

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción**

"Diseño de un elevador hidráulico tipo tijera para vehículos"

TRABAJO FINAL DE GRADUACIÓN

Materia Integradora

Previo la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentado por:

José Gabriel Martínez Barre

Jonathan Andrés Sánchez Martínez

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2015

AGRADECIMIENTOS

Al Ing. Jorge Marcial. Tutor de este proyecto, por su invaluable ayuda y colaboración en el desarrollo de este trabajo.

Al personal docente de la Escuela Superior Politécnica del Litoral por brindar su colaboración cuando se la necesitó.

Agradezco a mi madre, a mi padre y a mis hermanos, que siempre estuvieron pendientes del desarrollo de mi vida universitaria. Agradezco también a mi compañero de proyecto, ya que sin su ayuda no se hubiese concretado este trabajo.

José Gabriel Martínez Barre

Agradezco a mis padres y a mis hermanas por su constante apoyo en mi vida universitaria, aportando motivación para una dedicación satisfactoria de la carrera. Agradezco a mi compañero que con su dedicación y trabajo se completó este proyecto.

Jonathan Andrés Sánchez Martínez

DECLARACIÓN EXPRESA

“La responsabilidad del contenido desarrollado en la presente propuesta de la materia integradora corresponde exclusivamente al equipo conformado por:

José Gabriel Martínez Barre.

Jonathan Andrés Sánchez Martínez.

Jorge Medardo Marcial Hernández.

y el patrimonio intelectual del mismo a la Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción (FIMCP) de la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”.

Estamos también de acuerdo que el vídeo de la presentación oral es de plena propiedad de la FIMCP.



José Gabriel Martínez B.



Jonathan Andrés Sánchez M.



Jorge Medardo Marcial H.

RESUMEN

El crecimiento de las ciudades y los espacios reducidos generan inconvenientes para la población debido a la falta de lugares para estacionamiento de autos. El costo de construir una edificación solamente para parqueo o de importar un elevador de vehículos es muy alto. El diseño de un elevador hidráulico para autos que los eleve a un segundo nivel puede ayudar a solucionar este problema, ya que se aprovecha el espacio vertical de un parqueadero ya existente. Al diseñarse con materiales nacionales se evita el excesivo gasto, así como también ayuda al desarrollo de la matriz productiva.

Mediante la recopilación de información técnica se diseñó un elevador hidráulico tipo tijera. Con la ayuda de ANSYS se simuló el comportamiento estructural del mismo y, con las normas AISC y AWS se desarrollaron los cálculos para el diseño detallado de la estructura. Se dibujó todo el sistema en SOLIDWORKS y se hizo un análisis cinemático para simular el movimiento del elevador. Con la norma UNE-101-149-86 se desarrolló el esquema del sistema hidráulico para controlar el elevador y dar seguridad a su funcionamiento.

El elevador diseñado puede elevar 2500 Kg a una altura de 3.5 metros en 45 segundos y tiene 10 años de vida útil. El costo estimado de este elevador es de 18 000 dólares y los elementos estructurales e hidráulicos pueden conseguirse en el mercado local.

La construcción de estos elevadores a nivel nacional es provechosa ya que el costo de un equipo similar proveniente de Estados Unidos puede llegar a costar alrededor de 29 000 dólares, considerando impuestos, transporte, entre otros. Mientras que con la construcción local, el costo tendría una ventaja económica de un 60%. Además la elaboración de este equipo a nivel local aporta al desarrollo de la matriz productiva.

Palabras Clave: Elevador hidráulico tipo tijera, sistema hidráulico, AISC, ANSYS, análisis cinemático y matriz productiva ecuatoriana.

ABSTRACT

The growth of cities and small spaces creates problems for the population because of the lack of parking space. The cost of constructing a building for parking or import a vehicle lift is elevated. The design of a hydraulic scissor lift that elevates cars to a second level can help to the solution of this problem, because we use the vertical space of a parking that is already there. When the designing materials are national, the overspending is avoided, as well as support the development of the productive matrix.

By collecting technical information, a hydraulic scissor lift was designed. With the help of ANSYS, the structural behavior was simulated and by the use of the norms ASIC and AWS D1.1, we complete de design of the structure. The whole system was drawn in SolidWorks and it was made a kinematic analysis to simulate the motion of the elevator. With the norm UNE-101-149-86, the hydraulic system diagram to control the elevator and provide security operation was developed.

The lift design can raise 2500 kg to a height of 3.5 meters in 45 seconds and have a life of 10 years. The estimated cost of this lift is around \$ 18,000 and both, structural and hydraulic elements can be obtained in our country.

The construction of these elevators in national level is profitable because the cost of similar equipment from the United States can cost about 29 000 USD, taking into account taxes, transportation, among others. While in the construction locally, the cost would have an economical advantage of 60%. Besides the development of this equipment locally, it contributes to the development of technology, ie, the Ecuadorian productive matrix.

Keywords: *Hydraulic scissor lift, hydraulics system, AISC, ANSYS, UNE, kinematic analysis and ecuadorian productive matrix.*

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN	I
ABSTRACT.....	II
ÍNDICE GENERAL.....	III
ABREVIATURAS	VII
SIMBOLOGÍA.....	VIII
ÍNDICE DE FIGURAS	X
ÍNDICE DE TABLAS	XIII
ÍNDICE DE PLANOS.....	XV
CAPÍTULO 1	1
1. Introducción	1
1.1. Descripción del problema	1
1.2. Justificación del proyecto	1
1.3. Objetivos	2
1.4 Marco teórico	2
1.4.1 Elevadores hidráulicos tipo tijera.....	2
1.4.2. Estructura de un elevador tipo tijera.....	3
1.4.3. Sistema hidráulico y principio de Pascal.	3
1.4.4. Componentes del sistema hidráulico.....	4
1.4.5. Sistema de control y seguridad.	5
1.4.6. Normas a utilizarse	6
CAPÍTULO 2	7
2. Metodología del Diseño	7
2.1 Selección de alternativa de diseño	8

2.1.1 Alternativa # 1	8
2.1.2 Alternativa # 2	9
2.1.3 Alternativa # 3	10
2.1. Criterios de selección	11
2.3. Prediseño del mecanismo	13
2.4. Modelado estructural en ANSYS APDL.....	17
2.4.1. Material.....	17
2.4.2 Geometría.....	18
2.4.3 Uniones y restricciones	20
2.4.4 Carga.....	22
2.4.5 Resultados.....	23
2.5 Selección de elementos estructurales	24
2.6 Dimensionamiento de pasadores y horquillas	26
2.6.1 Esfuerzo cortante en pasadores	27
2.6.2 Esfuerzo de aplastamiento.....	27
2.7 Esfuerzo de flexión.....	28
2.8 Pandeo de elementos a compresión.	29
2.9 Fijación mecánica por soldadura.	29
2.10 Selección de Rodamientos.....	31
2.11 Dibujo y simulación en SOLIDWORKS.....	32
2.11.1 Dibujo	32
2.11.2 Simulación	32
2.12 Análisis de movimiento.....	33
2.12.1 Velocidad Vástago Vs Plataforma.....	33
2.12.2 Aceleración Vástago Vs Plataforma	34
2.13 Sistema de control hidráulico.....	35

2.13.1 Cilindro hidráulico.	35
2.13.2 Bomba hidráulica de engranajes.	35
2.13.3 Motor eléctrico	36
2.13.4 Depósito hidráulico.	36
2.13.5 Circuito hidráulico.	37
CAPÍTULO 3	38
3. Resultados.....	38
3.1 Dimensionamiento de componentes estructurales	38
3.1.1 Correas Diagonales	38
3.1.2 Tubos circulares.....	39
3.1.3 Soporte rectangular	41
3.1.4 Platinas.....	42
3.1.5 Plataforma y base	43
3.1.6 Pasadores.....	47
3.2 Uniones mecánicas	49
3.2.1 Esfuerzos cortantes y de aplastamiento.....	49
3.3 Pandeo del vástago del cilindro hidráulico.....	53
3.4 Vástago de cilindro hidráulico.....	53
3.5 Rodamientos	54
3.6 Análisis de Movimiento.....	55
3.7 Potencia del Motor	56
3.8 Capacidad de la bomba de engranaje	57
3.9 Componentes del sistema hidráulico.....	58
3.10 Circuito hidráulico.....	65
3.10.1 Elevador en movimiento de ascenso.....	65
3.10.2 Elevador en movimiento de descenso.....	66

3.10.3 Elevador en posición neutral	67
3.11 Costos del elevador	68
3.11.1 Costos de la estructura	68
3.11.2 Costos del sistema hidráulico.....	69
3.11.3 Costos adicionales	70
3.11.4 Costos de mecanizado.....	71
3.11.5 Costos de totales	71
CAPÍTULO 4	73
4. Discusión y Conclusiones	73
4.1 Conclusiones.....	80
4.2 Recomendaciones.....	81
BIBLIOGRAFÍA	82
APÉNDICES	83
APÉNDICE A – Fatiga en elementos estructurales	84
APÉNDICE B – Pasadores y horquillas.....	116
APÉNDICE C – ANSYS STRUCTURAL para plancha antideslizante y soporte	131
APÉNDICE D – Pandeo de vástago.....	135
APÉNDICE E – Cálculo de uniones soldadas	136
APÉNDICE F – Selección de rodamientos	153
APÉNDICE G – Análisis de movimiento.....	158
APÉNDICE H – Trabajo virtual.....	162
APÉNDICE I - Bomba y depósito de aceite	163
APÉNDICE J – Fichas técnicas de importancia.....	165
PLANOS ESQUEMÁTICOS	172

ABREVIATURAS

ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral.
ASTM	American Society for Testing and Materials.
UNE	Una Norma Española.
AISI	American Iron and Steel Institute
AISC	American Institute of steel construction.
AWS	American Welding Society.
ISO	International Organization for Standardization.
ANSI	American National Standards Institute
DIN	Instituto Alemán de Normalización
INEN	Instituto Ecuatoriano de Normalización
SAE	Society of Automotive Engineers.
ANSYS	Analysis Systems.
APDL	Ansys Parametric Design Language
IVA	Impuesto al valor agregado
EN	Norma Europea

SIMBOLOGÍA

Kg	Kilogramo
m	Metro
S	Longitud del cilindro hidráulico
θ	Ángulo de la tijera
F	Fuerza del cilindro hidráulico
W	Peso de la carga
S_y	Límite de fluencia
σ'	Esfuerzo de Von Misses
S_{ut}	Resistencia última a la tensión
S_e	Límite de fatiga
σ'_a	Esfuerzo de amplitud
σ'_m	Esfuerzo medio
C_{carga}	Constante de Carga
$C_{superficie}$	Constante de superficie
$C_{temperatura}$	Constante de temperatura
$C_{confiabilidad}$	Constante de confiabilidad
$C_{tamaño}$	Constante de tamaño
S_m	Resistencia estimada
S_f	Nivel de esfuerzo
N	Ciclos
V	Fuerza cortante
P	Fuerza axial
t	Espesor de horquilla
d	Diámetro de pasador
M	Momento
K_t	Concentrador d esfuerzo.
Le/R	Razón de esbeltez
L_e	Longitud efectiva.
E	Módulo de Young

R	Radio de giro de una sección transversal.
C_c	Límite de Euler
σ_{cr}	Esfuerzo crítico de pandeo
f_s	Fuerza cortante unitaria
f_n	Fuerza axial unitaria
A_w	Área de soldadura
τ_{xy}	Esfuerzo cortante en la soldadura
n	Revoluciones por minuto
L_{10h}	Vida útil del rodamiento.
P_r	Carga radial dinámica equivalente
X	Factor radial.
Y	Factor axial.
F_r	Carga radial.
F_a	Carga axial
V_p	Velocidad de plataforma
V_s	Velocidad de vástago
A_p	Aceleración de plataforma
A_s	Aceleración de vástago
V_d	Volumen por revolución
Q	Caudal
A	Área
V	Velocidad de flujo
D	Diámetro de manguera
Re	Número de Reynolds
μ	Viscosidad cinemática
h_f	Pérdidas por cabezal
ΔP	Caída de presión
γ	Peso específico
g	Gravedad
ρ	Densidad
Pot	Potencia

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1-1. Ejemplos de elevadores hidráulicos tipo tijera.....	2
Figura 1-2. Estructuras según la ubicación de cilindro hidráulico	3
Figura 1-3. Ilustración gráfica del principio de Pascal.....	3
Figura 1-4. Esquema de cilindro hidráulico de simple efecto.....	4
Figura 1-5. Esquema básico de un sistema hidráulico.....	5
Figura 1-6. Ejemplos de válvulas comerciales.....	5
Figura 2-1. Metodología de diseño.....	7
Figura 2-2. Alternativa # 1 de diseño.....	8
Figura 2-3. Alternativa # 2 de diseño.....	9
Figura 2-4. Alternativa # 3 de diseño.....	10
Figura 2-5. Ilustración de las dimensiones generales del elevador.....	13
Figura 2-6. Diagrama de cuerpo libre para análisis de trabajo virtual.....	14
Figura 2-7. Ilustración gráfica del cilindro hidráulico.....	16
Figura 2-8. Ejemplo de puntos ingresados al programa.....	18
Figura 2-9. Ilustración gráfica de asignación de sección de transversal.....	18
Figura 2-10. Muestra de estructura desarrollada mediante líneas.....	19
Figura 2-11. Elevador hidráulico en posición de ascenso.....	19
Figura 2-12. Elevador hidráulico en posición de descenso.....	20
Figura 2-13. Selección de un nodo para asignación de “couplings”.....	20
Figura 2-14. Lista de “couplings” en un nodo elegido.....	21
Figura 2-15. Selección de nodo para asignación de restricciones.....	21
Figura 2-16. Lista de restricciones en un nodo elegido.....	22
Figura 2-17. Asignación de carga en la plataforma.....	22
Figura 2-18. Ejemplo de muestra de resultados (Esfuerzos de Von Misses).....	23
Figura 2-19. Visualización de fuerzas en un nodo.....	23
Figura 2-20. Curva esfuerzo vs Número de ciclos.....	26
Figura 2-21. Ilustración de esfuerzo cortante doble.....	27
Figura 2-22. Ilustración gráfica del esfuerzo de aplastamiento.....	27
Figura 2-23. Flexión en un eje.....	28

Figura 2-24. Elementos de una soldadura tipo filete.....	29
Figura 2-25. Ensamblaje del elevador hidráulico.	32
Figura 2-26. Tanque no presurizado.	37
Figura 2-27. Simbología de actuador de doble efecto, simple y válvula 5/2.....	37
Figura 3-1. Tubo rectangular diagonales del elevador.....	38
Figura 3-2. Tubos circulares de unión con bridas.	39
Figura 3-3. Soporte rectangular.....	41
Figura 3-4. Platinas de fijación de la estructural a la base.	42
Figura 3-5. Soporte triangular para fijar parte posterior del actuador.	42
Figura 3-6. Platinas de plataforma.....	44
Figura 3-7. Plancha de plataforma	44
Figura 3-8. Riel para los rodamientos del elevador.	45
Figura 3-9. Vigas C para asentar el elevador en el suelo	45
Figura 3-10. Plancha antideslizante de la plataforma.	46
Figura 3-11. Viga de para apoyar el elevador en el suelo.....	46
Figura 3-12. Pasadores para rieles superiores.	48
Figura 3-13. Pasadores para guías inferiores.....	48
Figura 3-14. Ilustración gráfica de las horquillas.....	49
Figura 3-15. Ilustración gráfica de la unión mencionada.....	50
Figura 3-16. Ilustración gráfica de la unión ente vigas para formar la tijera.	51
Figura 3-17. Ilustración gráfica de pasadores de platinas de fijación.....	52
Figura 3-18. Cilindro hidráulico a utilizar.....	53
Figura 3-19. Rodamiento de bolas de contacto angular de una hilera.	54
Figura 3-20. Curva Velocidad vs tiempo.....	55
Figura 3-21. Curva aceleración vs tiempo.	55
Figura 3-22. Curva Fuerza vs tiempo del cilindro hidráulico.	56
Figura 3-23. Curva Presión vs tiempo necesaria en el sistema.	56
Figura 3-24. Curva Potencia vs tiempo en el sistema.....	57
Figura 3-25. Curva caudal vs tiempo en el sistema.	57
Figura 3-26. Aceite ISO 46 presentación de 19 litros.	58
Figura 3-27. Manguera flexible de caucho reforzado con dos trenzas de acero	59
Figura 3-28. Cilindro hidráulico KOMPASS seleccionado.....	59

Figura 3-29. Depósito para aceite hidráulico.	60
Figura 3-30. Imagen de filtro tipo coladera.	60
Figura 3-31. Imagen de filtro para retorno.	61
Figura 3-32. Válvula antirretorno.	61
Figura 3-33. Válvula aliviadora de presión.....	62
Figura 3-34. Válvula reguladora de caudal.	62
Figura 3-35. Válvula direccional.	63
Figura 3-36. Bomba de engranajes.	63
Figura 3-37. Motor eléctrico.....	64
Figura 3-38. Esquema hidráulico en movimiento de ascenso.....	65
Figura 3-39. Esquema hidráulico en movimiento de descenso.....	66
Figura 3-40. Esquema hidráulico en movimiento con elevador detenido.	67
Figura 4-1. Ilustración gráfica del tubo con menor tiempo de vida	73
Figura 4-2. Muestra de los pasadores superiores.....	73
Figura 4-3. Ilustración de los orificios que más se esfuerzan.....	74
Figura 4-4. Rodamientos en el riel de la plataforma.	74
Figura 4-5. Circuito hidráulico en movimiento de ascenso.....	77
Figura 4-6. Circuito hidráulico en movimiento de descenso.....	78
Figura 4-7. Circuito hidráulico en posición detenida.	79

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2-1. Cálculo del valor útil	12
Tabla 2-2. Especificaciones del cilindro hidráulico.....	15
Tabla 2-3. Especificaciones del cilindro hidráulico seleccionado.....	15
Tabla 2-4. Especificaciones del elevador.....	16
Tabla 2-5. Propiedades físicas del acero A36.....	17
Tabla 2-6. Propiedades físicas del acero A500.....	17
Tabla 2-7. Constantes del límite de fatiga	25
Tabla 2-8. Propiedades físicas del acero AISI-1018.....	26
Tabla 2-9. Propiedades del electrodo E7018.....	30
Tabla 2-10. Dimensionamiento de pierna según el espesor del metal base.....	30
Tabla 2-11. Carga dinámica equivalente	31
Tabla 2-12. Propiedades físicas del acero AISI-1045.....	35
Tabla 3-1. Resultados del tubo diagonal.....	38
Tabla 3-2. Resultados del tubo de 6" y espesor 6 mm.....	39
Tabla 3-3. Resultados de las bridas para tubos de 6".....	39
Tabla 3-4. Resultados del tubo de 4" y espesor 2 mm.....	40
Tabla 3-5. Resultados en bridas para tubos de 4".....	40
Tabla 3-6. Resultados de la sección rectangular.....	41
Tabla 3-7. Resultados de las bridas	41
Tabla 3-8. Resultados para la horquilla del soporte.....	41
Tabla 3-9. Resultados para la platinas de fijación.....	42
Tabla 3-10. Resultados soporte triangular.....	43
Tabla 3-11. Resultados para las platinas de la plataforma.....	44
Tabla 3-12. Resultados en la plancha de la plataforma.....	44
Tabla 3-13. Resultados de rieles para plataforma.....	45
Tabla 3-14. Resultados en la viga para asentar el elevador.....	45
Tabla 3-15. Tabla de resultados de la plancha antideslizante	46
Tabla 3-16. Tabla de resultados de la viga de apoyo.....	47
Tabla 3-17. Resultados en pasadores superiores.....	48

Tabla 3-18. Resultados en pasadores inferiores.	48
Tabla 3-19. Esfuerzos en la unión del vástago y soporte rectangular.	49
Tabla 3-20. Esfuerzos en la unión entre el cilindro y el soporte triangular.	50
Tabla 3-21. Esfuerzos en la unión de las vigas diagonales.	51
Tabla 3-22. Esfuerzos en la unión del elevador a la base y plataforma.	52
Tabla 3-23. Esfuerzo en el vástago a compresión.	53
Tabla 3-24. Resultados del análisis en el vástago del actuador.	53
Tabla 3-25. Cargas sobre los rodamientos seleccionados.	54
Tabla 3-26. Especificaciones del fluido hidráulico.	58
Tabla 3-27. Especificaciones de la manguera hidráulica	58
Tabla 3-28. Especificaciones del cilindro hidráulico.	59
Tabla 3-29. Especificaciones del depósito de aceite	60
Tabla 3-30. Especificaciones del filtro para depósito.	60
Tabla 3-31. Especificaciones del filtro en línea de descarga	61
Tabla 3-32. Especificaciones de la válvula antirretorno.	61
Tabla 3-33. Especificaciones de la válvula aliviadora de presión.	62
Tabla 3-34. Especificaciones de la válvula reguladora de caudal.	62
Tabla 3-35. Especificaciones de la válvula direccional.	63
Tabla 3-36. Especificaciones de la bomba de engranajes.	63
Tabla 3-37. Especificaciones del motor del sistema.	64
Tabla 3-38. Lista de elementos estructurales.	68
Tabla 3-39. Lista componentes hidráulicos.	69
Tabla 3-40. Lista de otros componentes importantes.	70
Tabla 3-41. Lista de operaciones para maquinado.	71
Tabla 3-42. Lista de final para estimación de costos.	71
Tabla 3-43. Estimación de costo total con importación.	72

ÍNDICE DE PLANOS

PLANO 1	Viga diagonal # 1
PLANO 2	Viga diagonal # 2
PLANO 3	Viga diagonal # 3
PLANO 4	Viga diagonal # 4
PLANO 5	Tubo 200x75x6 # 1
PLANO 6	Tubo 200x75x6 # 2
PLANO 7	Correa 200x75x6 #3
PLANO 8	Correa 200x75x6 #4
PLANO 9	Platinas
PLANO 10	Elementos soporte rectangular
PLANO 11	Soldadura soporte rectangular
PLANO 12	Soporte inferior
PLANO 13	Tubos de unión
PLANO 14	Pasadores 1
PLANO 15	Pasadores 2
PLANO 16	Pasadores 3
PLANO 17	Platinas de fijación
PLANO 18	Dimensiones viga # 1,2
PLANO 19	Dimensiones viga # 3,4
PLANO 20	Plataforma
PLANO 21	Plancha y chapa
PLANO 22	Vigas de apoyo plataforma
PLANO 23	Base pasadores superior
PLANO 24	Soldadura base pasador
PLANO 25	Laminados y antideslizantes
PLANO 26	Plataforma
PLANO 27	Bases del elevador
PLANO 28	Tubos cuadrados de base
PLANO 29	Plancha-platinas-tubo
PLANO 30	Base para pasador inferior

PLANO 31 Soldadura base para pasador

PLANO 32 Soldadura base

CAPÍTULO 1

1. INTRODUCCIÓN

1.1. Descripción del problema

El rápido crecimiento de las ciudades genera un inconveniente por la falta de espacios para parqueo de vehículos. Las personas que se dirigen a sus trabajos tienen el problema de no encontrar lugar para estacionarse, por esto optan por ingresar a un establecimiento de parqueos, pero estos a su vez, ya están llenos. Debido a esto en muchas ocasiones deciden estacionarse en lugares lejanos a su destino, por lo que están propensos a los peligros correspondientes de caminar mucho tiempo en calles muy transitadas.

En la actualidad existen proyectos para resolver este problema, como la importación de elevadores para vehículos o la construcción de edificaciones exclusivas para estacionamiento, ambas alternativas son excesivamente costosas.

1.2. Justificación del proyecto

El inconveniente de no tener suficientes espacios para parqueos se puede aplacar creando un nuevo nivel, para que con la ayuda de un sistema para elevar vehículos, estos puedan ubicarse allí. Este elevador ahorraría dinero y espacio, ya que la construcción de una rampa hacia un segundo nivel implicaría una obra civil costosa y de gran tamaño.

Al adquirir un elevador para vehículos proveniente de Estados Unidos se paga un adicional de aproximadamente un 60% del costo del equipo, debido al transporte, impuestos, entre otros. La importación de países como Italia, China, España, Alemania o India aumentaría aún más el precio total del elevador.

El uso de estos elevadores hidráulicos para autos usando materiales provenientes del mercado local ahorraría el costo de importación, así como también ayudaría al desarrollo de la matriz productiva del Ecuador.

1.3. **Objetivos**

- Diseñar elevador para vehículos de hasta 2500 kg de peso a una altura de 3.5 metros para resolver problemas de estacionamiento por falta de espacio.
- El elevador debe ser diseñado con materiales que puedan ser conseguidos en el mercado nacional.
- El diseño debe ser lo más sencillo posible, de fácil uso y mantenimiento.
- El precio debe ser favorable en comparación con el costo de importar un elevador de similares características.
- Aportar al cambio de la matriz productiva ecuatoriana con el diseño de tecnología nacional.

1.4 **Marco teórico**

1.4.1 **Elevadores hidráulicos tipo tijera**

Los elevadores tipo tijera forman parte de las llamadas plataformas elevadoras, estas permiten un movimiento vertical hasta lugares altos utilizando espacios reducidos. El mecanismo utiliza aceite a presión para obtener fuerza y así levantar una carga. Existe gran variedad de diseños para este tipo de elevadores según su uso, algunos de los factores por los cuales se distingue a este tipo de mecanismos son:

- Carga a levantar.
- Altura de elevación.
- Cantidad de cilindros hidráulicos.
- Disposición de los cilindros hidráulicos.
- Tipo de cilindro hidráulico.
- Dimensiones de la plataforma.
- Diseño de la estructura.
- Sistema de control y seguridad.



Figura 1-1. Ejemplos de elevadores hidráulicos tipo tijera.

1.4.2. Estructura de un elevador tipo tijera.

Consta de una plataforma para la carga, la forma de esta varía según aplicación. Tiene elementos que forman una tijera y su cantidad varía según el diseño. La parte inferior y superior del mecanismo consta de partes móviles o fijas según el movimiento de la estructura. Los cambios en la estructura según la ubicación del pistón y el movimiento de los apoyos se puede observar en la figura 1-2.

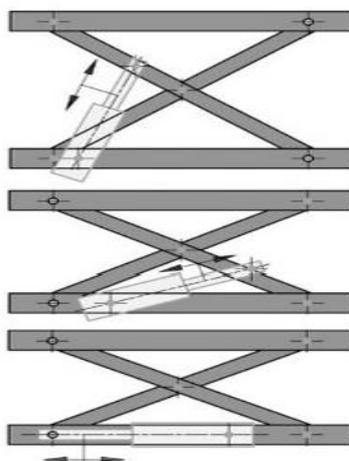


Figura 1-2. Estructuras según la ubicación de cilindro hidráulico

1.4.3. Sistema hidráulico y principio de Pascal.

Este brinda movimiento al elevador, proporciona el flujo de aceite para conseguir la presión y fuerza para elevar la carga, purga el aceite para el descenso, filtra partículas extrañas en el aceite, direcciona el flujo, entre otros.

Los mecanismos de elevación de automotores se basan en la hidráulica, que consiste en el uso de la propiedad de incompresibilidad de los líquidos para transmitir presión obteniendo una fuerza manipulando las áreas sobre las cuales se aplica dicha presión, este es el denominado principio de Pascal.

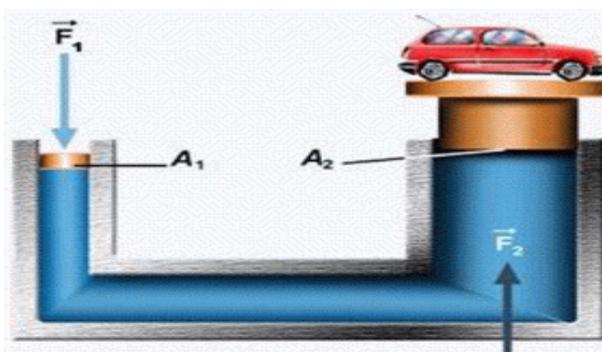


Figura 1-3. Ilustración gráfica del principio de Pascal.

1.4.4. Componentes del sistema hidráulico

Bomba

Alimenta de aceite a los actuadores. La bomba se encarga de convertir la energía mecánica en hidráulica, proporcionando la presión y el caudal deseado.

Cilindro hidráulico

Es el actuador, encargado de ejercer la fuerza que brinda movimiento al elevador. Estos pueden ser de simple o doble efecto. En los de simple efecto el vástago se desplaza en un único sentido, el retroceso ocurre cuando se purga el aceite del cilindro. Los cilindros de doble efecto aplican fuerza tanto en su retroceso como avance.

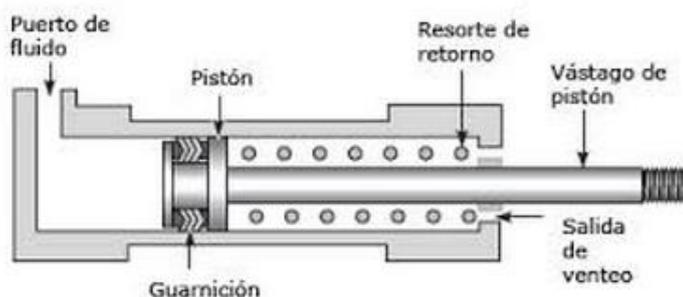


Figura 1-4. Esquema de cilindro hidráulico de simple efecto.

Válvulas de seguridad

Existen de diferentes tipos, estas válvulas pueden regular el caudal deseado para controlar la velocidad del vástago del cilindro hidráulico, fijar la presión máxima del sistema, direccionar el flujo según lo requerido, restringir el flujo en cierta dirección, etcétera.

Motor.

Es el que acciona la bomba. Este permite transformar diferentes tipos de energía (eléctrica, combustible, etcétera.) en energía mecánica.

Depósito

Su función es almacenar el aceite, separar el aire del aceite, entre otras. Este componente cuenta con filtro para que no entren partículas al tanque, una mirilla para observar el nivel de aceite, un tapón de purga para mantenimiento, entre otros.

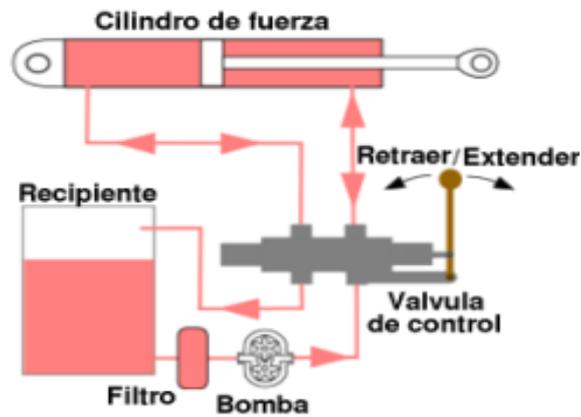


Figura 1-5. Esquema básico de un sistema hidráulico.

1.4.5. Sistema de control y seguridad.

El sistema hidráulico consta de una válvula direccional, es esta la que re-direcciona el flujo proveniente del depósito según lo requerido. El sistema hidráulico debe ser accionado eléctricamente pero debe constar también de activación manual de haber alguna falla eléctrica.

El sistema consta además de válvulas reguladoras de caudal, estas permiten regular el caudal que llega a los pistones controlando la velocidad de los mismos. La válvula antirretorno evita el retroflujo de fluido hidráulico en las líneas de suministro y descarga. Además consta el sistema de una válvula aliviadora de presión, esta impide que la presión se dispare hasta valores que pueden afectar la integridad de los demás componentes hidráulicos.



Figura 1-6. Ejemplos de válvulas comerciales.

1.4.6. Normas a utilizarse

- UNE EN 280 “Plataformas elevadoras móviles de personal”.
- UNE 58921 “Instalación, manejo, mantenimiento, revisión e inspección de plataformas elevadores”.
- UNE-EN 148 “Frenado de emergencia”.
- ANSI/AISC 360-10 “Construcciones de acero”.
- AWS D1.1 “Procesos de soldadura”.
- UNE -101-149-86 “Simbología hidráulica”.
- ISO-4406 “Aceites hidráulicos”.

CAPÍTULO 2

2. METODOLOGÍA DEL DISEÑO

El procedimiento de diseño a seguir se muestra a continuación:

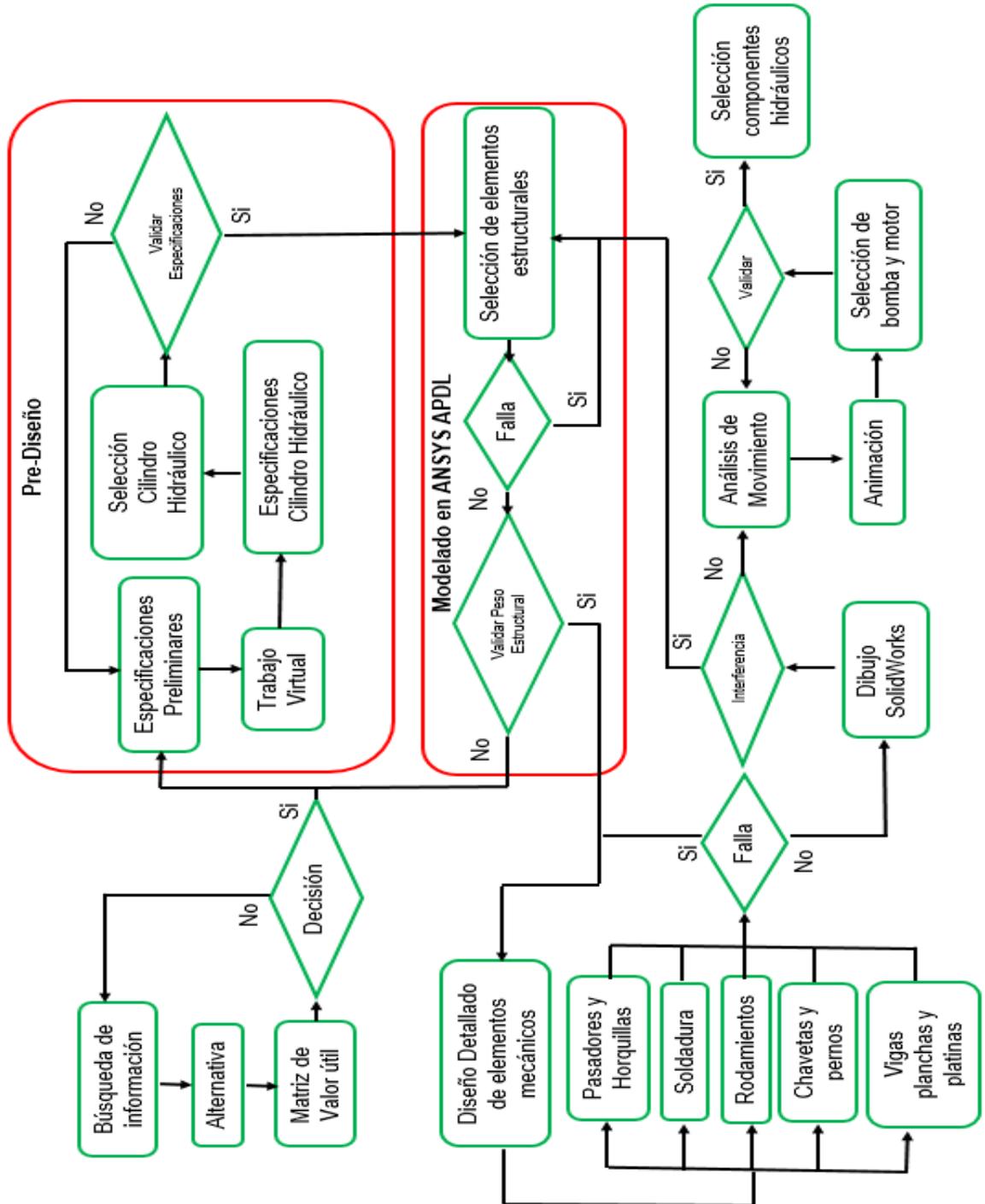


Figura 2-1. Metodología de diseño.

2.1 Selección de alternativa de diseño

Existen diferentes tipos de diseños que se pueden desarrollar cuando se trata de elevadores de tipo tijera:

2.1.1 Alternativa # 1



Figura 2-2. Alternativa # 1 de diseño.

Ventajas

- Diseño fácil con respecto a otras alternativas debido a la estructura de la misma.

Desventajas:

- Hay un mayor momento una vez aplicada la carga.
- Se dificulta el mantenimiento y el traslado de la misma.
- Puede necesitarse obra civil.
- Necesita mayor potencia.
- Elementos estructurales más robustos.

2.1.2 Alternativa # 2



Figura 2-3. Alternativa # 2 de diseño.

Ventajas

- Diseño sencillo.
- Mucha información técnica disponible.

Desventajas:

- Uso de pistones más largos.
- Puede necesitarse obra civil.

2.1.3 Alternativa # 3



Figura 2-4. Alternativa # 3 de diseño.

Ventajas

- La carga se encuentra simétricamente distribuida sobre los elementos estructurales
- Debido a las bridas se puede separar para trasladarla de manera más fácil.
- Proporciona mayor seguridad en su funcionamiento.

Desventajas:

- Puede necesitarse obra civil.

2.1. Criterios de selección

Los parámetros generales que debe cumplir el diseño se describen a continuación:

Seguridad

Debe ser seguro para las personas que estén usando el elevador, así como también para el encargado del sistema de mando.

Costo

El mecanismo lleva consigo procesos de manufactura, diseño detallado y uso de diferentes materiales. A pesar de ser un elevador que requiera mucho trabajo construir, no debe tener un costo disparado respecto a otros elevadores existentes.

Mantenimiento

Como toda máquina debe de recibir mantenimiento preventivo periódico, el diseño debe tener en cuenta este requerimiento.

Apariencia.

El diseño puede ser utilizado en empresas, residencias, centros comerciales o edificaciones de otros tipos, por lo que debe tener una apariencia agradable.

Desempeño.

El elevador debe funcionar cumpliendo perfectamente los requerimientos para el cual se diseña.

Ergonomía.

Su uso no debe ser de gran complejidad ya que los usuarios son personas que no necesariamente cuentan con un conocimiento sobre este tipo de maquinaria.

Versatilidad.

El diseño de la máquina debe poder servir de base para que se pueda desarrollar otro mecanismo para cumplir otra función.

Tabla 2-1. Cálculo del valor útil

Importancia del criterio del 1 al 10	Criterio	Tijera simple	Tijera doble	CALIFICACION	
				1	Malo
10	Seguridad	4	4	2	Regular
8	Costo	3	1	3	Bueno
7	Mantenimiento	3	2	4	Muy bueno
7	Apariencia	3	3	4	
10	Desempeño	3	3	4	
8	Ergonomía	3	3	3	
7	Versatilidad	3	3	3	

Importancia del criterio del 1 al 10	Criterio	Tijera simple	Tijera doble	Tijera simple # 2
10	Seguridad	40	40	40
8	Costo	24	8	24
7	Mantenimiento	21	14	28
7	Apariencia	21	21	28
10	Desempeño	30	30	40
8	Ergonomía	24	24	24
7	Versatilidad	21	21	21
MAXIMO: 228	Sumatoria	181	158	205
	fracción respecto al valor máximo	0,79	0,69	0,90
	% Respecto al máximo	79	69	90
	Comparación de sumatoria	0,88	0,77	1,00
	% de comparación de sumatorio	88,29	77,07	100,00

Podemos observar que la alternativa 3 tiene un 90% ya que la sumatoria correspondiente es 205 de los 228 que es el máximo valor.

2.3. Pre-diseño del mecanismo

El principal elemento del sistema es el cilindro hidráulico, las dimensiones y forma de la estructura deben seleccionarse acorde a este componente. De catálogos internacionales se toman las relaciones entre las medidas de los eslabones que conforman la estructura, de esta manera se obtiene el siguiente gráfico:

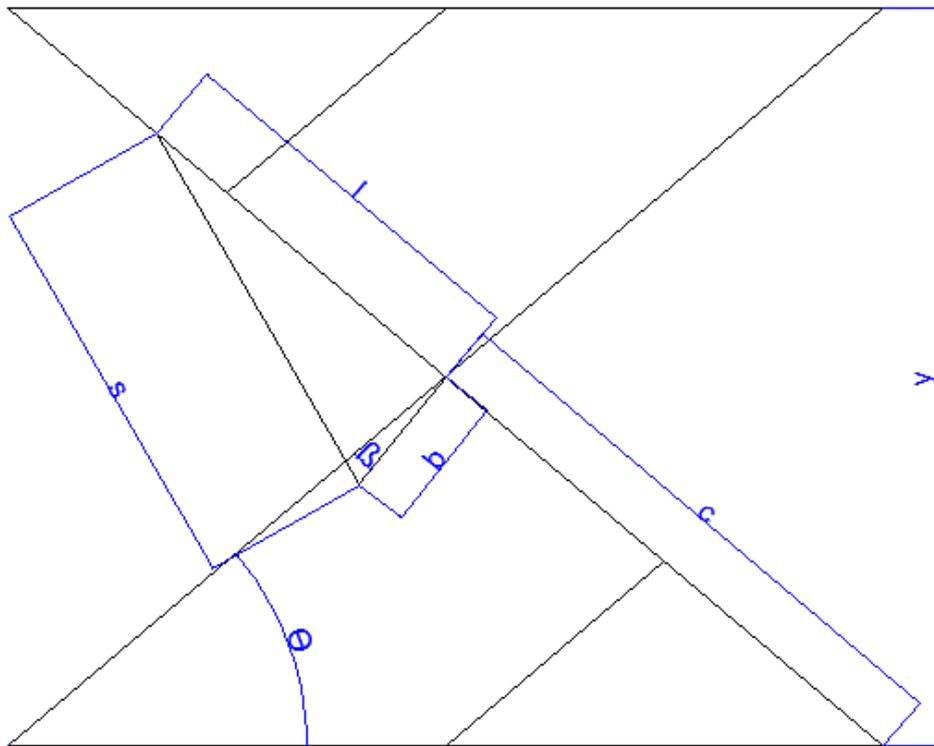


Figura 2-5. Ilustración de las dimensiones generales del elevador.

La relación entre las medidas l y c, así como b y c, se muestran a continuación:

$$l = 0.6626355 * (c) \quad [\text{Ec} - 1]$$

$$b = 0.24211476 * (c) \quad [\text{Ec} - 2]$$

Se obtienen las fórmulas apropiadas para las demás dimensiones, con respecto a los ángulos establecidos.

$$s^2 = l^2 + b^2 - 2(l)(b)\cos(2\theta + \beta) \quad [\text{Ec} - 3]$$

$$c = \frac{y}{2\text{sen}(\theta)} \quad [\text{Ec} - 4]$$

Se puede observar que los valores variables son la “s” (longitud del cilindro hidráulico), y el ángulo θ cuando el sistema está en funcionamiento. Para realizar la primera estimación se seleccionan valores de los ángulos según lo encontrado en la literatura, por esto se tiene:

$$\theta_{\max} = 60^{\circ}$$

$$\theta_{\min} = 4^{\circ}$$

$$\beta = 11^{\circ}$$

Ahora se debe conocer la relación entre la fuerza aplicada para elevar la carga y el ángulo θ que se encuentra continuamente variando, para esto se desarrolla una expresión mediante trabajo virtual:

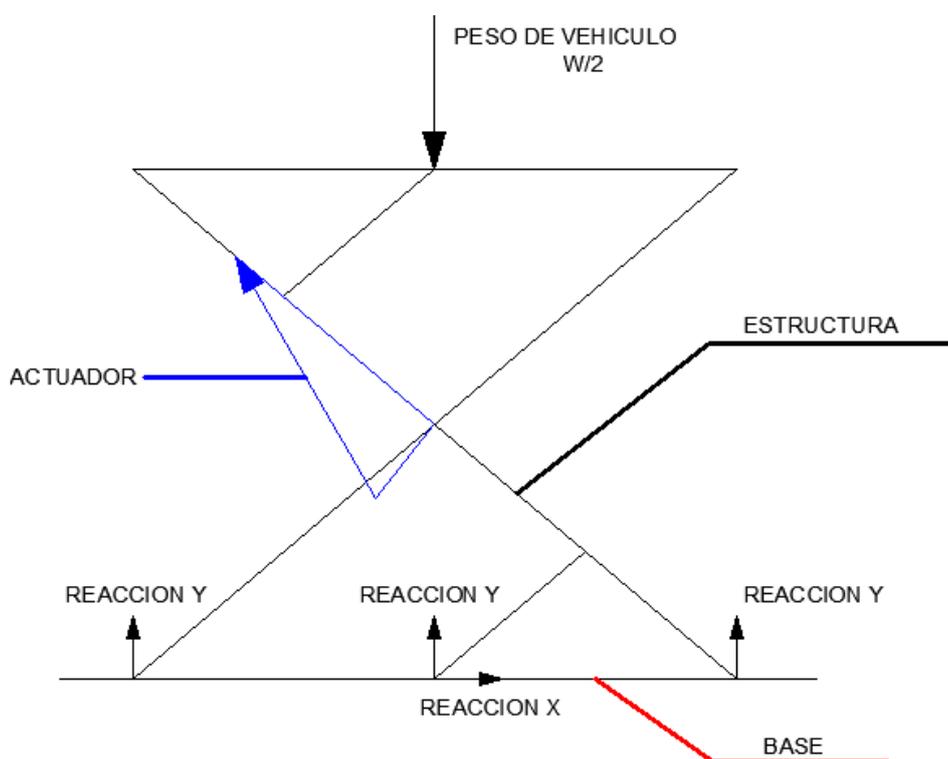


Figura 2-6. Diagrama de cuerpo libre para análisis de trabajo virtual.

$$F = \left(\frac{W}{2}\right) \left(\frac{cs}{bl}\right) \left(\frac{\text{Cos}\theta}{\text{Sen}(2\theta + \beta)}\right) \quad [\text{Ec} - 5]$$

F=Fuerza aplicada por el cilindro hidráulico

W= Peso del elevador en Newton

Este elevador debe llevar carga a una altura de por lo menos 3 metros, es por esto que se preselecciona una altura de 4.3 metros, además se selecciona una carga de 5000 kg (Estructura y vehículo). Estos valores de carga y altura por las relaciones y ecuaciones ya mostradas arrojan un valor de C de 2.5 metros.

Por lo que las especificaciones estimadas de la estructura y del cilindro hidráulico son las siguientes:

Tabla 2-2. Especificaciones del cilindro hidráulico

c (mm)	2500
l (mm)	1656,5887
b (mm)	605,2869
beta (°)	11,00
s.max (mm)	1980
s.min (mm)	1000
Carrera(mm)	980
Diámetro(mm)	120
Presión (Psi)	2300
F (N)	179349

Estos valores obtenidos de carrera, longitud mínima y máxima del cilindro hidráulico son importantes, pero no son reales. Usando los catálogos de cilindros hidráulicos usados en el mercado nacional, se selecciona un cilindro KOMPASS con las siguientes dimensiones:

Tabla 2-3. Especificaciones del cilindro hidráulico seleccionado.

S_{min} (mm)	1144
S_{max} (mm)	1884
Carrera (mm)	740
D.ext (mm)	135
D.int (mm)	125
D.vast (mm)	60,00
Presión (psi)	3000
F.max (N)	191 000

Ahora se recalcula el valor teta máximo y mínimo que antes se había asumido. Para esto se calculan los valores de θ cuando el valor de S es máximo y mínimo respectivamente, los valores obtenidos son de 40° y 5° respectivamente. Se recalcula además las demás medidas del elevador.

Tabla 2-4. Especificaciones del elevador.

Carga a elevar (Kg)	2500
Altura máxima (mm)	3500
Altura mínima (mm)	596
Carrera del cilindro (mm)	740
Diámetro del cilindro (mm)	125
S máximo (mm)	1884
S mínimo (mm)	1144
C' (mm)	2651
C (mm)	5303
L (mm)	1752
b (mm)	640
Beta (°)	11
Teta máximo (°)	40.34
Teta mínimo(°)	5.16
Presión (Psi)	2300

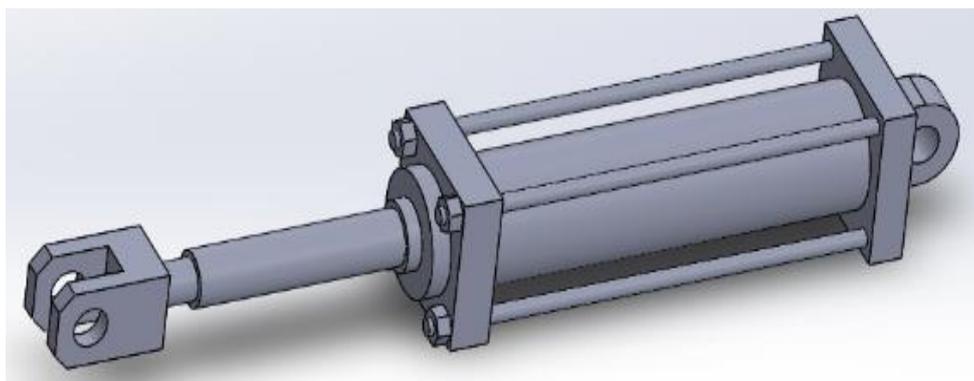


Figura 2-7. Ilustración gráfica del cilindro hidráulico.

2.4. Modelado estructural en ANSYS APDL

Mediante ANSYS se simula el comportamiento de la estructura del elevador. Mediante este programa se ingresan medidas, materiales, secciones transversales, grados de libertad, restricciones y cargas.

2.4.1. Material

Para todo el sistema se utilizan materiales disponibles en el mercado local, es por esto que para la estructura se seleccionan los aceros ASTM – A36 y A500 que según la norma ASTM (AMERICAN SOCIETY OF TESTING MATERIALS) cumplen con los requerimientos de formas, medidas y tolerancia para este tipo de aplicaciones. Las características de interés son la resistencia última a la ruptura, la resistencia a la fluencia, el módulo de Young y el coeficiente de Poisson.

Tabla 2-5. Propiedades físicas del acero A36.

A36	
S_{ut} (Mpa)	345
S_y (Mpa)	248
E (Gpa)	200
Poisson	32%

Tabla 2-6. Propiedades físicas del acero A500.

A500	
S_{ut} (Mpa)	400
S_y (Mpa)	315
E (Gpa)	200
Poisson	32%

2.4.2 Geometría

Se asignan coordenadas las cuales representan a los puntos más importantes de la estructura. Al unir con líneas estos puntos se forman los elementos de la estructura, a los cuales se les asigna una sección transversal preliminar, las cuales son confirmadas una vez asegurado su correcto funcionamiento. Se desarrollan dos análisis, el primero cuando el elevador se encuentra en la posición superior y el otro cuando está en la posición inferior.

```
LIST ALL SELECTED KEYPOINTS.  DSYS= 0
```

NO.	X,Y,Z LOCATION	THXV, THYZ, THZX ANGLES
1	0.000000 0.000000 0.000000	0.0000 0.0000 0.0000
2	0.000000 0.000000 1.450000	0.0000 0.0000 0.0000
3	2.021311 0.000000 0.000000	0.0000 0.0000 0.0000
4	2.021311 0.000000 1.450000	0.0000 0.0000 0.0000
5	4.042622 0.000000 0.000000	0.0000 0.0000 0.0000
6	4.042622 0.000000 1.450000	0.0000 0.0000 0.0000
7	0.7636534 0.6485423 0.000000	0.0000 0.0000 0.0000
8	0.7636534 0.6485423 1.450000	0.0000 0.0000 0.0000
9	1.812463 1.539257 0.000000	0.0000 0.0000 0.0000
10	1.812463 1.539257 1.450000	0.0000 0.0000 0.0000
11	2.021311 1.716624 0.000000	0.0000 0.0000 0.0000
12	2.021311 1.716624 1.450000	0.0000 0.0000 0.0000
13	3.707246 0.2848217 0.000000	0.0000 0.0000 0.0000
14	3.707246 0.2848217 1.450000	0.0000 0.0000 0.0000
15	3.031966 0.8583118 0.000000	0.0000 0.0000 0.0000
16	3.031966 0.8583118 1.450000	0.0000 0.0000 0.0000
17	1.010655 2.574935 0.000000	0.0000 0.0000 0.0000
18	1.010655 2.574935 1.450000	0.0000 0.0000 0.0000
19	0.5136692 2.997007 0.000000	0.0000 0.0000 0.0000
20	0.5136692 2.997007 1.450000	0.0000 0.0000 0.0000

Figura 2-8. Ejemplo de puntos ingresados al programa.

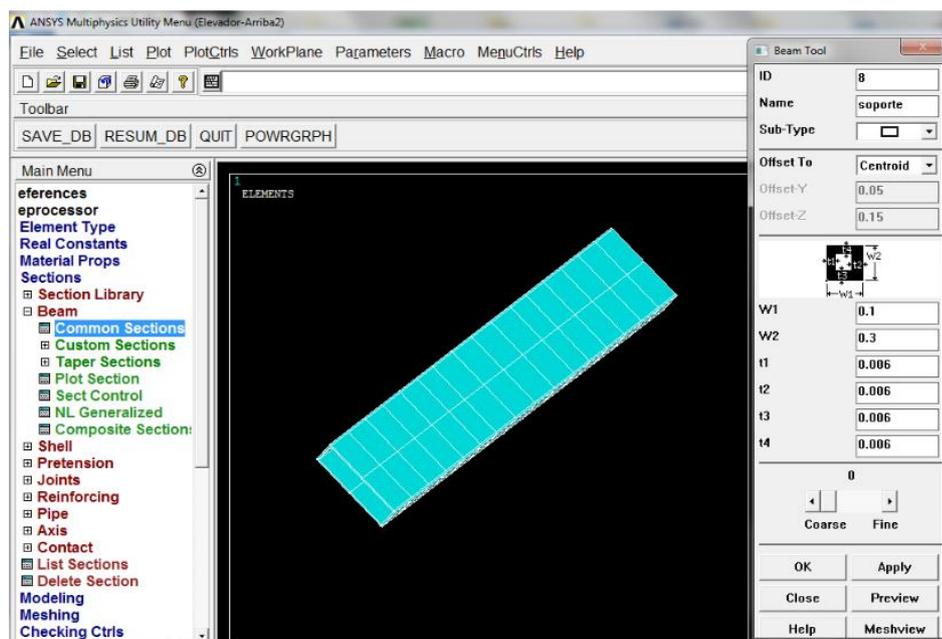


Figura 2-9. Ilustración gráfica de asignación de sección de transversal.

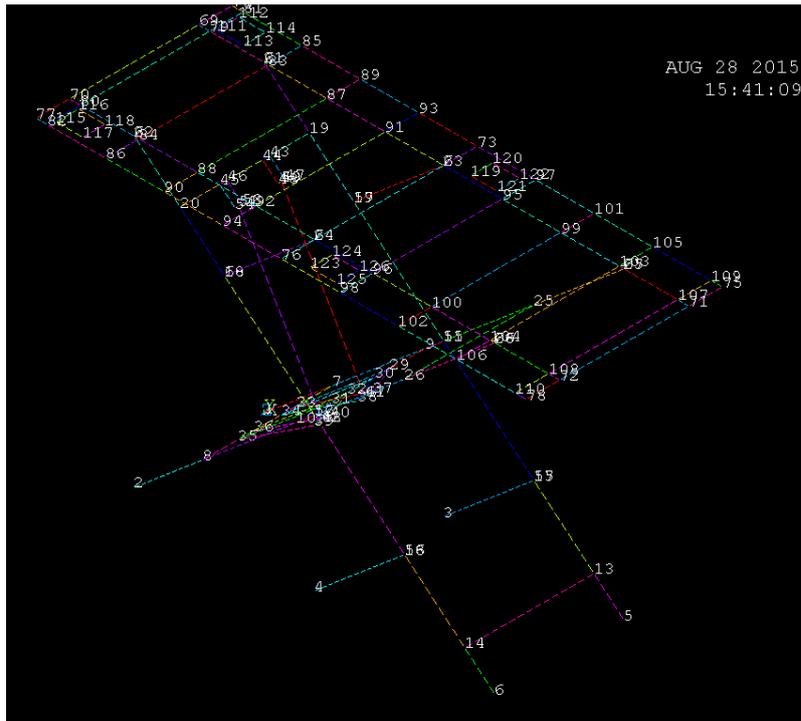


Figura 2-10. Muestra de estructura desarrollada mediante líneas.

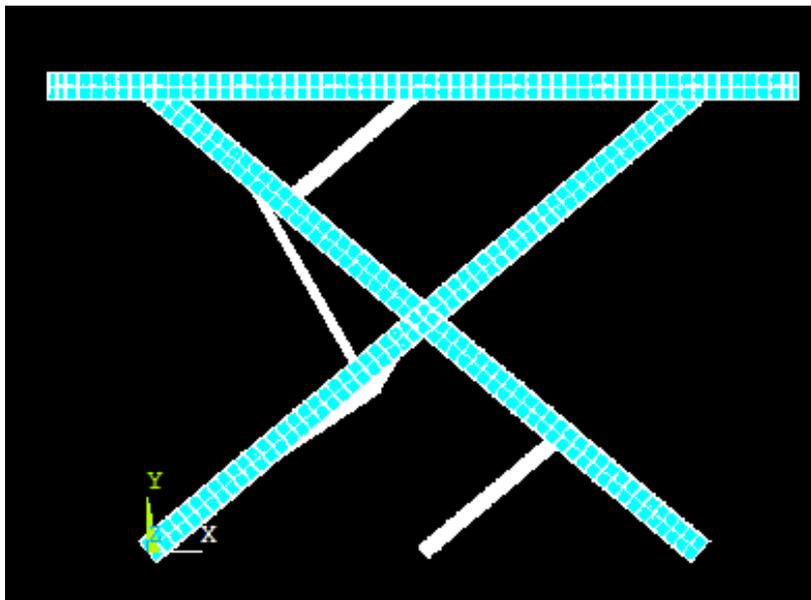


Figura 2-11. Elevador hidráulico en posición de ascenso.

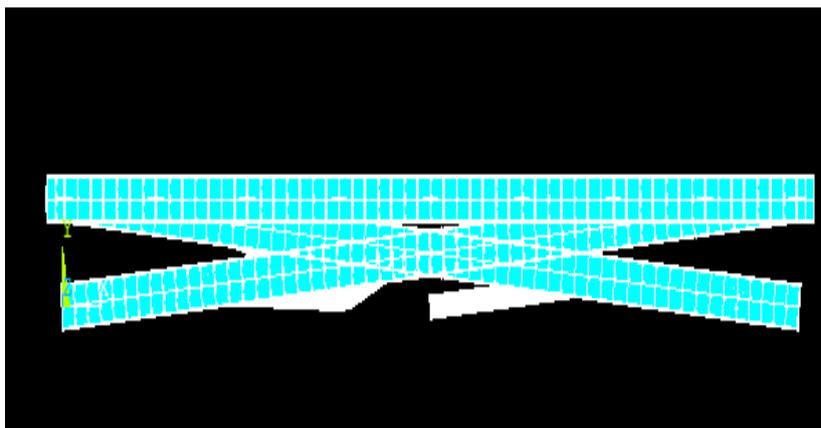


Figura 2-12. Elevador hidráulico en posición de descenso.

2.4.3 Uniones y restricciones

Uniones

APDL permite agregar “couplings” estos son el grado de acoplamiento para dos puntos pertenecientes a diferentes elementos, es decir, definir el movimiento relativo entre dos puntos.

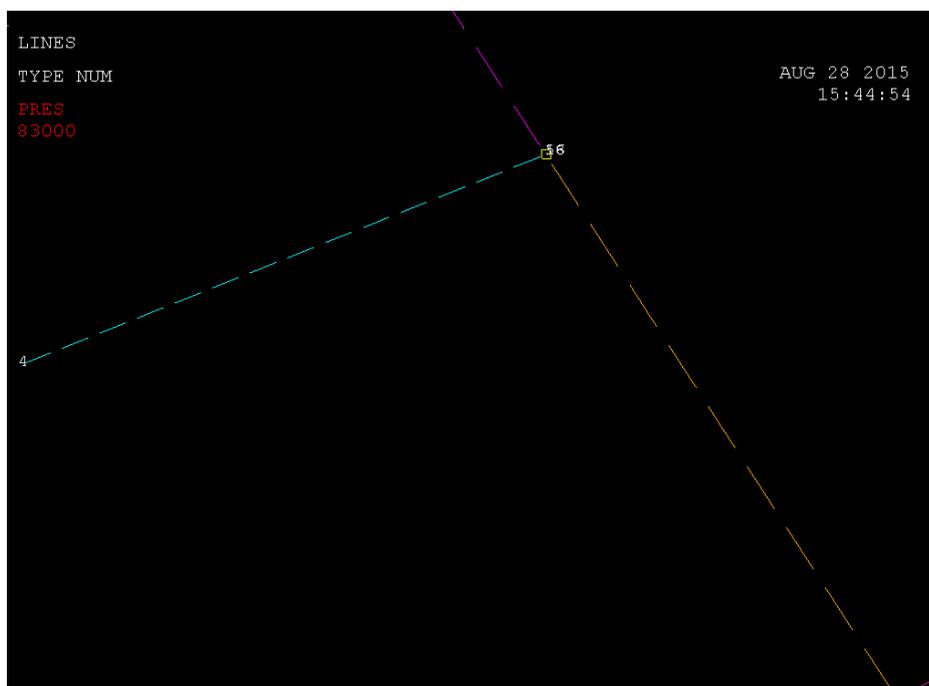


Figura 2-13. Selección de un nodo para asignación de “couplings”.

```

LIST ALL COUPLED SETS WITH ANY  NODES SELECTED

COUPLED SET=    1  DIRECTION= UX    TOTAL NODES=    2
NODES=        64    258

COUPLED SET=    2  DIRECTION= UY    TOTAL NODES=    2
NODES=        64    258

COUPLED SET=    3  DIRECTION= UZ    TOTAL NODES=    2
NODES=        64    258

COUPLED SET=    4  DIRECTION= ROTX  TOTAL NODES=    2
NODES=        64    258

COUPLED SET=    5  DIRECTION= ROTY  TOTAL NODES=    2
NODES=        64    258
MAXIMUM COUPLED SET NUMBER=    76

```

Figura 2-14. Lista de “couplings” en un nodo elegido.

Restricciones

Este diseño consta que de 6 puntos en los cuales el elevador interactúa con el suelo. De estos 6 puntos solamente dos van fijados al suelo, los elementos que forman las tijeras tienen la libertad para trasladarse sobre el eje horizontal en sus extremos.

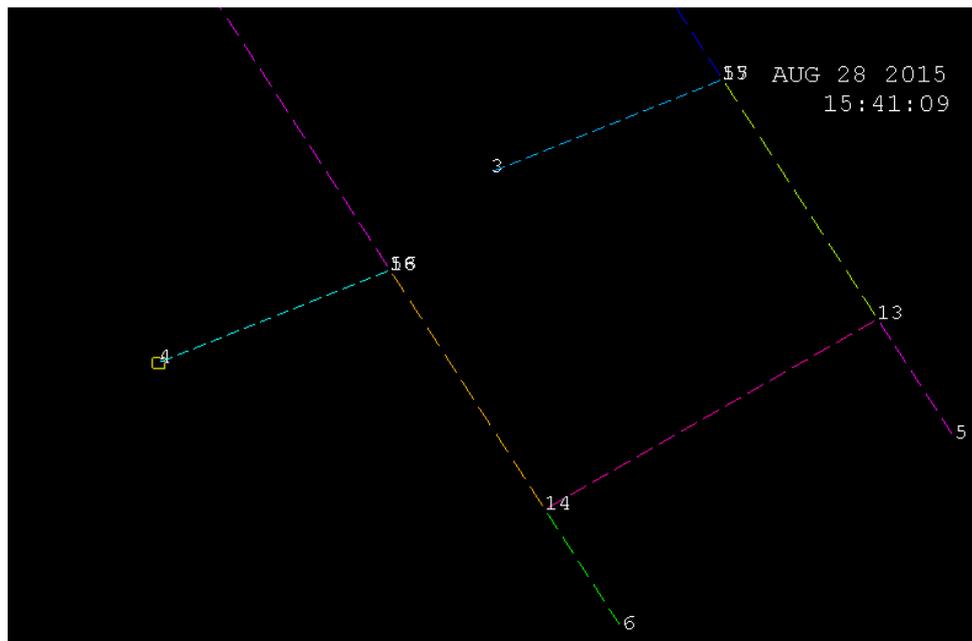


Figura 2-15. Selección de nodo para asignación de restricciones.

NODE	LABEL	REAL	IMAG
257	UX	0.00000000	0.00000000
257	UY	0.00000000	0.00000000
257	UZ	0.00000000	0.00000000
257	ROTX	0.00000000	0.00000000
257	ROTY	0.00000000	0.00000000

Figura 2-16. Lista de restricciones en un nodo elegido.

2.4.4 Carga

La carga se aplica sobre la plataforma en 4 áreas diferentes. La huella de un automóvil es de 25x30 cm. A cada huella se le aplica la presión correspondiente a una carga de 2500 kg.

$$P = \frac{F}{4A} = \frac{2500 * 9.81}{4 * 0.25 * 0.3} = 82 \text{ Kpa}$$

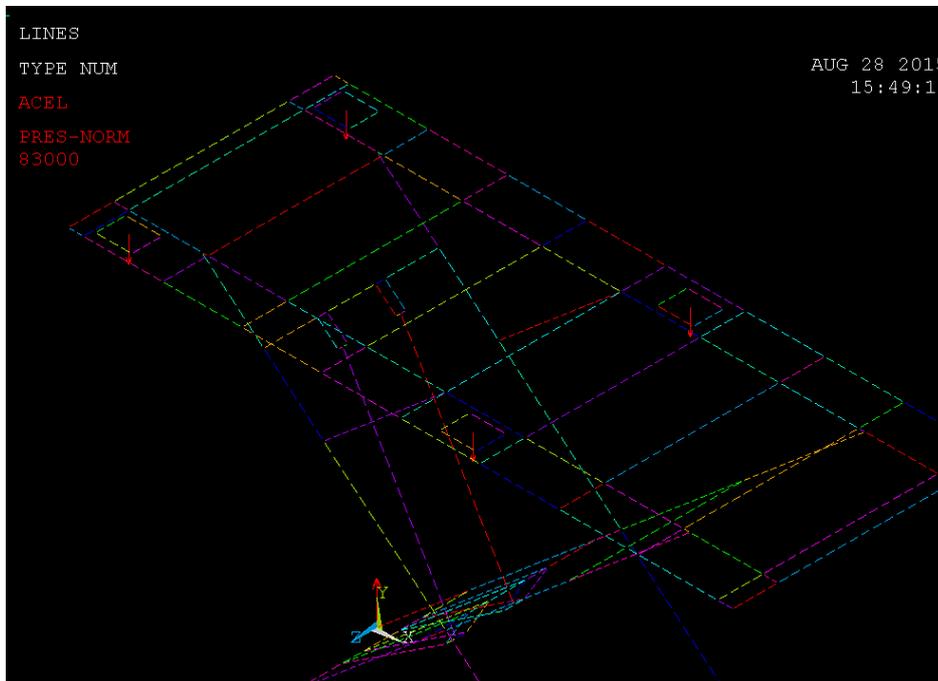


Figura 2-17. Asignación de carga en la plataforma.

