

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

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

"Diseño de una Plataforma de Descarga de Camiones de Transporte de
Material a Granel"

TRABAJO FINAL DE GRADUACIÓN

Materia Integradora

Previo la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentado por:

Héctor Fabián Erazo Avilés

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2016

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar a Dios por darme la fortaleza para seguir este camino.

A mi madre, hermano, padrastro, y amigos que siempre con su apoyo me ayudaron a seguir adelante.

Simplemente gracias.

Héctor Fabián Erazo Avilés

DECLARACIÓN EXPRESA

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

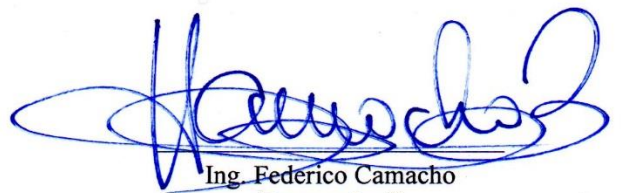
- Héctor Fabián Erazo Avilés

- Ing. Federico Camacho Brausendorff

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”.



Hector Fabián Erazo Avilés



Ing. Federico Camacho
Brausendorff

RESUMEN

La descarga de camiones de transporte de material alimenticio a granel es el punto de partida en la línea de proceso de las plantas agroindustriales, en las cuales, en su gran mayoría, la realizan de manera manual y aquí es donde se evidencia la problemática debido a que este método es de baja eficiencia en lo que refiere al tiempo de descarga y cantidad de personal involucrado.

Con el proyecto presentado en este documento se propone optimizar los factores anteriormente mencionados mediante la implementación de una plataforma de descarga de camiones abatible con capacidad de hasta 27 toneladas, con la cual se puede reducir el tiempo de descarga a aproximadamente diez minutos por camión involucrando la participación de un solo operador, esperando así, incrementar el factor costo/beneficio de la planta.

El diseño de los componentes estructurales fue realizado con perfiles UPN de acero ASTM A-36 más planchas que varían su espesor de 6 a 25 mm y se basó en la teoría de falla por fatiga para vida infinita con un factor de seguridad mayor que 1.5. Luego de esto, se simuló el diseño final en elementos finitos, para así poder comprobar mediante la comparación de los factores de seguridad que la estructura no fallará debido a la aplicación de cargas cíclicas repetidas.

Adicionalmente, la plataforma es accionada por un sistema hidráulico, el cual fue diseñado, principalmente, según la teoría presentada en el Manual de Oleohidráulica Industrial de Vickers.

Para aumentar la rentabilidad del proyecto se buscó que los componentes fueran comercializados a nivel local, lo cual fue alcanzado casi en un 100%. Debido a estos factores al realizar el análisis de factibilidad del proyecto se determinó que su costo será aproximadamente 29,000 USD.

Palabras Clave: Material a granel, plataforma de descarga, sistema hidráulico

ABSTRACT

Unloading grains from trucks is the starting point in the processing line of the agro-industrial companies. In these companies the unloading activity is made, in most cases, manually and this is where the problem is evident because this method has a low efficiency in terms of time to discharge and number of personnel involved.

The project presented in this document proposes to optimize the above factors by implementing an unloading platform for trucks with capacity up to 27 t which can reduce the downloading time to about ten minutes per truck involving the participation of a single operator, increasing the cost/benefit factor of the company.

The design of the structural components was performed with UPN channels of ASTM A-36 and with steel plates that vary its thickness from 6 to 25 mm, which were analyzed by the theory of infinite fatigue life considering a safety factor over 1.5. After this, the final design was simulated in finite element analysis, so it was possible to check by comparing the safety factors that the structure will not fail because of the application of repeated cyclic loads.

In addition, the platform is driven by a hydraulic power system, which was design primarily according to the theory presented in Vickers Industrial Hydraulics Handbook.

To increase the profitability of this project it was sought if the components were sold locally, which was reached almost 100%. Because of these factors when making the project feasibility analysis it was determined that the cost will be approximately 29,000 USD.

Keywords: Bulk material, hydraulic power system, unloading platform.

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN	I
ABSTRACT	II
ÍNDICE GENERAL	III
ABREVIATURAS	VII
SIMBOLOGÍA.....	VIII
ÍNDICE DE FIGURAS	XI
ÍNDICE DE TABLAS	XV
ÍNDICE DE PLANOS.....	XVII
CAPÍTULO 1	1
1. INTRODUCCIÓN.....	1
1.1 Descripción del Problema.....	2
1.2 Objetivos	2
1.2.1 Objetivo General.....	2
1.2.2 Objetivos Específicos.....	2
1.3 Marco Teórico	3
1.3.1 Materiales a Granel	3
1.3.2 Procesamiento Poscosecha del Arroz	4
1.3.3 Tipos de Plataformas de Descarga	5
1.3.4 Sistema de Aseguramiento	8
1.3.5 Sistema Hidráulico	10
CAPÍTULO 2.....	11
2. METODOLOGIA DEL DISEÑO.....	11
2.1 Factores de Influencia	12
2.2 Especificaciones de Diseño.....	13
2.3 Alternativas de Diseño	14
2.4 Diseño de Forma.....	16

2.5	Diseño Detallado	20
2.5.1	Posición Crítica de los Cilindros de Elevación	20
2.5.2	Vigas Longitudinales.....	22
2.5.2.1	Modelo	22
2.5.2.2	Análisis Estático	25
2.5.2.3	Análisis de Fatiga	27
2.5.2.4	Comprobación por Cortante	30
2.5.3	Vigas Transversales	33
2.5.3.1	Modelo	33
2.5.3.2	Análisis Estático	34
2.5.3.3	Análisis de Fatiga	35
2.5.3.4	Comprobación por Cortante	36
2.5.4	Pórtico	37
2.5.4.1	Modelo	37
2.5.4.2	Análisis Estático – Perfiles 2 y 3.....	38
2.5.4.3	Análisis de Fatiga – Perfiles 2 y 3.....	39
2.5.4.4	Comprobación por Cortante – Perfiles 2 y 3.....	40
2.5.4.5	Análisis Estático – Perfil 1	41
2.5.4.6	Análisis de Fatiga – Perfil 1	42
2.5.4.7	Comprobación por Cortante – Perfil 1	43
2.5.5	Aseguramientos.....	44
2.5.5.1	Modelo	44
2.5.5.2	Análisis Estático – Viga 1	47
2.5.5.3	Análisis de Fatiga – Viga 1	48
2.5.5.4	Comprobación por Cortante – Viga 1	48
2.5.5.5	Análisis Estático – Viga 2	49
2.5.5.6	Análisis de Fatiga – Viga 2	50

2.5.5.7	Comprobación por Cortante – Viga 2	51
2.5.5.8	Dimensionamiento de Topes	52
2.5.5.9	Análisis Estático – Viga Transversal Aseguramiento	53
2.5.5.10	Análisis de Fatiga – Viga Transversal Aseguramiento	54
2.5.5.11	Comprobación por Cortante – Viga Transversal Aseguramiento	55
2.5.6	Pasadores	57
2.5.7	Soldadura	60
2.5.8	Sistema Hidráulico	64
2.5.8.1	Cilindros Telescópicos.....	65
2.5.8.2	Cilindros del Aseguramiento.....	67
2.5.8.3	Bomba.....	69
2.5.8.4	Válvulas	71
2.5.8.5	Filtros	72
2.5.8.6	Reservorio.....	74
2.5.8.7	Intercambiador de Calor	76
2.5.8.8	Mangueras	82
CAPÍTULO 3.....		85
3.	RESULTADOS	85
3.1	Componentes Estructurales	85
3.1.1	Vigas Longitudinales.....	87
3.1.2	Vigas Transversales	88
3.1.3	Pórtico	89
3.1.4	Unión Pórtico/Plataforma	89
3.1.5	Plancha y Vigas Secundarias	91
3.1.6	Pasadores	92
3.1.7	Placas de Sujeción del Pivote Principal	94
3.1.8	Viga Transversal del Aseguramiento	95

