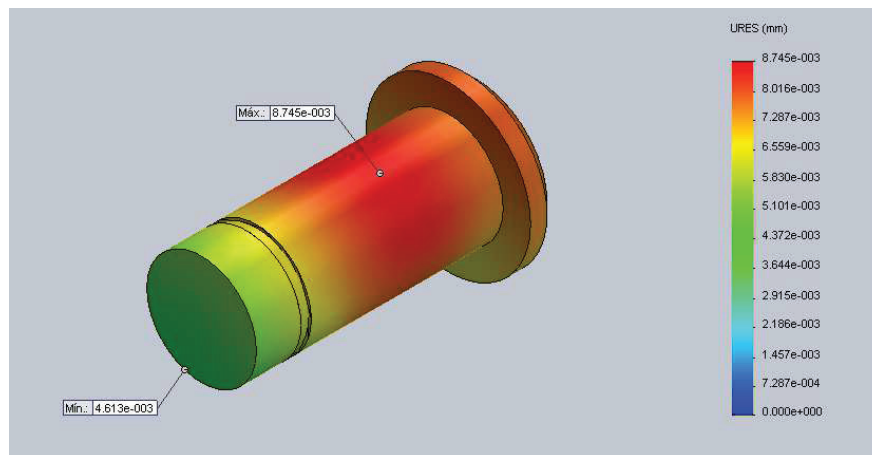


Figura 5.2. Deformación del eje pivote de la plataforma abatible.

En la figura 5.2 se muestra la deformación para este elemento el cual posee un valor máximo de $\gamma_{max} = 8,745 \times 10^{-3} \text{ mm}$ y un valor mínimo de $\gamma_{min} = 4,61 \times 10^{-3} \text{ mm}$.

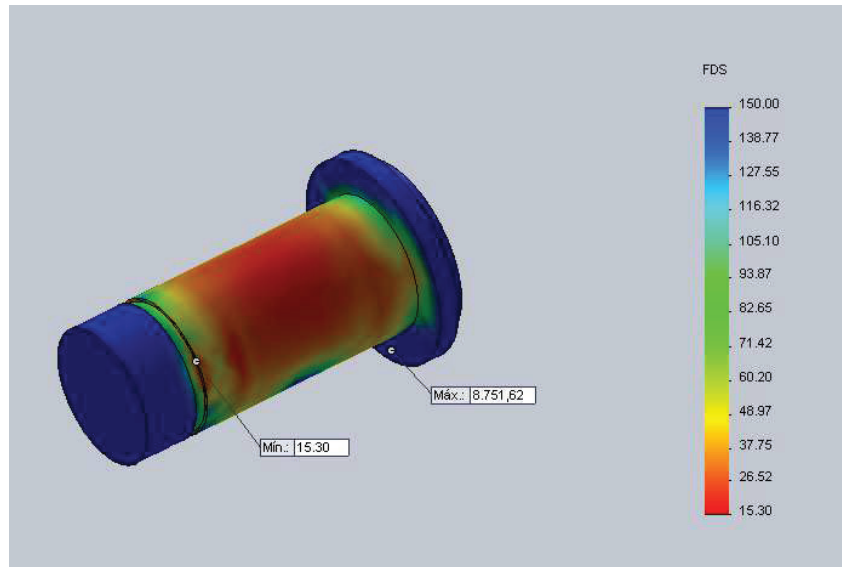


Figura 5.3. Factor de seguridad del eje pivote de la plataforma abatible.

En la figura 5.3 se muestra el factor de seguridad para este elemento el cual posee un valor máximo de $n_{max} = 8751,62$ y un valor mínimo de $n_{min} = 15,3$. Estos resultados obtenidos para este eje se resumen en la tabla 5.1.

Tabla 5.1. Resultados análisis del eje pivote de la plataforma abatible.

	Máximo		Mínimo		Teórico
Esfuerzos (Von Mises)	19,87 Mpa	2,02 kgf/mm ²	0,035 Mpa	0,0035 kgf/mm ²	1,87 kgf/mm ²
Deformación	8,745E-03 mm		4,61E-03 mm		-
Factor de Seguridad	8751,62		15,3		16,6

Como se puede apreciar en los resultados de la tabla 5.1 los esfuerzos calculados teóricamente son 7,7 % menores a los obtenidos mediante el software por lo tanto esta diferencia es aceptable.

5.4 ANÁLISIS DEL EJE PIVOTE DE LA PLATAFORMA GENERAL

Las condiciones de frontera para este eje se dan de acuerdo con la configuración mostrada en la figura 4.33. Para las cargas mostradas en el diagrama de cuerpo libre de la figura 4.34 y para un mallado fino se obtienen los siguientes resultados:

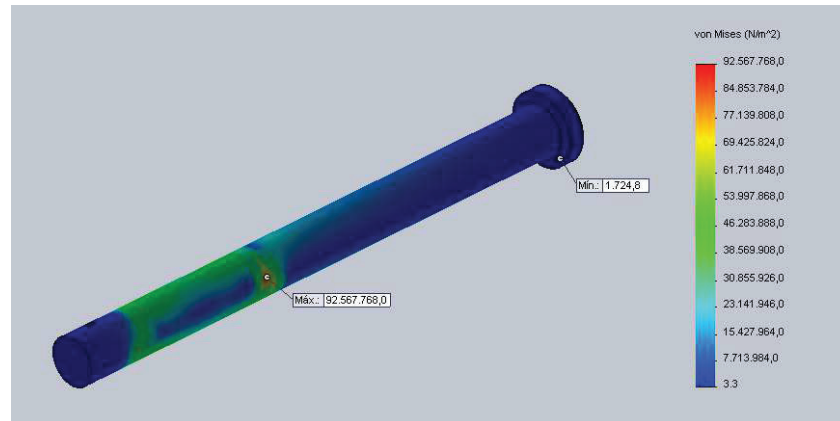


Figura 5.4. Esfuerzos de Von Mises eje pivote de la plataforma general.

En la figura 5.4 se muestran los esfuerzos de Von Mises para el eje pivote de la plataforma general, el cual posee un valor máximo de $\sigma'_{max} = 92,57 \text{ Mpa}$ y un esfuerzo mínimo de $\sigma'_{min} = 0,0017 \text{ Mpa}$.

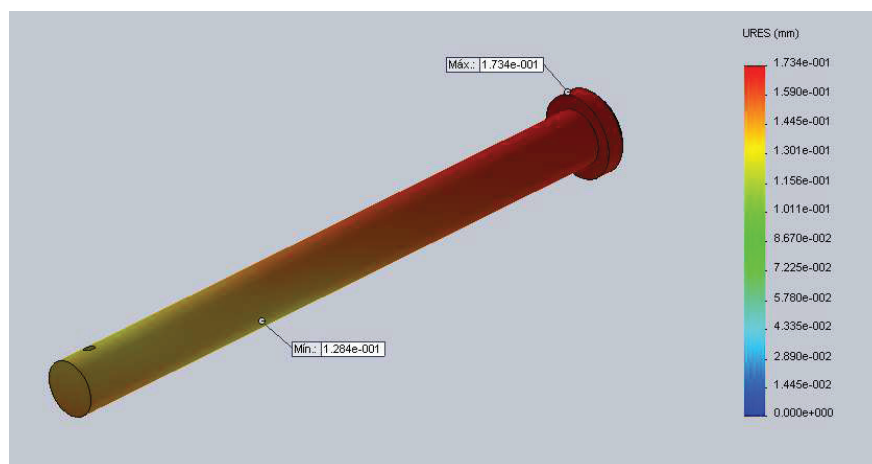


Figura 5.5. Deformación del eje pivote de la plataforma general.

En la figura 5.5 se muestra la deformación para este elemento el cual posee un valor máximo de $\gamma_{max} = 1,734 \times 10^{-1} \text{ mm}$ y un valor mínimo de $\gamma_{min} = 1,284 \times 10^{-1} \text{ mm}$.

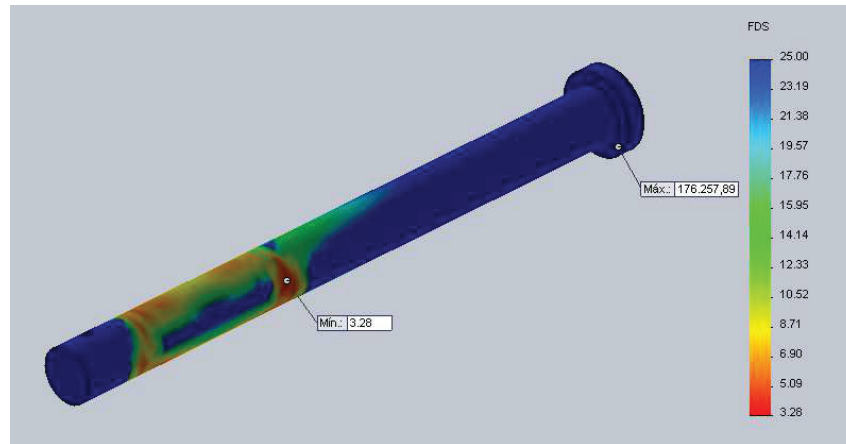


Figura 5.6. Factor de seguridad del eje pivote de la plataforma general.

En la figura 5.6 se muestra el factor de seguridad para este elemento el cual posee un valor máximo de $n_{max} = 176257,89$ y un valor mínimo de $n_{min} = 3,28$. Estos resultados obtenidos para este eje se resumen en la tabla 5.2.

Tabla 5.2. Resultados análisis del eje pivote de la plataforma general.

	Máximo		Mínimo		Teórico
Esfuerzos (Von Mises)	92,57 Mpa	9,39 kgf/mm ²	0,0017 Mpa	0,00024 kgf/mm ²	9,42 kgf/mm ²
Deformación	1,734E-01 mm		1,284E-01 mm		-
Factor de Seguridad	176257,89		3,28		3,3

Como se puede apreciar en los resultados de la tabla 5.2 los esfuerzos calculados teóricamente son 0,2 % mayores a los obtenidos mediante el software por lo tanto esta diferencia es aceptable.

5.5 ANÁLISIS DEL RESORTE DE TORSIÓN

El resorte de torsión bajo las condiciones de frontera y carga mostradas en la figura 4.68 y para un mallado fino se obtiene los siguientes resultados:

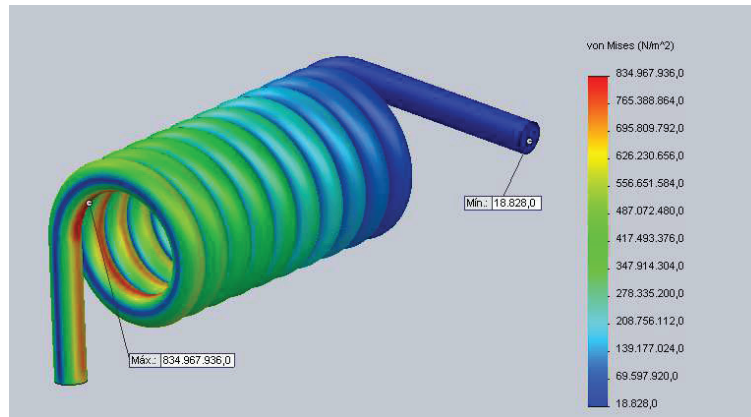


Figura 5.7. Esfuerzos de Von Mises resorte de torsión.

En la figura 5.7 se muestran los esfuerzos de Von Mises para el eje resorte de torsión, el cual posee un valor máximo de $\sigma'_{max} = 834,97 \text{ Mpa}$ y un esfuerzo mínimo de $\sigma'_{min} = 0,0188 \text{ Mpa}$.

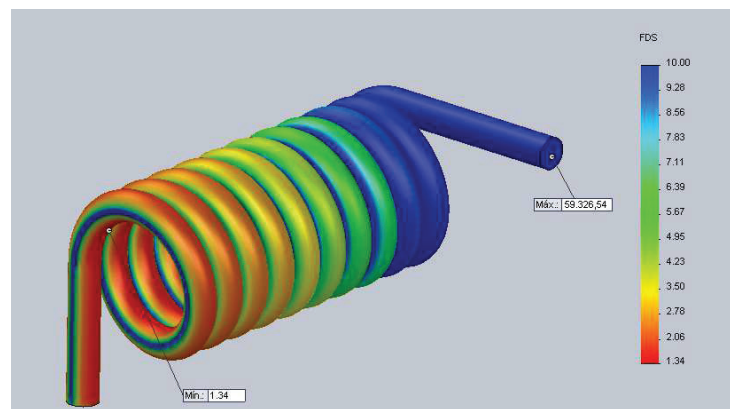


Figura 5.8. Esfuerzos de Von Mises resorte de torsión.

En la figura 5.8 se muestra el factor de seguridad para este elemento el cual posee un valor máximo de $n_{max} = 59326,54$ y un valor mínimo de $n_{min} = 1,34$.

Debido a que existen varios factores que se debe determinar por la deformación del resorte se ha optado por obtener ayuda bajo el análisis mediante la herramienta “torsión spring component generator” del software INVENTOR la cual es una herramienta muy útil para el diseño de resortes de torsión. Los datos de entrada para el diseño mostrados en la figura 5.10 están de acuerdo con la configuración mostrada en la figura 5.9.

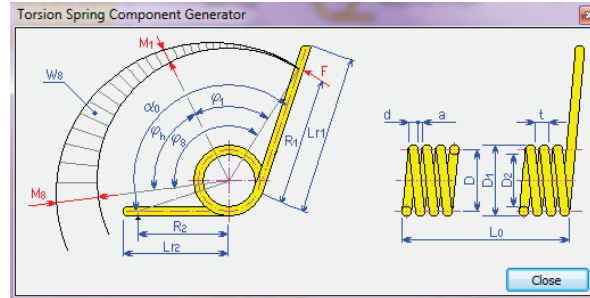


Figura 5.9. Configuración resorte de torsión (software inventor).

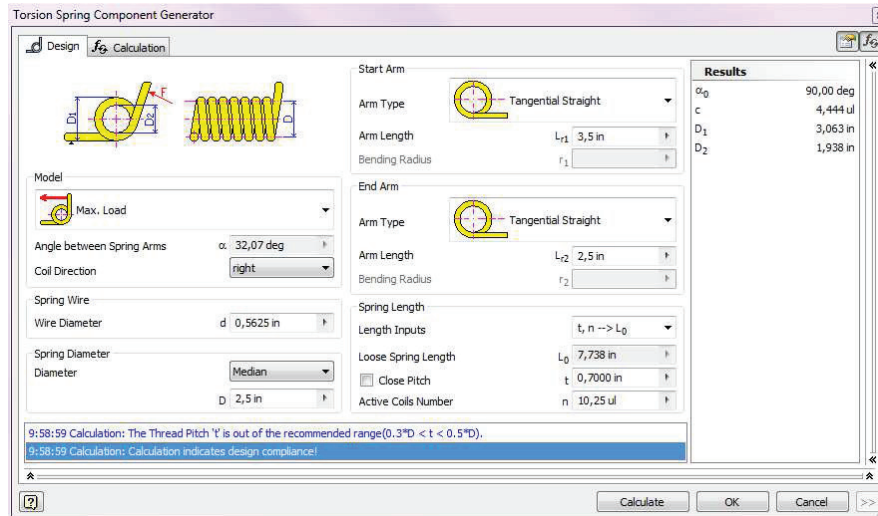


Figura 5.10. Ingreso de datos resorte de torsión.

Los resultados obtenidos por el software calculados para el momento aplicado al resorte de $M_{max} = 1995,84 \text{ kgf cm} = 144,057 \text{ lbf ft}$ se muestran en la figura 5.11. Los resultados indican que este diseño no falla es decir que el diseño se encuentra bajo conformidad.

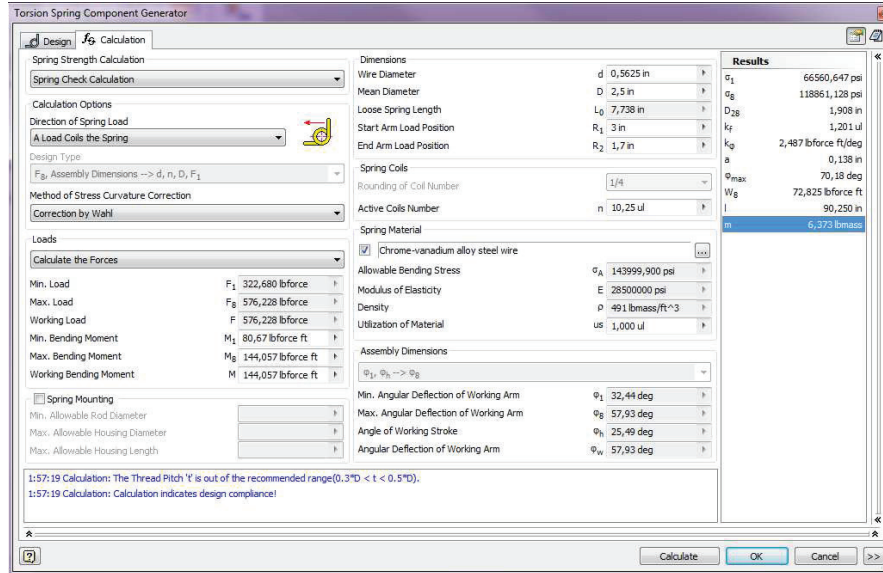


Figura 5.11. Resultados de diseño de resorte de torsión.

Estos resultados obtenidos se resumen en la tabla 5.3 de manera que:

Tabla 5.3. Resultados análisis del resorte de torsión.

	Solidworks	Inventor	Teórico
Esfuerzos (Von Mises)	834,97 Mpa	118861,128 psi	8360,08 kgf/cm ²
	8514,32 kgf/mm ²	8354,48 kgf/mm ²	
Deformación angular	-	57,93°	59,53°
Diámetro interno espira (mínimo)	-	1,908 in	-
		48,46 mm	
Factor de Seguridad	1,34	1,21	1,36

5.6 ANÁLISIS DEL EJE SECUNDARIO DEL ESLABÓN 3

Las condiciones de frontera para este eje se dan de acuerdo con la configuración mostrada en la figura 4.70. Para las cargas mostradas en el diagrama de cuerpo libre de la figura 4.71 y para un mallado fino se obtienen los siguientes resultados:

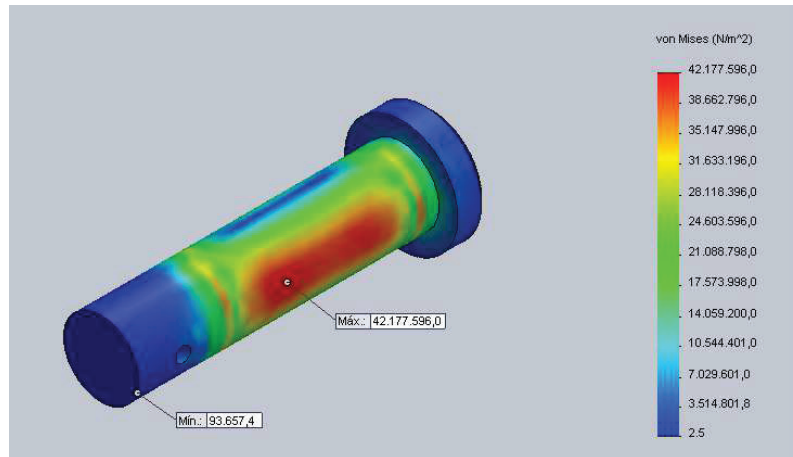


Figura 5.12. Esfuerzos de Von Mises eje secundario del eslabón 3.

En la figura 5.12 se muestran los esfuerzos de Von Mises para el eje secundario del eslabón 3, el cual posee un valor máximo de $\sigma'_{max} = 42,18 \text{ Mpa}$ y un esfuerzo mínimo de $\sigma'_{min} = 0,094 \text{ Mpa}$.

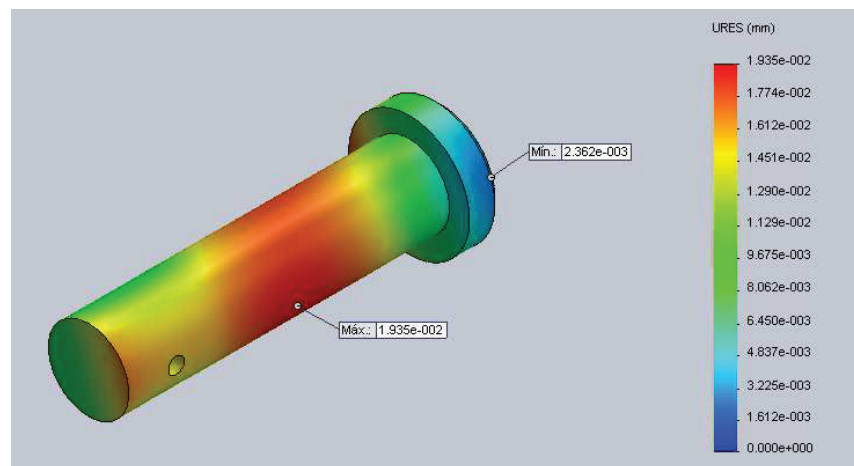


Figura 5.13. Deformación del eje secundario del eslabón 3.

En la figura 5.13 se muestra la deformación para este elemento el cual posee un valor máximo de $\gamma_{max} = 1,935 \times 10^{-2} \text{ mm}$ y un valor mínimo de $\gamma_{min} = 2,362 \times 10^{-3} \text{ mm}$.

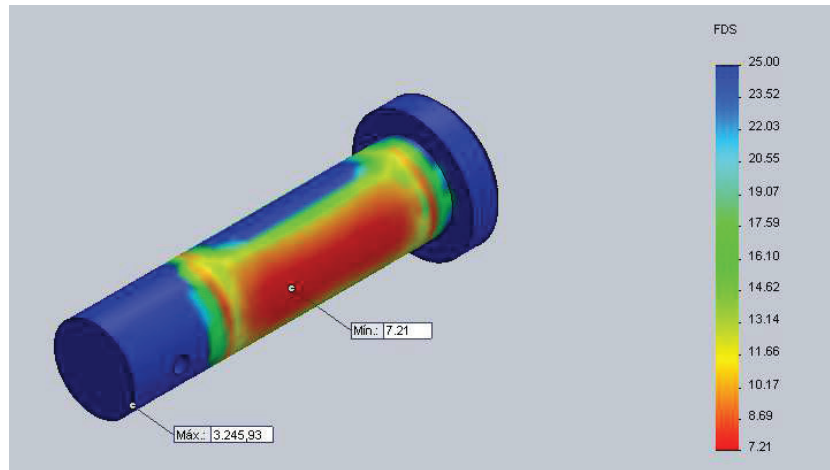


Figura 5.14. Factor de seguridad del eje secundario del eslabón 3.