2.4.5 Resultados

El programa permite observar mediante una gama de colores la variación de los esfuerzos, por lo que se puede saber cuáles son los nodos de máximos y mínimos esfuerzos. Además para todos los nodos de interés se puede conocer las fuerzas y momentos existentes debido a la aplicación de la carga.

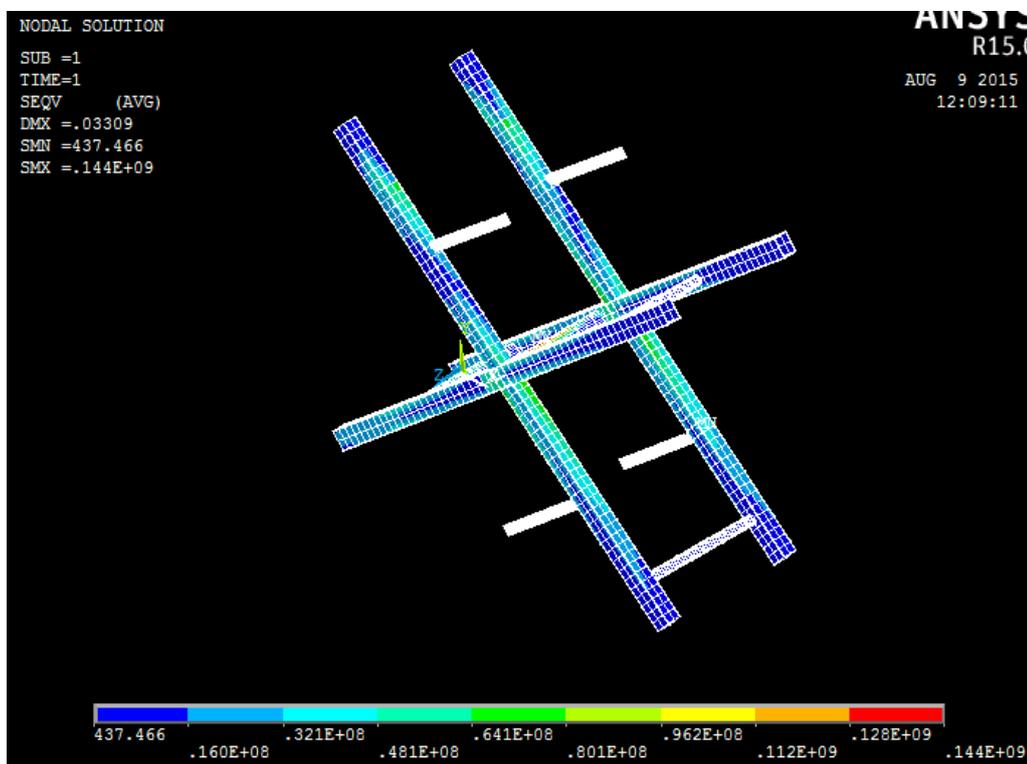


Figura 2-18. Ejemplo de muestra de resultados (Esfuerzos de Von Misses).

```
PRINT F    SUMMED NODAL LOADS

***** POST1 SUMMED TOTAL NODAL LOADS LISTING *****

LOAD STEP=    1  SUBSTEP=    1
TIME=    1.0000    LOAD CASE=    0

THE FOLLOWING X,Y,Z SOLUTIONS ARE IN THE GLOBAL COORDINATE SYSTEM

   NODE      FX      FY      FZ
   471    34859.    -60688.    90.893

TOTAL VALUES
VALUE    34859.    -60688.    90.893
```

Figura 2-19. Visualización de fuerzas en un nodo.

2.5 Selección de elementos estructurales

ANSYS APDL muestra los resultados que se necesitan para poder seleccionar los componentes finales de la estructura. Se asignaron secciones transversales preliminares pero, ahora se debe calcular el factor de seguridad estático (falla por fluencia) y el factor de seguridad a fatiga para cada componente, de esta manera se selecciona cada uno.

El factor de seguridad estático se define como:

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma'} \quad [\text{Ec} - 6]$$

Donde σ' representa el esfuerzo de Von Mises en Pascales, el cual es proporcionado por el software. Para calcular el factor de seguridad a fatiga, se necesita aplicar la siguiente expresión:

$$\frac{1}{\eta_f} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} \quad [\text{Ec} - 7]$$

Donde σ'_a y σ'_m representan los esfuerzos de amplitud y medios utilizando la teoría de Von Mises respectivamente. S_e es el límite de fatiga real de un elemento mecánico. Estos componentes de la ecuación se calculan de la siguiente manera.

$$\sigma'_a = \sqrt{\frac{(\sigma_{ax} - \sigma_{ay})^2 + (\sigma_{ay} - \sigma_{az})^2 + (\sigma_{az} - \sigma_{ax})^2 + 6(\tau_{axy}^2 + \tau_{ayz}^2 + \tau_{azx}^2)}{2}} \quad [\text{Ec} - 8]$$

$$\sigma'_m = \sqrt{\frac{(\sigma_{mx} - \sigma_{my})^2 + (\sigma_{my} - \sigma_{mz})^2 + (\sigma_{mz} - \sigma_{mx})^2 + 6(\tau_{mxy}^2 + \tau_{myz}^2 + \tau_{mzx}^2)}{2}} \quad [\text{Ec} - 9]$$

$$\sigma_{ax} = \frac{\sigma_{x\max} - \sigma_{x\min}}{2} \quad [\text{Ec} - 10]$$

$$\sigma_{mx} = \frac{\sigma_{x\max} + \sigma_{x\min}}{2} \quad [\text{Ec} - 11]$$

$$\tau_{axy} = \frac{\tau_{xy\max} - \tau_{xy\min}}{2} \quad [\text{Ec} - 12]$$

$$\tau_{mxy} = \frac{\tau_{xy\max} + \tau_{xy\min}}{2} \quad [\text{Ec} - 13]$$

Siguiendo el ejemplo de las [EC 10 – 13] se obtienen los valores faltantes para posteriormente utilizar las ecuaciones 8 y 9. Una vez calculado el esfuerzo de amplitud y medio se calcula el límite de fatiga.

$$S_e = C_{\text{forma}} * C_{\text{confiabilidad}} * C_{\text{temperatura}} * C_{\text{superficie}} * C_{\text{carga}} * 0.5 * S_{ut} \quad [\text{Ec} - 14]$$

Se obtienen las constantes de superficie y tamaño para usar la [Ec – 14]:

$$C_{\text{superficie}} = A * S_{\text{ut}}^b \quad [\text{Ec} - 15]$$

$$C_{\text{tamaño}} = 1.189 * d_{\text{equivalente}}^{-0.097} \quad [\text{Ec} - 16]$$

$$d_{\text{equivalente}} = \sqrt{\frac{0.05 * b * h}{0.0766}} \quad [\text{Ec} - 17]$$

Donde A y b son constantes que dependen de la superficie del material, en este caso para un material rolado en caliente A=57.7 y b=-0.718.

Los demás coeficientes se presentan a continuación a manera de tabla:

Tabla 2-7. Constantes del límite de fatiga

Constantes	
Carga (flexión)	1
Temperatura	1
Confiabilidad (99.9%)	0.75

Una vez calculado η_f , de ser menor a 1, se calcula el número de años que tiene de vida dicho elemento.

$$S_m = 0.9 * S_{\text{ut}} \quad \wedge \quad S_n = S_e \quad \wedge \quad S_f = K_f * \sigma_a' \quad [\text{Ec} - 18 \text{ a la } 20]$$

Donde S_m es la resistencia estimada en 10^3 ciclos y S_f es el nivel de esfuerzo establecido de falla. Con estos dos valores se obtienen las constantes a y b, cuyas ecuaciones se muestran a continuación:

$$a = \frac{S_m^2}{S_n} \quad \wedge \quad b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{S_m}{S_n}\right) \quad [\text{Ec} - 21 \text{ y } 22]$$

Finalmente se despeja de la siguiente ecuación el valor N (ciclos):

$$N = \left(\frac{S_f}{a}\right)^{\frac{1}{b}} \quad [\text{Ec} - 23]$$

Bajo el supuesto de que elevador trabaja a 100 ciclos/día y 365 días/año. Para obtener los años se usa la siguiente expresión:

$$\frac{N \text{ (ciclos)}}{100 \text{ (ciclos/día)}} * \frac{\text{año}}{365 \text{ días}} = \text{años} \quad [\text{Ec} - 24]$$

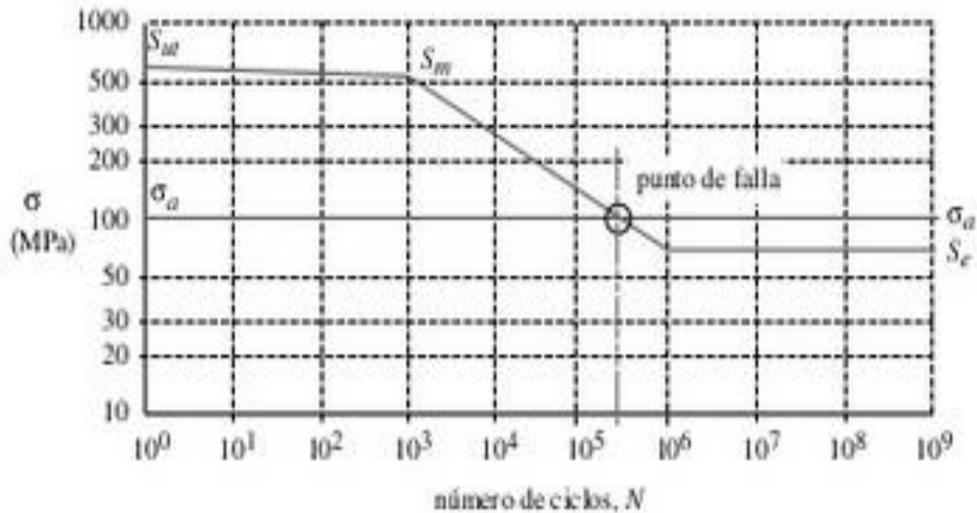


Figura 2-20. Curva esfuerzo vs Número de ciclos.

2.6 Dimensionamiento de pasadores y horquillas

Para realizar el dimensionamiento de estos elementos nos regimos a la norma AISC 360/10 (AMERICAN INSTITUTION OF STEEL CONSTRUCTION) la cual nos provee de información acerca de procesos de cálculo y factores de seguridad permisibles, en el capítulo J numeral 4.2 (Esfuerzo cortante) y numeral 7 (Esfuerzo de aplastamiento).

Estos elementos se diseñan con acero AISI-1018 (AMERICAN IRON AND STEEL INSTITUTE), el cual es muy utilizado para estas aplicaciones en el mercado nacional ya que cumple con los requerimientos de propiedades mecánicas, maquinabilidad y composición.

Tabla 2-8. Propiedades físicas del acero AISI-1018.

AISI 1018	
S_{ut} (Mpa)	440
S_y (Mpa)	370

2.6.1 Esfuerzo cortante en pasadores

Este esfuerzo cortante se analiza para asegurar que no habrá un corte en el pasador una vez aplicada la carga.

$$d = \sqrt{\frac{4 * V * \eta}{0.577 * \pi * S_y}} \quad [\text{Ec} - 25]$$

Donde:

V= Fuerza cortante sobre el pasador.

η = Factor de seguridad.

S_y = Esfuerzo de fluencia del material.

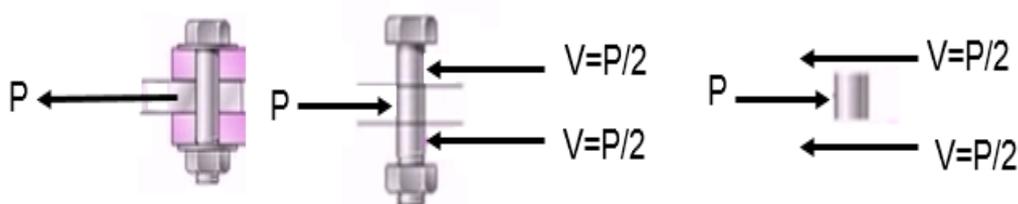


Figura 2-21. Ilustración de esfuerzo cortante doble.

2.6.2 Esfuerzo de aplastamiento

Este esfuerzo se usa para asegurar que el área de contacto perteneciente al elemento donde se aloja el perno, no sufrirá una deformación.

$$\eta = \frac{S_y}{\frac{P}{t * d}} \quad [\text{Ec} - 26]$$

Donde:

P= Fuerza axial sobre el pasador.

η = Factor de seguridad.

S_y = Esfuerzo de fluencia del material.

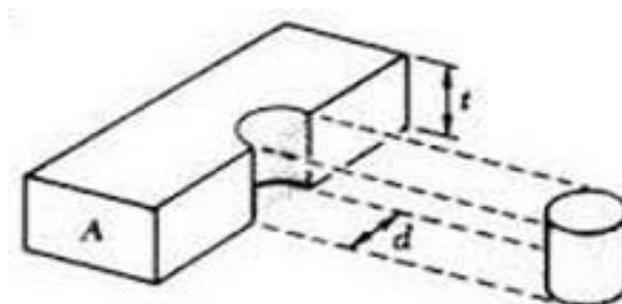


Figura 2-22. Ilustración gráfica del esfuerzo de aplastamiento.

2.7 Esfuerzo de flexión.

Los pasadores que poseen rodamientos están sometidos a fuerzas que flexionan el eje. Para su análisis se considera:

$$\sigma = K_t * \frac{4M}{\pi * r^3} \quad [\text{Ec} - 27]$$

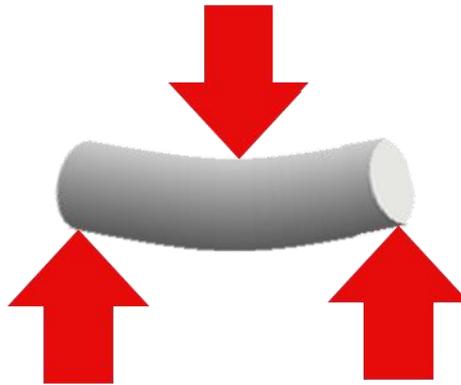


Figura 2-23. Flexión en un eje.

Donde:

M= Momento en el eje.

K_t = Concentrador d esfuerzo

r= Radio del eje.

2.8 Pandeo de elementos a compresión.

Existen elementos estructurales que pueden estar sometidos a compresión con una carga considerable. Para un análisis de pandeo se deben calcular dos valores adimensionales de interés:

$$\frac{L_e}{R} = \frac{K * L}{R} \quad \wedge \quad C_c = \sqrt{\frac{2 * \pi^2 * E}{S_f}} \quad [\text{Ec} - 28 \text{ y } 29]$$

E = Módulo de Young.

K = Factor de longitud efectiva (1 para extremos articulados y 0.5 para extremos fijos).

L = Longitud del elemento.

L_e = Longitud efectiva.

R = Radio de giro de la sección

La relación L_e/R se denomina razón de esbeltez, si esta es mayor que C_c (límite de Euler) se analiza mediante la fórmula de Euler, caso contrario se usa la fórmula de la parábola.

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 * E}{(L_e/R)^2} \quad \text{Ecuación de Euler} \quad [\text{Ec} - 30]$$

$$\sigma_{cr} = \left[1 - \frac{1}{2} \left(\frac{L_e/R}{C_c} \right)^2 \right] S_f \quad \text{Ecuación de la parábola} \quad [\text{Ec} - 31]$$

Los esfuerzos aplicados no deben superar los esfuerzos críticos dados por las ecuaciones 30 o 31.

2.9 Fijación mecánica por soldadura.

Para dimensionar la soldadura se utilizan electrodos E7018 y se sigan recomendaciones del código AWS (AMERICAN WELDING SOCIETY) capítulo D1.1 y AISC (capítulo J, numeral 2) para desarrollar los cálculos necesarios.

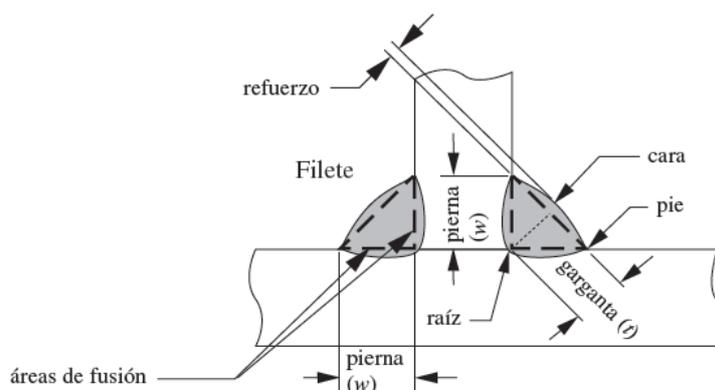


Figura 2-24. Elementos de una soldadura tipo filete.

Se utiliza el proceso de dimensionar el cordón de soldadura tratándolo como una línea, lo primero a determinar es el valor del esfuerzo permisible. AWS recomienda que los esfuerzos cortantes en una soldadura de filete se limiten al 30% de la resistencia a la tensión del electrodo.

Tabla 2-9. Propiedades del electrodo E7018.

E70XX	
Resistencia a la fluencia en Ksi (Mpa)	70 (482)
Resistencia a la tensión en Ksi (Mpa)	57 (393)

$$\tau_{\text{permisible}} = 0.3 E_{\text{xx}} = 0.3 * 70 = 21 \text{ Ksi} \quad [\text{Ec} - 32]$$

Luego se calcula la dimensión de la garganta (t) de la soldadura de filete de longitud completa que proporcionará el área necesaria. Se obtiene primero la fuerza unitaria:

$$f_s = \frac{V}{A_w} \quad f_n = \frac{P}{A_w} \quad [\text{Ec} - 33 \text{ y } 34]$$

Donde los valores de A_w se encuentran en la figura E.1 mostrada en el apéndice E. Posteriormente se obtienen los valores de pierna y garganta mediante la siguiente expresión.

$$\tau_{\text{máx}} = \tau_{\text{permisible}} = \frac{F_t}{t} = \frac{F_t}{0.707 w} = \frac{\sqrt{f_s^2 + f_n^2}}{0.707 w} \quad [\text{Ec} - 35]$$

Tabla 2-10. Dimensionamiento de pierna según el espesor del metal base.

Tamaños mínimos para soldadura de filete	
Espesor del metal base (T)	Tamaño mínimo de soldadura
$T \leq 1/4''$	1/8''
$1/4'' < T \leq 1/2''$	3/16''
$1/2'' < T \leq 3/4''$	1/4''
$3/4'' < T$	5/16''

Después de usar la tabla 2-10 para asegurarse del valor de w, se calcula es esfuerzo cortante.

$$\tau_{xy} = \frac{F_t}{A_{\text{cortante}}} \quad [\text{Ec} - 36]$$

Finalmente se obtiene el factor de seguridad

$$\eta = \frac{0.577 * S_y}{\tau_{xy}} \quad [\text{Ec} - 37]$$

2.10 Selección de Rodamientos.

La estructura posee rodamientos que permiten el movimiento de la plataforma, estos logran la unión entre la plataforma y la base de la estructura. El rodamiento se encuentra sometido con cargas radiales y leves cargas axiales, por lo que se selecciona un rodamiento de contacto angular de bolas de una hilera. La fórmula de la capacidad de carga dinámica equivalente está dado por:

$$C_r = \left[\frac{(60)(n)(L_{10h})}{10^6} \right]^{1/p} * (P_r) \quad [\text{Ec} - 38]$$

Donde:

n = revoluciones

L_{10h} = Vida útil del rodamiento

p = 3, constante de rodamientos de bolas

P_r = Carga Radial dinámica equivalente

La fórmula de la capacidad de carga dinámica equivalente está dado por:

$$P_r = XF_r + YF_a \quad [\text{Ec} - 39]$$

Siendo:

P_r = Carga radial dinámica equivalente

X = Factor radial

Y = Factor axial

F_r = Carga radial

F_a = Carga axial

Tomando los valores de carga radial y axial del programa APDL, se calcula la capacidad de carga radial equivalente y elige el rodamiento adecuado.

Tabla 2-11. Carga dinámica equivalente

P = X F _r + Y F _a			
F _a /F _r ≤ e		F _a /F _r > e	
X	Y	X	Y
1	0	0.4	Y ₁

2.11 Dibujo y simulación en SOLIDWORKS

2.11.1 Dibujo

Una vez ya seleccionados los elementos estructurales y sus longitudes, se procede a dibujar cada uno en 3D. Asignando las relaciones de posición correspondientes a cada uno de los elementos.

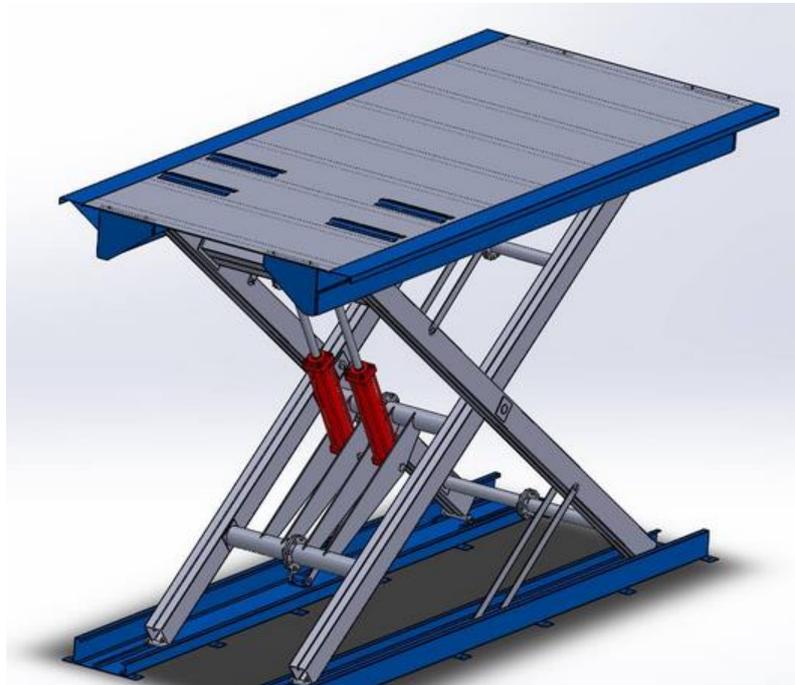


Figura 2-25. Ensamblaje del elevador hidráulico.

2.11.2 Simulación

Este tipo de máquinas trabajan seleccionando el movimiento de los vástagos mediante la selección del tiempo en que el elevador llega de su posición inferior a la superior. Conociendo este tiempo y habiendo fijado desde el prediseño la carrera del pistón podemos saber la velocidad promedio del movimiento del vástago.

$$\bar{V} = \frac{d}{t} = \frac{740 \text{ mm}}{45 \text{ seg}} = 16.4 \text{ mm/seg}$$

Ahora con este valor se ingresa en la simulación, el movimiento de los actuadores, que son los cilindros hidráulicos.

2.12 Análisis de movimiento

Para la selección de los componentes del sistema hidráulico se realiza un análisis del movimiento entre el vástago del cilindro y la plataforma

2.12.1 Velocidad Vástago Vs Plataforma

La relación de sus velocidades se realiza mediante ecuaciones de cinemática con números complejos, la ecuación es:

$$V_p = \frac{V_s * C * \cos(\theta)}{\left\{ \begin{array}{l} \cos \left[\arcsin \left(\frac{1}{S} (b * \cos(\theta + \beta) + L * \cos(180 - \theta)) \right) \right] * \\ [L * \text{Seno}(180 - \theta) - b * \text{Seno}(\theta + \beta)] + \\ \text{Seno} \left[\arcsin \left(\frac{1}{S} (b * \cos(\theta + \beta) + L * \cos(180 - \theta)) \right) \right] * \\ [b * \cos(\theta + \beta) - L * \cos(180 - \theta)] \end{array} \right\}} \quad [\text{Ec} - 40]$$

Donde:

V_p = Velocidad de la plataforma

V_s =: Velocidad del vástago

θ = Ángulo del sistema

2.12.2 Aceleración Vástago Vs Plataforma

La relación de sus aceleraciones se realiza mediante ecuaciones de cinemática con números complejos.

$$\begin{aligned}
 & \left(\frac{V_p}{C \cdot \cos(\theta)} \right)^2 * \\
 & \left(\begin{aligned}
 & \cos \left(\arcsin \left(\frac{1}{S} (b \cdot \cos(\theta + \beta) + L \cdot \cos(180 - \theta)) \right) \right) * \\
 & (L \cdot \cos(180 - \theta) + b \cdot \cos(\theta + \beta)) + \\
 & \operatorname{Seno} \left(\arcsin \left(\frac{1}{S} (b \cdot \cos(\theta + \beta) + L \cdot \cos(180 - \theta)) \right) \right) * \\
 & (L \cdot \operatorname{Seno}(180 - \theta) + b \cdot \operatorname{Seno}(\theta + \beta))
 \end{aligned} \right) - \\
 & \left(\begin{aligned}
 & V_s * \cos \left(\arcsin \left(\frac{1}{S} (b \cdot \cos(\theta + \beta) + L \cdot \cos(180 - \theta)) \right) \right) + \\
 & b * \left(\frac{V_p}{C \cdot \cos(\theta)} \right) * \operatorname{Seno}(\theta + \beta) - L * \left(\frac{V_p}{C \cdot \cos(\theta)} \right) * \\
 & \operatorname{Seno}(180 - \theta)
 \end{aligned} \right)^2 + \\
 & S * \frac{\left(\begin{aligned}
 & \cos \left(\arcsin \left(\frac{1}{S} (b \cdot \cos(\theta + \beta) + L \cdot \cos(180 - \theta)) \right) \right) * \\
 & (* \operatorname{Seno}(180 - \theta) - b * \operatorname{Seno}(\theta + \beta)) + \\
 & \operatorname{Seno} \left(\arcsin \left(\frac{1}{S} (b \cdot \cos(\theta + \beta) + L \cdot \cos(180 - \theta)) \right) \right) * \\
 & (b * \cos(\theta + \beta) - L * \cos(180 - \theta))
 \end{aligned} \right)}{S * \operatorname{Seno} \left(\arcsin \left(\frac{1}{S} (b \cdot \cos(\theta + \beta) + L \cdot \cos(180 - \theta)) \right) \right)} + \\
 & A_p = C \cdot \cos(\theta) * \frac{A_s}{\left(\begin{aligned}
 & \cos \left(\arcsin \left(\frac{1}{S} (b \cdot \cos(\theta + \beta) + L \cdot \cos(180 - \theta)) \right) \right) * \\
 & (* \operatorname{Seno}(180 - \theta) - b * \operatorname{Seno}(\theta + \beta)) + \\
 & \operatorname{Seno} \left(\arcsin \left(\frac{1}{S} (b \cdot \cos(\theta + \beta) + L \cdot \cos(180 - \theta)) \right) \right) * \\
 & (b * \cos(\theta + \beta) - L * \cos(180 - \theta))
 \end{aligned} \right)} + \\
 & C * \left(\frac{V_p}{C \cdot \cos(\theta)} \right)^2 * \operatorname{Seno}(\theta) \quad [\text{Ec} - 41]
 \end{aligned}$$

Donde;

A_p = Aceleración de la plataforma

A_s = Aceleración del vástago

θ = Ángulo del sistema

2.13 Sistema de control hidráulico

El sistema hidráulico no solamente permite manipular la posición del elevador sino que debe llevar integrado en el mismo, los requerimientos para dar seguridad a su funcionamiento. Todos los elementos del sistema se seleccionan bajo el cumplimiento de las normativas correspondientes. Los elementos que requieren un procedimiento de cálculo son, el cilindro hidráulico, el depósito, la bomba y el motor; los demás elementos se seleccionan para el caudal y presión de diseño.

2.13.1 Cilindro hidráulico.

El cilindro hidráulico ya fue seleccionado en la sección 2.3 de este capítulo. Adicionalmente se debe calcular si el pistón falla por fluencia, por fatiga o pandeo. Es por esto que se deben especificar las propiedades mecánicas del vástago.

Tabla 2-12. Propiedades físicas del acero AISI-1045.

AISI 1045	
S_{ut} (Mpa)	565
S_y (Mpa)	310

2.13.2 Bomba hidráulica de engranajes.

La bomba hidráulica de engranajes se la obtiene conociendo el caudal de trabajo y la velocidad en RPM del motor

$$V_d = \frac{Q}{n} = \frac{V * A}{n} = \frac{V * \pi D^2}{4n} \quad [\text{Ec} - 42]$$

En el prediseño se determinó una presión de 2300 Psi, pero esta no es definitiva porque no considera las pérdidas por válvulas y tubería. Es por esto que se debe calcular la presión de la bomba de tal manera que pueda suministrar la presión de elevación pese a las pérdidas.

$$Q = A * \vec{V} \rightarrow \vec{V} = \frac{Q}{A} = \frac{Q}{\frac{\pi D^2}{4}} \quad [\text{Ec} - 43]$$

Para las pérdidas por manguera se obtiene primero el número de Reynolds:

$$Re = \frac{\vec{V} * D}{\mu} \quad [\text{Ec} - 44]$$

Donde μ es la viscosidad cinemática del fluido hidráulico seleccionado y D el diámetro de la manguera hidráulica. Además, si el flujo es laminar se calcula el coeficiente de fricción con la ecuación de DARCY-WEIBACH.

$$f = \frac{64}{Re} \quad [\text{Ec} - 45]$$

Se usa este coeficiente de fricción para calcular las pérdidas por cabezal. L es la longitud de manguera hidráulica.

$$h_f = f * \frac{L * V^2}{D * 2g} \quad [\text{Ec} - 46]$$

Se calcula ahora el peso específico para finalmente obtener las pérdidas por la tubería

$$\gamma = \rho * g \quad [\text{Ec} - 47]$$

$$\Delta P = h_f * \gamma \quad [\text{Ec} - 48]$$

La presión de la bomba se obtiene sumando la presión fijada en el prediseño con la obtenida por la ecuación 39 y las pérdidas correspondientes a las válvulas.

$$P = 2300 + \Delta P + \text{Pérdidas}_{\text{válvulas}} \quad [\text{Ec} - 49]$$

2.13.3 Motor eléctrico

El motor eléctrico se obtiene conociendo la presión y el caudal de trabajo.

$$\text{Pot} = \frac{Q P}{60 * 746} \quad [\text{HP}] \quad [\text{Ec} - 50]$$

Donde el caudal está en m³/min y la presión en Pa para que la potencia se obtenga en HP.

2.13.4 Depósito hidráulico.

Los depósitos se fabrican bajo la norma DIN 24339, estos especifican que estos componentes deben tener:

- Respiradero
- Tuberías de suministro y descargar
- Filtros
- Mirilla
- Llenado
- Drenaje

Los requerimientos técnicos para fabricar un depósito de aceite son:

- Potencia
- Caudal de bomba
- Presión de trabajo
- Capacidad del tanque.

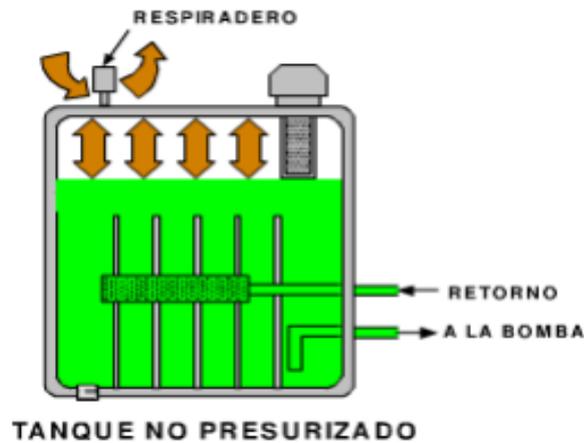


Figura 2-26. Tanque no presurizado.

Donde la capacidad del tanque es el volumen total dentro de los dos cilindros aumentados con un factor de 3.5

$$Q = 3.5 * \frac{\pi * d^2}{4} \quad [\text{Ec} - 51]$$

2.13.5 Circuito hidráulico.

Para fácil entendimiento del funcionamiento en conjunto de los elementos hidráulicos la norma UNE-101-149-86 proporciona un conjunto de símbolos que se pueden utilizar para representar estos elementos trabajando en conjunto.

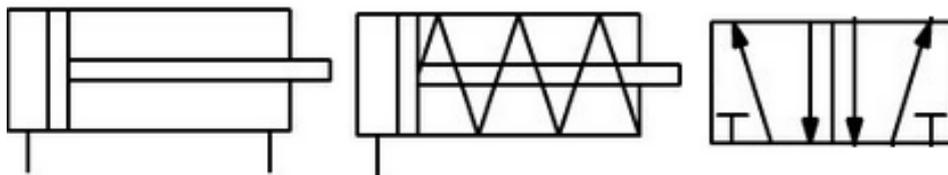


Figura 2-27. Simbología de actuador de doble efecto, simple y válvula 5/2.

CAPÍTULO 3

3. RESULTADOS

Se presenta a continuación los resultados para cada elemento estructural. Aquí se muestra la lista de materiales en bruto y los resultados a obtener después de maquirarlos, así como también los valores obtenidos del diseño detallado como factores de seguridad, material adicionales, entre otros. Para revisar los cálculos ver el apéndice A.

3.1 Dimensionamiento de componentes estructurales

3.1.1 **Correas Diagonales**

Material a comprar

- 8 Correas G 200x75x30x6mm, longitud 6000 mm. Acero ASTM A36.
- 1 Plancha 1220x2440x6mm Acero ASTM A36.

Resultado de material

- 4 barras rectangulares 200x150x6mm, longitud de 5300mm.
- 4 platinas 175x175x6 mm.
- 12 platinas 150x150x6 mm.
- 2 platinas 360x160 mm.

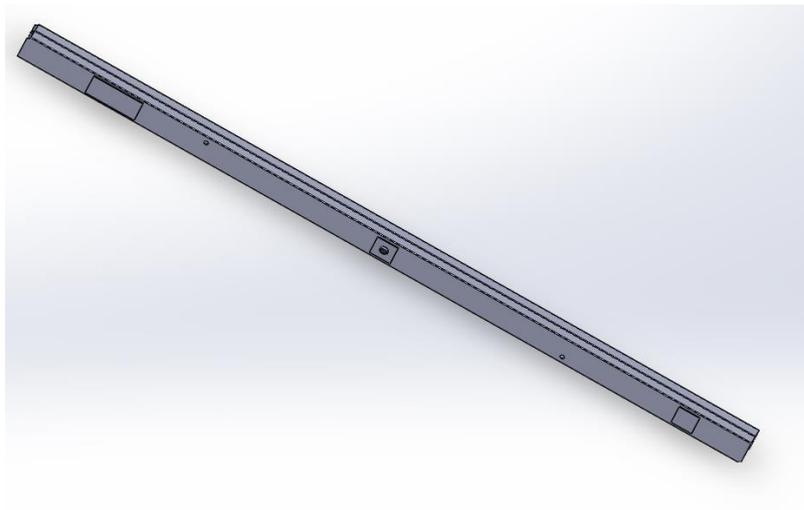


Figura 3-1. Tubo rectangular diagonales del elevador.

Tabla 3-1. Resultados del tubo diagonal.

F.S estático	F. S fatiga	Material	Vida
1.8	1.15	A36	Infinita

Un factor de seguridad a fatiga mayor a uno implica vida infinita y uno estático mayor a uno indica que no hay falla por fluencia.

3.1.2 Tubos circulares

Materiales a comprar

- 1 Tubo circular: $\varnothing 4''$ – e2mm, longitud 6000mm Acero ASTM A36.
- 1 Tubo circular: $\varnothing 6''$ – e6mm, longitud 6000mm Acero ASTM A500.
- 1 plancha 1220x2440x12mm Acero ASTM A36.
- Se usa la plancha de 6mm.
- 32 pernos 5/8''.

Resultado de material

- 2 tubos $\varnothing 4''$ – e2mm, longitud 725mm
- 2 tubos $\varnothing 4''$ – e2mm, longitud 563mm
- 4 tubos $\varnothing 6''$ – e6mm, longitud 563mm
- 4 platinas $\varnothing 220$ mm, d4'' – e18mm
- 4 platinas $\varnothing 265$ mm, d6'' – e18mm

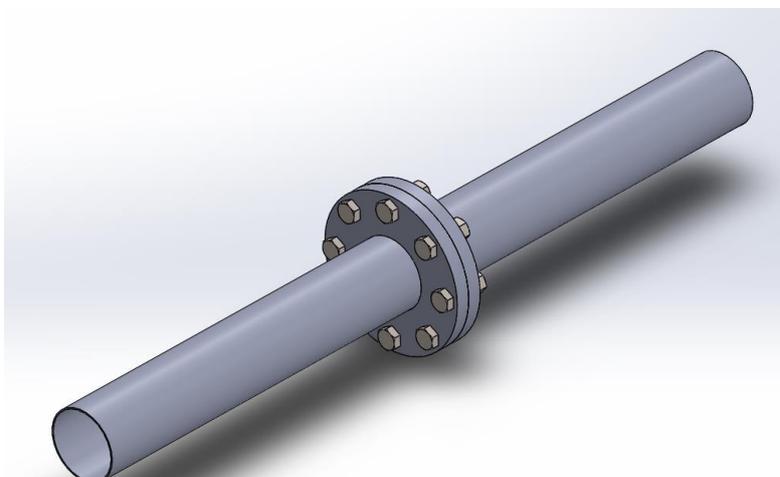


Figura 3-2. Tubos circulares de unión con bridas.

Tabla 3-2. Resultados del tubo de 6'' y espesor 6 mm.

F.S estático	F. S fatiga	Material	Vida
1.66	0.82	A500	41 años

Tabla 3-3. Resultados de las bridas para tubos de 6''.

F.S carga	F. S separación	F. S corte	F. S aplastamiento	Material	Vida
114	114	8.4	24	A36	Infinita

Tabla 3-4. Resultados del tubo de 4" y espesor 2 mm.

F.S estático	F. S fatiga	Material	Vida
13.4	9.9	A36	Infinita

Tabla 3-5. Resultados en bridas para tubos de 4".

F.S carga	F. S separación	F. S corte	F. S aplastamiento	Material	Vida
137	137	8790	25545	A36	Infinita

El factor de seguridad de carga verifica que no haya deformación plástica de la brida. El de separación indica que no se separarán estas bridas. Un factor de seguridad de corte mayor a uno significa que no se cortará el perno debido a los esfuerzos y el factor de seguridad por aplastamiento indica que el perno no deformará el material de las bridas. Para conocer el proceso de los cálculos de aplastamiento, cortante, etcétera, puede revisarse el apéndice B.

3.1.3 Soporte rectangular

Materiales a comprar

- 1 tubo rectangular: 150x100x6mm, longitud 6000mm Acero ASTM A500.
- Se usa la plancha de 6 y 12 mm de espesor.
- 10 pernos 5/8”.

Resultado de material

- 4 tubos rectangulares 150x100x6mm, longitud 725mm.
- 6 agarraderas para soporte de cilindro.
- 2 platinas E420x220mm I300x100mm – e18mm.

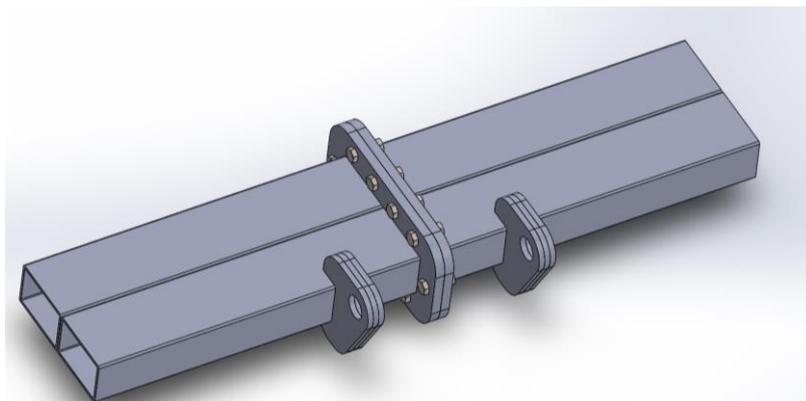


Figura 3-3. Soporte rectangular

Tabla 3-6. Resultados de la sección rectangular.

F.S estático	F. S fatiga	Material	Vida
1.6	0.8	A500	61 años

Tabla 3-7. Resultados de las bridas

F.S carga	F. S separación	F. S corte	F. S aplastamiento	Material	Vida
65	65	4.4	13	A36	Infinita

Tabla 3-8. Resultados para la horquilla del soporte.

F.S aplastamiento	2.2
Material	A36

3.1.4 Platinas

Materiales a comprar:

- 2 Platinas laminada 100x6mm, longitud 6000 mm.
- Se usa la plancha de 12 mm de espesor.

Resultado de material

- 8 platinas laminada 100x6mm, longitud 1326 mm.
- 4 platinas para soporte inferior de los cilindros.

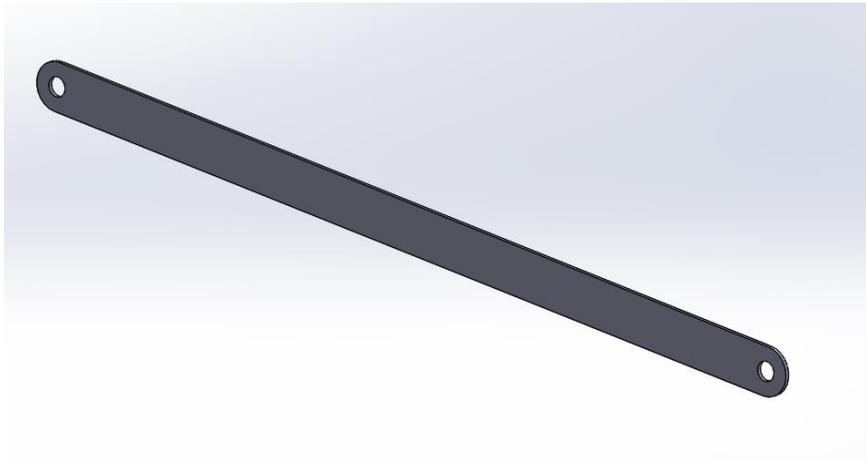


Figura 3-4. Platinas de fijación de la estructural a la base.

Tabla 3-9. Resultados para la platinas de fijación.

F.S estático	F. S fatiga	Material	Vida
27	12	A36	Infinita

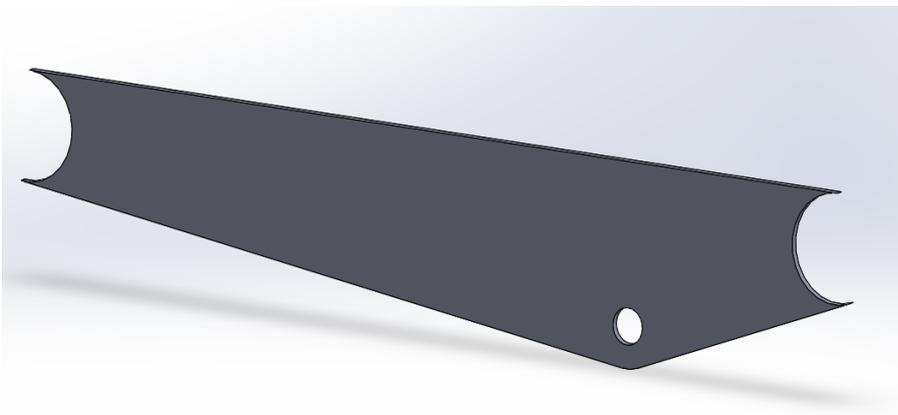


Figura 3-5. Soporte triangular para fijar parte posterior del actuador.

Tabla 3-10. Resultados soporte triangular.

F.S estático	F. S fatiga	Material	Vida
1.70	0.92	A36	195 años

3.1.5 Plataforma y base

Materiales a comprar:

- 5 planchas 1220x2440x8mm Acero ASTM A36
- 2 planchas 1220x2440x4mm Acero ASTM A36
- 4 Correas G 200x50x25x4mm, longitud 6000 mm. Acero ASTM A36
- 4 Correas G 100x50x25x4mm, longitud 6000 mm. Acero ASTM A36
- 2 tubos rectangulares 75x175x4mm, longitud 6000mm. Acero ASTM A36
- 2 tubos cuadrados de 30x30x2, longitud 6000mm. Acero ASTM A-36
- Se usa la plancha de 6 mm de espesor
- 3 planchas antideslizante 1220x2440x2mm
- 4 Platinas laminada 100x12mm, longitud 6000mm

Resultado de material

- 2 plancha 1220x2440x8mm
- 2 plancha 980x2240x8mm
- 1 plancha 620x2200x8mm
- 2 Correas G 200x50x25x4mm, longitud 5400 mm
- 2 Correas G 200x50x25x4mm, longitud 5350 mm
- 2 Correas G 100x50x25x4mm, longitud 5400 mm
- 2 Correas G 100x50x25x4mm, longitud 5350 mm
- 2 tubos rectangulares 75x175x4mm, longitud 5350mm
- 8 tubos cuadrados de 30x30x2, longitud 800mm
- 4 planchas 380x1220x4mm
- 2 planchas 380x520x4mm
- 4 platinas 150x80x6mm
- 8 agarraderas de bocín
- 4 planchas 270x2440x2mm
- 4 planchas 405x2440x2mm
- 2 planchas 270 x520x2mm
- 2 planchas 405x520x2mm
- 9 platinas laminadas 100x12mm, longitud 2200mm

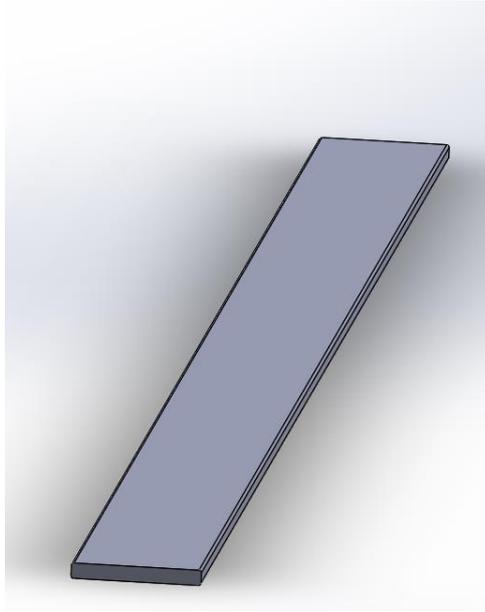


Figura 3-6. Platinas de plataforma

Tabla 3-11. Resultados para las platinas de la plataforma.

F.S estático	F. S fatiga	Material	Vida
2.5	1.7	A36	Infinita



Figura 3-7. Plancha de plataforma

Tabla 3-12. Resultados en la plancha de la plataforma.

F.S estático	F. S fatiga	Material	Vida
10.3	5.1	A36	Infinita

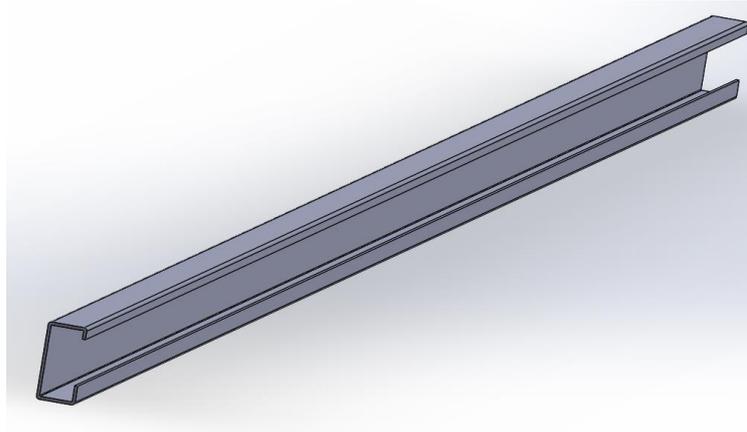


Figura 3-8. Riel para los rodamientos del elevador.

Tabla 3-13. Resultados de rieles para plataforma.

F.S estático	F. S fatiga	Material	Vida
1.9	1.8	A36	Infinita

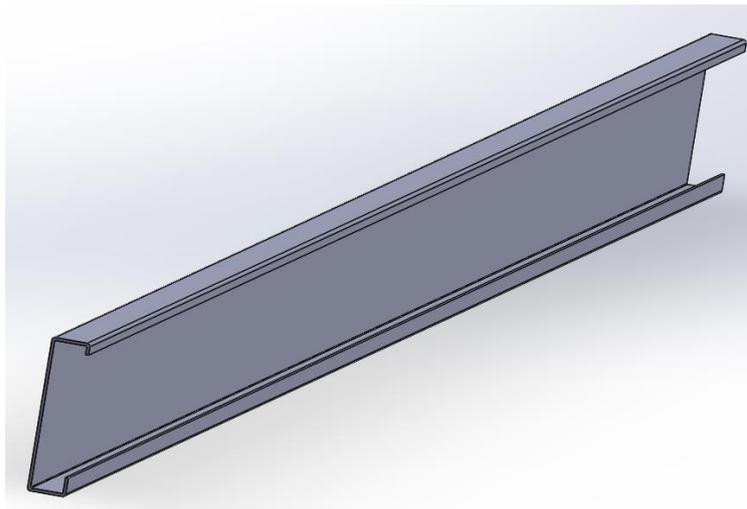


Figura 3-9. Vigas C para asentar el elevador en el suelo

Tabla 3-14. Resultados en la viga para asentar el elevador.

F.S estático	F. S fatiga	Material	Vida
1.7	1.4	A36	Infinita

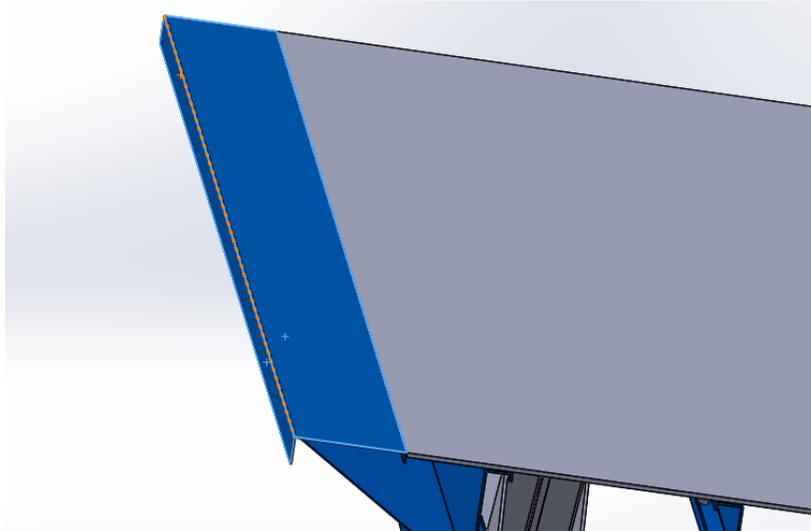


Figura 3-10. Plancha antideslizante de la plataforma.

Tabla 3-15. Tabla de resultados de la plancha antideslizante

Plancha antideslizante	
Factor de seguridad estático mínimo	5.5
Factor de seguridad a fatiga mínimo	3
Vida del elemento	Infinita
Deformación máxima (mm)	1.8

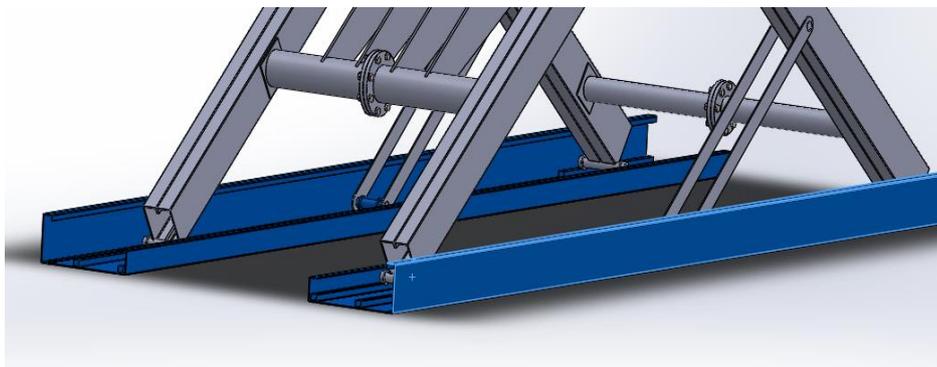


Figura 3-11. Viga de para apoyar el elevador en el suelo.

Tabla 3-16. Tabla de resultados de la viga de apoyo.

Viga de apoyo	
Factor de seguridad estático mínimo	4
Factor de seguridad de fatiga mínimo	2
Vida del elemento	Infinita
Deformación máxima (mm)	3

3.1.6 Pasadores

Materiales a comprar:

- Eje 3", longitud 1000mm, Acero AISI 1018
- Eje 1 ¾", longitud 5000mm, Acero AISI 1018
- Eje 2 ½", longitud 1000mm, Acero AISI 1018

Materiales adicionales a comprar:

- 8 rodamientos 7204C
- 8 rodamientos 7307A
- 8 anillos de retención Ø20mm
- 8 anillos de retención Ø35mm

Resultado de material

- 4 ejes pasador Ø40mm, longitud 254mm
- 4 ejes pasador Ø40mm, longitud 422mm
- 2 ejes pasador Ø60mm, longitud 344mm
- 8 ejes pasador Ø30mm, longitud 176mm
- 2 ejes pasador Ø50mm, longitud 212mm
- 2 ejes pasador Ø50mm, longitud 113mm
- 2 pasador aleta Ø10mm, longitud 80mm
- 12 pasadores aleta Ø5mm, longitud 60mm
- 4 bocines Ø40mm, d30mm, longitud 140mm
- 8 rodamientos 7204C
- 8 rodamientos 7307A
- 8 anillos de retención Ø20mm
- 8 anillos de retención Ø35mm
- 8 anillos Ø60mm, d20mm

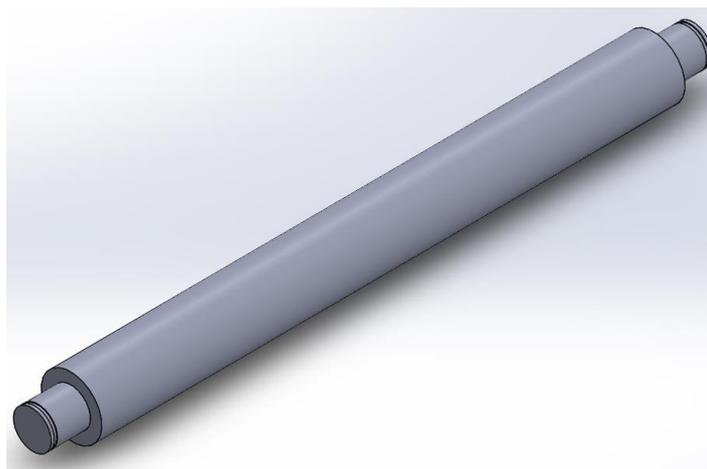


Figura 3-12. Pasadores para rieles superiores.

Tabla 3-17. Resultados en pasadores superiores.

F.S estático	F. S fatiga	Material	Vida
2.91	2.51	AISI1018	Infinita

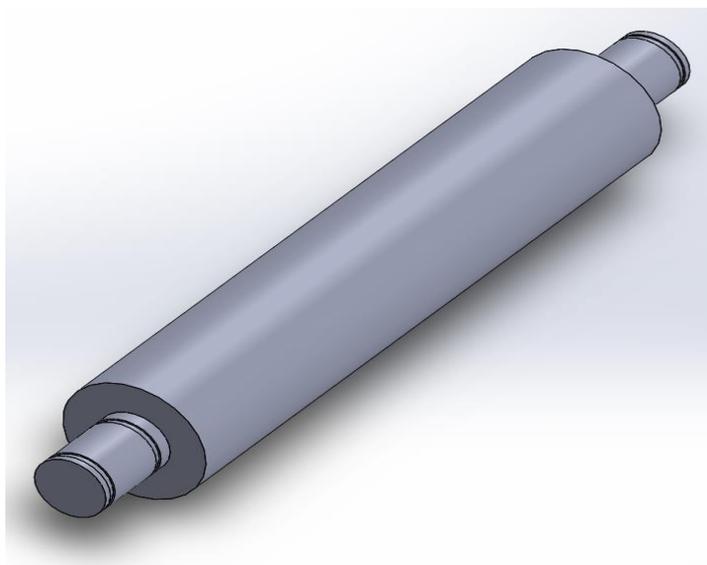


Figura 3-13. Pasadores para guías inferiores.

Tabla 3-18. Resultados en pasadores inferiores.

Pasadores inferiores	
F.S estático	2.4
Material	AISI1018

3.2 Uniones mecánicas

3.2.1 Esfuerzos cortantes y de aplastamiento

Se muestran los esfuerzos y los factores de seguridad para los pasadores (cuerpo y cabeza), pasadores aleta y horquillas existentes en el elevador. En el apéndice B se encuentran los cálculos de esta sección.

Tabla 3-19. Esfuerzos en la unión del actuador y soporte rectangular.

Extremo superior del actuador				
Componente	Esfuerzo cortante (KPa)	Esfuerzo de aplastamiento (KPa)	Factor de seguridad	
Pasador de 5 cm	51	-	4.2	
Cabeza del pasador	796	579	180	429
Pasador de aleta 5 mm	12732	675	11	367
Horquilla de vástago	-	66	3.1	

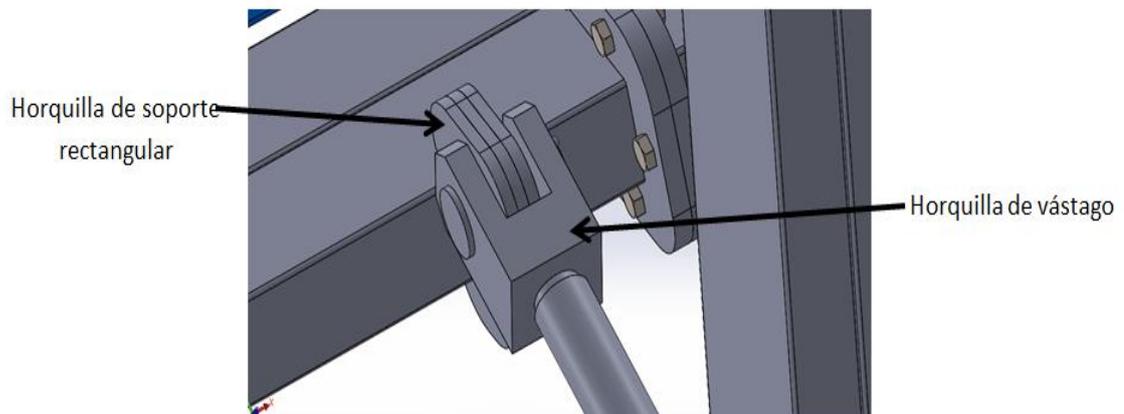


Figura 3-14. Ilustración gráfica de las horquillas

Tabla 3-20. Esfuerzos en la unión entre el actuador y el soporte triangular.

Extremo inferior del actuador				
Componente	Esfuerzo cortante (KPa)	Esfuerzo de aplastamiento (KPa)	Factor de seguridad	
Pasador de 5 cm	51	-	4.2	
Cabeza del pasador	796	579	180	429
Pasador de aleta 5 mm	12732	675	11	367
Orificio de elemento triangular	-	167	2	
Horquilla del camisa de cilindro	-	57	4.3	

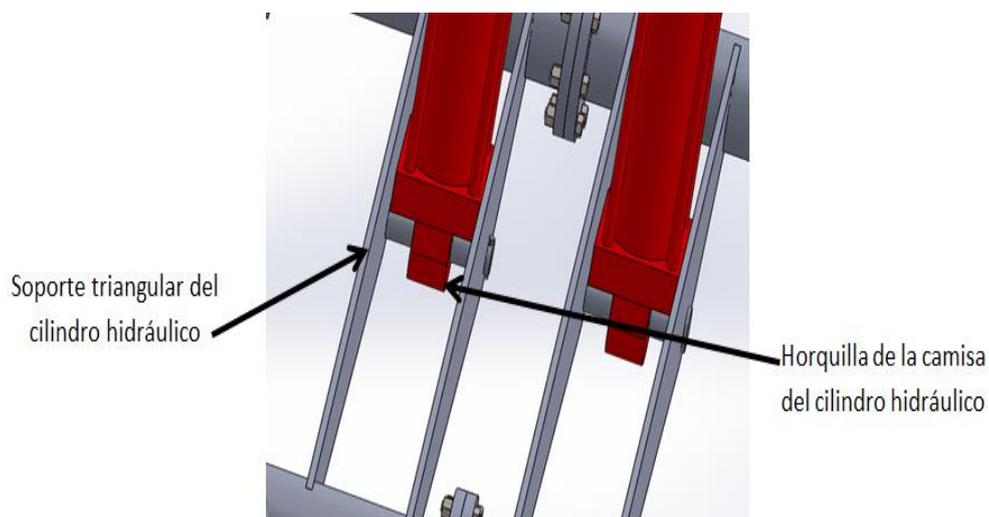


Figura 3-15. Ilustración gráfica de la unión mencionada.

Tabla 3-21. Esfuerzos en la unión de las vigas diagonales.

Centro de correas diagonales				
Componente	Esfuerzo cortante (KPa)	Esfuerzo de aplastamiento (KPa)	Factor de seguridad	
Pasador de 6 cm	56	-	3.8	
Cabeza del pasador	9682	7149	15	35
Pasador de aleta 10 mm	46473	10579	3.1	23.44
Orificio de la correa	-	111	2.22	

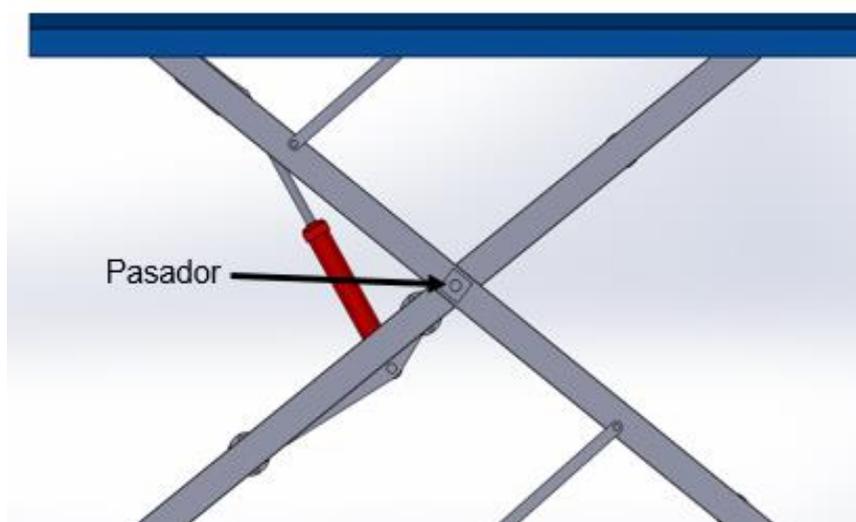


Figura 3-16. Ilustración gráfica de la unión ente vigas para formar la tijera.

Tabla 3-22. Esfuerzos en la unión del elevador a la base y plataforma.

Platinas de fijación				
Componente	Esfuerzo cortante (KPa)	Esfuerzo de aplastamiento (KPa)	Factor de seguridad	
Pasador de 3 cm	354	-	603	
Cabeza del pasador	6.4	4.4	22478	56810
Pasador de aleta 5 mm	61.1	3.2	2341	76472
Orificio de la correa	-	1389	179	

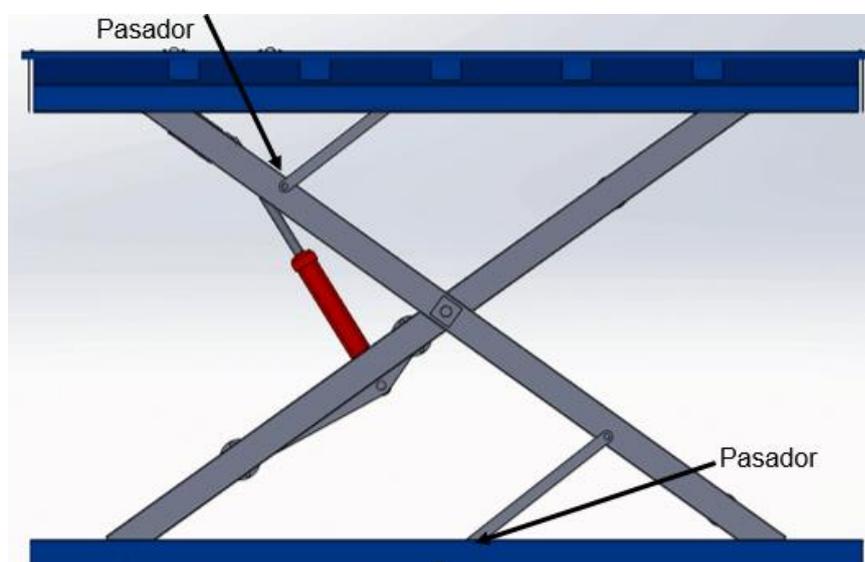


Figura 3-17. Ilustración gráfica de pasadores de platinas de fijación.

3.3 Pandeo del vástago del cilindro hidráulico

Se presenta el resultado obtenido del cálculo del esfuerzo máximo recibido y el esfuerzo crítico que soporta el vástago por compresión. De ser el esfuerzo crítico mayor que el máximo, no habrá este tipo de falla. Revisar el apéndice D si se desea conocer el cálculo de esta sección.

Tabla 3-23. Esfuerzo en el vástago en compresión.