3.1.9	Aseguramiento.....	96
3.2	Sistema Hidráulico	97
3.3	Análisis de Factibilidad.....	98
CAPÍTULO 4.....		100
4.	DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES	100
4.1	Conclusiones.....	100
4.2	Recomendaciones.....	101
BIBLIOGRAFÍA		102
APÉNDICES		103

ABREVIATURAS

ASTM	American Society for Testing and Materials
AWS	American Welding Society
FIMCP	Facultad en Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción
ISO	International Organization for Standardization
ISO VG	Grado de Viscosidad ISO
MTYOP	Ministerio de Transporte y Obras Públicas
PBV	Peso Bruto Vehicular
PJP	Partial Joint Penetration (Junta de Penetración Parcial)
CJP	Complete Joint Penetration (Junta de Penetración Completa)
PSI	Pounds per Square Inch (Libras por Pulgada Cuadrada)
GPM	Galones Por Minuto

SIMBOLOGÍA

P_c	Fuerza de reacción sobre el eje delantero
P	Peso total del camión (PBV)
R	Radio de la llanta
θ	Ángulo de inclinación del camión
S	Modulo elástico o momento resistente
M	Momento aplicado
σ	Esfuerzo por tensión permisible
I	Momento de inercia de la sección
c	Distancia desde el eje neutro hasta la fibra más alejada de la sección
S_y	Esfuerzo de fluencia
S_{ut}	Resistencia ultima
η_{est}	Factor de seguridad estático
η_f	Factor de seguridad de fatiga
$S_{o,tot}$	Módulo elástico requerido considerando todas las vigas de la sección
$S_{o,unit}$	Módulo elástico requerido por canal
$S_{f,tot}$	Módulo elástico de diseño de todas las vigas de la sección
σ_{min}, τ_{min}	Esfuerzo mínimo
σ_{max}, τ_{max}	Esfuerzo máximo
σ_a, τ_a	Amplitud de los esfuerzos de ciclo repetido
σ_m, τ_m	Media de los esfuerzos de ciclo repetido
S_e	Resistencia a la fatiga
S_e'	Resistencia a la fatiga experimental según el material
C_{carga}	Factor de carga
C_{temp}	Factor de temperatura
C_R	Factor de confiabilidad
C_{sup}	Factor de superficie
C_{tam}	Factor de tamaño
τ	Esfuerzo cortante debido a la flexión
V	Fuerza cortante
t	Espesor de la sección
Q	Primer momento de área

S_{sy}	Esfuerzo de fluencia por cortante
S_{us}	Resistencia ultima por cortante
A	Área de la sección
$S_{x,o}$	Módulo elástico requerido con respecto al eje X
$S_{y,o}$	Módulo elástico requerido con respecto al eje Y
$S_{x,f}$	Módulo elástico con respecto al eje X de diseño
$S_{y,f}$	Módulo elástico con respecto al eje Y de diseño
$\eta_{est,Mx}$	Factor de seguridad estático de análisis respecto al eje X
$\eta_{f,Mx}$	Factor de seguridad por fatiga de análisis respecto al eje X
$\eta_{est,My}$	Factor de seguridad estático de análisis respecto al eje Y
$\eta_{f,My}$	Factor de seguridad por fatiga de análisis respecto al eje Y
τ_{Mx}	Esfuerzo cortante con respecto al eje X
τ_{My}	Esfuerzo cortante con respecto al eje Y
d_p	Diámetro mínimo pasador
L_p	Longitud mínima pasador
d_b	Diámetro exterior buje del pivote principal
F	Fuerza actuante sobre el pasador
e_p	Espesor mínimo placas de sujeción
V_1	Volumen para extender un cilindro telescópico
Q_1	Caudal para extender un cilindro telescópico
F_{aseg}	Fuerza ejercida por el cilindro del aseguramiento
P	Presión de trabajo
V_2	Volumen para extender un cilindro del aseguramiento
Q_2	Caudal para extender un cilindro del aseguramiento
Q_{bomba}	Caudal de operación de la bomba
V	Volumen del fluido en el reservorio
B	Longitud de lado para reservorio cubico
a	Longitud del lado más corto del reservorio
b	Longitud del lado más largo del reservorio
Δh	Altura sin fluido del reservorio
\emptyset	Diámetro del orificio en el baffle
$v_{succion}$	Velocidad máxima recomendada en la succión

t_{pared}	Espesor mínimo de las paredes del reservorio
t_{base}	Espesor mínimo de la base del reservorio
G	Densidad relativa del fluido
ρ	Densidad del fluido
g	Aceleración de la gravedad
A_{base}	Área de la base del reservorio
F_{max}	Fuerza hidrostática máxima sobre la estructura del reservorio
η_{perno}	Factor de seguridad pernos de sujeción
$\Delta\dot{W}_{bomba}$	Pérdidas de potencia en la bomba
η_b	Eficiencia de la bomba
$\Delta\dot{W}_{mang}$	Pérdidas de potencia en las mangueras
Q_m	Caudal circulante en la manguera
f	Factor de resistencia a la fricción
L	Longitud de la manguera
d	Diámetro de la manguera
v	Velocidad del fluido
Re	Número de Reynolds
e	Rugosidad interna de la manguera
ν	Viscosidad cinemática del fluido
$\Delta\dot{W}_{acc}$	Pérdidas de potencia en los accesorios
$\dot{W}_{reservorio}$	Capacidad de refrigeración del reservorio
T_{pared}	Temperatura de las paredes del reservorio
T_{air}	Temperatura del aire
A_r	Superficie del reservorio en contacto con el aire
\dot{W}_{fluido}	Potencia total entregada al fluido
$T_{inicial}$	Temperatura inicial del fluido
T_{final}	Temperatura final del fluido
c	Calor específico del fluido
\dot{W}_{IC}	Potencia de refrigeración del intercambiador de calor

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Arroz blanco presentado a manera de ejemplo de alimentos a granel.....	3
Figura 1.2 Proceso de tratamiento de granos.....	4
Figura 1.3 Sistema de descarga fijo a sobrepiso.....	5
Figura 1.4 Sistema de descarga fijo embutido.....	6
Figura 1.5 Sistema de descarga con deslizamiento.....	6
Figura 1.6 Sistema de descarga remolcable.....	7
Figura 1.7 Sistema de descarga lateral.....	7
Figura 1.8 Aseguramiento de ruedas articulado.....	8
Figura 1.9 Aseguramiento de pistón móvil.....	8
Figura 1.10 Aseguramiento del chasis.....	9
Figura 2.1 Metodología del diseño.....	11
Figura 2.2 Configuración final de la plataforma de descarga a diseñar.....	16
Figura 2.3 Componentes de la plataforma de descarga a diseñar.....	16
Figura 2.4 Dimensiones generales de la plataforma de descarga.....	17
Figura 2.5 Dimensiones camión Hyundai HD260.....	18
Figura 2.6 Dimensiones camión Hyundai HD120.....	18
Figura 2.7 Especificaciones del fabricante de la carga máxima permitida del modelo HD260.....	19
Figura 2.8 Modelo de la plataforma a 0°.....	20
Figura 2.9 Modelo de la plataforma a 45°.....	20
Figura 2.10 Esquema de un camión sobre un plano inclinado.....	21
Figura 2.11 Modelo de las vigas longitudinales al ingresar el camión un 33%.....	22
Figura 2.12 Modelo de las vigas longitudinales al ingresar el camión un 40%.....	23
Figura 2.13 Modelo de las vigas longitudinales al ingresar el camión un 100% y sin accionar los cilindros.....	23
Figura 2.14 Modelo de las vigas longitudinales al ingresar el camión – Caso 4.....	24
Figura 2.15 Aproximación de la variación del esfuerzo con respecto al tiempo.....	27
Figura 2.16 Diagrama de Goodman Modificado para los esfuerzos sobre las vigas longitudinales.....	29
Figura 2.17 Modelo de vigas longitudinales para análisis de cortante – Caso 5.....	30
Figura 2.18 Diagrama de fuerza cortante de la viga longitudinal– Caso 5.....	30
Figura 2.19 Dimensiones de la sección de las vigas longitudinales.....	31