En la figura 5.12 se muestra el factor de seguridad para este elemento el cual posee un valor máximo de $n_{max} = 3245,93$ y un valor mínimo de $n_{min} = 7,21$. Estos resultados obtenidos para este eje se resumen en la tabla 5.4.

Tabla 5.4. Resultados análisis del eje secundario del eslabón 3.

	Máximo		Mínimo		Teórico
Esfuerzos (Von Mises)	42,18 Mpa	4,3 kgf/mm ²	0,094 Mpa	0,0096 kgf/mm ²	7,87 kgf/mm ²
Deformación	1,935E-02 mm		2,362E-03 mm		-
Factor de Seguridad	3245,93		7,21		3,9

5.7 ANÁLISIS DE LOS BRAZOS SUPERIORES (ESLABÓN 4)

Las condiciones de frontera y las cargas para este elemento se dan de acuerdo con la configuración mostrada en el punto 4.3.4.1 y para un mallado fino se obtienen los siguientes resultados:

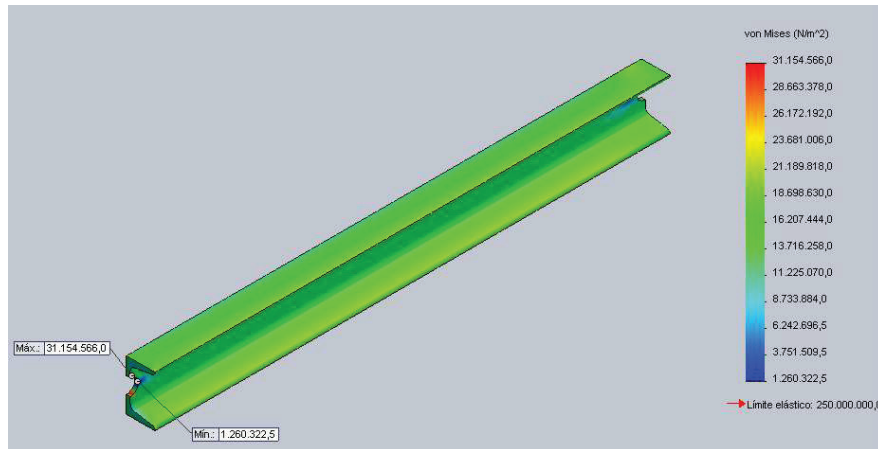


Figura 5.15. Esfuerzos de Von Mises brazo superior.

En la figura 5.15 se muestran los esfuerzos de Von Mises para el brazo superior, la cual posee un valor máximo de $\sigma'_{max} = 31,15 \text{ Mpa}$ y un esfuerzo mínimo de $\sigma'_{min} = 1,26 \text{ Mpa}$.

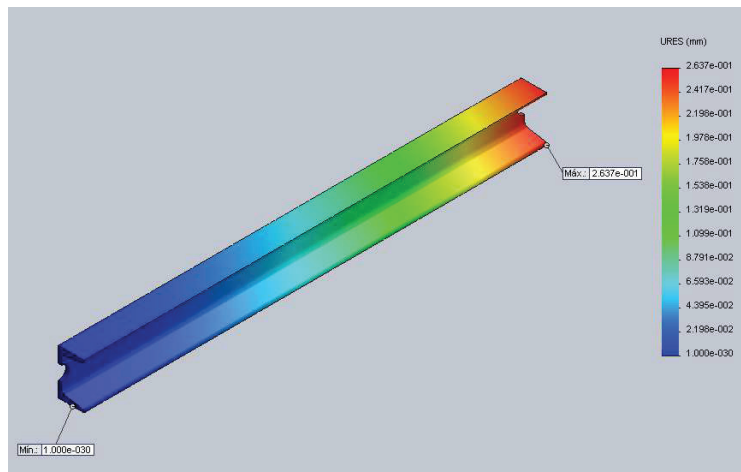


Figura 5.16. Deformación del brazo superior.

En la figura 5.16 se muestra la deformación para este elemento el cual posee un valor máximo de $\gamma_{max} = 2,637 \times 10^{-1} \text{ mm}$ y un valor mínimo de $\gamma_{min} = 1,0 \times 10^{-30} \text{ mm}$.

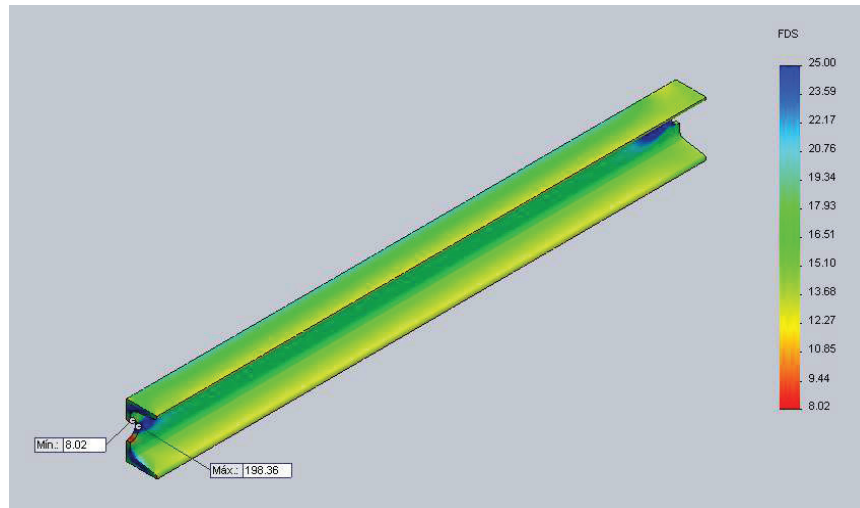


Figura 5.17. Factor de seguridad del brazo superior.

En la figura 5.17 se muestra el factor de seguridad para este elemento el cual posee un valor máximo de $n_{max} = 198,36$ y un valor mínimo de $n_{min} = 8,02$. Estos resultados obtenidos para este elemento se resumen en la tabla 5.5.

Tabla 5.5. Resultados análisis del brazo superior.

	Máximo	Mínimo	Teórico
Esfuerzos (Von Mises)	317,67 kgf/cm ²	12,85 kgf/cm ²	178,08 kgf/cm ²
Deformación	2,637E-01 mm	1,00E-030 mm	-
Factor de Seguridad	198,36	8,02	14,2

5.8 ANÁLISIS DE LOS BRAZOS INFERIORES (ESLABÓN 2)

Las condiciones de frontera para este elemento se dan de acuerdo con la configuración mostrada en la figura 4.95. Para las cargas mostradas en el diagrama de cuerpo libre de la figura 4.97 y para un mallado fino se obtienen los siguientes resultados:

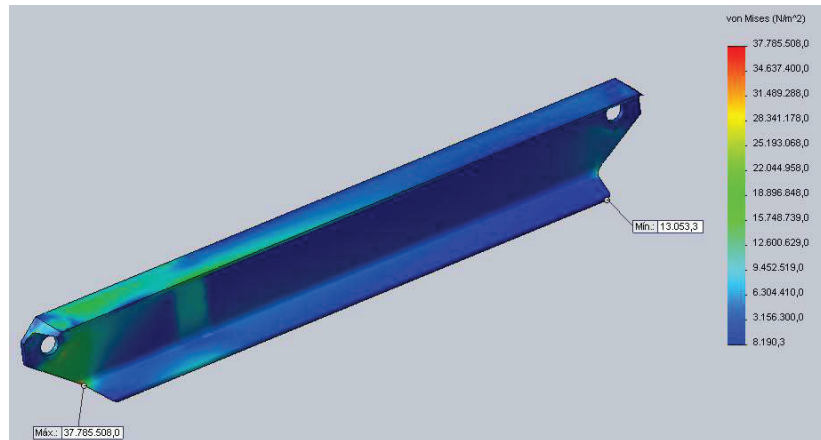


Figura 5.18. Esfuerzos de Von Mises brazo inferior.

En la figura 5.18 se muestran los esfuerzos de Von Mises para el brazo inferior, la cual posee un valor máximo de $\sigma'_{max} = 37,78 \text{ Mpa}$ y un esfuerzo mínimo de $\sigma'_{min} = 0,013 \text{ Mpa}$.

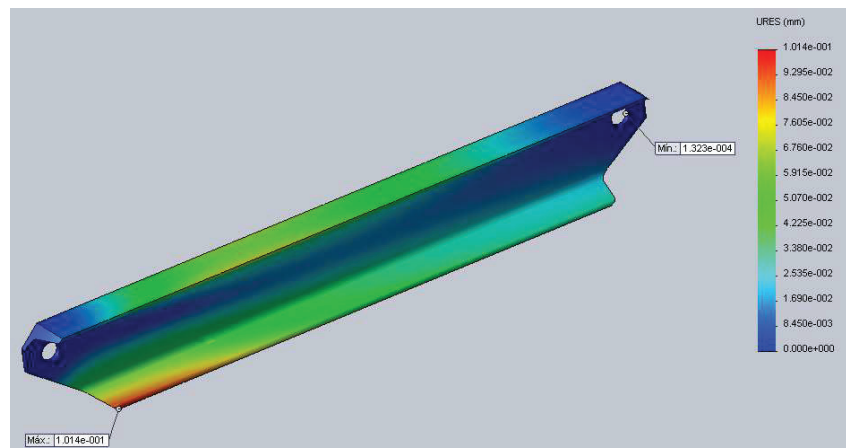


Figura 5.19. Deformación del brazo inferior.

En la figura 5.19 se muestra la deformación para este elemento el cual posee un valor máximo de $\gamma_{max} = 1,014 \times 10^{-1} \text{ mm}$ y un valor mínimo de $\gamma_{min} = 1,323 \times 10^{-4} \text{ mm}$.

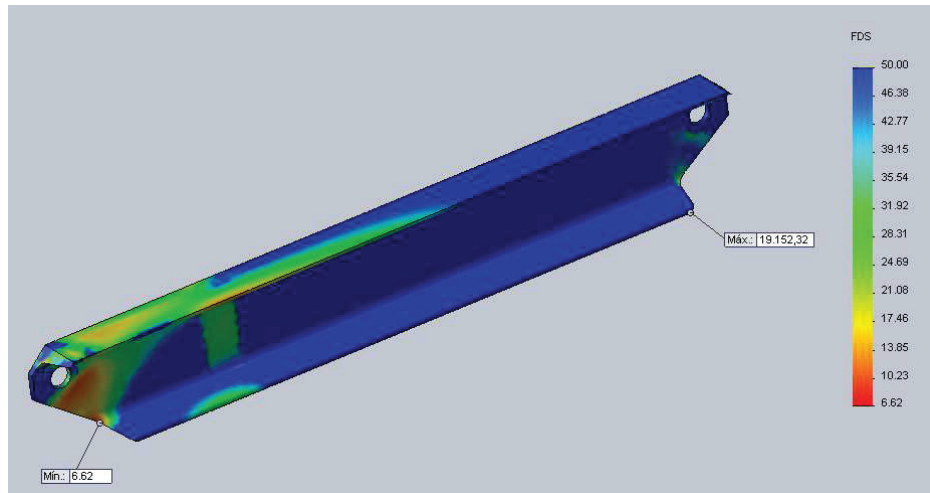


Figura 5.20. Factor de seguridad del brazo inferior.

En la figura 5.20 se muestra el factor de seguridad para este elemento el cual posee un valor máximo de $n_{max} = 19152,32$ y un valor mínimo de $n_{min} = 6,62$. Estos resultados obtenidos para este elemento se resumen en la tabla 5.6.

Tabla 5.6. Resultados análisis del brazo inferior.

	Máximo	Mínimo	Teórico
Esfuerzos (Von Mises)	385,3 kgf/cm ²	0,133 kgf/cm ²	580,65 kgf/cm ²
Deformación	1,014E-01 mm	1,323E-04 mm	-
Factor de Seguridad	19152,32	6,62	4,36

5.9 ANÁLISIS DEL EJE PIVOTE DEL BRAZO SUPERIOR

Las condiciones de frontera para este eje se dan de acuerdo con la configuración mostrada en la figura 4.107. Para las cargas mostradas en el diagrama de cuerpo libre de la figura 4.108 y para un mallado fino se obtienen los siguientes resultados:

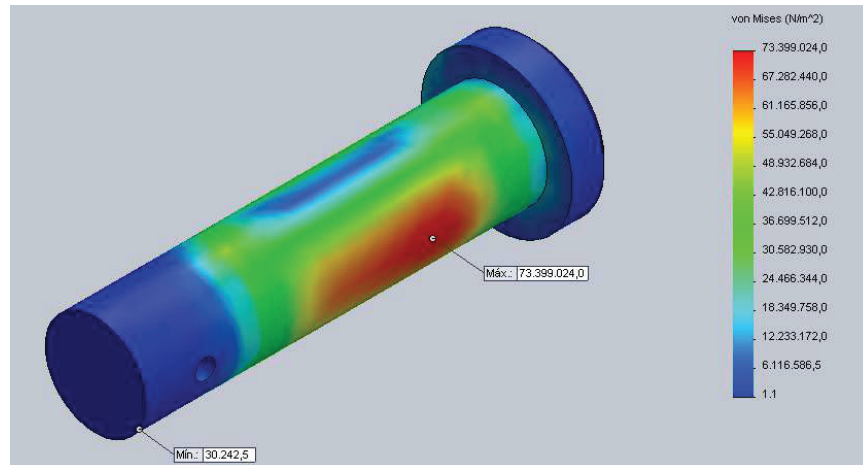


Figura 5.21. Esfuerzos de Von Mises eje pivote del brazo superior.

En la figura 5.21 se muestran los esfuerzos de Von Mises para el eje pivote del brazo superior, el cual posee un valor máximo de $\sigma'_{max} = 73,4 \text{ Mpa}$ y un esfuerzo mínimo de $\sigma'_{min} = 0,03 \text{ Mpa}$.

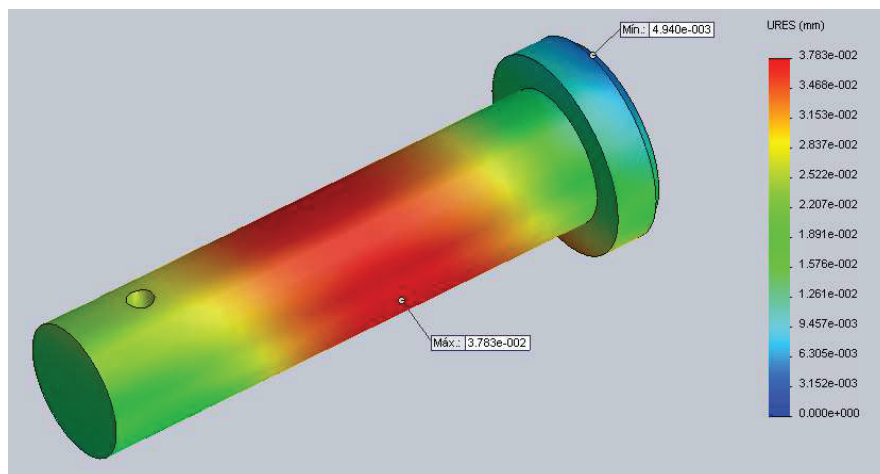


Figura 5.22. Deformación del eje pivote del brazo superior.

En la figura 5.22 se muestra la deformación para este elemento el cual posee un valor máximo de $\gamma_{max} = 3,783 \times 10^{-2} \text{ mm}$ y un valor mínimo de $\gamma_{min} = 4,94 \times 10^{-3} \text{ mm}$.

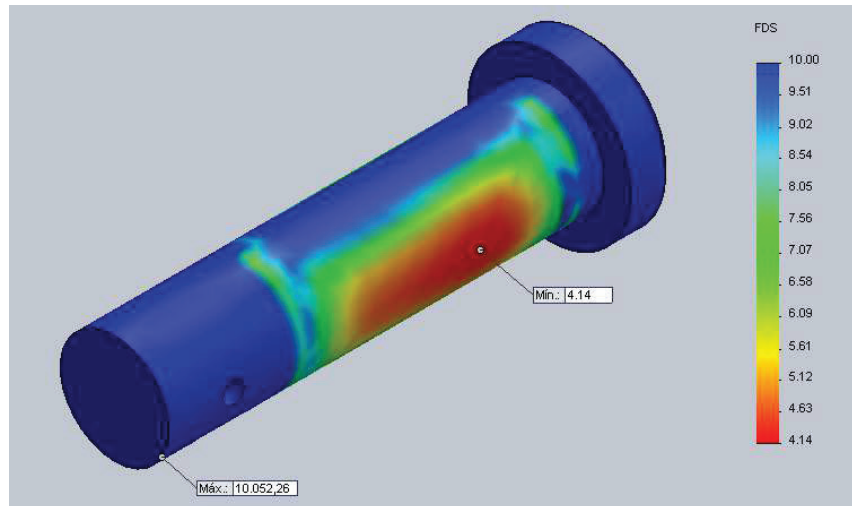


Figura 5.23. Factor de seguridad del eje pivote del brazo superior.

En la figura 5.23 se muestra el factor de seguridad para este elemento el cual posee un valor máximo de $n_{max} = 10052,26$ y un valor mínimo de $n_{min} = 4,14$. Estos resultados obtenidos para este eje se resumen en la tabla 5.7.

Tabla 5.7. Resultados análisis del eje pivote del brazo superior.

	Máximo		Mínimo		Teórico
Esfuerzos (Von Mises)	73,4 Mpa	7,48 kgf/mm ²	0,03 Mpa	0,003 kgf/mm ²	11,14 kgf/mm ²
Deformación	3,783E-02 mm		4,94E-03 mm		-
Factor de Seguridad	10052,26		4,14		2,78

5.10 ANÁLISIS DEL EJE PIVOTE DEL BRAZO INFERIOR

Las condiciones de frontera para este eje se dan de acuerdo con la configuración determinada en el punto 4.3.6. Para las cargas mostradas en el diagrama de cuerpo libre de la figura 4.117 y para un mallado fino se obtienen los siguientes resultados:

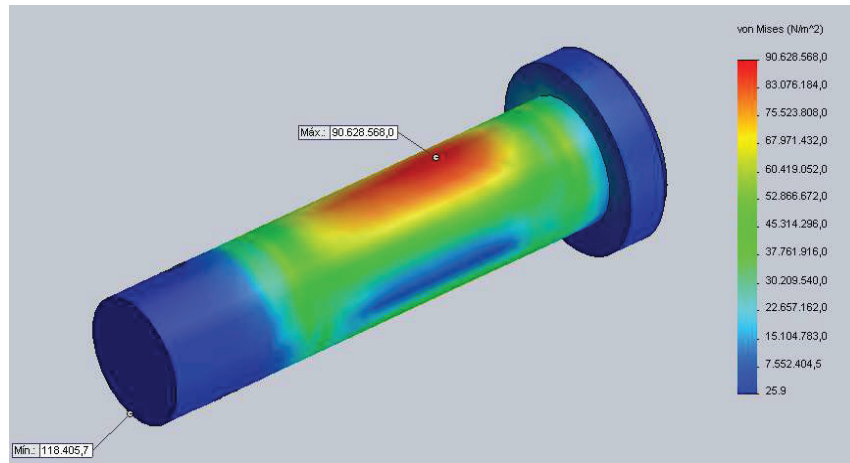


Figura 5.24. Esfuerzos de Von Mises eje pivote del brazo inferior.

En la figura 5.24 se muestran los esfuerzos de Von Mises para el eje pivote del brazo inferior, el cual posee un valor máximo de $\sigma'_{max} = 90,63 \text{ Mpa}$ y un esfuerzo mínimo de $\sigma'_{min} = 0,118 \text{ Mpa}$.

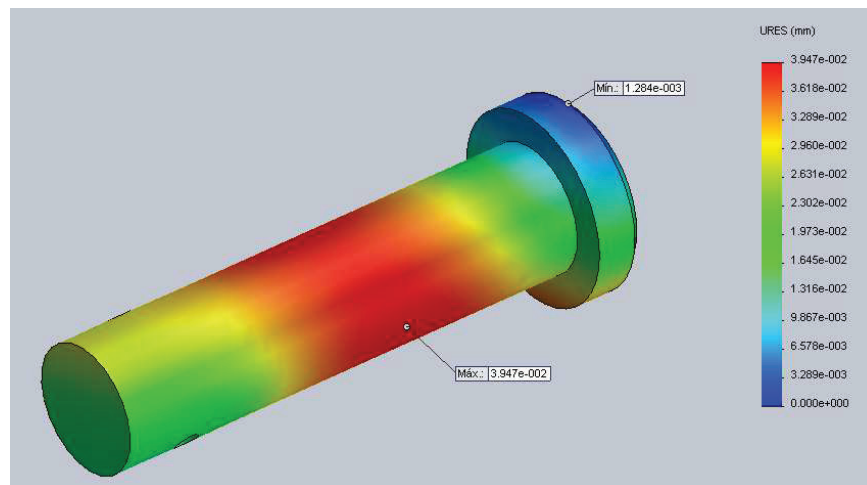


Figura 5.25. Deformación del eje pivote del brazo inferior.

En la figura 5.25 se muestra la deformación para este elemento el cual posee un valor máximo de $\gamma_{max} = 3,947 \times 10^{-2} \text{ mm}$ y un valor mínimo de $\gamma_{min} = 1,284 \times 10^{-3} \text{ mm}$.