Componente	Esfuerzo crítico (MPa)	Esfuerzo máximo (MPa)
Vástago de 6 cm	280	90.3

3.4 Vástago de cilindro hidráulico

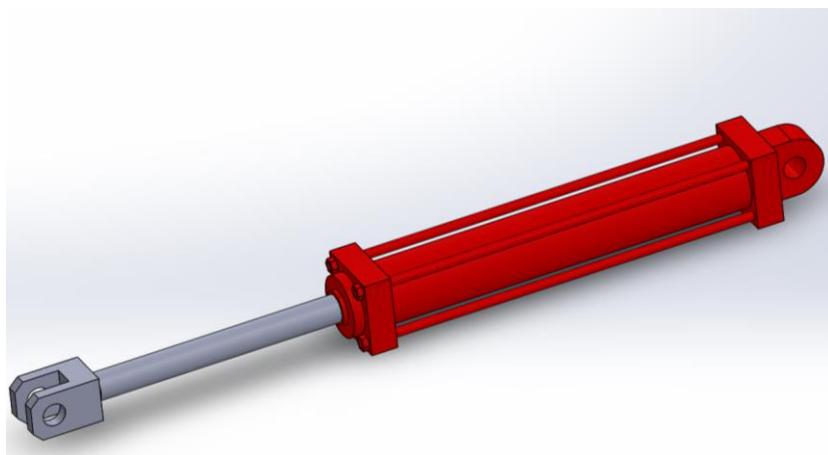


Figura 3-18. Cilindro hidráulico a utilizar.

Tabla 3-24. Resultados del análisis en el vástago del actuador.

F.S estático	F. S fatiga	Material	Vida
3.4	2.6	AISI 1045	Infinita

3.5 Rodamientos

Se seleccionó rodamientos de bolas de contacto angular de una hilera debido a que soporten fuerzas radiales y axiales. En el apéndice F se encuentran los cálculos correspondientes.

Tabla 3-25. Cargas sobre los rodamientos seleccionados.

Componente	Carga radial dinámica equivalente (N)	Capacidad de carga dinámica equivalente (N)	Nomenclatura de Rodamiento
Rodamiento de base	8000	14600	7204 C
Rodamiento de plataforma	8000	40000	7307 A

La vida útil de los rodamientos es de 11 años.



Figura 3-19. Rodamiento de bolas de contacto angular de una hilera.

Debido a que el rodamiento durará 11 años, la vida útil de esta máquina será de 10 años.

3.6 Análisis de Movimiento

El elevador posee dos cilindros que varían su inclinación debido al movimiento. Los cilindros hidráulicos funcionan a velocidad constante, al inicio la velocidad es cero y aumenta hasta alcanzar velocidad constante. El movimiento inicial posee ecuaciones muy complejas para modelarlas, por esto se asumió una aceleración permitiendo obtener las siguientes curvas.

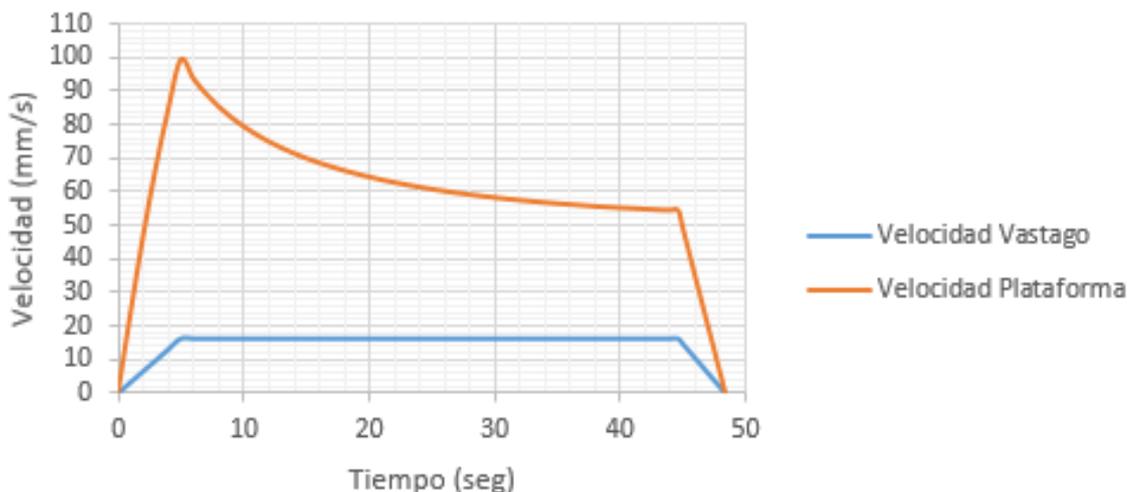


Figura 3-20. Curva Velocidad vs tiempo.

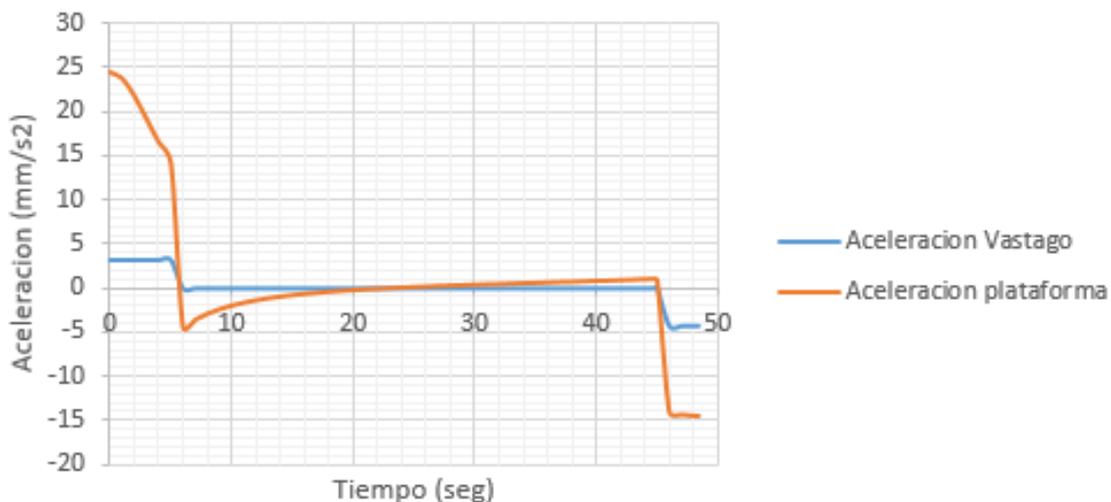


Figura 3-21. Curva aceleración vs tiempo.

Con la metodología aplicada anteriormente y apreciando las gráficas, la velocidad del vástago seleccionado es de 16 mm/seg y el tiempo real de subida del mecanismo es de 45 segundos. La plataforma posee una velocidad máxima de 100 mm/seg, y se aproximó un promedio de velocidad de 60 mm/seg en todo su recorrido. La aceleración máxima al inicio permite su movimiento y un cambio significativo al final de su recorrido lo detiene.

3.7 Potencia del Motor

Los cilindros hidráulicos trabajan a la presión de la bomba, y se mantiene constante en su recorrido. En el diseño del elevador los cilindros hidráulicos cambian de dirección en su recorrido variando su presión, teniendo su valor máximo cuando el sistema se encuentra en la parte inferior.

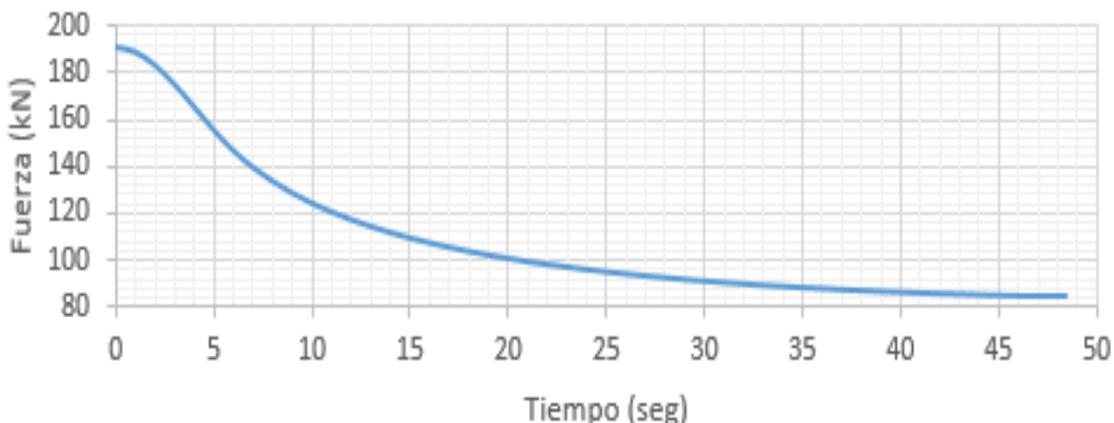


Figura 3-22. Curva Fuerza vs tiempo del cilindro hidráulico.

Para una carga máxima de 5000 kg, la variación de la fuerza en cada cilindro disminuye en su recorrido, se tuvo un valor máximo de 191kN.

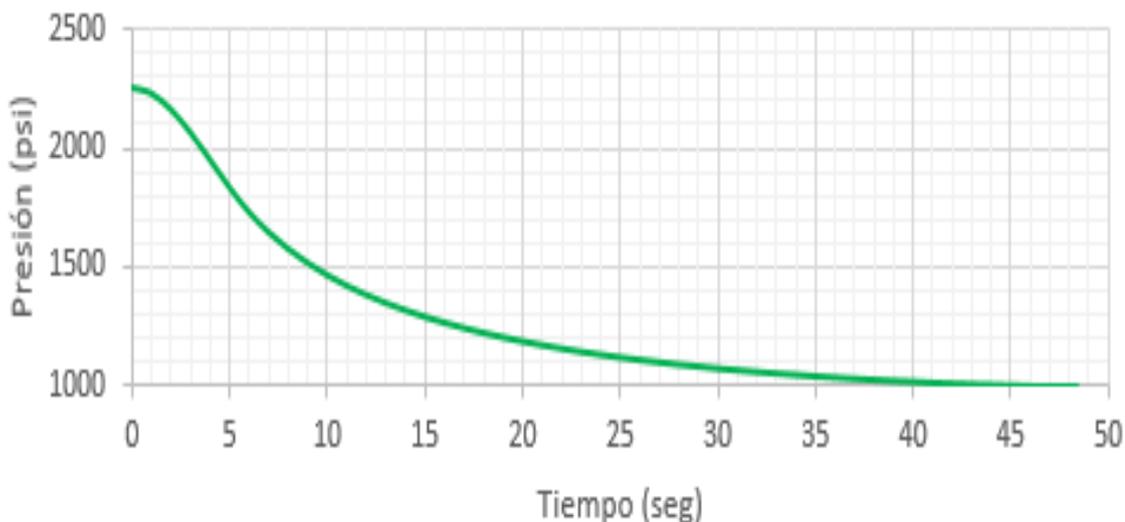


Figura 3-23. Curva Presión vs tiempo necesaria en el sistema.

La presión en la curva es aproximadamente 2300, se selecciona una bomba de 2400 psi debido a los 50 psi correspondientes a pérdidas de válvulas, manguera, etcétera.

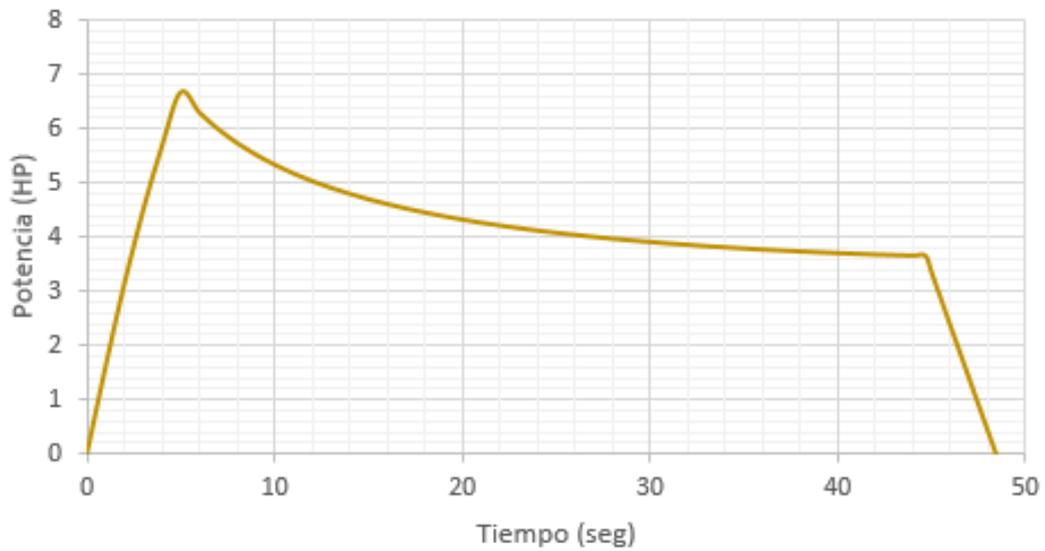


Figura 3-24. Curva Potencia vs tiempo en el sistema.

La potencia del motor depende de las variables de la presión y del caudal del sistema, o también se puede analizar la fuerza del cilindro y la velocidad en su recorrido, debido a la gráfica se selecciona un motor con 7.5 HP

3.8 Capacidad de la bomba de engranaje

La bomba de engranaje se selecciona por la capacidad de volumen que se alimenta por cada revolución.

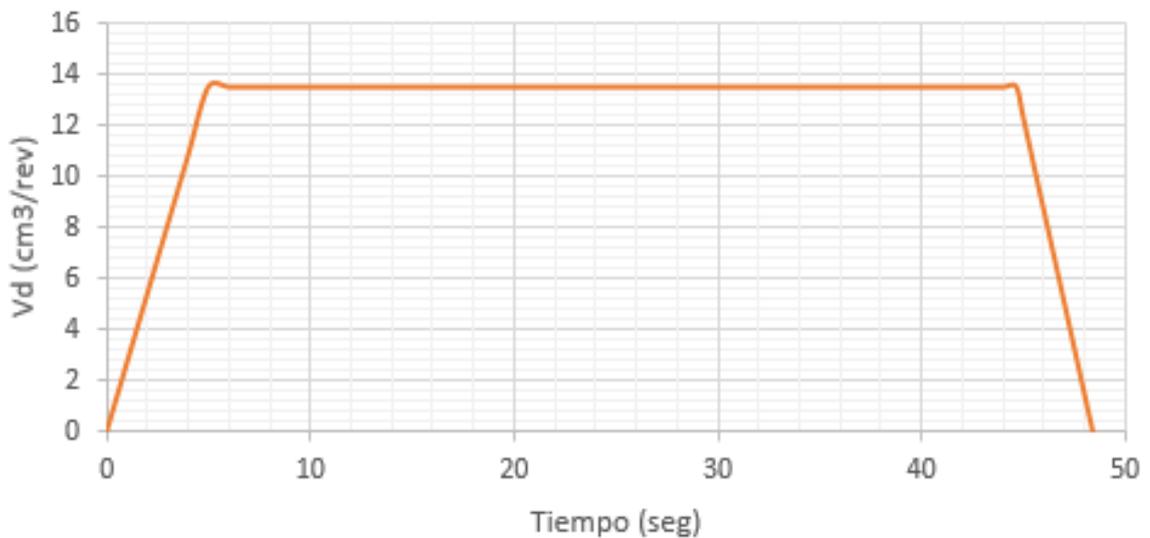


Figura 3-25. Curva caudal vs tiempo en el sistema.

La capacidad es de $13.4 \text{ cm}^3/\text{rev}$ que representan 6 GPM. Se necesita una bomba de mayor capacidad por lo que se selecciona una de 10 GPM.

3.9 Componentes del sistema hidráulico

Tabla 3-26. Especificaciones del fluido hidráulico.

AW ISO 46	
Aplicación	Industrial
Viscosidad cinemática a 40 ^o C (cst)	46
Viscosidad cinemática a 100 ^o C (cst)	6.92
Temperatura de inflamación (°C)	234
Gravedad específica	0.8688



Figura 3-26. Aceite ISO 46 presentación de 19 litros.

Tabla 3-27. Especificaciones de la manguera hidráulica

SAE 100R2AT	
Diámetro interno (Pulgadas)	$\frac{3}{4}$
Diámetro externo (mm)	29
Presión de trabajo (Psi)	3120
Presión de ruptura (Psi)	12480
Material	Caucho sintético reforzado con trenzas de acero
Aplicaciones	Manejo de fluidos y aceites
Rango de temperatura (°C)	-40 - 100



Figura 3-27. Manguera flexible de caucho seleccionada.

Tabla 3-28. Especificaciones del cilindro hidráulico.

CB 125 X740 - KOMPASS	
Diámetro interno (mm)	125
Diámetro de la camisa (mm)	135
Diámetro de trabajo (mm)	60
Presión de trabajo (Psi)	3000
Carrera (mm)	740
Montaje	CB
Amortiguación	Delantera
Efecto	Simple

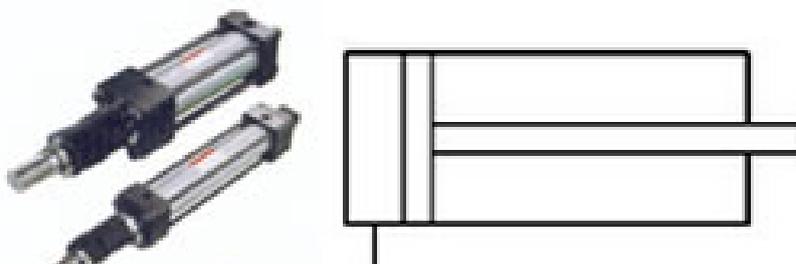


Figura 3-28. Cilindro hidráulico KOMPASS seleccionado.

Tabla 3-29. Especificaciones del depósito de aceite

Capacidad (litros)	50
Potencia del motor (HP)	7.5
Caudal (lit/min)	24
Presión máxima (Psi)	3000
Material	A36
Dimensiones (mm)	420x345x310
Espesor de pared (mm)	4

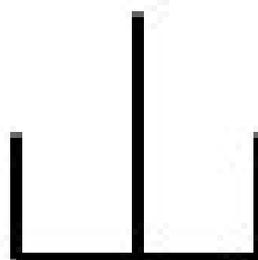


Figura 3-29. Depósito para aceite hidráulico.

Tabla 3-30. Especificaciones del filtro para depósito.

Capacidad (GPM)	10
Presión	14.7
Material filtrante	Acero al carbono
Capacidad de filtración (μm)	150
Modelo	TF-FSBA-25
Marca	FI



Figura 3-30. Imagen de filtro tipo coladera.

Tabla 3-31. Especificaciones del filtro en línea de descarga

Capacidad (lit/min)	90
Presión (Psi)	1600
Material filtrante	Acero al carbono
Capacidad de filtración (μm)	25
Cabeza de filtro	Acero fundido
Modelo	S/E – 10 – 25 -U
Marca	Hidroline

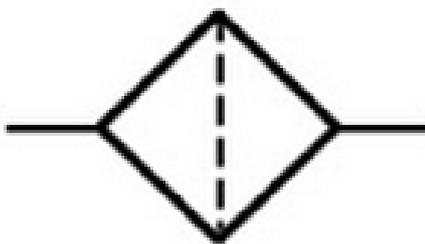


Figura 3-31. Imagen de filtro para retorno.

Tabla 3-32. Especificaciones de la válvula antirretorno.

Caudal (GPM)	10
Presión máxima (Psi)	3000
Modelo	DPT04
Marca	IFP

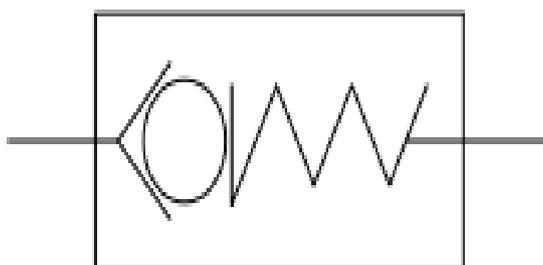


Figura 3-32. Válvula antirretorno.

Tabla 3-33. Especificaciones de la válvula aliviadora de presión.

Marca	Prince
Material	Hierro fundido
Presión (Psi)	3000
Caudal (Gpm)	10 Gpm
Ajuste	Por tornillo
Modelo	RV-4H



Figura 3-33. Válvula aliviadora de presión.

Tabla 3-34. Especificaciones de la válvula reguladora de caudal.

Marca	IFP
Presión (Psi)	5000
Caudal (Gpm)	15
Ajuste	Por tornillo
Modelo	FC1-04
Caída de presión (Psi)	30

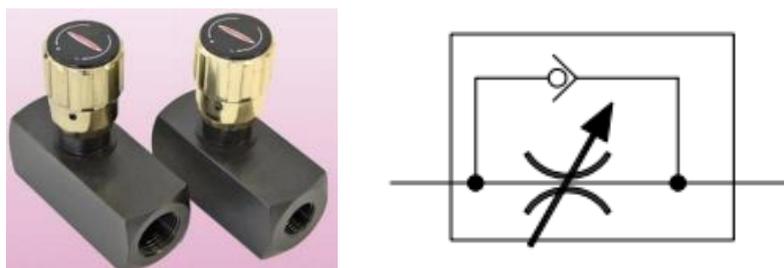


Figura 3-34. Válvula reguladora de caudal.

Tabla 3-35. Especificaciones de la válvula direccional.

Marca	IFP
Presión (Psi)	5000
Caudal (GPM)	15
Modelo	DG03-8C-115VAC
Centro	Tandem
Voltaje de solenoide (V)	115
Activación	Manual y por solenoide
Caída de presión (Psi)	13

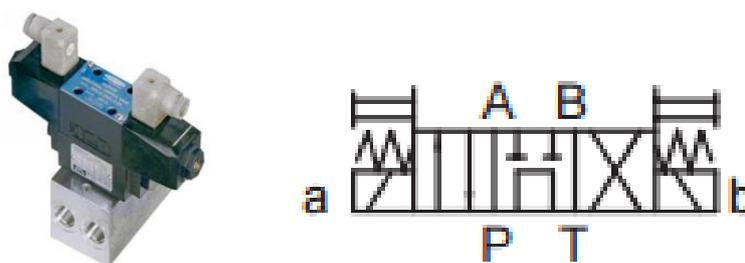


Figura 3-35. Válvula direccional.

Tabla 3-36. Especificaciones de la bomba de engranajes.

2GG9U22L	
Marca	Honor Hydraulics
RPM	1800
Presión (Psi)	4200
Caudal (GPM)	10
Material	Acero fundido

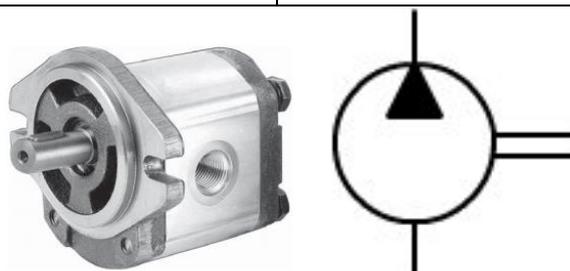


Figura 3-36. Bomba de engranajes.

Tabla 3-37. Especificaciones del motor del sistema.

Potencia (HP)	7.5
Marca	WEG
RPM	1800
Voltaje	110/220
Frame	213T

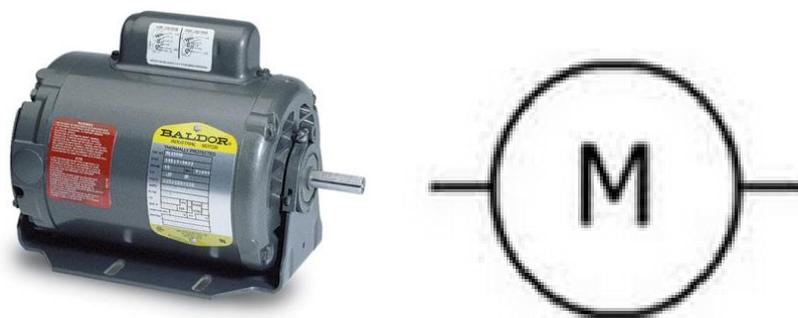


Figura 3-37. Motor eléctrico.

3.10 Circuito hidráulico

Se elaboraron esquemas del circuito hidráulico funcionando en las 3 situaciones en las que se encontrará el elevador, ascenso, descenso y neutral. La válvula direccional permite mover de forma ascendente y descendente el elevador por medio de un pulsador. Al soltar dicho pulsador la válvula se ubicará en una posición neutral en la cual el elevador se mantendrá estático.

3.10.1 Elevador en movimiento de ascenso

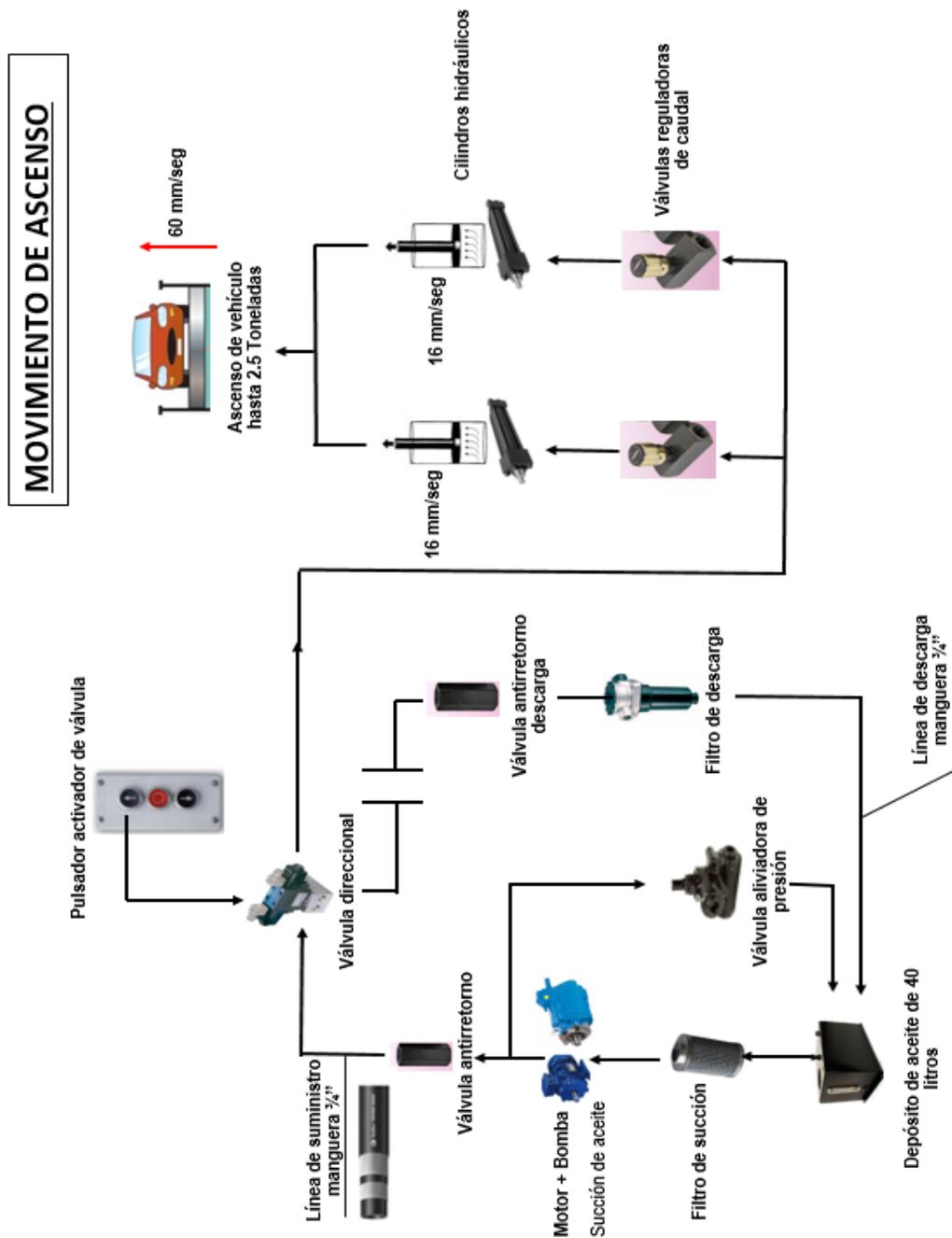


Figura 3-38. Esquema hidráulico en movimiento de ascenso.

3.10.2 Elevador en movimiento de descenso

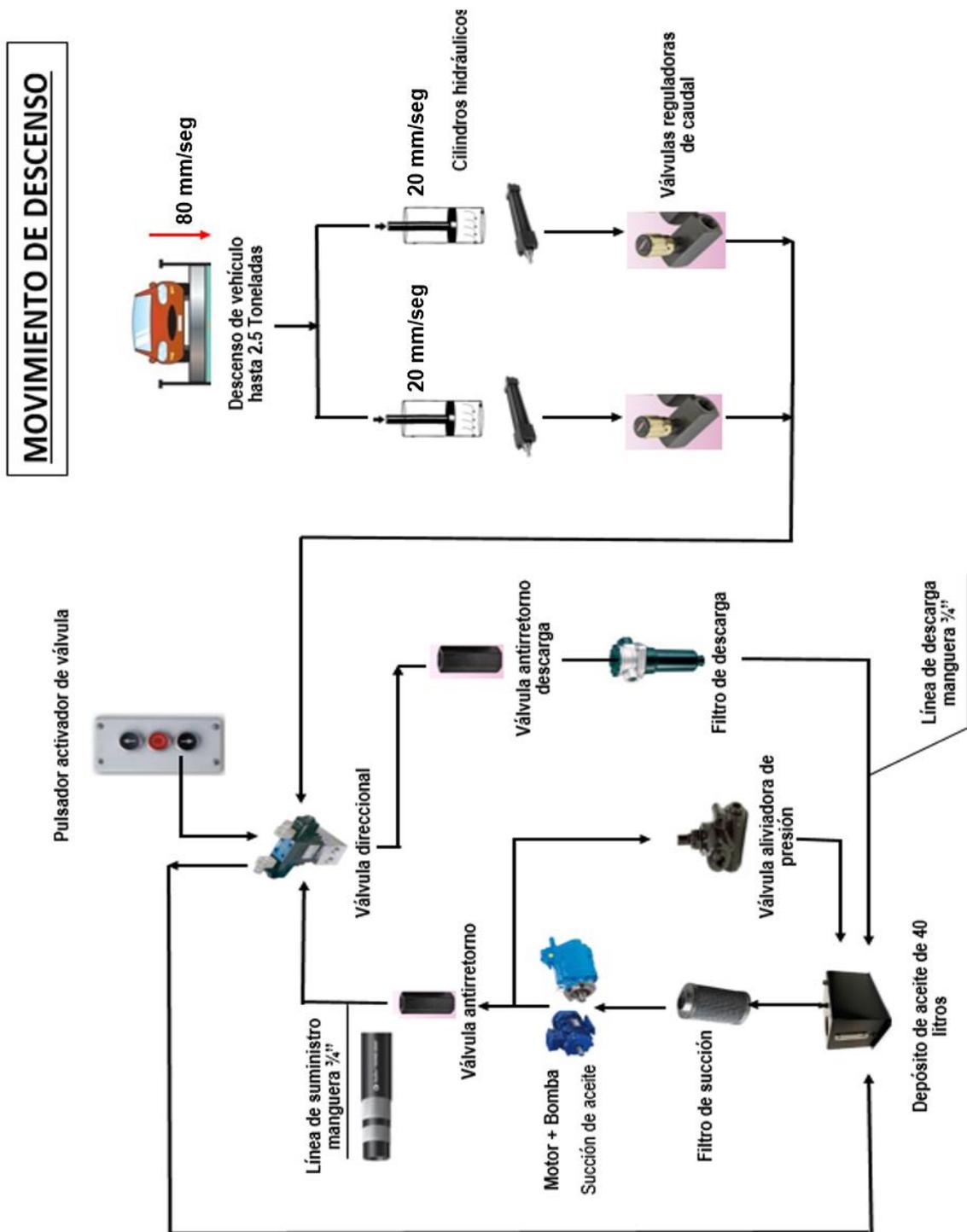


Figura 3-39. Esquema hidráulico en movimiento de descenso.

3.10.3 Elevador en posición neutral

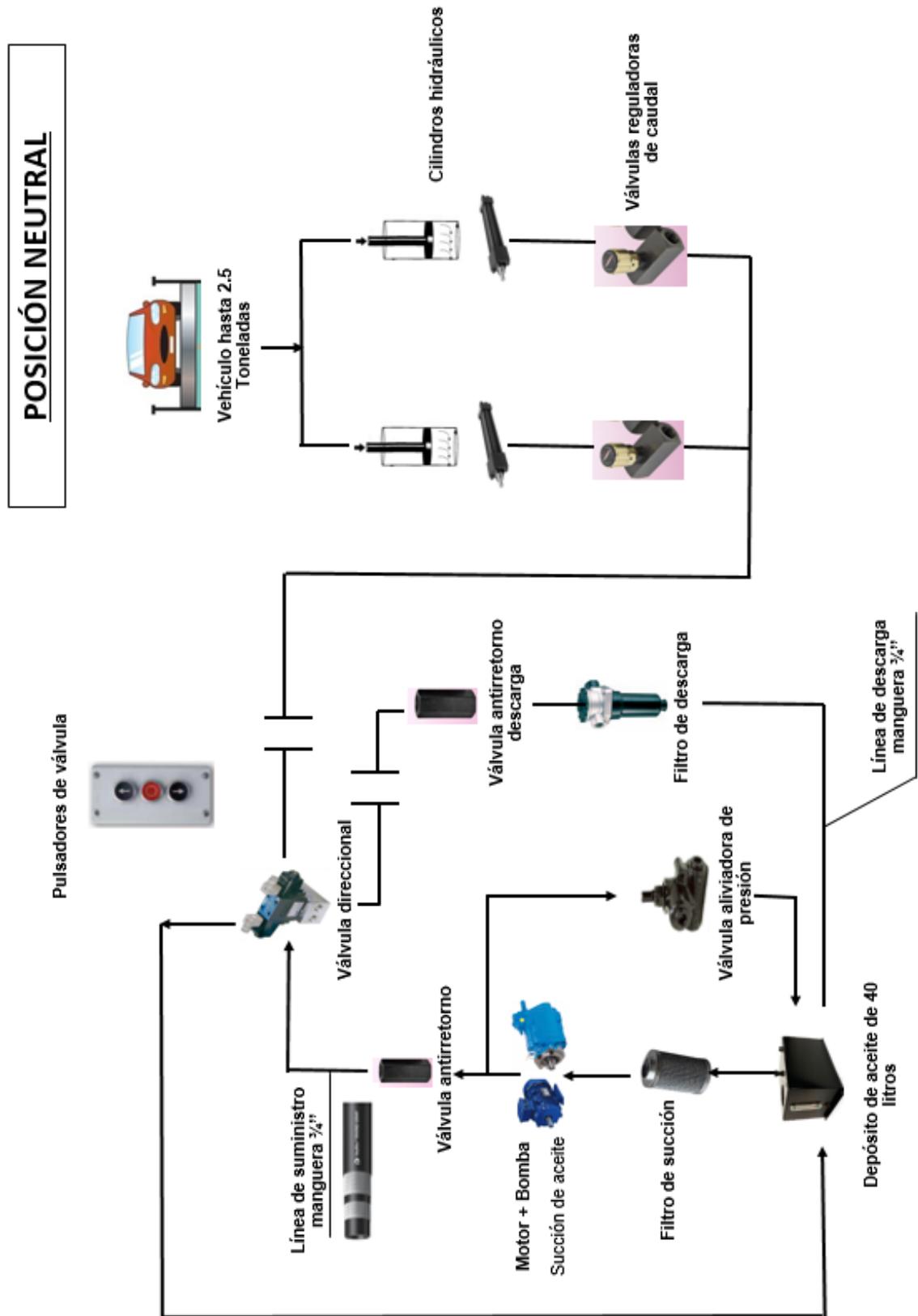


Figura 3-40. Esquema hidráulico en movimiento con elevador detenido.

3.11 Costos del elevador

La lista de materiales para fabricar el elevador es la siguiente:

3.11.1 Costos de la estructura

Tabla 3-38. Lista de elementos estructurales.

Componente	Longitud (m - c/u)	Material	Cant.	Costo unitario (USD)	Costo total (USD)
Correas G de 200x75x30x6 mm	6	ASTM A36	8	106.80	854.40
Plancha de 1220x2440x6 mm	-	ASTM A36	1	103.75	103.75
Plancha de 1220x2440x8 mm	-	ASTM A36	5	138.33	691.67
Plancha de 1220x2440x4 mm	-	ASTM A36	2	69.20	138.33
Plancha de 1220x2440x12 mm	-	ASTM A36	1	207.50	207.5
Tubo redondo de 4" y espesor 2 mm	6	ASTM A36	1	26.00	26.00
Tubo redondo de 6" y espesor 6 mm	6	ASTM A500	1	153.27	153.27
Tubo rectangular de 150x100x6 mm	6	ASTM A500	1	179.89	179.89
Platinas laminada de 100x6 mm	6	ASTM A36	2	42.70	85.40
Platinas laminada de 100x12 mm	6	ASTM A36	4	82.61	330.44

Correas G 200x50x25x4 mm	6	ASTM A36	4	44.59	178.36
Correas G100x50x25x4 mm	6	ASTM A36	4	29.33	117.32
Tubo rectangular 75x175x4 mm	6	ASTM A36	2	94.87	189.74
Plancha antideslizante de 1220x2440x2 mm	-	ASTM A36	3	43..28	129.84
Tubo cuadrado de 30x30x2	6	ASTMA3 6	2	9.80	19.60
Eje 3"	1	AISI 1018	1	79.10	79.10
Eje 1 ¾"	5	AISI 1018	1	28.59	142.95
Eje 2 ½"	1	AISI 1018	1	55.45	55.45
Sub-total de elementos estructurales (USD)					3683.00

3.11.2 Costos del sistema hidráulico

Tabla 3-39. Lista componentes hidráulicos.

Componente	Cantidad	Costo unitario (USD)	Costo total (USD)
Bomba de engranajes	1	158.00	158.00
Manguera hidráulica (10 metros)	1	20.00	20.00
Cilindro hidráulico	2	2640.00	5280.00
Aceite hidráulico (19 litros)	2	100.00	200.00
Válvula aliviadora de presión	1	82.40	82.40

Válvula reguladora de caudal	2	47.27	94.54
Válvula direccional 4/3	1	146.93	146.93
Válvula antirretorno	2	12.94	25.88
Filtro de descarga con cabeza de filtro	1	29.00	29.00
Filtro de depósito	1	26.00	26.00
Depósito de aceite (Incluye motor de 7.5 HP)	1	1250.00	1250.00
Sub-total de sistema hidráulico (USD)			7478.15

3.11.3 Costos adicionales

Tabla 3-40. Lista de otros componentes importantes.

Componente	Cantidad	Costo unitario (USD)	Costo total (USD)
Rodamientos 7307 A	8	150.00	1200.00
Rodamientos 7204 C	8	45.00	360.00
Pasadores tipo chaveta de 5 mm y 7 cm de largo	16	4.25	68.00
Pasadores tipo chaveta de 1cm de diámetro y 10 cm de largo	12	3.00	36.00
Anillos de retención de 25mm	8	0.50	4.00
Anillos de retención de 20 mm7307 A	8	0.45	3.60
Pernos M16	42	0.80	33.60
Pintura anticorrosiva	3	15.00	45.00
Sub-total de adicionales (USD)			1750.20

3.11.4 Costos de mecanizado

Tabla 3-41. Lista de operaciones para maquinado.

Operación	Costo por hora (USD/h)	Total de horas (h)	Costo total (USD)
Torneado	5	40	200.00
Taladrado	5	5	25.00
Soldadura	12	80	960.00
Corte por plasma	15	5	45.00
Fresado	8	40	320.00
Tronzado	3	5	15.00
Pulido	3	40	120.00
Tecles	5	5	25.00
Esmerilado	2	3	6.00
Cizalla	5	3	15.00
Sub-total de mecanizado (USD)			1731.00

3.11.5 Costos de totales

Tabla 3-42. Lista de final para estimación de costos.

Estructura	3683.00
Sistema hidráulico	7478.15
Costos adicionales	1750.20
Costos de mecanizado	1731.00
Gran Sub-total (USD)	14643.00
IVA (12%)	1757.10
Gran total (USD)	16400.00

Debido a la existencia de imprevistos y otro tipo de costos adicionales se fijó el precio en 18 000 USD. Este costo no incluye alguna obra civil que pudiese necesitarse, así como tampoco incluye el precio de la instalación eléctrica.

La importación de elevadores hidráulicos desde el extranjero genera costos adicionales. Se presenta a continuación la estimación del costo total de un elevador hidráulico de 18 000 dólares al ser importado desde Estados Unidos.

Tabla 3-43. Estimación de costo total con importación.

1. Costo	\$	18 000.00
2. Valor CIF desde origen a Guayaquil (Costo , seguro y flete)		21624.00
2.1 Flete de origen a Guayaquil		3200.00
2.2 Seguro (CFR)	2%	424.00
3. Nacionalización		2110.00
3.1 Agente afianzado		250.00
3.2 Almacenamiento (Bodega temporal)		500.00
3.3 Transporte local		600.00
3.4 Collect fee		160.00
3.5 Gastos en destino con naviera		600.00
4. Impuestos local (Discriminar)		5332.92
4.1 FODINFA (Fondo de desarrollo para la infancia)	0.5%	108.12
4.2 ARANCEL	20%	4324.80
4.4 Salvaguardia	0%	-
4.4 ISD (Impuesto a la salida de divisas)	5%	900.00
Total	\$	29 067.00

El costo adicional debido a la importación es del 62% para un elevador hidráulico proveniente de los Estados Unidos.

CAPÍTULO 4

4. DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES

Los elementos estructurales se analizaron para la condición de fatiga. Acorde a los cálculos realizados el factor de seguridad mínimo fue de 0.82, lo cual corresponde a una vida de 32 años, esto ocurre en el tubo inferior bridado de la estructura. Es por esto que ciertos componentes de la estructura son de acero A500 ya que tiene mejores propiedades mecánicas que el A36 y de igual manera es muy utilizado en el mercado nacional, de usar el A36 ciertos elementos fallarían por fluencia. La estructura se diseñó de tal manera que cuando se encuentre en su posición de descenso la estructura se apoye en el suelo y no sobre el cuerpo de cilindro hidráulico. Estas vigas de soporte tienen un factor de seguridad a fatiga de 2.

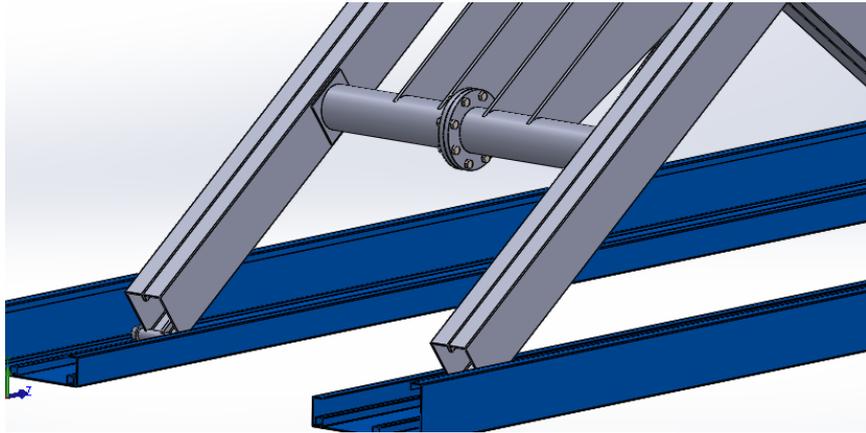


Figura 4-1. Ilustración gráfica del tubo con menor tiempo de vida

Los pasadores principales se encuentran en las esquinas de las vigas que forman las tijeras, estos son de acero AISI-1018. Estos están sometidos a cargas significativas de flexión, sus factores de seguridad estáticos y a fatiga son de 3 y de 2.5 respectivamente. Para los inferiores debido a lo poca variación de los esfuerzos se analizó de forma estática dándonos un factor de seguridad de 2.4. La norma AISC especifica un mínimo de 1.67 de factor de seguridad en elementos en flexión.

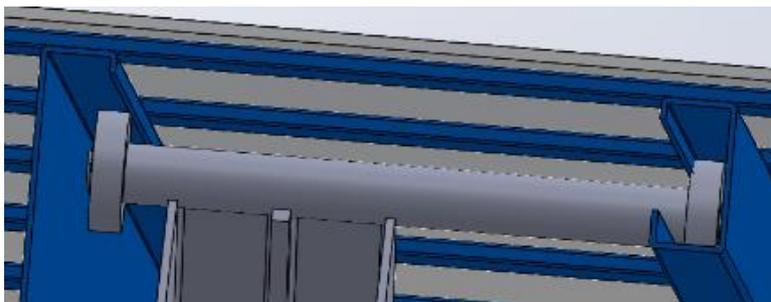


Figura 4-2. Muestra de los pasadores superiores.

Los pasadores para uniones mecánicas se analizaron por cortante, existen pasadores de 6 cm, 5 cm y 3 cm. El mínimo factor de seguridad por cortante obtenido es de 3.8 muy por encima del 1.67 que es el permisible por la norma. El pasador que más se esfuerza es el que se encuentra en el extremo inferior del cilindro hidráulico, este elemento tiene vida infinita pero en el orificio donde se encuentra un pasador de 5 cm, hay un factor de seguridad de aplastamiento de 2 el cual según la norma AISC es el mínimo para esta condición.

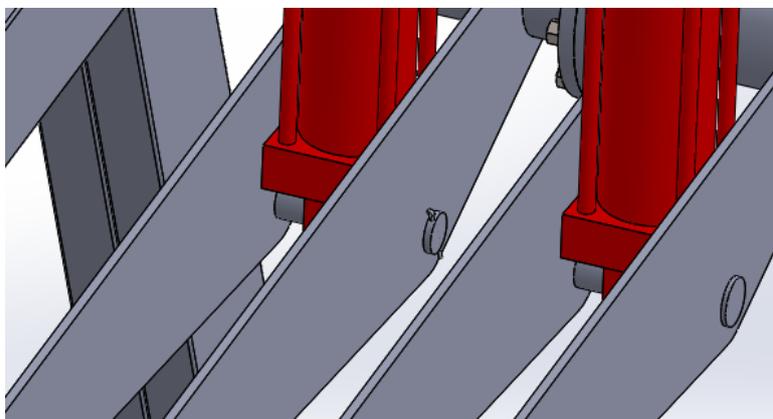


Figura 4-3. Ilustración de los orificios que más se esfuerzan

El análisis de pandeo solamente se aplicó al vástago del cilindro hidráulico, ya que este está sometido a compresión. El esfuerzo crítico para pandeo es de 280 MPA y el valor al cual está sometido es de 90.3 MPA. Es por esto que no hay falla por pandeo ya que el factor de seguridad permitido por la norma es de 1.67 y el de este diseño es de 3.

Los rodamientos que se seleccionaron pueden resistir tanto carga axial como radial. Son de contacto angular de una sola hilera. La vida de los mismos es de 11 años. El proceso de cálculo para la selección de los mismos es normalizado ya que todos los proveedores importantes de estos elementos mecánicos cumplen gran cantidad de estándares de calidad.

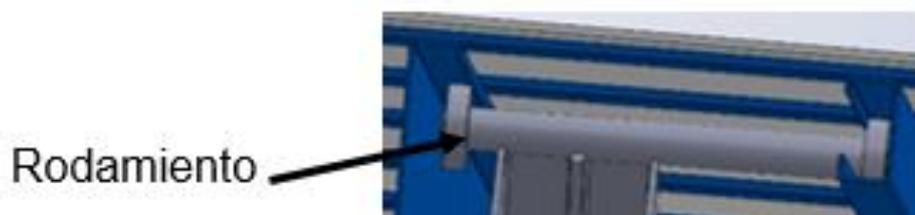


Figura 4-4. Rodamientos en el riel de la plataforma.

Los cilindros hidráulicos tienen características especiales, tales como carrera, medio de fijación a la estructura y amortiguamiento. Este cilindro hidráulico tiene amortiguamiento delantero ya que es de simple efecto. Este cilindro cuenta con horquillas en ambos extremos para su montaje. El elevador ejerce la mayor fuerza en el pistón cuando se encuentra en su posición inferior, con un valor de 191 KN, considerando la capacidad máxima del vehículo y de la estructura que se va a levantar. El cilindro hidráulico seleccionado para esta operación soporta hasta 3000 psi, que abarca la fuerza máxima que necesita el elevador (2300 psi). Las aceleraciones al inicio de la carrera y al final de la carrera se amortiguan debido a las características propias del cilindro seleccionado. Los cilindros hidráulicos de este elevador se encuentran en una posición inclinada la cual varía cuando el vástago empieza a moverse. Cuando la bomba se pone en funcionamiento el fluido empieza a ejercer presión dentro de los cilindros, aumentando de una forma rápida hasta el punto que se requiere para su movimiento, y esta a su vez empieza a disminuir cuando el vástago se desplaza, porque requiere de menor fuerza para poder levantarlo.

Se puede observar en la gráfica de Potencia Vs tiempo, que la máxima requerida no se encuentra en la posición baja del elevador, ya que su velocidad al inicio es relativamente cero, y se considera máxima cuando el vástago haya alcanzado su velocidad de operación, eligiendo un motor con potencia de 7.5HP. Este motor se acopla a una bomba de caudal máximo de 10 GPM, un valor mayor al requerido.

Mediante el uso de una válvula reguladora de caudal se consiguen los 3 GPM necesarios para dar a los vástagos una velocidad de 16 mm/seg. Además se cuenta con una válvula aliviadora de presión, esta hace un BY-PASS que permite que el aceite regrese al tanque una vez que el elevador ha llegado a su posición final de ascenso, de esta manera la presión no aumenta, así eliminamos el riesgo de que falle algún componente hidráulico por exceso de presión, la presión de trabajo de esta válvula es de 2400 psi aproximadamente. Las válvulas antirretorno, evitan el retroflujo del aceite tanto en las líneas de suministro como de descarga.

Se selecciona un aceite hidráulico para aplicaciones industriales que es el ISO 46. El aceite va en un depósito que tiene 50 litros de capacidad, lo cual es casi 4 veces el volumen de las cámaras de los actuadores. Este depósito debe poseer mirilla, filtro, medidor de nivel, entre otros. El aceite se transporta por una manguera de $\frac{3}{4}$ " de diámetro interno, la presión de trabajo de esta es de 3120 psi, muy por encima de los 2400 psi con los que trabaja nuestra central hidráulica. Esta manguera tiene una presión de ruptura de 12480 psi, es de caucho sintético reforzado con trenzas de acero.

Los demás elementos adicionales tales como filtros y manómetros se seleccionan conociendo la presión y el caudal de trabajo.

El mecanismo requirió de un estudio de su movimiento relacionando las velocidades del vástago del cilindro hidráulico y la plataforma, para un tiempo aproximado de subida. Se tuvo una velocidad promedio del vástago del cilindro

de 16 mm/s, dando como resultados variaciones de velocidades en la plataforma, teniendo un máximo de 100 mm/s, con una velocidad promedio de 60 mm/s. Los gráficos de aceleración que relacionan estos dos puntos importantes, muestran que permanecen casi en cero en todo su recorrido, excepto al comienzo y final. Estos valores de aceleración al comienzo y al final del recorrido de la plataforma no generan golpeteo o malestar para las personas que se encuentran en el elevador.

Se realizó un cálculo muy aproximado de las aceleraciones del vástago, para poder observar el movimiento real en su carrera. Se usaron ecuaciones de movimiento rectilíneo uniformemente variado para su comprensión, y aunque los valores no son exactos y existen variaciones grandes, se pudo simular el movimiento del elevador en el programa de SolidWorks.

Mediante la norma UNE– 101-149-86 se realizaron los esquemas técnicos del sistema hidráulico para los tres casos de interés.

Movimiento ascendente

Se encuentra presionado el pulsador que acciona el solenoide S1, la válvula se ubica en la posición mostrada conectando la vía entre la bomba y los actuadores

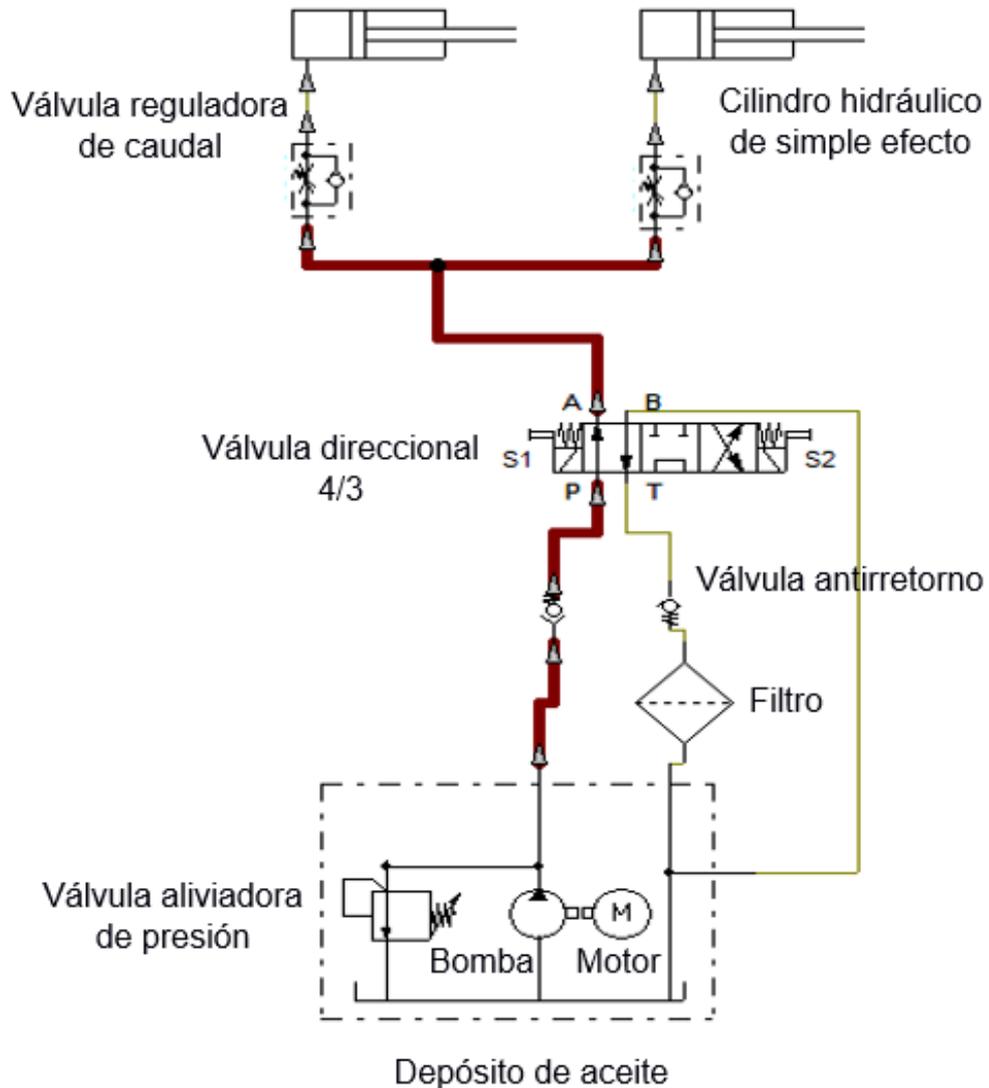


Figura 4-5. Circuito hidráulico en movimiento de ascenso.

Movimiento descendente

Se encuentra presionado el pulsador que acciona el solenoide S2, la válvula se ubica en la posición mostrada permitiendo el flujo de aceite de los cilindros de vuelta al depósito

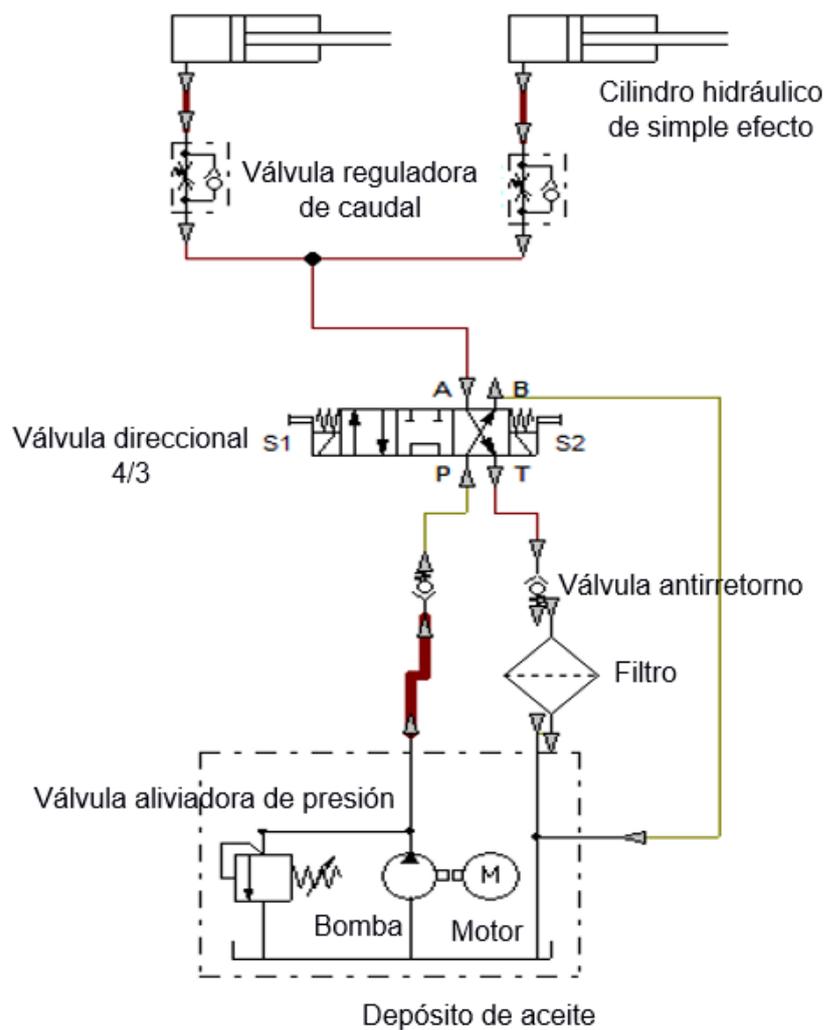


Figura 4-6. Circuito hidráulico en movimiento de descenso.

Posición neutral

No se encuentra accionado ningún solenoide por lo que el elevador no se mueve, la válvula conecta las vías entre la bomba y el tanque directamente.

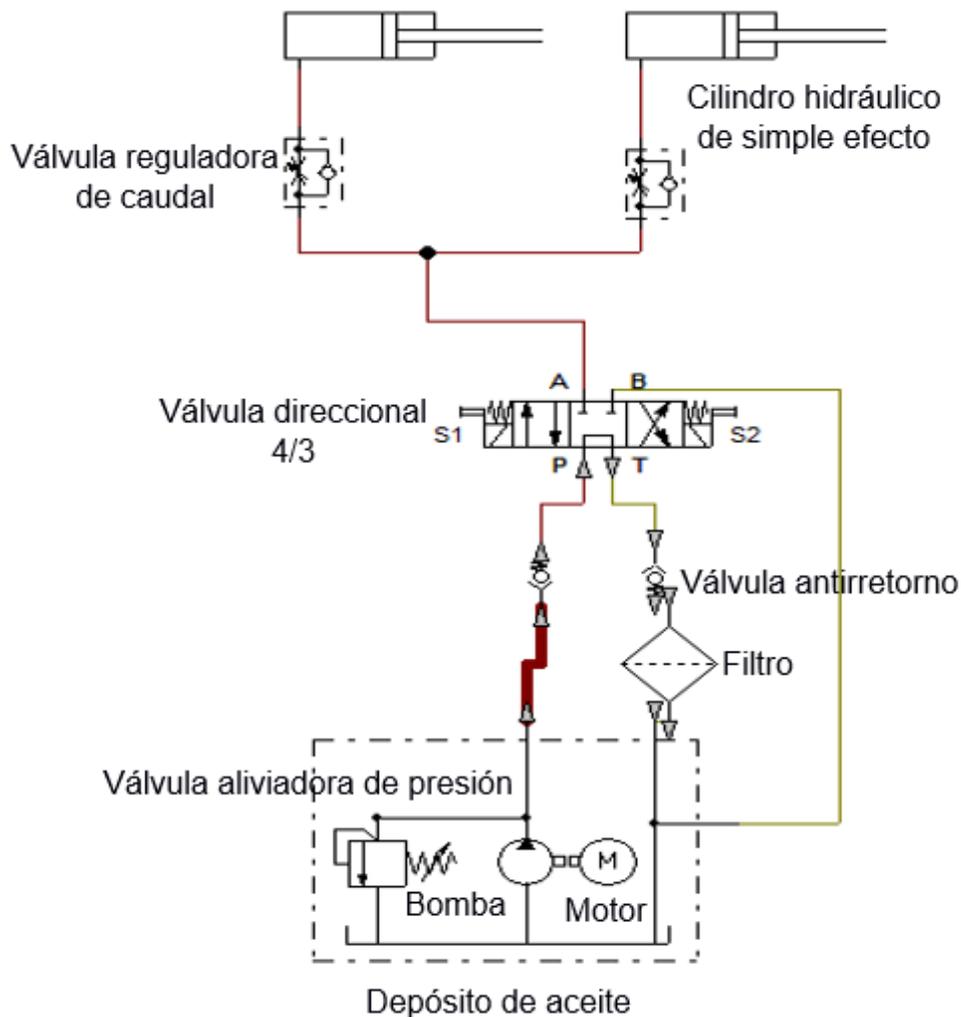


Figura 4-7. Circuito hidráulico en posición detenida.

El precio es de \$ 18000 sin considerar obra civil y eléctrica. Este valor es semejante a otros elevadores del mercado internacional. El costo de importar una máquina similar del mismo precio desde Estados Unidos representaría un pago extra del 62%. De ser importado desde otros países como España, Italia, China, etcétera. El costo será aún más elevado que el mencionado.

4.1 Conclusiones

Se diseñó un elevador para una carga de 2500 Kg a una altura de 3.5 metros, por lo que sí podría ser utilizado en parques donde se construya un segundo nivel.

Basándonos en información técnica sobre elevadores pudimos empezar a refinar el cálculo de las dimensiones del elevador para poder ingresar dicho modelo a ANSYS APDL y obtener los valores de esfuerzos y fuerzas en cada elemento de interés de la estructura.

Se realizó el diseño detallado los elementos estructurales, así como también de los elementos de fijación mecánica (pernos, pasadores). También se analizaron otros factores como el pandeo, soldadura, entre otros. Se seleccionó elementos adicionales como rodamientos, anillos de retención y pasadores de chaveta para completar el diseño. Como parte de este diseño detallado se iteró hasta conocer cuáles elementos estructurales cumplían con los requerimientos de desempeño sin aumentar excesivamente el peso de la estructura.

Una vez desarrollado el análisis cinemático del elevador se seleccionó una velocidad para el vástago, de tal forma que el elevador tomase un tiempo de 45 segundos en acabar la carrera de ascenso. Con esto se pudo dibujar y simular el movimiento de la estructura en SOLIDWORKS así como también obtener las curvas de velocidad y aceleración en función del tiempo.

Se seleccionaron los elementos del sistema hidráulico, este es el que permite controlar el elevador a conveniencia, tomando en cuenta también que las centrales hidráulicas deben desarrollarse teniendo en cuenta requisitos de seguridad además de facilidades en el control ergonómico de la plataforma. El sistema hidráulico cumplió con las recomendaciones de la norma UNE 58321.

Se estimó el precio de la plataforma, este no fue disparado en comparación a otros elevadores en venta, además, fabricar un elevador nacional, pese a que tomará tiempo y costará una suma significativa, permite ahorrarse el coste extra por la importación de la máquina.

Se cumplió con el diseño del elevador usando material disponible en el mercado nacional, de esta manera se ha aportado al desarrollo de la matriz productiva del Ecuador.

4.2 Recomendaciones

- Se debe antes de empezar a realizar el diseño de un elevador hidráulico, conocer las presiones con las que trabajan este tipo de máquinas. Suponer presiones de trabajo mayores a los 3000 psi no es apropiado porque en el mercado nacional no hay bombas con esa capacidad. Esta variable es importante ya que junto a la dimensión del cilindro hidráulico permite obtener la fuerza ejercida de elevación.
- Es importante conocer las normas relacionadas con el diseño de elevadores como las normas UNE, y las de diseño de estructuras de acero AISC.
- Tener en cuenta que las dimensiones asignadas a elementos diseñados deben ser acorde al material que se encuentra en el mercado y que pueda maquinarse de la manera deseada.
- El uso de programas de simulación para elementos finitos o dibujo son herramientas de mucha importancia para poder realizar un diseño y poder presentarlo de una manera práctica y agradable a la vista.
- Los elementos seleccionados para un diseño deben tener funcionar de manera correcta pero también tener un peso no excesivo.
- En el diseño deben considerarse factores de influencia como transporte, mantenimiento, seguridad y ergonomía. Ya que este tipo de máquinas son utilizadas por personas por lo cual deben ser de fácil uso y no representar un riesgo para nadie.

BIBLIOGRAFÍA

AISC (American Institute of Steel Construction). (2010). ANSI/AISC 360-10. En A. L. acero, Especificación ANSI/AISC 360-10 para construcciones de acero. (págs. 10-315). Santiago de Chile: American Institute of Steel Construction.

ANAPAT (Asociación nacional de alquiladores de plataformas áreas de trabajo). (2002). UNE 58921 IN. En ANAPAT, Instrucciones para instalación , manejo , revisiones e inspecciones de plataformas elevadoras (págs. 1-11). Bruselas.

Asociación nacional de alquiladores de plataformas de áreas de trabajo. (2002). EN 280. En ANAPAT, EN 280:2001 (págs. 6-42). Bruselas.

Ferdinand P. Beer - E. Russell Johnston, J. -E. (2007). Mecánica vectorial para ingenieros estática. México D.F: Mc Graw Hill.

L.Norton, R. (2011). Diseño de máquinas. México D.F: Pearson.

Norton, R. L. (2009). Diseño de maquinaria. México D.F: MC Graw Hill.

Quirion, P. (2000). Fundamentos de hidráulica. Canadá: Lab-Volt.

APÉNDICES

APÉNDICE A

Fatiga en elementos estructurales

Tabla A.1 Lista de esfuerzos para las correas diagonales.