Figura 2.20 Modelo para las vigas transversales.....	33
Figura 2.21 Vista superior de la plataforma de descarga con indicación de la ubicación del modelo de las vigas transversales.....	33
Figura 2.22 Dimensiones de la sección de las vigas transversales.	36
Figura 2.23 Componentes del pórtico.....	37
Figura 2.24 Modelo para el análisis de la viga horizontal y las dos columnas del pórtico.	37
Figura 2.25 Dimensiones de la sección de las columnas del pórtico – Perfiles 2 y 3...	40
Figura 2.26 Dimensiones de la sección de la viga horizontal del pórtico – Perfil 1.	41
Figura 2.27 Componentes del Aseguramiento.....	44
Figura 2.28 Diagrama de cuerpo libre del modelo para el análisis de las Vigas 1 y 2 y los Topes del aseguramiento.	44
Figura 2.29 Diagrama de cuerpo libre del modelo para el análisis de las Vigas transversales del aseguramiento.....	45
Figura 2.30 Vista isométrica del modelo para el análisis de las Vigas 1 y 2 y los Topes del aseguramiento.....	45
Figura 2.31 Vista isométrica del modelo para el análisis de las Vigas transversales del aseguramiento.	45
Figura 2.32 Dimensiones de la sección de la Viga 1 del aseguramiento.	47
Figura 2.33 Dimensiones de la sección de la Viga 2 del aseguramiento.	49
Figura 2.34 Modelo para el análisis de los topes del aseguramiento.....	52
Figura 2.35 Dimensiones de la sección de las Vigas transversales del aseguramiento para el análisis de la fuerza cortante debido a M_x	55
Figura 2.36 Dimensiones de la sección de las Vigas transversales del aseguramiento para el análisis de la fuerza cortante debido a M_y	55
Figura 2.37 Uniones por pasador dimensionadas.	57
Figura 2.38 Configuración general de los pasadores y placas de sujeción de la plataforma.	57
Figura 2.39 Diagrama de cuerpo libre general de los pasadores de la plataforma.	57
Figura 2.40 Combinaciones precalificadas de metal base y metal de aporte.....	60
Figura 2.41 Junta precalificada CJP para uniones a tope.....	62
Figura 2.42 Junta precalificada CJP para filetes y esquinas.....	62
Figura 2.43 Junta precalificada PJP para filetes y esquinas.....	63
Figura 2.44 Valores de pierna mínimos para juntas precalificadas PJP.	63

Figura 2.45 Metodología de diseño utilizada para el dimensionamiento y selección de los componentes del sistema hidráulico.	64
Figura 2.46 Diagrama hidráulico diseñado para el accionamiento de la plataforma.	65
Figura 2.47 Cilindros telescópicos de cinco etapas móviles a utilizar para la elevación de la plataforma.	65
Figura 2.48 Capacidad de carga y longitud extendida requerida para la elevación de la plataforma.	66
Figura 2.49 Diagrama de cuerpo libre del aseguramiento en su posición crítica de accionamiento.	67
Figura 2.50 Vista lateral del aseguramiento, donde se muestra la carrera requerida por los cilindros para accionamiento.	67
Figura 2.51 Curvas de Caudal y Presión vs RPM de las bombas BQ02G21 de B&C. ...	69
Figura 2.52 Especificaciones técnicas del aceite hidráulico ISO VG 68.	71
Figura 2.53 Valores del factor α para reservorios rectangulares sometidos a carga hidrostática.	76
Figura 2.54 Curvas características de los intercambiadores AOC.	81
Figura 2.55 Diagrama del sistema hidráulico con etiquetas según la longitud y caudal de las mangueras.	82
Figura 3.1 Resultados de la simulación de esfuerzos en las vigas longitudinales en MPa.	85
Figura 3.2 Distribución de esfuerzos en las vigas longitudinales.	87
Figura 3.3 Distribución de esfuerzos en las vigas transversales.	88
Figura 3.4 Distribución de esfuerzos en el pórtico.	89
Figura 3.5 Espesores finales de las placas de unión obtenidos mediante iteración.	90
Figura 3.6 Distribución de esfuerzos en la unión del pórtico con la plataforma.	90
Figura 3.7 Distribución de esfuerzos en las vigas secundarias.	91
Figura 3.8 Distribución de esfuerzos en la plancha antideslizante.	92
Figura 3.9 Fuerzas en los nodos de los pasadores del pivote principal obtenidas en la simulación.	92
Figura 3.10 Fuerzas en los nodos de los pasadores del aseguramiento obtenidas en la simulación.	93
Figura 3.11 Distribución de esfuerzos en las placas de sujeción del pivote principal.	94
Figura 3.12 Distribución de esfuerzos en la viga transversal y base de los pasadores del aseguramiento.	95

Figura 3.13 Distribución de esfuerzos en los aseguramientos.....96

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1 Especificaciones de diseño de la plataforma de descarga.	13
Tabla 2.2 Alternativas de diseño.	14
Tabla 2.3 Matriz decisión de las alternativas de diseño.	15
Tabla 2.4 Sección de los perfiles estructurales a utilizar en la plataforma.	17
Tabla 2.5 Resumen de las fuerzas cortantes y momentos flectores máximos de los casos analizados.	25
Tabla 2.6 Especificaciones del perfil seleccionado, vigas longitudinales.	26
Tabla 2.7 Factores de corrección y resistencia a la fatiga experimental, vigas longitudinales.	29
Tabla 2.8 Especificaciones del canal seleccionado para las vigas transversales.	34
Tabla 2.9 Resumen de los esfuerzos de tensión requeridos para el análisis de fatiga, vigas transversales.	35
Tabla 2.10 Resumen de los esfuerzos cortantes requeridos para el análisis de fatiga, vigas transversales.	36
Tabla 2.11 Especificaciones del canal seleccionado para las columnas del pórtico – Perfiles 2 y 3.	39
Tabla 2.12 Resumen de los esfuerzos de tensión requeridos para el análisis de fatiga, Perfiles 2 y 3.	39
Tabla 2.13 Resumen de los esfuerzos cortantes requeridos para el análisis de fatiga, Perfiles 2 y 3.	40
Tabla 2.14 Resumen de los esfuerzos de tensión requeridos para el análisis de fatiga, Perfil 1.	42
Tabla 2.15 Resumen de los esfuerzos cortantes requeridos para el análisis de fatiga, Perfil 1.	43
Tabla 2.16 Momento flector y cortantes máximos sobre las vigas de la unión entre el pórtico y la plataforma.	46
Tabla 2.17 Resumen de los esfuerzos de tensión requeridos para el análisis de fatiga, Viga 1.	48
Tabla 2.18 Resumen de esfuerzos cortantes requeridos para el análisis de fatiga, Viga 1.	49
Tabla 2.19 Resumen de los esfuerzos de tensión requeridos para el análisis de fatiga, Viga 2.	50