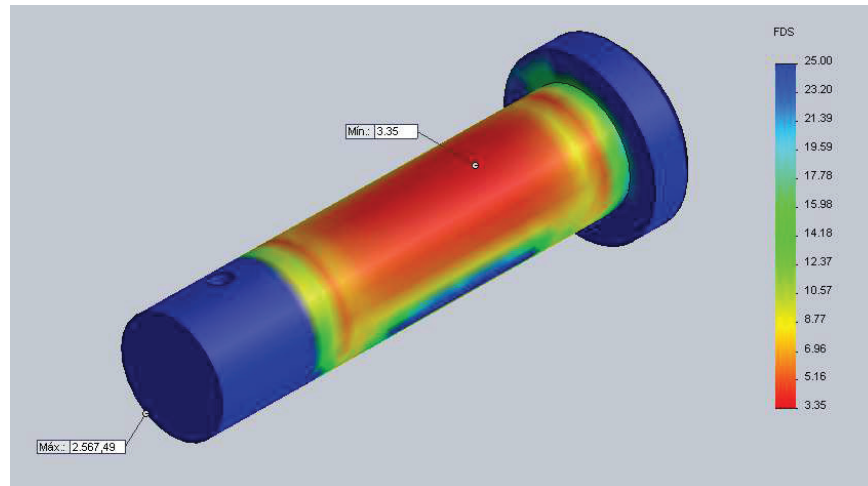


Figura 5.26. Factor de seguridad del eje pivote del brazo inferior.

En la figura 5.26 se muestra el factor de seguridad para este elemento el cual posee un valor máximo de $n_{max} = 2567,49$ y un valor mínimo de $n_{min} = 3,35$. Estos resultados obtenidos para este eje se resumen en la tabla 5.8.

Tabla 5.8. Resultados análisis del eje pivote del brazo inferior.

	Máximo		Mínimo		Teórico
Esfuerzos (Von Mises)	90,63 Mpa	9,24 kgf/mm ²	0,118 Mpa	0,012 kgf/mm ²	13,71 kgf/mm ²
Deformación	3,947E-02 mm		1,284E-03 mm		-
Factor de Seguridad	2567,49		3,35		2,26

5.11 ANÁLISIS DEL EJE DE LA PLACA PIVOTANTE

Las condiciones de frontera para este eje se dan de acuerdo con la configuración mostrada en la figura 4.126. Para las cargas mostradas en el diagrama de cuerpo libre de la figura 4.117 y para un mallado fino se obtienen los siguientes resultados:

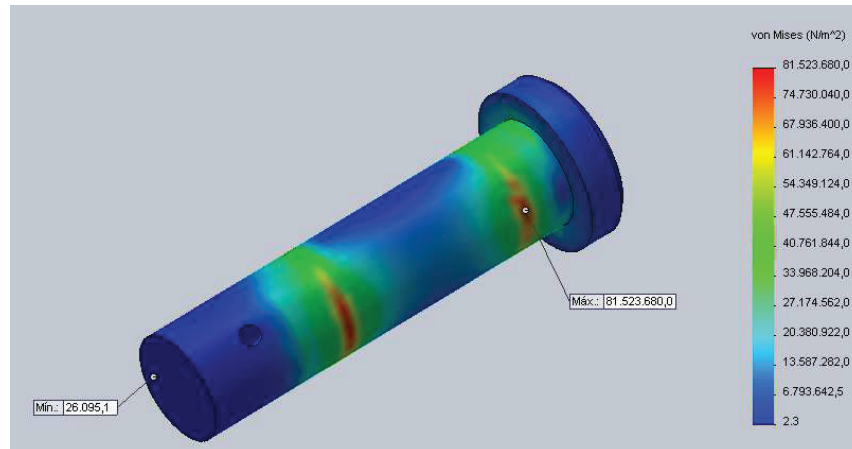


Figura 5.27. Esfuerzos de Von Mises eje de la placa pivotante.

En la figura 5.27 se muestran los esfuerzos de Von Mises para el eje de la placa pivotante, el cual posee un valor máximo de $\sigma'_{max} = 81,52 \text{ Mpa}$ y un esfuerzo mínimo de $\sigma'_{min} = 0,026 \text{ Mpa}$.

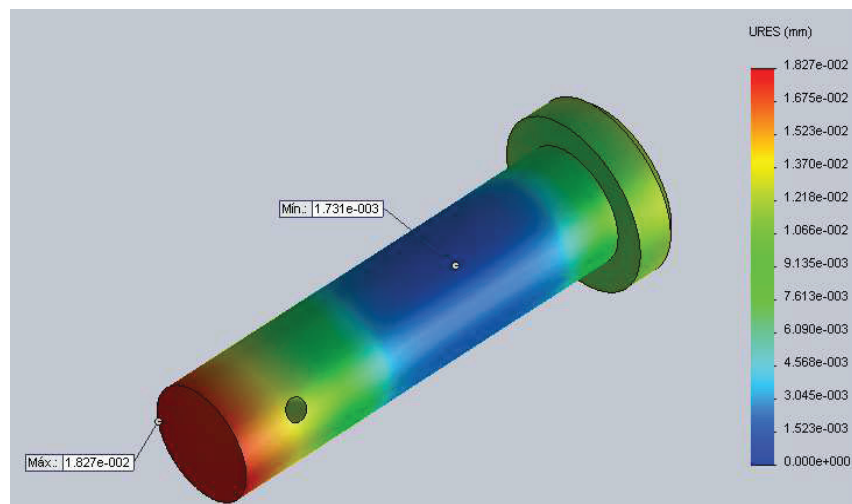


Figura 5.28. Deformación del eje de la placa pivotante.

En la figura 5.28 se muestra la deformación para este elemento el cual posee un valor máximo de $\gamma_{max} = 1,827 \times 10^{-2} \text{ mm}$ y un valor mínimo de $\gamma_{min} = 1,731 \times 10^{-3} \text{ mm}$.

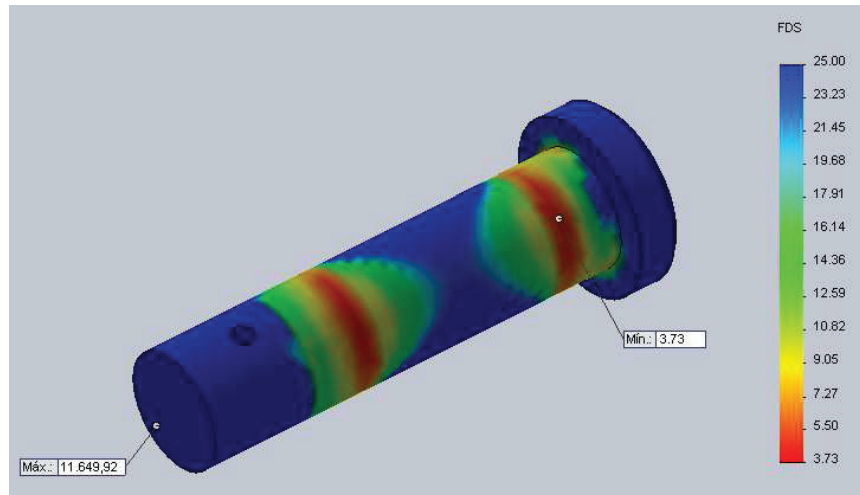


Figura 5.29. Factor de seguridad del eje de la placa pivotante.

En la figura 5.29 se muestra el factor de seguridad para este elemento el cual posee un valor máximo de $n_{max} = 11649,92$ y un valor mínimo de $n_{min} = 3,73$. Estos resultados obtenidos para este eje se resumen en la tabla 5.9.

Tabla 5.9. Resultados análisis del eje de la placa pivotante.

	Máximo		Mínimo		Teórico
Esfuerzos (Von Mises)	81,52 Mpa	8,31 kgf/mm ²	0,026 Mpa	0,0027 kgf/mm ²	13,22 kgf/mm ²
Deformación	1,827E-02 mm		1,731E-03 mm		-
Factor de Seguridad	11649,92		3,73		2,34

5.12 ANÁLISIS DEL EJE PIVOTE DEL LADO DEL VASTAGO DEL CILINDRO

Las condiciones de frontera para este eje se dan de acuerdo con la configuración mostrada en la figura 4.153. Para las cargas mostradas en el diagrama de cuerpo libre de la figura 4.154 y para un mallado fino se obtienen los siguientes resultados:

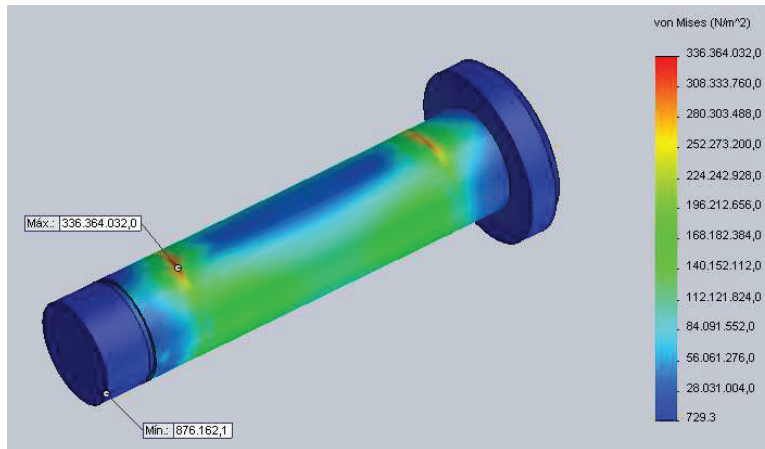


Figura 5.30. Esfuerzos de Von Mises eje pivote del lado del vástago del cilindro.

En la figura 5.30 se muestran los esfuerzos de Von Mises para el eje pivote del lado del vástago del cilindro, el cual posee un valor máximo de $\sigma'_{max} = 336,36 \text{ Mpa}$ y un esfuerzo mínimo de $\sigma'_{min} = 0,876 \text{ Mpa}$.

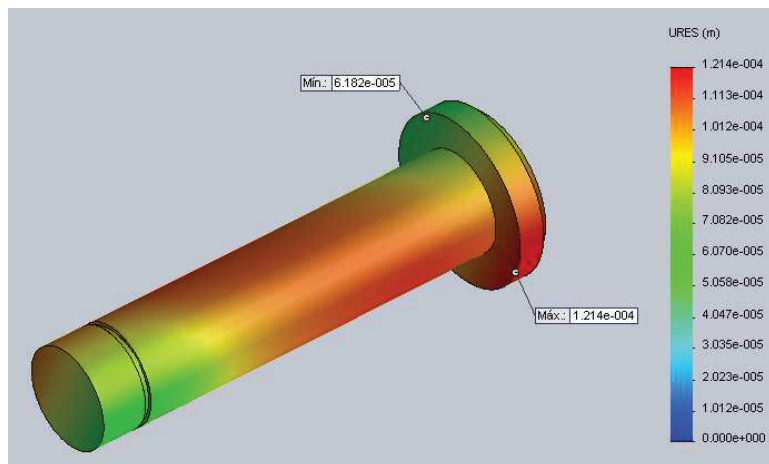


Figura 5.31. Deformación del eje pivote del lado del vástago del cilindro.

En la figura 5.31 se muestra la deformación para este elemento el cual posee un valor máximo de $\gamma_{max} = 1,214 \times 10^{-4} \text{ mm}$ y un valor mínimo de $\gamma_{min} = 6,182 \times 10^{-5} \text{ mm}$.

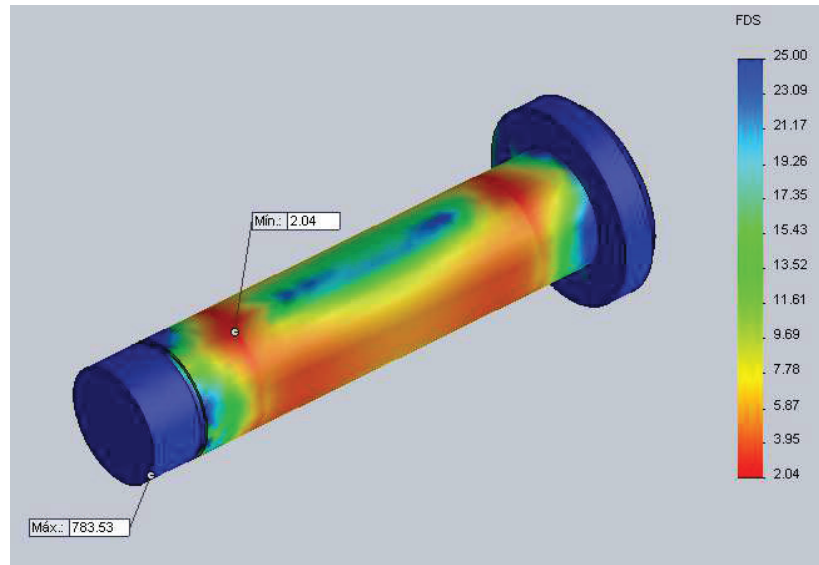


Figura 5.32. Factor de seguridad del eje pivote del lado del vástago del cilindro.

En la figura 5.32 se muestra el factor de seguridad para este elemento el cual posee un valor máximo de $n_{max} = 783,53$ y un valor mínimo de $n_{min} = 2,04$. Estos resultados obtenidos para este eje se resumen en la tabla 5.10.

Tabla 5.10. Resultados análisis del eje pivote del lado del vástago del cilindro.

	Máximo		Mínimo		Teórico
Esfuerzos (Von Mises)	336,36 Mpa	34,3 kgf/mm ²	0,876 Mpa	0,089 kgf/mm ²	47,4 kgf/mm ²
Deformación	1,214E-04 mm		6,182E-05 mm		-
Factor de Seguridad	783,53		2,04		1,48

5.13 ANÁLISIS DEL EJE PIVOTE DEL LADO DEL ÉMBOLO DEL CILINDRO

Las condiciones de frontera para este eje se dan de acuerdo con la configuración mostrada en la figura 4.163. Para las cargas mostradas en el diagrama de cuerpo libre de la figura 4.164 y para un mallado fino se obtienen los siguientes resultados:

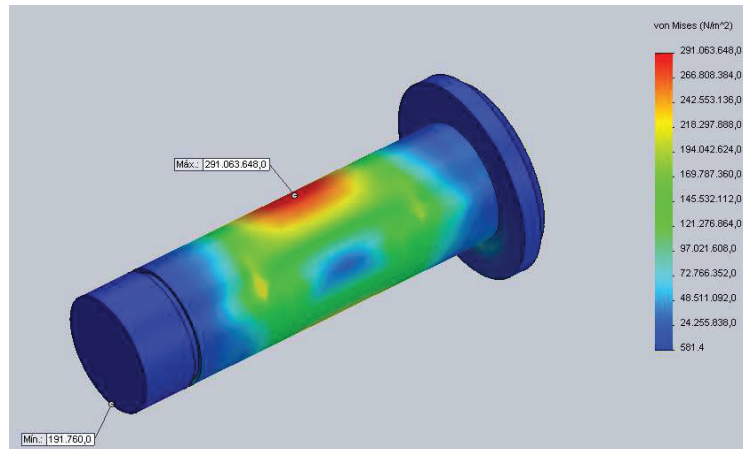


Figura 5.33. Esfuerzos de Von Mises eje pivote del lado del embolo del cilindro.

En la figura 5.33 se muestran los esfuerzos de Von Mises para el eje pivote del lado del embolo del cilindro, el cual posee un valor máximo de $\sigma'_{max} = 291,06 \text{ Mpa}$ y un esfuerzo mínimo de $\sigma'_{min} = 0,191 \text{ Mpa}$.

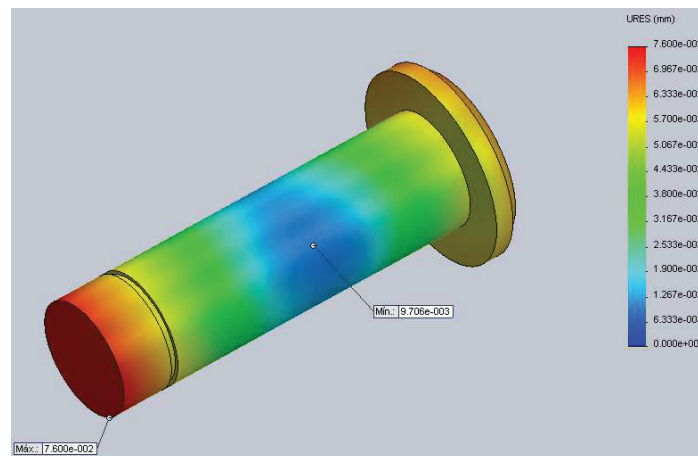


Figura 5.34. Deformación del eje pivote del lado del embolo del cilindro.

En la figura 5.34 se muestra la deformación para este elemento el cual posee un valor máximo de $\gamma_{max} = 7,6 \times 10^{-2} \text{ mm}$ y un valor mínimo de $\gamma_{min} = 9,706 \times 10^{-3} \text{ mm}$.

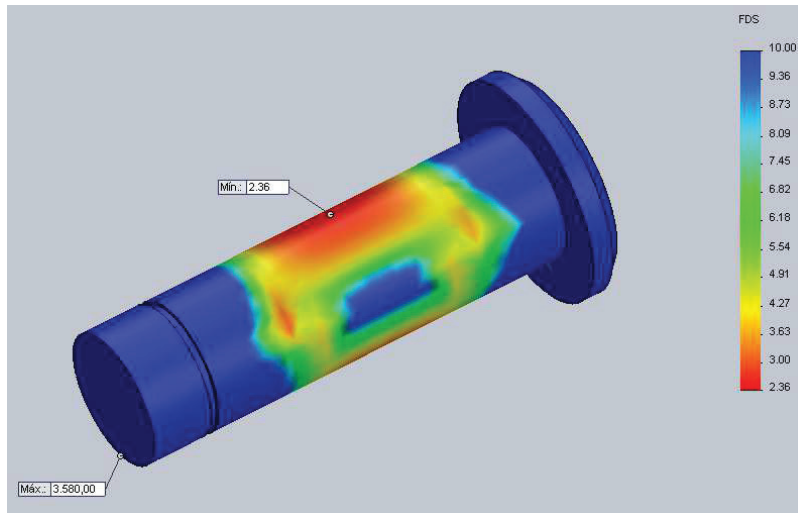


Figura 5.35. Factor de seguridad del eje pivote del lado del embolo del cilindro.

En la figura 5.35 se muestra el factor de seguridad para este elemento el cual posee un valor máximo de $n_{max} = 3580$ y un valor mínimo de $n_{min} = 2,36$. Estos resultados obtenidos para este eje se resumen en la tabla 5.11.

Tabla 5.11. Resultados análisis del eje pivote del lado del embolo del cilindro.

	Máximo		Mínimo		Teórico
Esfuerzos (Von Mises)	291,06 Mpa	29,68 kgf/mm ²	0,191 Mpa	0,0196 kgf/mm ²	39,43 kgf/mm ²
Deformación	7,6E-02 mm		9,706E-03 mm		-
Factor de Seguridad	3580		2,36		1,78

CAPITULO 6

6 ANÁLISIS DE COSTOS

6.1 INTRODUCCIÓN.

En el presente capítulo se realiza un estudio para determinar el valor económico de los recursos necesarios para la realización del proyecto, estos rubros se dividen en costos directos e indirectos, que sumados dan como resultado el costo total de la plataforma elevadora.

Costos Directos:

- Materia Prima Directa
- Mano de Obra Directa (Maquinados y Ensamble)
- Elementos Normalizados.

Costos Indirectos:

- Materiales Indirectos (Consumibles)
- Ingeniería.
- Otros costos indirectos (Imprevistos)

6.2 ANÁLISIS DE COSTOS DIRECTOS

6.2.1 COSTO DE MATERIA PRIMA DIRECTA

La materia prima directa es aquel elemento principal o básico que se requieren para la elaboración de un producto y es fácilmente identificable en el producto terminado.

Los valores mostrados en la tabla 6.1 están de acuerdo a proformas realizadas a varias entidades comerciales mostradas en el anexo T.

Tabla 6.1. Costo de materia prima directa.

DESCRIPCIÓN	MATERIAL	UNIDAD	CANTIDAD	COSTO UNITARIO (USD)	COSTO TOTAL (USD)
PLACA 3 mm	ASTM A-36	m2	0,584	16,823	9,82
PLACA 3 mm ANTIDESLIZANTE	ASTM A-36	m2	2,7595	23,042	63,58
PLACA 5 mm	ASTM A-36	m2	0,183	28,037	5,13
PLACA 6 mm	ASTM A-36	m2	0,732	33,647	24,63
PLACA 8 mm	ASTM A-36	m2	0,4026	44,86	18,06
PLACA 10 mm	ASTM A-36	m2	0,6954	56,077	39,00
PLACA 15 mm	ASTM A-36	m2	0,0096	84,114	0,81
PLACA 20 mm	ASTM A-36	m2	0,1036	112,152	11,62
TUBO 100X50X4	ASTM A-36	m	4,123	8,728	35,99
TUBO 80X40X4	ASTM A-36	m	0,22	6,617	1,46
TUBO 60X40X3	ASTM A-36	m	4,532	4,323	19,59
TUBO 150X100X6,3	ASTM A-36	m	1,938	27,7	53,68
Eje dia 1 ¼" (1 1/8 in) L=169	AISI 4340	U	1	3,83	3,83
Eje dia 7/8" in L=451	AISI 1018	U	1	3,98	3,98
Eje dia 30 L=113	AISI 1018	U	1	1,82	1,82
Eje dia 38 L=1674	AISI 1018	U	1	43,22	43,22
Eje dia 45 L=488	AISI 1018	U	1	17,67	17,67
Eje dia 1 3/8" in L=540	BRONCE SAE 64	U	1	77,6	77,60
VIGA UPN 80	ASTM A-36	m	2,893	1,8	5,21
VIGA UPN 120	ASTM A-36	m	1,767	2,8	4,95
VARILLA DIA 10	ASTM A-36	m	3,165	1,218	3,85
				SUBTOTAL	445,50

6.2.2 COSTOS DE ELEMENTOS NORMALIZADOS

Son aquellos elementos normalizados que se encuentran disponibles en el mercado y no sufren de ninguna alteración al momento de la fabricación.

Los valores mostrados en la tabla 6.2 están de acuerdo a proformas realizadas a varias entidades comerciales mostradas en el anexo T.

Tabla 6.2. Costo de elementos normalizados.