Correa de 200x150x6 mm de acero A36					
Esfuerzos máximos	σ_x (Mpa)	137	Esfuerzos de amplitud	σ_{ax} (Mpa)	40.15
	σ_y (Mpa)	0		σ_{ay} (Mpa)	0
	σ_z (Mpa)	0		σ_{az} (Mpa)	0
	τ_{xy} (Mpa)	2.3		τ_{axy} (Mpa)	-0.865
	τ_{xz} (Mpa)	2.3		τ_{axz} (Mpa)	10.635
	τ_{yz} (Mpa)	0		τ_{ayz} (Mpa)	0
Esfuerzos mínimos	σ_x (Mpa)	56	Esfuerzos medios	σ_{mx} (Mpa)	96.85
	σ_y (Mpa)	0		σ_{my} (Mpa)	0
	σ_z (Mpa)	0		σ_{mz} (Mpa)	0
	τ_{xy} (Mpa)	4		τ_{mxy} (Mpa)	3.135
	τ_{xz} (Mpa)	-19		τ_{mxz} (Mpa)	-8.365
	τ_{yz} (Mpa)	0		τ_{myz} (Mpa)	0
Von Misses máximo (Mpa)		137			
η_e		1.80			
Von Misses mínimo (Mpa)		66			
η_e		3.76			
σ_a' (Mpa)		44			
σ_m' (Mpa)		98			
Posición inferior					
$F_x ; M_x$		150.6 KN ; - 5.3 NM			
$F_y ; M_y$		-44.2 KN; -1.7 NM			
$F_z ; M_z$		24.6 KN ; 0 NM			
Posición superior					
$F_x ; M_x$		34.86 KN ; -1 NM			
$F_y ; M_y$		-60.26 KN ; -1.13 NM			
$F_z ; M_z$		17.52 KN ; 0 NM			

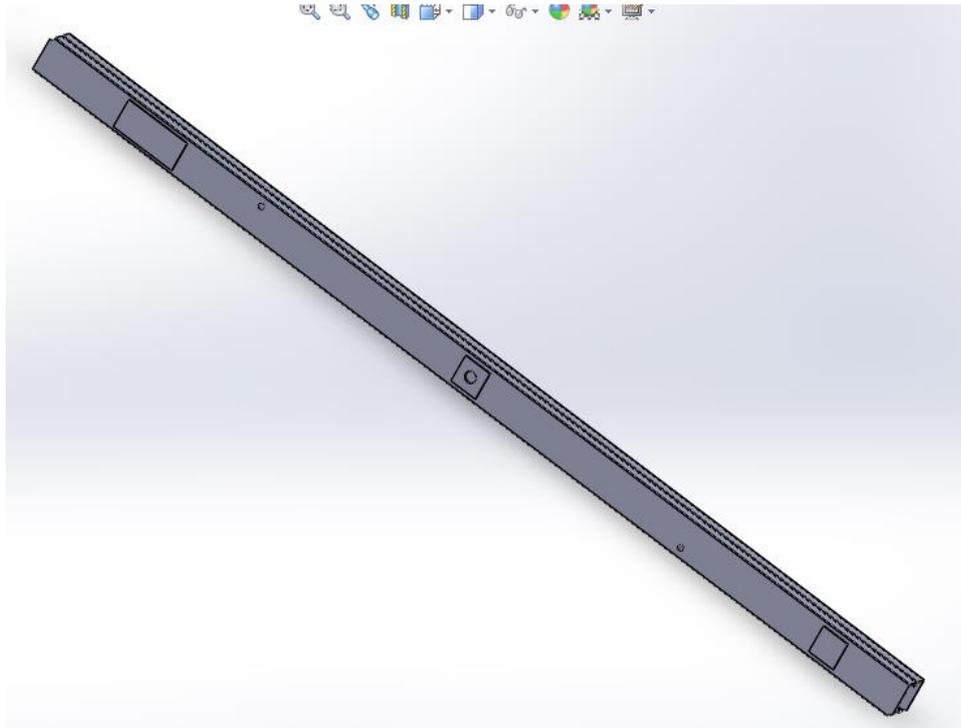


Figura A.1 Correa diagonal de la estructura.

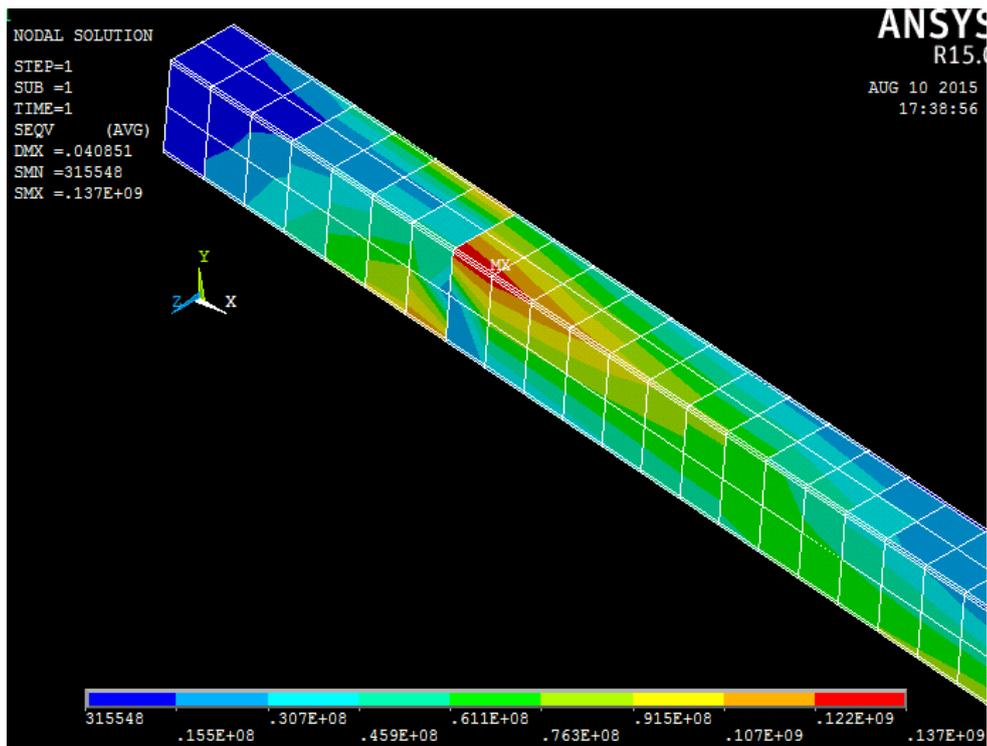


Figura A.2 Distribución de esfuerzo en la correa diagonal.

Se obtienen las constantes de superficie y tamaño para usar la [Ec – 14]:

$$C_{\text{superficie}} = A * S_{\text{ut}}^b \quad [\text{Ec} - 15]$$

$$C_{\text{tamaño}} = 1.189 * d^{-0.097} \quad [\text{Ec} - 16]$$

$$d = \sqrt{\frac{0.05 * b * h}{0.0766}} \quad [\text{Ec} - 17]$$

Donde A y b son constantes que dependen de la superficie del material, en este caso para un material rolando en caliente $A=57.7$ y $b=-0.718$

$$C_{\text{superficie}} = 57.7 * 345^{-0.718} = 0.87$$

Para aplicar la [Ec – 17] se debe saber que b y h son las medidas del tubo cuadrado que son 200 mm y 150 mm respectivamente.

$$d = \sqrt{\frac{0.05 * b * h}{0.0766}} = \sqrt{\frac{0.05 * 0.2 * 0.150}{0.0766}} = 0.1399 \text{ m} = 139.9 \text{ mm}$$

$$C_{\text{tamaño}} = 1.189 * 139.9^{-0.097} = 0.74$$

Tabla A.2 Constantes del límite de fatiga de la correa.

Constantes	
Carga (flexión)	1
Temperatura	1
Confiabilidad (99.9%)	0.75
Superficie	0.87
Tamaño	0.74

Ahora se calcula el valor del límite de fatiga con la [Ec – 14]:

$$S_e = C_{\text{tamaño}} * C_{\text{confiabilidad}} * C_{\text{temperatura}} * C_{\text{superficie}} * C_{\text{carga}} * 0.5 * S_{\text{ut}}$$

$$S_e = 0.74 * 0.75 * 1 * 0.87 * 1 * 0.5 * 345 = 83 \text{ Mpa}$$

$$\frac{1}{\eta_f} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{\text{ut}}} * k_f = \frac{44}{83} + \frac{98}{345} * 1.1 \rightarrow \eta_f = 1.15 \text{ (Vida infinita)}$$

Tabla A.3 Lista de esfuerzos para platinas de fijación.

Platinas de 100x6 mm de acero A36					
Esfuerzos máximos	σ_x (Mpa)	-3.11	Esfuerzos de amplitud	σ_{ax} (Mpa)	0.2
	σ_y (Mpa)	0		σ_{ay} (Mpa)	0
	σ_z (Mpa)	0		σ_{az} (Mpa)	0
	τ_{xy} (Mpa)	-5		τ_{axy} (Mpa)	-2
	τ_{xz} (Mpa)	-0.4		τ_{axz} (Mpa)	0.25
	τ_{yz} (Mpa)	0		τ_{ayz} (Mpa)	0
Esfuerzos mínimos	σ_x (Mpa)	-3.5	Esfuerzos medios	σ_{mx} (Mpa)	-3.3
	σ_y (Mpa)	0		σ_{my} (Mpa)	0
	σ_z (Mpa)	0		σ_{mz} (Mpa)	0
	τ_{xy} (Mpa)	-1		τ_{mxy} (Mpa)	-3
	τ_{xz} (Mpa)	-0.9		τ_{mxz} (Mpa)	-0.65
	τ_{yz} (Mpa)	0		τ_{myz} (Mpa)	0
Von Mises máximo (Mpa)		9.2			
η_e		27			
Von Mises mínimo (Mpa)		4.2			
η_e		59			
σ_a' (Mpa)		3.5			
σ_m' (Mpa)		6.3			
Posición inferior					
$F_x ; M_x$		-7.4 KN ; - 5.8 NM			
$F_y ; M_y$		-37.4 KN; -1.4 NM			
$F_z ; M_z$		2.33 KN ; 0 NM			
Posición superior					
$F_x ; M_x$		-5.2 N ; 2.14 NM			
$F_y ; M_y$		-75 N ; - 1 NM			
$F_z ; M_z$		3 N ; 0 NM			

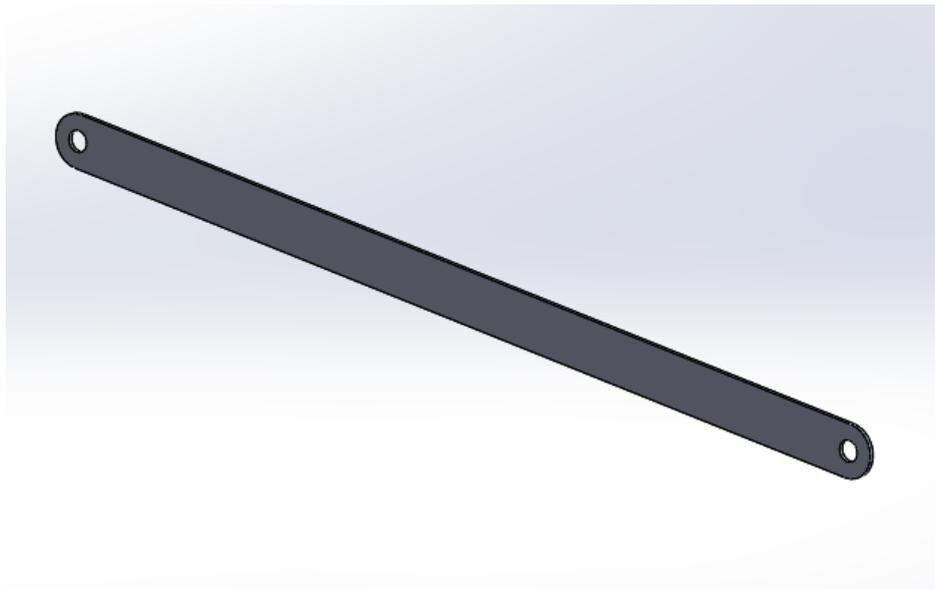


Figura A.3 Platinas de fijación.

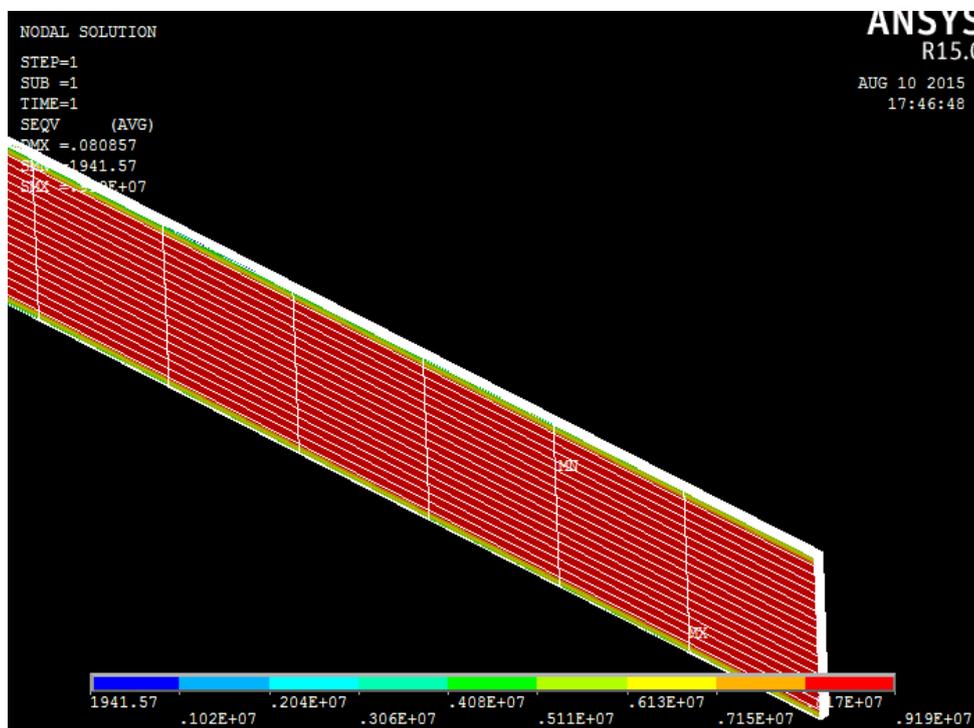


Figura A.4 Distribución de esfuerzos en la platina de fijación.

Se calcula el coeficiente de superficie

$$C_{\text{superficie}} = 57.7 * 345^{-0.718} = 0.87$$

Para aplicar la [Ec – 17] se debe saber que b y h son las medidas de la platina que son 100 mm y 6 mm respectivamente.

$$d = \sqrt{\frac{0.05 * b * h}{0.0766}} = \sqrt{\frac{0.05 * 0.1 * 0.006}{0.0766}} = 0.0198 \text{ m} = 19.8 \text{ mm}$$

$$C_{\text{tamaño}} = 1.189 * 19.8^{-0.097} = 0.89$$

Tabla A.4 Constantes del límite de fatiga para platinas de fijación

Constantes	
Carga (flexión)	1
Temperatura	1
Confiabilidad (99.9%)	0.75
Superficie	0.87
Tamaño	0.89

Ahora se calcula el valor del límite de fatiga con la [Ec – 14]:

$$S_e = C_{\text{tamaño}} * C_{\text{confiabilidad}} * C_{\text{temperatura}} * C_{\text{superficie}} * C_{\text{carga}} * 0.5 * S_{ut}$$

$$S_e = 0.89 * 0.75 * 1 * 0.87 * 1 * 0.5 * 345 = 100.5 \text{ Mpa}$$

$$\frac{1}{\eta_f} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} * k_f = \frac{3.5}{100.5} + \frac{6.3}{345} * 1.9 \rightarrow \eta_f = 12 \text{ (Vida infinita)}$$

Tabla A.5 Lista de esfuerzos para eslabón triangular de soporte.

Platinas de 150x12 mm de acero A36					
Esfuerzos máximos	σ_x (Mpa)	148	Esfuerzos de amplitud	σ_{ax} (Mpa)	36
	σ_y (Mpa)	0		σ_{ay} (Mpa)	0
	σ_z (Mpa)	0		σ_{az} (Mpa)	0
	τ_{xy} (Mpa)	-0.7		τ_{axy} (Mpa)	1.15
	τ_{xz} (Mpa)	-0.5		τ_{axz} (Mpa)	-0.1
	τ_{yz} (Mpa)	0		τ_{ayz} (Mpa)	0
Esfuerzos mínimos	σ_x (Mpa)	90	Esfuerzos medios	σ_{mx} (Mpa)	126
	σ_y (Mpa)	0		σ_{my} (Mpa)	0
	σ_z (Mpa)	0		σ_{mz} (Mpa)	0
	τ_{xy} (Mpa)	-3		τ_{mxy} (Mpa)	-1.85
	τ_{xz} (Mpa)	-0.3		τ_{mxz} (Mpa)	-0.4
	τ_{yz} (Mpa)	0		τ_{myz} (Mpa)	0
Von Misses máximo (Mpa)		162			
η_e		1.70			
Von Misses mínimo (Mpa)		90.2			
η_e		2.75			
σ_a' (Mpa)		36.1			
σ_m' (Mpa)		126			
Posición inferior					
$F_x ; M_x$		-80.1 KN ; 0 NM			
$F_y ; M_y$		24.137 KN; 0 NM			
$F_z ; M_z$		1 KN ; 0 NM			
Posición superior					
$F_x ; M_x$		-17.9 KN ; 0 NM			
$F_y ; M_y$		32.2 K N ; 0 NM			
$F_z ; M_z$		-204 ; 0 NM			

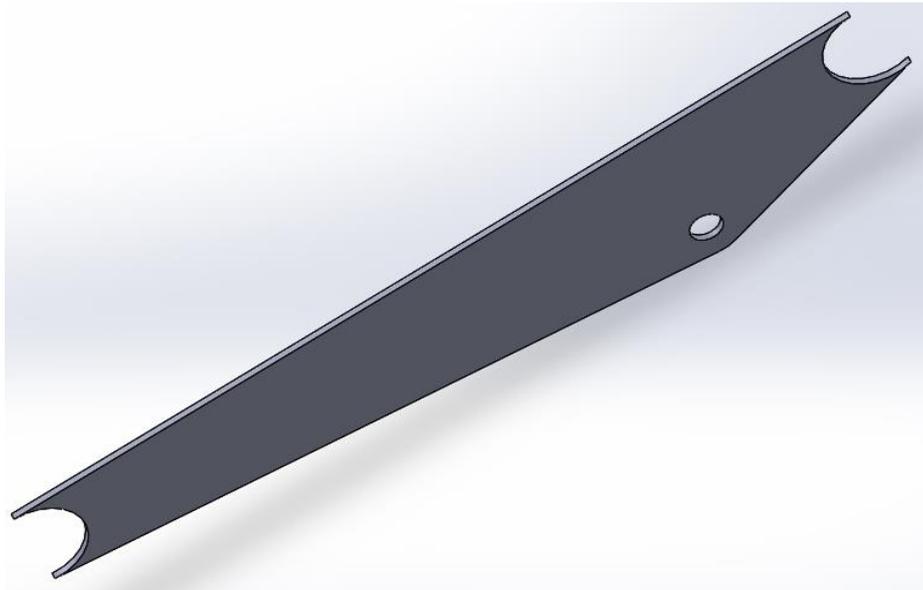


Figura A.5 Ilustración grafica del soporte triangular

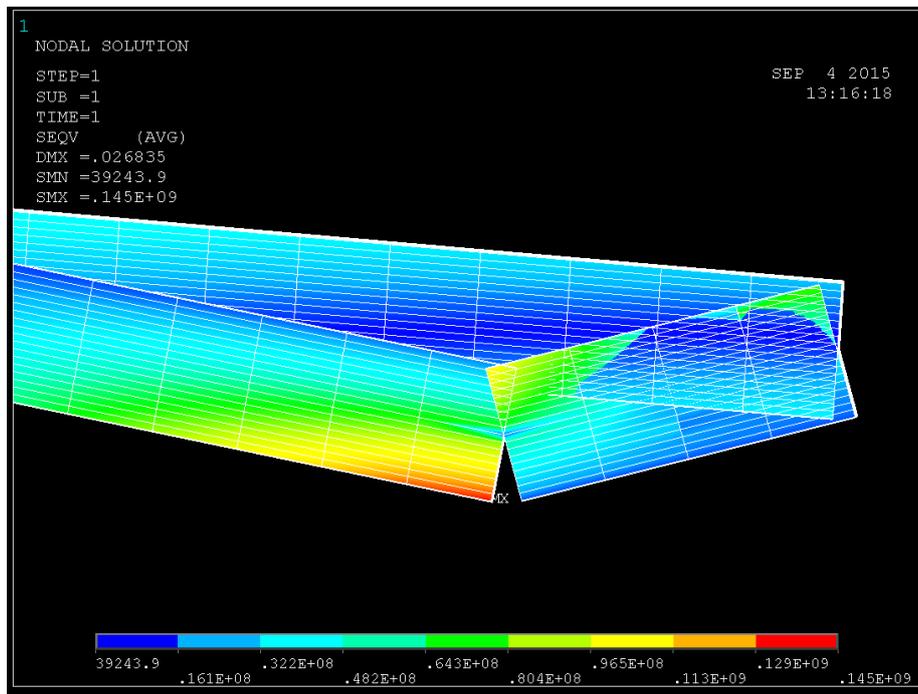


Figura A.6 Modelo en APDL del soporte triangular

Se calcula el coeficiente de superficie

$$C_{\text{superficie}} = 57.7 * 345^{-0.718} = 0.87$$

Para aplicar la [Ec – 17] se debe saber que b y h son las medidas de la platina que son 150 mm y 12 mm respectivamente.

$$d = \sqrt{\frac{0.05 * b * h}{0.0766}} = \sqrt{\frac{0.05 * 0.15 * 0.016}{0.0766}} = 0.0343 \text{ m} = 34.3 \text{ mm}$$

$$C_{\text{tamaño}} = 1.189 * 34.3^{-0.097} = 0.84$$

Tabla A.6 Constantes del límite de fatiga para el eslabón triangular

Constantes	
Carga (flexión)	1
Temperatura	1
Confiabilidad (99.9%)	0.75
Superficie	0.87
Tamaño	0.84

Ahora se calcula el valor del límite de fatiga con la [Ec – 14]:

$$S_e = C_{\text{tamaño}} * C_{\text{confiabilidad}} * C_{\text{temperatura}} * C_{\text{superficie}} * C_{\text{carga}} * 0.5 * S_{ut}$$

$$S_e = 0.84 * 0.75 * 1 * 0.87 * 1 * 0.5 * 345 = 95.3 \text{ Mpa}$$

$$\frac{1}{\eta_f} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} * k_f = \frac{36.1}{95.3} + \frac{126}{345} * 1.9 \rightarrow \eta_f = 0.92$$

Estos elementos no tendrán vida infinita por lo que se obtiene el número de años que tendrá de vida.

$$S_m = 0.9 * S_{ut} = 310 \text{ MPa} \quad \wedge \quad S_n = 95.3 \text{ MPa} \quad \wedge \quad S_f = K_f * \sigma'_a = 1.9 * 36.1 = 69 \text{ MPa}$$

$$a = \frac{S_m^2}{S_n} = \frac{310^2}{95.3} = 1009 \quad \wedge \quad b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{310}{95.3}\right) = -0.17$$

$$N = \left(\frac{S_f}{a}\right)^{\frac{1}{b}} = \left(\frac{69}{1009}\right)^{-\frac{1}{0.17}} = 7131627 \text{ ciclos} \quad \rightarrow \text{años} = \frac{7131627}{100 * 365} = 195 \text{ años}$$

Tabla A.7 Lista de esfuerzos para tubos circulares de unión.

Tubo redondo de 4" y espesor 2 mm de acero A36					
Esfuerzos máximos	σ_x (Mpa)	18.5	Esfuerzos de amplitud	σ_{ax} (Mpa)	4.75
	σ_y (Mpa)	0		σ_{ay} (Mpa)	0
	σ_z (Mpa)	0		σ_{az} (Mpa)	0
	τ_{xy} (Mpa)	0		τ_{axy} (Mpa)	0
	τ_{xz} (Mpa)	0		τ_{axz} (Mpa)	0
	τ_{yz} (Mpa)	0		τ_{ayz} (Mpa)	0
Esfuerzos mínimos	σ_x (Mpa)	90	Esfuerzos medios	σ_{mx} (Mpa)	13.75
	σ_y (Mpa)	0		σ_{my} (Mpa)	0
	σ_z (Mpa)	0		σ_{mz} (Mpa)	0
	τ_{xy} (Mpa)	0		τ_{mxy} (Mpa)	0
	τ_{xz} (Mpa)	0		τ_{mxz} (Mpa)	0
	τ_{yz} (Mpa)	0		τ_{myz} (Mpa)	0
Von Misses máximo (Mpa)		18.5			
η_e		13.40			
Von Misses mínimo (Mpa)		9			
η_e		28			
σ_a' (Mpa)		4.8			
σ_m' (Mpa)		13.8			
Posición inferior					
$F_x ; M_x$		7.3 N ; 0 NM			
$F_y ; M_y$		-36.11 KN ; 0 NM			
$F_z ; M_z$		5 KN ; 0 NM			
Posición superior					
$F_x ; M_x$		0 KN ; 0 NM			
$F_y ; M_y$		0 KN ; 0 NM			
$F_z ; M_z$		0 ; 0 NM			

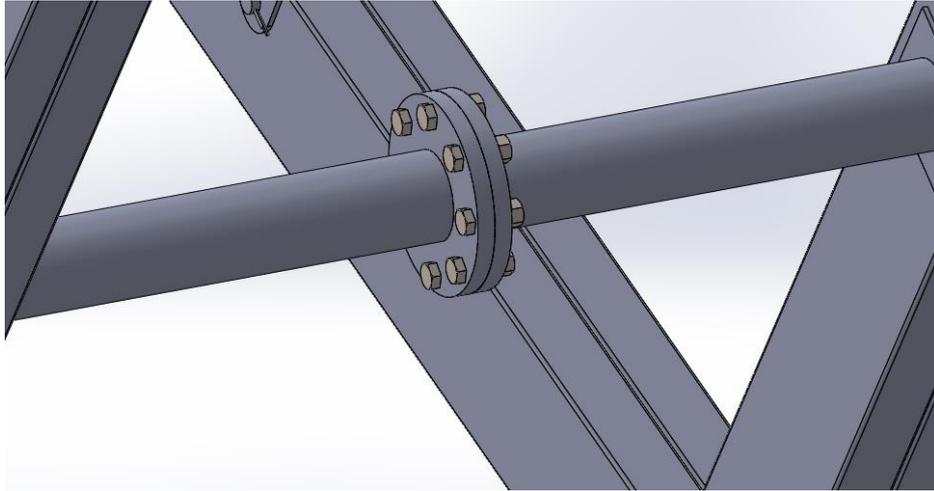


Figura A.7 Tubo de unión

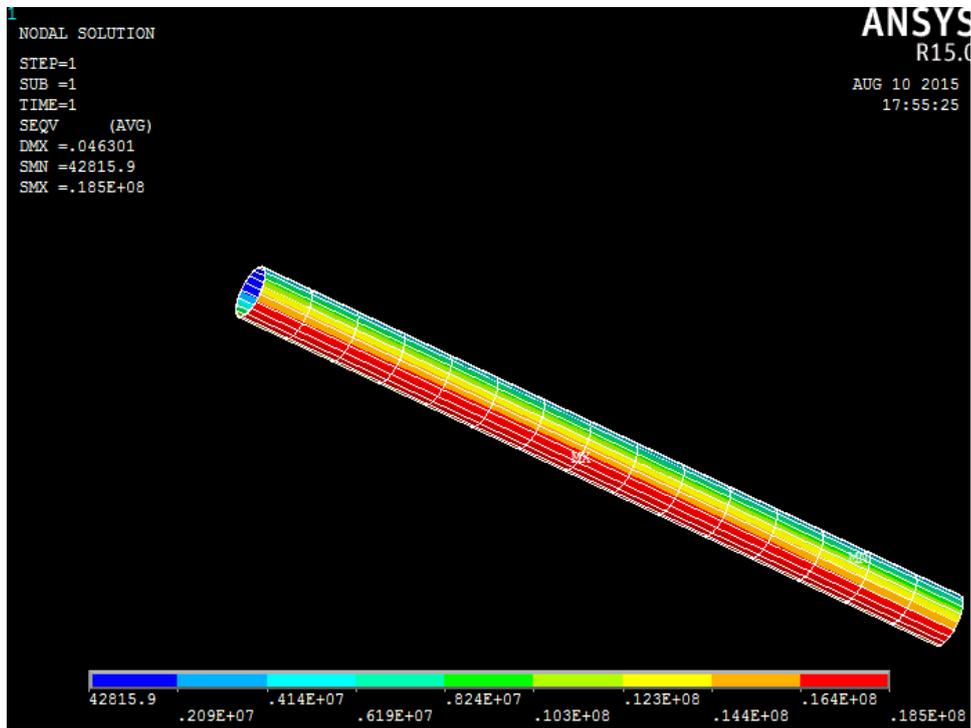


Figura A.8 Distribución de esfuerzos del tubo de unión

Se calcula el coeficiente de superficie

$$C_{\text{superficie}} = 57.7 * 345^{-0.718} = 0.87$$

$$C_{\text{tamaño}} = 1.189 * 100^{-0.097} = 0.76$$

Tabla A.8 Constantes del límite de fatiga para los tubos de unión

Constantes	
Carga (flexión)	1
Temperatura	1
Confiabilidad (99.9%)	0.75
Superficie	0.87
Tamaño	0.76

Ahora se obtiene el valor del límite de fatiga con la [Ec – 14]:

$$S_e = C_{\text{tamaño}} * C_{\text{confiabilidad}} * C_{\text{temperatura}} * C_{\text{superficie}} * C_{\text{carga}} * 0.5 * S_{ut}$$

$$S_e = 0.76 * 0.75 * 1 * 0.87 * 1 * 0.5 * 345 = 86 \text{ Mpa}$$

$$\frac{1}{\eta_f} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} * k_f = \frac{4.8}{86} + \frac{13.8}{345} * 1.1 \rightarrow \eta_f = 9.9 \text{ (Vida infinita)}$$

Tabla A.9 Lista de esfuerzos en tubos circulares para soporte triangular.

Tubo redondo de 6" y espesor 6 mm de acero A500					
Esfuerzos máximos	σ_x (Mpa)	180	Esfuerzos de amplitud	σ_{ax} (Mpa)	66.6
	σ_y (Mpa)	0		σ_{ay} (Mpa)	0
	σ_z (Mpa)	0		σ_{az} (Mpa)	0
	τ_{xy} (Mpa)	15		τ_{axy} (Mpa)	7.65
	τ_{xz} (Mpa)	1.66		τ_{axz} (Mpa)	1
	τ_{yz} (Mpa)	0		τ_{ayz} (Mpa)	0
Esfuerzos mínimos	σ_x (Mpa)	46.8	Esfuerzos medios	σ_{mx} (Mpa)	113.4
	σ_y (Mpa)	0		σ_{my} (Mpa)	0
	σ_z (Mpa)	0		σ_{mz} (Mpa)	0
	τ_{xy} (Mpa)	-0.3		τ_{mxy} (Mpa)	7.35
	τ_{xz} (Mpa)	-0.3		τ_{mxz} (Mpa)	0.7
	τ_{yz} (Mpa)	0		τ_{myz} (Mpa)	0
Von Mises máximo (Mpa)		190			
η_e		1.66			
Von Mises mínimo (Mpa)		47			
η_e		6.70			
σ_a' (Mpa)		71.9			
σ_m' (Mpa)		118.1			
Posición inferior					
$F_x ; M_x$		75.6 KN ; 0 NM			
$F_y ; M_y$		-19.7 KN; 0 NM			
$F_z ; M_z$		3.4 KN ; 0 NM			
Posición superior					
$F_x ; M_x$		8.5 KN ; 0 NM			
$F_y ; M_y$		-15.6 KN ; 0 NM			
$F_z ; M_z$		1.07 ; 0 NM			

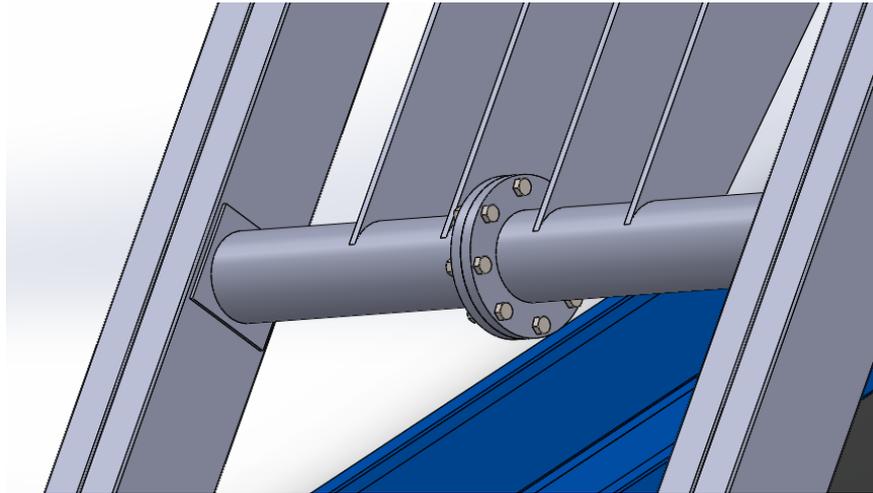


Figura A.9 Tubo para soporte triangular

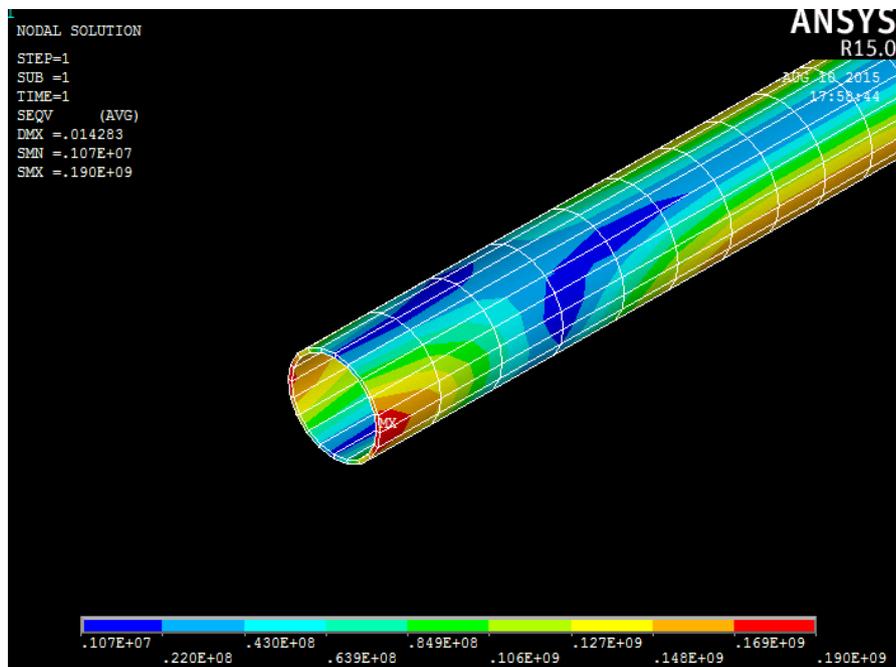


Figura A.10 Distribución de esfuerzos para tubos de soporte triangular

Se calcula el coeficiente de superficie

$$C_{\text{superficie}} = 57.7 * 400^{-0.718} = 0.78$$

$$C_{\text{tamaño}} = 1.189 * 150^{-0.097} = 0.73$$

Tabla A.10 Constantes de fatiga para los tubos redondos de soporte

Constantes	
Carga (flexión)	1
Temperatura	1
Confiabilidad (99.9%)	0.75
Superficie	0.78
Tamaño	0.73

Ahora se calcula el valor del límite de fatiga con la [Ec – 14]:

$$S_e = C_{\text{tamaño}} * C_{\text{confiabilidad}} * C_{\text{temperatura}} * C_{\text{superficie}} * C_{\text{carga}} * 0.5 * S_{ut}$$

$$S_e = 0.73 * 0.75 * 1 * 0.78 * 1 * 0.5 * 400 = 87 \text{ Mpa}$$

$$\frac{1}{\eta_f} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} * k_f = \frac{71.9}{87} + \frac{118.1}{400} * 1.1 \rightarrow \eta_f = 0.82$$

Este elemento no tendrá vida infinita por lo que se obtiene el número de años que tendrá de vida.

$$S_m = 0.9 * S_{ut} = 360 \text{ MPa} \quad \wedge \quad S_n = 87 \text{ MPa} \quad \wedge \quad S_f = K_f * \sigma'_a = 1.1 * 71.9 = 79 \text{ Mpa}$$

$$a = \frac{S_m^2}{S_n} = \frac{360^2}{87} = 1490 \quad \wedge \quad b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{360}{87}\right) = -0.21$$

$$N = \left(\frac{79}{1490}\right)^{\frac{1}{-0.21}} = 1186018 \text{ ciclos} \quad \rightarrow \text{años} = \frac{1186018}{100 * 365} = 32 \text{ años}$$

Tabla A.11 Lista de esfuerzos para el soporte rectangular.

Tubo rectangular 300x100x6 mm de acero A500					
Esfuerzos máximos	σ_x (Mpa)	-214	Esfuerzos de amplitud	σ_{ax} (Mpa)	-49
	σ_y (Mpa)	0		σ_{ay} (Mpa)	0
	σ_z (Mpa)	0		σ_{az} (Mpa)	0
	τ_{xy} (Mpa)	-2.6		τ_{axy} (Mpa)	-0.3
	τ_{xz} (Mpa)	-2.6		τ_{axz} (Mpa)	-0.3
	τ_{yz} (Mpa)	0		τ_{ayz} (Mpa)	0
Esfuerzos mínimos	σ_x (Mpa)	-116	Esfuerzos medios	σ_{mx} (Mpa)	-165
	σ_y (Mpa)	0		σ_{my} (Mpa)	0
	σ_z (Mpa)	0		σ_{mz} (Mpa)	0
	τ_{xy} (Mpa)	-2		τ_{mxy} (Mpa)	-2.3
	τ_{xz} (Mpa)	-2		τ_{mxz} (Mpa)	-23.
	τ_{yz} (Mpa)	0		τ_{myz} (Mpa)	0
Von Misses máximo (Mpa)		214			
η_e		1.50			
Von Misses mínimo (Mpa)		116			
η_e		2.72			
σ_a' (Mpa)		49			
σ_m' (Mpa)		165			
Posición inferior					
$F_x ; M_x$		76.6 KN ; 0 NM			
$F_y ; M_y$		-24.8 KN; 0 NM			
$F_z ; M_z$		396 N ; 0 NM			
Posición superior					
$F_x ; M_x$		0 KN ; 0 NM			
$F_y ; M_y$		-0 KN ; 0 NM			
$F_z ; M_z$		0 KN ; 0 NM			

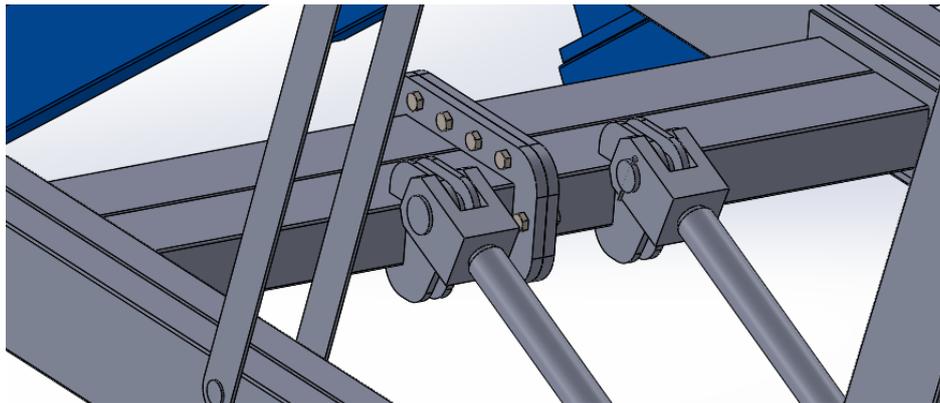


Figura A.11 Ilustración grafica del soporte rectangular

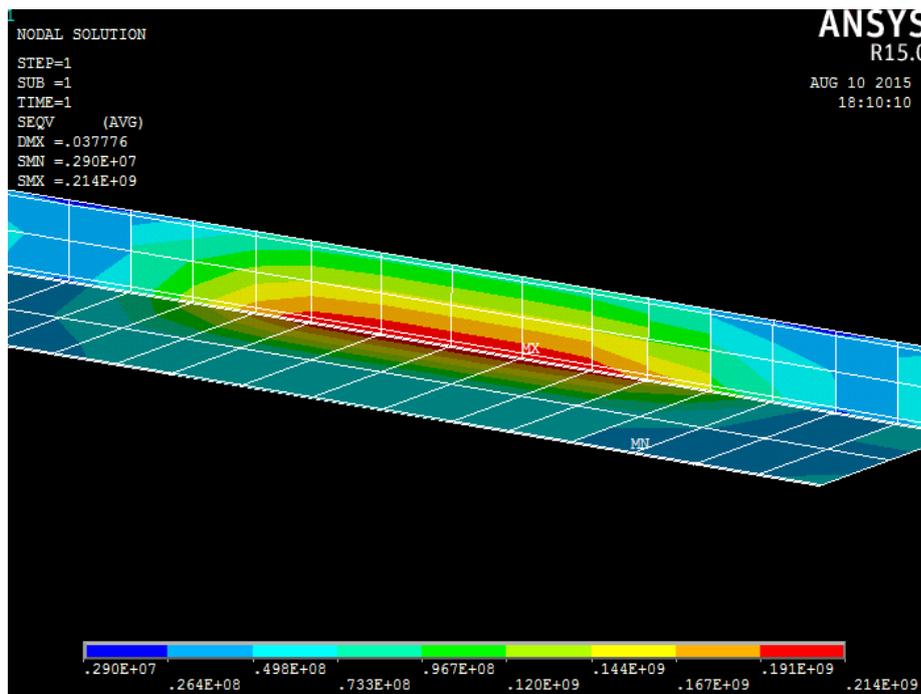


Figura A.12 Distribución de esfuerzos para el soporte rectangular

Se calcula el coeficiente de superficie

$$C_{\text{superficie}} = 57.7 * 400^{-0.718} = 0.78$$

Para aplicar la [Ec – 17] se debe saber que b y h son las medidas del tubo rectangular que son 300 mm y 100 mm respectivamente.

$$d = \sqrt{\frac{0.05 * b * h}{0.0766}} = \sqrt{\frac{0.05 * 0.3 * 0.10}{0.0766}} = 0.1399 \text{ m} = 139,9 \text{ mm}$$

$$C_{\text{tamaño}} = 1.189 * 139.9^{-0.097} = 0.74$$

Tabla A.12 Constantes de fatiga del soporte rectangular

Constantes	
Carga (flexión)	1
Temperatura	1
Confiabilidad (99.9%)	0.75
Superficie	0.78
Tamaño	0.74

Ahora se calcula el valor del límite de fatiga con la [Ec – 14]:

$$S_e = C_{\text{tamaño}} * C_{\text{confiabilidad}} * C_{\text{temperatura}} * C_{\text{superficie}} * C_{\text{carga}} * 0.5 * S_{ut}$$

$$S_e = 0.74 * 0.75 * 1 * 0.78 * 1 * 0.5 * 400 = 86.7 \text{ Mpa}$$

$$\frac{1}{\eta_f} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} * k_f = \frac{49}{86.7} + \frac{165}{400} * 1.5 \rightarrow \eta_f = 0.79$$

$$S_m = 0.9 * S_{ut} = 360 \text{ MPa} \quad \wedge \quad S_n = 86.7 \text{ MPa} \quad \wedge \quad S_f = K_f * \sigma'_a = 1.5 * 49 = 73.51 \text{ Mpa}$$

$$a = \frac{S_m^2}{S_n} = \frac{360^2}{86.7} = 1496 \quad \wedge \quad b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{360}{86}\right) = -0.21$$

$$N = \left(\frac{73.51}{1496}\right)^{\frac{1}{-0.21}} = 2219984 \text{ ciclos} \quad \rightarrow \text{años} = \frac{2219984}{100 * 365} = 61 \text{ años}$$

Tabla A.13 Lista de esfuerzos de guía para rodamientos

Viga C de 100x50x4 6 mm de acero A36					
Esfuerzos máximos	σ_x (Mpa)	-182	Esfuerzos de amplitud	σ_{ax} (Mpa)	-21
	σ_y (Mpa)	0		σ_{ay} (Mpa)	0
	σ_z (Mpa)	0		σ_{az} (Mpa)	0
	τ_{xy} (Mpa)	-2		τ_{axy} (Mpa)	-1.5
	τ_{xz} (Mpa)	-2		τ_{axz} (Mpa)	-1.5
	τ_{yz} (Mpa)	0		τ_{ayz} (Mpa)	0
Esfuerzos mínimos	σ_x (Mpa)	-90	Esfuerzos medios	σ_{mx} (Mpa)	-111
	σ_y (Mpa)	0		σ_{my} (Mpa)	0
	σ_z (Mpa)	0		σ_{mz} (Mpa)	0
	τ_{xy} (Mpa)	1		τ_{mxy} (Mpa)	-0.5
	τ_{xz} (Mpa)	1		τ_{mxz} (Mpa)	-0.5
	τ_{yz} (Mpa)	0		τ_{myz} (Mpa)	0
Von Mises máximo (Mpa)		132			
η_e		1.88			
Von Mises mínimo (Mpa)		90			
η_e		2.80			
σ_a' (Mpa)		21.3			
σ_m' (Mpa)		111			
Posición inferior					
$F_x ; M_x$		-573.3 N ; -44.4 NM			
$F_y ; M_y$		1.4 KN; 5.6 NM			
$F_z ; M_z$		713 N ; -119 NM			
Posición superior					
$F_x ; M_x$		-69.7 KN ; 212 NM			
$F_y ; M_y$		5.86 KN ; 488 NM			
$F_z ; M_z$		85 N ; 0 NM			

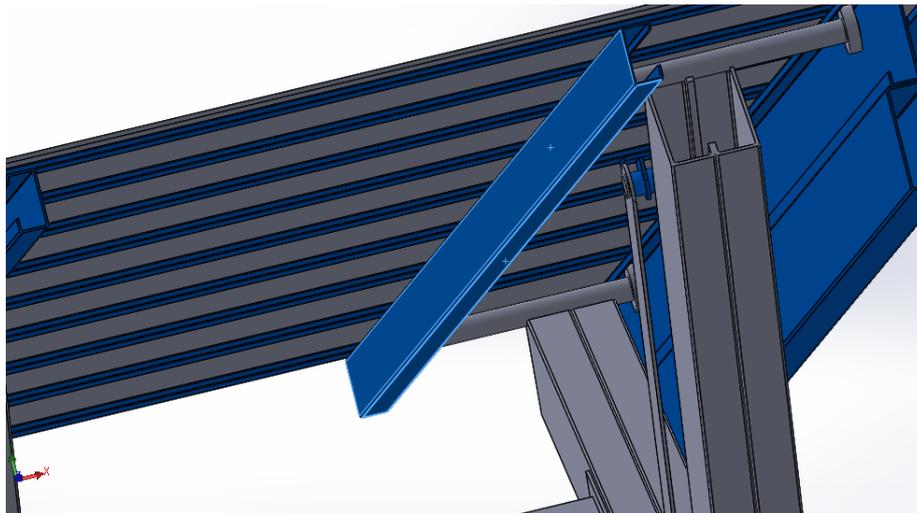


Figura A.13 Viga C de guía para rodamientos

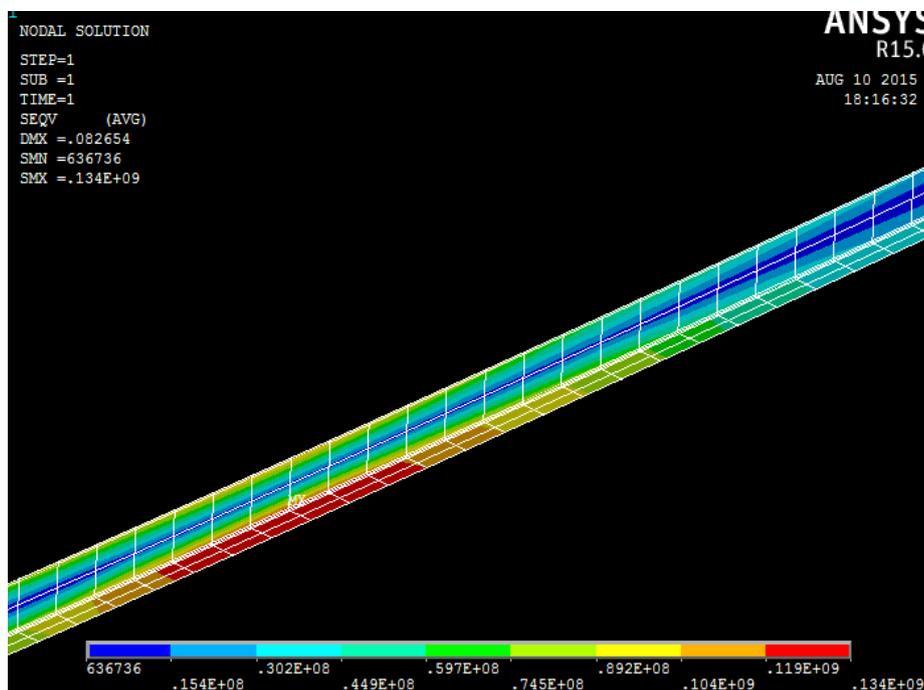


Figura A.14 Distribución de esfuerzos la viga guía

Se calcula el coeficiente de superficie

$$C_{\text{superficie}} = 57.7 * 345^{-0.718} = 0.87$$

Para aplicar la [Ec – 17] se debe saber que b y h son las medidas de la viga C que son 100 mm y 50 mm respectivamente.

$$d = \sqrt{\frac{0.05 * b * h}{0.0766}} = \sqrt{\frac{0.05 * 0.1 * 0.05}{0.0766}} = 0.0571 \text{ m} = 57,1 \text{ mm}$$

$$C_{\text{tamaño}} = 1.189 * 57.1^{-0.097} = 0.80$$

Tabla A.14 Constantes de fatiga para los guías de los rodamientos

Constantes	
Carga (flexión)	1
Temperatura	1
Confiabilidad (99.9%)	0.75
Superficie	0.87
Tamaño	0.80

Ahora se calcula el valor del límite de fatiga con la [Ec – 14]:

$$S_e = C_{\text{tamaño}} * C_{\text{confiabilidad}} * C_{\text{temperatura}} * C_{\text{superficie}} * C_{\text{carga}} * 0.5 * S_{ut}$$

$$S_e = 0.80 * 0.75 * 1 * 0.87 * 1 * 0.5 * 345 = 90.65 \text{ Mpa}$$

$$\frac{1}{\eta_f} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} * k_f = \frac{21.3}{90.65} + \frac{111}{345} * 1 \rightarrow \eta_f = 1.80 \text{ (Vida infinita)}$$

Tabla A.15 Lista de esfuerzos de las vigas para la plataforma

Viga C de 200x50x4 6 mm de acero A36					
Esfuerzos máximos	σ_x (Mpa)	143	Esfuerzos de amplitud	σ_{ax} (Mpa)	35
	σ_y (Mpa)	0		σ_{ay} (Mpa)	0
	σ_z (Mpa)	0		σ_{az} (Mpa)	0
	τ_{xy} (Mpa)	-3		τ_{axy} (Mpa)	-0.5
	τ_{xz} (Mpa)	-1.5		τ_{axz} (Mpa)	-1.5
	τ_{yz} (Mpa)	0		τ_{ayz} (Mpa)	-0.25
Esfuerzos mínimos	σ_x (Mpa)	73	Esfuerzos medios	σ_{mx} (Mpa)	108
	σ_y (Mpa)	0		σ_{my} (Mpa)	0
	σ_z (Mpa)	0		σ_{mz} (Mpa)	0
	τ_{xy} (Mpa)	-2		τ_{mxy} (Mpa)	-2.5
	τ_{xz} (Mpa)	-1		τ_{mxz} (Mpa)	-1.25
	τ_{yz} (Mpa)	0		τ_{myz} (Mpa)	0
Von Mises máximo (Mpa)		143			
η_e		1.73			
Von Mises mínimo (Mpa)		73			
η_e		3.40			
σ_a' (Mpa)		35			
σ_m' (Mpa)		108			
Posición inferior					
$F_x ; M_x$		-573.3 N ; 9.1 NM			
$F_y ; M_y$		1.4 KN; -87 NM			
$F_z ; M_z$		713 N ; -329 NM			
Posición superior					
$F_x ; M_x$		-1.26 KN ; 0 NM			
$F_y ; M_y$		414.4 N ; 0 NM			
$F_z ; M_z$		-1 KN ; 0 NM			

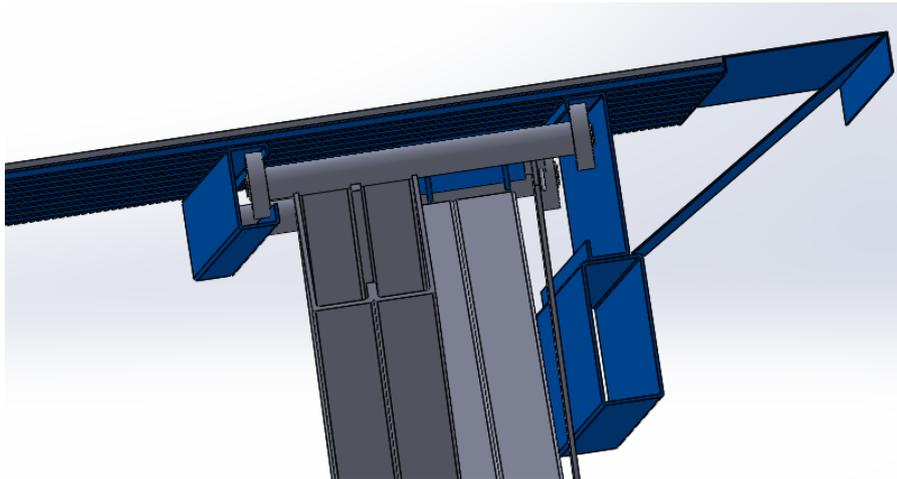


Figura A.15 Viga para riel y asentamiento de plataforma

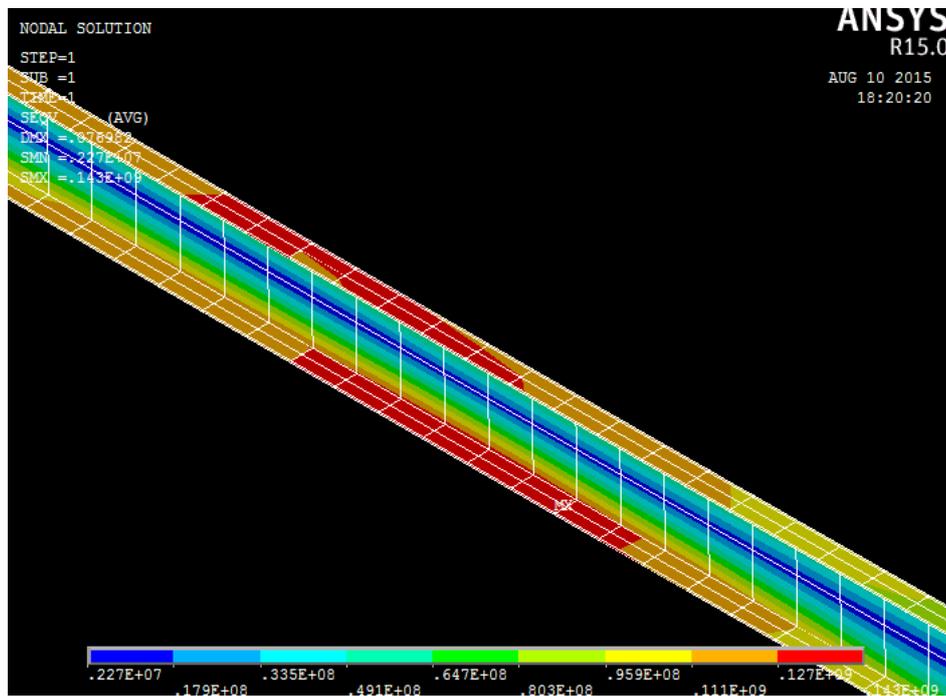


Figura A.16 Distribución de esfuerzos la viga para asentamiento y guía

Se obtiene el coeficiente de superficie

$$C_{\text{superficie}} = 57.7 * 345^{-0.718} = 0.87$$

Para aplicar la [Ec – 17] se debe saber que b y h son las medidas de la viga C que son 200 mm y 50 mm respectivamente.

$$d = \sqrt{\frac{0.05 * b * h}{0.0766}} = \sqrt{\frac{0.05 * 0.2 * 0.05}{0.0766}} = 0.0808 \text{ m} = 80.8 \text{ mm}$$

$$C_{\text{tamaño}} = 1.189 * 80.8^{-0.097} = 0.78$$

Tabla A.16 Constantes de fatiga para las vigas de la plataforma.

Constantes	
Carga (flexión)	1
Temperatura	1
Confiabilidad (99.9%)	0.75
Superficie	0.87
Tamaño	0.78

Ahora se calcula el valor del límite de fatiga con la [Ec – 14]:

$$S_e = C_{\text{tamaño}} * C_{\text{confiabilidad}} * C_{\text{temperatura}} * C_{\text{superficie}} * C_{\text{carga}} * 0.5 * S_{ut}$$

$$S_e = 0.78 * 0.75 * 1 * 0.87 * 1 * 0.5 * 345 = 87.65 \text{ Mpa}$$

$$\frac{1}{\eta_f} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} * k_f = \frac{35}{87.65} + \frac{108}{345} * 1 \rightarrow \eta_f = 1.40 \text{ (Vida infinita)}$$

Tabla A.17 Lista de esfuerzos de las platinas para la plataforma

Platinas de 100x12 mm de acero A36					
Esfuerzos máximos	σ_x (Mpa)	100	Esfuerzos de amplitud	σ_{ax} (Mpa)	40
	σ_y (Mpa)	0		σ_{ay} (Mpa)	0
	σ_z (Mpa)	0		σ_{az} (Mpa)	0
	τ_{xy} (Mpa)	1		τ_{axy} (Mpa)	-0.5
	τ_{xz} (Mpa)	1		τ_{axz} (Mpa)	-5.5
	τ_{yz} (Mpa)	0		τ_{ayz} (Mpa)	0
Esfuerzos mínimos	σ_x (Mpa)	20	Esfuerzos medios	σ_{mx} (Mpa)	60
	σ_y (Mpa)	0		σ_{my} (Mpa)	0
	σ_z (Mpa)	0		σ_{mz} (Mpa)	0
	τ_{xy} (Mpa)	2		τ_{mxy} (Mpa)	1.5
	τ_{xz} (Mpa)	12		τ_{mxz} (Mpa)	6.5
	τ_{yz} (Mpa)	0		τ_{myz} (Mpa)	0
Von Mises máximo (Mpa)		100			
η_e		2.48			
Von Mises mínimo (Mpa)		29			
η_e		8.55			
σ_a' (Mpa)		41			
σ_m' (Mpa)		61			
Posición inferior					
$F_x ; M_x$		-835.69 N ; -1.6 NM			
$F_y ; M_y$		-155 N ; 57.5 NM			
$F_z ; M_z$		748 N ; -27.8 NM			
Posición superior					
$F_x ; M_x$		-173.8 N ; 23.3 NM			
$F_y ; M_y$		370.5 N ; 9.2 NM			
$F_z ; M_z$		-1.5 KN ; 3.5 NM			

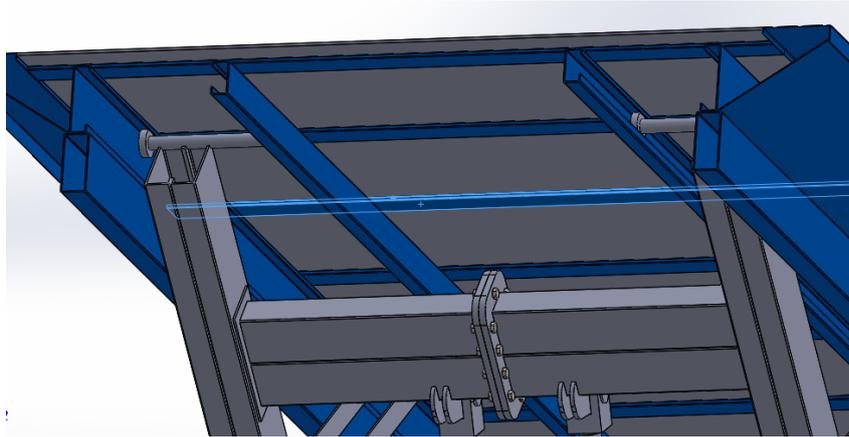


Figura A.17 Platinas de plataforma.

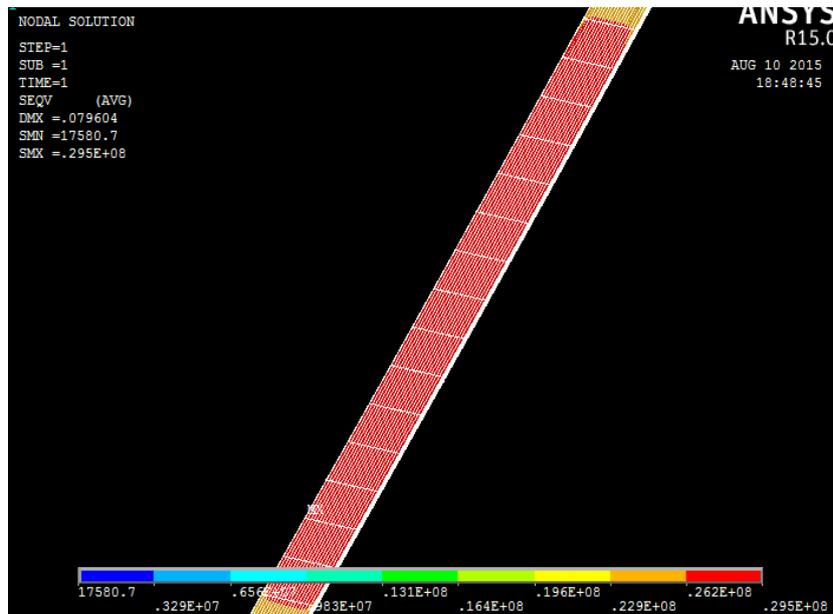


Figura A.18 Distribución de esfuerzos para platinas sobre plataforma.

Se calcula el coeficiente de superficie

$$C_{\text{superficie}} = 57.7 * 345^{-0.718} = 0.87$$

Para aplicar la [Ec – 17] se debe saber que b y h son las medidas de la platina que son 100 mm y 12 mm respectivamente.

$$d = \sqrt{\frac{0.05 * b * h}{0.0766}} = \sqrt{\frac{0.05 * 0.1 * 0.012}{0.0766}} = 0.028 \text{ m} = 28 \text{ mm}$$

$$C_{\text{tamaño}} = 1.189 * 28^{-0.097} = 0.86$$

Tabla A.18 Constantes del límite de fatiga para las platinas de la plataforma.

Constantes	
Carga (flexión)	1
Temperatura	1
Confiabilidad (99.9%)	0.75
Superficie	0.87
Tamaño	0.86

Ahora se calcula el valor del límite de fatiga con la [Ec – 14]:

$$S_e = C_{\text{tamaño}} * C_{\text{confiabilidad}} * C_{\text{temperatura}} * C_{\text{superficie}} * C_{\text{carga}} * 0.5 * S_{ut}$$

$$S_e = 0.86 * 0.75 * 1 * 0.87 * 1 * 0.5 * 345 = 97.15 \text{ Mpa}$$

$$\frac{1}{\eta_f} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} * k_f = \frac{41}{97.15} + \frac{61}{345} * 1 \rightarrow \eta_f = 1.67 \text{ (Vida infinita)}$$

Tabla A.19 Lista de esfuerzos para plancha de plataforma

Plancha de 2200x5500 mm de acero A36					
Esfuerzos máximos	σ_x (Mpa)	-23.2	Esfuerzos de amplitud	σ_{ax} (Mpa)	9
	σ_y (Mpa)	0		σ_{ay} (Mpa)	0
	σ_z (Mpa)	-25.5		σ_{az} (Mpa)	1.8
	τ_{xy} (Mpa)	-1.6		τ_{axy} (Mpa)	-0.8
	τ_{xz} (Mpa)	0		τ_{axz} (Mpa)	0
	τ_{yz} (Mpa)	-2.2		τ_{ayz} (Mpa)	-0.3
Esfuerzos mínimos	σ_x (Mpa)	-41.3	Esfuerzos medios	σ_{mx} (Mpa)	-32.25
	σ_y (Mpa)	0		σ_{my} (Mpa)	0
	σ_z (Mpa)	-29.1		σ_{mz} (Mpa)	-27.3
	τ_{xy} (Mpa)	-1		τ_{mxy} (Mpa)	-1.8
	τ_{xz} (Mpa)	0		τ_{mxz} (Mpa)	0
	τ_{yz} (Mpa)	-1.6		τ_{myz} (Mpa)	-1.9
Von Mises máximo (Mpa)		24			
η_e		10.3			
Von Mises mínimo (Mpa)		1			
η_e		248			
σ_a' (Mpa)		8.4			
σ_m' (Mpa)		30.4			

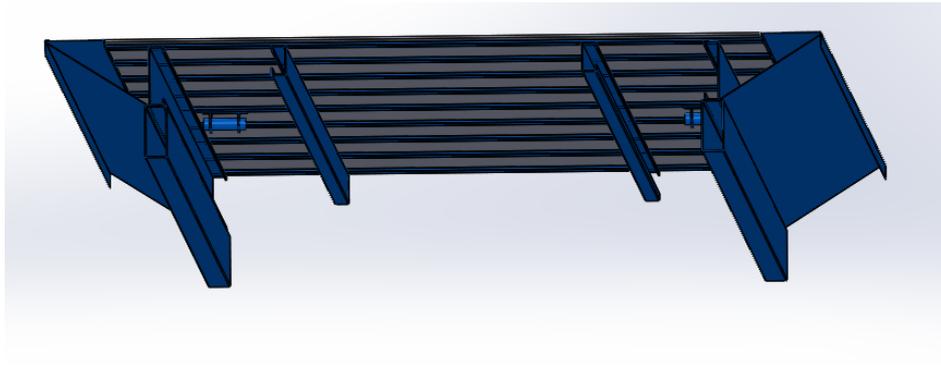


Figura A.19 Plataforma del elevador.