Tabla 2.20 Resumen de esfuerzos cortantes requeridos para el análisis de fatiga, Viga 2.....	51
Tabla 2.21 Dimensiones de los topes de los aseguramientos y factores de seguridad de fatiga para vida infinita según el tipo de esfuerzo.	53
Tabla 2.22 Resumen de los esfuerzos de tensión para el análisis de fatiga debido al momento sobre el eje X en la Viga transversal del aseguramiento.....	54
Tabla 2.23 Resumen de los esfuerzos de tensión para el análisis de fatiga debido al momento sobre el eje Y en la Viga transversal del aseguramiento.....	54
Tabla 2.24 Resumen de los esfuerzos cortantes para el análisis de fatiga debido al momento sobre el eje X en la Viga transversal del aseguramiento.....	56
Tabla 2.25 Especificaciones de los pasadores y placas de sujeción.	60
Tabla 2.26 Configuración y espesores de metal base de las juntas soldadas de la plataforma.	61
Tabla 2.27 Viscosidades cinemáticas recomendadas para la bomba y del aceite hidráulico seleccionado según su temperatura.....	70
Tabla 2.28 Requerimientos de caudal y presión según el tipo de válvula del sistema. .	71
Tabla 2.29 Códigos de limpieza recomendados para distintos componentes del sistema hidráulico.....	72
Tabla 2.30 Relaciones Beta recomendadas según Códigos de Limpieza ISO.	73
Tabla 2.31 Caída de presión y pérdidas de potencia a través de las válvulas del sistema.....	77
Tabla 2.32 Pérdidas de potencia del sistema hidráulico por componentes.....	79
Tabla 2.33 Velocidades máximas recomendadas para el flujo en las mangueras según su función.....	82
Tabla 2.34 Caudal, tipo de línea, diámetro y longitud de las mangueras según su etiqueta.	83
Tabla 2.35 Tipos y dimensiones de rosca de los componentes del sistema hidráulico. .	84
Tabla 3.1 Comparación de las reacciones obtenidas por la simulación y con cálculos manuales.	86
Tabla 3.2 Componentes del sistema hidráulico diseñado.	97
Tabla 3.3 Costos de materiales, mano de obra, instalación e ingeniería del proyecto. .	98

ÍNDICE DE PLANOS

- Plano P1 - Conjunto Ensamblado
- Plano P2 - Aseguramiento
- Plano P3 - Pivote Principal
- Plano P4 - Vigas Transversal del Aseguramiento
- Plano P5 - Estructura Plataforma
- Plano P6 - Estructura Pórtico
- Plano P7 - Base Cilindros Telescópicos
- Plano P8 - Diagrama Hidráulico

CAPÍTULO 1

1. INTRODUCCIÓN

En la actualidad la capacidad de producción de las medianas plantas productoras de materiales alimenticios a granel, tales como; arroz, maíz y trigo, está limitada debido a factores tanto sociales como económicos. Es de suma importancia aumentar la eficiencia del proceso de producción de estos granos alimenticios para así poder garantizar el bienestar de los consumidores y un mayor costo/beneficio para estas empresas.

El proceso poscosecha de los alimentos a granel empieza con la recepción del producto por medio de una tolva de descarga. Después de la recepción se procede a someterlo a una pre-limpieza, en la cual se procede a separar al grano de impurezas gruesas. Seguido de esto, los granos obtenidos son sometidos a las operaciones de secado y limpieza para poder ser almacenados o poder ser objeto de transformaciones ulteriores. Finalmente, el grano se dirige a depósitos en los lugares de comercialización para la venta a los consumidores o a las industrias agroalimentarias.

Uno de los puntos que pueden ser tratados para optimizar el proceso de producción es el de recepción del alimento a granel. Esto se puede realizar por medio de la implementación de una plataforma de descarga de camiones abatible para aquellos que no cuentan con un sistema de volteo propio. Este sistema ha sido importado y aplicado en la industria nacional y se ha evidenciado un aumento en la capacidad de descarga por unidad de tiempo y reducción de desperdicio.

La mejora de este proceso implica un aumento en la rentabilidad de la planta debido al incremento en la producción, a la reducción de los tiempos de descarga y a la reducción en la mano de obra de los empleados encargados de la descarga de los camiones.

Con la fabricación nacional de este sistema de descarga se reduciría su costo de adquisición y con esto se espera fortalecer la producción de las empresas medianas que no están en capacidad de realizar el pago por importaciones. Además, la fabricación nacional de este sistema implicaría un aumento en las plazas de trabajo.

1.1 Descripción del Problema

En gran parte del sector agroindustrial ecuatoriano el proceso de descarga de camiones de transporte de material a granel se realiza de forma manual debido a que estos no cuentan con un sistema de volteo propio. Esta descarga manual se realiza, en promedio, en cuarenta y cinco minutos, requiriendo la intervención de entre tres y cuatro trabajadores por cada camión.

Este proceso puede ser optimizado desde el punto de vista de reducción de tiempo en la descarga y reducción de costos de mano de obra.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo General

Diseñar una plataforma de descarga de camiones de transporte de material a granel de 27 t.

1.2.2 Objetivos Específicos

- Realizar por medio de cálculos manuales el dimensionamiento de los componentes mecánicos y estructurales de una plataforma de descarga siguiendo los lineamientos presentados en normativas técnicas y aplicando conceptos de ingeniería.
- Analizar el sistema haciendo uso de un software de elementos finitos. Calculando esfuerzos, deformaciones y factores de seguridad.
- Simular el funcionamiento del sistema por medio del uso de un software de diseño asistido por computadora (CAD).
- Elaborar los planos del sistema utilizando las normativas correspondientes.
- Realizar el diseño de la plataforma de descarga con componentes encontrados en el mercado local.

1.3 Marco Teórico

1.3.1 Materiales a Granel

Se entiende por material a granel a todo material sólido granulado cuyas características están determinadas por la distribución de tamaño de los granos, la forma del grano, densidad aparente, humedad y ángulo de reposo.

Los materiales a granel pueden diferenciarse en dos categorías; materiales a granel no cohesivos, que fluyen libremente como; arroz, arena y pellets y materiales a granel cohesivos, con tendencia a aglomerarse como la arcilla húmeda.

Algunos de los materiales a granel utilizados son:

- En construcción: yeso, arena y cemento, así como materias primas, tales como minerales.
- Alimentos: arroz, maíz, trigo, sal, azúcar, harina y café.
- En la industria: pellets y productos en polvo, como pigmentos.



Figura 1.1 Arroz blanco presentado a manera de ejemplo de alimentos a granel.

Fuente: Sitio web, Andes. Sociedad.

1.3.2 Procesamiento Poscosecha del Arroz

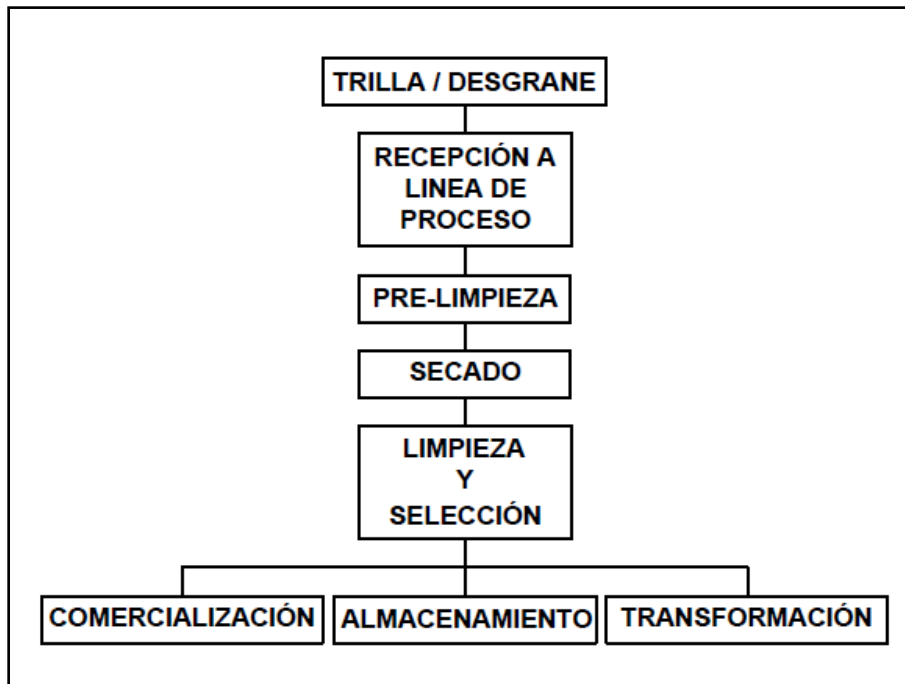


Figura 1.2 Proceso de tratamiento de granos.

Fuente: Adaptado de Manejo y tratamiento de granos poscosecha, Sitio web FAO.