DESCRIPCIÓN	MATERIAL	UNI	QTY	COSTO UNITARIO (USD)	COSTO TOTAL (USD)
ANILLO ELÁSTICO DIN 471-20x1,75	ASTM A-36	U	4	0,26	1,04
ANILLO ELÁSTICO B27.1-NA1-75	ASTM A-36	U	2	0,26	0,52
ANILLO ELÁSTICO DIN 471-15x1,5	ASTM A-36	U	4	0,17	0,68
PASADOR DIN 94-5X45-F-St	ASTM A-36	U	9	0,05	0,45
ARANDELA PLANA DIN 125-A21	ASTM A-36	U	10	0,10	1,00
ARANDELA PLANA DIN 125-A27	ASTM A-36	U	22	0,19	4,18
ARANDELA PLANA DIN 125-A17	ASTM A-36	U	8	0,07	0,56
ARANDELA PLANA DIN 125-A10,5	ASTM A-36	U	3	0,04	0,12
RESORTE EXTENSIÓN LEM180DF03	ASTM A228-51	U	1	0,25	0,25
RESORTE TORSIÓN IZQ 9/16X2 1/2X6 5/8	ASTM A232	U	1	180,00	180,00
RESORTE TORSIÓN DER 9/16X2 1/2X6 5/8	ASTM A232	U	1	180,00	180,00
CILINDRO HIDRÁULICO F250120CSSTCX		U	1	270,00	270,00
MANGUERA H04806		m	1,4	7,50	10,50
MANGUERA 4130		m	1,7	1,10	1,87
RUEDA DIA 100 TR ROLL SERIE 62		U	4	6,61	26,44
BOMBA HIDRÁULICA P=160 bar, Q=5,5 Lt/min (incluye tanque 4 gl y filtro)		U	1	310,00	310,00
VALVULA REGULADORA DE FLUJO ANTIRETORNO P=160 bar, Q=5,5 Lt/min		U	1	115,00	115,00
VALVULA DIRECCIONAL REGULADORA 4/3 P=160 bar, Q=5,5 Lt/min		U	1	210,00	210,00
VALVULA LIMITADORA DE PRESION HASTA 200 bar, Q=5,5 Lt/min		U	1	140,00	140,00
MOTOR 3Hp		U	1	401	401
				SUBTOTAL	1853,61

6.2.3 COSTO MANO DE OBRA DIRECTA (MAQUINADO Y ENSAMBLE)

El costo de mano de obra se determina de acuerdo con los costos reales por operario es decir este costo involucra los valores correspondientes a: sueldo, aportación iess (11,15 %), porcentaje décimotercer sueldo, porcentaje décimocuarto sueldo, porcentaje vacaciones y fondos de reserva.

De modo que, a manera de ejemplo un trabajador que perciba un sueldo de 420 usd tendrá un costo de mano de obra de (ver tabla 6.3):

Tabla 6.3. Costo de mano de obra (Ejemplo).

DESCRIPCION	COSTO (USD)	
SUELDO	420	
APORTE IESS (11,15 %)	46,83	
13º SUELDO	35,00	
14º SUELDO	30,50	
VACACIONES	17,50	
FONDOS DE RESERVA	35,00	
	584,83	COSTO DE MANO DE OBRA (USD/mes)

- COSTO DE MAQUINADO**

Los costos de maquinado hacen referencia al costo por horas hombre que se utilizarán en el maquinado de las piezas para la fabricación de la plataforma elevadora.

El tiempo total de trabajo por operación es determinado mediante la sumatoria de los tiempos parciales proporcionados por las hojas de procesos de cada elemento a maquinar (ver anexo S).

Tabla 6.4. Costo de Maquinado.

OPERACIÓN	COSTO MANO DE OBRA (USD/mes)	COSTO MANO DE OBRA (USD/h)	TIEMPO TOTAL DE TRABAJO (h)	COSTO TOTAL (USD)
CORTE PLASMA NC	584,83	3,66	6,33	23,15
DOBLADO, CIZALLADO Y SIERRA ELECTRICA	518,84	3,24	4,90	15,89
TALADRADO	518,84	3,24	6,17	20
FRESADO	888,39	5,55	8,22	45,62
TORNEADO	888,39	5,55	10,5	58,30
			SUBTOTAL	162,96

- **COSTO DE ENSAMBLE**

Estos costos están relacionados con la mano de obra requerida para el ensamble de las piezas enviadas del área de maquinados para obtener la plataforma lista para limpieza y pintura.

Tabla 6.5. Costo de ensamble.

DETALLE	COSTO MANO DE OBRA (USD/mes)	COSTO MANO DE OBRA (USD/h)	TIEMPO TOTAL DE TRABAJO (h)	COSTO TOTAL (USD)
ARMADOR	954,38	5,96	8	47,72
AYUDANTE	518,84	3,24	8	25,94
SOLDADOR	822,40	5,14	10	51,40
			SUBTOTAL	125,06

Los costos de mano de obra presentados en la tabla 6.4 y 6.5 están de acuerdo con los costos referentes a los sueldos de los operarios otorgados por la empresa SIDERTECH S.A. actualizados a enero del 2016.

6.2.4 COSTO DIRECTO TOTAL

Tabla 6.6. Costo directo total.

COMPONENTE DE COSTO	COSTO TOTAL(USD)
Materiales Directos	445,50
Elementos Normalizados	1853,61
Costo de Maquinado	162,96
Costo de Ensamble	125,06
TOTAL COSTO DIRECTO	2587,13

6.3 ANÁLISIS DE COSTOS INDIRECTOS

Los costos indirectos son aquellos que intervienen en una forma proporcional o mínima en la fabricación del producto y no son fácilmente identificables en el producto terminado. Estos costos indirectos se los clasifica en: Materiales indirectos, Ingeniería y Otros Costos Indirectos.

6.3.1 COSTOS DE MATERIALES INDIRECTOS

Tabla 6.7. Costo de materiales indirectos.

DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD	COSTO UNITARIO (USD)	COSTO TOTAL (USD)
ALAMBRE MIG 1,2 mm ER70S-6	KG	8	1,75	14,00
CARGA CO2	KG	20	1,30	26,00
PINTURA DE ESMALTE LIDERGLOSS 4000 RAL 6009	GL	1	15,00	15,00
THINNER LACA	GL	1	5,80	5,80
ELECTRODO 6010 1/8"	KG	2	2,50	5,00
DISCO DE DESBASTE 4 1/2" x 1/4"	UNI	6	1,50	9,00
GRATA 4 1/2"X 1/4"x5/8" CT	UNI	8	8,00	16,00
CONTACTIP 1.2	UNI	4	2,80	11,20
			SUBTOTAL	102,00

6.3.2 COSTOS DE INGENIERÍA

Corresponde a los costos atribuibles al conocimiento y tiempo dedicado al diseño de la plataforma elevadora y se clasifica como un costo indirecto debido a que no se encuentran involucrados directamente con la fabricación de la plataforma.

Para la determinación de los costos de ingeniería se asume los tiempos promedios para la creación de nuevos productos determinado por la empresa SIDERTECH S.A. enfocados en proyectos de similar complejidad.

En la siguiente tabla se establecen las actividades que se realizan para obtener el diseño aprobado para la construcción y el tiempo utilizado en cada actividad.

Tabla 6.8. Costo de Ingeniería.

TAREA	COSTO INGENIERIA (USD/mes)	COSTO INGENIERIA (USD/h)	TIEMPO (h)	COSTO TOTAL (USD)
Definición del problema	1152,36	7,20	3	21,61
Presentación de Alternativas	1152,36	7,20	3	21,61
Selección de alternativas	1152,36	7,20	4	28,81
Diseño y selección de elementos de máquinas	1152,36	7,20	40	288,09
Supervisión y control en la construcción	1152,36	7,20	32	230,47
			SUBTOTAL	590,58

6.3.3 OTROS COSTOS INDIRECTOS

Como otros costos indirectos podemos colocar aquellos costos fijos mensuales que se requieren para el funcionamiento de la fábrica y que no se involucran directamente con la producción.

Estos valores presentados corresponden a los costos indirectos generados en el mes de enero del 2016 en la empresa SIDERTECH S.A.

Tabla 6.9. Otros costos indirectos.

RUBROS	VALOR (USD/mes)
Servicios Básicos (Energía Eléctrica, Agua, Teléfono)	45,00
Suministros de Oficina (Hojas, esferos, calculadoras, carpetas, etc)	10,00
Movilización	10,00
EPP	71,35
SUBTOTAL	136,35

6.3.4 COSTO TOTAL INDIRECTO

En la tabla 6.10 se indica la cantidad total del costo indirecto.

Tabla 6.10. Costos total indirecto.

COSTO DEL COMPONENTE	VALOR (USD)
Materiales Indirectos	102,00
Costo de Ingeniería	590,58
Otros Costos Indirectos	136,35
SUBTOTAL	828,93

6.4 COSTO TOTAL DE LA MÁQUINA

Es resultado de la suma de los subtotales de los costos directos con los costos con indirectos, estos se indican en la tabla 6.11.

Tabla 6.11. Costo final de la máquina.

DESCRIPCION	VALOR (USD)
COSTOS DIRECTOS	2587,13
COSTOS INDIRECTOS	828,93
TOTAL	3416,06

Como se observa en la tabla 6.11, el costo total del prototipo de una plataforma elevadora de carga es de 3416,06 usd. Este valor es muy aceptable en comparación con maquinaria importada, además el valor es acorde a lo esperado inicialmente en el proyecto de titulación.

CAPITULO 7

7 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1 CONCLUSIONES.

- La plataforma elevadora de carga cumple con los requerimientos físicos de los camiones de mayor demanda en el parque automotor ecuatoriano, siendo las marcas de camiones CHEVROLET y HINO las más representativas con una participación en conjunto del 64 % del parque automotor ecuatoriano.
- El sistema guía de la plataforma elevadora para las operaciones de apertura y cierre proveen un sistema seguro para el operario.
- La utilización de los resortes de torsión para la apertura de la plataforma generan un movimiento seguro y manejable para el operario.
- El sistema replegable utilizado permite la facilidad y agilidad del operador cuando no se requiere de este sistema para la carga y descarga de elementos pequeños.
- La simulación de esfuerzos y deformación mediante el software solidworks permitió la verificación final del elemento en conjunto, demostrando que el elemento en conjunto posee un factor de seguridad de $n = 1,43$ y una deformación máxima de $\gamma_{max} = 10,01 \text{ mm}$ para la carga nominal de 500 Kg.
- Se puede reducir el tiempo en el diseño de un sistema hidráulico con la utilización de los datos técnicos proporcionados por el fabricante de los accesorios hidráulicos ya que estos datos técnicos son resultados de pruebas realizadas a los accesorios y por ende son una garantía de los mismos.
- Los elementos normalizados considerados en el diseño de la plataforma elevadora se encuentran disponibles en el mercado ecuatoriano reduciendo los costos de fabricación.

7.2 RECOMENDACIONES

- La carga aplicada a este sistema deberá de ubicarse en el centro de la plataforma, de esta manera se reduce el riesgo de elevar los esfuerzos máximos permitidos.
- Durante la construcción de la plataforma se debe de seguir con los parámetros presentados en las hojas de procesos, debido a que de esta manera se reduce el riesgo de falta de alineación entre los elementos.
- Los elementos maquinados deben de cumplir con las tolerancias especificadas para que el funcionamiento general de la plataforma sea el adecuado.
- Durante su funcionamiento el operador de la plataforma elevadora debe de ubicarse a un lado del sistema durante toda la operación, de esta manera se puede evitar riesgos de accidentes.
- No se debe de sobrepasar la carga máxima permitida (500 kg) por el sistema ya que se podría generar fallas mecánicas.
- Para que exista una adecuada fluidez en el proceso de fabricación de un elemento mecánico es necesario una programación adecuada, enfocada a las características operativas del taller.
- Se debe de realizar periódicamente una supervisión en el proceso de construcción de la plataforma elevadora ya que esto genera la reducción de reprocesos y por consiguiente la eliminación de los costos por reprocesos.

BIBLIOGRAFIA

- Budynas, R., y Nisbett, J. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley* (8a ed.). México: McGraw Hill.
- Gere, J., y Goodno, B. (2009). *Mecánica de Materiales* (7a ed.). México: Cengage Learning.
- Streeter, V. L. (1970). *Mecánica de los Fluidos* (4a ed.). México: McGraw Hill.
- Mott, R. L. (2006). *Mecánica de Fluidos* (6a ed.). México: Pearson Educación.
- Bundesinstitut fur Berufsbildungsforschung. (1973). *Hidraulica Curso para la Formacion Profesional*. Berlin, Koln: Autor.
- Carrobles, M., y Rodríguez, F. (2002). *Manual de Mecánica Industrial: Neumática e Hidráulica*. España; Cultural.
- Almeida, G. V. (2009). *Vigilancia de la Salud en Trabajadores Expuestos a Manipulación Manual de Cargas en una Empresa Transportadora de Valores* (Tesis de Maestría). Universidad San Francisco de Quito. Quito.
- Juntz, H., Scharkus, E., y Lobert, R. (1984). *Tablas de la Industria Metalúrgica* (3a ed.). Barcelona: Reverté.
- Riba, C. R. (2002). *Diseño Concurrente*. Barcelona: Autor.
- Nieves, D. (2011). *Impuesto a la Propiedad de Vehículos*. Quito: Autor.
- Ministerio de Comercio Exterior y Turismo. (2009). *Guía de Orientación al Usuario del Transporte Terrestre*. Recuperado de <http://www.siicex.gob.pe/siicex/documentosportal/188937685rad04264.pdf>

- Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo. (s. f.). *Grúas articuladas sobre camión*. Recuperado de <http://www.insht.es/InshtWeb/Contenidos/Documentacion/FichasTecnicas/NTP/Ficheros/856a890/868w.pdf>
- Servicio de Rentas Internas. (2015). *Estadísticas del impuesto a la propiedad de vehículos*. Recuperado de <http://www.sri.gob.ec/web/guest/194>
- Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo. (s. f.). *Carretillas elevadoras automotoras*. Recuperado de http://www.insht.es/InshtWeb/Contenidos/Documentacion/FichasTecnicas/NTP/Ficheros/701a750/ntp_713.pdf

ANEXOS

ANEXO A. Clasificación de la carga peligrosa y las etiquetas y rótulos correspondientes para embalajes, envases y transporte (norma NTE INEN 2266:2009).

NTE INEN 2 266

4. CLASIFICACIÓN

Los materiales se clasifican de acuerdo al peligro en las siguientes clases (ver nota 1):

CLASE 1. EXPLOSIVOS

- División 1.1 Sustancias y objetos que presentan un riesgo de explosión en masa
- División 1.2 Sustancias y objetos que tiene un riesgo de proyección sin riesgo de explosión en masa.
- División 1.3 Sustancias y objetos que presentan un riesgo de incendio y un riesgo menor de explosión o un riesgo menor de proyección, o ambos, pero no un riesgo de explosión en masa.
- División 1.4 Sustancias y objetos que no presentan riesgo apreciable.
- División 1.5 Sustancias muy insensibles que tienen un riesgo de explosión en masa.
- División 1.6 Objetos sumamente insensibles, que no tienen riesgo de explosión en masa.

CLASE 2. GASES

- División 2.1 Gases inflamables
- División 2.2 Gases no inflamables, no tóxicos.
- División 2.3 Gases tóxicos.

CLASE 3. LÍQUIDOS INFLAMABLES.

- CLASE 4. SÓLIDOS INFLAMABLES** Sustancias que pueden experimentar combustión espontánea, sustancias que en contacto con el agua, desprenden gases inflamables.
- División 4.1 Sólidos inflamables; sustancias de reacción espontánea y sólidos explosivos insensibilizados.
 - División 4.2 Sustancias que pueden experimentar combustión espontánea.
 - División 4.3 Sustancias que en contacto con el agua desprenden gases inflamables.

CLASE 5. SUSTANCIAS COMBURENTES Y PERÓXIDOS ORGÁNICOS

- División 5.1 Sustancias comburentes
- División 5.2 Peróxidos orgánicos.

CLASE 6. SUSTANCIAS TÓXICAS Y SUSTANCIAS INFECCIOSAS (ver nota 2)

- División 6.1 Sustancias tóxicas
- División 6.2 Sustancias infecciosas.

CLASE 7. MATERIAL RADIOACTIVO

CLASE 8. SUSTANCIAS CORROSIVAS

CLASE 9. SUSTANCIAS Y OBJETOS PELIGROSOS VARIOS.

4.1 Clase 1. Explosivos

4.1.1 División 1.1. Sustancias y objetos que presentan un riesgo de explosión en masa (se entiende por explosión en masa la que afecta de manera prácticamente instantánea a casi toda la carga);

Ejemplo:

Dinamita, nitroglicerina, pólvora negra, fulminantes, cápsulas detonantes.

NOTA 1. El orden numérico de las clases y divisiones no corresponde a su grado de peligro.

NOTA 2. Las palabras "veneno" o "venenoso" son sinónimos con la palabra "tóxico".

(Continúa)

NTE INEN 2 268

ETIQUETAS Y RÓTULOS DE PELIGRO PARA EMBALAJES / ENVASES Y TRANSPORTE**Clase 1
Explosivos**

Divisiones 1.1, 1.2 y 1.3
Símbolo (bomba explotando): Negro; Fondo anaranjado; Número "1" en el ángulo inferior.



División 1.4



División 1.5



División 1.6

Fondo anaranjado; Números: negro; Los números deben tener aproximadamente 30 mm de altura por 5mm de ancho (en etiquetas de 100mmx100mm).

Número "1" en el ángulo inferior.

*Indicación del grupo de compatibilidad – déjese en blanco si el explosivo es un riesgo secundario.

**Indicación de la División – déjese en blanco si el explosivo es un riesgo secundario.

**Clase 2
Gases**

División 2.1
Gases inflamables
Símbolo (flama) negro o blanco
Fondo, rojo; Número "2" en el ángulo inferior.



División 2.2
Gases no inflamables, no tóxicos
Símbolo (cilindro), negro o blanco
Fondo, verde; Número "2" en el ángulo inferior.

**Clase 3
Líquidos inflamables**

División 2.3
Gases tóxicos
Símbolo (calavera y tibias cruzadas)
negro; Fondo blanco
Número "2" en el ángulo inferior.



Símbolo (flama), negro o blanco;
Fondo, rojo; Número "3" en el ángulo inferior.

(Continúa)

NTE INEN 2 266

Clase 4

Sólidos Inflamables, sustancias que pueden experimentar combustión espontánea, sustancias que en contacto con el agua desprenden gases inflamables.



División 4.1
Sólidos inflamables
Símbolo (llama), negro
Fondo, blanco, con siete franjas rojas verticales;
Número "4" en el ángulo inferior



División 4.2
Sustancias que presentan riesgos de combustión espontánea
Símbolo (llama), negro
Fondo: blanco, en la mitad superior, rojo en la mitad inferior.
Número "4" en el ángulo inferior



División 4.3
Sustancias que en contacto con el agua desprenden gases inflamables
Símbolo (llama), negro o blanco
Fondo, azul; Número "4" en el ángulo inferior

Clase 5

Comburentes y Peróxidos orgánicos



División 5.1
Substancias comburentes
Símbolo (llama sobre un círculo) negro;
Fondo amarillo
Número "5.1" en el ángulo inferior



División 5.2
Peróxidos orgánicos
Símbolo (llama) negro o blanco;
Fondo: mitad superior roja y mitad inferior amarilla
Número "5.2" en el ángulo inferior

Clase 6

Sustancias tóxicas e Infecciosas



División 6.1
Substancias tóxicas
Símbolo (calavera y tibias cruzadas) negro, Fondo blanco
Número "6" en el ángulo inferior



División 6.2
Substancias infecciosas
La mitad inferior de la etiqueta podrá llevar las leyendas "sustancia infecciosa" y "en caso de daño, derrame o fuga, avítese inmediatamente a las autoridades sanitarias"
Símbolo (tres medias lunas sobre un círculo) negro, Fondo blanco
Número "6" en el ángulo inferior

(Continúa)

NTE INEN 2 266

Clase 7 Material radioactivo



Categoría I-Blanco
 Símbolo (trébol esquematizado) negro, Fondo blanco
 Texto (obligatorio) en negro en la mitad inferior de la etiqueta
 "RADIOACTIVO"
 "CONTENIDO..."
 "ACTIVIDAD..."
 La palabra "Radioactivo" ira seguida de una raya vertical roja;
 Número "7" en el ángulo inferior



Categoría II-Amarilla
 Símbolo (trébol esquematizado) negro, Fondo mitad superior amarilla con borde blanco, mitad inferior blanca
 Texto (obligatorio) en negro en la mitad inferior de la etiqueta
 "RADIOACTIVO"
 "CONTENIDO..."
 "ACTIVIDAD..."
 En un recuadro de líneas negras "Índice de transporte"
 La palabra "radioactivo" debe ir seguida de dos rayas verticales rojas
 Número "7" en el ángulo inferior



Categoría III-Amarilla
 Símbolo (trébol esquematizado) negro, Fondo mitad superior amarilla con borde blanco, mitad inferior blanca
 Texto (obligatorio) en negro en la mitad inferior de la etiqueta
 "RADIOACTIVO"
 "CONTENIDO..."
 "ACTIVIDAD..."
 En un recuadro de líneas negras "Índice de transporte"
 La palabra "radioactivo" debe ir seguida de tres rayas verticales rojas
 Número "7" en el ángulo inferior



Material fisionable de la clase 7
 Fondo: blanco;
 Texto (obligatorio): en negro en la mitad superior de la etiqueta: "FISIONABLE"
 En un recuadro de líneas negras en la mitad inferior de la etiqueta: "ÍNDICE DE SEGURIDAD CON RESPECTO A LA CRITICIDAD"
 Número "7" en el ángulo inferior

Clase 8 Sustancias corrosivas



Símbolo (líquidos goteando de dos tubos de ensayo sobre una mano y un metal); negro;
 Fondo: blanco en la mitad superior y negro con borde blanco en la mitad inferior
 Número "8" en blanco, en el ángulo inferior

Clase 9 Substancias y objetos peligrosos varios



Símbolo (siete franjas verticales en la mitad superior): negro
 Fondo: blanco
 Número "9", subrayado en el ángulo inferior

(Continúa)

ANEXO B. Proforma plataforma elevadora empresa Bagant Ecuatoriana Cia. Ltda.

www.bagant.com



- Equipos y Maquinaria para la Construcción - Carrocerías de Carga

OFERTA No.- FN-14-2547-278

DRP: FN-278

E-mail: compras@sidertech.com

Telf – 09 84 24 73 79

Quito, 26 de Agosto de 2014

Señorita:
XIMENA SANGUCHO
JEFE DE COMPRAS
SIDERTCH S. A.
 Presente.