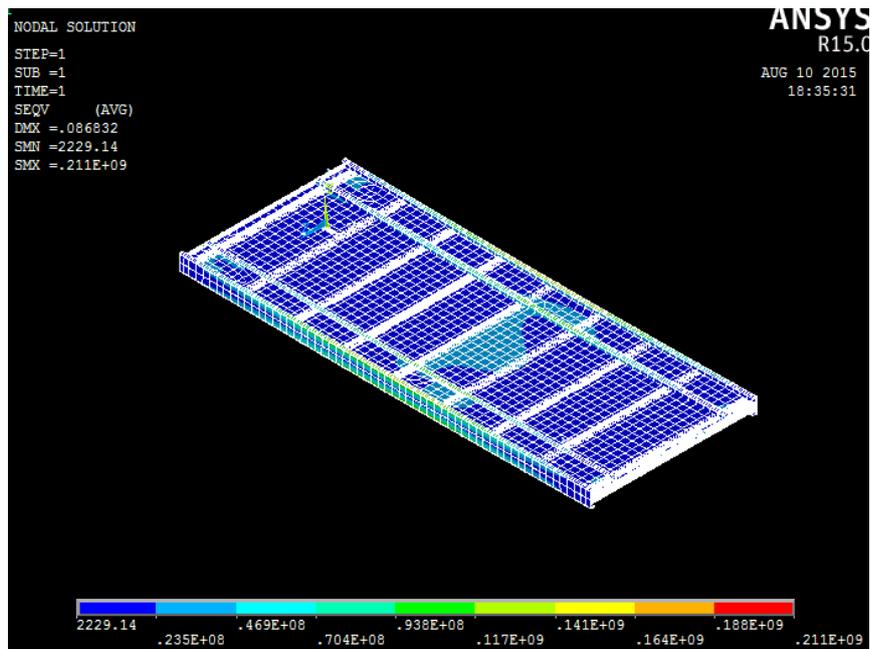


Figura A.20 Distribución de esfuerzos en plataforma.

Se calcula el coeficiente de superficie

$$C_{\text{superficie}} = 57.7 * 345^{-0.718} = 0.87$$

Para aplicar la [Ec – 17] se debe saber que b y h son las medidas de la plancha que son 5500 mm y 2200 mm respectivamente.

$$d = \sqrt{\frac{0.05 * b * h}{0.0766}} = \sqrt{\frac{0.05 * 0.5 * 0.22}{0.0766}} = 0.268 \text{ m} = 268 \text{ mm}$$

$$C_{\text{tamaño}} = 1.189 * 268^{-0.097} = 0.69$$

Tabla A.20 Constantes del límite de fatiga para las platinas de la plataforma.

Constantes	
Carga (flexión)	1
Temperatura	1
Confiabilidad (99.9%)	0.75
Superficie	0.87
Tamaño	0.69

Ahora se calcula el valor del límite de fatiga con la [Ec – 14]:

$$S_e = C_{\text{tamaño}} * C_{\text{confiabilidad}} * C_{\text{temperatura}} * C_{\text{superficie}} * C_{\text{carga}} * 0.5 * S_{ut}$$

$$S_e = 0.69 * 0.75 * 1 * 0.87 * 1 * 0.5 * 345 = 86 \text{ Mpa}$$

$$\frac{1}{\eta_f} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} * k_f = \frac{8.4}{86} + \frac{30.4}{345} * 1.1 \rightarrow \eta_f = 5.1 \text{ (Vida infinita)}$$

Tabla A.21 Lista de esfuerzos del vástago del cilindro hidráulico

Acero 1045 con 60 mm de diámetro					
Esfuerzos máximos	σ_x (Mpa)	-90	Esfuerzos de amplitud	σ_{ax} (Mpa)	-25.5
	σ_y (Mpa)	0		σ_{ay} (Mpa)	0
	σ_z (Mpa)	0		σ_{az} (Mpa)	0
	τ_{xy} (Mpa)	4		τ_{axy} (Mpa)	1.25
	τ_{xz} (Mpa)	0		τ_{axz} (Mpa)	0
	τ_{yz} (Mpa)	0		τ_{ayz} (Mpa)	0
Esfuerzos mínimos	σ_x (Mpa)	-39	Esfuerzos medios	σ_{mx} (Mpa)	-64.5
	σ_y (Mpa)	0		σ_{my} (Mpa)	0
	σ_z (Mpa)	0		σ_{mz} (Mpa)	0
	τ_{xy} (Mpa)	1.5		τ_{mxy} (Mpa)	2.75
	τ_{xz} (Mpa)	0		τ_{mxz} (Mpa)	0
	τ_{yz} (Mpa)	0		τ_{myz} (Mpa)	0
Von Misses máximo (Mpa)		90.3			
η_e		3.43			
Von Misses mínimo (Mpa)		39.1			
η_e		7.9			
σ_a' (Mpa)		25.6			
σ_m' (Mpa)		64.7			
Posición inferior					
F_x ; M_x		150.1 KN ; -351.61 NM			
F_y ; M_y		-44.8 KN; -676.95 NM			
F_z ; M_z		-472.52 N ; 0 NM			
Posición superior					
F_x ; M_x		-173.8 N ; 281.3 NM			
F_y ; M_y		370.5 N ; 98.32 NM			
F_z ; M_z		-1.5 KN ; 0 NM			

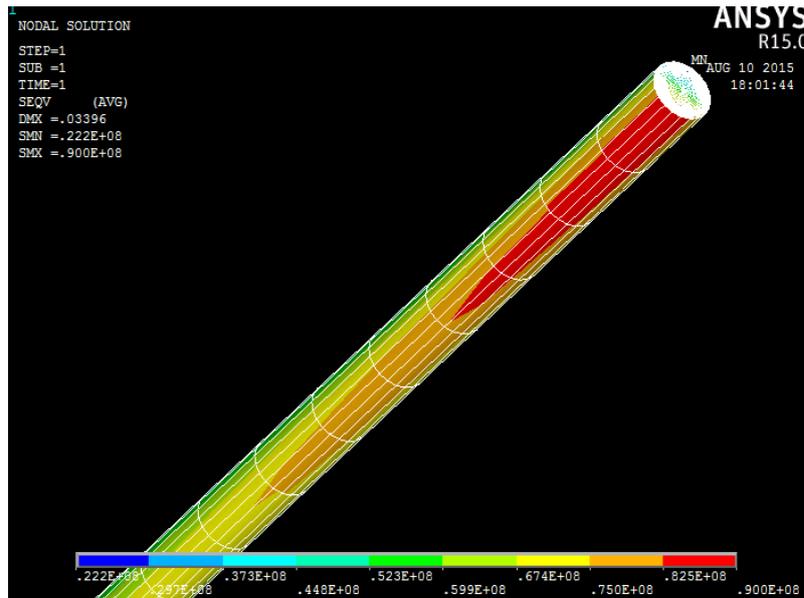


Figura A.21 Distribución de esfuerzos en el vástago.

Se calcula el coeficiente de superficie

$$C_{\text{superficie}} = 57.7 * 565^{-0.718} = 0.61$$

$$C_{\text{tamaño}} = 1.189 * 60^{-0.097} = 0.80$$

Tabla A.22 Constantes del límite de fatiga para el vástago.

Constantes	
Carga (flexión)	1
Temperatura	1
Confiabilidad (99.9%)	0.75
Superficie	0.61
Tamaño	0.80

Ahora se obtiene el valor del límite de fatiga con la [Ec – 14]:

$$S_e = C_{\text{tamaño}} * C_{\text{confiabilidad}} * C_{\text{temperatura}} * C_{\text{superficie}} * C_{\text{carga}} * 0.5 * S_{ut}$$

$$S_e = 0.80 * 0.75 * 1 * 0.61 * 1 * 0.5 * 565 = 104 \text{ Mpa}$$

$$\frac{1}{\eta_f} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} * k_f = \frac{25.6}{104} + \frac{64.7}{565} * 1.1 \rightarrow \eta_f = 2.6 \text{ (Vida infinita)}$$

APÉNDICE B

Pasadores y horquillas

Extremo superior del actuador.

Cortante en pasador

$$P = 200 \text{ KN}$$

$$V = P/2$$

$$\eta = 3$$

$$S_y = 370 \text{ Mpa (AISI 1018)}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 * V * \eta}{0.577 * \pi * S_y}} = \sqrt{\frac{4 * 100 * 3}{0.577 * \pi * 370000}} = 0.04 \text{ m} = 4 \text{ cm} \quad d = 5 \text{ cm}$$

Se calcula el factor de seguridad:

$$\eta = \frac{0.577 * S_y}{\tau} = \frac{0.577 * S_y}{\frac{4 * V}{\pi * d^2}} = \frac{0.577 * 370000}{\frac{4 * 100}{\pi * 0.05^2}} = 4.2$$

Horquillas

$$S_y = 248 \text{ Mpa (A36)}$$

$$\eta = \frac{S_y}{\frac{P}{t * d * 2}} = \frac{248000}{\frac{200}{0.05 * 0.025 * 2}} = 3.1 \quad (\text{Vástago})$$

$$\eta = \frac{S_y}{\frac{P}{t * d}} = \frac{248000}{\frac{200}{0.036 * 0.05}} = 2.2 \quad (\text{Soporte rectangular})$$

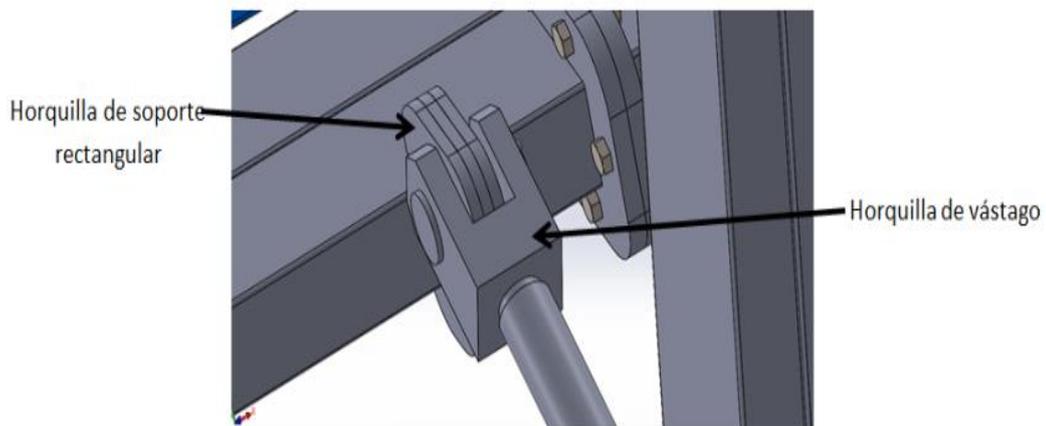


Figura B.1 Horquillas analizadas.

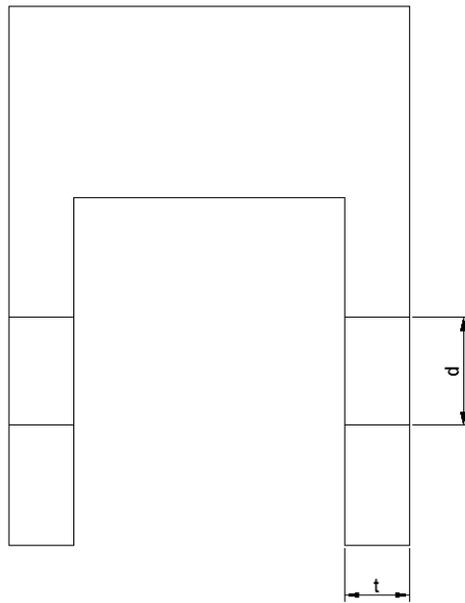


Figura B.2 Medidas de interés en las horquillas.

Cortante y aplastamiento en la cabeza del pasador

P=500N

V=P

$S_y = 248 \text{ Mpa}$ (A36)

$$\eta = \frac{0.577 * S_y}{\tau} = \frac{0.577 * S_y}{\frac{V}{\pi * d * t}} = \frac{0.577 * 248\,000\,000}{\frac{500}{\pi * 0.05 * 0.004}} = 180 \quad (\text{Cortante})$$

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{S_y}{\frac{4 * P}{\pi * (D^2 - d^2)}} = \frac{248\,000\,000}{\frac{4 * 500}{\pi * (0.06^2 - 0.05^2)}} = \frac{248\,000\,000}{578745.36} = 429 \quad (\text{Aplastamiento})$$

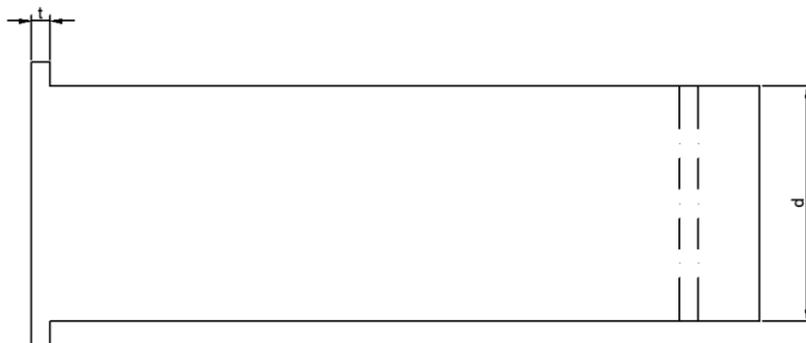


Figura B.3 Medidas de interés de los pasadores

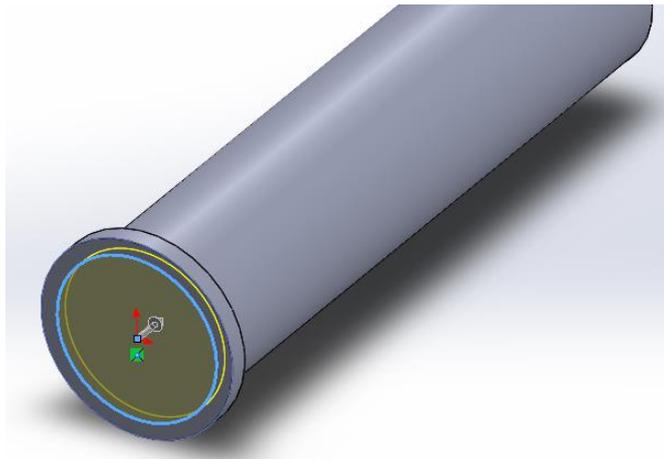


Figura B.4 Área para cortante de cabeza de pasador.

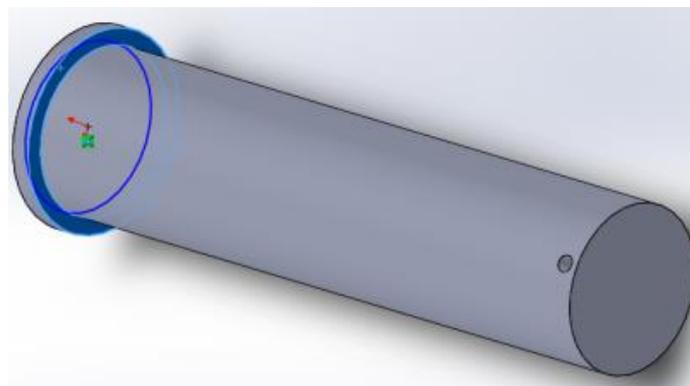


Figura B.5 Área de aplastamiento en la cabeza del pasador.

Cortante y aplastamiento en pasadores chaveta

$$P=500N$$

$$V=P/2$$

$$S_y = 248 \text{ Mpa (A36)}$$

$$\eta = \frac{0.577 * S_y}{\tau} = \frac{0.577 S_y}{\frac{V * 4}{\pi * d^2}} = \frac{0.577 * 248\,000\,000}{\frac{250 * 4}{\pi * 0.005^2}} = 11 \quad (\text{Cortante})$$

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{S_y}{\frac{P}{A}} = \frac{248\,000\,000}{\frac{500}{0.00074}} = \frac{248\,000\,000}{675676} = 367 \quad (\text{Aplastamiento})$$

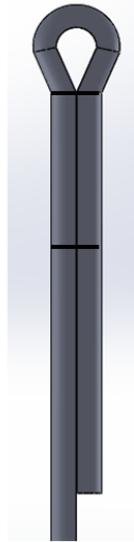


Figura B.6 Ilustración grafica del pasador tipo chaveta.

Extremo inferior del cilindro hidráulico.

Cortante en pasador

$$d = \sqrt{\frac{4 * V * \eta}{0.577 * \pi * S_y}} = \sqrt{\frac{4 * 100 * 3}{0.577 * \pi * 370000}} = 0.04 \text{ m} = 4 \text{ cm} \quad d = 5 \text{ cm}$$

Se obtiene el factor de seguridad:

$$\eta = \frac{0.577 * S_y}{\tau} = \frac{0.577 * S_y}{\frac{4 * V}{\pi * d^2}} = \frac{0.577 * 370000}{\frac{4 * 100}{\pi * 0.05^2}} = \frac{0.577 * 370000}{35367.8} = 4.2$$

Horquillas

$S_y = 248 \text{ Mpa}$ (A36)

$$\eta = \frac{S_y}{\frac{P}{t * d * 2}} = \frac{248000}{\frac{200}{0.05 * 0.016 * 2}} = 2 \quad (\text{Horquilla de soporte triangular})$$

$$\eta = \frac{S_y}{\frac{P}{t * d}} = \frac{248000}{\frac{200}{0.07 * 0.05}} = 4.3 \quad (\text{Horquilla de camisa del cilindro hidráulico})$$

Cortante y aplastamiento en la cabeza del pasador

$$P=500N$$

$$V=P$$

$$S_y = 248 \text{ Mpa (A36)}$$

$$\eta = \frac{0.577 * S_y}{\tau} = \frac{0.577 * S_y}{\frac{V}{\pi * d * t}} = \frac{0.577 * 248\,000\,000}{\frac{500}{\pi * 0.05 * 0.004}} = 180 \quad (\text{Cortante})$$

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{S_y}{\frac{4 * P}{\pi * (D^2 - d^2)}} = \frac{248\,000\,000}{\frac{4 * 500}{\pi * (0.06^2 - 0.05^2)}} = \frac{248\,000\,000}{578745.36} = 429 \quad (\text{Aplastamiento})$$

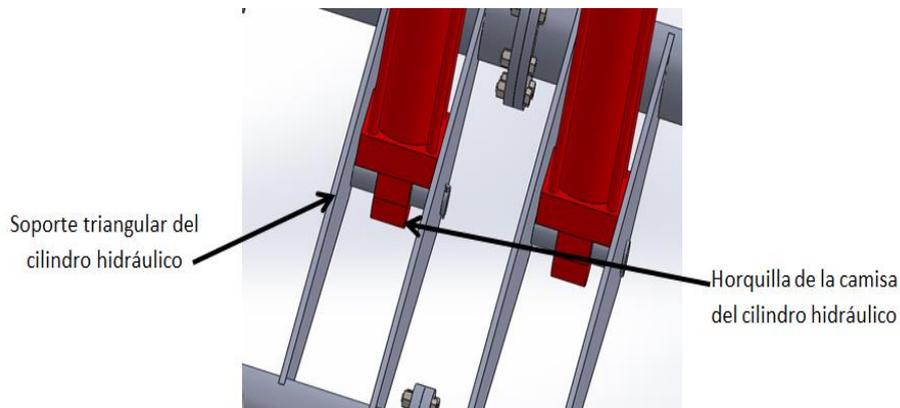


Figura B.7 Horquillas calculadas.

Cortante y aplastamiento en pasadores chaveta

$$P=500N$$

$$V=P/2$$

$$S_y = 248 \text{ Mpa (A36)}$$

$$\eta = \frac{0.577 * S_y}{\tau} = \frac{0.577 * S_y}{\tau} = \frac{0.577 * S_y}{\frac{V * 4}{\pi * d^2}} = \frac{0.577 * 248\,000\,000}{\frac{250 * 4}{\pi * 0.005^2}} = 11 \quad (\text{Cortante})$$

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{S_y}{\frac{P}{A}} = \frac{248\,000\,000}{\frac{500}{0.00074}} = \frac{248\,000\,000}{675676} = 367 \quad (\text{Aplastamiento})$$

Centro de correas diagonales.

$$P = 160 \text{ KN}$$

$$V = P$$

$$\eta = 3$$

$$S_y = 370 \text{ Mpa (AISI 1018)}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 * V * \eta}{0.577 * \pi * S_y}} = \sqrt{\frac{4 * 160 * 3}{0.577 * \pi * 370000}} = 0.05 \text{ m} = 5 \text{ cm} \rightarrow d = 6 \text{ cm}$$

Se calcula el factor de seguridad:

$$\eta = \frac{0.577 * S_y}{\tau} = \frac{0.577 * S_y}{\frac{4 * V}{\pi * d^2}} = \frac{0.577 * 370000}{\frac{4 * 160}{\pi * 0.06^2}} = 3.8 \quad (\text{En el pasador})$$

$$S_y = 248 \text{ Mpa (A36)}$$

$$\eta = \frac{S_y}{\frac{P}{t * d * 2}} = \frac{248000}{\frac{160}{0.012 * 0.06 * 2}} = 2.22 \quad (\text{Aplastamiento en el orificio})$$

Cortante y aplastamiento en la cabeza del pasador

$$P = 7.3 \text{ KN}$$

$$V = P$$

$$S_y = 248 \text{ Mpa (A36)}$$

$$\eta = \frac{0.577 * S_y}{\tau} = \frac{0.577 * S_y}{\frac{V}{\pi * d * t}} = \frac{0.577 * 248000000}{\frac{7300}{\pi * 0.06 * 0.004}} = 15 \quad (\text{Cortante})$$
$$\eta = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{S_y}{\frac{4 * P}{\pi * (D^2 - d^2)}} = \frac{248000000}{\frac{4 * 7300}{\pi * (0.07^2 - 0.06^2)}} = \frac{248000000}{7149730} = 35 \quad (\text{Aplastamiento})$$

Cortante y aplastamiento en pasadores chaveta

$$P = 7.3 \text{ KN}$$

$$V = P/2$$

$$S_y = 248 \text{ Mpa (A36)}$$

$$\eta = \frac{0.577 * S_y}{\tau} = \frac{0.577 * S_y}{\tau} = \frac{S_y}{\frac{V * 4}{\pi * d^2}} = \frac{0.577 * 248000000}{\frac{3650 * 4}{\pi * 0.01^2}} = 3.1 \quad (\text{Cortante})$$

Platinas de fijación

$$P = 500 \text{ N}$$

$$V = P/2$$

$$\eta = 3$$

$$S_y = 370 \text{ Mpa (AISI 1018)}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 * V * \eta}{0.577 * \pi * S_y}} = \sqrt{\frac{4 * 250 * 3}{0.577 * \pi * 370 * 10^6}} = 0.0021 \text{ m} \rightarrow d = 3 \text{ cm}$$

Se obtiene el factor de seguridad:

$$\eta = \frac{0.577 * S_y}{\tau} = \frac{0.577 * S_y}{\frac{4 * V}{\pi * d^2}} = \frac{0.577 * 370 * 10^6}{\frac{4 * 250}{\pi * 0.03^2}} = \frac{0.577 * 370 * 10^6}{353677.6}$$
$$= 603 \quad (\text{En el pasador})$$

$$S_y = 248 \text{ Mpa (A36)}$$

$$\eta = \frac{\frac{S_y}{P}}{\frac{t * d * 2}{500}} = \frac{248000000}{0.006 * 0.03 * 2} = 179 \quad (\text{Aplastamiento en el orificio})$$

Cortante y aplastamiento en la cabeza del pasador

$$P = 2.4 \text{ N}$$

$$V = P$$

$$S_y = 248 \text{ Mpa (A36)}$$

$$\eta = \frac{0.577 * S_y}{\tau} = \frac{0.577 * S_y}{\frac{V}{\pi * d * t}} = \frac{0.577 * 248 \ 000 \ 000}{\frac{2.4}{\pi * 0.03 * 0.004}} = 22478 \quad (\text{Cortante})$$

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{S_y}{\frac{4 * P}{\pi * (D^2 - d^2)}} = \frac{248 \ 000 \ 000}{\frac{4 * 2.4}{\pi * (0.04^2 - 0.03^2)}} = \frac{248 \ 000 \ 000}{4365.4}$$
$$= 56810 \quad (\text{Aplastamiento})$$

Cortante y aplastamiento en pasadores chaveta

$$P=2.4 \text{ N}$$

$$V=P/2$$

$$S_y = 248 \text{ Mpa (A36)}$$

$$\eta = \frac{0.577 * S_y}{\tau} = \frac{0.577 * S_y}{\frac{V * 4}{\pi * d^2}} = \frac{0.577 * 248 \ 000\ 000}{\frac{1.2 * 4}{\pi * 0.005^2}} = 2341 \quad (\text{Cortante})$$

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{S_y}{\frac{P}{A}} = \frac{248 \ 000 \ 000}{\frac{2.4}{0.00074}} = \frac{248 \ 000 \ 000}{3243} = 76472 \quad (\text{Aplastamiento})$$

Fijación al suelo

$$V=14000 \text{ N}$$

$$\text{Perno} = \frac{5}{8}'' \quad d_{in} = 0.5069$$

$$S_y = 248 \text{ Mpa (ASTM A36)}$$

$$\eta = \frac{0.577 * S_y}{\tau} = \frac{0.577 * S_y}{\frac{V * 4}{24 * \pi * d^2}} = \frac{0.577 * 248 \ 000\ 000}{\frac{14000 * 4}{24 * \pi * (0.5069 * 0.0254)^2}} = 75 \quad (\text{Cortante})$$

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{S_y}{\frac{V}{24 * d * t}} = \frac{248 \ 000 \ 000}{\frac{14000}{24 * 0.5069 * 0.0254 * 0.004}} = 22 \quad (\text{Aplastamiento})$$

Bridas

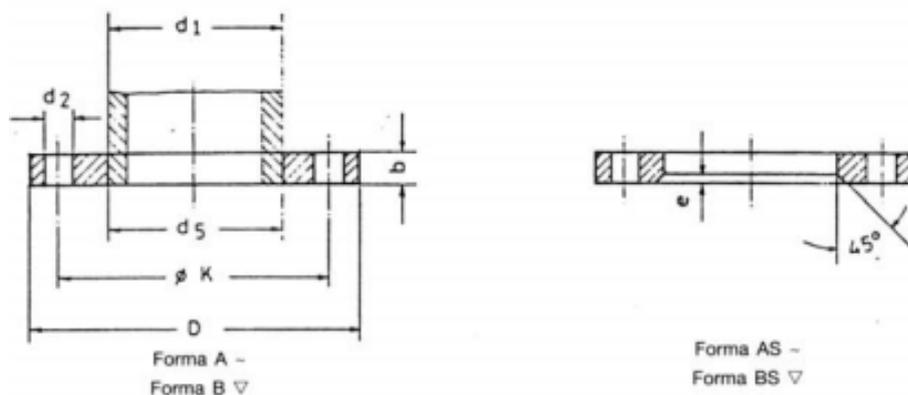


Figura B.8 Dimensiones normadas para bridas.

Tubo de unión #1

$$P = 5000 \text{ N}$$

$$V = 50 \text{ N}$$

$$\text{Presion} = \frac{P}{A} = \frac{4 \cdot P}{\pi \cdot (d_e^2 - d_i^2)} = \frac{4 \cdot 5000}{\pi \cdot (0.1^2 - 0.096^2)} = 8.3 \text{ MPa}$$

Diámetro Nominal Nominal pipe size	d ₁		Brida Flange					Tomillos Screws			Aprox. Kg Approx. weight Kg
			d ₅	D	b	e	k	Número	Rosca	d ₂	
	ISO	DIN	mm.	mm.	mm.	mm.	mm.	Number	Thread	mm.	
100	114,3	108	109,6	220	20	7	180	8	M16	18	4,20
			115,9								4,03

Tabla B.1 Medidas de referencia para construcción de bridas

Perno Seleccionado 5/8"

Área Trans.	0,226
C	0,25
d (in)	0.5069

Pernos Grado SAE 5	
S _y	585
S _{sy}	337,545

$$\eta = \frac{0.577 \cdot S_y}{\tau} = \frac{0.577 \cdot S_y}{\frac{V \cdot 4}{8 \cdot \pi \cdot d^2}} = \frac{0.577 \cdot 248\,000\,000}{50 \cdot 4} = 8790 \text{ (Cortante)}$$

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{S_y}{\frac{V}{8 \cdot d \cdot t}} = \frac{248\,000\,000}{50} = 25545 \text{ (Aplastamiento)}$$

$$\eta = \frac{8 * 0.25 * S_p * A_t}{CP} = \frac{8 * 0.25 * S_p * A_t}{CP} = \frac{8 * 0.25 * 585000000 * 0.226 * 0.0254^2}{0.25 * 5000} = 137 \text{ (Carga)}$$

$$\eta = \frac{8 * 0.75 * S_p * A_t}{(1 - C)P} = \frac{8 * 0.75 * 585000000 * 0.226 * 0.0254^2}{(1 - 0.25) * 5000} = 137 \text{ (Separacion)}$$

Tubo de unión #2

$$P = 6000 \text{ N}$$

$$V = 42000 \text{ N}$$

$$\text{Presion} = \frac{P}{A} = \frac{4 * P}{\pi * (d_e^2 - d_i^2)} = \frac{4 * 6000}{\pi * (0.15^2 - 0.138^2)} = 2.2 \text{ MPa}$$

Diámetro Nominal Nominal pipe size	d ₁		Brida Flange					Tornillos Screws			Aprox. Kg Approx. weight Kg
			d ₅	D	b	e	k	Número	Rosca	d ₂	
	ISO	DIN	mm.	mm.	mm.	mm.	mm.	Number	Thread	mm.	
100	114,3	108	109,6 115,9	220	20	7	180	8	M16	18	4,20 4,03

Tabla B.2 Medidas de referencia para construcción de bridas

Perno Seleccionado 5/8"

Área Trans.	0,226
C	0,25
d (in)	0.5069

Pernos Grado SAE 5	
Sy	585
Ssy	337,545

$$\eta = \frac{0.577 * S_y}{\tau} = \frac{0.577 * S_y}{\frac{V * 4}{8 * \pi * d^2}} = \frac{0.577 * 248\ 000\ 000}{\frac{42000 * 4}{8 * \pi * (0.5069 * 0.0254)^2}} = 8.4 \text{ (Cortante)}$$

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{S_y}{\frac{V}{8 * d * t}} = \frac{248\ 000\ 000}{\frac{42000}{8 * 0.5069 * 0.0254 * 0.04}} = 24.3 \text{ (Aplastamiento)}$$

$$\eta = \frac{8 * 0.25 * S_p * A_t}{CP} = \frac{8 * 0.25 * S_p * A_t}{CP}$$

$$= \frac{8 * 0.25 * 585000000 * 0.226 * 0.0254^2}{0.25 * 6000} = 114 \text{ (Carga)}$$

$$\eta = \frac{8 * 0.75 * S_p * A_t}{(1 - C)P} = \frac{8 * 0.75 * 585000000 * 0.226 * 0.0254^2}{(1 - 0.25) * 6000}$$

$$= 114 \text{ (Separacion)}$$

Tubo soporte

$$P = 13000 \text{ N}$$

$$V = 100000 \text{ N}$$

$$\text{Presion} = \frac{P}{A} = \frac{6000}{0.3 * 0.15 - 0.288 * 0.88} = 2.9 \text{ MPa}$$

Perno Seleccionado 5/8"

Área Trans.	0,226
C	0,25
d (in)	0.5069

Pernos Grado SAE 5	
S _y	585
S _{sy}	337,545

$$\eta = \frac{0.577 * S_y}{\tau} = \frac{0.577 * S_y}{\frac{V * 4}{10 * \pi * d^2}} = \frac{0.577 * 248\ 000\ 000}{\frac{100000 * 4}{8 * \pi * (0.5069 * 0.0254)^2}} = 4.4 \text{ (Cortante)}$$

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{S_y}{\frac{V}{10 * d * t}} = \frac{248\ 000\ 000}{\frac{100000}{8 * 0.5069 * 0.0254 * 0.04}} = 12.8 \text{ (Aplastamiento)}$$

$$\eta = \frac{8 * 0.25 * S_p * A_t}{CP} = \frac{8 * 0.25 * S_p * A_t}{CP}$$

$$= \frac{10 * 0.25 * 585000000 * 0.226 * 0.0254^2}{0.25 * 13000} = 65 \text{ (Carga)}$$

$$\eta = \frac{8 * 0.75 * S_p * A_t}{(1 - C)P} = \frac{10 * 0.75 * 585000000 * 0.226 * 0.0254^2}{(1 - 0.25) * 13000}$$

$$= 65 \text{ (Separacion)}$$

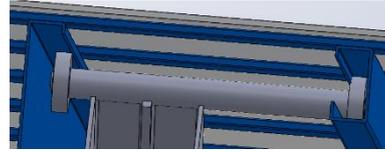
Vigas de apoyo en la plataforma

$$P = 6.25 - 5.5 \text{ KN}$$

$$F_a = 30 - 16 \text{ KN}$$

$$r = 20 \text{ mm}$$

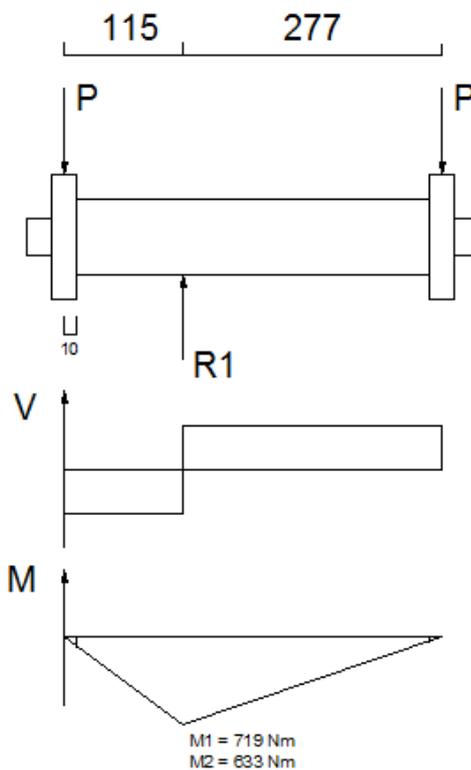
$$S_y = 370 \text{ Mpa (AISI 1018)}$$



$$\sum F = 0$$

$$R_1 - 2P = 0$$

$$R_1 = 2P = 12500 - 7000 \text{ N}$$



$$\sigma_{x\max} = \frac{M_1 c}{I} + \frac{F_a}{A} = \frac{4M}{\pi * r^3} + \frac{F_a}{A} = \frac{4 * 719}{\pi * 0.02^3} + \frac{30000}{\pi * 0.02^2} = 127 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{x\min} = \frac{M_2 c}{I} + \frac{F_a}{A} = \frac{4M}{\pi * r^3} + \frac{F_a}{A} = \frac{4 * 633}{\pi * 0.02^3} + \frac{16000}{\pi * 0.02^2} = 107 \text{ MPa}$$

Tabla B.3 Lista de esfuerzos en pasadores superiores.

Eje redondo de 40 mm de acero 1018					
Esfuerzos máximos	σ_x (Mpa)	127	Esfuerzos de amplitud	σ_{ax} (Mpa)	10
	σ_y (Mpa)	0		σ_{ay} (Mpa)	0
	σ_z (Mpa)	0		σ_{az} (Mpa)	0
	τ_{xy} (Mpa)	0		τ_{axy} (Mpa)	0
	τ_{xz} (Mpa)	0		τ_{axz} (Mpa)	0
	τ_{yz} (Mpa)	0		τ_{ayz} (Mpa)	0
Esfuerzos mínimos	σ_x (Mpa)	107	Esfuerzos medios	σ_{mx} (Mpa)	117
	σ_y (Mpa)	0		σ_{my} (Mpa)	0
	σ_z (Mpa)	0		σ_{mz} (Mpa)	0
	τ_{xy} (Mpa)	0		τ_{mxy} (Mpa)	0
	τ_{xz} (Mpa)	0		τ_{mxz} (Mpa)	0
	τ_{yz} (Mpa)	0		τ_{myz} (Mpa)	0
Von Mises máximo (Mpa)		127			
η_e		2.91			
Von Mises mínimo (Mpa)		107			
η_e		3.46			
σ_a' (Mpa)		10			
σ_m' (Mpa)		117			
Posición inferior					
$F_x ; M_x$		16 KN ; 0 NM			
$F_y ; M_y$		-5.5 KN; 0 NM			
$F_z ; M_z$		0 KN ; 0 NM			
Posición superior					
$F_x ; M_x$		30 KN ; 0 NM			
$F_y ; M_y$		-6.25 KN ; 0 NM			
$F_z ; M_z$		0 ; 0 NM			

Se calcula el coeficiente de superficie

$$C_{\text{superficie}} = 57.7 * 440^{-0.718} = 0.73$$

$$C_{\text{tamaño}} = 1.189 * 40^{-0.097} = 0.83$$

Tabla B.4 Constantes de fatiga para pasadores superiores

Constantes	
Carga (flexión)	0.75
Temperatura	1
Confiabilidad (99.9%)	0.75
Superficie	0.73
Tamaño	0.83

Ahora se obtiene el valor del límite de fatiga con la [Ec – 14]:

$$S_e = C_{\text{tamaño}} * C_{\text{confiabilidad}} * C_{\text{temperatura}} * C_{\text{superficie}} * C_{\text{carga}} * 0.5 * S_{ut}$$

$$S_e = 0.83 * 0.75 * 1 * 0.73 * 0.75 * 0.5 * 440 = 75.38 \text{ Mpa}$$

$$\frac{1}{\eta_f} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} * k_f = \frac{10}{75.38} + \frac{117}{440} * 1 \rightarrow \eta_f = 2.51 \text{ (Vida infinita)}$$

Esfuerzo cortante

$$V = 6.25 \text{ KN}$$

$$S_y = 370 \text{ Mpa (AISI 1018)}$$

$$d = 35 \text{ mm}$$

$$\eta = \frac{0.577 * S_y}{\sigma} = \frac{0.577 * S_y}{\frac{V * 4}{\pi * d^2}} = \frac{0.577 * 370 * 0.000000}{\frac{6250 * 4}{\pi * 0.035^2}} = 32.9 \quad (\text{Cortante})$$

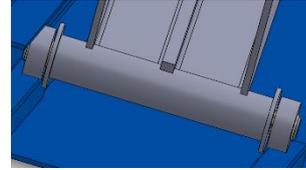
Vigas de apoyo en la base

$$P = 7.75 \text{ KN}$$

$$F_a = 14 \text{ KN}$$

$$r = 20 \text{ mm}$$

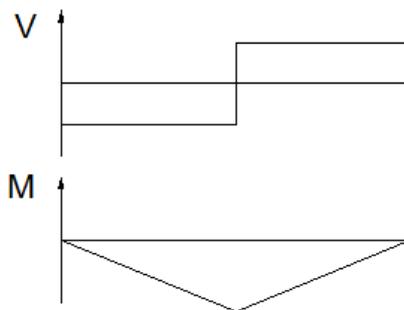
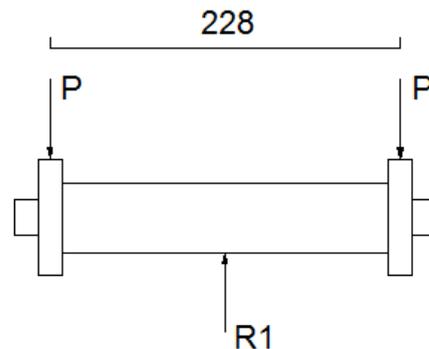
$$S_y = 370 \text{ Mpa (AISI 1018)}$$



$$\sum F = 0$$

$$R_1 - 2P = 0$$

$$R_1 = 2P = 15500 \text{ N}$$



$$M = 884 \text{ Nm}$$

$$\sigma' = \frac{Mc}{I} + \frac{F_a}{A} = \frac{4M}{\pi * r^3} + \frac{F_a}{A} = \frac{4 * 884}{\pi * 0.02^3} + \frac{14000}{\pi * 0.02^2} = 152 \text{ MPa}$$

Este elemento no tiene fatiga porque la variación de esfuerzos es casi nula.

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{370}{152} = 2.43 \quad (\text{Flexión})$$

Esfuerzo cortante

$$V = 7.75 \text{ KN}$$

$$S_y = 370 \text{ Mpa (AISI 1018)}$$

$$d = 20 \text{ mm}$$

$$\eta = \frac{0.577 * S_y}{\sigma} = \frac{0.577 * S_y}{\frac{V * 4}{\pi * d^2}} = \frac{0.577 * 370 * 0.000000}{\frac{7750 * 4}{\pi * 0.02^2}} = 8.6 \quad (\text{Cortante})$$

APÉNDICE C

ANSYS STRUCTURAL para plancha antideslizante y soporte

Se usa ANSYS STRUCTURAL para determinar si la plancha antideslizante y el soporte fallan por fatiga o por fluencia.

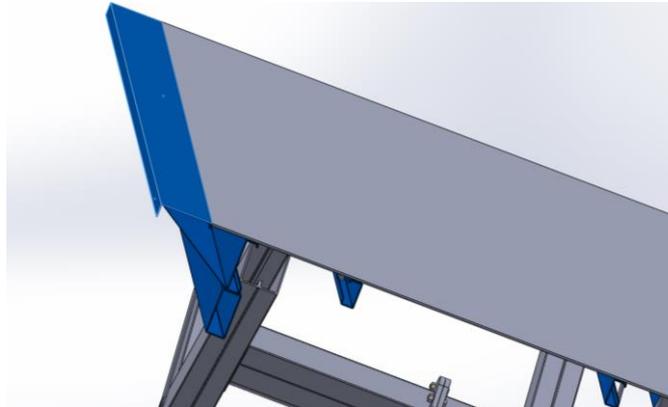


Figura C.1 Plancha antideslizante.

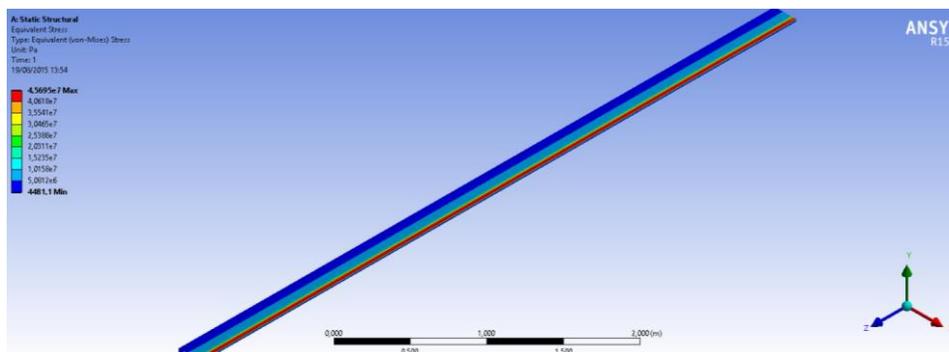


Figura C.2 Distribución de esfuerzos de la antideslizante.

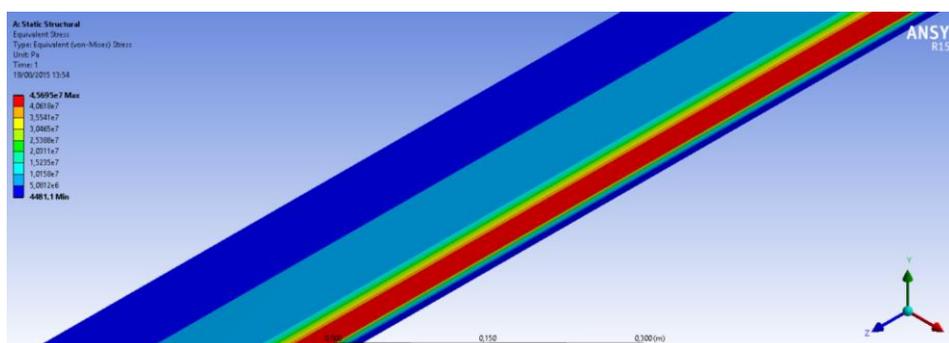


Figura C.3 Región de esfuerzo máximo de Von Mises.

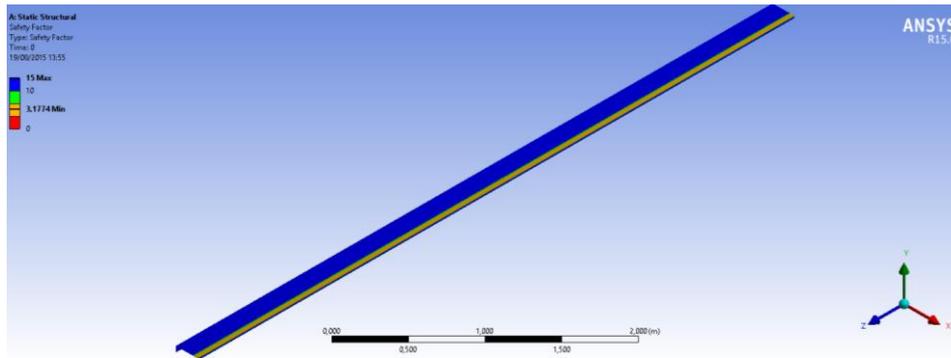


Figura C.4 Distribución de factores de seguridad a fatiga.

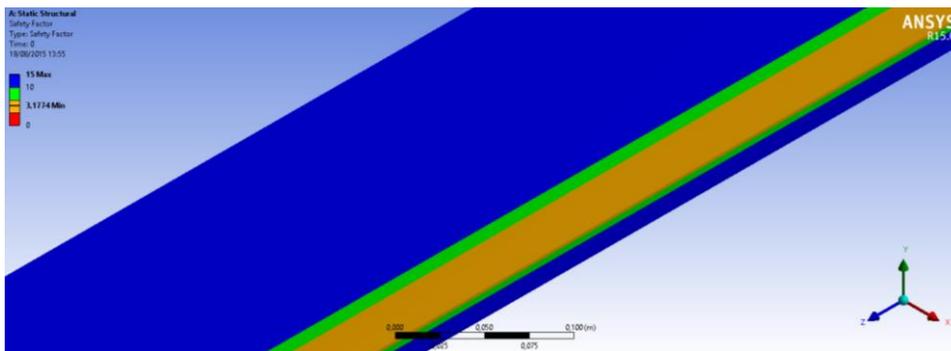


Figura C.5 Región de mínimo factor de seguridad a fatiga.

Tabla C.1 Tabla de resultados de la plancha antideslizante

Plancha antideslizante	
Factor de seguridad estático mínimo	5.5
Factor de seguridad de fatiga mínimo	3
Vida del elemento	Infinita
Deformación máxima (mm)	1.8

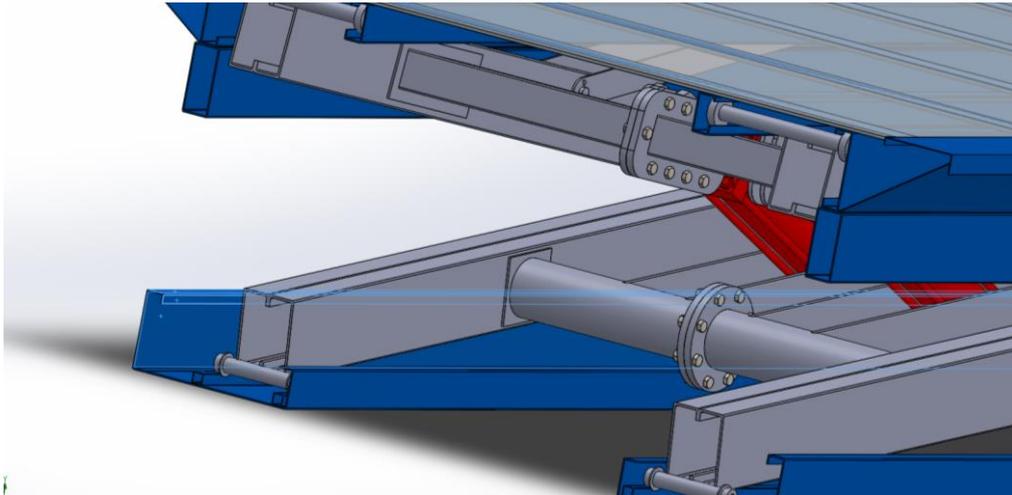


Figura C.6 Viga C de apoyo en el suelo.

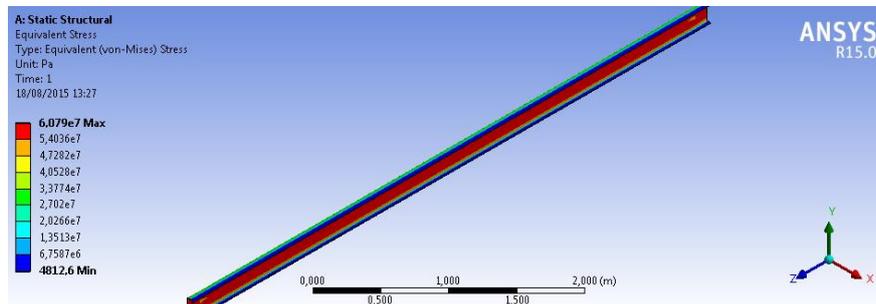


Figura C.7 Distribución de esfuerzos la viga de apoyo.

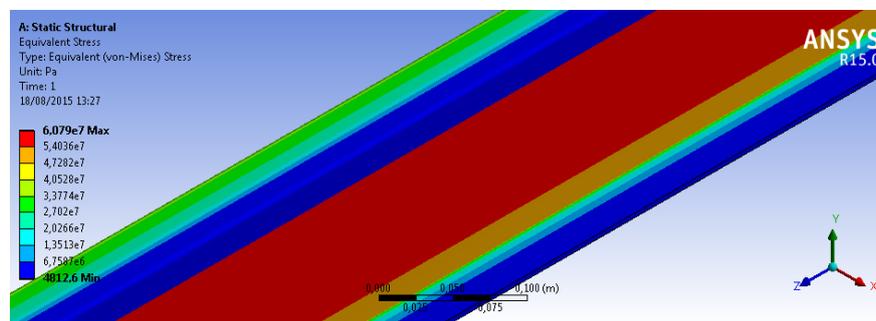


Figura C.8 Región de esfuerzos máximo en la viga de apoyo.

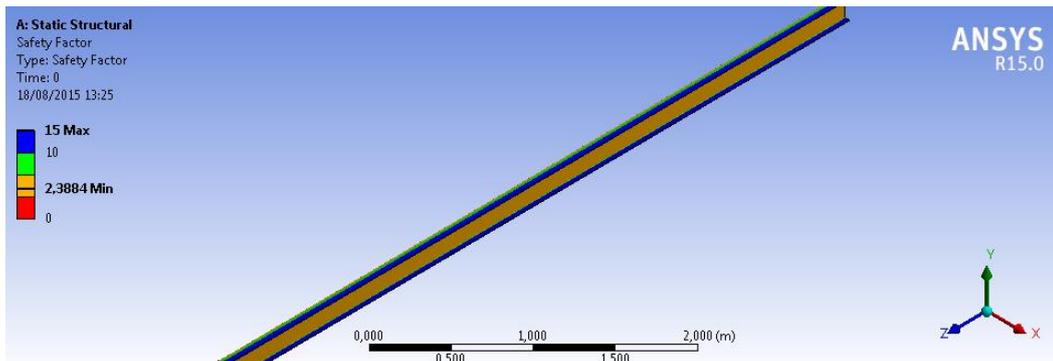


Figura C.9 Distribución de factores de seguridad a fatiga.

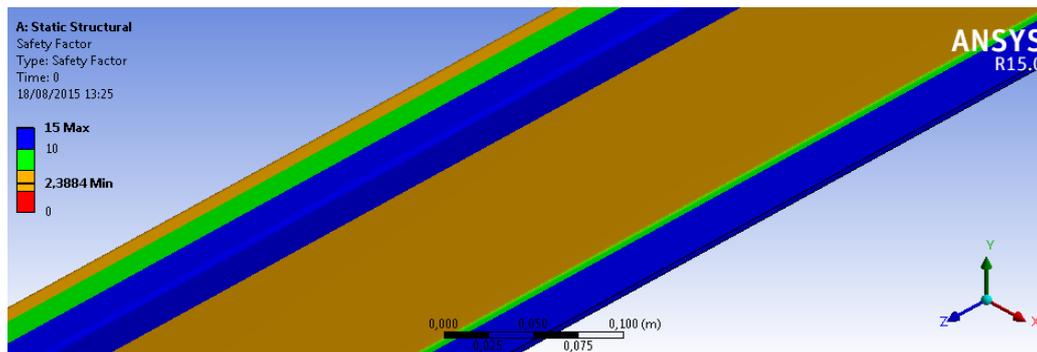


Figura C.10 Región de mínimo factor de seguridad a fatiga.

Tabla C.2 Tabla de resultados de la viga de apoyo.

Viga de apoyo	
Factor de seguridad estático mínimo	4
Factor de seguridad de fatiga mínimo	2
Vida del elemento	Infinita
Deformación máxima (mm)	3

APÉNDICE D

Pandeo de vástago

Vástago de cilindro hidráulico

Se calcula la razón de esbeltez y el coeficiente C_c . El vástago es de diámetro 60 mm y una longitud de 740 mm. El radio de giro de un círculo es el $d/4$.

$$\frac{L_e}{R} = \frac{K * L}{R} = \frac{1 * 740}{60/4} = 49 \quad \wedge \quad C_c = \sqrt{\frac{2 * \pi^2 * E}{S_f}} = \sqrt{\frac{2 * \pi^2 * 200 * 10^9}{310 * 10^6}} = 113$$

→ Ecuación de la parábola

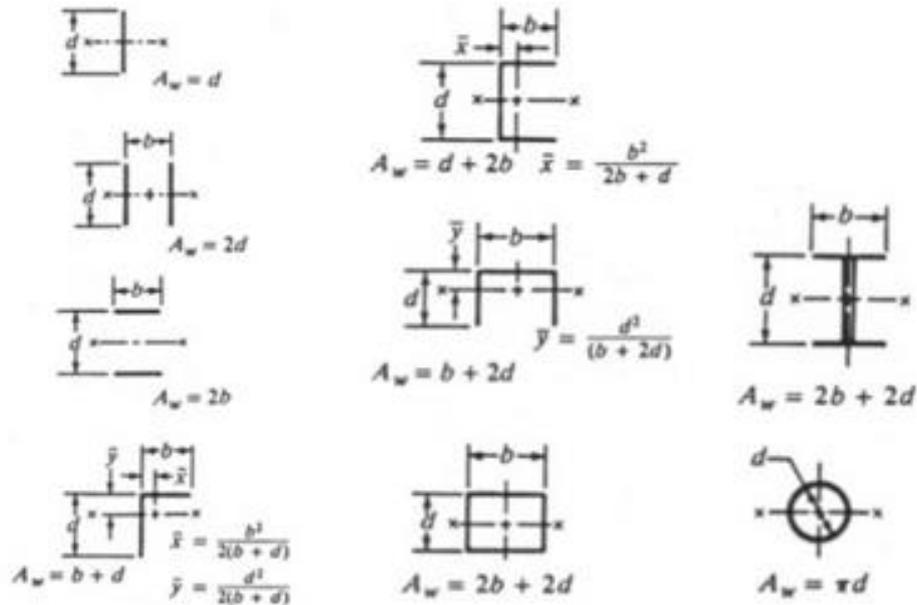
$$\sigma_{cr} = \left[1 - \frac{1}{2} \left(\frac{L_e/R}{C_c} \right)^2 \right] S_f = \left[1 - \frac{1}{2} \left(\frac{49}{113} \right)^2 \right] 310 \text{Mpa} = 280 \text{Mpa}$$

Los esfuerzos aplicados en el vástago no superan los 100 Mpa por lo que no hay problemas por pandeo.

APÉNDICE E

Cálculo de uniones soldadas

Figura E.1 Áreas unitarias para diferentes uniones soldadas.



Tubos circulares de unión

$$D_{\text{ext}} = 4''$$

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

Carga

$$V = 37 \text{ N} = 8 \text{ lbf}$$

$$P = 5 \text{ KN} = 1124 \text{ lbf}$$

$$\tau_{\text{permisible}} = 0.3 E_{\text{xx}} = 0.3 * 70 = 21 \text{ Ksi}$$

Ahora se calcula la dimensión de la garganta de la soldadura de filete de longitud completa que proporcionará el área necesaria. Se obtiene primero la fuerza total unitaria.



$$f_s = \frac{V}{A_w} = \frac{V}{\pi * d} = \frac{8}{\pi * 4} = 0.6 \text{ lbf/pulg}$$

$$f_n = \frac{P}{A_w} = \frac{P}{\pi * d} = \frac{1124}{\pi * 4} = 89 \text{ lbf/pulg}$$

$$F_t = \sqrt{f_s^2 + f_n^2} = \sqrt{0.6^2 + 89^2} = 89 \text{ lbf/pulg}$$

$$\tau_{\text{máx}} = \tau_{\text{permisible}} = 21000 = 89 \frac{\text{lbf}}{\text{pulg}} = \frac{89}{t} = \frac{89}{0.707 w}$$

$$w = 0.006 \text{ pulg} \rightarrow t = 0.004 \text{ pulg}$$

Según la tabla 2.9 para un espesor menor a ¼ de pulgada se debe tener un tamaño mínimo de soldadura de 1/8 de pulgada. Ahora con los valores obtenidos se calcula el esfuerzo cortante y el factor de seguridad respectivamente.

$$\tau_{xy} = \frac{F_t}{t} = \frac{89}{0.707 * w} = 1007 \text{ psi}$$

$$\eta = \frac{\tau_{\text{permisible}}}{\tau_{xy}} = \frac{21000}{1007} = 21$$

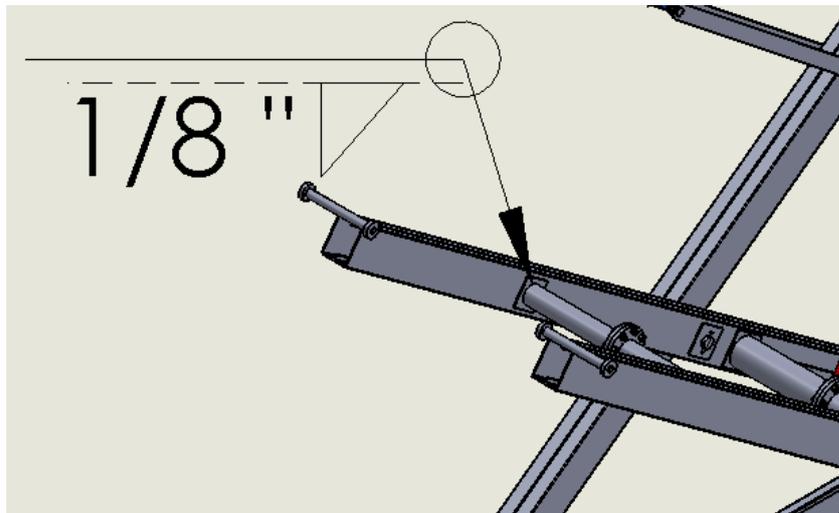


Figura E.2 Soldadura en tubos de unión.

Tubo rectangular de soporte

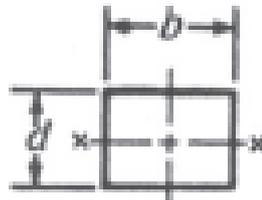
300 x 100 x 6 mm

Cargas:

$$V = 81 \text{ kN} = 18\,210 \text{ lbf}$$

$$P = 396 \text{ N} = 89 \text{ lbf}$$

$$\tau_{\text{permisible}} = 0.3 E_{xx} = 0.3 * 70 = 21 \text{ Ksi}$$



$$A_w = 2b + 2d$$

$$f_s = \frac{V}{A_w} = \frac{V}{2b + 2d} = \frac{18\,210}{2(11.8) + 2(3.9)} = 580 \text{ lbf/pulg}$$

$$f_n = \frac{P}{A_w} = \frac{P}{2b + 2d} = \frac{89}{2(11.8) + 2(3.9)} = 2.8 \text{ lbf/pulg}$$

$$F_t = \sqrt{f_s^2 + f_n^2} = \sqrt{580^2 + 2.8^2} = 580 \text{ lbf/pulg}$$

$$\tau_{\text{máx}} = \tau_{\text{permisible}} = 21000 = 580 \frac{\text{lbf}}{\text{pulg}} = \frac{580}{t} = \frac{580}{0.707 w}$$

$$w = 0.04 \text{ pulg} \rightarrow t = 0.03 \text{ pulg}$$

Según la tabla ya mostrada para un espesor menor a ¼ de pulgada se debe tener un tamaño mínimo de soldadura de 1/8 de pulgada. Ahora con los valores obtenidos se calcula el esfuerzo cortante.

$$\tau_{xy} = \frac{F_t}{t} = \frac{580}{0.707 * (\frac{1}{8})} = 6563 \text{ psi}$$

Ahora se obtiene el factor de seguridad

$$\eta = \frac{\tau_{\text{permisible}}}{\tau_{xy}} = \frac{21000}{6563} = 3.2$$

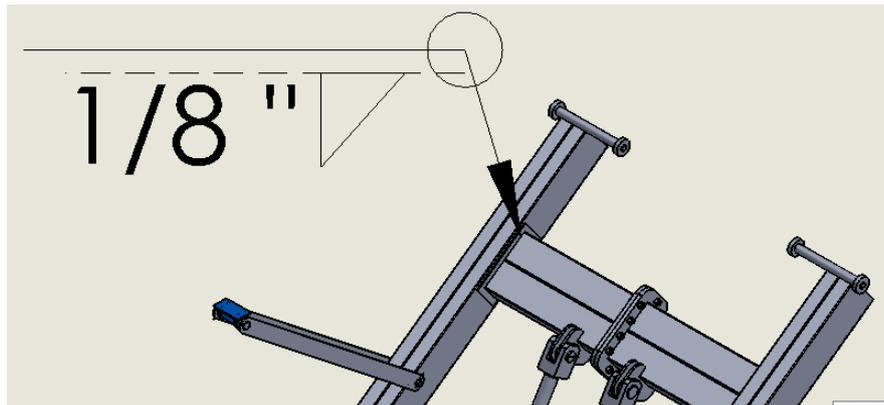


Figura E.3 Soldadura en tubos rectangulares.

Tubos circulares de soporte

6" con espesor de 6mm

Carga

$$V = 78 \text{ kN} = 17\,535 \text{ lbf}$$

$$P = 4 \text{ kN} = 900 \text{ lbf}$$

$$\tau_{\text{permisible}} = 0.3 E_{xx} = 0.3 * 70 = 21 \text{ Ksi}$$

$$f_s = \frac{V}{A_w} = \frac{V}{\pi * d} = \frac{17\,535}{\pi * 6} = 1860 \text{ lbf/pulg}$$

$$f_n = \frac{P}{A_w} = \frac{P}{\pi * d} = \frac{900}{\pi * 6} = 48 \text{ lbf/pulg}$$

$$F_t = \sqrt{f_s^2 + f_n^2} = \sqrt{1860^2 + 48^2} = 1860 \text{ lbf/pulg}$$

$$\tau_{\text{máx}} = \tau_{\text{permisible}} = 21000 = 1860 \frac{\text{lbf}}{\text{pulg}} = \frac{1860}{t} = \frac{1860}{0.707 w}$$

$$w = 0.09 \text{ pulg} \rightarrow t = 0.06 \text{ pulg}$$

Según la tabla mostrada para un espesor menor a ¼ de pulgada se debe tener un tamaño mínimo de soldadura de 1/8 de pulgada. Ahora con los valores obtenidos se calcula el esfuerzo cortante.

$$\tau_{xy} = \frac{F_t}{t} = \frac{1860}{0.707 * w} = 21047 \text{ psi}$$

Ahora se obtiene el factor de seguridad

$$\eta = \frac{\tau_{\text{permisible}}}{\tau_{xy}} = \frac{21000}{21047} = 1$$

En el caso de un η se debe tomar en cuenta que tomar $\tau_{\text{permisible}} = 21000$ ya tiene un factor de seguridad intrínseco de por lo menos 2.5.

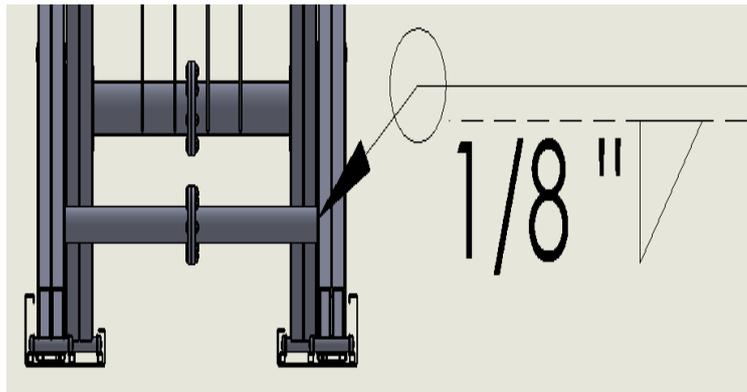


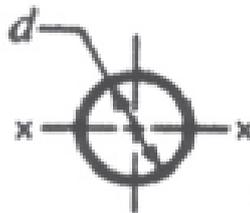
Figura E.4 Soldadura en tubos circulares de soporte.