En el campo, cuando las espigas de arroz han alcanzado la madurez fisiológica, estas son cortadas para luego poder realizar la trilla, etapa en la cual se separa la paja del arroz con cáscara.

Seguido de la trilla, el arroz con cáscara obtenido contiene a menudo impurezas (tierra, piedras, residuos vegetales, etc.), por esto, es necesario realizar un pre-limpieza de los granos. En este punto, el grado de humedad es superior al 20% por tanto, se debe proceder al secado y reducir la tasa de humedad aproximadamente al 14%.

La operación de secado puede realizarse de manera natural, exponiendo los granos al aire y al sol y moviéndolos frecuentemente; o bien de manera artificial, mediante el uso de secadoras industriales, en las cuales se somete al arroz con cáscara al paso de una corriente de aire seco moderadamente caliente.

Una vez seco el arroz con cáscara, se procede a su limpieza antes de ser guardado en almacenes o en silos.

El arroz con cáscara seco y limpio está listo para ser elaborado, es decir, sometido a los tratamientos siguientes:

- Descascarado: se separa la cáscara del grano, ya sea manualmente (mediante mortero y pilón) o ya sea por medio de descascaradoras (de rodillos o de piedra) para obtener el arroz integral o moreno;
- Blanqueo: se eliminan las capas superficiales y el germen del grano haciendo pasar el arroz integral o moreno por blanqueadoras para así obtener el arroz blanco.

El arroz blanco, una vez limpio de impurezas, puede ser sometido a otros tratamientos de pulimento. Estos tratamientos tienen por objeto elevar el valor comercial del producto y prolongar su tiempo de conservación. Así, el arroz obtenido está listo para ser empaquetado y comercializado.

1.3.3 Tipos de Plataformas de Descarga

Sistema de descarga fijo: Este sistema tiene la finalidad de alimentar una sola tolva y reducir considerablemente los tiempos en la descarga de camiones. Este sistema puede ser; a sobrepiso para plataformas de hasta 18 metros de longitud o embutido para plataformas de mayor longitud.



Figura 1.3 Sistema de descarga fijo a sobrepiso.

Fuente: Adaptado de Sistemas de descarga de granos, Catálogo Saur.

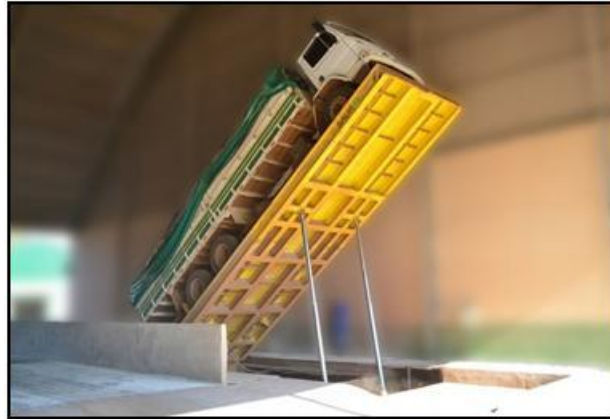


Figura 1.4 Sistema de descarga fijo embutido.

Fuente: Adaptado de Sistemas de descarga de granos, Catálogo Saur.

Sistema de descarga con deslizamiento: Plataforma de descarga con deslizamiento por medio de un carril con el fin de abastecer a dos o más tolvas adyacentes.

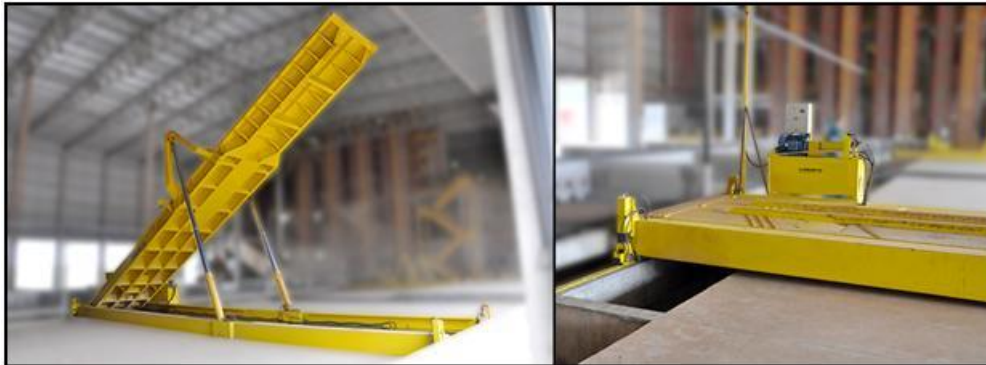


Figura 1.5 Sistema de descarga con deslizamiento.

Fuente: Adaptado de Sistemas de descarga de granos, Catálogo Saur.

Sistema de descarga remolcable: Sistema de descarga que permite ser instalado en cualquier lugar del sitio de trabajo y luego ser desplazada a otro lugar de operación por el hecho de ser móvil e independiente. Debido a su movilidad es un equipo ampliamente utilizado en la industria del carbón vegetal.



Figura 1.6 Sistema de descarga remolcable.

Fuente: Adaptado de Sistemas de descarga de granos, Catálogo Saur.

Sistema de descarga lateral: Aplicable para la descarga de carbón vegetal, mineral de hierro, entre otros. El ángulo de descarga de trabajo es de 45° y el proceso toma entre 2 y 2.5 minutos en realizarse.

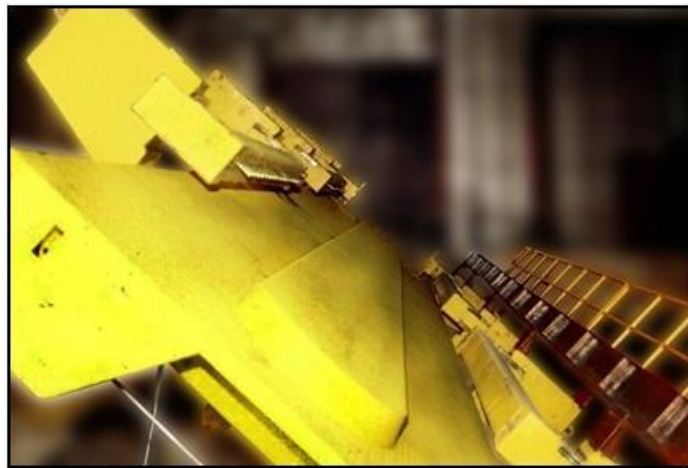


Figura 1.7 Sistema de descarga lateral.

Fuente: Adaptado de Sistemas de descarga de granos, Catálogo Saur.

1.3.4 Sistema de Aseguramiento

Aseguramiento de ruedas articulado: El conjunto de aseguramiento de ruedas articulado tiene como objetivo asegurar a camiones de hasta 18 metros por si solas. Este sistema es accionado por medio de pistones hidráulicos.



Figura 1.8 Aseguramiento de ruedas articulado.

Fuente: Adaptado de Sistemas de descarga de granos, Catálogo Saur.

Aseguramiento de pistón móvil: El sistema de aseguramiento de pistón móvil tiene como objetivo dividir la carga en dos sistemas de sujeción en la parte trasera de los camiones con longitud mayor a 18 metros, trabajando en conjunto con el aseguramiento del chasis. El funcionamiento de estos pistones es hidráulico.



Figura 1.9 Aseguramiento de pistón móvil.

Fuente: Adaptado de Sistemas de descarga de granos, Catálogo Saur.

Aseguramiento del chasis: Este sistema tiene como objetivo asegurar directamente el chasis del camión y no las ruedas traseras, evitando la posibilidad de; trabarse debido a neumáticos en mal estado, dañar guardafangos del camión o dañar apoyos y soportes de la suspensión inadecuados. Su funcionamiento es vertical accionado por medio de un pistón hidráulico. Este sistema trabaja en conjunto con el sistema de pistón móvil.