REFERENCIA: PLATAFORMA ELEVADORA 2000 lbs

Estimado cliente:

A continuación sírvase encontrar nuestra oferta por INSTALACION DE PLATAFORMA ELEVADORA CON CAPACIDAD PARA 2000 lb en chasis de su propiedad, de acuerdo a las siguientes especificaciones.

PLATAFORMA ELEVADORA ANTHONY CAPACIDAD 2000 Lbs (909 Kg.)

Características	Unidades	Cantidad
Máxima capacidad de elevación	Lbs / Kg.	2000 / 909
Medidas de Plataforma	Pulgadas / m	84 x 36 + 6 2.13 x 0.91 + 0.15
Largo máximo de ubicación de carga.	m	0.95
Centro de carga	m	0.5
Potencia de Power Pack	Watts	1800
Batería capacidad	Ah	24V 2x66 Ah
Presión de operación	bar	125
Peso aproximado	Kg.	364

Quito: Pasaje Alfonso Moncayo N6-302 y Panamericana Norte Km. 10.7 • Telf: 022 420 740 • Fax: 022 421 535 • E-mail: ventasqto@bagant.com
Guayaquil: Av. Fco. de Orellana Cdl. La Alborada 8va. Etapa Mz. 803 Solar 6 y 7 y Demetrio Aguilera Malia • Telf: 042 641 925 • Fax: ext. 102
 E-mail: ventasgye@bagant.com
Cuenca: Av. De Las Américas y Manuela Sáenz • Telf: 074 025 174 • E-mail: ventascue@bagant.com
Sto. Domingo: Av. Chone 638 y Río Chila • Telf: 023 701 034 / 023 700 192 • E-mail: ventasdd@bagant.com

2.- PROPUESTA ECONOMICA.

DESCRIPCION	CANT	PV/UNIT	PV/TOTAL
		US\$	US\$
Plataforma elevadora Anthony 2000 lbs	1	4628.00	4628.00
		SUBTOTAL:	4628.00
		DESCUENTO ESPECIAL PAGO CONTADO:	5%
			231.40
		SUBTOTAL INCLUIDO DESCUENTO:	4396.60
		IVA:	12%
			527.59
		PRECIO TOTAL:	4924.19

3. PLAZO DE ENTREGA:

Plataforma elevadora en Stock.

Montaje: 3 días laborables a partir de la recepción del anticipo y salvo compromiso intermedio adquirido por Bagant.

4.- GARANTIA TECNICA:

1 año o 40000 Km lo que ocurra primero, contado a partir de la fecha de entrega. Esta garantía cubre la reparación en nuestros talleres de daños en el producto ocasionados por fallas de materiales o de mano de obra, no cubre daños causados por operación inadecuada, accidentes o uso indebido. La garantía no cubre el sistema eléctrico y pintura.

5.- VALIDEZ DE LA OFERTA:

10 días calendario.

Esperamos la presente sea de su conveniencia y cualquier información adicional que requiera no dude en consultarnos.

Atentamente,
Ing. Fernando Novoa
Ejecutivo de Ventas


Bagant Ecuatoriana Cía. Ltda.
Telf: 2420740 ext 223
Cel.: 09 99 211 801
Email: novoaf@bagant.com



NOTA: Somos contribuyentes especiales, resolución 281, RUC: 1790322491001
RG-7.2.2-04/01

www.bagant.com



Construyendo Soluciones

BAGANT

- Equipos y Maquinaria para la Construcción - Carrocerías de Carga



Quito: Pasaje Alfonso Moncayo N6-302 y Panamericana Norte Km. 10.7 • Telf: 022 420 740 • Fax: 022 421 535 • E-mail: ventasulo@bagant.com
Guayaquil: Av. Fco. de Orellana Cda. La Alborada 8va. Etapa Mz. 803 Solar 6 y 7 y Demetrio Aguilera Matia • Telf: 042 641 925 • Fax: ext. 102
E-mail: ventasgye@bagant.com
Cuenca: Av. De Las Américas y Manuela Sáenz • Telf. 074 025 174 • E-mail: ventascue@bagant.com
Sto. Domingo: Av. Chone 638 y Río Chila • Telf: 023 701 034 / 023 700 192 • E-mail: ventassd@bagant.com

ANEXO C. Proforma empresa Autoelevación Cia. Ltda.

La casa del PTO®
Panamericana Norte N73-170
Quito - Ecuador
Tel.: 02-2427152
www.autoelevacion.com



Fecha: viernes, 22 de agosto de 2014

Cliente: SIDERTECH S.A.

Dirección:

Tel.:

Por: DT

Cantidad	Código	Descripción	Precio Unitario	Precio Total
1	DHRC-1000-1100	Rampa Elevadora DHOLLANDIA	5.335,00	5.335,00



PLATO

- Plataforma de acero / aluminio o aluminio completo con superfi cie antideslizante (véase tabla)

FUNCIONALIDAD - MECÁNICO

- Nivelación automática a nivel del suelo
- Con opción S507 : inclinación ajustable a todas las posiciones mediante los mandos exteriores
- Muelle(s) de torsión para soportar el desarrollo manual de la plataforma

INSTALACIÓN HIDRÁULICA

- Electroválvulas de seguridad integrada en todos los cilindros
- Mando manual de emergencia en todas las electroválvulas [2]
- Vástagos de los cilindros de acero inoxidable cromados
- Grupo hidráulico compacto e insonorizado

1

Montaje y puesta en marcha del equipo,

TIEMPO DE ENTREGA: INMEDIATO

FORMA DE PAGO: CONTADO

validez de la oferta 30 días

Producto a Norma CE



Autoelevación Cia. Ltda. se reserva el derecho a cambio sin previo aviso

Subtotal 1	5.335,00
Subtotal 2	-
I.V.A. 12%	640,20
Total USD	5.975,20

ANEXO D. SRI, Clasificación vehicular

Detalle de Clases y Tipos			
Clase	Tipo	Clase	Tipo
AUTOMOVIL	CONVERTIBLE	JEEP	COMANDO
AUTOMOVIL	COUPE	JEEP	JARDINERA
AUTOMOVIL	SEDAN	JEEP	JEEP
AUTOMOVIL	SEDAN-ORTOPEDICO	JEEP	JEEP-ORTOPEDICO
AUTOMOVIL	STATION WAGON	JEEP	HIBRIDO-J
AUTOMOVIL	STATION-ORTOPEDICO	MOTOCICLETA	CROSS
AUTOMOVIL	HIBRIDO-A	MOTOCICLETA	CUADRON
CAMION	CAJON-C	MOTOCICLETA	DEPORTIVA
CAMION	CAMION	MOTOCICLETA	PASEO
CAMION	CAMION PEQUENO	MOTOCICLETA	TRAIL
CAMION	FURGON-C	MOTOCICLETA	TRICAR
CAMION	PLATAFORMA-C	MOTOCICLETA	HIBRIDO-M
CAMION	HIBRIDO-C	OMNIBUS	ARTICULADO
CAMIONETA	CABINA SIMPLE	OMNIBUS	BUS
CAMIONETA	CAJON	OMNIBUS	BUS COSTA
CAMIONETA	CAMPERO	OMNIBUS	BUS ESCOLAR
CAMIONETA	DOBLE CABINA	OMNIBUS	BUSETA
CAMIONETA	FUNERARIA	OMNIBUS	DOBLE PISO
CAMIONETA	FURGON	OMNIBUS	MINIBUS
CAMIONETA	FURGONETA	OMNIBUS	HIBRIDO-O
CAMIONETA	PICK-UP	TANQUERO	TANQUERO
CAMIONETA	REPARTO	TANQUERO	HIBRIDO-T
CAMIONETA	UTILITY	TRAILER	CABEZAL-T
CAMIONETA	HIBRIDO	TRAILER	CAJON-T
ESPECIAL	AMBULANCIA	TRAILER	FURGON-T
ESPECIAL	BLINDADO	TRAILER	PLATAFORMA-T
ESPECIAL	CANASTILLA	TRAILER	HIBRIDO-L
ESPECIAL	CONCRETERA	VOLQUETA	VOLQUETA
ESPECIAL	GRUA	VOLQUETA	HIBRIDO-V
ESPECIAL	MOTOBOMBA		
ESPECIAL	OTROS		
ESPECIAL	RECOLECTOR		
ESPECIAL	WINCHA		

ANEXO E. Especificaciones técnicas de camiones dentro del parque automotor ecuatoriano por marca de camiones.

Tabla 1. Especificaciones técnicas camiones Chevrolet.

CAMIONES CHEVROLET				
Modelo	No.	RFW (mm)	RHC (mm)	PBV (kg)
CYZ 51P 700P camión	5	850	---	28000
CYZ 51L chasis cabinado	42	850	---	28000
FRR 90L camión chasis cabinado	96	840	960	10620
FSR 34N camión chasis cabinado	78	840	940	13000
FTR 32M chasis cabinado	1	850	1050	15500
FTR 34P camión chasis cabinado	106	850	1050	15500
FVR 23G chasis cabinado	31	850	1100	18000
FVR 23P chasis cabinado	27	850	1100	18000
FVR 34K camión chasis cabinado	112	850	1100	18000
FVR 34Q camión chasis cabinado	122	850	1100	18000
FVZ 34T camión chasis cabinado	64	850	1090	26000
NHR chasis cabinado	602	800	670	3550
NHR 55 700P camión chasis cabinado	21	800	670	3550
NKR II chasis cabinado	3	700	700	5200
NLR 55E camión chasis cabinado	830	700	760	4600
NMR 85H camión chasis cabinado	532	750	785	5600
NPR 75H camión chasis cabinado	366	850	790	8165
NPR 75L camión chasis cabinado	127	850	790	8165
NQR 75L camión chasis cabinado	164	850	830	8845
NQR 71L camión	20	850	830	8845

Fuente: <http://www.truckworld.com.au/> y concesionarios Chevrolet Latinoamérica.

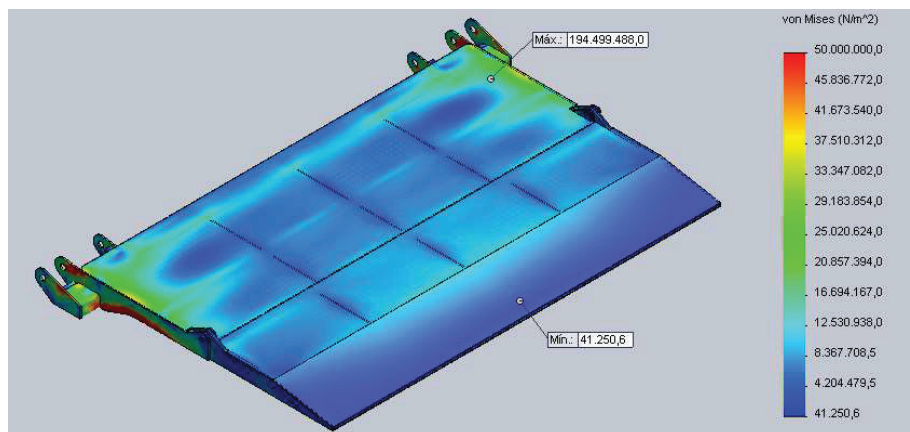
Tabla 2. Especificaciones técnicas camiones Hino.

CAMIONES HINO				
Modelo	No.	RFW (mm)	RHC(mm)	PBV (kg)
FC4JJUA	2	820	885	10400
FC9JISA	737	820	880	10400
FM1JRUA	145	870	1070	26000
FS1ERVA	18	850	1040	28300
FT1JGUA	2	820	1095	10000
GD8JLSA	406	820	945	11900
GH1JMUA	1	870	1075	17000
GH8JMSA	423	870	1030	17000
XZU413L-HKMMD	1	750	745	5500
XZU413L-HKMMD3	609	750	745	5500
XZU413L-HKMQD3	260	750	765	6500
XZU423L-HKMQD3	33	750	765	6500
XZU423L-HKMRD3	338	750	800	7500

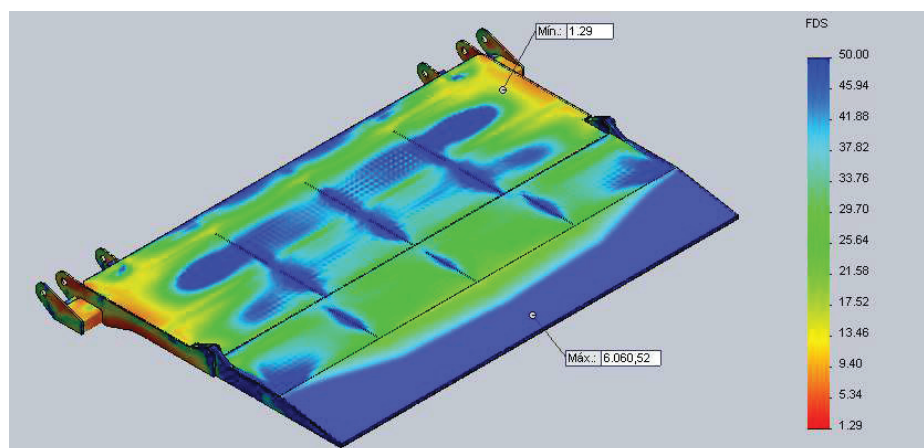
Fuente: <http://www.truckworld.com.au/> y Concesionario Teojama Comercial.

ANEXO F. Plataforma, diagramas de esfuerzos de Von Mises, Factor de Seguridad y Deflexión para las cargas $P = 750 \text{ kgf}$, $P = 850 \text{ kgf}$ y $P = 925 \text{ kgf}$.

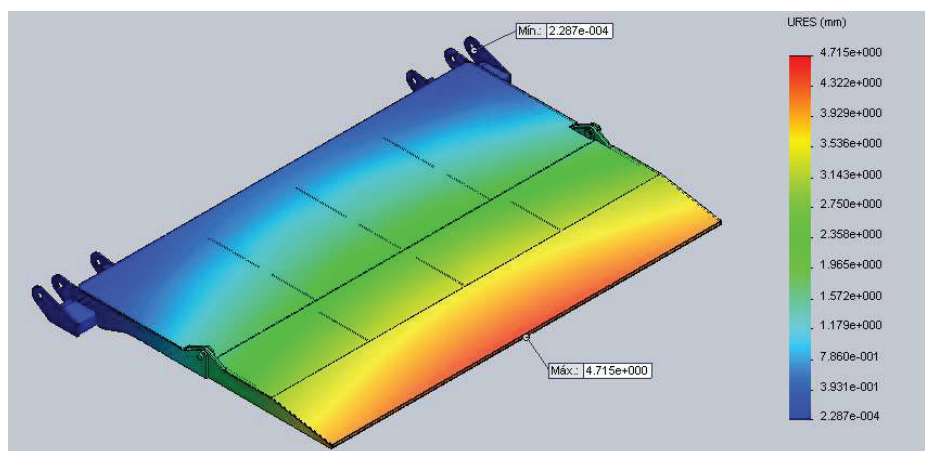
Para la carga de $P = 750 \text{ kgf}$



Esfuerzos de Von Mises

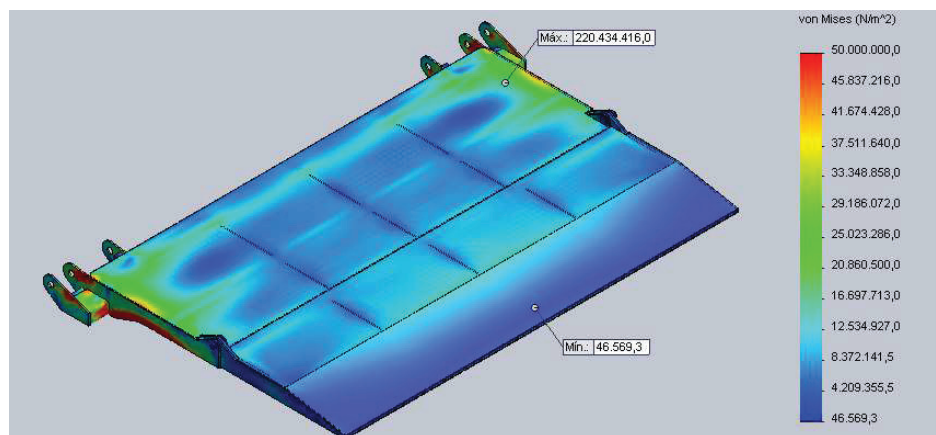


Factor de seguridad

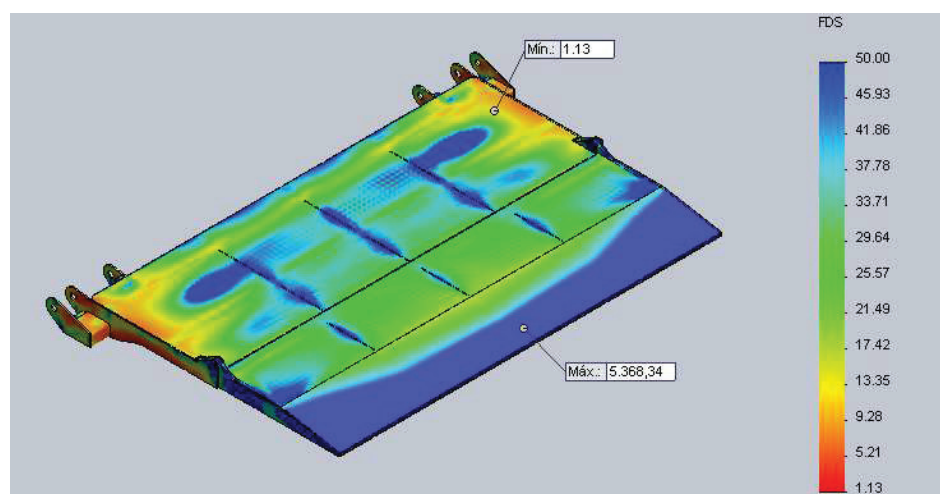


Deflexión

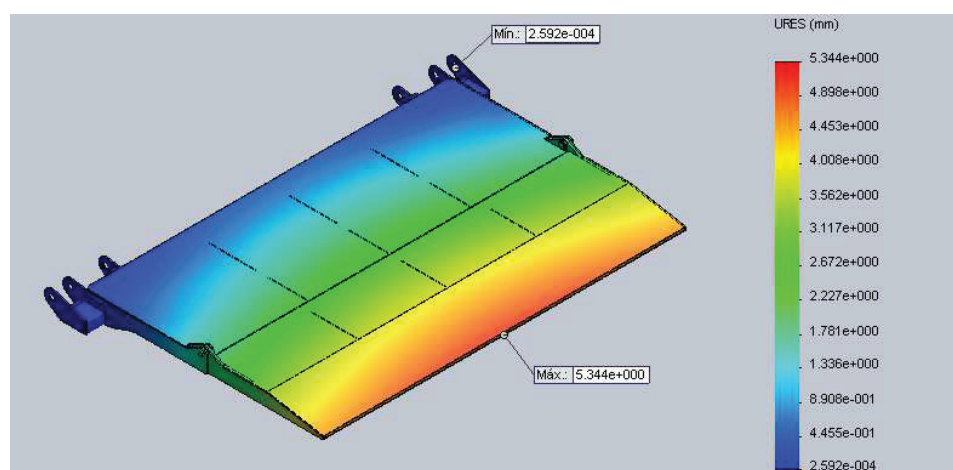
Para la carga de $P = 850 \text{ kgf}$



Esfuerzos de Von Mises

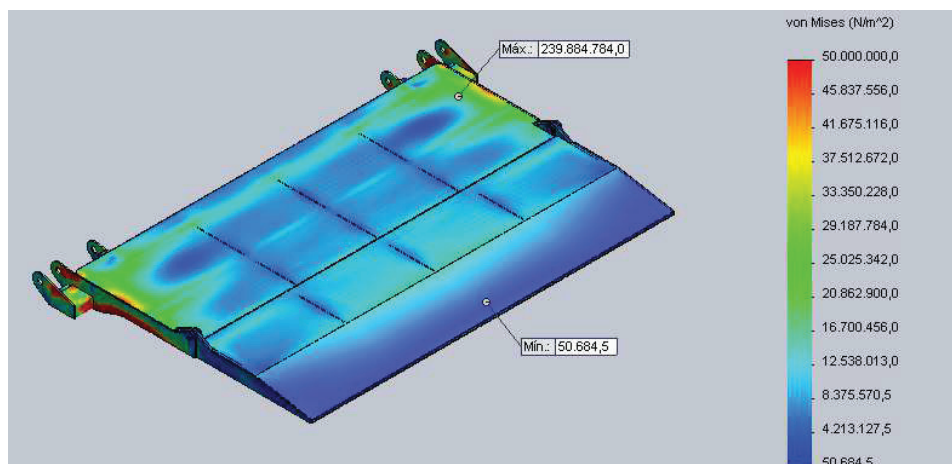


Factor de seguridad

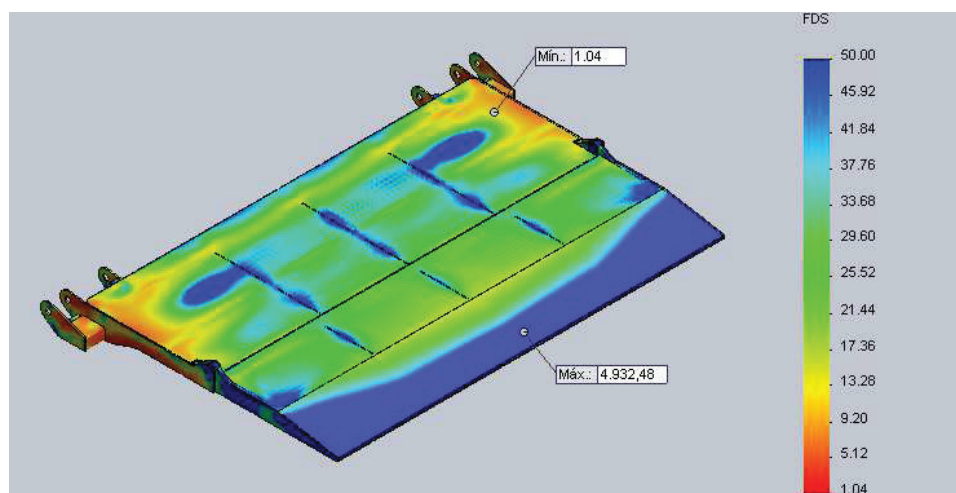


Deflexión

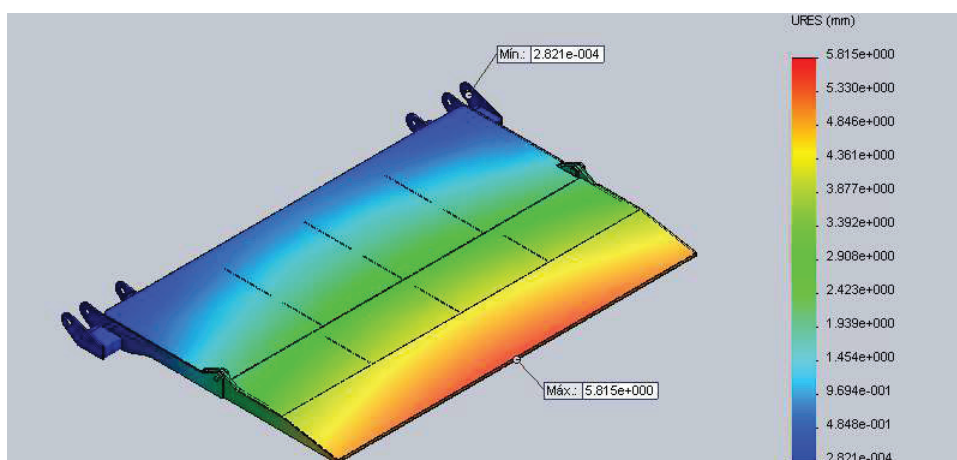
Para la carga de $P = 925 \text{ kgf}$



Esfuerzos de Von Mises



Factor de seguridad



Deflexión

ANEXO G. Propiedades mecánicas acero AISI 1018.