Eslabones triangulares

$$150 \times 12 \text{ mm}$$

$$P = 84 \text{ kN} = 18\,884 \text{ lbf}$$

$$V = 1 \text{ kN} = 225 \text{ lbf}$$



$$A_w = \pi d$$

$$\tau_{\text{permisible}} = 0.3 E_{xx} = 0.3 * 70 = 21 \text{ Ksi}$$

$$f_s = \frac{V}{A_w} = \frac{V}{\pi * d + 2 * e} = \frac{225}{\pi * 6 + 2 * 0.5} = 11.33 \frac{\text{lbf}}{\text{pulg}}$$

$$f_n = \frac{P}{A_w} = \frac{P}{\pi * d + 2 * e} = \frac{18\,884}{\pi * 6 + 2 * 0.5} = 951 \text{ lbf/pulg}$$

$$F_t = \sqrt{f_s^2 + f_n^2} = \sqrt{11.33^2 + 951^2} = 951 \text{ lbf/pulg}$$

$$\tau_{\text{máx}} = \tau_{\text{permisible}} = 21000 = 951 \frac{\text{lbf}}{\text{pulg}} = \frac{951}{t} = \frac{951}{0.707 w}$$

$$w = 0.04 \text{ pulg} \rightarrow t = 0.03 \text{ pulg}$$

Según la tabla ya mostrada para un espesor menor a ¼ de pulgada se debe tener un tamaño mínimo de soldadura de 1/8 de pulgada. Ahora con los valores obtenidos se calcula el esfuerzo cortante.

$$\tau_{xy} = \frac{F_t}{t} = \frac{951}{0.707 * (1/8)} = 10761 \text{ psi}$$

Ahora se obtiene el factor de seguridad

$$\eta = \frac{\tau_{\text{permissible}}}{\tau_{xy}} = \frac{21000}{10761} = 2$$

Horquilla de tubo triangular

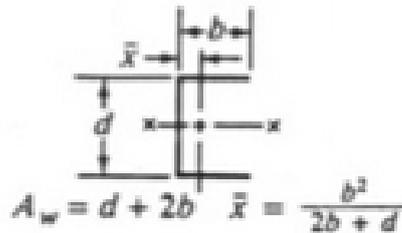
100 x 50 mm

Carga

$$P = 150 \text{ KN} = 33\,721 \text{ lbf}$$

$$V = 45 \text{ KN} = 10\,116 \text{ lbf}$$

$$\tau_{\text{permissible}} = 0.3 E_{xx} = 0.3 * 70 = 21 \text{ Ksi}$$



$$f_s = \frac{V}{A_w} = \frac{V}{(2b + d) * 2 + 2e} = \frac{10\,116}{(2(2) + (4)) * 2 + 1.5} = 578 \text{ lbf/pulg}$$

$$f_n = \frac{P}{A_w} = \frac{P}{(2b + d) * 2 + 2e} = \frac{33\,721}{(2(2) + (4)) * 2 + 1.5} = 1926 \text{ lbf/pulg}$$

$$F_t = \sqrt{f_s^2 + f_n^2} = \sqrt{578^2 + 1926^2} = 2010 \text{ lbf/pulg}$$

$$\tau_{\text{máx}} = \tau_{\text{permissible}} = 21000 = 2010 \frac{\text{lbf}}{\text{pulg}} = \frac{2010}{t} = \frac{2010}{0.707 w}$$

$$w = 0.1 \text{ pulg} \rightarrow t = 0.07 \text{ pulg}$$

Según la tabla ya mostrada para un espesor entre 1/2 y 3/4 de pulgada se debe tener un tamaño mínimo de soldadura de 1/4 de pulgada. Ahora con los valores obtenidos se calcula el esfuerzo cortante.

$$\tau_{xy} = \frac{2071}{t} = \frac{2071}{0.707 * (1/4)} = 11\,717 \text{ psi}$$

Ahora se obtiene el factor de seguridad

$$\eta = \frac{\tau_{\text{permissible}}}{\tau_{xy}} = \frac{21000}{11\,717} = 1.8$$

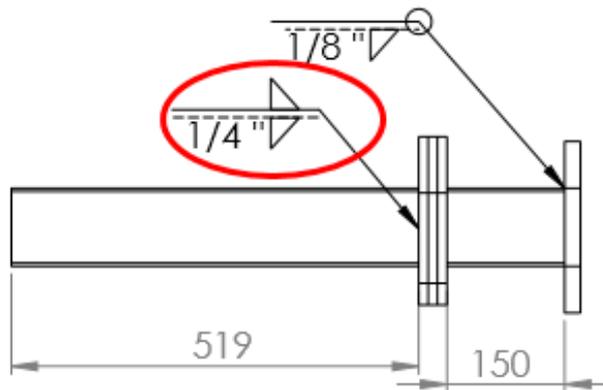


Figura E.5 Soldadura en horquillas de soporte rectangular.

Unión de correas G diagonales

100 x 75 x 6 mm

$V = 157 \text{ KN} = 35\,297 \text{ lbf}$

$P = 50 \text{ KN} = 11\,241 \text{ lbf}$

$\tau_{\text{permisible}} = 0.3 E_{\text{xx}} = 0.3 * 70 = 21 \text{ Ksi}$



$$f_s = \frac{V}{A_w} = \frac{V}{2d} = \frac{35\,297}{2 * 209} = 84.4 \text{ lbf/pulg}$$

$$f_n = \frac{P}{A_w} = \frac{P}{2d} = \frac{11\,241}{2 * 209} = 27 \text{ lbf/pulg}$$

$$F_t = \sqrt{f_s^2 + f_n^2} = \sqrt{84.4^2 + 27^2} = 89 \text{ lbf/pulg}$$

$$\tau_{\text{máx}} = \tau_{\text{permisible}} = 21\,000 = 89 \frac{\text{lbf}}{\text{pulg}} = \frac{89}{t} = \frac{89}{0.707 w}$$

$$w = 0.003 \text{ pulg} \rightarrow t = 0.002 \text{ pulg}$$

Según la tabla ya mostrada para un espesor menor a ¼ de pulgada se debe tener un tamaño mínimo de soldadura de 1/8 de pulgada. Ahora con los valores obtenidos se calcula el esfuerzo cortante.

$$\tau_{xy} = \frac{F_t}{t} = \frac{89}{0.707 * (1/8)} = 1007 \text{ psi}$$

Ahora se obtiene el factor de seguridad

$$\eta = \frac{\tau_{\text{permisible}}}{\tau_{xy}} = \frac{21000}{1007} = 21$$

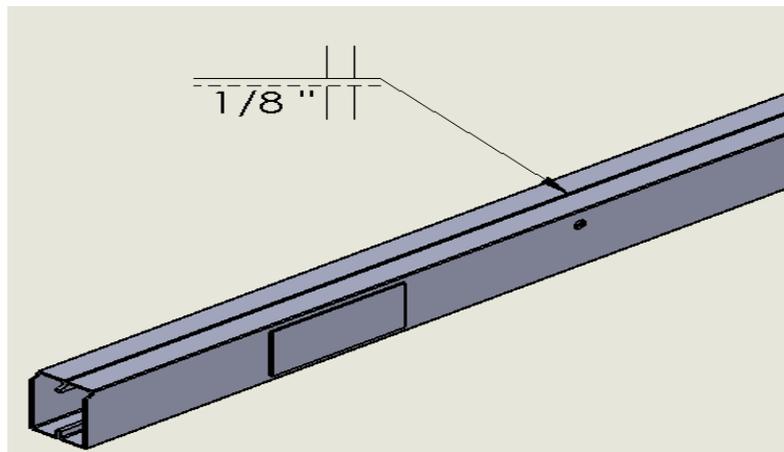


Figura E.6 Soldadura en unión de correas G.

Unión de tubos rectangulares

150 x 100 x 6 mm

Cargas:

$$V = 78 \text{ KN} = 17\,564 \text{ lbf}$$

$$P = 4 \text{ KN} = 1000 \text{ lbf}$$

$$\tau_{\text{permisible}} = 0.3 E_{xx} = 0.3 * 70 = 21 \text{ Ksi}$$



$$f_s = \frac{V}{A_w} = \frac{V}{2d} = \frac{17\,564}{2 * 59} = 149 \text{ lbf/pulg}$$

$$f_n = \frac{P}{A_w} = \frac{P}{2d} = \frac{1000}{2 * 59} = 9 \text{ lbf/pulg}$$

$$F_t = \sqrt{f_s^2 + f_n^2} = \sqrt{149^2 + 9^2} = 149 \text{ lbf/pulg}$$

$$\tau_{\text{máx}} = \tau_{\text{permisible}} = 21000 = 149 \frac{\text{lbf}}{\text{pulg}} = \frac{149}{t} = \frac{149}{0.007 w}$$

$$w = 0.007 \text{ pulg} \rightarrow t = 0.005 \text{ pulg}$$

Según la tabla ya mostrada para un espesor menor a 1/4 de pulgada se debe tener un tamaño mínimo de soldadura de 1/8 de pulgada. Ahora con los valores obtenidos se calcula el esfuerzo cortante.

$$\tau_{xy} = \frac{F_t}{t} = \frac{149}{0.707 * \left(\frac{1}{8}\right)} = 1686 \text{ psi}$$

Ahora se obtiene el factor de seguridad

$$\eta = \frac{\tau_{\text{permisible}}}{\tau_{xy}} = \frac{21000}{1686} = 12$$

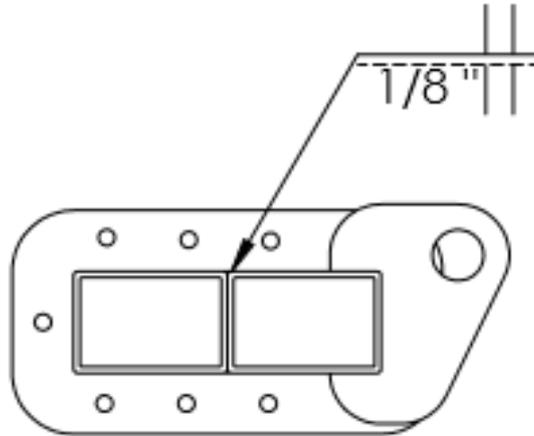


Figura E.7 Soldadura en unión de tubos rectangulares.

Bridas para soporte rectangular

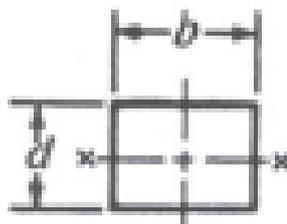
300 x 100 x 6 mm

Cargas:

$$V = 42 \text{ KN} = 9442 \text{ lbf}$$

$$P = 5 \text{ KN} = 1124 \text{ lbf}$$

$$\tau_{\text{permisible}} = 0.3 E_{xx} = 0.3 * 70 = 21 \text{ Ksi}$$



$$A_w = 2b + 2d$$

$$f_s = \frac{V}{A_w} = \frac{V}{2b + 2d} = \frac{9441}{2(11.8) + 2(3.9)} = 301 \text{ lbf/pulg}$$

$$f_n = \frac{P}{A_w} = \frac{P}{2b + 2d} = \frac{1124}{2(11.8) + 2(3.9)} = 36 \text{ lbf/pulg}$$

$$F_t = \sqrt{f_s^2 + f_n^2} = \sqrt{301^2 + 36^2} = 303 \text{ lbf/pulg}$$

$$\tau_{\text{máx}} = \tau_{\text{permissible}} = 21000 = 303 \frac{\text{lbf}}{\text{pulg}} = \frac{303}{t} = \frac{303}{0.707 w}$$

$$w = 0.015 \text{ pulg} \rightarrow t = 0.01 \text{ pulg}$$

Según la tabla ya mostrada para un espesor menor a ¼ de pulgada se debe tener un tamaño mínimo de soldadura de 1/8 de pulgada. Ahora con los valores obtenidos se calcula el esfuerzo cortante.

$$\tau_{xy} = \frac{F_t}{t} = \frac{303}{0.707 * (\frac{1}{8})} = 3428 \text{ psi}$$

Ahora se obtiene el factor de seguridad

$$\eta = \frac{\tau_{\text{permissible}}}{\tau_{xy}} = \frac{21000}{3428} = 6$$

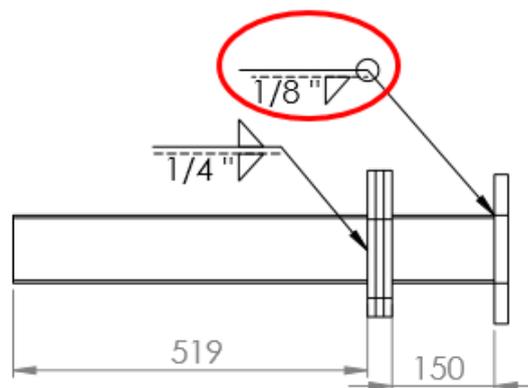


Figura E.8 Soldadura en bridas rectangulares.

Bridas para tubos de 4''

4'' con espesor de 2 mm

Carga

$$V = 50 \text{ N} = 11.24 \text{ lbf}$$

$$P = 5.1 \text{ KN} = 1147 \text{ lbf}$$

$$\tau_{\text{permissible}} = 0.3 E_{xx} = 0.3 * 70 = 21 \text{ Ksi}$$

$$f_s = \frac{V}{A_w} = \frac{V}{\pi * d} = \frac{11.24}{\pi * 4} = 1 \text{ lbf/pulg}$$

$$f_n = \frac{P}{A_w} = \frac{P}{\pi * d} = \frac{1147}{\pi * 4} = 91.3 \text{ lbf/pulg}$$

$$F_t = \sqrt{f_s^2 + f_n^2} = \sqrt{1^2 + 91.3^2} = 91.3 \text{ lbf/pulg}$$

$$\tau_{\text{máx}} = \tau_{\text{permissible}} = 21000 = 91.3 \frac{\text{lbf}}{\text{pulg}} = \frac{91.3}{t} = \frac{91.3}{0.707 w}$$

$$w = 0.004 \text{ pulg} \rightarrow t = 0.003 \text{ pulg}$$

Según la tabla mostrada para un espesor menor a ¼ de pulgada se debe tener un tamaño mínimo de soldadura de 1/8 de pulgada. Ahora con los valores obtenidos se calcula el esfuerzo cortante.

$$\tau_{xy} = \frac{F_t}{t} = \frac{91.3}{0.707 * (1/8)} = 1033 \text{ psi}$$

Ahora se obtiene el factor de seguridad

$$\eta = \frac{\tau_{\text{permissible}}}{\tau_{xy}} = \frac{21000}{1033} = 20$$

Bridas para tubos de 6"

6" con espesor de 6mm

Carga

$$V = 42 \text{ KN} = 9442 \text{ lbf}$$

$$P = 6 \text{ KN} = 1349 \text{ lbf}$$

$$\tau_{\text{permissible}} = 0.3 E_{xx} = 0.3 * 70 = 21 \text{ Ksi}$$

$$f_s = \frac{V}{A_w} = \frac{V}{\pi * d} = \frac{9441}{\pi * 6} = 501 \text{ lbf/pulg}$$

$$f_n = \frac{P}{A_w} = \frac{P}{\pi * d} = \frac{1349}{\pi * 6} = 72 \text{ lbf/pulg}$$

$$F_t = \sqrt{f_s^2 + f_n^2} = \sqrt{501^2 + 72^2} = 506 \text{ lbf/pulg}$$

$$\tau_{\text{máx}} = \tau_{\text{permissible}} = 21000 = 506 \frac{\text{lbf}}{\text{pulg}} = \frac{506}{t} = \frac{506}{0.707 w}$$

$$w = 0.02 \text{ pulg} \rightarrow t = 0.01 \text{ pulg}$$

Según la tabla mostrada para un espesor menor a ¼ de pulgada se debe tener un tamaño mínimo de soldadura de 1/8 de pulgada. Ahora con los valores obtenidos se calcula el esfuerzo cortante.

$$\tau_{xy} = \frac{F_t}{t} = \frac{506}{0.707 * (1/8)} = 5725 \text{ psi}$$

Ahora se obtiene el factor de seguridad

$$\eta = \frac{\tau_{\text{permissible}}}{\tau_{xy}} = \frac{21000}{5725} = 3.7$$

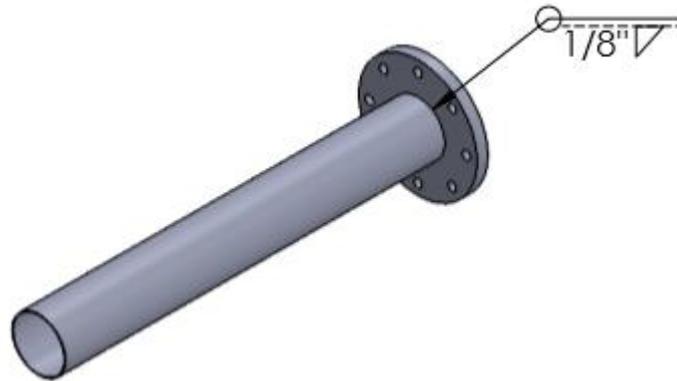


Figura E.9 Soldadura en bridas circulares.

Pasadores en correas G

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

$$P = 11 \text{ kN} = 2473 \text{ lbf}$$

$$V = 29 \text{ kN} = 6520 \text{ lbf}$$

$$\tau_{\text{permisible}} = 0.3 E_{\text{xx}} = 0.3 * 70 = 21 \text{ Ksi}$$

$$f_s = \frac{V}{A_w} = \frac{V}{3 * (\pi * d)/4 + 3 * e} = \frac{6520}{6 * (\pi * 1.6)/4 + 3 * 0.24} = 725 \frac{\text{lbf}}{\text{pulg}}$$

$$f_n = \frac{P}{A_w} = \frac{P}{3 * (\pi * d)/4 + 3 * e} = \frac{2473}{6 * (\pi * 1.6)/4 + 3 * 0.24} = 275 \text{ lbf/pulg}$$

$$F_t = \sqrt{f_s^2 + f_n^2} = \sqrt{725^2 + 275^2} = 775 \text{ lbf/pulg}$$

$$\tau_{\text{máx}} = \tau_{\text{permisible}} = 21000 = 775 \frac{\text{lbf}}{\text{pulg}} = \frac{775}{t} = \frac{775}{0.707 w}$$

$$w = 0.03 \text{ pulg} \rightarrow t = 0.02 \text{ pulg}$$

Según la tabla ya mostrada para un espesor menor a ¼ de pulgada se debe tener un tamaño mínimo de soldadura de 1/8 de pulgada. Ahora con los valores obtenidos se calcula el esfuerzo cortante.

$$\tau_{xy} = \frac{F_t}{t} = \frac{775}{0.707 * (1/8)} = 8769 \text{ psi}$$

Ahora se obtiene el factor de seguridad

$$\eta = \frac{\tau_{\text{permisible}}}{\tau_{xy}} = \frac{21000}{8769} = 2.4$$

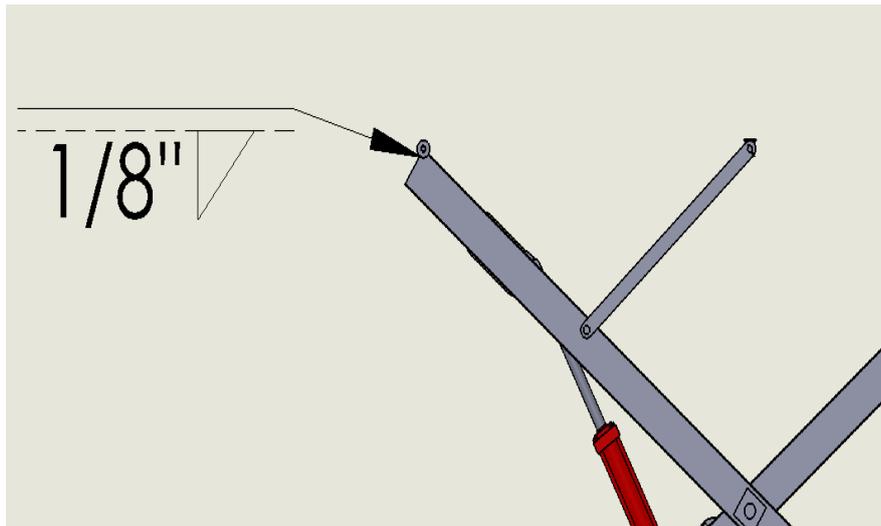


Figura E.10 Soldadura en unión de pasadores.

Viga C guía con viga C de apoyo

Para la longitud a soldar se seleccionó la cantidad de 21 cordones de 20 cm cada uno, espaciados 6 cm.

175 x 75 x 4 mm

Cargas:

$$P = 25 \text{ KN} = 5621 \text{ lbf}$$

$$V = 156 \text{ KN} = 35\,000 \text{ lbf}$$

$$\tau_{\text{permisible}} = 0.3 E_{xx} = 0.3 * 70 = 21 \text{ Ksi}$$

$$f_n = \frac{P}{A_w} = \frac{5621}{2 * d} = \frac{5621}{2(7.87) * 21} = 17 \text{ lbf/pulg}$$

$$f_s = \frac{V}{A_w} = \frac{35\,000}{2 * d} = \frac{35\,000}{2(7.87) * 21} = 106 \text{ lbf/pulg}$$

$$F_t = \sqrt{f_s^2 + f_n^2} = \sqrt{106^2 + 17^2} = 107 \text{ lbf/pulg}$$

$$\tau_{\text{máx}} = \tau_{\text{permisible}} = 21000 = 107 \frac{\text{lbf}}{\text{pulg}} = \frac{107}{t} = \frac{107}{0.707 w}$$

$$w = 0.005 \text{ pulg} \rightarrow t = 0.003 \text{ pulg}$$

Según la tabla ya mostrada para un espesor menor a ¼ de pulgada se debe tener un tamaño mínimo de soldadura de 1/8 de pulgada. Ahora con los valores obtenidos se calcula el esfuerzo cortante.

$$\tau_{xy} = \frac{F_t}{t} = \frac{107}{0.707 * (\frac{1}{8})} = 1210 \text{ psi}$$

Ahora se obtiene el factor de seguridad

$$\eta = \frac{\tau_{\text{permissible}}}{\tau_{xy}} = \frac{21000}{1210} = 17$$

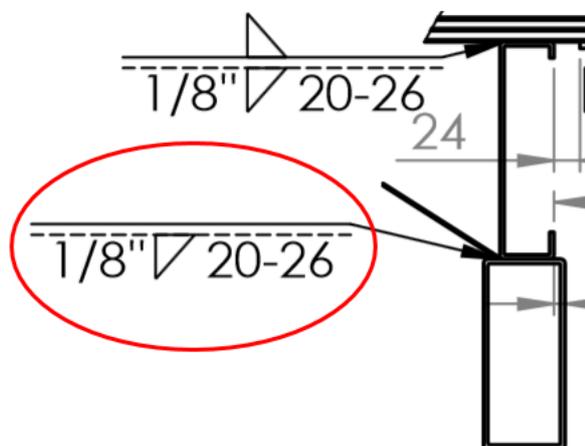


Figura E.11 Soldadura en unión de guía con soporte.

Unión entre platinas y viga C guía

100 x 12 mm

$P = 11 \text{ kN} = 2473 \text{ lbf}$

$V = 29 \text{ kN} = 6520 \text{ lbf}$

$\tau_{\text{permissible}} = 0.3 E_{xx} = 0.3 * 70 = 21 \text{ Ksi}$



$$f_s = \frac{V}{A_w} = \frac{V}{2d} = \frac{6520}{2 * 1.96} = 1663 \text{ lbf/pulg}$$

$$f_n = \frac{P}{A_w} = \frac{P}{2d} = \frac{2473}{2 * 1.96} = 631 \text{ lbf/pulg}$$

$$F_t = \sqrt{f_s^2 + f_n^2} = \sqrt{1663^2 + 631^2} = 1779 \text{ lbf/pulg}$$

$$\tau_{\text{máx}} = \tau_{\text{permissible}} = 21000 = 1779 \frac{\text{lbf}}{\text{pulg}} = \frac{1779}{t} = \frac{1779}{0.707 w}$$

$$w = 0.01 \text{ pulg} \rightarrow t = 0.07 \text{ pulg}$$

Según la tabla ya mostrada para un espesor menor a ¼ de pulgada se debe tener un tamaño mínimo de soldadura de 1/8 de pulgada. Ahora con los valores obtenidos se calcula el esfuerzo cortante.

$$\tau_{xy} = \frac{F_t}{t} = \frac{1779}{0.707 * (\frac{1}{8})} = 2013 \text{ psi}$$

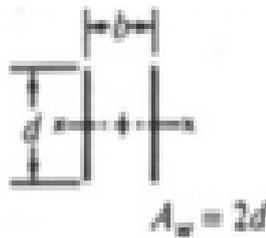
Ahora se obtiene el factor de seguridad

$$\eta = \frac{\tau_{\text{permisible}}}{\tau_{xy}} = \frac{21000}{2013} = 1.04$$

$$V = 11 \text{ kN} = 2473 \text{ lbf}$$

$$P = 29 \text{ kN} = 6520 \text{ lbf}$$

$$\tau_{\text{permisible}} = 0.3 E_{xx} = 0.3 * 70 = 21 \text{ Ksi}$$



$$f_s = \frac{V}{A_w} = \frac{V}{2d} = \frac{2473}{2 * 39.37} = 31 \text{ lbf/pulg}$$

$$f_n = \frac{P}{A_w} = \frac{P}{2d} = \frac{6520}{2 * 39.37} = 83 \text{ lbf/pulg}$$

$$F_t = \sqrt{f_s^2 + f_n^2} = \sqrt{31^2 + 83^2} = 87 \text{ lbf/pulg}$$

$$\tau_{\text{máx}} = \tau_{\text{permisible}} = 21000 = 87 \frac{\text{lbf}}{\text{pulg}} = \frac{87}{t} = \frac{87}{0.707 w}$$

$$w = 0.004 \text{ pulg} \rightarrow t = 0.003 \text{ pulg}$$

$$\tau_{xy} = \frac{F_t}{t} = \frac{87}{0.707 * (\frac{1}{8})} = 984 \text{ psi}$$

$$\eta = \frac{\tau_{\text{permisible}}}{\tau_{xy}} = \frac{21000}{984} = 21$$

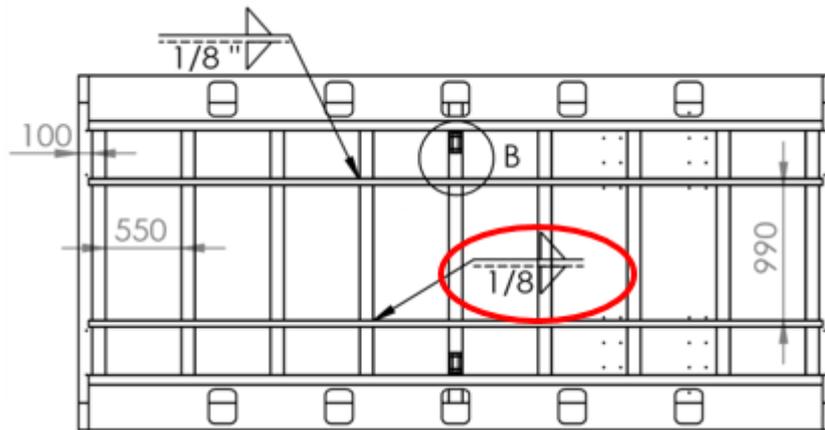


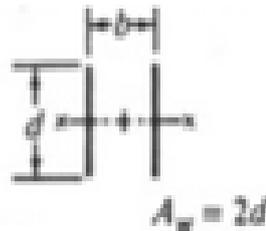
Figura E.12 Soldadura para unión entre guía y platinas.

Unión de platinas y guía a plancha de plataforma

$$V = 11 \text{ kN} = 2473 \text{ lbf}$$

$$P = 29 \text{ kN} = 6520 \text{ lbf}$$

$$\tau_{\text{permisible}} = 0.3 E_{xx} = 0.3 * 70 = 21 \text{ Ksi}$$



$$f_s = \frac{V}{A_w} = \frac{V}{2d} = \frac{2473}{2 * 1.96} = 631 \text{ lbf/pulg}$$

$$f_n = \frac{P}{A_w} = \frac{P}{2d} = \frac{6520}{2 * 1.96} = 1663 \text{ lbf/pulg}$$

$$F_t = \sqrt{f_s^2 + f_n^2} = \sqrt{631^2 + 1663^2} = 1778 \text{ lbf/pulg}$$

$$\tau_{\text{máx}} = \tau_{\text{permisible}} = 21000 = 1777 \frac{\text{lbf}}{\text{pulg}} = \frac{1777}{t} = \frac{1777}{0.707 w}$$

$$w = 0.08 \text{ pulg} \rightarrow t = 0.06 \text{ pulg}$$

Según la tabla ya mostrada para un espesor menor a ¼ de pulgada se debe tener un tamaño mínimo de soldadura de 1/8 de pulgada. Ahora con los valores obtenidos se calcula el esfuerzo cortante.

$$\tau_{xy} = \frac{F_t}{t} = \frac{1777}{0.707 * (\frac{1}{8})} = 20107 \text{ psi}$$

Ahora se obtiene el factor de seguridad

$$\eta = \frac{\tau_{\text{permissible}}}{\tau_{xy}} = \frac{21000}{2010} = 1$$

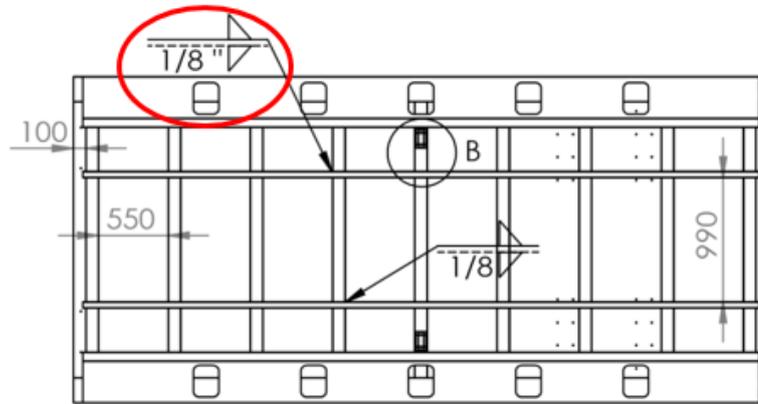


Figura E.12 Soldadura para unión entre platinas y plancha.

APÉNDICE F

Selección de rodamientos

Rodamientos de base

$$F_r = 8000 \text{ N}$$

$$F_a = 1600 \text{ N}$$

$$p = 3$$

$$P_r = XF_r + YF_a$$

Se asume $X = 1, Y = 0$

$$C_r = \left[\frac{(60)(n)(L_{10h})}{10^6} \right]^{1/p} \times (P_r)$$

Para el cálculo de revoluciones

$$t = 50 \text{ seg}$$

$$d = 0.8 \text{ m}$$

$$V = \frac{d}{t} = \frac{0.8}{50} = 0.016 \text{ m/s}$$

$$\omega = \frac{V}{R} = \frac{0.016}{0.0235} = 0.68 \text{ rad/s} = 7 \text{ rpm}$$

Para el cálculo de vida útil

Máquinas usadas intermitentemente o por cortos períodos	6000 a 12000
Máquinas-herramientas portátiles, aparatos elevadores para talleres, máquinas para la construcción	

$$L_{10h} = 12000$$

$$C_r = \left[\frac{(60)(7)(12000)}{10^6} \right]^{1/3} \times (8000)$$

$$C_r = 13717 \text{ N}$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{1600}{8000} = 0.2$$

Carga Dinámica Equivalente $P = XF_r + YF_a$

Ángulo de Contacto	$i/f_0 F_a^*$ C_{or}	e	Simple, DT				DB o DF			
			$F_a/F_r \leq e$		$F_a/F_r > e$		$F_a/F_r \leq e$		$F_a/F_r > e$	
			X	Y	X	Y	X	Y	X	Y
15°	0.178	0.38	1	0	0.44	1.47	1	1.65	0.72	2.39
	0.357	0.40	1	0	0.44	1.40	1	1.57	0.72	2.28
	0.714	0.43	1	0	0.44	1.30	1	1.46	0.72	2.11
	1.07	0.46	1	0	0.44	1.23	1	1.38	0.72	2.00
	1.43	0.47	1	0	0.44	1.19	1	1.34	0.72	1.93
	2.14	0.50	1	0	0.44	1.12	1	1.26	0.72	1.82
	3.57	0.55	1	0	0.44	1.02	1	1.14	0.72	1.66
5.35	0.56	1	0	0.44	1.00	1	1.12	0.72	1.63	
25°	—	0.68	1	0	0.41	0.87	1	0.92	0.67	1.41
30°	—	0.80	1	0	0.39	0.76	1	0.78	0.63	1.24
40°	—	1.14	1	0	0.35	0.57	1	0.55	0.57	0.93

*Para i , utilice 2 para DB, DF y 1 para DT

Carga Estática Equivalente $P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a$

Ángulo de Contacto	Simple, DT		DB o DF		Montaje simple o DT Cuando $F_r > 0.5 F_r + Y_0 F_a$ utilice $P_0 = F_r$
	X_0	Y_0	X_0	Y_0	
15°	0.5	0.46	1	0.92	
25°	0.5	0.38	1	0.76	
30°	0.5	0.33	1	0.66	
40°	0.5	0.26	1	0.52	

Dimensiones (mm)	Índices Básicos de Carga (Simple)				Factor f_0	Velocidades Límite (°)		Centros Efectivos de Carga (mm)	Dimensiones de Tope y Chaftán (mm)			Masa (kg)					
	C_r	C_{or}	C_r	C_{or}		Grasa	Aceite		d_a	D_a	r_a						
d	D	B	r_{\min}	$r_{1\min}$				a	d_a	D_a	r_a	aprox.					
20	37	9	0.3	0.15	—	6 600	4 050	675	410	—	24 000	32 000	11.1	22.5	34.5	0.3	0.036
	37	9	0.3	0.15	14.9	6 950	4 250	710	430	14.9	28 000	38 000	8.3	22.5	34.5	0.3	0.036
	42	12	0.6	0.3	—	10 800	6 600	1 110	670	—	18 000	24 000	14.9	25	37	0.6	0.068
	42	12	0.6	0.3	14.0	11 100	6 550	1 130	665	14.0	26 000	36 000	10.1	25	37	0.6	0.076
	47	14	1	0.6	—	14 500	8 300	1 480	845	—	17 000	22 000	16.7	26	41	1	0.106
	47	14	1	0.6	13.3	13 300	7 650	1 360	780	13.3	12 000	16 000	21.1	26	41	1	0.109
	47	14	1	0.6	13.3	14 600	8 050	1 480	825	13.3	24 000	34 000	11.5	26	41	1	0.118
	52	15	1.1	0.6	—	18 700	10 400	1 910	1 060	—	13 000	17 000	17.9	27	45	1	0.145
	52	15	1.1	0.6	—	17 300	9 650	1 770	985	—	11 000	15 000	22.6	27	45	1	0.15

Se escoge el rodamiento según la carga y las dimensiones deseadas.

$$X = 1, Y = 0$$

Factor de seguridad Carga Estática

$$S_o = \frac{C_{or}}{F_r} = \frac{8050}{1600}$$

$$S_o = 5$$

Vida útil aproximada

$$L_{10h} = \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^3 * \frac{10^6}{60 * n}$$

$$L_{10h} = \left(\frac{14600}{8000}\right)^3 * \frac{10^6}{60 * 7}$$

$$L_{10h} = 14470 \text{ horas}$$

$$\text{Vida} = \frac{14470 \text{ horas}}{100 \frac{\text{ciclos}}{\text{día}} * \frac{2 \text{ min}}{\text{ciclo}} * \frac{1 \text{ hora}}{60 \text{ min}} * \frac{365 \text{ día}}{1 \text{ año}}} = 11 \text{ años}$$

Rodamientos de plataforma

$$F_r = 8000 \text{ N}$$

$$F_a = 1600 \text{ N}$$

$$p = 3$$

$$P_r = XF_r + YF_a$$

Se asume $X = 1, Y = 0$

$$C_r = \left[\frac{(60)(n)(L_{10h})}{10^6} \right]^{1/p} x(P_r)$$

Para el cálculo de revoluciones

$$t = 50 \text{ seg}$$

$$d = 0.8 \text{ m}$$

$$V = \frac{d}{t} = \frac{0.8}{50} = 0.016 \text{ m/s}$$

$$\omega = \frac{V}{R} = \frac{0.016}{0.04} = 0.4 \text{ rad/s} = 4 \text{ rpm}$$

Para el cálculo de vida útil

Máquinas usadas intermitentemente o por cortos períodos	6000 a 12000
Máquinas-herramientas portátiles, aparatos elevadores para talleres, máquinas para la construcción	

$$L_{10h} = 12000$$

$$C_r = \left[\frac{(60)(4)(12000)}{10^6} \right]^{3/10} x(8000)$$

$$C_r = 11382 \text{ N}$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{1600}{8000} = 0.2$$

Carga Dinámica Equivalente $P = XF_r + YF_a$

Ángulo de Contacto	$i/f_0 F_a^*$ C_{or}	ϵ	Simple, DT				DB o DF			
			$F_a/F_r \leq \epsilon$		$F_a/F_r > \epsilon$		$F_a/F_r \leq \epsilon$		$F_a/F_r > \epsilon$	
			X	Y	X	Y	X	Y	X	Y
15°	0.178	0.38	1	0	0.44	1.47	1	1.65	0.72	2.39
	0.357	0.40	1	0	0.44	1.40	1	1.57	0.72	2.28
	0.714	0.43	1	0	0.44	1.30	1	1.46	0.72	2.11
	1.07	0.46	1	0	0.44	1.23	1	1.38	0.72	2.00
	1.43	0.47	1	0	0.44	1.19	1	1.34	0.72	1.93
	2.14	0.50	1	0	0.44	1.12	1	1.26	0.72	1.82
	3.57	0.55	1	0	0.44	1.02	1	1.14	0.72	1.66
5.35	0.56	1	0	0.44	1.00	1	1.12	0.72	1.63	
25°	—	0.68	1	0	0.41	0.87	1	0.92	0.67	1.41
30°	—	0.80	1	0	0.39	0.76	1	0.78	0.63	1.24
40°	—	1.14	1	0	0.35	0.57	1	0.55	0.57	0.93

* Para i , utilice 2 para DB, DF y 1 para DT

Carga Estática Equivalente $P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a$

Ángulo de Contacto	Simple, DT		DB o DF		Montaje simple o DT Cuando $F_r > 0.5 F_r + Y_0 F_a$ utilice $P_0 = F_r$
	X_0	Y_0	X_0	Y_0	
15°	0.5	0.46	1	0.92	
25°	0.5	0.38	1	0.76	
30°	0.5	0.33	1	0.66	
40°	0.5	0.26	1	0.52	

Dimensiones (mm)	Índices Básicos de Carga (Simple)				Factor	Velocidades Límite (¹)		Centros Efectivos de Carga (mm)	Dimensiones de Tope y Chafán (mm)			Masa (kg)				
	d	D	B	$r_{min.}$		$r_{1. min.}$	C_r		C_{or}	C_r	C_{or}		f_0	Grasa	Aceite	a
35	55	10	0.6	0.3	11 400	8 700	1 170	885	—	15 000	20 000	15.5	40	50	0.6	0.074
	55	10	0.6	0.3	12 100	9 150	1 230	930	15.7	18 000	24 000	11.0	40	50	0.6	0.074
	62	14	1	0.6	18 300	13 400	1 870	1 370	—	12 000	16 000	21.0	41	56	1	0.153
	62	14	1	0.6	19 100	13 700	1 950	1 390	15.0	17 000	22 000	13.5	41	56	1	0.173
	72	17	1.1	0.6	29 700	20 100	3 050	2 050	—	10 000	14 000	23.9	42	65	1	0.287
	72	17	1.1	0.6	27 100	18 400	2 760	1 870	—	7 500	10 000	30.9	42	65	1	0.294
	72	17	1.1	0.6	30 500	19 900	3 100	2 030	13.9	15 000	20 000	15.7	42	65	1	0.32
	80	21	1.5	1	40 000	26 300	4 050	2 680	—	8 000	10 000	27.1	44	71	1.5	0.464
	80	21	1.5	1	36 500	24 200	3 750	2 460	—	7 100	9 500	34.6	44	71	1.5	0.474

Se escoge el rodamiento según la carga y las dimensiones deseadas.

$$X = 1, Y = 0$$

Factor de seguridad Carga Estática

$$S_0 = \frac{C_{or}}{F_r} = \frac{26300}{1600}$$

$$S_0 = 16.4$$

Vida útil aproximada

$$L_{10h} = \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^3 * \frac{10^6}{60 * n}$$

$$L_{10h} = \left(\frac{40000}{8000}\right)^3 * \frac{10^6}{60 * 4}$$

$$L_{10h} = 520830 \text{ horas}$$

$$\text{Vida} = \frac{520830 \text{ horas}}{100 \frac{\text{ciclos}}{\text{dia}} * \frac{2 \text{ min}}{\text{ciclo}} * \frac{1 \text{ hora}}{60 \text{ min}} * \frac{365 \text{ dia}}{1 \text{ año}}} = 428 \text{ años}$$

APÉNDICE G

Análisis de movimiento

El análisis de movimiento se desarrolla mediante números complejos.

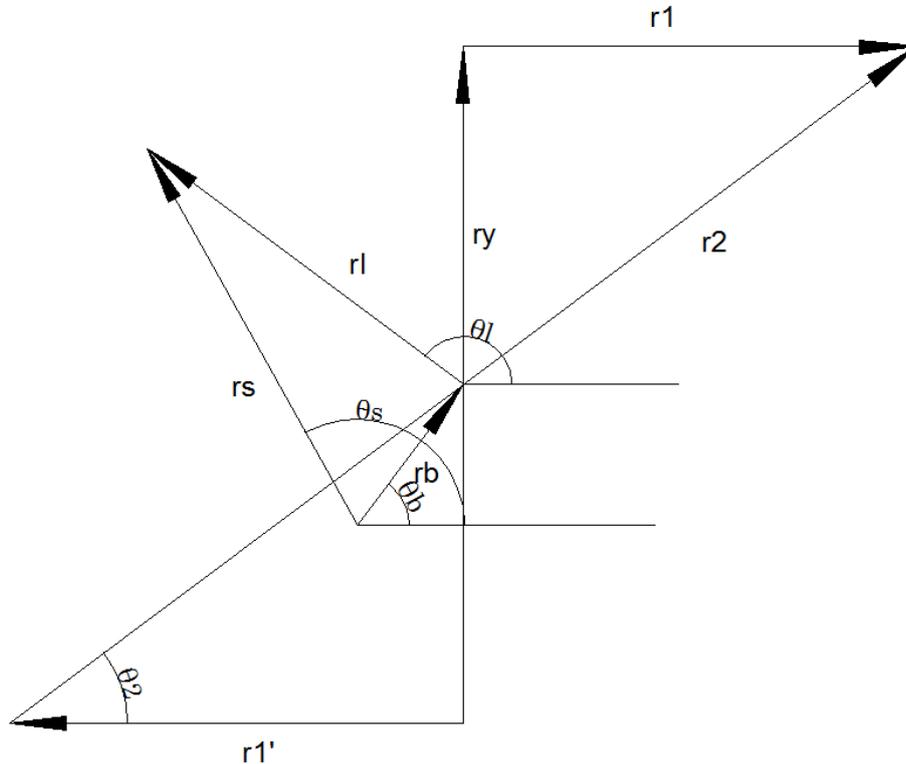


Figura G.1 Diagrama vectorial del elevador.

$$\begin{aligned}
 r_1 &= vble \rightarrow \theta_1 = cte = 0^\circ \\
 r_1' &= vble \rightarrow \theta_1' = cte = 180^\circ \\
 r_2 &= cte \rightarrow \theta_2 = vble \\
 r_y &= vble \rightarrow \theta_y = cte = 90^\circ \\
 r_s &= vble \rightarrow \theta_s = vble \\
 r_1 &= cte \rightarrow \theta_1 = vble = 180 - \theta_2 \\
 r_b &= cte \rightarrow \theta_b = vble = \theta_2 + \beta \\
 \omega_2 &= -\omega_1 \rightarrow \alpha_2 = -\alpha_1 \\
 \text{Datos del problema: } &V_s, A_s
 \end{aligned}$$

Análisis de Vectores de posición

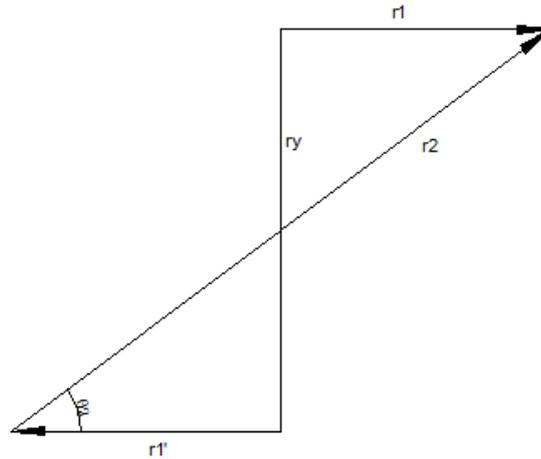


Figura G.2 Vectores de posición del elevador.

$$\vec{r}_y + \vec{r}_1 = \vec{r}'_1 + \vec{r}_2$$

Posición

$$r_y e^{j(90^\circ)} + r_1 e^{j(0^\circ)} = r'_1 e^{j(180^\circ)} + r_2 e^{j(\theta_2)}$$

$$\hat{j}r_y + r_1 = -r'_1 + r_2 e^{j(\theta_2)}$$

$$\text{Real: } r_1 = -r'_1 + r_2 \cos\theta_2 \quad \rightarrow \quad r_1 = \frac{r_2}{2} \cos\theta_2$$

$$\text{Im: } r_y = r_2 \text{Sen}\theta_2 \quad (1)$$

Velocidad

$$\hat{j}\dot{r}_y + \dot{r}_1 = -\dot{r}'_1 + r_2 \omega_2 \hat{j} e^{j(\theta_2)}$$

$$\text{Real: } \dot{r}_1 = -\dot{r}'_1 - r_2 \omega_2 \text{Sen}\theta_2 \quad \rightarrow \quad \dot{r}_1 = -\frac{r_2 \omega_2}{2} \text{Sen}\theta_2$$

$$\text{Im: } \dot{r}_y = r_2 \omega_2 \text{Cos}\theta_2 \quad \rightarrow \quad \omega_2 = \frac{\dot{r}_y}{r_2 \text{Cos}\theta_2} \quad (2)$$

Aceleración

$$\hat{j}\ddot{r}_y + \ddot{r}_1 = -\ddot{r}'_1 + r_2 \alpha_2 \hat{j} e^{j(\theta_2)} - r_2 \omega_2^2 e^{j(\theta_2)}$$

$$\text{Real: } \ddot{r}_1 = -\ddot{r}'_1 - r_2 \alpha_2 \text{Sen}\theta_2 - r_2 \omega_2^2 \text{Cos}\theta_2$$

$$\text{Im: } \ddot{r}_y = r_2 \alpha_2 \text{Cos}\theta_2 - r_2 \omega_2^2 \text{Sen}\theta_2$$

$$\alpha_2 = \frac{\ddot{r}_y - r_2 \omega_2^2 \text{Sen}\theta_2}{r_2 \text{Cos}\theta_2} \quad (3)$$

Análisis de Vectores de posición

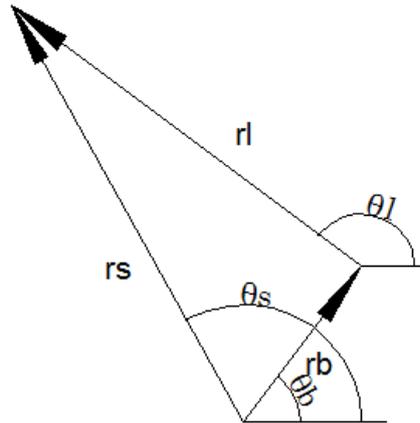


Figura G.3 Vectores de posición asociados con el cilindro hidráulico.

$$\vec{r}_s = \vec{r}_b + \vec{r}_l$$

Posición

$$r_s e^{j(\theta_s)} = r_b e^{j(\theta_2 + \beta)} + r_l e^{j(180 - \theta_2)}$$

$$\text{Real: } r_s \cos \theta_s = r_b \cos(\theta_2 + \beta) + r_l \cos(180 - \theta_2)$$

$$\text{Im: } r_s \sin \theta_s = r_b \sin(\theta_2 + \beta) + r_l \sin(180 - \theta_2)$$

$$r_s = \sqrt{r_b^2 + r_l^2 + 2r_b r_l \cos(2\theta_2 + \beta - 180)} \quad (4)$$

$$\theta_s = \cos^{-1} \left[\frac{1}{r_s} (r_b \cos(\theta_2 + \beta) + r_l \cos(180 - \theta_2)) \right] \quad (5)$$

Velocidad

$$\dot{r}_s e^{j(\theta_s)} + r_s \omega_s j e^{j(\theta_s)} = r_b \omega_2 j e^{j(\theta_2 + \beta)} + r_l \omega_1 j e^{j(180 - \theta_2)}$$

$$\text{Real: } \dot{r}_s \cos \theta_s - r_s \omega_s \sin \theta_s = -r_b \omega_2 \sin(\theta_2 + \beta) - r_l (-\omega_2) \sin(180 - \theta_2)$$

$$\text{Im: } \dot{r}_s \sin \theta_s + r_s \omega_s \cos \theta_s = r_b \omega_2 \cos(\theta_2 + \beta) + r_l (-\omega_2) \cos(180 - \theta_2)$$

$$\dot{r}_s = \omega_2 \left\{ \begin{array}{l} \cos \theta_s [r_l \sin(180 - \theta_2) - r_b \sin(\theta_2 + \beta)] \\ + \sin \theta_s [r_b \cos(\theta_2 + \beta) - r_l \cos(180 - \theta_2)] \end{array} \right\} \quad (6)$$

$$\omega_s = \frac{\dot{r}_s \cos \theta_s + r_b \omega_2 \sin(\theta_2 + \beta) - r_l \omega_2 \sin(180 - \theta_2)}{r_s \sin \theta_s} \quad (7)$$

Aceleración

$$\ddot{r}_s e^{j(\theta_s)} + \dot{r}_s \omega_s j e^{j(\theta_s)} + \dot{r}_s \omega_s j e^{j(\theta_s)} + r_s \alpha_s j e^{j(\theta_s)} - r_s \omega_s^2 e^{j(\theta_s)} =$$

$$r_b \alpha_2 j e^{j(\theta_2 + \beta)} - r_b \omega_2^2 e^{j(\theta_2 + \beta)} + r_l (-\alpha_2) j e^{j(180 - \theta_2)} - r_s \omega_2^2 e^{j(180 - \theta_2)}$$

$$\text{Real: } \ddot{r}_s \cos \theta_s - 2\dot{r}_s \omega_s \sin \theta_s - r_s \alpha_s \sin \theta_s - r_s \omega_s^2 \cos \theta_s =$$

$$-r_b \alpha_2 \sin(\theta_2 + \beta) - r_b \omega_2^2 \cos(\theta_2 + \beta) + r_l \alpha_2 \sin(180 - \theta_2) - r_l \omega_2^2 \cos(180 - \theta_2)$$

$$\text{Im: } \ddot{r}_s \sin \theta_s + 2\dot{r}_s \omega_s \cos \theta_s + r_s \alpha_s \cos \theta_s - r_s \omega_s^2 \sin \theta_s =$$

$$r_b \alpha_2 \cos(\theta_2 + \beta) - r_b \omega_2^2 \sin(\theta_2 + \beta) - r_l \alpha_2 \cos(180 - \theta_2) - r_l \omega_2^2 \sin(180 - \theta_2)$$

$$\ddot{r}_s = r_s \omega_s^2 + \text{Cos} \theta_s \begin{bmatrix} \alpha_2 (r_1 \text{Sen}(180 - \theta_2) - r_b \text{Sen}(\theta_2 + \beta)) \\ -\omega_2^2 (r_1 \text{Cos}(180 - \theta_2) + r_b \text{Cos}(\theta_2 + \beta)) \end{bmatrix} \\ + \text{Sen} \theta_s \begin{bmatrix} \alpha_2 (r_b \text{Cos}(\theta_2 + \beta) - r_1 \text{Cos}(180 - \theta_2)) \\ -\omega_2^2 (r_1 \text{Sen}(180 - \theta_2) + r_b \text{Sen}(\theta_2 + \beta)) \end{bmatrix} \quad (8)$$

Análisis de movimiento del cilindro hidráulico

El tiempo que toma el cilindro al llegar a la velocidad constante se considera de la siguiente forma:

tiempo aproximado = 5 segundos

$$V = V_0 + at \\ a = \frac{V - V_0}{t} = \frac{16 - 0}{5} = 3.2 \text{ mm/s}^2$$

Amortiguador = 30mm

$$V^2 = V_0^2 + 2aS \\ a = \frac{V^2 - V_0^2}{2S} = \frac{0 - 16^2}{2 * 30} = -4.27 \text{ mm/s}^2$$

APÉNDICE H

Trabajo virtual

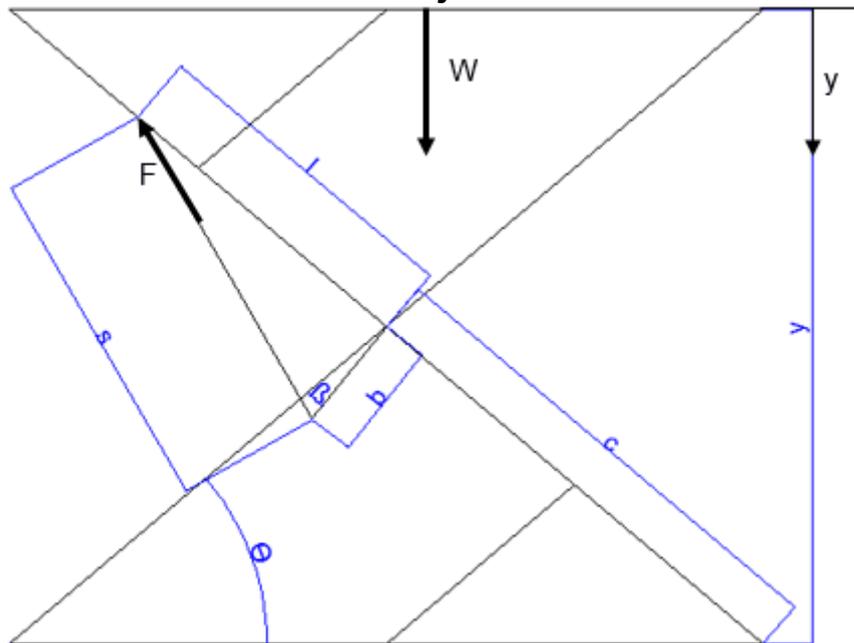


Figura H.1 Esquema para análisis de trabajo virtual.

$$s^2 = l^2 + b^2 - 2(l)(b)\cos(2\theta + \beta)$$

$$y = 2 C \text{ sen}(\theta)$$

Se derivan las ecuaciones anteriores para obtener respectivamente:

$$2s \delta s = 2 l b \text{ sen} (2\theta + \beta)$$

$$\delta s = \frac{2 lb}{s} \text{ sen} (2\theta + \beta) \delta\theta$$

$$\delta y = 2 C \text{ cos}(\theta)\delta\theta$$

$$\delta U = -\frac{1}{2}w \delta y + F \delta s = 0$$

$$w \delta y = 2F \frac{2 lb}{s} \text{ sen} (2\theta + \beta)$$

$$w (2 C \text{ cos}(\theta)\delta\theta) = 2F \left[\frac{2 lb}{s} \text{ sen} (2\theta + \beta) \right] \delta\theta$$

$$F = \left(\frac{W}{2} \right) \left(\frac{cs}{bl} \right) \left(\frac{\text{Cos}\theta}{\text{Sen}(2\theta + \beta)} \right)$$

APÉNDICE I

Bomba y depósito de aceite

Bomba

Para seleccionar la bomba primero se encuentra la velocidad de flujo a través de la manguera hidráulica.

$$Q = A * V \rightarrow V = \frac{Q}{A} = \frac{Q}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{(3.926667 \times 10^{-4}) * 4}{\pi (0.019)^2} = 1.4 \text{ m/seg}$$

$$Re = \frac{V * D}{\mu} = \frac{1.4 * 0.019}{46 * 1 \times 10^{-6}} = 578$$

En la preselección de la bomba se fija una presión de 2300 psi. Todavía se debe calcular la caída de presión debido a las pérdidas.

Se calcula el coeficiente de fricción en la tubería con la ecuación de DARCY-WEIBACH para flujo laminar.

$$f = \frac{64}{Re} = \frac{64}{578} = 0.111$$

Suponiendo 10 metros de longitud de manguera se calcula la pérdida de cabezal.

$$h_f = f * \frac{L * V^2}{D * 2g} = 0.111 * \frac{10 * (1.4)^2}{0.019 * 2 * 9.8} = 5.8 \text{ m}$$

Se calcula ahora el peso específico para finalmente obtener las pérdidas por la tubería

$$\gamma = \rho * g = 868 * 9.81 = 8522 \text{ N/m}^3$$

$$\Delta P = h_f * \gamma = 8522 * 5.8 = 49 \text{ Kpa} = 0.5 \text{ bar} = 7 \text{ psi}$$

Las pérdidas por las válvulas se las obtienen de las gráficas correspondientes y valores dados por catálogo, las pérdidas son:

$$P = 2300 + 43 + 7 = 2370 \text{ Psi}$$

Por lo tanto la bomba debe tener mínimo 2400 Psi. Las otras especificaciones son un caudal de 24 lit/min y 13.4 cm³/rev.

Depósito

El tanque almacenador de fluido hidráulico debe tener de 3 a 5 veces más el volumen de alimentación de los cilindros hidráulicos.

$$Q = 3.5 * \frac{\pi * d^2}{4} = 3.5 * \frac{\pi * (0.135)^2}{4} = 0.05 \text{ m}^3 = 50 \text{ litros} = 14 \text{ galones}$$

Las especificaciones técnicas del tanque son:

- Capacidad del tanque= 50 litros
- Potencia= 7.5 Hp
- Caudal de bomba= 10 Gpm
- Presión máxima= 3000 Psi

Las dimensiones aproximadas de un tanque para esta capacidad son de 420x345x310 mm. Se construyen de acero A36 con espesor de 3 o 4 milímetros.

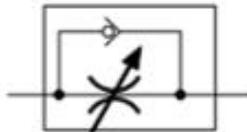
APÉNDICE J

Fichas técnicas de importancia Válvula reguladora de caudal

IFP FLOW CONTROL VALVES



- Designed for extremely precise control of air and hydraulic fluids
- Max pressure 5000 PSI
- All metal construction
- Micrometer knob with easy to read bands
- Temperature -20° F to 400° F



Dimensions: Inches(millimeters)

Model Code	Flow (GPM)(L/M)	Port Size	B	D	H1	H2	H3	L1	L2
FCI-02	5 (19)	1/4 NPTF	1.10(28)	1.18(30)	.55 (14)	2.42(61.3)	2.67(67.9)	1.54(39)	2.51(64)
FCI-03	8 (30)	3/8 NPTF	1.10(28)	1.18(30)	.55 (14)	2.42(61.3)	2.67(67.9)	1.64(36)	2.75(58)
FCI-04	15 (57)	1/2 NPTF	1.50(38)	1.46(37)	.75 (19)	3.07(78.1)	3.40(86.5)	2.04(36)	3.26(58)
FCI-06	25 (95)	3/4 NPTF	1.50(38)	1.46(37)	.75 (19)	3.07(78.1)	3.40(86.5)	2.18(36)	3.00(58)
FCI-08	40 (151)	1 NPTF	1.88(48)	1.89(48)	.94 (24)	4.03(102)	4.50(114)	2.78(36)	4.60(58)
FCI-10	70 (265)	1 1/4 NPTF	2.38(60)	1.89(48)	1.18 (30)	5.30(134)	5.83(148)	3.81(36)	6.06(58)
FCI-12	100(379)	1 1/2 NPTF	2.75(70)	3.15(80)	1.38 (35)	6.35(161)	7.15(181)	4.37(36)	6.77(58)
FCI-16	150(568)	2 NPTF	3.54(90)	3.15(80)	1.77 (45)	6.75(171)	7.54(191)	5.07(36)	7.48(58)

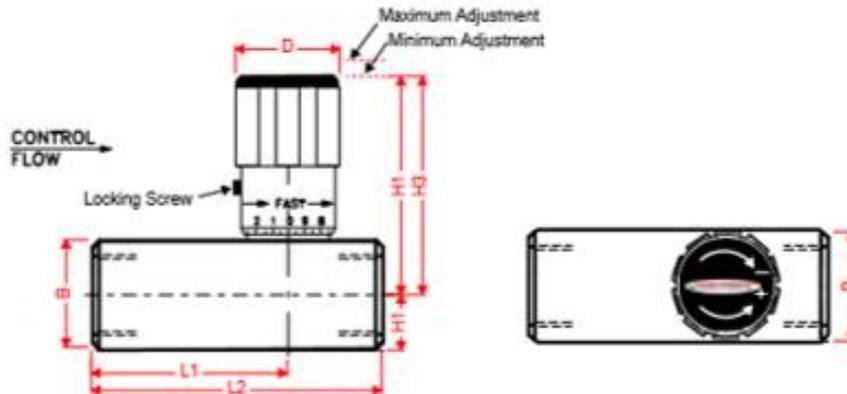


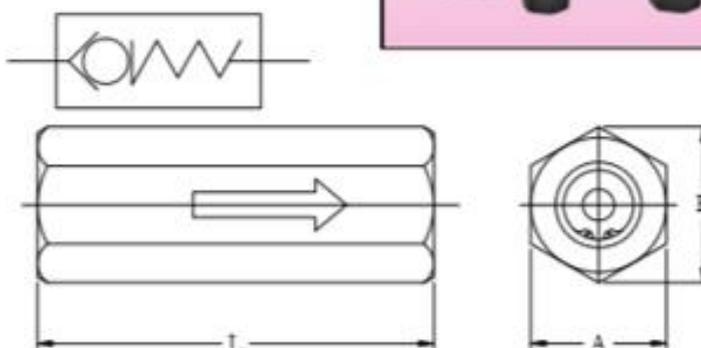
Figura J.1 Válvula reguladora de caudal IFP.

Válvula antirretorno

IFP CHECK VALVES



- 3000 PSI working pressure
- Optional cracking pressures
- Steel poppet eliminate chatter
- Free flow one direction
Shut-off reverse direction
- Mounting position of valve not limited



Model	Ports	L	A	B
DTP02	1/4" NPTF	2.05	0.74	0.85
DTP03	3/8" NPTF	2.84	0.94	1.07
DTP04	1/2" NPTF	3.11	1.17	1.35
DTP06	3/4" NPTF	3.39	1.41	1.61
DTP08	1" NPTF	4.29	1.81	2.07
DTP10	1 1/4" NPTF	4.74	2.16	2.47
DTP12	1 1/2" NPTF	4.72	2.35	2.71

Ordering Code

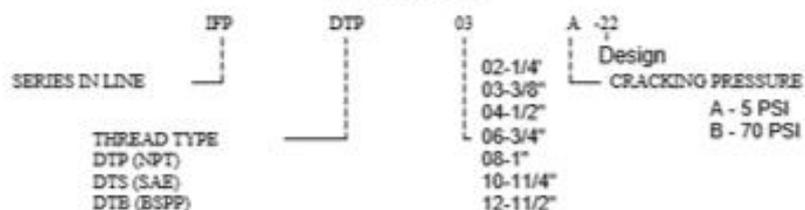


Figura J.2 Válvula antirretorno IFP.

Válvula direccional

IFF DG03 SOLENOID OPERATED DIRECTIONAL CONTROL VALVE SIZE NG-6/CETOP-03

ORDERING CODE :

D G 03-2C-115VAC-72-DN

1 2 3 4 5 6 7 8 9

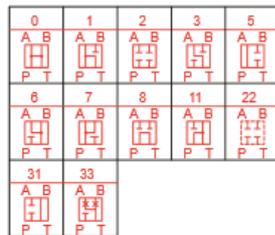
1 DIRECTIONAL CONTROL VALVE

2 MANIFOLD or SUBPLATE MOUNT

3 NOMINAL VALVE SIZE:

NG 6, CETOP 3 and ISO 4401-03

4 TYPE OF SPOOL (CENTER CONDITION)



- 0: Open center (all ports)
- 1: Open center (P, a to T)
- 2: Closed center (all ports)
- 3: Closed center (P, B)
- 5: Closed center (T, B)
- 6: Closed center (P only)
- 7: Open center (P to a, B)
- 8: Tandem center (P to T)
- 11: Open center (P, B to T)
- 22: Closed center (two way)
- 31: Closed center (P, a)
- 33: Closed center (bleed aB)

5 SPRING ARRANGEMENT

- A: Spring offset to port 'A' single solenoid
- AL: Spring offset to port 'B' single solenoid
- B: Spring centered-single solenoid
- BL: Spring centered-single solenoid
- C: Spring centered-double solenoid
- F: Spring offset-shift to center-single solenoid
- N: Without spring with detent

6 SOLENOID VOLTAGE

115VAC: AC110V 50HZ/AC120V 60HZ

R1: AC110V,50/60Hz; rectifier built-in type

220VAC: AC220V, 50Hz/AC240V, 60Hz;

R2: CC220V, 50/60Hz; rectifier built-in typ

12VDC: DC12V

24VDC: DC24V

7 DESIGN NUMBER:

72

8 ELECTRICAL OPTIONS

WB: WIRING HOUSING with 1/2" THREAD
c/w INDICATOR LIGHTS

DN: DIN 43650 COIL c/w INDICATOR LIGHTS

9 OPTIONAL INQUIRY

LS: Surge Killer

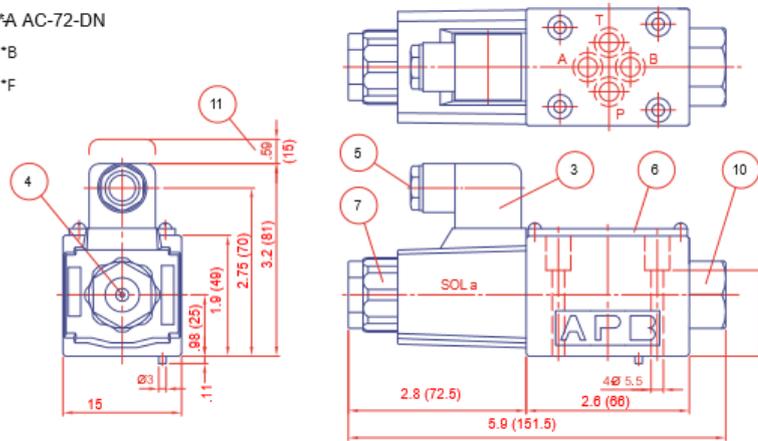
Figura J.3 Designaciones de electroválvulas.