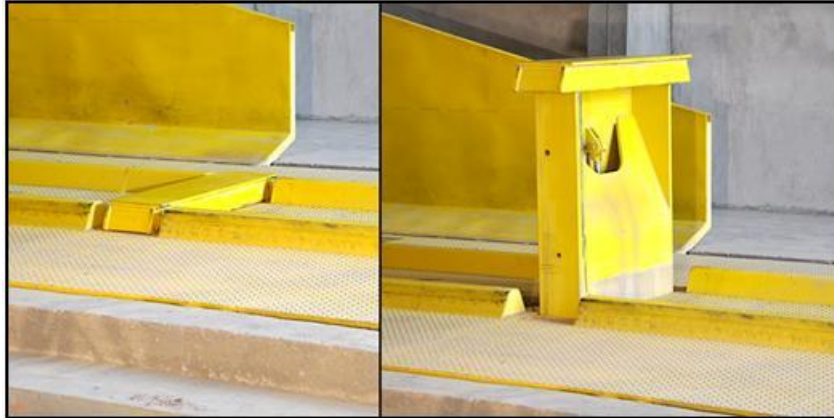


Figura 1.10 Aseguramiento del chasis.

Fuente: Adaptado de Sistemas de descarga de granos, Catálogo Saur.

1.3.5 Sistema Hidráulico

El sistema hidráulico de la plataforma de descarga tiene como función accionar los actuadores. Además, sirve como base estructural para albergar el sistema eléctrico de los sistemas de seguridad.

Los componentes principales del sistema hidráulico son:

- **Reservorio:** Se refiere al tanque de almacenamiento del fluido del sistema.
- **Motor:** Provee la potencia necesaria para accionar la bomba.
- **Bomba:** Eleva la presión del fluido para poder distribuirlo a través del sistema.
- **Mando:** Este componente alberga las válvulas y las entradas y salidas de fluido desde la bomba hacia los actuadores.
- **Actuadores:** Son los encargados de transferir la fuerza generada por el fluido hacia la plataforma para producir movimiento. En esta aplicación tienen como objetivo elevar la plataforma y activar el sistema de aseguramiento.
- **Mangueras:** Son las encargadas de transportar el fluido de trabajo entre los componentes del sistema hidráulico. Pueden dividirse según su posición en el sistema en mangueras de succión, presión y retorno.
- **Filtros:** Son los encargados de mantener el nivel de contaminación del sistema en niveles aceptables de operación. Estos pueden estar ubicados en las líneas de succión, de presión o de retorno.
- **Intercambiador de calor:** Tiene la función de reducir la temperatura del fluido que se dirige desde los actuadores hacia el reservorio.

CAPÍTULO 2

2. METODOLOGIA DEL DISEÑO

La metodología del diseño a emplear en el diseño de la plataforma de descarga se muestra en la Figura 2.1.

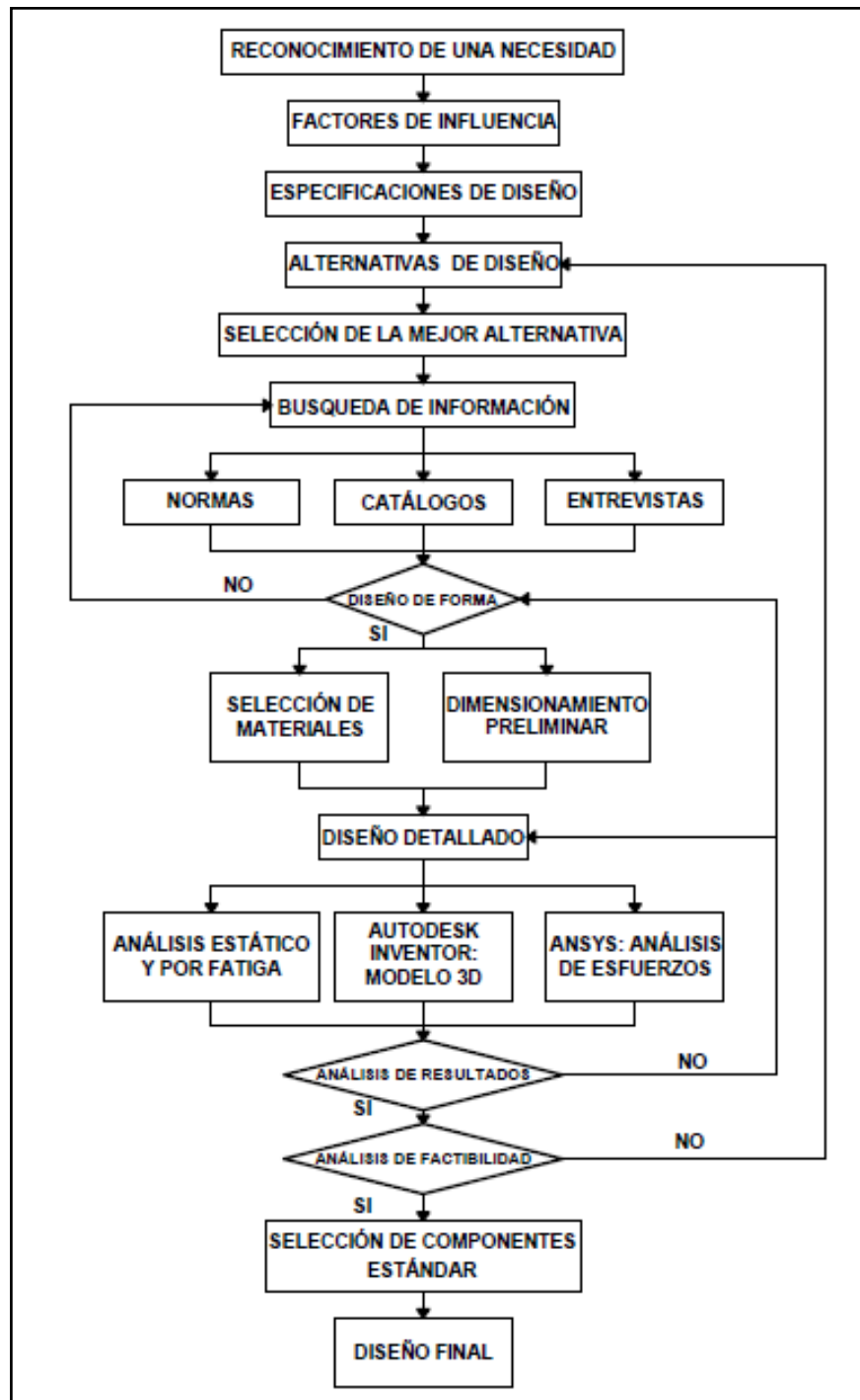


Figura 2.1 Metodología del diseño.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

2.1 Factores de Influencia

Los factores que influyen en el desarrollo del diseño de la plataforma de descarga se detallan a continuación:

- **Control de la carga y adaptaciones de los camiones:** Este factor afecta al diseño debido a que el exceso de la carga permitida y las adaptaciones a los camiones son algo común por la falta de un control vehicular más riguroso. Esto afecta al diseño en cuanto a las cargas a aplicar sobre la plataforma para realizar su respectivo análisis.
- **Dimensión de los camiones:** Este factor es importante debido a que según la longitud de los camiones utilizados para el transporte del material a granel se debe diseñar la plataforma de descarga.
- **Estética:** Este factor afecta al diseño de tal forma en que hay que hacer adaptaciones para adecuarse a las sugerencias del cliente. Un ejemplo de esto es la definición de la disposición de los pistones de levantamiento de la plataforma, los cuales pueden ser externos, visibles con la plataforma en cualquier posición o internos, visibles solo con la plataforma elevada.
- **Material a descargar:** El tipo de material a descargar afecta al valor del ángulo máximo de inclinación de la plataforma. Otro punto importante a considerar es la presencia de impurezas en el material transportado tales como ramas y tierra.
- **Distribución de la planta:** En caso que la planta procesadora del material a granel cuente con una o más tolvas de recepción, dependiendo de su distribución se puede considerar diseñar la plataforma de descarga a sobrepiso. Mientras que si la planta no cuenta con tolvas de recepción, se puede considerar más apropiado un diseño de una plataforma embutida.