EL ACERO

SAE 1018 Eje de transmisión - tolerancias h10-h11



GENERALIDADES: Acero de bajo contenido de carbono.

ANÁLISIS TÍPICO %

	C	Mn	P	S
SAE 1018	0.15-0.20	0.60-0.90	0.040	0.050

PROPIEDADES MECÁNICAS

Suministrado laminado en frío (medidas pequeñas hasta 2 1/2 ") o torneado (medidas hasta 6"). Las medidas 7", 8", 9" y 10" son suministradas laminadas en caliente o torneado de desbaste.

Propiedad: Laminado en Frío	
Esfuerzo de cedencia, kg/mm ²	min. 31
Resistencia a la tracción, kg/mm ²	51-71
Elongación, A5	20%
Reducción de área, Z	57%
Dureza	163 HB

APLICACIONES

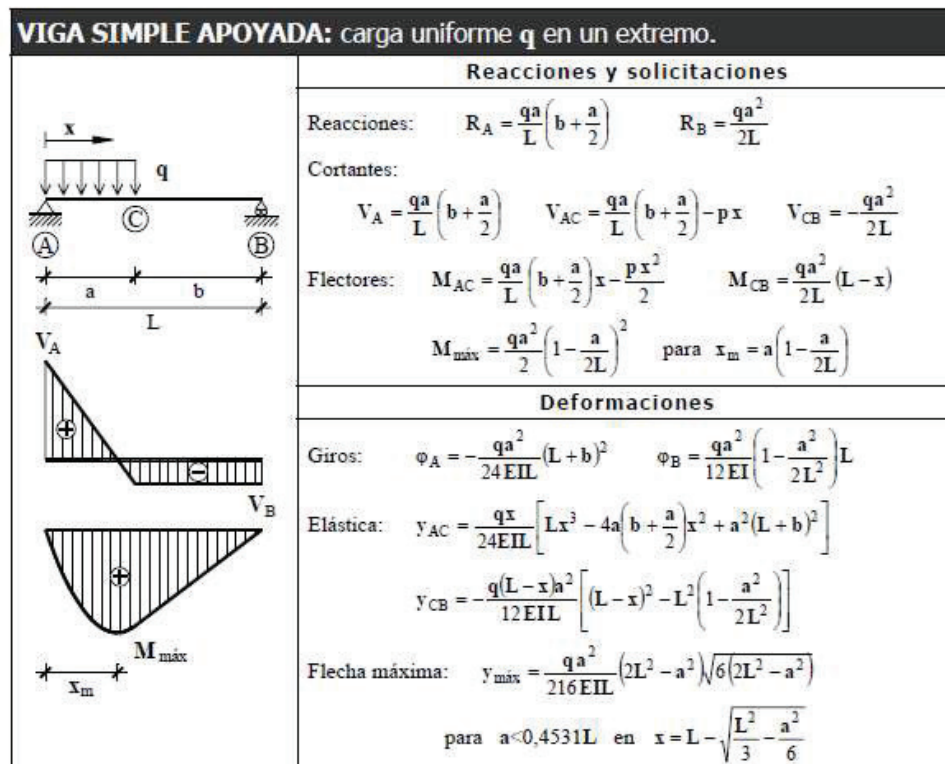
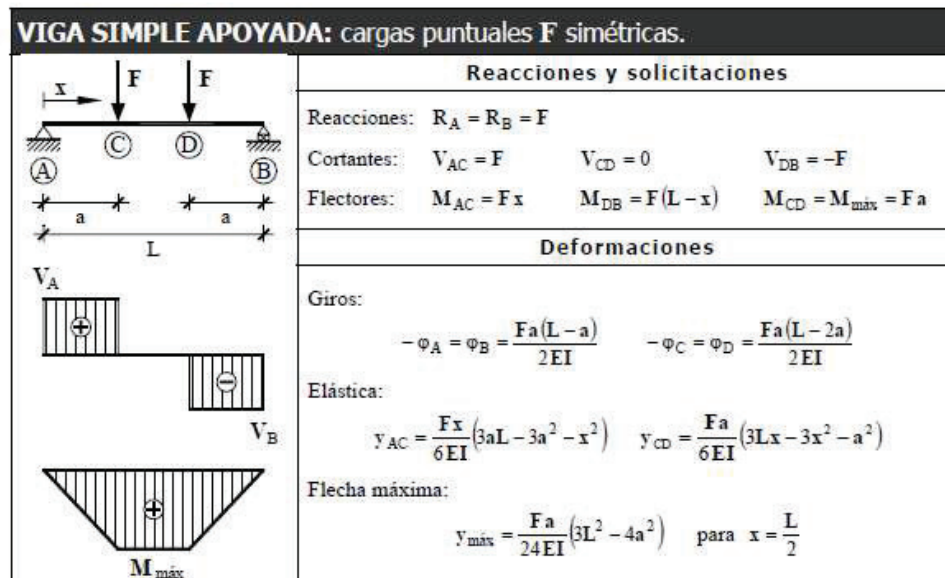
Donde se requiera aplicaciones con cargas mecánicas no muy severas, pero con ciertos grados de tenacidad importantes, como por ej.: pernos y tuercas, piezas de máquinas pequeñas, ejes, bujes, pasadores, grapas, etc. Factible de cementación con buena profundidad de penetración debido a su alto contenido de manganeso. Excelente soldabilidad.

MEDIDAS EN STOCK:

REDONDO

Díámetro (pulg)	Peso (kg/m)
1/4	0,2
5/16	0,4
3/8	0,6
1/2	1,0
5/8	1,6
3/4	2,2
7/8	3,0
1	4,0
1 1/8	5,0
1 1/4	6,2
1 3/8	7,5
1 1/2	8,9
1 3/4	12,2
2	15,9
2 1/4	20,1
2 1/2	24,9
2 3/4	30,1
3	35,8
3 1/4	42,0
3 1/2	48,7
4	63,6
4 1/2	80,5
5	99,4
5 1/2	120,3
6	143,2
7	194,9
8	254,6
9	322,2
10	397,8

ANEXO H. Viga simple apoyada: cargas puntuales F simétricas.



ANEXO I. Viga simple apoyada: Momento puntual M en extremo.

VIGA SIMPLE APOYADA: momento puntual M en extremo.	
	<p align="center">Reacciones y solicitaciones</p> <p>Reacciones: $R_A = \frac{M}{L}$ $R_B = -\frac{M}{L}$</p> <p>Cortantes: $V_{AB} = \frac{M}{L}$</p> <p>Flectores: $M_{AB} = -M \left(1 - \frac{x}{L}\right)$ $M_A = -M$ $M_B = 0$</p>
	<p align="center">Deformaciones</p> <p>Giros: $\varphi_A = \frac{ML}{3EI}$ $\varphi_B = -\frac{ML}{6EI}$</p> <p>Elástica:</p> $y_{AB} = -\frac{ML}{6EI} (L-x) \left[1 - \left(\frac{L-x}{L}\right)^2\right]$ <p>Flecha máxima:</p> $y_{\max} = -\frac{ML^2}{9EI\sqrt{3}} \quad \text{para } x = L \left(1 - \frac{1}{\sqrt{3}}\right)$

VIGA SIMPLE APOYADA: momento puntual M intermedio.	
	<p align="center">Reacciones y solicitaciones</p> <p>Reacciones: $R_A = \frac{M}{L}$ $R_B = -\frac{M}{L}$</p> <p>Cortantes: $V_{AB} = \frac{M}{L}$</p> <p>Flectores: $M_{AC} = \frac{M}{L}x$ $M_{CB} = -\frac{M}{L}(L-x)$</p> $M_C^{\text{izq}} = \frac{M}{L}a \quad M_C^{\text{der}} = -\frac{M}{L}b \quad M = M_C^{\text{izq}} + M_C^{\text{der}} $
	<p align="center">Deformaciones</p> <p>Giros: $\varphi_A = \frac{ML}{6EI} \left(3\frac{b^2}{L^2} - 1\right)$ $\varphi_B = \frac{ML}{6EI} \left(3\frac{a^2}{L^2} - 1\right)$ $\varphi_C = \frac{M}{3EIL^2} (a^3 + b^3)$</p> <p>Elástica:</p> $y_{AC} = \frac{MLx}{6EI} \left(1 - 3\frac{b^2}{L^2} - \frac{x^2}{L^2}\right) \quad y_{CB} = -\frac{ML(L-x)}{6EI} \left[1 - 3\frac{a^2}{L^2} - \left(\frac{L-x}{L}\right)^2\right]$ <p>Flecha en C: $y_C = -\frac{Mab}{3EIL} (b-a)$</p>

ANEXO J. Viga simple apoyada: Carga puntual F centrada.

VIGA SIMPLE APOYADA: carga puntual F genérica.	
	<p align="center">Reacciones y solicitaciones</p> <p>Reacciones: $R_A = \frac{Fb}{L}$ $R_B = \frac{Fa}{L}$</p> <p>Cortantes: $V_{AC} = \frac{Fb}{L}$ $V_{CB} = -\frac{Fa}{L}$</p> <p>Flectores: $M_{AC} = \frac{Fb}{L}x$ $M_{CB} = \frac{Fa}{L}(L-x)$</p> <p align="center">$M_{\max} = M_C = \frac{Fab}{L}$ para $x = a$</p>
	<p align="center">Deformaciones</p> <p>Giros: $\varphi_A = -\frac{Fab}{6EIL}(L+b)$ $\varphi_B = \frac{Fab}{6EIL}(L+a)$ $\varphi_C = \frac{Fab}{3EIL}(a-b)$</p> <p>Elástica: $y_{AC} = \frac{FLbx}{6EI} \left(1 - \frac{b^2}{L^2} - \frac{x^2}{L^2}\right)$ $y_{CB} = \frac{FLa(L-x)}{6EI} \left(1 - \frac{a^2}{L^2} - \frac{(L-x)^2}{L^2}\right)$</p> <p>Flexión máxima ($a > b$): $y_{\max} = \frac{Fb}{9EIL\sqrt{3}}(L^2 - b^2)^{3/2}$ para $x = \sqrt{\frac{L^2 - b^2}{3}}$</p>
VIGA SIMPLE APOYADA: carga puntual F centrada.	
	<p align="center">Reacciones y solicitaciones</p> <p>Reacciones: $R_A = R_B = \frac{F}{2}$</p> <p>Cortantes: $V_{AC} = \frac{F}{2}$ $V_{CB} = -\frac{F}{2}$</p> <p>Flectores: $M_{AC} = \frac{F}{2}x$ $M_{CB} = \frac{F}{2}(L-x)$</p> <p align="center">$M_{\max} = M_C = \frac{FL}{4}$ para $x = \frac{L}{2}$</p>
	<p align="center">Deformaciones</p> <p>Giros: $\varphi_A = -\frac{FL^2}{16EI}$ $\varphi_B = \frac{FL^2}{16EI}$ $\varphi_C = 0$</p> <p>Elástica: $y_{AC} = \frac{FL^2x}{16EI} \left(1 - \frac{4x^2}{3L^2}\right)$ $y_{CB} = \frac{FL^2(L-x)}{12EI} \left(\frac{3}{4} - \frac{(L-x)^2}{L^2}\right)$</p> <p>Flexión máxima: $y_{\max} = y_C = \frac{FL^3}{48EI}$ para $x = \frac{L}{2}$</p>

ANEXO K. Propiedades de sección perfil UPN.



PERFILES LAMINADOS UPN

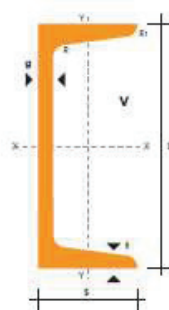
Especificaciones Generales

Calidad	ASTM A 36
Otras calidades	Previa Consulta
Largo normal	6,00 mts. Y 12,00 mts
Otros largos	Previa Consulta
Acabado	Natural
Otro acabado	Previa Consulta



UPN

DENOMINACION	DIMENSIONES						SECCION	PESOS	TIPOS			
	h	s	g	t	R	R1			lx	ly	Wx	Wy
	mm	mm	mm	mm	mm	cm4	cm2	kg/mt	cm4	cm4	cm3	cm3
UPN 50	50	38	5.00	7.00	7.00	3.50	7.12	5.59	26.40	9.12	10.80	3.75
UPN 65	65	42	5.50	7.50	7.50	4.00	9.03	7.09	57.50	14.10	17.70	5.07
UPN 80	80	45	6.00	8.00	8.00	4.00	1.10	8.64	106.00	19.40	26.50	6.36
UPN 100	100	50	6.00	8.50	8.50	4.50	13.50	10.80	206.00	29.30	41.20	8.49
UPN 120	120	55	7.00	9.00	9.00	4.50	17.00	13.40	364.00	43.20	60.70	11.10
UPN 140	140	60	7.00	10.00	10.00	5.00	20.40	16.00	605.00	62.70	86.40	14.80
UPN 160	160	65	7.50	10.50	10.50	5.50	24.00	18.80	905.00	85.30	118.00	18.30
UPN 180	180	70	8.00	11.00	11.00	5.50	28.00	22.00	1350.00	114.00	150.00	22.40
UPN 200	200	75	8.50	11.50	11.50	6.00	32.20	25.30	1910.00	148.00	191.00	27.00
UPN 220	220	80	9.00	12.50	12.50	6.50	37.40	29.40	2690.00	197.00	245.00	33.60
UPN 240	240	85	9.50	13.00	13.00	6.50	42.30	33.20	3600.00	248.00	300.00	39.60
UPN 260	260	90	10.00	14.00	14.00	7.00	48.30	37.90	4820.00	317.00	371.00	47.70
UPN 300	300	100	10.00	16.00	16.00	8.00	56.80	46.20	8030.00	495.00	535.00	67.80



ANEXO L. Catálogo de cilindros hidráulicos PRINCE.



THE WIZARD LINE

3000 PSI EXTENDED DUTY

THE "WIZARD" Welded-DA-37° JIC Male Ports



FEATURES:

- Honed tubing
- Chromed, ground & polished rod
- Ductile iron piston & gland
- Optional end fittings available
- Urethane u-cup and wiper
- Crown seal standard, "T" seal optional
- Wear ring on piston
- Thread in gland with o-ring to protect threads
- Standard color is gloss black

Model No.	Style	WT	PSI	Column Load (Lbs)	Ret (S)	Rod Dia.	A	C	D (Dia.)	E (45°)	Crosstube Adder (F)	Tang Adder (G)	Clevis Adder (G)	Ports
F150040	1 1/2 X 4	7	3000	FULL PSI	9 1/2	3/4	3/16	1	.760	.22	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°
F150060	1 1/2 X 6	8	3000	FULL PSI	11 1/2	3/4	3/16	1	.760	.22	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°
F150080	1 1/2 X 8	8	3000	FULL PSI	13 1/2	3/4	3/16	1	.760	.22	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°
F150100	1 1/2 X 10	9	3000	4,770 LBS	15 1/2	3/4	3/16	1	.760	.22	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°
F150120	1 1/2 X 12	10	3000	3,640 LBS	17 1/2	3/4	3/16	1	.760	.22	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°
F150160	1 1/2 X 16	10	3000	2,315 LBS	21 1/2	3/4	3/16	1	.760	.22	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°
F150200	1 1/2 X 20	12	3000	1,600 LBS	25 1/2	3/4	3/16	1	.760	.22	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°
F150240	1 1/2 X 24	14	3000	1,175 LBS	29 1/2	3/4	3/16	1	.760	.22	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°
F175040	1 3/4 X 4	9	3000	FULL PSI	9 1/2	1	3/16	1	.760	.22	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°
F175060	1 3/4 X 6	10	3000	FULL PSI	11 1/2	1	3/16	1	.760	.22	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°
F175080	1 3/4 X 8	11	3000	FULL PSI	13 1/2	1	3/16	1	.760	.22	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°
F175100	1 3/4 X 10	12	3000	FULL PSI	15 1/2	1	3/16	1	.760	.22	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°
F175120	1 3/4 X 12	13	3000	FULL PSI	17 1/2	1	3/16	1	.760	.22	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°
F175160	1 3/4 X 16	15	3000	7,120 LBS	21 1/2	1	3/16	1	.760	.22	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°
F175200	1 3/4 X 20	17	3000	4,935 LBS	25 1/2	1	3/16	1	.760	.22	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°
F175240	1 3/4 X 24	20	3000	3,620 LBS	29 1/2	1	3/16	1	.760	.22	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°
F200040	2 X 4	12	3000	FULL PSI	9 1/2	1 1/8	3/16	1	.760	.25	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°
F200060	2 X 6	13	3000	FULL PSI	11 1/2	1 1/8	3/16	1	.760	.25	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°
F200080	2 X 8	14	3000	FULL PSI	13 1/2	1 1/8	3/16	1	.760	.25	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°
F200100	2 X 10	15	3000	FULL PSI	15 1/2	1 1/8	3/16	1	.760	.25	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°
F200120	2 X 12	17	3000	FULL PSI	17 1/2	1 1/8	3/16	1	.760	.25	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°
F200160	2 X 16	18	3000	FULL PSI	21 1/2	1 1/8	3/16	1	.760	.25	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°
F200200	2 X 20	22	3000	7,855 LBS	25 1/2	1 1/8	3/16	1	.760	.25	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°
F200240	2 X 24	24	3000	5,760 LBS	29 1/2	1 1/8	3/16	1	.760	.25	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°
F200300	2 X 30	28	3000	3,900 LBS	35 1/2	1 1/8	3/16	1	.760	.25	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°
F225040	2 1/4 X 4	14	3000	FULL PSI	9 1/2	1 1/4	3/16	1	.760	.25	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°
F225060	2 1/4 X 6	15	3000	FULL PSI	11 1/2	1 1/4	3/16	1	.760	.25	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°
F225080	2 1/4 X 8	16	3000	FULL PSI	13 1/2	1 1/4	3/16	1	.760	.25	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°
F225100	2 1/4 X 10	18	3000	FULL PSI	15 1/2	1 1/4	3/16	1	.760	.25	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°
F225120	2 1/4 X 12	19	3000	FULL PSI	17 1/2	1 1/4	3/16	1	.760	.25	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°
F225160	2 1/4 X 16	22	3000	FULL PSI	21 1/2	1 1/4	3/16	1	.760	.25	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°
F225200	2 1/4 X 20	25	3000	11,900 LBS	25 1/2	1 1/4	3/16	1	.760	.25	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°
F225240	2 1/4 X 24	28	3000	8,730 LBS	29 1/2	1 1/4	3/16	1	.760	.25	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°
F225300	2 1/4 X 30	33	3000	5,912 LBS	35 1/2	1 1/4	3/16	1	.760	.25	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°
F250040	2 1/2 X 4	15	3000	FULL PSI	9 1/2	1 3/8	3/16	1	.760	.31	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°
F250060	2 1/2 X 6	17	3000	FULL PSI	11 1/2	1 3/8	3/16	1	.760	.31	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°
F250080	2 1/2 X 8	18	3000	FULL PSI	13 1/2	1 3/8	3/16	1	.760	.31	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°
F250100	2 1/2 X 10	20	3000	FULL PSI	15 1/2	1 3/8	3/16	1	.760	.31	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°
F250120	2 1/2 X 12	21	3000	FULL PSI	17 1/2	1 3/8	3/16	1	.760	.31	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°
F250160	2 1/2 X 16	25	3000	FULL PSI	21 1/2	1 3/8	3/16	1	.760	.31	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°
F250200	2 1/2 X 20	29	3000	FULL PSI	25 1/2	1 3/8	3/16	1	.760	.31	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°
F250240	2 1/2 X 24	32	3000	12,705 LBS	29 1/2	1 3/8	3/16	1	.760	.31	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°
F250300	2 1/2 X 30	37	3000	8,605 LBS	35 1/2	1 3/8	3/16	1	.760	.31	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°
F250360	2 1/2 X 36	43	3000	6,212 LBS	41 1/2	1 3/8	3/16	1	.760	.31	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°
F275040	2 3/4 X 4	16	3000	FULL PSI	9 1/2	1 1/2	3/16	1	.760	.38	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°
F275060	2 3/4 X 6	18	3000	FULL PSI	11 1/2	1 1/2	3/16	1	.760	.38	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°
F275080	2 3/4 X 8	20	3000	FULL PSI	13 1/2	1 1/2	3/16	1	.760	.38	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°
F275100	2 3/4 X 10	22	3000	FULL PSI	15 1/2	1 1/2	3/16	1	.760	.38	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°
F275120	2 3/4 X 12	24	3000	FULL PSI	17 1/2	1 1/2	3/16	1	.760	.38	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°
F275160	2 3/4 X 16	28	3000	FULL PSI	21 1/2	1 1/2	3/16	1	.760	.38	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°
F275200	2 3/4 X 20	32	3000	FULL PSI	25 1/2	1 1/2	3/16	1	.760	.38	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°
F275240	2 3/4 X 24	36	3000	FULL PSI	29 1/2	1 1/2	3/16	1	.760	.38	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°
F275300	2 3/4 X 30	42	3000	12,120 LBS	35 1/2	1 1/2	3/16	1	.760	.38	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°
F275360	2 3/4 X 36	48	3000	8,750 LBS	41 1/2	1 1/2	3/16	1	.760	.38	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°