Position type at neutral	Double solenoid valves, spring centered -C-	Single solenoid valves, solenoid at port A end -B-	Single solenoid valves, solenoid at port B end -BL-
0	DG03-0C 	DG03-0B 	DG03-0BL
1	DG03-1C 	DG03-1B 	DG03-1BL
2	DG03-2C 	DG03-2B 	DG03-2BL
	/		
3	DG03-3C 	DG03-3B 	DG03-3BL
5	DG03-5C 	DG03-5B 	DG03-5BL
6	DG03-6C 	DG03-6B 	DG03-6BL
7	DG03-7C 	DG03-7B 	DG03-7BL
8	DG03-8C 	DG03-8B 	DG03-8BL
11	DG03-11C 	DG03-11B 	DG03-11BL
31	DG03-31C 	DG03-31B 	DG03-31BL
33	DG03-33C 	DG03-33B 	DG03-33BL

Figura J.4 Posiciones seleccionadas para la válvula direccional.

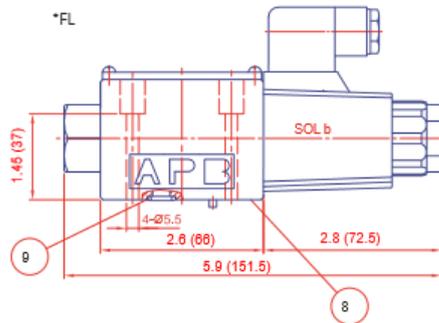
ADVANCED TECHNOLOGY
I/FP DG03 SOLENOID OPERATED
DIRECTIONAL CONTROL VALVE SIZE NG 6/CETOP 03

DIMENSIONS:
 AC solenoid (DN Type)
 ■ DG03-*A AC-72-DN
 *B
 *F



Dimensions: inches (mm)

■ DG03-*AL-AC-72-DN
 *BL
 *FL



- 1: Solenoid a, color of plug: grey
- 2: Solenoid b, color of plug: black
- 3: Angled plug to DIN 43650
- 4: Push pin for manual operation
- 5: Lead wire take-out (Cable diameter $\varnothing 8 \sim 10$ mm)
- 6: Nameplate
- 7: Lock nut with torque in the range $4 \sim 6$ N.m
- 8: Connections to DIN 24340 from A6 valve fixing screws
M5x45 DIN 912-1.9 tightening torque $5 \sim 7$ Nm
- 9: O-ring P9 N90
- 10: Plug for valves with 1 solenoid
- 11: Space required to remove plug
- 12: Coil removable length

Figura J.5 Medidas de la válvula direccional.

Bomba

CENTRAL HYDRAULICS INC.

•Daytona Beach •Cocoa •Leesburg •Ocala •Tampa 1-800-264-9571

Hydraulic Gear Pump

3/4" LONG KEYED
SHAFT



Performance Data

PART # (UCW /RCW)	ci.	Max PSI	GPM@ 1800rpm	PORT
2GG9U05L	.30	4200	2.34	
2GG9U05R	.30	4200	2.34	
2GG9U07L	.43	4200	3.35	
2GG9U07R	.43	4200	3.35	
2GG9U08L	.52	4200	4.05	
2GG9U08R	.52	4200	4.05	
2GG9U09L	.58	4200	4.52	
2GG9U09R	.58	4200	4.52	
2GG9U11L	.69	4200	5.38	
2GG9U11R	.69	4200	5.38	
2GG9U14L	.85	4200	6.62	
2GG9U14R	.85	4200	6.62	
2GG9U16L	.98	4200	7.63	
2GG9U16R	.98	4200	7.63	
2GG9U18L	1.10	4200	8.57	
2GG9U18R	1.10	4200	8.57	
2GG9U20L	1.20	4200	9.35	
2GG9U20R	1.20	4200	9.35	
2GG9U22L	1.31	4200	10.20	

INLET
#20 ORB
1-5/8"-12

OUTLET
#16 ORB
1-5/16"-12

2G cast iron pump covers ensure up to 3500 psi working pressure. The extruded body and pressure loaded bearing blocks are made from the highest quality aluminum. Precision machined ne peice steel gears guarantee the highest performance standard available. Honor gear pumps are well suited for both industrial and mobile applications, and are very compeletive so you can meet the competition with a good price advantage.

Figura J.6 Selección de bomba HONOR.

Fluido hidráulico

AW
32, 46, 68



APLICACIONES

Motorex AW son aceites lubricantes recomendados principalmente para lubricación de sistemas hidráulicos.

Utilice Motorex AW siguiendo las recomendaciones del fabricante del equipo en aplicaciones adicionales como:

- Bombas.
- Compresores.
- Motores hidráulicos.
- Sistemas circulatorios.

BENEFICIOS

- Protege los metales contra la corrosión.
- Protege los metales contra el desgaste.
- Excelente estabilidad a la oxidación.
- Baja formación de espuma.
- Buena liberación del aire.
- Rápida separación del agua.
- Mayor vida útil del equipo.

VISCOSIDAD

- ISO 32
- ISO 46
- ISO 68

APROBACIONES

- Cincinnati Machine P-70
- Cincinnati Machine P-69
- Cincinnati Machine P-68
- Eaton Vickers M-2950-S
- Eaton Vickers I-286-S
- Parker Hannifin France (Denison) HF-0
- GM LS-2
- DIN 51524 Part 2
- JCMAS HK
- Bosch Rexroth

TECNOLOGÍA

Los lubricantes Motorex utilizan como materia prima aceites básicos GRUPO II de alta tecnología y aditivos selectos de calidad superior.

Los aceites básicos Grupo II de alta tecnología son obtenidos a través de un proceso de refinación en tres etapas llamado HIDROPROCESO. El proceso de refinación en tres etapas produce un aceite básico de mayor pureza, superior calidad, bajo en azufre y con un contenido de aromáticos extremadamente bajo comparado con los aceites básicos tradicionales Grupo I.

Los aceites básicos Grupo II de alta tecnología proveen un mejor desempeño que los aceites convencionales.

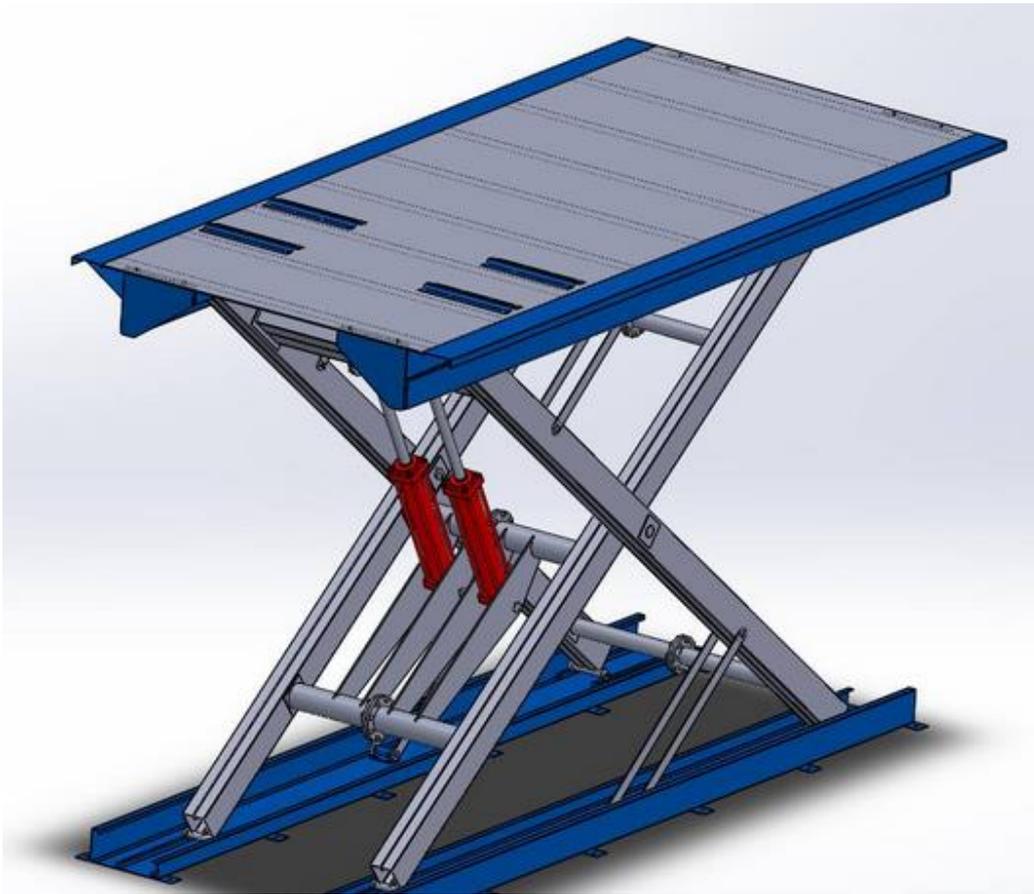
PROPIEDADES

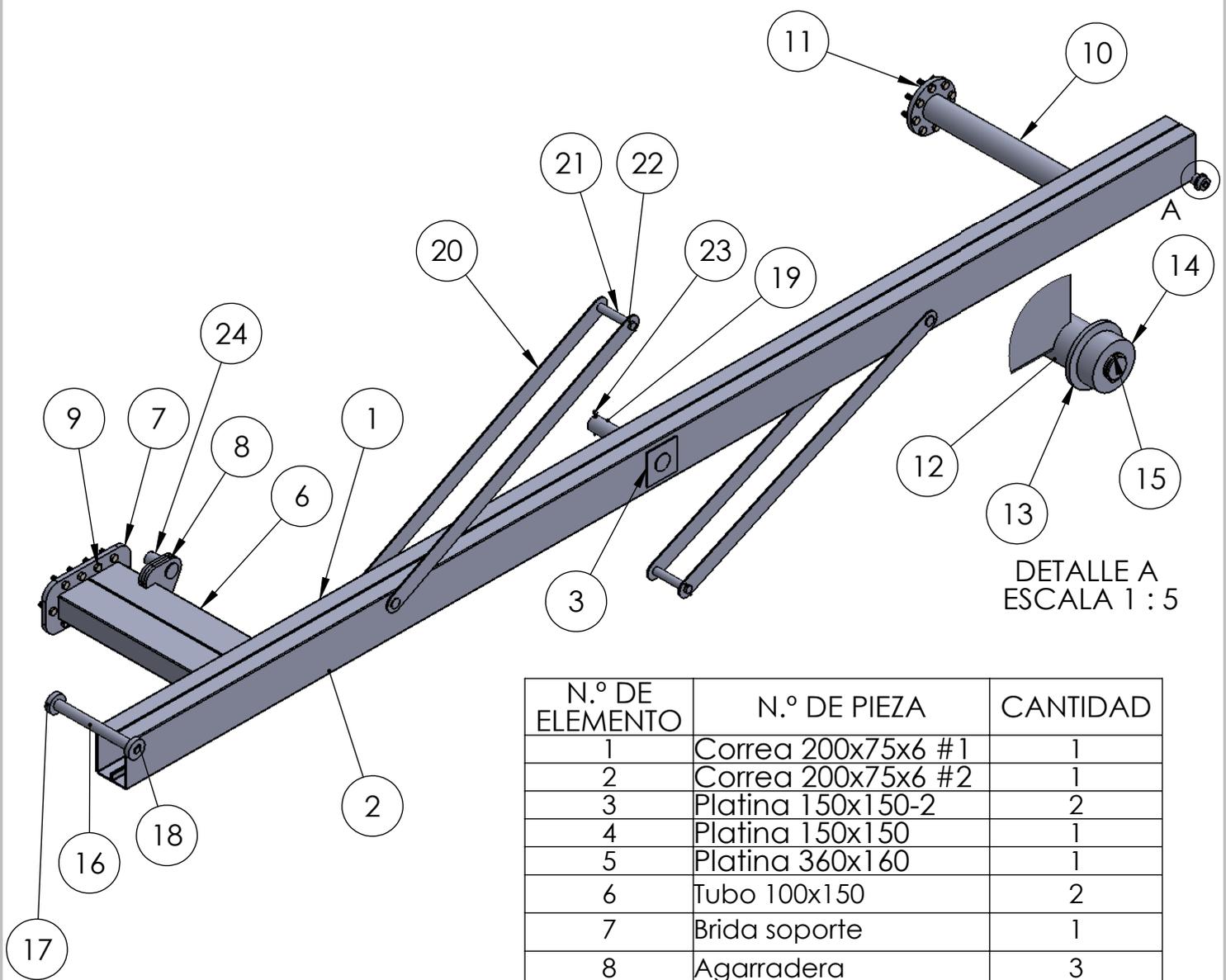
Los datos de características típicas son solamente valores promedios. Pueden esperarse variaciones menores en fabricación normal que no afectan el desempeño del producto.

ASTM	Propiedad	AW 32	AW 46	AW 68
D-4052	Gravedad específica @ 15,5°C	0.8621	0.8660	0.87
D-445	Viscosidad @ 40°C	32.36	45.99	67.52
D-445	Viscosidad @ 100°C	5.54	6.92	8.88
D-2270	Índice de Viscosidad	100	106	105
D-92	Punto de Inflamación °C	224	234	244
D-97	Punto de Fluidéz °C	-15	-15	-18

Figura J.7 Especificaciones del aceite ISO 46.

PLANOS ESQUEMÁTICOS





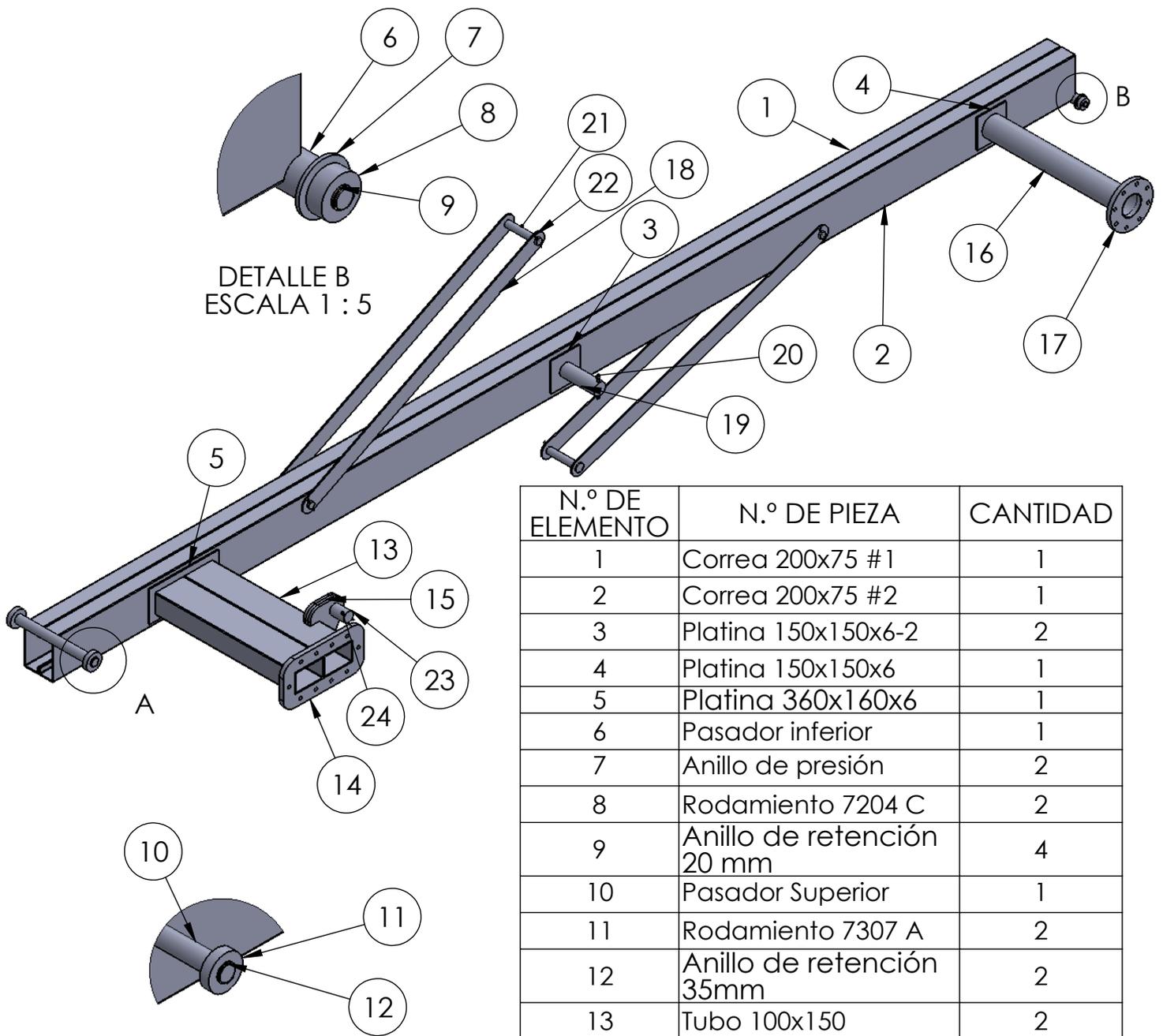
DETALLE A
ESCALA 1 : 5

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Correa 200x75x6 #1	1
2	Correa 200x75x6 #2	1
3	Platina 150x150-2	2
4	Platina 150x150	1
5	Platina 360x160	1
6	Tubo 100x150	2
7	Brida soporte	1
8	Agarradera	3
9	Perno 5/8"	18
10	Tubo unión #1	1
11	Brida #1	1
12	Pasador inferior	1
13	Anillo de presión	2
14	Rodamiento 7204 C	2
15	Anillo de retención 35mm	4
16	Pasador Superior	1
17	Rodamiento 7307 A	2
18	Anillo de retención 20 mm	2
19	Pasador medio	1
20	Platina de fijación	4
21	Pasador fijación	4
22	pasador aleta 5mm	4
23	pasador aleta 10mm	1
24	Pasador superior de cilindro	1

TEMA : Elevador hidráulico tipo tijera

Componente principal: Viga diagonal #1

A4



DETALLE B
ESCALA 1 : 5

DETALLE A
ESCALA 1 : 10

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Correa 200x75 #1	1
2	Correa 200x75 #2	1
3	Platina 150x150x6-2	2
4	Platina 150x150x6	1
5	Platina 360x160x6	1
6	Pasador inferior	1
7	Anillo de presión	2
8	Rodamiento 7204 C	2
9	Anillo de retención 20 mm	4
10	Pasador Superior	1
11	Rodamiento 7307 A	2
12	Anillo de retención 35mm	2
13	Tubo 100x150	2
14	Brida soporte	1
15	Agarradera	3
16	Tubo 4" #1	1
17	Brida #1	1
18	Platina de fijación	4
19	Pasador medio	1
20	pasador aleta 10mm	1
21	Pasador fijación	4
22	pasador aleta 5mm	4
23	Pasador superior de clinlindro	1
24	pasador aleta 5 mm #2	1

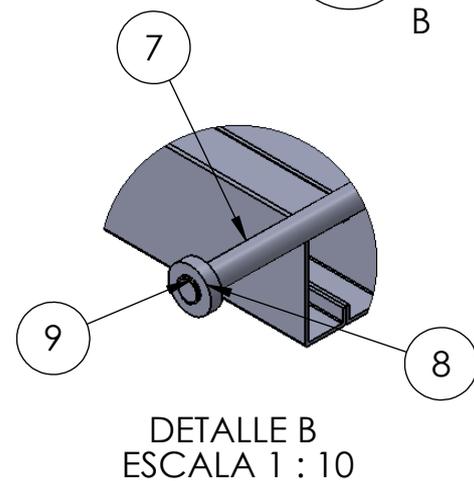
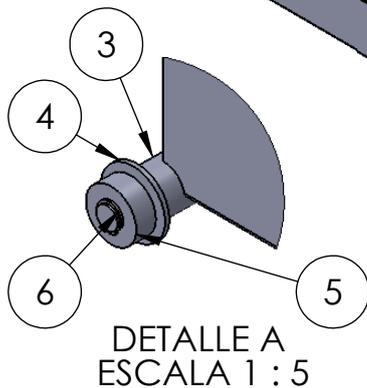
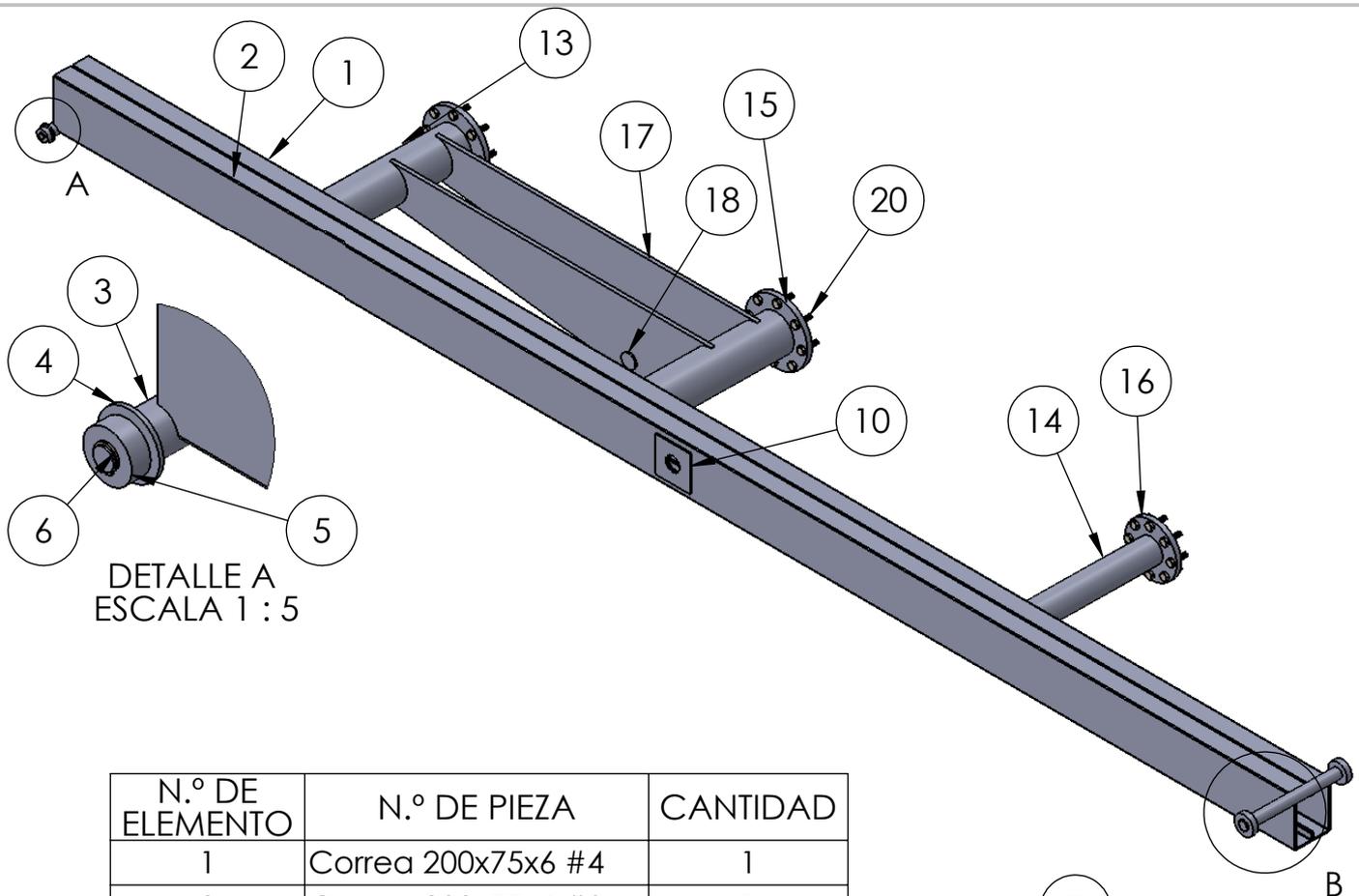
TEMA :

Elevador hidráulico tipo tijera

Componente principal:

Viga diagonal #2

A4

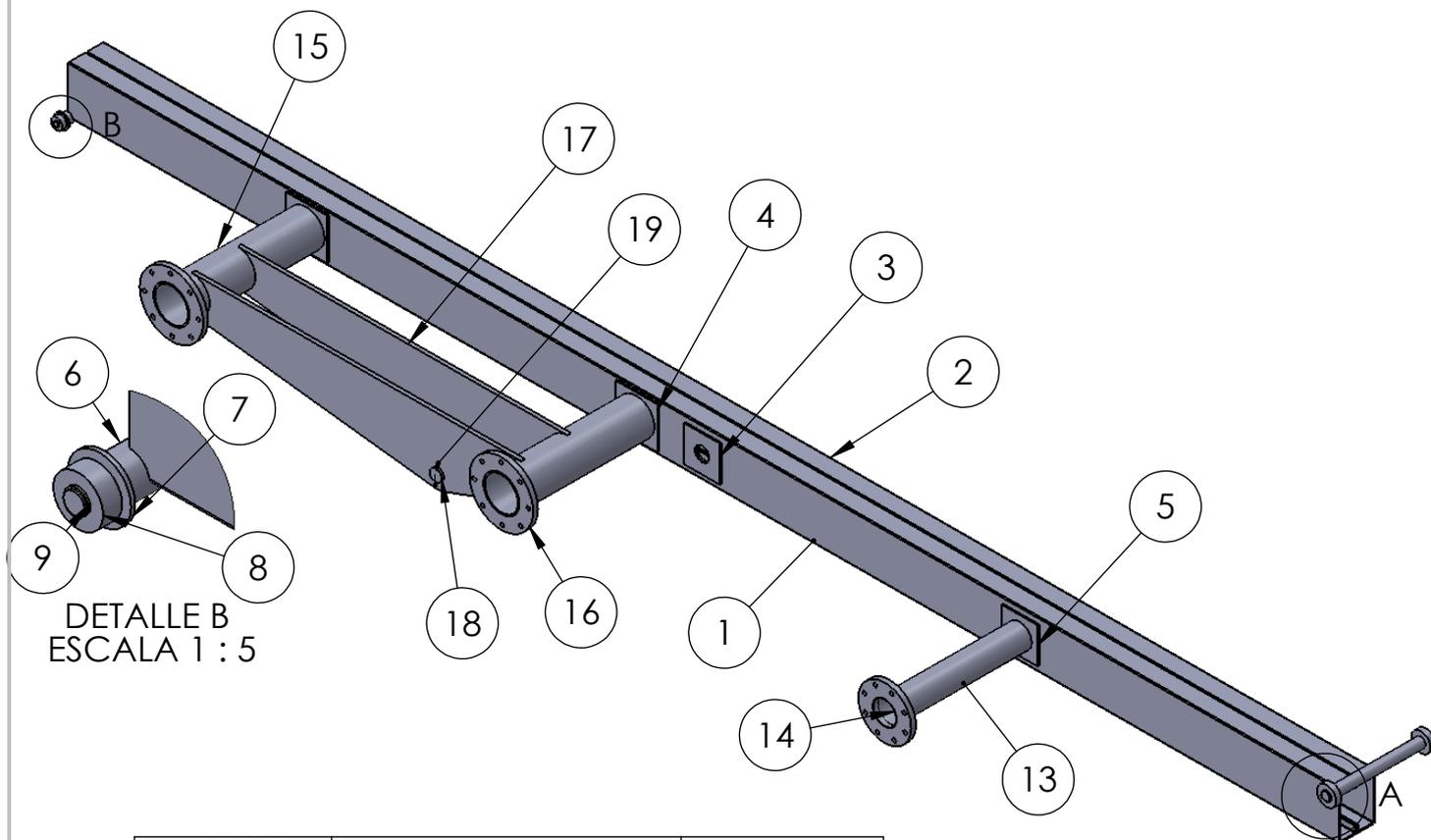


N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Correa 200x75x6 #4	1
2	Correa 200x75x6 #3	1
3	Pasador inferior	1
4	Anillo de presión	2
5	Rodamiento 7204 C	2
6	Anillo de retención 20mm	4
7	Pasador Superior	1
8	Rodamiento 7307 A	2
9	Anillo de retención 35mm	2
10	Platina 150x150x6-2	2
11	Platina 150x150x6	1
12	Platina 175x175x6	2
13	Tubo 6"	2
14	tubo 4" #2	1
15	Brida #2	2
16	Brida #1	1
17	Platina de soporte	2
18	pasador inferior de cilindro	1
19	pasador aleta 5 mm #2	1
20	Perno 5/8"	24

TEMA : Elevador hidráulico tipo tijera

Componente principal: Viga diagonal #3

A4



DETALLE B
ESCALA 1 : 5

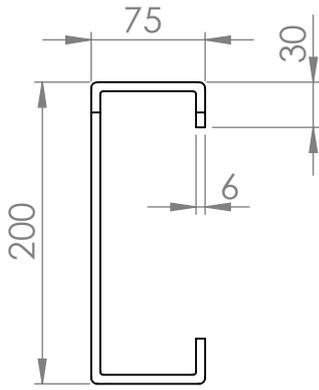
DETALLE A
ESCALA 1 : 10

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Correa 200x75x6 #3	1
2	Correa 200x75x6 #4	1
3	Platina 150x150x6-2	2
4	Platina 175x175x6	2
5	Platina 150x150x6	1
6	Pasador inferior	1
7	Anillo de presión	2
8	Rodamiento 7204 C	2
9	B27.8M - 3DM1-19	4
10	Pasador Superior	1
11	Rodamiento 7307 A	2
12	B27.8M - 3DM1-35	2
13	tubo 4" #2	1
14	Brida #1	1
15	Tubo 6"	2
16	Brida #2	2
17	Platina de soporte	2
18	pasador inferior de cilindro	1
19	pasador aleta 5 mm #2	1

TEMA : Elevador hidráulico tipo tijera

Componente principal: Viga diagonal #4

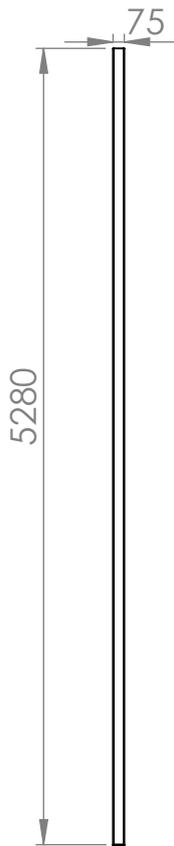
A4



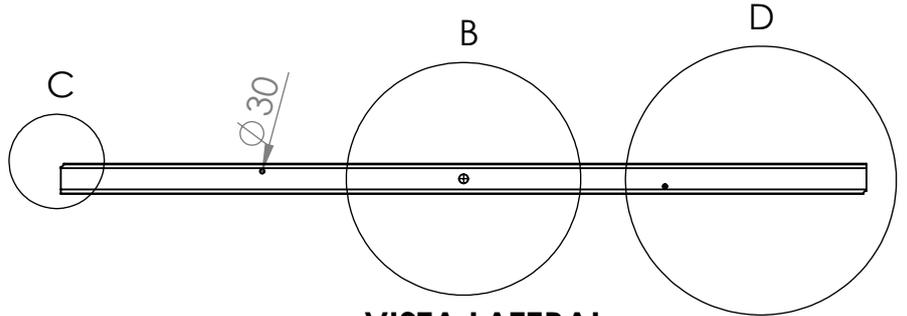
DETALLE A
ESCALA 1 : 5



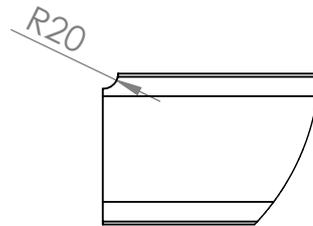
VISTA FRONTAL



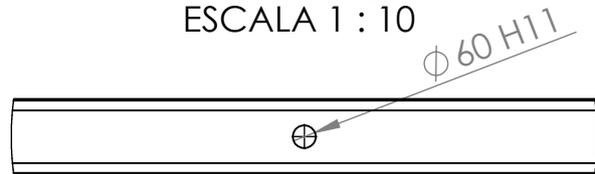
VISTA SUPERIOR



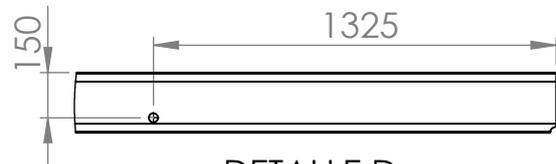
VISTA LATERAL



DETALLE C
ESCALA 1 : 10



DETALLE B
ESCALA 1 : 20



DETALLE D
ESCALA 1 : 25

MATERIAL:

ASTM A36

TEMA :

Elevador hidráulico tipo tijera

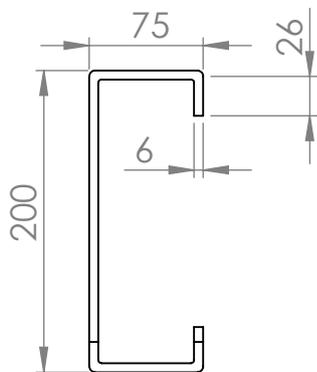
Componente:

Correa 200x75x6 # 1

A4

ESCALA:1:50

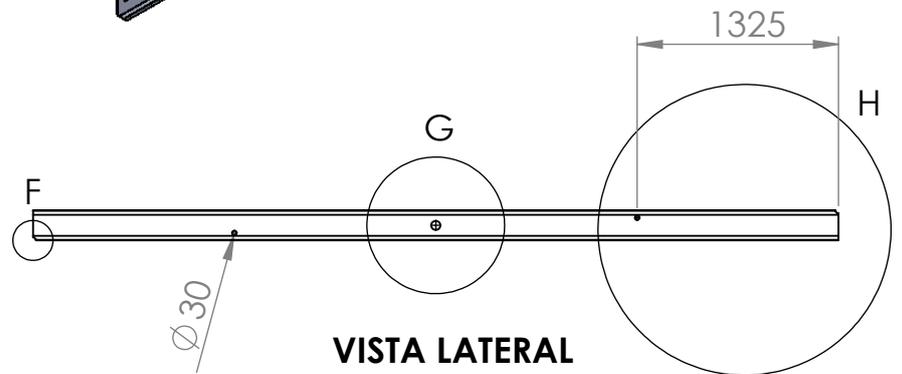
HOJA 5 DE 32



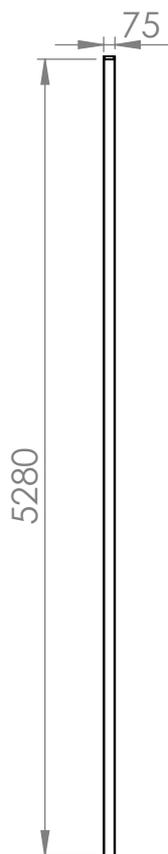
DETALLE E
ESCALA 1 : 5



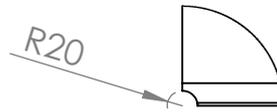
VISTA FRONTAL



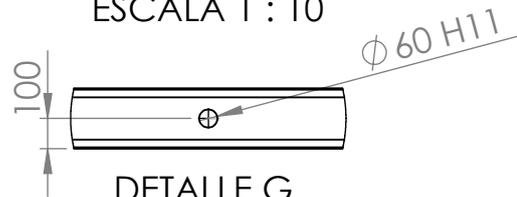
VISTA LATERAL



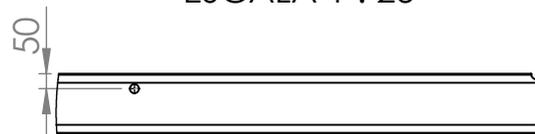
VISTA SUPERIOR



DETALLE F
ESCALA 1 : 10



DETALLE G
ESCALA 1 : 25



DETALLE H
ESCALA 1 : 25

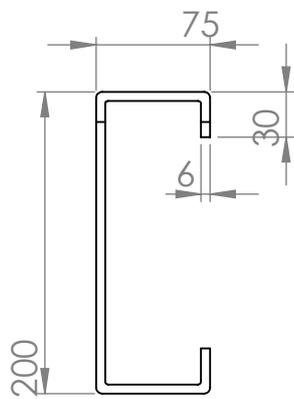
TEMA : Elevador hidráulico tipo tijera

MATERIAL:
ASTM A36

Componente: Correa 200x75x6 # 2 A4

ESCALA: 1:50

HOJA 6 DE 32

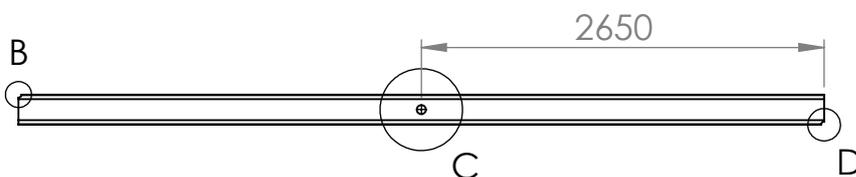


DETALLE A
ESCALA 1 : 5

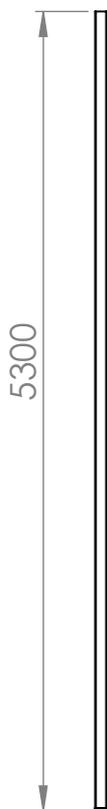
A



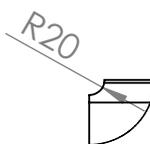
VISTA FRONTAL



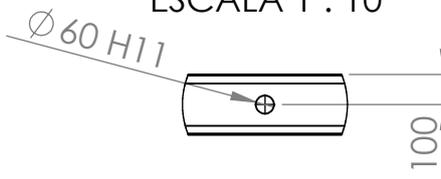
VISTA LATERAL



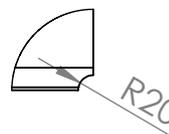
VISTA SUPERIOR



DETALLE B
ESCALA 1 : 10



DETALLE C
ESCALA 1 : 25



DETALLE D
ESCALA 1 : 10

TEMA :

Elevador hidráulico tipo tijera

MATERIAL:

ACERO ASTM A-36

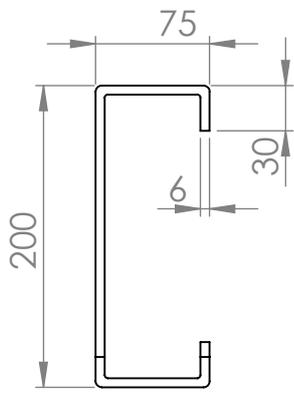
Componente principal:

Correa 200x75x6 #3

A4

ESCALA: 1:50

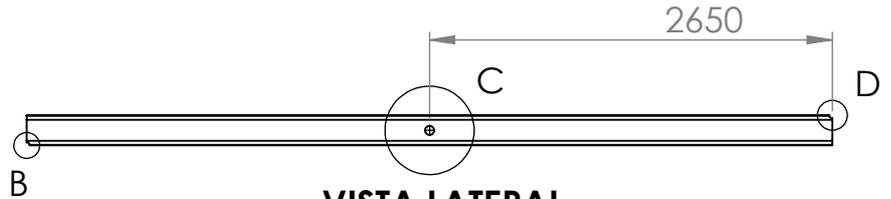
HOJA 7 DE 32



DETALLE A
ESCALA 1 : 5



VISTA FRONTAL



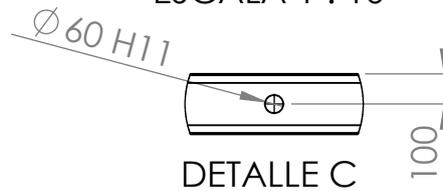
VISTA LATERAL



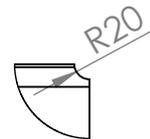
VISTA SUPERIOR



DETALLE B
ESCALA 1 : 10



DETALLE C
ESCALA 1 : 25



DETALLE D
ESCALA 1 : 10

TEMA : Elevador hidráulico tipo tijera

MATERIAL:
ACERO ASTM A-36

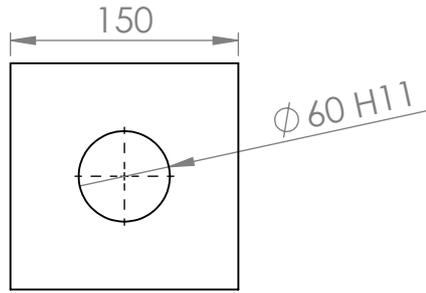
Componente principal:
Correa 200x75x6 #4

A4

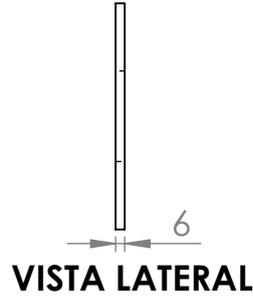
ESCALA: 1:50

HOJA 8 DE 32

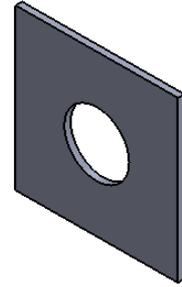
PLATINA 150X150x6 # 1



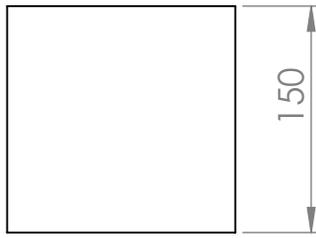
VISTA FRONTAL



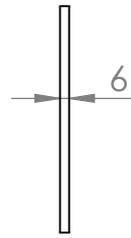
VISTA LATERAL



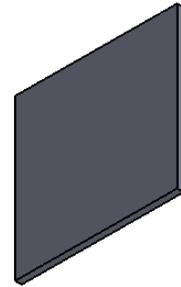
PLATINA 150X150x6 # 2



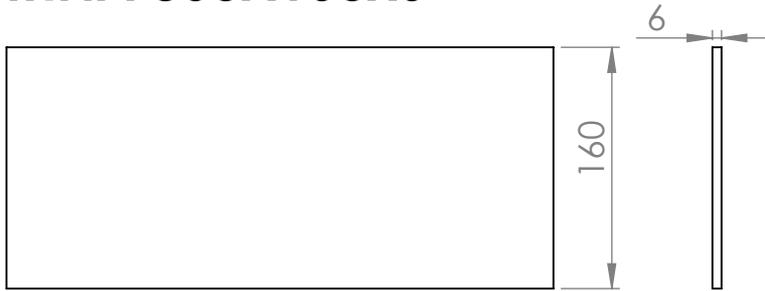
VISTA FRONTAL



VISTA LATERAL

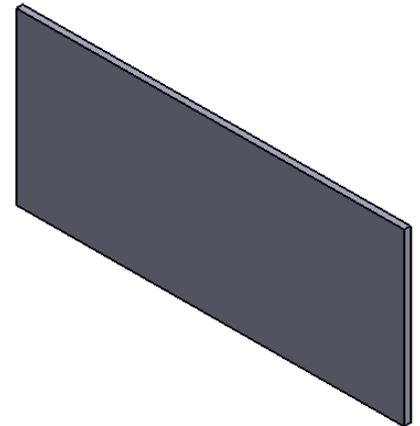


PLATINA 360X160x6

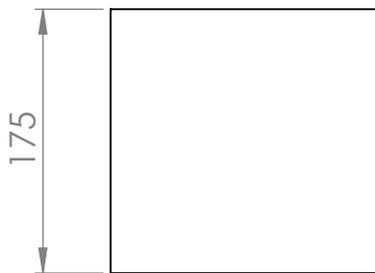


VISTA FRONTAL

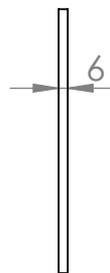
VISTA LATERAL



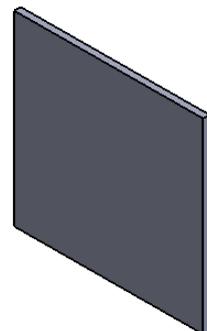
PLATINA 175X175x6



VISTA FRONTAL



VISTA LATERAL



TEMA : Elevador hidráulico tipo tijera

MATERIAL:

ASTM A36

Componente:

Platinas

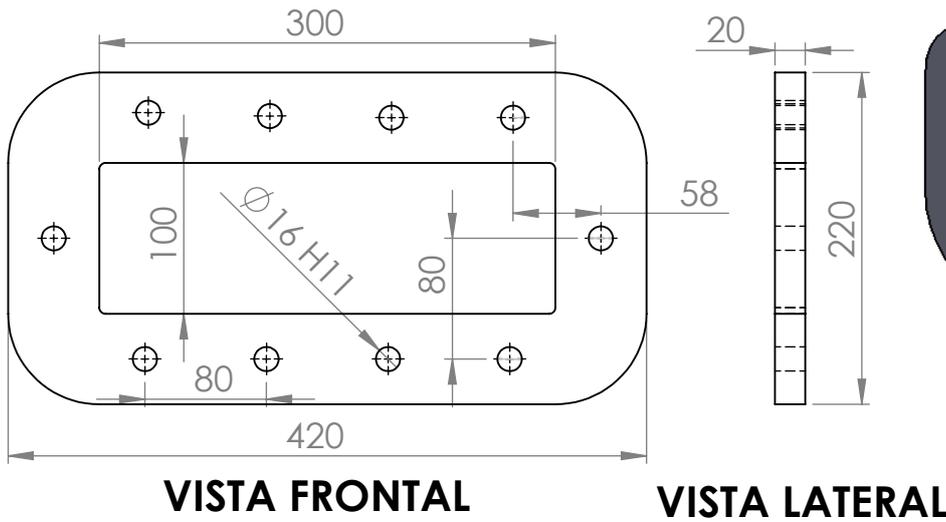
A4

ESCALA:1:5

HOJA 9 DE 32

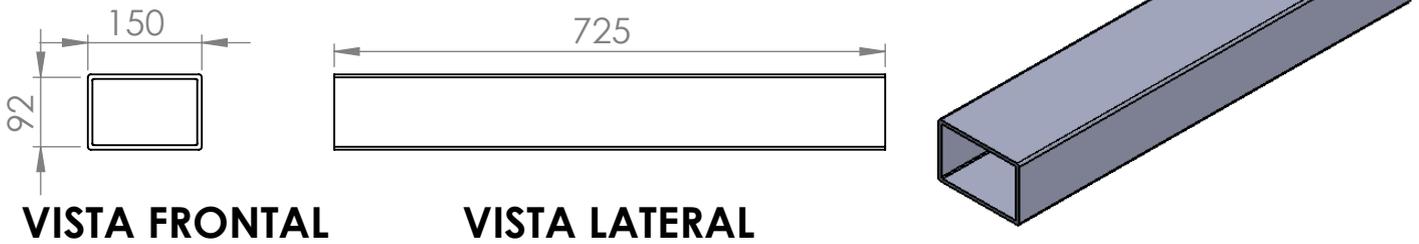
BRIDA RECTANGULAR

ESCALA 1:10 - ASTM A36



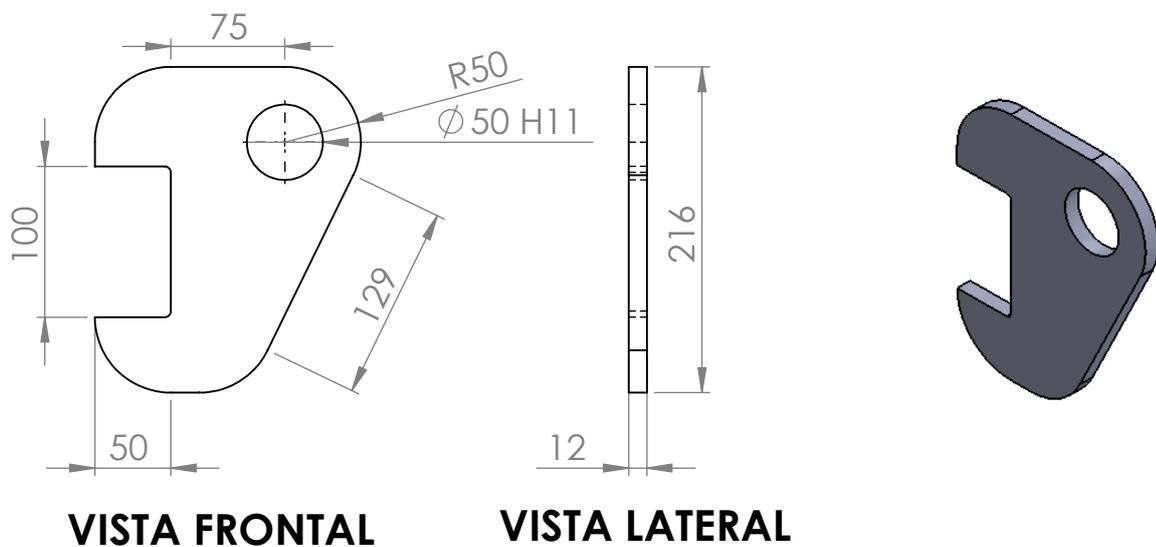
TUBO 100X150

ESCALA 1:10 - ASTM A500



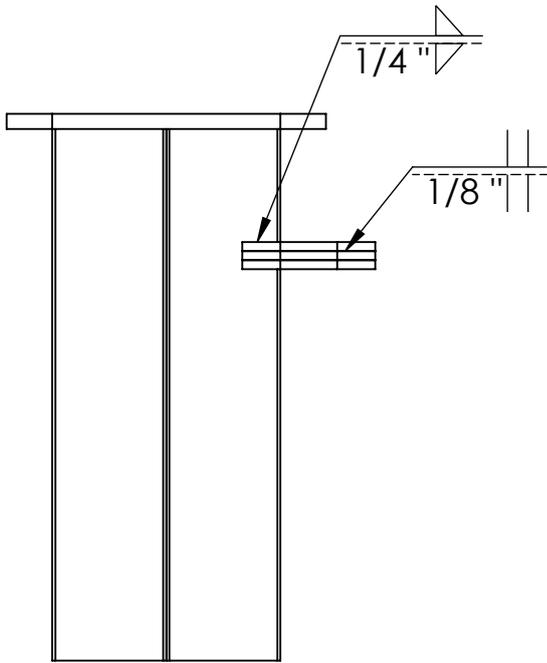
Agarradera

ESCALA 1:5 - ASTM A36

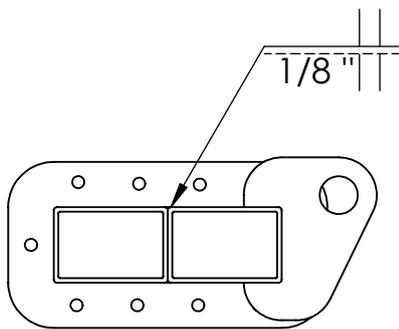
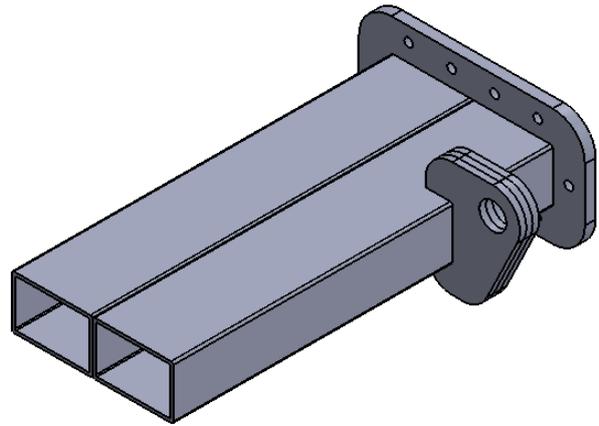


TEMA: Elevador hidráulico tipo tijera

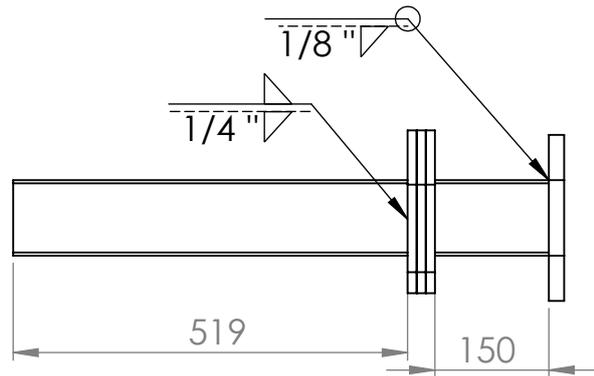
Componente: Elementos soporte rectangular A4



VISTA SUPERIOR



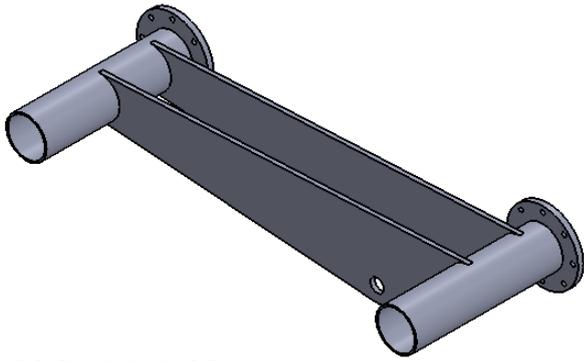
VISTA FRONTAL



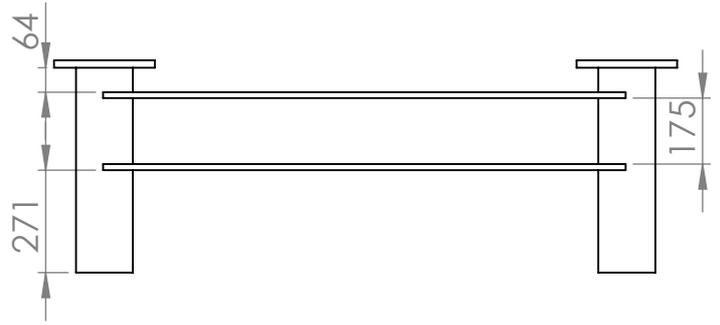
VISTA LATERAL

TEMA : Elevador hidráulico tipo tijera

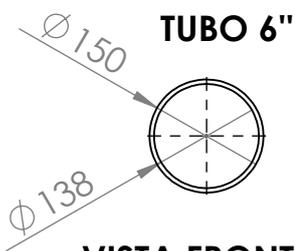
Componente: Soldadura soporte rectangular A4



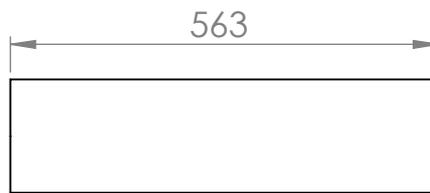
ESCALA 1:20



VISTA SUPERIOR

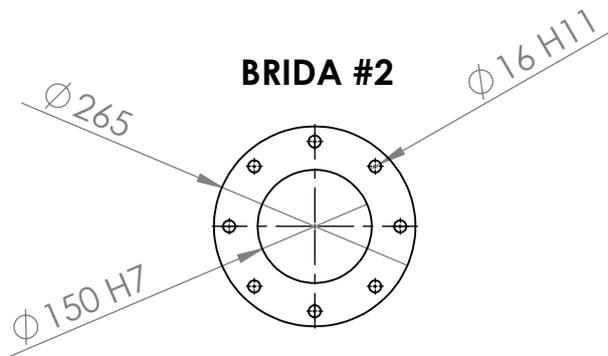


VISTA FRONTAL

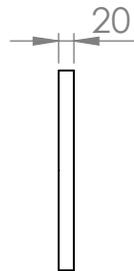


VISTA LATERAL

ESCALA 1:10
ASTM A-500



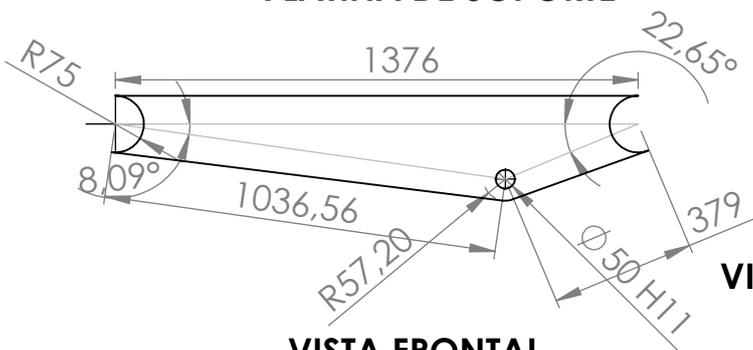
VISTA FRONTAL



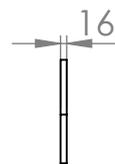
VISTA LATERAL

ESCALA 1:10
ASTM A-36

PLATINA DE SOPORTE



VISTA FRONTAL

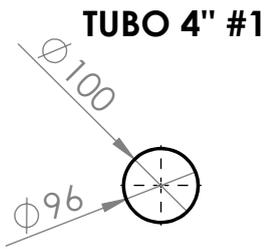
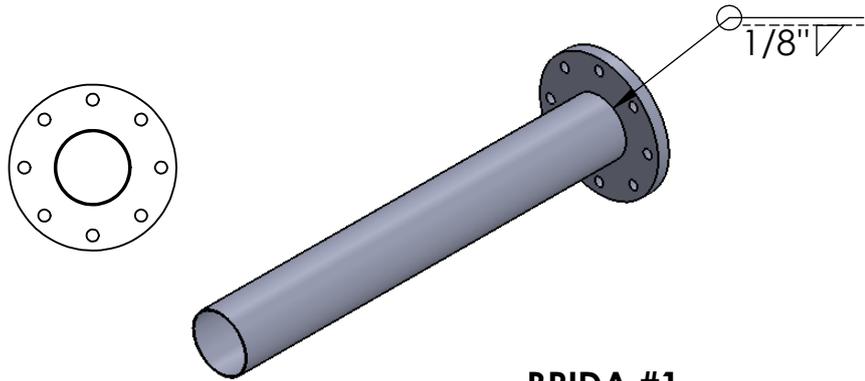


VISTA LATERAL

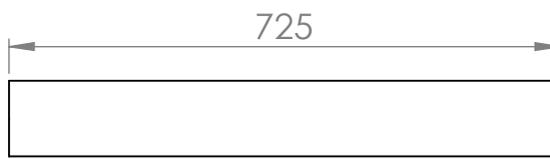
ESCALA 1:10
ASTM A-36

TEMA: Elevador hidráulico tipo tijera	
Componente principal:	Soporte Inferior
	A4
HOJA 12 DE 32	

TUBO UNIÓN #1

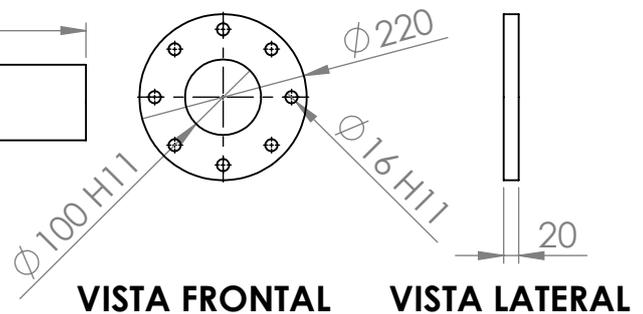


VISTA FRONTAL



VISTA LATERAL

BRIDA #1



VISTA FRONTAL

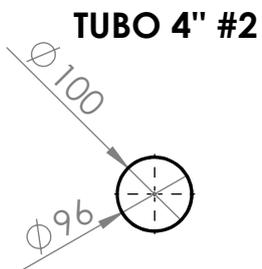
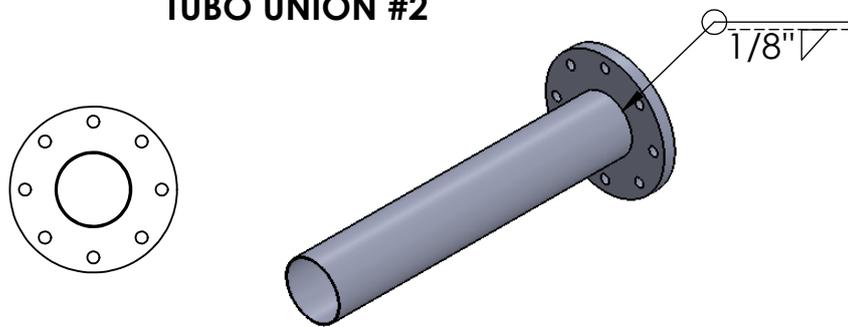
VISTA LATERAL

ESCALA 1:10

ASTM A-36

ASTM A-36

TUBO UNIÓN #2

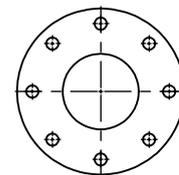


VISTA FRONTAL



VISTA LATERAL

BRIDA #1



VISTA FRONTAL

ESCALA 1:10

ASTM A-500

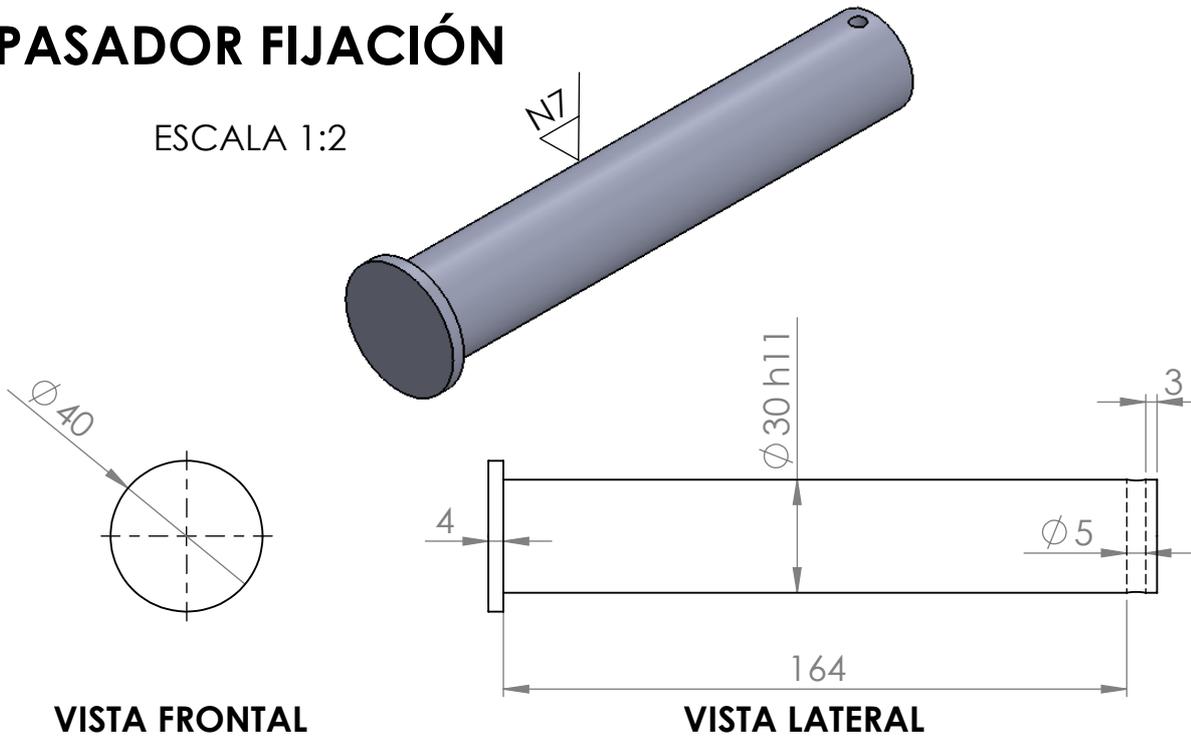
TEMA: Elevador hidráulico tipo tijera

Componente principal: TUBOS DE UNIÓN

A4

PASADOR FIJACIÓN

ESCALA 1:2

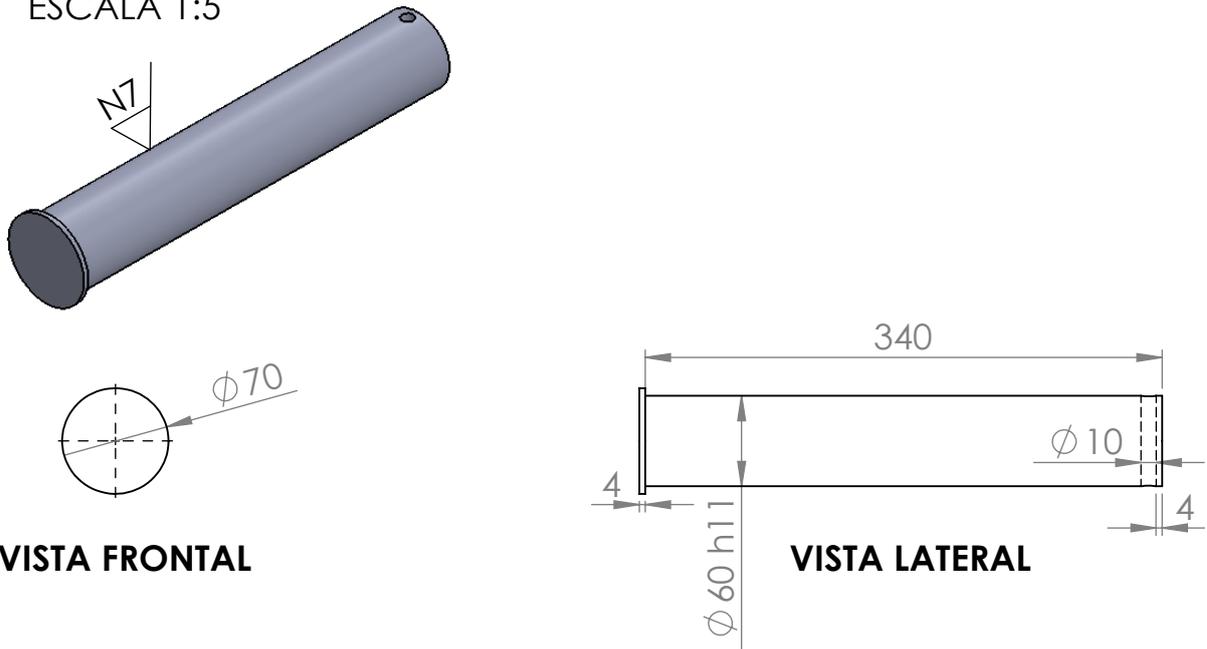


VISTA FRONTAL

VISTA LATERAL

PASADOR MEDIO

ESCALA 1:5



VISTA FRONTAL

VISTA LATERAL

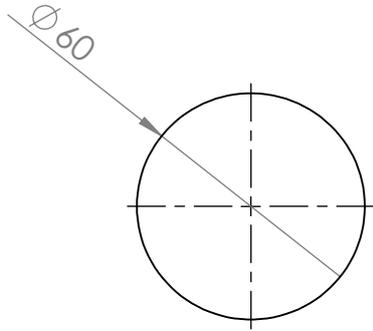
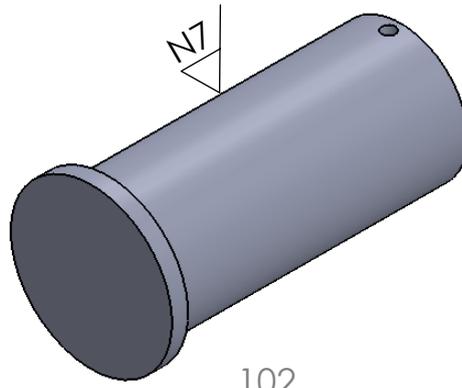
TEMA: Elevador hidráulico tipo tijera