2.2 Especificaciones de Diseño

Para el diseño de la plataforma se considerará una planta procesadora de arroz mediana que desea realizar una ampliación para aumentar su capacidad de recepción del producto. La ampliación constará de una tolva de descarga adicional a las ya existentes y hay espacio suficiente a los alrededores para poder implementar el sistema de descarga por medio de una plataforma para camiones abatible. También, al ser una planta procesadora mediana, se considerará que esta recibe su producto en camiones de hasta tres ejes sin vagones.

Adicional a lo dicho anteriormente, las especificaciones de diseño de la plataforma de descarga se muestran en la Tabla 2.1.

Tabla 2.1 Especificaciones de diseño de la plataforma de descarga.

ESPECIFICACIONES DE DISEÑO	
Longitud	12.0 m
Ancho	3.0 m
Angulo de inclinación máxima	45°
Capacidad (PBV)	27 t
Material a descargar:	Arroz húmedo con cáscara
Tiempo de descarga	6 min
Estructura	Acero ASTM A-36
Accionamiento	Hidráulico

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

2.3 Alternativas de Diseño

Las alternativas consideradas para el diseño de la plataforma de descarga se muestran en la Tabla 2.2.

Tabla 2.2 Alternativas de diseño.

ALTERNATIVAS DE DISEÑO	CARACTERÍSTICAS
Embutida – Cilindros externos	<ul style="list-style-type: none">➤ Requiere cimentación➤ Diseño no muy estético
Embutida – Cilindros internos	<ul style="list-style-type: none">➤ Requiere cimentación con foso para cilindros➤ Diseño estético➤ Fabricación más simple
A sobrepiso – Cilindros externos	<ul style="list-style-type: none">➤ Diseño óptimo para tolvas ya existentes➤ Diseño no muy estético

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

Debido a que la planta realizará una ampliación para aumentar su velocidad de recepción de arroz, está implícito que se fabricará una nueva tolva. Por lo tanto, según la recomendación de la sección 2.1, dado que se implementará una nueva tolva de recepción es más apropiado el diseño de una plataforma embutida. Luego, con ayuda de la matriz decisión mostrada en la Tabla 2.3 se tiene que el diseño más óptimo para los criterios de evaluación planteados es el de cilindros de elevación externos ya que tiene una calificación mayor en comparación con la alternativa de cilindros de elevación internos.

Además, según la recomendación de la sección 1.3.4, dado que la plataforma tiene una longitud menor a 18 metros es apropiado utilizar como sistema de aseguramiento el sistema articulado.

En conclusión, se realizará el diseño de una plataforma embutida con cilindros de elevación hidráulicos externos y sistema de aseguramiento de ruedas articulado.

Tabla 2.3 Matriz decisión de las alternativas de diseño.

ALTERNATIVAS CRITERIOS DE EVALUACIÓN	CILINDROS DE ELEVACIÓN				PORCENTAJE DE PONDERACIÓN
	EXTERNOS		INTERNOS		
	Calificación	Calificación Ponderada	Calificación	Calificación Ponderada	
Costo adicional de cimentación	10	40	6	24	40
Costo componentes adicionales	6	12	9	18	20
Estética	7	7	10	10	10
Tiempo de instalación	9	27	8	24	30
TOTAL	-	86	-	76	100

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

Según lo mostrado en la matriz decisión, Tabla 2.3, para el criterio de costo adicional de cimentación se consideró 40% dado que la cimentación en un proyecto de una plataforma de descarga equivale aproximadamente al 25% del costo total, por lo que una pequeña variación en la cimentación representa una gran variación en el costo total del proyecto. Para el criterio de costo de componentes adicionales, se refiere a los componentes estructurales adicionales que deben implementarse con cada alternativa y se tomó 20% debido a que son componentes estructurales menores. El criterio de estética se consideró con un 10% dado a que su influencia en el diseño no es funcional. Finalmente, para el criterio de tiempo de instalación se consideró un 30% debido a que el costo de instalación en un proyecto de una plataforma de descarga equivale a aproximadamente el 15% del costo total.

2.4 Diseño de Forma

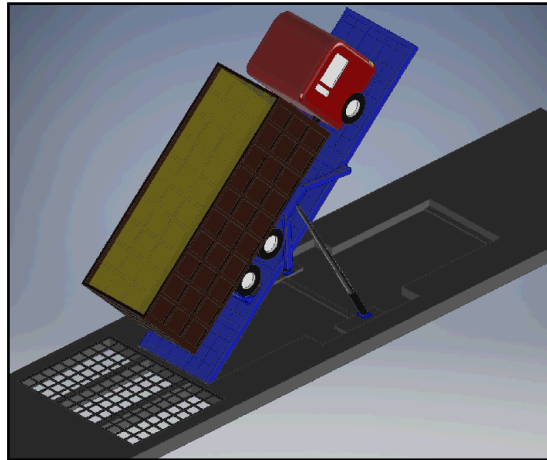


Figura 2.2 Configuración final de la plataforma de descarga a diseñar.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

Dadas las especificaciones anteriores, el diseño de forma general de la plataforma de descarga a diseñar se muestra en la Figura 2.2. Mientras que en la Figura 2.3 se muestra la manera en que se ha dividido la plataforma para su análisis y en la Figura 2.4 se muestran las medidas principales establecidas para la plataforma.

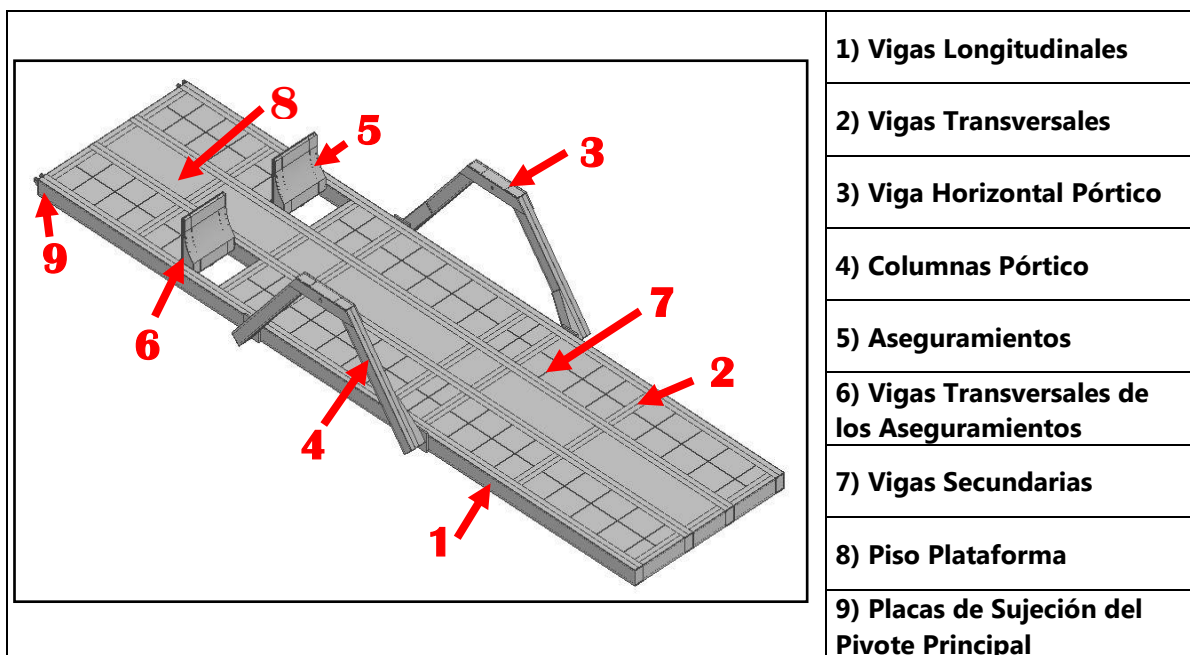


Figura 2.3 Componentes de la plataforma de descarga a diseñar.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