CYLINDERS AND ACCESSORIES

CAIC 3 09 04 01

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

C3



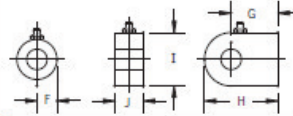
THE WIZARD LINE

3000 PSI EXTENDED DUTY

BASE END FITTINGS

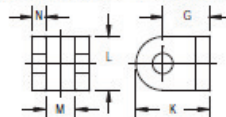
BASE END CROSSTUBE

MODEL	F	LENGTH	CROSSTUBE
F150	3/4	2 1/4	210300217
F175	3/4	2 1/2	210300216
F200	3/4	2 3/4	210300215
F225	3/4	3	210300214
F250	3/4	3 1/4	210300213
F275	3/4	3 1/2	210300210



BASE END TANG DIMENSIONS

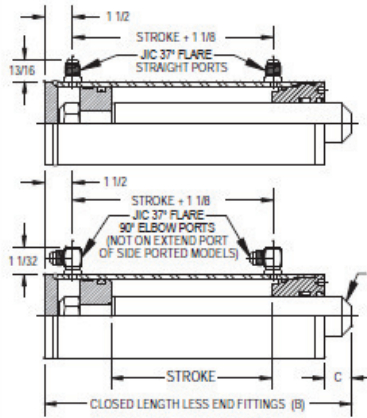
MODEL	G	H	I	J	TANG
F150	1 3/4	2 5/8	1 1/2	3/4	130400245
F175	1 3/4	2 5/8	1 1/2	3/4	130400245
F200	1 3/4	2 3/4	2	1	130400244
F225	1 3/4	2 3/4	2	1	130400244
F250	1 3/4	2 7/8	2 1/4	1	130400243
F275	1 3/4	2 7/8	2 1/4	1	130400243



BASE END CLEVIS DIMENSIONS

MODEL	G	K	L	M	N	CLEVIS
F150	1 3/4	2 5/8	1 1/2	7/8	3/8	110000073
F175	1 3/4	2 5/8	1 1/2	7/8	3/8	110000073
F200	1 3/4	2 3/4	2	1 1/8	1/2	110000071
F225	1 3/4	2 3/4	2	1 1/8	1/2	110000071
F250	1 3/4	2 3/4	2	1 1/8	1/2	110000071
F275	1 3/4	2 3/4	2	1 1/8	1/2	110000071

BASIC "WIZARD" CYLINDER



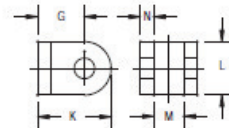
IMPORTANT: EXTEND ROD BEFORE WELDING ON END FITTINGS. SEAL DAMAGE WILL OCCUR FROM EXCESSIVE HEAT

ROD END FITTINGS



ROD END CROSSTUBE

MODEL	F	LENGTH	CROSSTUBE
F150	3/4	1 1/2	210300218
F175	3/4	1 1/2	210300218
F200	3/4	1 1/2	210300218
F225	3/4	2	210300211
F250	3/4	2	210300211
F275	3/4	2	210300211



ROD END CLEVIS DIMENSIONS

MODEL	G	K	L	M	N	CLEVIS
F150	1 3/4	2 5/8	1 1/2	7/8	3/8	110000073
F175	1 3/4	2 5/8	1 1/2	7/8	3/8	110000073
F200	1 3/4	2 3/4	2	1 1/8	1/2	110000071
F225	1 3/4	2 3/4	2	1 1/8	1/2	110000071
F250	1 3/4	2 3/4	2	1 1/8	1/2	110000071
F275	1 3/4	2 3/4	2	1 1/8	1/2	110000071

MODEL NUMBER SYSTEM

F 2 2 5 2 4 3 C S S T X C

ALL PORTS ARE JIC 37° FLARE #6 MALE THREADS ARE STANDARD

BASE MODEL NUMBER IDENTIFIES BORE SIZE
EXAMPLE: 225 IS 2 1/4 BORE

STROKE: THE FIRST TWO DIGITS ARE INCHES, THE LAST DIGIT IS 1/8'S OF AN INCH (CUSTOM MODELS ONLY)
EXAMPLE: 243 IS 24 3/8" STROKE

PISTON SEAL:
C-CROWN SEAL
H-HIGH PSI TEFLON SEAL
T-"T" SEAL

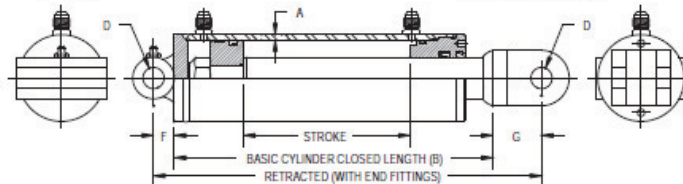
ROD END FITTING: C-CLEVIS
X-CROSSTUBE
N-BLANK

BASE END FITTING: C-CLEVIS
X-CROSSTUBE
T-TANG
N-BLANK

PORT LOCATION:
T-TOP PORT - PERPENDICULAR TO PIN HOLE
S-SIDE PORT - IN LINE WITH PIN HOLE

RETRACT PORT:
S-STRAIGHT
E-90° ELBOW - AVAILABLE ON TOP AND SIDE PORTED MODELS

EXTEND PORT:
S-STRAIGHT
E-90° ELBOW - AVAILABLE ON TOP PORTED MODELS ONLY



* CUSTOM STROKE LENGTHS ARE AVAILABLE. MINIMUM ORDER MAY BE REQUIRED. CONTACT YOUR SALES REPRESENTATIVE WITH YOUR REQUIREMENTS

WIZARD LINE BASE MODELS

F150040CSSTNN
F150060CSSTNN
F150080CSSTNN
F150100CSSTNN
F150120CSSTNN
F150160CSSTNN
F150200CSSTNN
F150240CSSTNN
F150280CSSTNN
F150320CSSTNN
F150360CSSTNN
F150400CSSTNN
F150440CSSTNN
F150480CSSTNN
F150520CSSTNN
F150560CSSTNN
F150600CSSTNN
F150640CSSTNN
F150680CSSTNN
F150720CSSTNN
F150760CSSTNN
F150800CSSTNN
F150840CSSTNN
F150880CSSTNN
F150920CSSTNN
F150960CSSTNN
F151000CSSTNN
F151040CSSTNN
F151080CSSTNN
F151120CSSTNN
F151160CSSTNN
F151200CSSTNN
F151240CSSTNN
F151280CSSTNN
F151320CSSTNN
F151360CSSTNN
F151400CSSTNN
F151440CSSTNN
F151480CSSTNN
F151520CSSTNN
F151560CSSTNN
F151600CSSTNN
F151640CSSTNN
F151680CSSTNN
F151720CSSTNN
F151760CSSTNN
F151800CSSTNN
F151840CSSTNN
F151880CSSTNN
F151920CSSTNN
F151960CSSTNN
F152000CSSTNN
F152040CSSTNN
F152080CSSTNN
F152120CSSTNN
F152160CSSTNN
F152200CSSTNN
F152240CSSTNN
F152280CSSTNN
F152320CSSTNN
F152360CSSTNN
F152400CSSTNN
F152440CSSTNN
F152480CSSTNN
F152520CSSTNN
F152560CSSTNN
F152600CSSTNN
F152640CSSTNN
F152680CSSTNN
F152720CSSTNN
F152760CSSTNN
F152800CSSTNN
F152840CSSTNN
F152880CSSTNN
F152920CSSTNN
F152960CSSTNN
F153000CSSTNN

ANEXO M. Curvas características de la válvula estranguladora antirretorno.

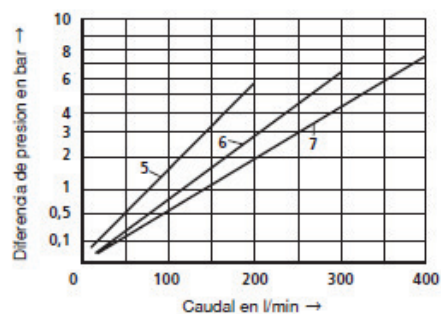
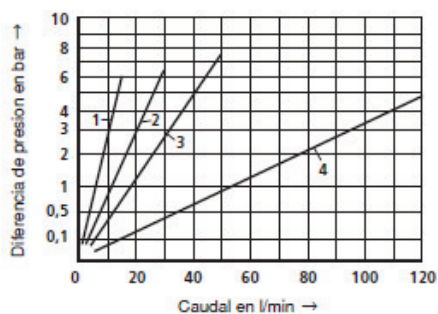
RS 27219/01.09 | MG y MK

Hydraulics | Bosch Rexroth AG

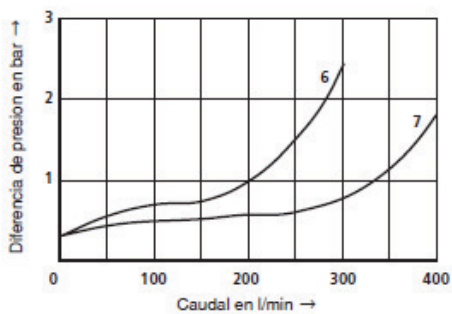
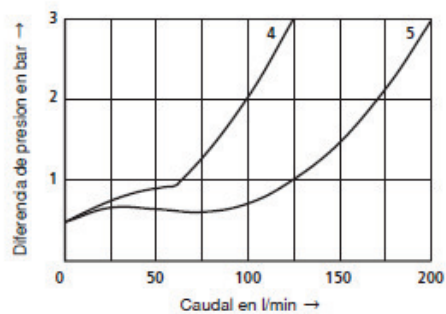
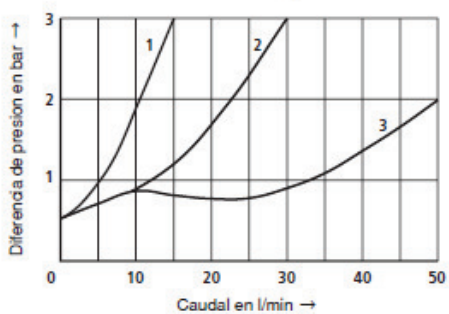
5/6

Curvas características (medidas con HLP46, $\vartheta_{ac} = 40 \text{ °C} \pm 5 \text{ °C}$)

Curvas características Δp - q_v sobre estrangulador abierto (tipo MG y MK)



Curvas características Δp - q_v sobre válvula antirretorno abierta con estrangulación cerrada (tipo MK)



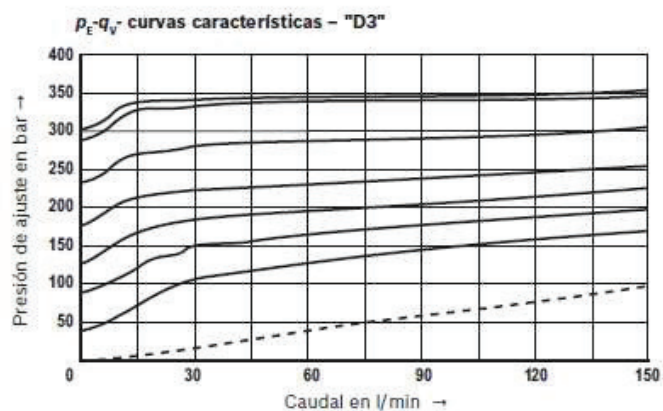
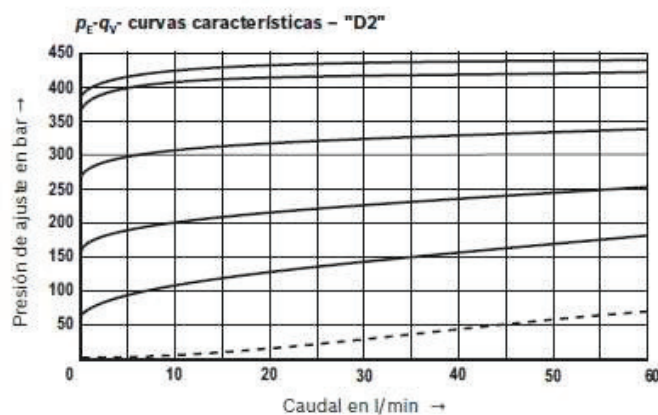
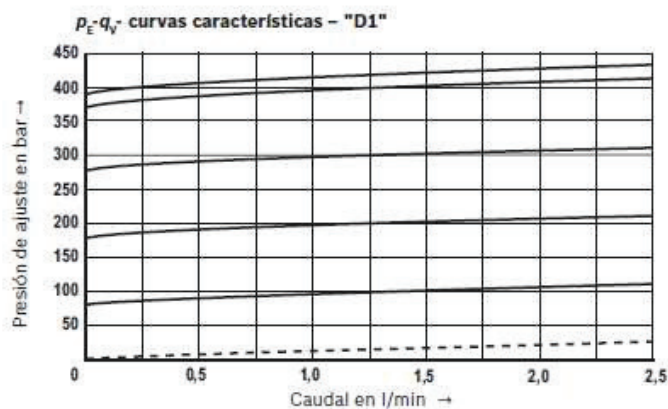
- 1 TN6
- 2 TN8
- 3 TN10
- 4 TN15
- 5 TN20
- 6 TN25
- 7 TN30

ANEXO N. Curvas características de la válvula limitadora de presión.

6/10 **MHDBD** | Válvula limitadora de presión

Curvas características

(medidas con HLP46, $\vartheta_{\text{aceite}} = 40 \pm 5 \text{ } ^\circ\text{C}$)



Límite de potencia

¡Aviso!

- Las curvas características valen para presión de salida $p_2 = 0$ bar en todo el rango de caudal así como sin resistencia de carcasa
- Se refieren a los valores nominales indicados de los niveles de presión (50, 100, 200, 315, 420).
- Por debajo de la presión nominal las curvas características tienen mayor pendiente.

ANEXO O. Propiedades mecánicas acero AISI 4340

EL ACERO

705=AISI 4340 Acero bonificado para maquinaria



GENERALIDADES: 705 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.

705 combina alta resistencia mecánica (la mayor del mercado) con buena tenacidad. Este acero en forma standard 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. Susceptible de temple por inducción y también puede someterse a tratamiento de nitrado.

ANÁLISIS TÍPICO %

	C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	V
705	0.36	0.25	0.70	--	--	1.40	1.40	0.20
AISI 4340	0.35-0.40	0.20-0.35	0.60-0.80	0.04	0.04	1.65-2.00	0.70-0.90	0.20-0.30

EQUIVALENCIAS

AISI/SAE	4340
DIN	34CrNiMo6
W.Nr	1.6582
JIS	SNM1
AFNOR	35NCD6

PROPIEDADES MECÁNICAS EN CONDICIÓN DE SUMINISTRO

Resistencia a la Tracción	90-110 Kg/mm ²
Esfuerzo de cedencia	70 kg/mm ²
Elongación, A5	min 12%
Reducción de área, Z	min 45%
Resistencia al impacto, KU	aprox. 20 J
Dureza	270-330 HB

De acuerdo a DIN 17200 resp. SEW 550. Tolerancia
DIN 1013 resp. DIN 7527 / 6

Nota: Estas propiedades se garantizan hasta Ø250 mm. Medidas mayores, favor consultarnos.

APLICACIONES:

1. Partes de gran resistencia para la industria automotriz, como:

- ejes
- cardanes
- cigüeñales
- ejes de leva
- tornillería de alta resistencia

2. Partes para la construcción de maquinaria de trabajo pesado como:

- árboles para trituradoras
- ejes de transmisión de grandes dimensiones
- engranajes de temple por llama, inducción o nitruración
- barras de torsión
- mandriles
- portaherramientas

3. Aplicaciones donde se requiere resistencia a la fatiga, como:

- En la construcción de equipo pesado para camiones, aviones, equipo militar, etc.

ANEXO P. Propiedades mecánicas alambre sólido AWS ER-70S6.



INDURA
Tecnología a su servicio
GASES • SOLDADURAS • EQUIPOS

ELECTRODOS CONTINUOS PARA ACEROS AL CARBONO Y DE BAJA ALEACION

Indura 70 S-6	Clasificación AWS: ER-70S-6
<ul style="list-style-type: none"> • Alambre de acero dulce • Toda posición • Corriente continua. Electrodo positivo • Revestimiento: Cobrizo 	<ul style="list-style-type: none"> • Aprobado anualmente por el Lloyd's Register of Shipping, American Bureau of Shipping, Bureau Veritas, Germanischer Lloyd y Det Norske Veritas.

Descripción

El alambre 70S-6 es un electrodo de acero al carbono que ofrece excelente soldabilidad con una alta cantidad de elementos desoxidantes para soldaduras donde no pueden seguirse estrictas prácticas de limpieza.

Este electrodo es usado principalmente con gas CO₂ y otras mezclas comerciales como el Indurmig 81.

Esta soldadura ofrece un depósito prácticamente sin escoria reduciendo al mínimo las operaciones de limpieza.

Usos

El alambre 70S-6 se recomienda para ser usado en aceros corrientes de baja aleación. Su contenido de Silicio y Manganeso le confiere excelentes propiedades desoxidantes, lo que asegura una soldadura libre de porosidades sobre una amplia gama de trabajos.

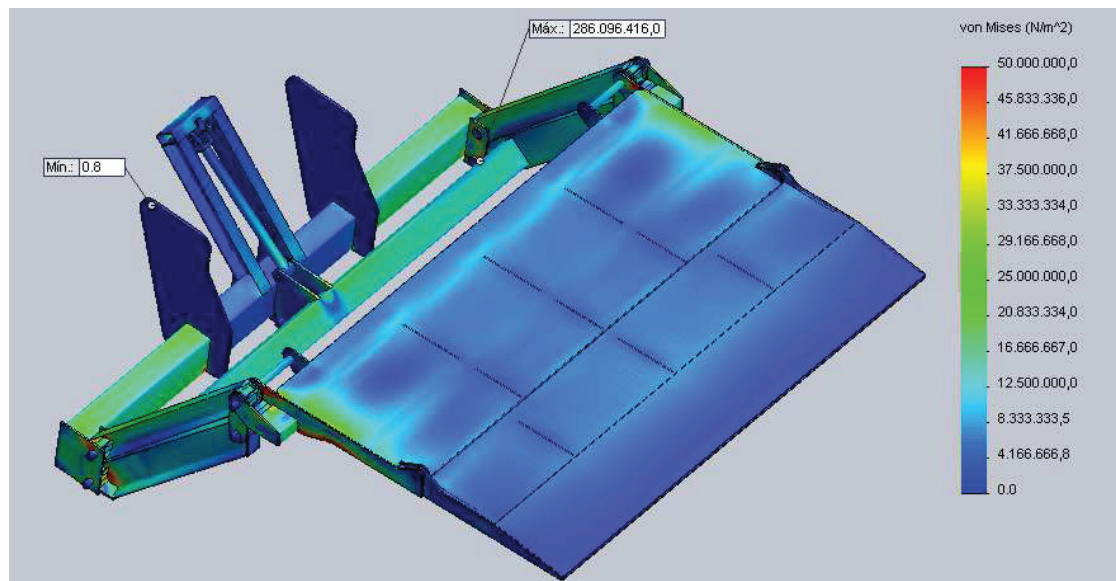
Aplicaciones típicas

- Recipientes a presión
- Soldadura de cañerías
- Fabricación de carrocerías, muebles, extinguidores, etc.
- Estructuras
- Recuperación de ejes

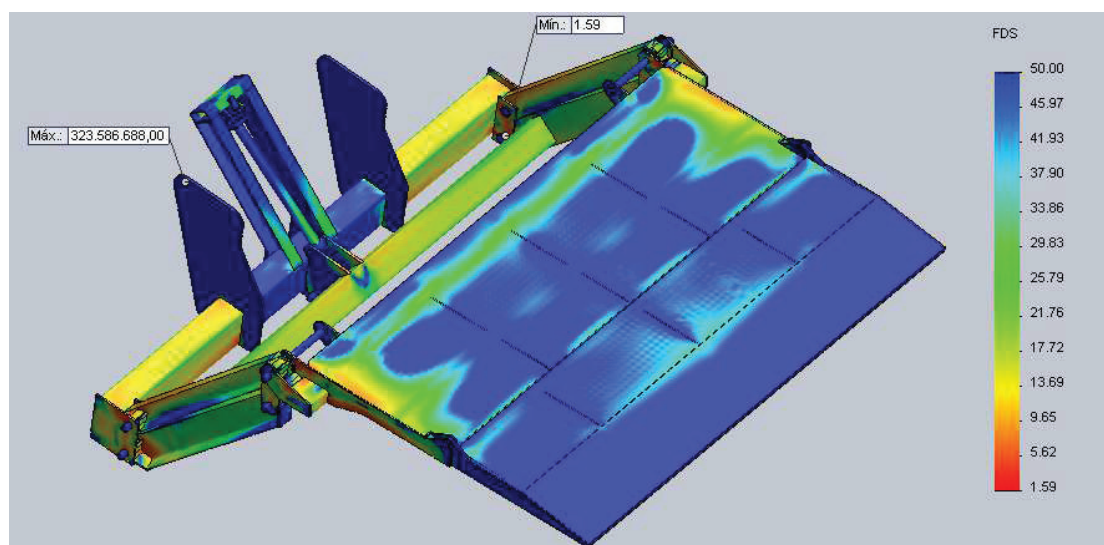
Composición química (típica del metal depositado):			
C 0,10%; Mn 1,55%; P 0,02%; S 0,02%; Si 0,95%			
Características típicas del metal depositado:			
Resultados de pruebas de tracción con probetas de metal de aporte (según norma AWS: A5. 18-93):		Requerimientos según norma AWS: A5. 18-93:	
Resistencia a la tracción :	76.800 lb/pulg ² (453 MPa)	70.000 lb/pulg ² (480 MPa)	
Límite de fluencia :	62.100 lb/pulg ² (384 MPa)	58.000 lb/pulg ² (413 MPa)	
Alargamiento en 50 mm. :	26%	22%	
Amperajes recomendados:			
Diámetro (mm.)	Amperes	Volts.	Flujo CO ₂ (lt/min)
0,8	50 - 110	15 - 21	7 - 12
0,9	60 - 120	16 - 22	8 - 12
1,2	120 - 250	22 - 28	12 - 14
1,6	200 - 300	25 - 32	14 - 16

ANEXO Q. Plataforma general, diagramas de esfuerzos de Von Mises, Factor de Seguridad y Deflexión para los casos de análisis II y III bajo la carga de $P = 500 \text{ kgf}$.