MATERIAL:
AISI 1018

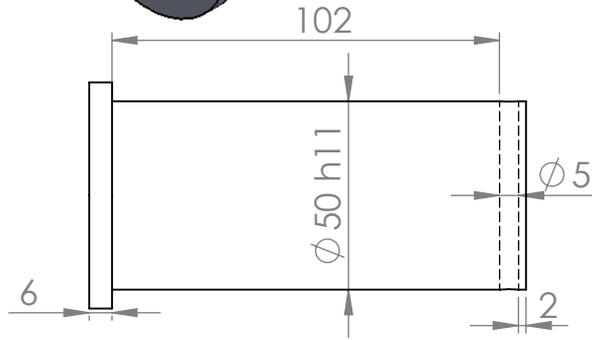
Componente: Pasadores 1

A4

PASADOR SUPERIOR DE CILINDRO

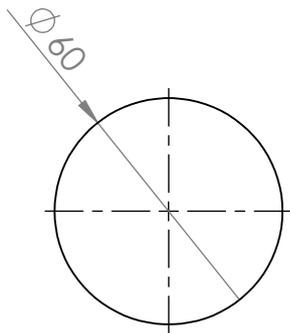
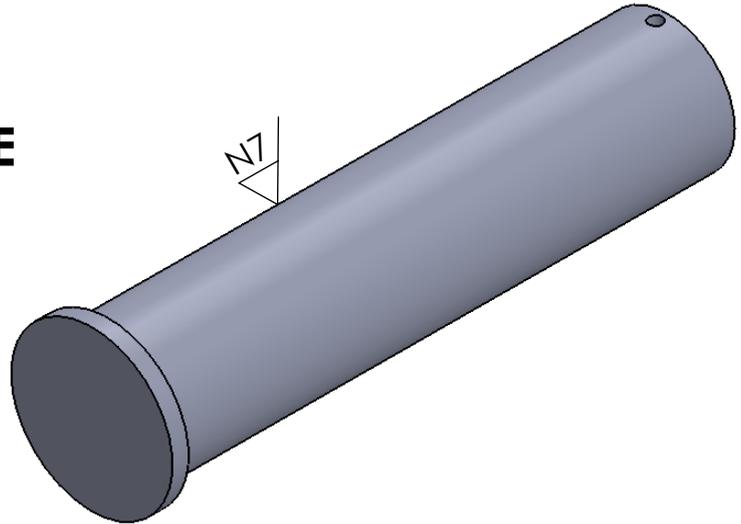


VISTA FRONTAL

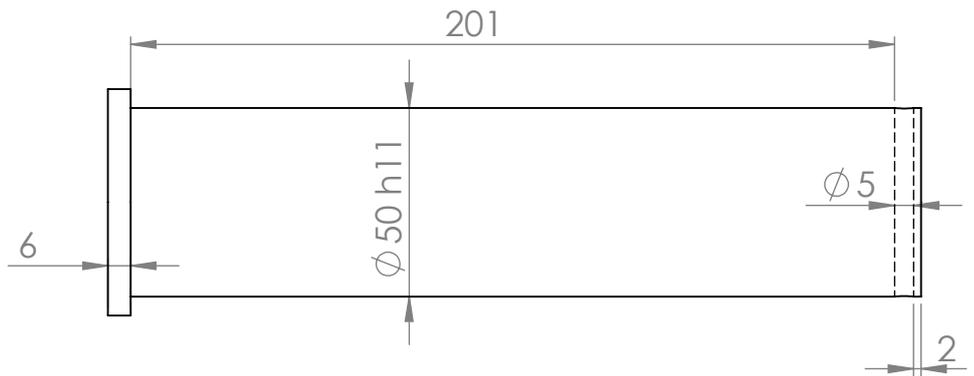


VISTA LATERAL

PASADOR SUPERIOR DE CILINDRO



VISTA FRONTAL



VISTA LATERAL

TEMA : Elevador hidráulico tipo tijera

MATERIAL:

AISI 1018

Componente:

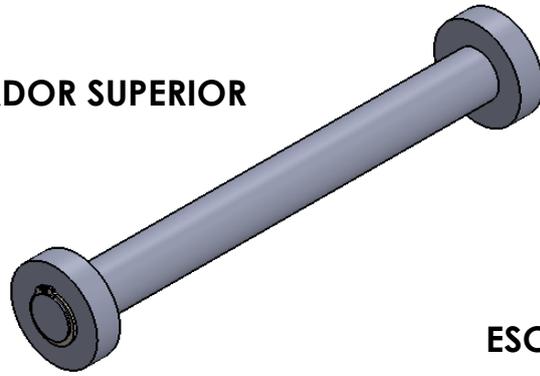
Pasadores 2

A4

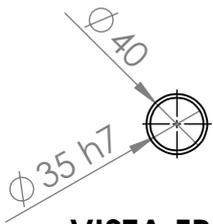
ESCALA 1:2

HOJA 15 DE 32

PASADOR SUPERIOR



ESCALA 1:5



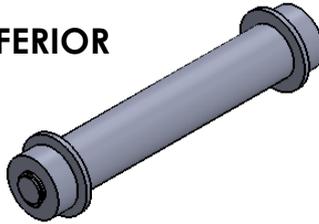
VISTA FRONTAL



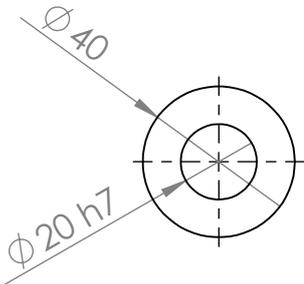
VISTA LATERAL

ESCALA 1:5

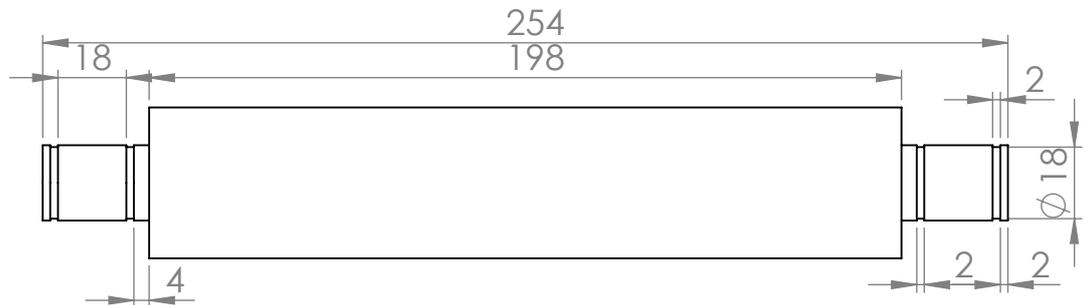
PASADOR INFERIOR



ESCALA 1:5

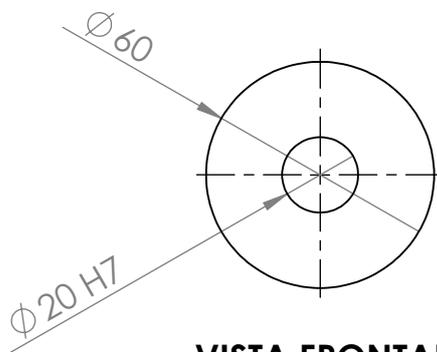


VISTA FRONTAL

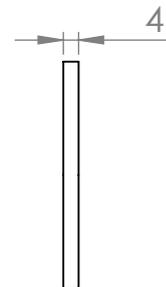


VISTA LATERAL

ESCALA 1:2



VISTA FRONTAL



VISTA LATERAL

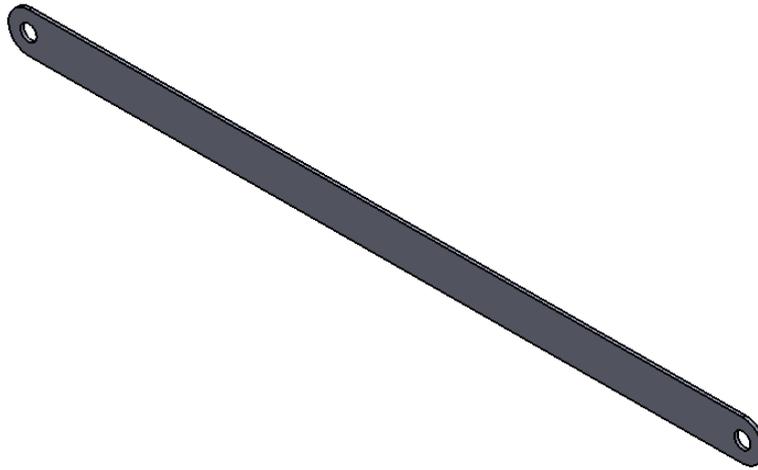
ESCALA 1:2

TEMA: Elevador hidráulico tipo tijera

MATERIAL:
ACERO AISC 1018

Componente principal:
Pasadores 3

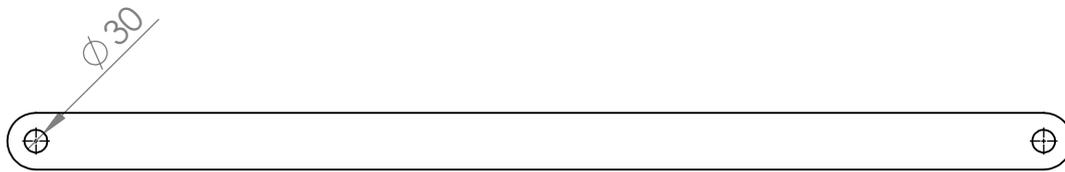
A4



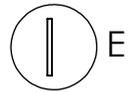
DETALLE F
ESCALA 1 : 5



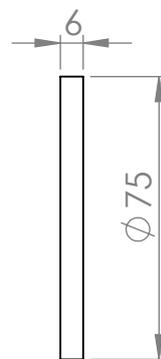
VISTA SUPERIOR



VISTA FRONTAL



VISTA LATERAL



DETALLE E
ESCALA 1 : 2

TEMA : Elevador hidráulico tipo tijera

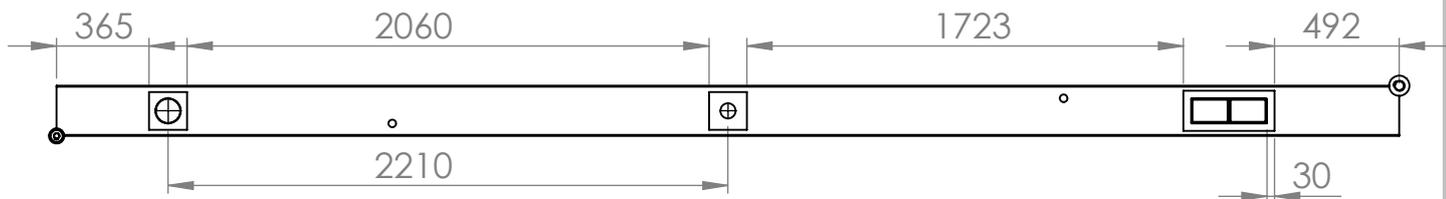
MATERIAL:
ASTM A36

Componente: **Platinas de fijación**

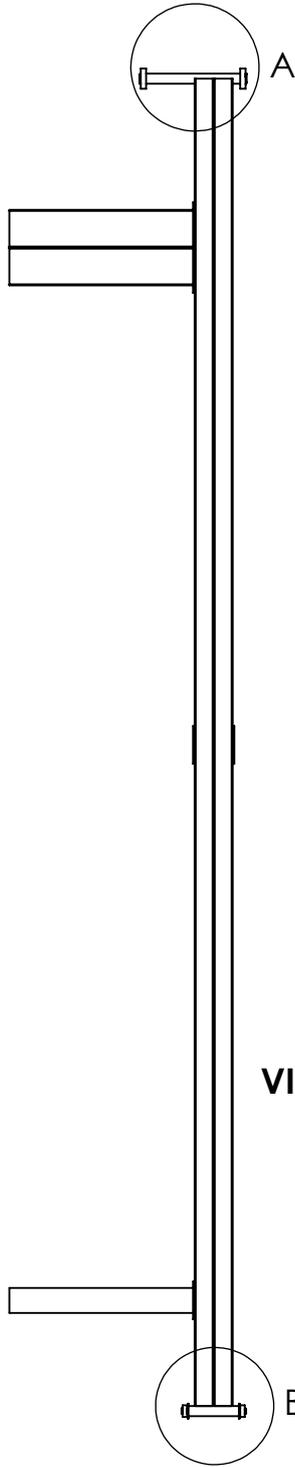
A4

ESCALA:1:10

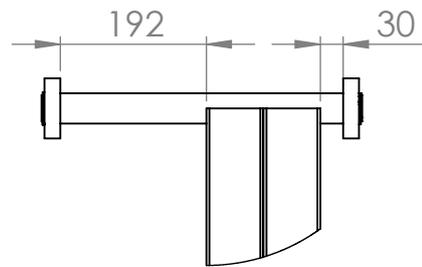
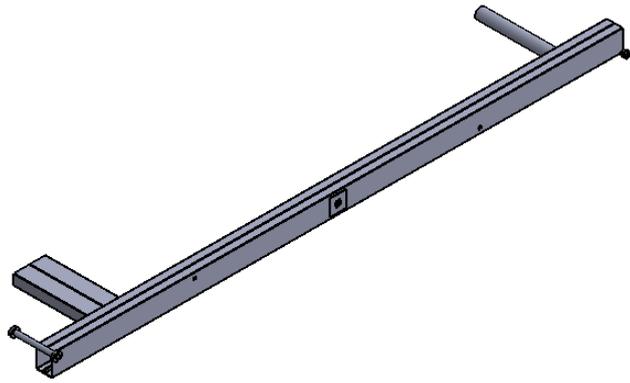
HOJA 17 DE 32



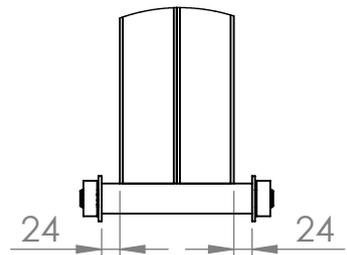
VISTA LATERAL



VISTA SUPERIOR



DETALLE A
ESCALA 1 : 10



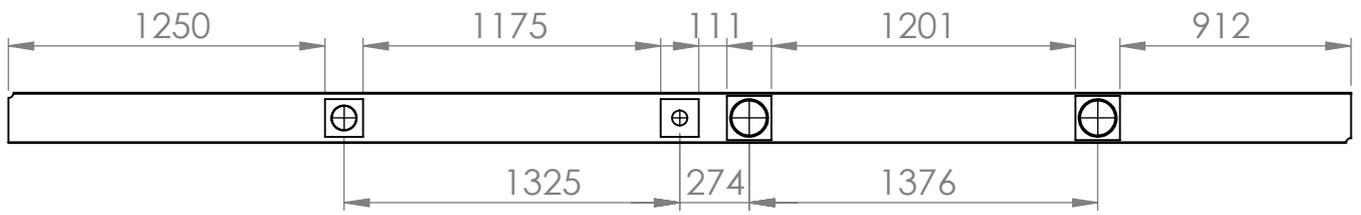
DETALLE B
ESCALA 1 : 10

TEMA : Elevador hidráulico tipo tijera

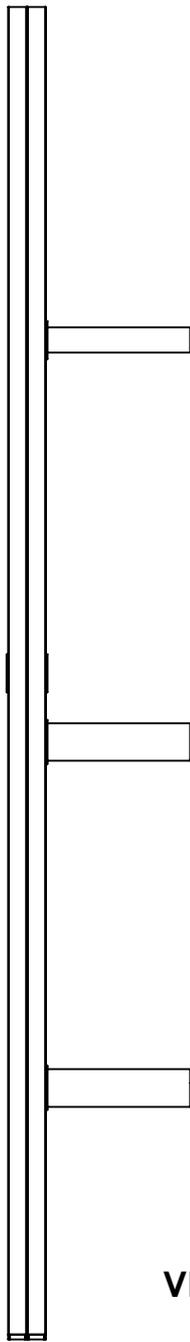
Componente principal:

Dimensiones Viga #1,2

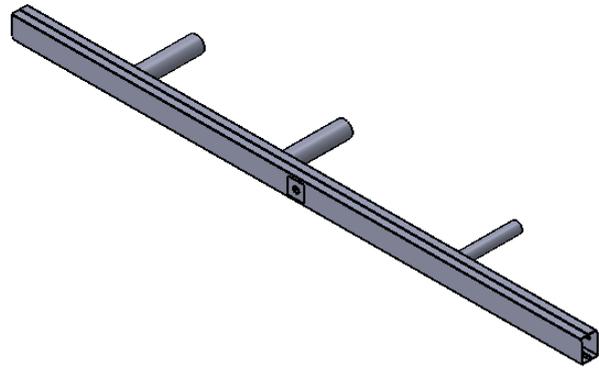
A4



VISTA LATERAL



VISTA SUPERIOR

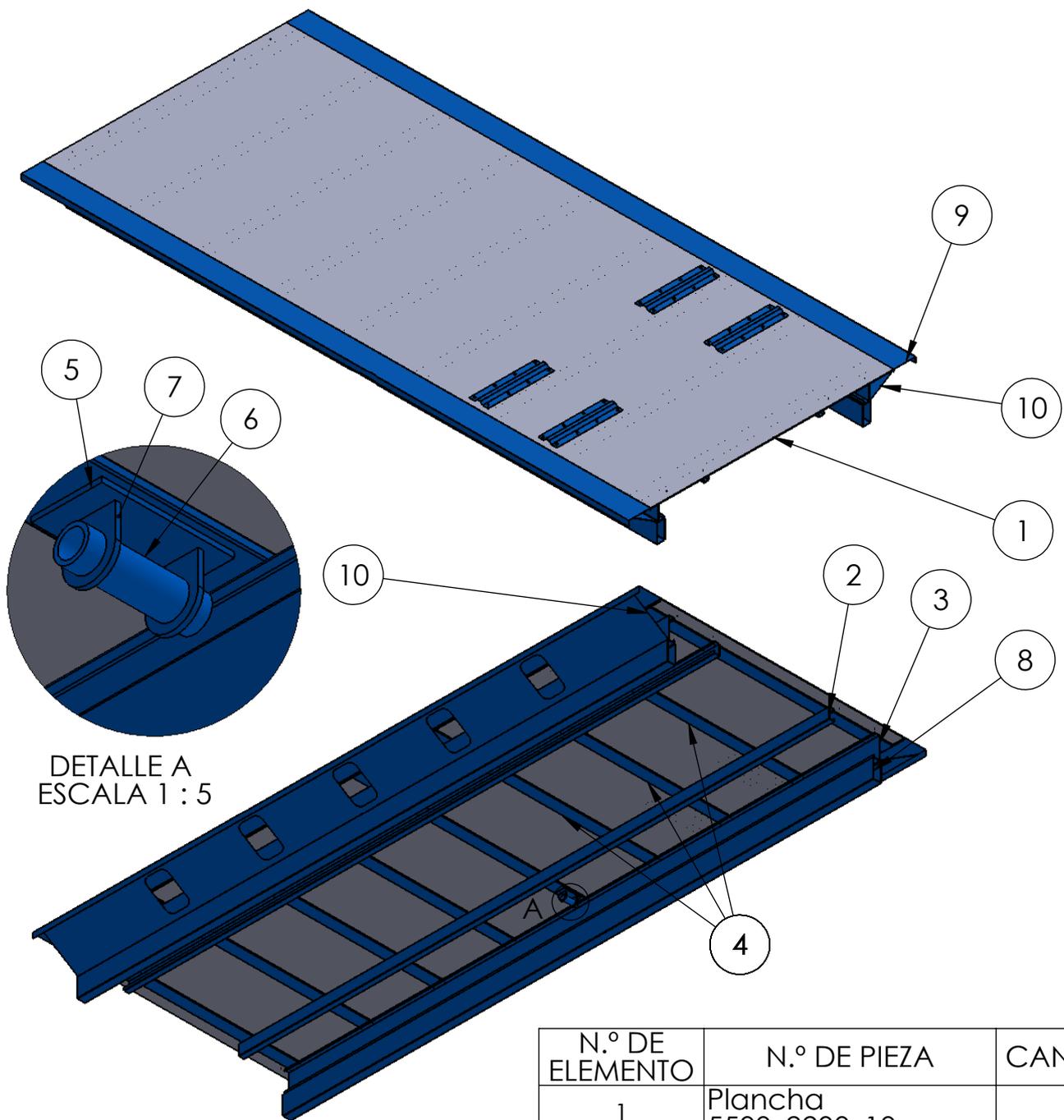


TEMA : Elevador hidráulico tipo tijera

Componente principal:

Dimensiones Viga #3,4

A4



DETALLE A
ESCALA 1 : 5

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Plancha 5500x2200x10	1
2	Viga 3	2
3	Viga 4	2
4	Platina laminada	9
5	base para buje	2
6	buje	2
7	oreja #2	4
8	Tubo Rectangular	2
9	Extensión	2
10	Extensión para soporte	2
11	Fijar llantas	4
12	Perno 3/16"	32

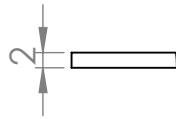
TEMA : Elevador hidráulico tipo tijera

Componente principal:

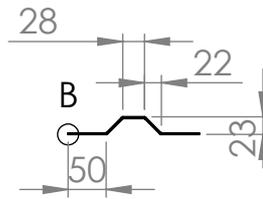
Plataforma

A4

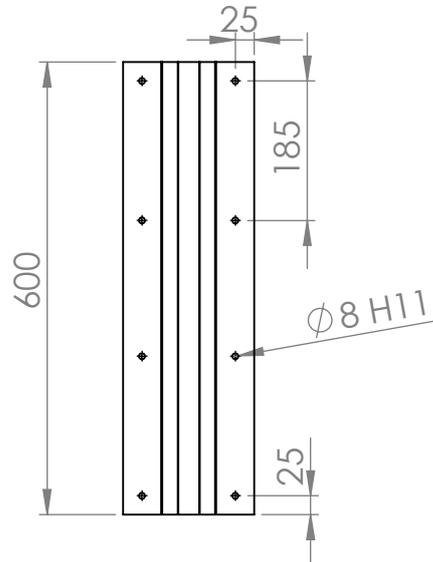
CHAPA



DETALLE B
ESCALA 1 : 1



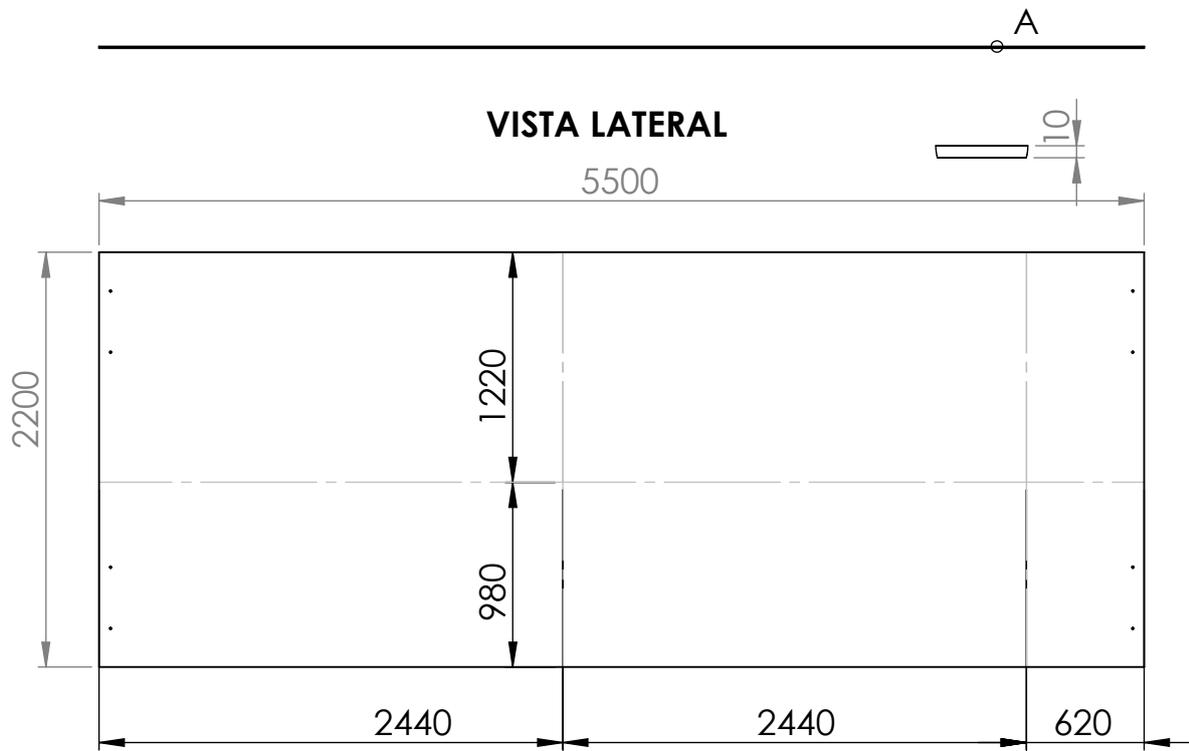
VISTA FRONTAL



VISTA SUPERIOR

ESCALA 1:10
ASTM A-36

PLANCHA



VISTA LATERAL

VISTA SUPERIOR

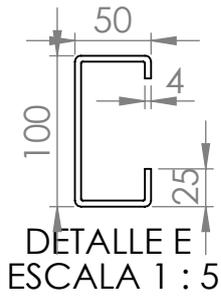
ESCALA 1:50
ASTM A-36

TEMA : Elevador hidráulico tipo tijera

Componente principal: Plancha y Chapa

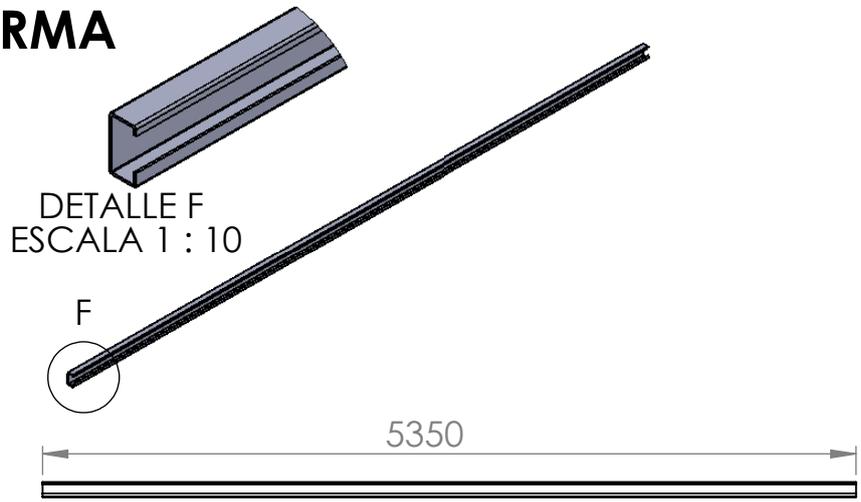
A4

VIGA C1 PLATAFORMA



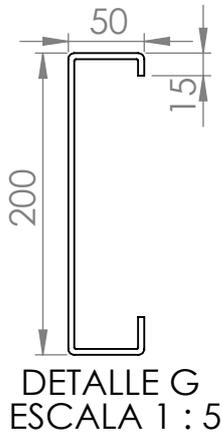
ⓔ E

VISTA FRONTAL



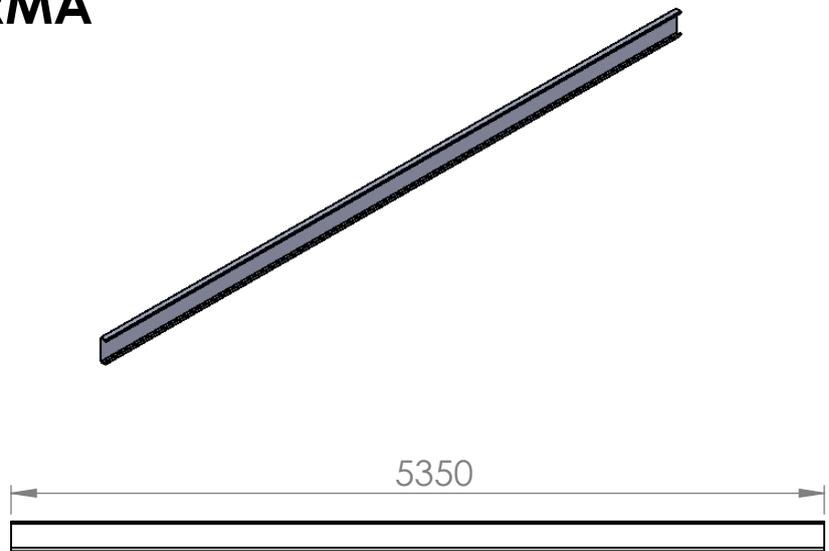
VISTA LATERAL

VIGA C2 PLATAFORMA



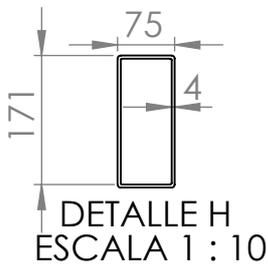
ⓐ G

VISTA FRONTAL



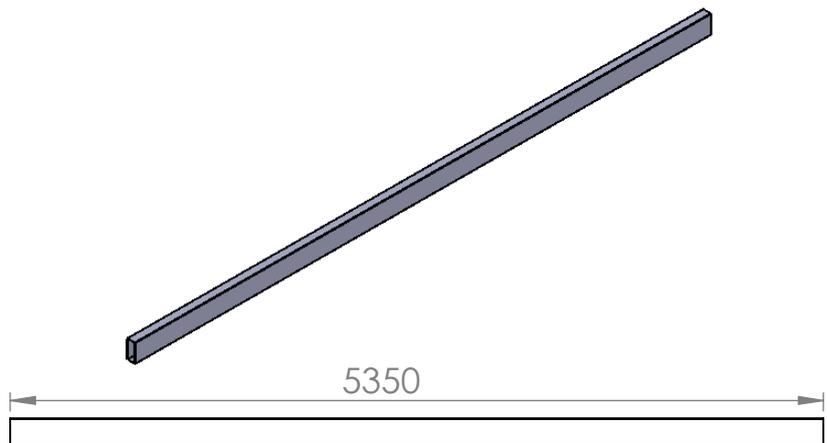
VISTA LATERAL

APOYO



ⓓ H

VISTA FRONTAL



VISTA LATERAL

MATERIAL:

ASTM A36

TEMA:

Elevador hidráulico tipo tijera

Componente:

Vigas de apoyo plataforma

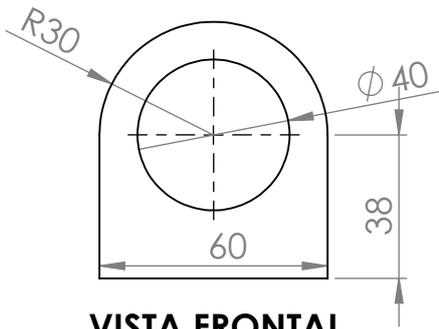
A4

ESCALA: 1:50

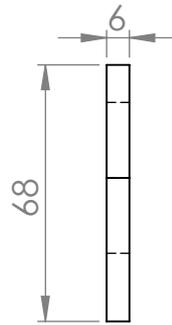
HOJA 22 DE 32

OREJAS

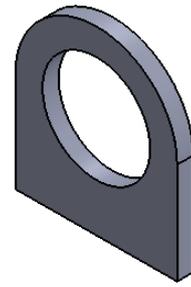
ASTM A36 - ESCALA 1:20



VISTA FRONTAL

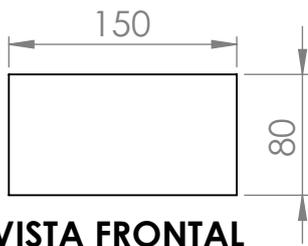


VISTA LATERAL

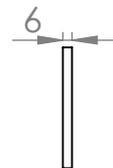


BASE PARA BUJE

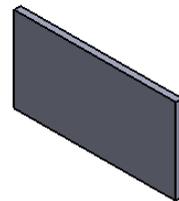
ASTM A36 - ESCALA 1:5



VISTA FRONTAL

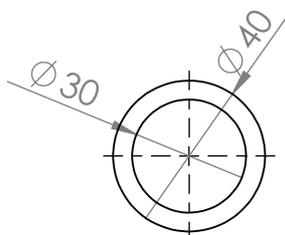


VISTA LATERAL

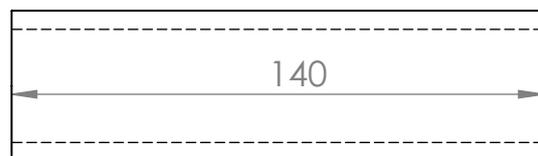
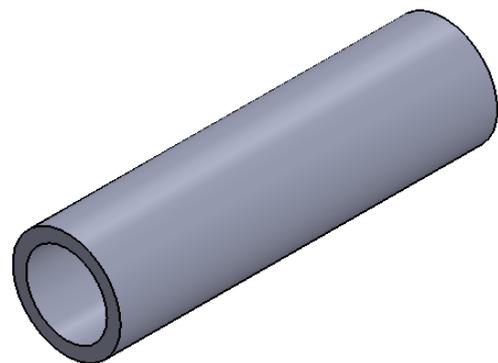


BUJE

ASTM A36 - ESCALA 1:20



VISTA FRONTAL

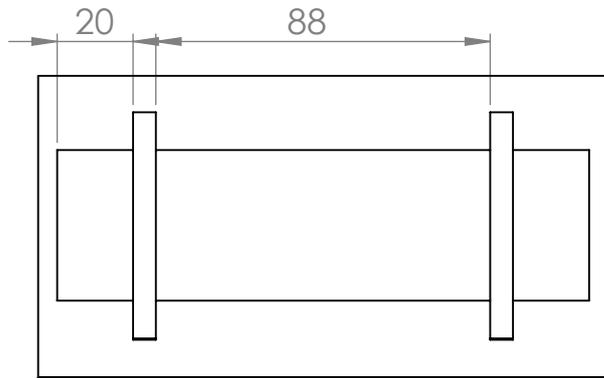


VISTA LATERAL

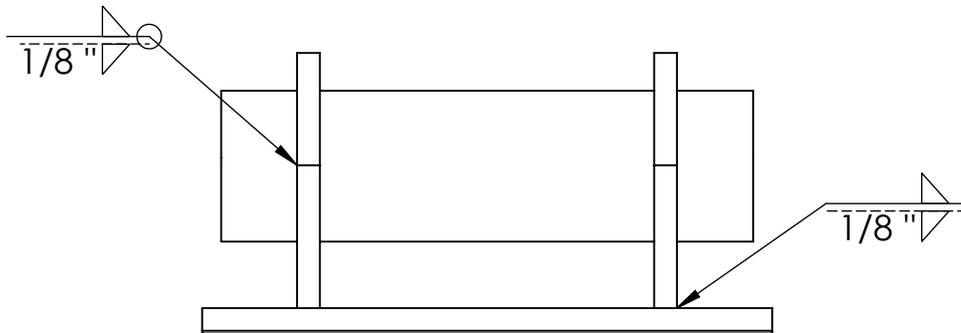
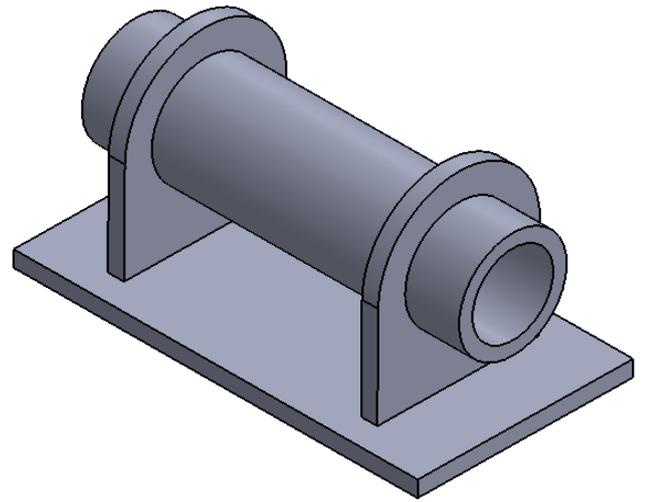
TEMA: Elevador hidráulico tipo tijera

Componente: Base pasador superior

A4



VISTA SUPERIOR



VISTA FRONTAL

TEMA: Elevador hidráulico tipo tijera

Componente: Soldadura base pasador

A4

EXTENSIÓN

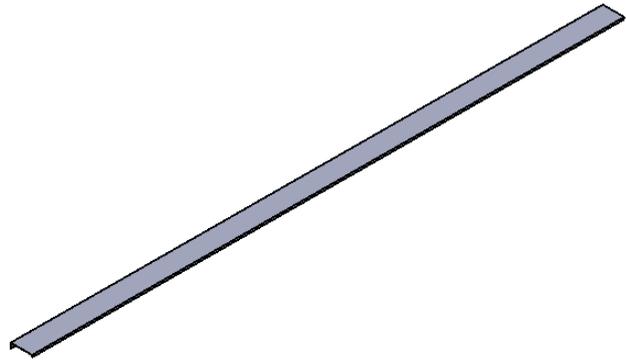
ESCALA 1:50



DETALLE K
ESCALA 1:5



VISTA FRONTAL



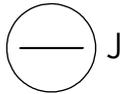
VISTA LATERAL

SOPORTE

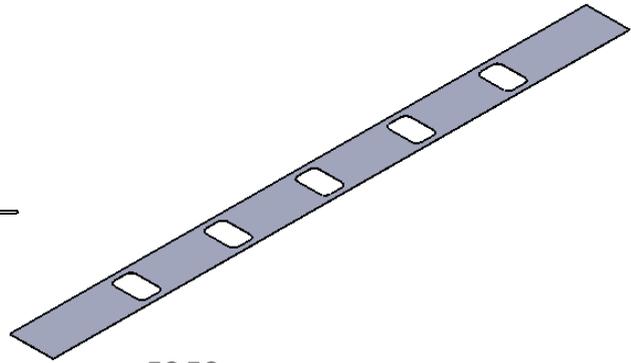
ESCALA 1:50



DETALLE J
ESCALA 1:5



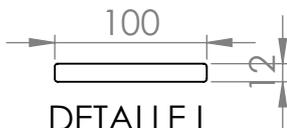
VISTA FRONTAL



VISTA LATERAL

LAMINADOS

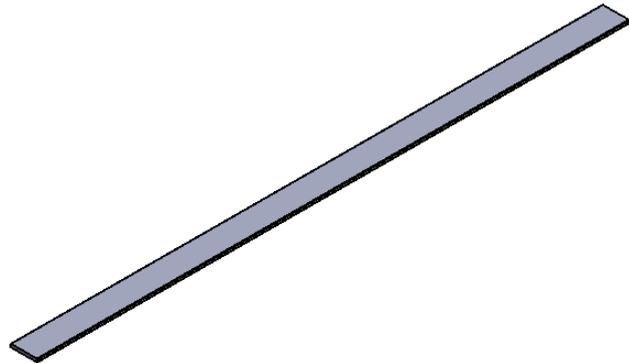
ESCALA 1:20



DETALLE I
ESCALA 1:5



VISTA FRONTAL



VISTA LATERAL

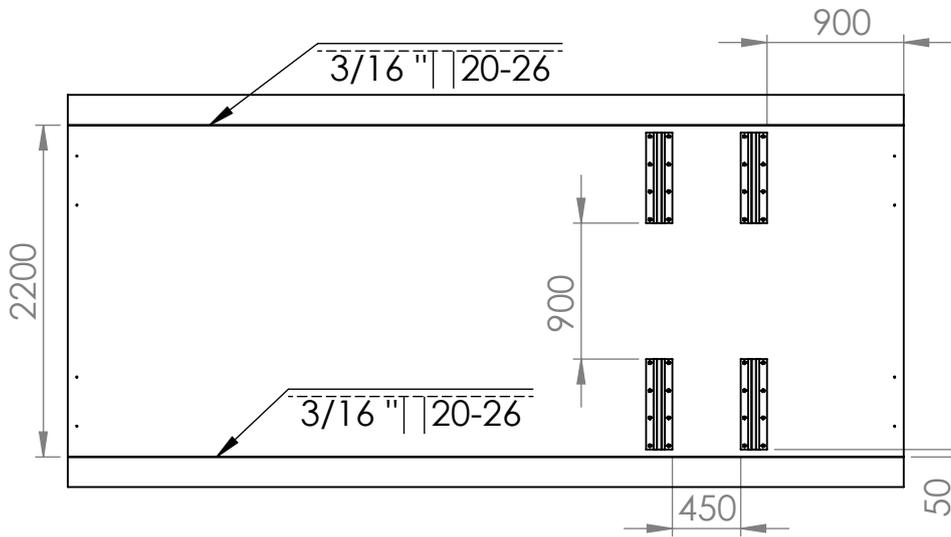
TEMA:

Elevador hidráulico tipo tijera

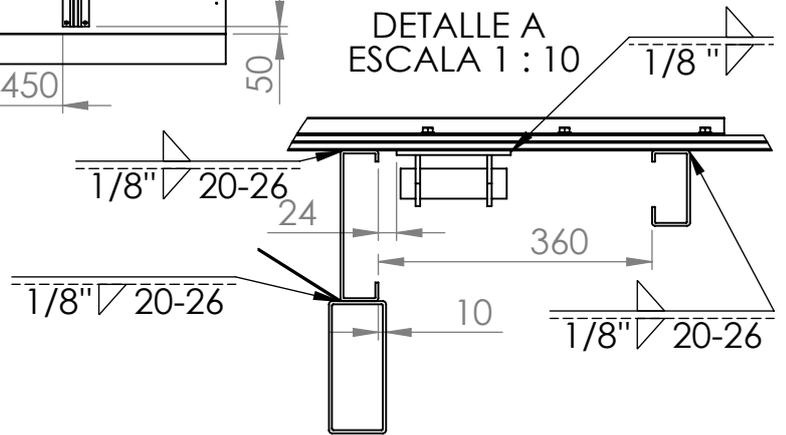
Componente:

Laminados y antideslizantes

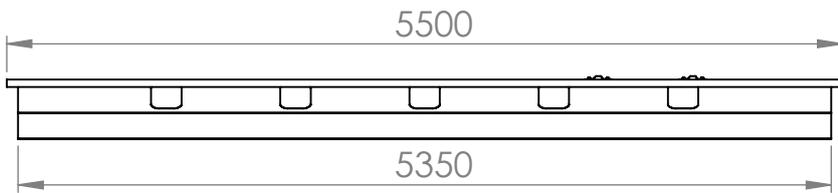
A4



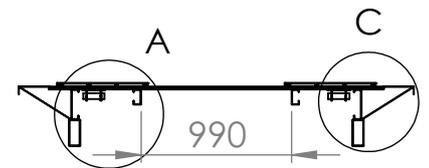
VISTA SUPERIOR



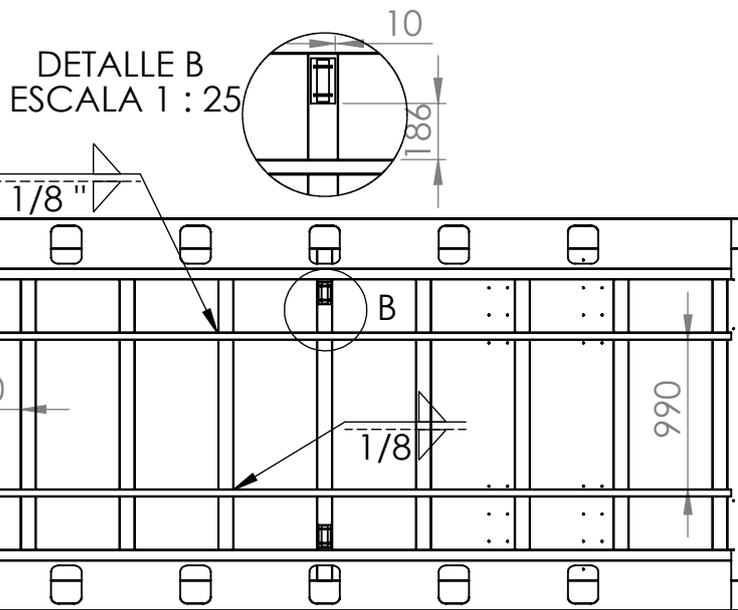
DETALLE A
ESCALA 1 : 10



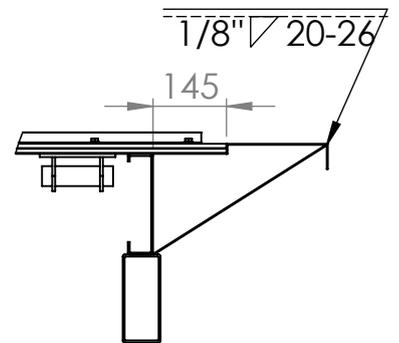
VISTA LATERAL



VISTA FRONTAL



VISTA INFERIOR



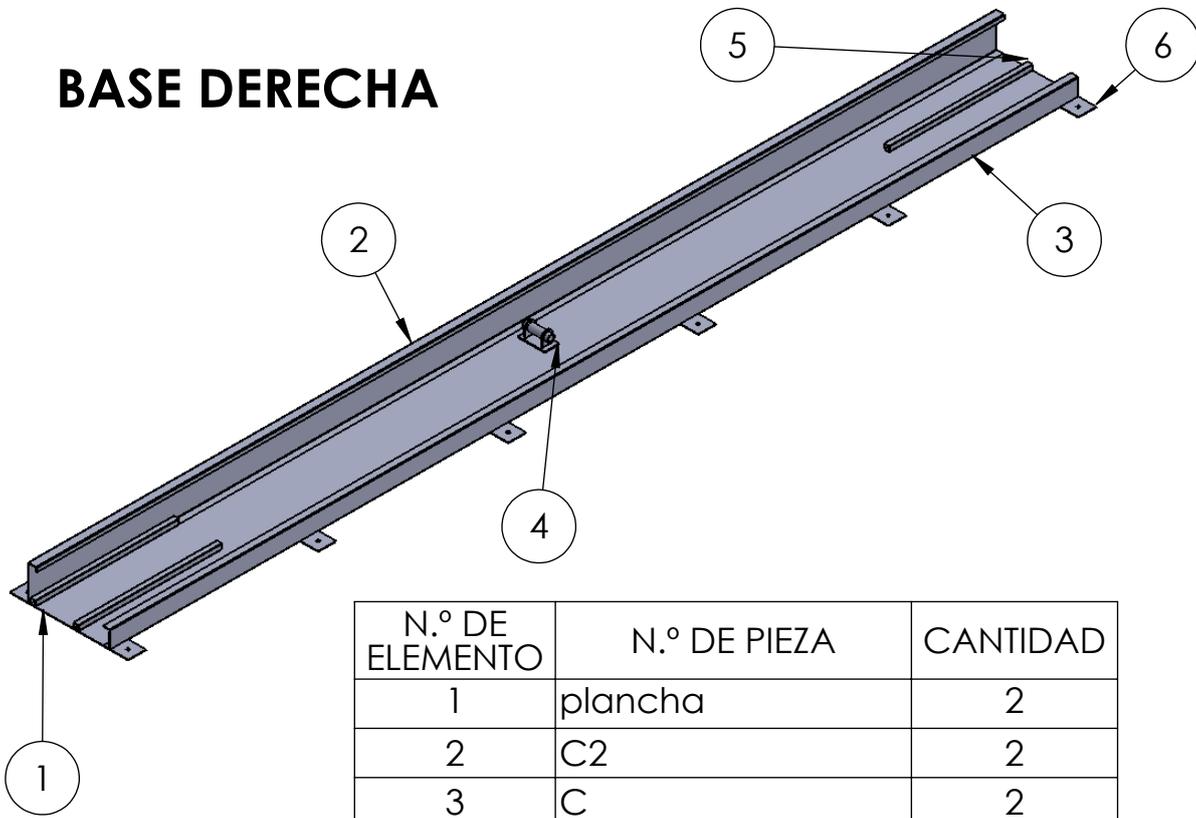
DETALLE C
ESCALA 1 : 15

TEMA : Elevador hidráulico tipo tijera

Componente principal: Plataforma

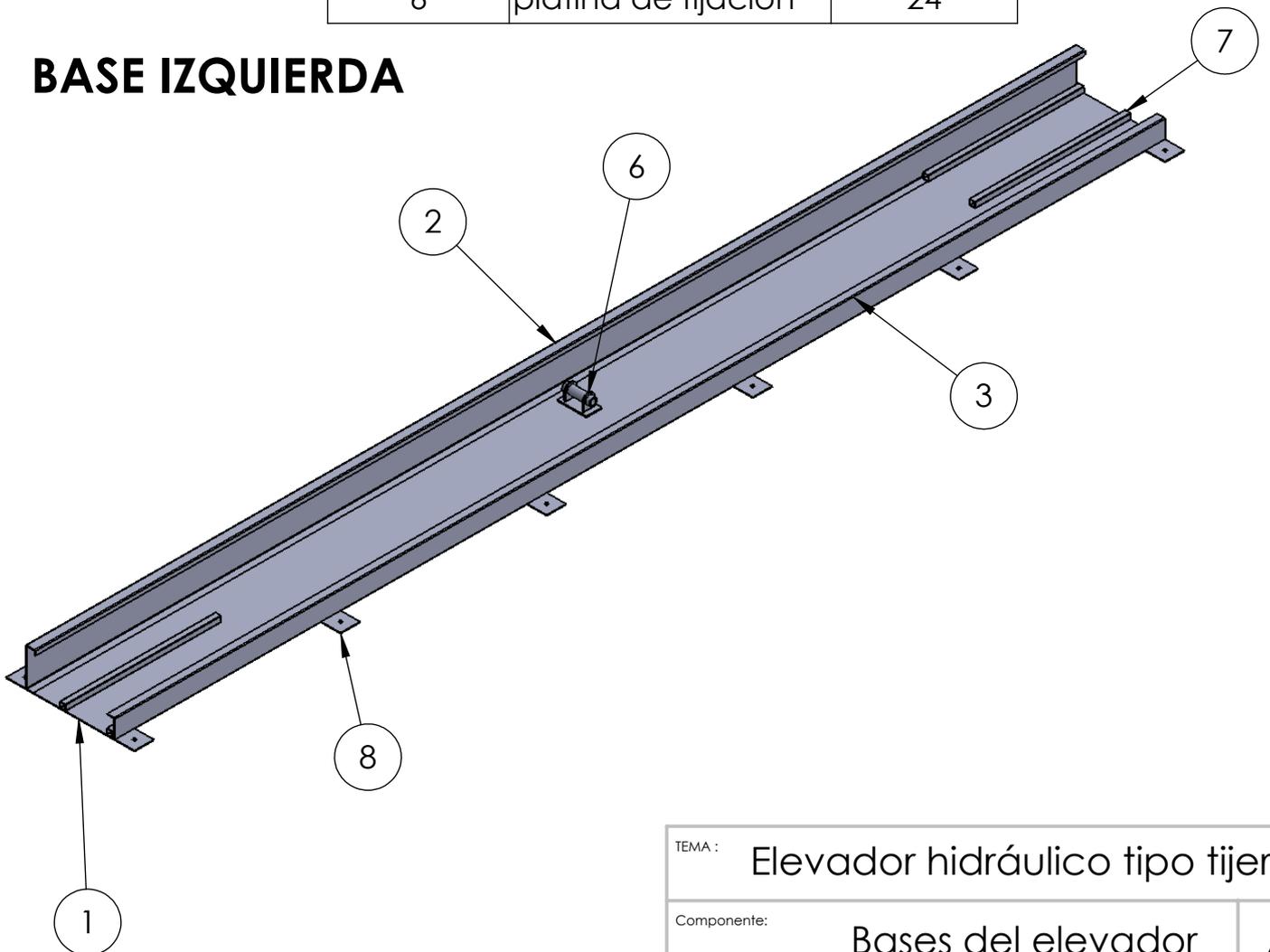
A4

BASE DERECHA



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	plancha	2
2	C2	2
3	C	2
4	base de pasador abajo	2
5	tubo cuadrado 30x30	8
6	platina de fijacion	24

BASE IZQUIERDA

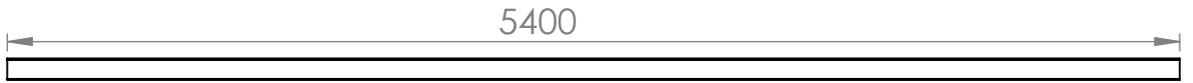
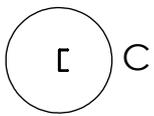
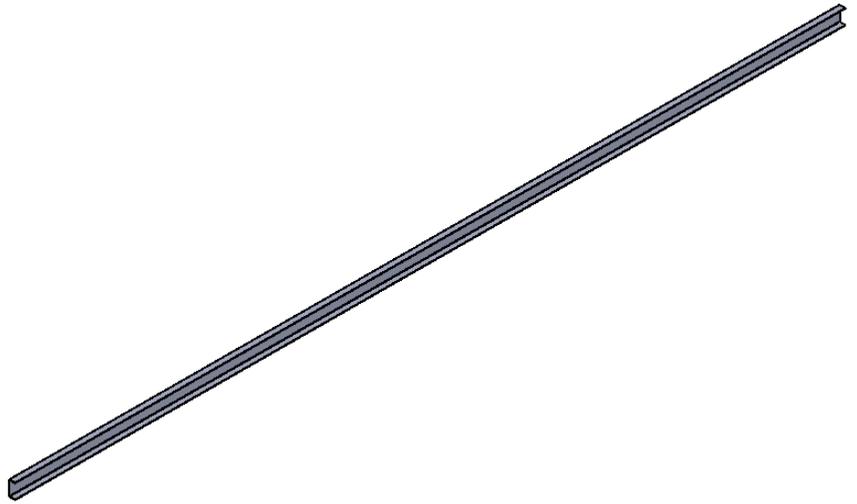
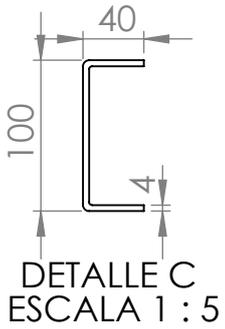


TEMA : Elevador hidráulico tipo tijera

Componente: Bases del elevador

A4

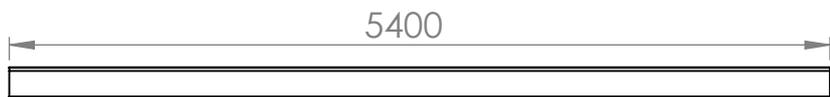
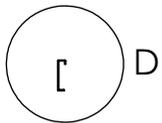
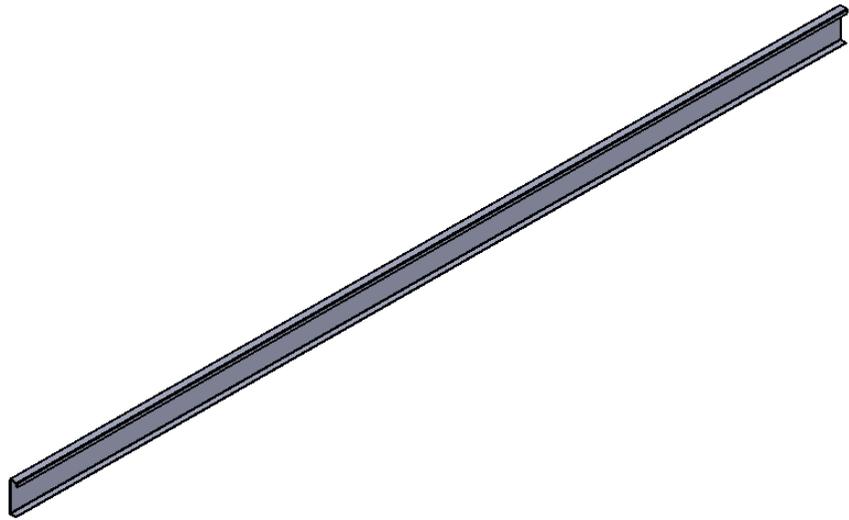
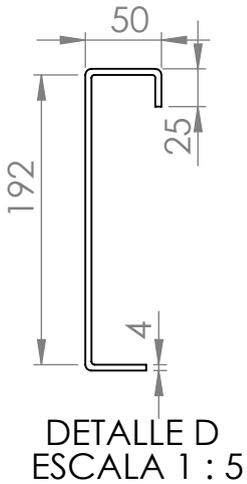
VIGA 1



VISTA FRONTAL

VISTA LATERAL

VIGA 2



VISTA FRONTAL

VISTA LATERAL

TEMA : Elevador hidráulico tipo tijera

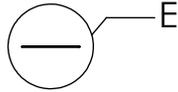
MATERIAL:
ASTM A36

Componente:
Tubos cuadrados de base

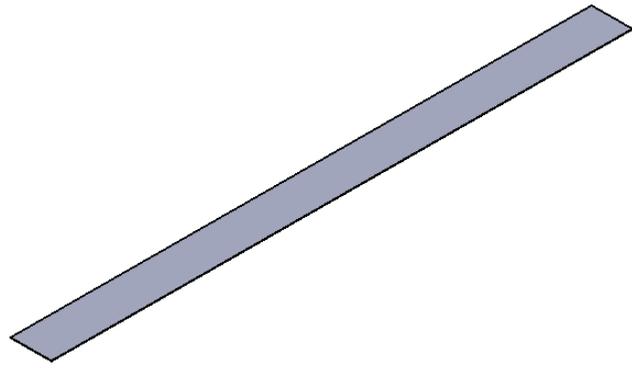
A4

PLANCHA PARA BASE

ESCALA 1:50



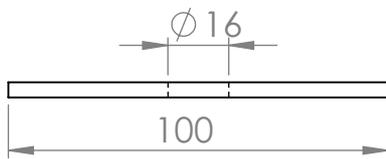
VISTA FRONTAL



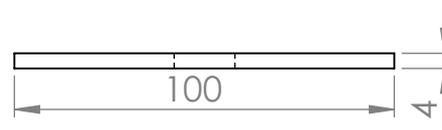
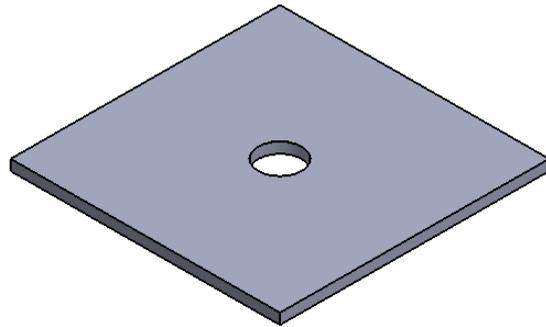
VISTA LATERAL

FIJACIÓN AL SUELO

ESCALA 1:2



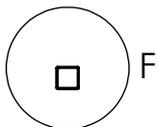
VISTA FRONTAL



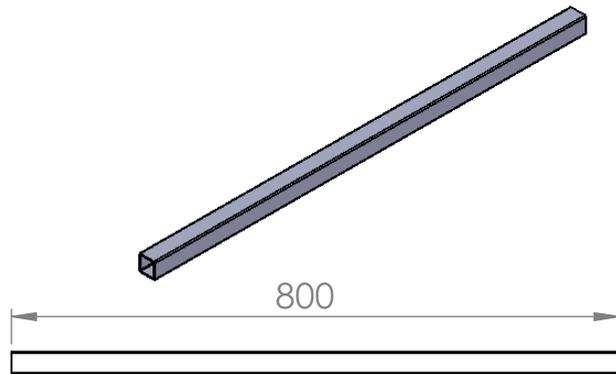
VISTA LATERAL

TUBO CUADRADO

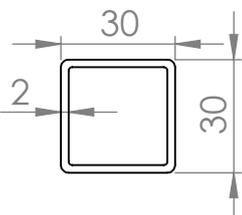
ESCALA 1:10



VISTA FRONTAL



VISTA LATERAL



DETALLE F
ESCALA 1:2

MATERIAL:

ASTM A36

TEMA:

Elevador hidráulico tipo tijera

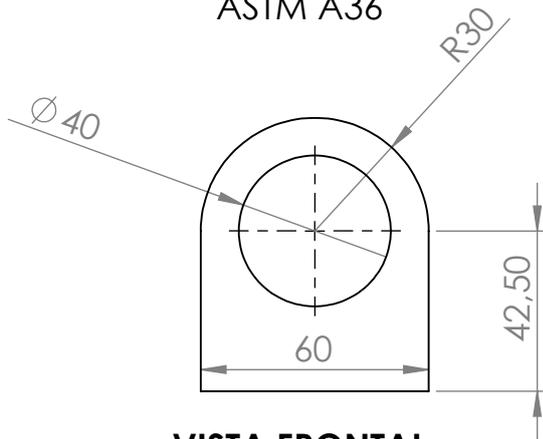
Componente:

Plancha-Platinas- Tubo

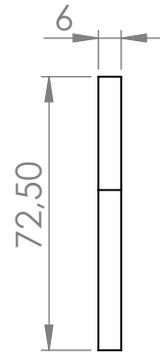
A4

OREJAS

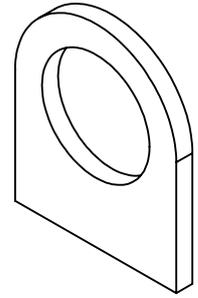
ASTM A36



VISTA FRONTAL

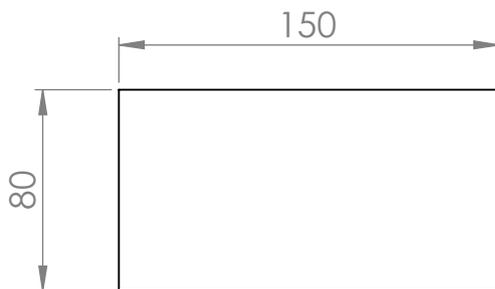


VISTA LATERAL

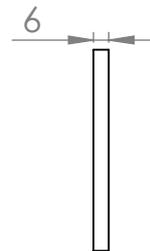


BASE PARA BUJE

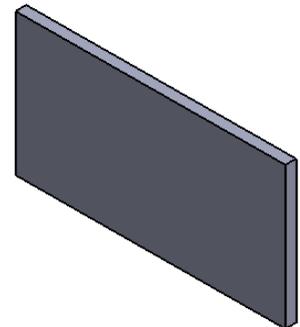
ASTM A36



VISTA FRONTAL

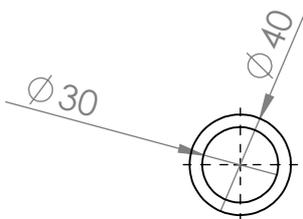


VISTA LATERAL

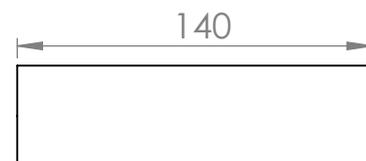
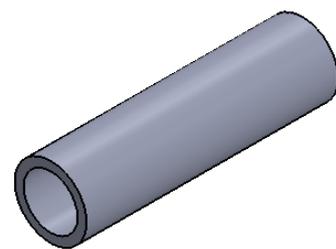


BUJE

AISI 1018



VISTA FRONTAL

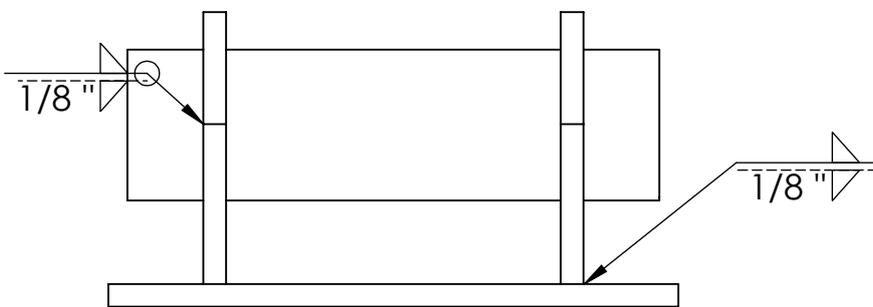
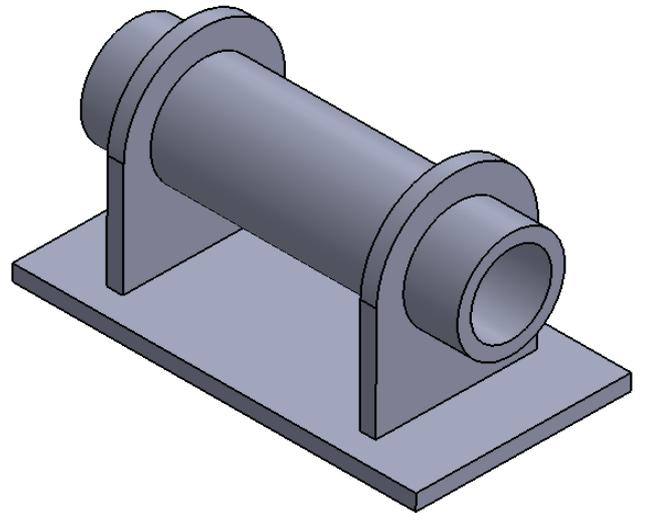
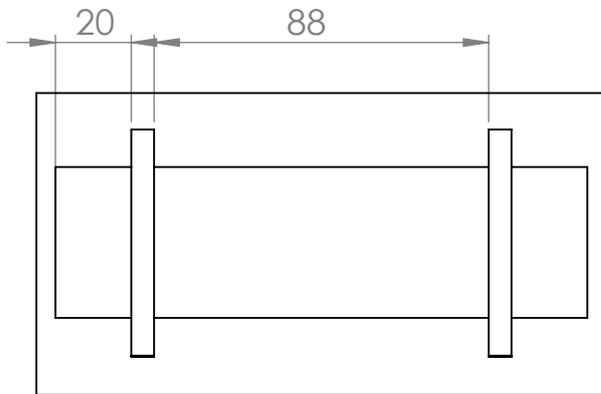


VISTA LATERAL

TEMA: Elevador hidráulico tipo tijera

Componente: Base para pasador inferior

A4



TEMA: Elevador hidráulico tipo tijera

Componente: Soldadura base para pasador A4

ESCALA 1:2

HOJA 31 DE 32