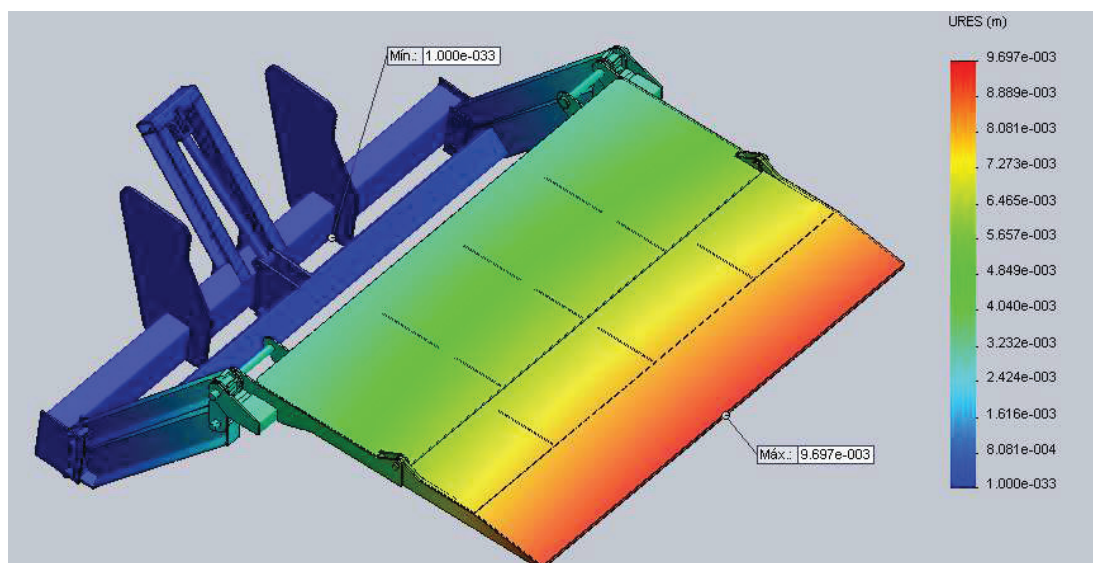
Para el caso II y bajo la carga de $P = 500 \text{ kgf}$.



Esfuerzos de Von Mises

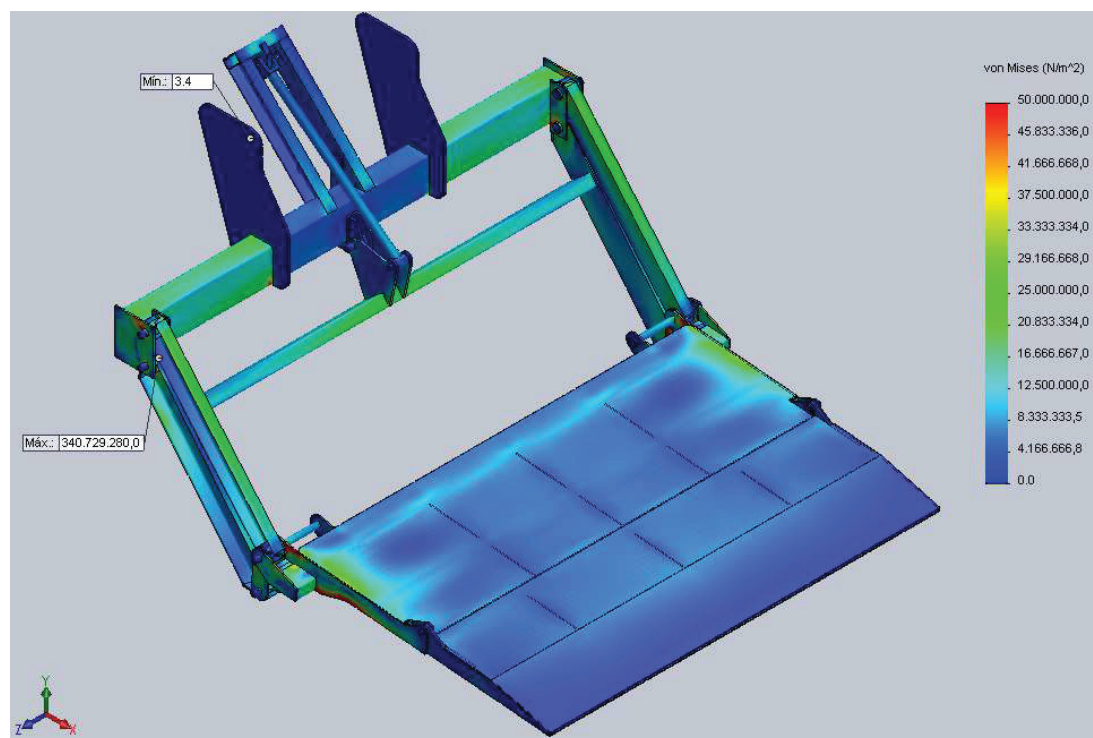


Factor de Seguridad

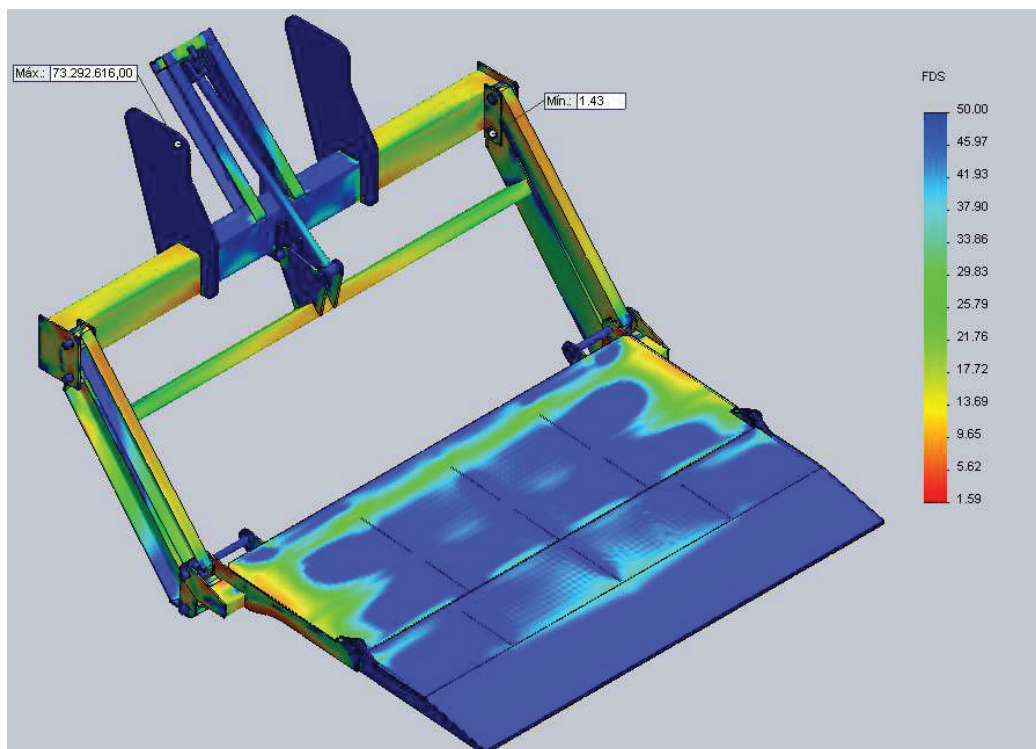


Deflexion

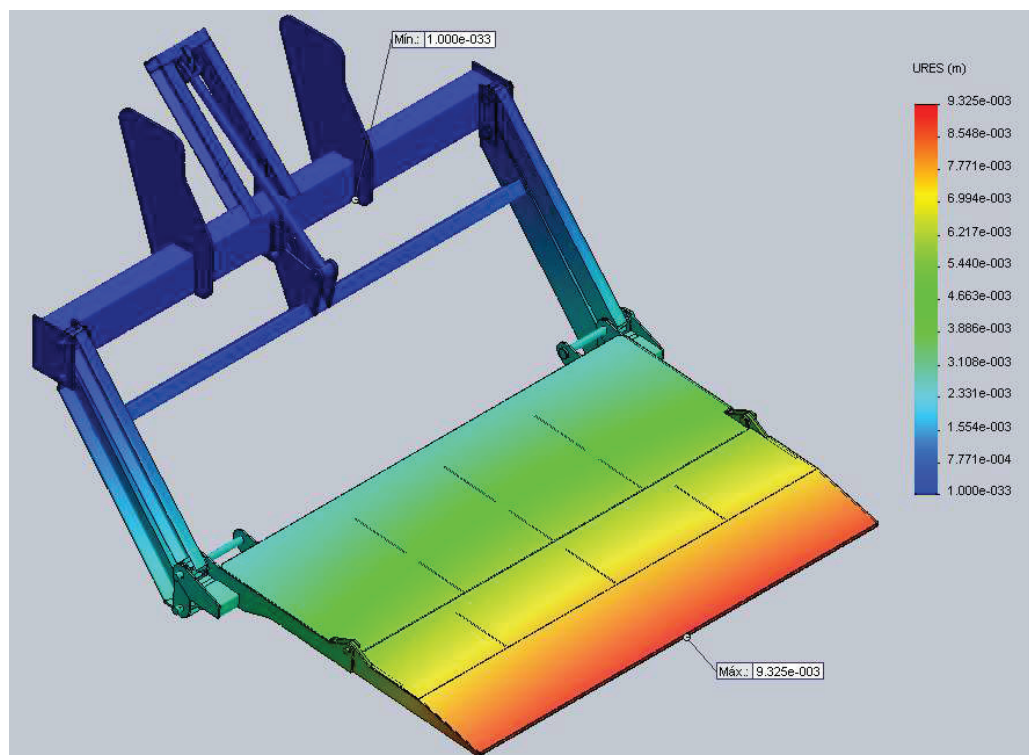
Para el caso III y bajo la carga de $P = 500 \text{ kgf}$.



Esfuerzos de Von Mises



Factor de Seguridad



Deflexion

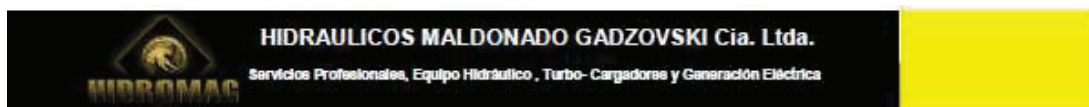
ANEXO R.

PLANOS CONSTRUCTIVOS

ANEXO S.

HOJAS DE PROCESOS

ANEXO T. Proformas de materia prima y elementos normalizados.



Estimado:
Diego Tamayo

PROFORMA No 5983

Envío la proforma solicitada:

DETALLE	CANT.	V. UNIT	V.TOTAL
Bomba presion de servicio 160 bar, caudal 5,5 lt/min@1740 rev motor marca Marzocchi, Italia,	1	208,00	208,00
Valvula reguladora de flujo antiretorno presion de servicio 160 bar, caudal 5,5 lt/min , tipo sanduche, ENERGIE HIDRAULIQUE CANADA	1	115,00	115,00
Valvula direccional +24V para cilindro doble efecto, Energie hydraulique	1	168,00	168,00
Manifold para la válvula direccional/modular 1 estación	1	42,00	42,00
Valvula limitadora de presion regulable hasta 200 bar, caudal 5,5 lt/min,modular ENERGIE HIDRAULIQUE	1	140,00	140,00
		SUBTOTAL	673,00

Los precio no incluyen IVA

GORAN GADZOVSKI
Gerente De Operaciones
HIDROMAG/HIDRAULICOS MALDONADO GADZOVSKI CIA. LTDA.
www.hidromag.com.ec
goran@hidromag.com.ec

Telf: 593 2 2236067
Móvil: 593 98 4763894

Quito: Wilson E8-140 y Av.6 de Diciembre; Torre Malaga A

PROXIMAMENTE: Panamericana Norte km 8.5 (Sector Eucalipto,300m de distancia del Intercambiador de Carcelen)

Guayaquil: Av.Juan Tanca Marengo Km.0.5 Edificio 200,Local 2
ECUADOR

Quito: Wilson E8-140 y Av. 6 de Diciembre, Torre Malaga A, planta Baja Telefonos: 02-2236067 / 098-7059439 / 098-7053456 E-mail: ventas@hidromag.com.ec; cmaldonado@hidromag.com.ec; www.hidromag.com.ec





D.M Quito; 14 de mayo del 2015

Señores:
Ing. Diego Tamayo
Ciudad

Estimados Señores:

De acuerdo a su solicitud con mucho gusto le cotizamos lo siguiente:

- Garruchas giratorias de 4", rueda de poliuretano duro color gris con rodamiento interno, soporte en acero galvanizado con doble pista de esferas. Marca IMSA COLSON
REF. 4 PG 23 A C/CARGA: 100 Kg c/u

Precio Unitario USD: 6.61

Ficha Técnica
(Ene/2010)

Rod 4 PG 23 A Colson
Código IMSA: 7018470

Material:
Soporte en acero galvanizado y rueda con rin de polipropileno y banda de poliuretano

Altura efectiva:
5 Pulgadas

Diámetro:
4 Pulgadas

Radio de Giro:
3-5/16 Pulgadas

Capacidad de carga:
125 Kilogramos

Ancho de banda:
1-1/4 Pulgadas

Sujeciones: 1 3/4 - 2 15/16 - 2 3/4 - 3 3/4

Unidad de empaque:
1 Unidad

Imsa
Tecnología en Movimiento

www.imsa-colson.com

Los precios cotizados no incluyen IVA.

Tiempo de entrega: Inmediata.
Cualquier inquietud con mucho gusto le atenderé.

Cordial saludo

ANDRES CHICAIZA
RUEDAS Y GARRUCHAS INDUSTRIALES



PROFORMA 2454

FECHA : Quito, 14 mayo 2015
SEÑORES: Ing. Diego Tamayo
ATENCION
COTIZACION

VENDEDOR : SUSANA TIPAN
 0995273050

POR LO SIGUIENTE :

ITEM	CANTIDAD	DESCRIPCION	V.UNITARIO USD	VALOR TOTAL USD
1	1,00	PLS NEGRAS LISAS ASTM A36 (1,22 X 2,44) 3,0 mm	50,08	50,08
2	1,00	PLS NEGRAS LISAS ASTM A36 (1,22 X 2,44) 5,0 mm	83,46	83,46
3	1,00	PLS NEGRAS LISAS ASTM A36 (1,22 X 2,44) 6,0 mm	100,16	100,16
4	1,00	PLS NEGRAS LISAS ASTM A36 (1,22 X 2,44) 8,0 mm	133,54	133,54
5	1,00	PLS NEGRAS LISAS ASTM A36 (1,22 X 2,44) 10,0 mm	166,93	166,93
6	1,00	PLS NEGRAS LISAS ASTM A36 (1,22 X 2,44) 15,0 mm	250,39	250,39
7	1,00	PLS NEGRAS LISAS ASTM A36 (1,22 X 2,44) 20,0 mm	333,85	333,85
8	1,00	VIGA UPN 80	10,80	10,80
9	1,00	VIGA UPN 120	16,84	16,84
10			-	-
			-	-
		OFERTA VALIDA 03 DIAS	-	-
		ENTREGA INMEDIATA	-	-
		FORMA DE PAGO CONTADO	-	-
			-	-

SUBTOTAL	1.146,05
	-
12%IVA	137,53
TOTAL	1.283,58

SUSANA TIPAN
 ACEROS Y ALUMINIO
 0995273050
susanatipan@gmail.com
susanat@acerosyaluminio.com



Quito, 16 de mayo del 2014

Proforma No.2014.1016

Señores
Ing. Diego Tamayo

Presente.-

De mi consideración:

De acuerdo a su gentil solicitud a continuación me permito indicar la siguiente cotización:

Item	Descripción	Ancho (mm)	Longitud (mm)	Espesor (mm)	U	Cant.	Valor Unitario USD \$	Valor Total USD \$	Tiempo de Entrega
1	Tubo Rectangular negro 100x50x4 mm		6000	4	U	1	52,37	52,37	Inmediato
1	Tubo Rectangular negro 80x40x4 mm		6000	4	U	1	39,70	39,70	Inmediato
1	Tubo Rectangular negro 60x40x3 mm		6000	3	U	1	25,94	25,94	Inmediato
1	Tubo Rectangular negro 150x100x6 mm		6000	6	U	1	166,2	166,20	Inmediato
1	Varilla 10 mm		6000	10	U	1	7,31	7,31	Inmediato
							SUMAR	291,52	
							12% IVA	34,98	
							TOTAL USD.	326,50	

Tiempo de entrega:
Forma de pago:
Lugar de entrega:
Validez de la oferta:

Según lo indicado
Contado
Quito
Para decisión inmediata

Sin más por el momento y seguro de contar con futuras órdenes de pedidos, me despido.

Atentamente,



Lcdm. Alcides Vera B.
Cobrenzas Estructuras & Proyectos UIO
Telf.: (593) 02 2021211 Ext:114
Cel.: (593) 991995089
E-mail: avera@ipac-acero.com
Web: www.ipac-acero.com / www.duferco.com



NO imprimas este correo
si no es necesario



Fecha de oferta: 05.05.2015
 Nr. cliente: 59000075
 Solicitud Cliente: Diego Tamayo
 Vendedor: Maria d. C. Falconi
 Oficina ventas: Quito Norte
 Cond. entrega: FV Quito Norte
 Validez hasta: 04.06.2015
 Cond. de pago: CO15 Dentro de

Oferta Nr. 591230511

Agradecemos su consulta y ofertamos el siguiente material:

Item	Descripción	Cantidad	Precio	Valor USD
10	5057012784 ACERO AISI/SAE 4340/V155 Rd 32.00MM redonda 32 mm x 154 mm N° de piezas: 1,000	1,100 KG	4,50 USD/KG	4,95
20	5057012671 ACERO AISI/SAE 1045/V945 Rd 22.00MM redonda 22 mm x 81 mm N° de piezas: 1,000	0,300 KG	2,90 USD/KG	0,87
30	5057002398 ACERO AISI/SAE 1045/V945 Rd 20.00mm redonda 20 mm x 112 mm N° de piezas: 1,000	0,300 KG	2,90 USD/KG	0,87
40	5057012675 ACERO AISI/SAE 1045/V945 Rd 30.00MM redonda 30 mm x 110 mm N° de piezas: 1,000	0,600 KG	2,90 USD/KG	1,74
50	5057002405 ACERO AISI/SAE 1045/V945 Rd 38.00mm redonda 38 mm x 1.850 mm N° de piezas: 1,000	14,900 KG	2,90 USD/KG	43,21
60	5057002409 ACERO AISI/SAE 1045/V945 Rd 45.00mm GYE redonda 45 mm x 454 mm N° de piezas: 1,000	6,100 KG	2,90 USD/KG	17,69

Total posiciones: 69,33
 IVA 12,00 % 8,32
69,33 USD

TOTAL: 77,65
 Condiciones de pago: Crédito 30 días fecha factura

Web Site: www.bohlersteel.com

VE-FD-13 V.1.1 10-05-11

DETALLE DE ASIENTAMENTO			
DESCRIPCIÓN		MÉTODO DE PAGO	
FECHA	05/05/2015	FORMA DE PAGO	CREDITO
NOMBRE	ACEROS BOHLER DEL ECUADOR S.A.	TRANSACCIONES FINANCIERAS	
FECHA		REFERENCIAL LOCAL	
MONTANTOS EN DOLÁRES		NOTA: 1. El asientado genera un compromiso con el proveedor y el receptor. 2. El asientado genera un compromiso con el proveedor y el receptor. 3. El asientado genera un compromiso con el proveedor y el receptor.	
MONEDA	USD	MONEDA	USD
TOTAL	77,65	TOTAL	77,65

FAVOR HACER SUS PAGOS A NOMBRE DE: ACEROSBOHLER DEL ECUADOR S.A. BOHLER

Sede QUITO NORTE
 De las Avellanas #1-112 y
 Paralelismo Norte #1-332
 Telef 04 2475000 02 2475001
 02 2475005 02 2475006

Sucursal QUITO SUR
 Av. Miraflores
 222-071 y Taura
 telefon 02 3981416 02 3981721
 02 3982730 02 3982749

Sucursal CUENCA
 Av. Harsho de Mendoza 210 y
 José Joaquín de Cevallos
 Teléfono 07 2953900
 Cel. 03 9788888

Sucursal GUAYACIL
 Vía Daule Km. 702
 FIC 04 2387202
 Fax 04 2387282
 Tel. 04 2387283