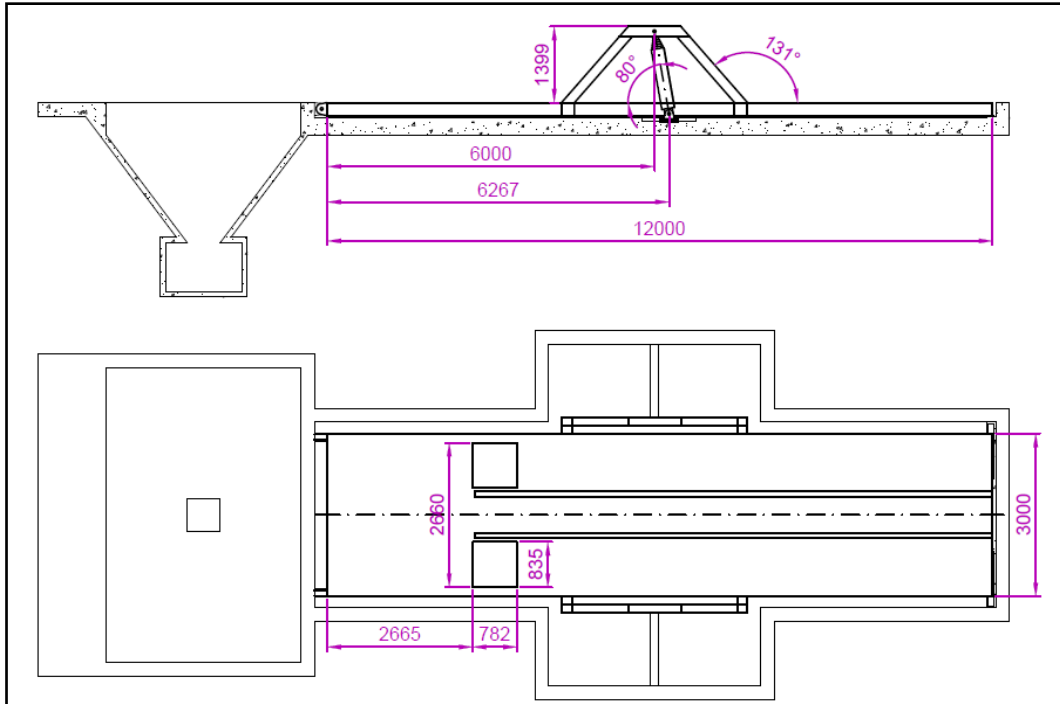


Figura 2.4 Dimensiones generales de la plataforma de descarga.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

Los tipos de sección de los perfiles estructurales mostrados en la Figura 2.4 se presentan en la Tabla 2.4.

Tabla 2.4 Sección de los perfiles estructurales a utilizar en la plataforma.

COMPONENTE	TIPO
Vigas Principales Longitudinales	Cajón (2 UPN)
Vigas Principales Transversales	Cajón (2 UPN)
Vigas Secundarias	Platina
Viga Horizontal Pórticos	Armado con Placas
Columnas Pórticos	Cajón (2 UPN)
Piso de la Plataforma	Plancha Antideslizante

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

Para poder definir el tipo de camión con el que trabajará la plataforma se consideraron; Hyundai, Chevrolet, Hino, Mercedes y JAC como las principales marcas de camiones en Ecuador.

Concluyendo que se realizará todo el análisis según las especificaciones del camión Hyundai HD260 debido a que es el que cuenta con las mayores dimensiones y capacidad. A su vez se consideró el camión Hyundai HD120 como límite, en lo que se refiere a dimensiones mínimas permitidas para el uso de la plataforma de descarga. Estas dimensiones se muestran en las Figura 2.5 y 2.6.

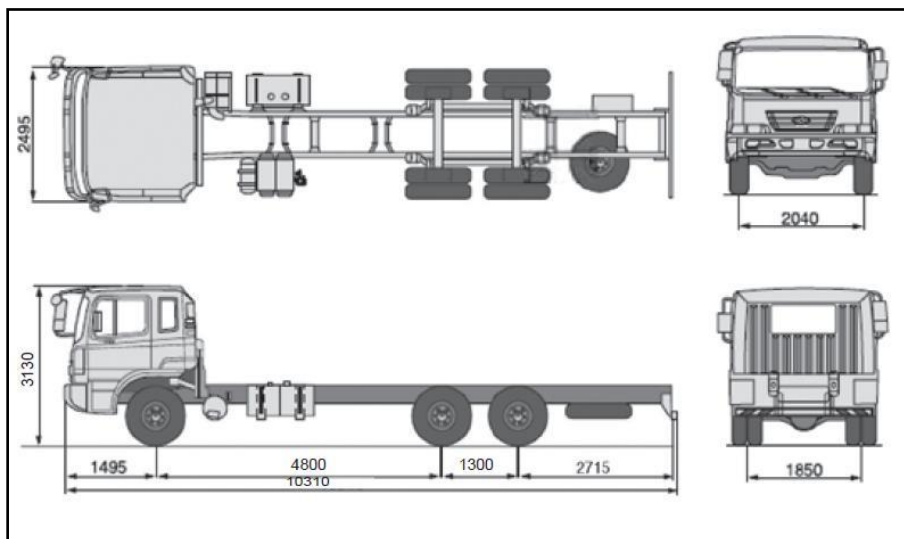


Figura 2.5 Dimensiones camión Hyundai HD260.

Fuente: Adaptado de Hyundai HD260, Catálogo Hyundai.

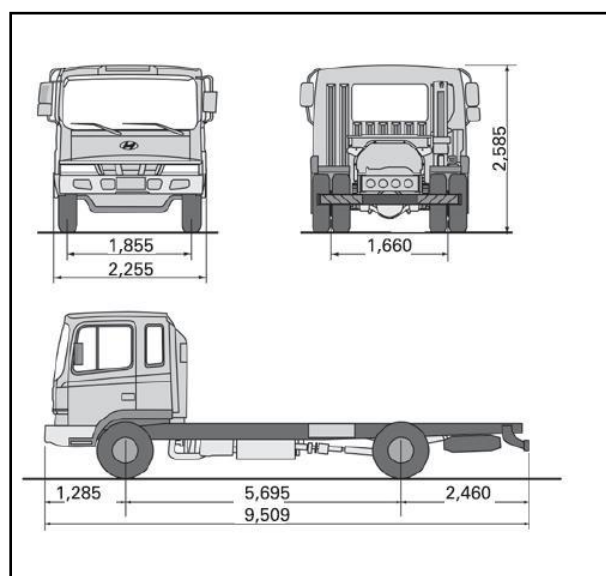


Figura 2.6 Dimensiones camión Hyundai HD120.

Fuente: Adaptado de Hyundai HD120, Catálogo Hyundai.

Las cargas a considerar para el diseño de la plataforma fueron obtenidas a partir de la información presentada en la Figura 2.7, la cual fue obtenida del catálogo del fabricante. En esta Figura se muestra el peso que soporta cada eje del camión, la capacidad de carga y el peso total (PBV).

EJES	
Capacidad eje delantero	7.000 Kg
Tipo	Viga de perfil "I" tipo Elliot con amortiguadores de doble acción y barra estabilizadora
Capacidad eje posterior	20.000 Kg
Tipo	Ejes rígidos con resortes semielípticos
Relación eje posterior	5,571
PESO BRUTO VEHICULAR	
Peso Bruto Vehicular	27000 kg
Capacidad de carga	18205 Kg

Figura 2.7 Especificaciones del fabricante de la carga máxima permitida del modelo HD260.

Fuente: Adaptado de Hyundai HD260, Catálogo Hyundai.

Cabe recalcar que la carga máxima permitida para camiones de tres ejes según el Ministerio de Transporte y Obras Públicas, (MTO (Ministerio de Transporte y Obras Públicas), 2012), es igual a la indicada por el fabricante, es decir, 27 t.

Además, en este acuerdo se especifican las dimensiones máximas permitidas para vehículos de tres ejes, las cuales serán tomadas en consideración para el desarrollo de este diseño.

2.5 Diseño Detallado

2.5.1 Posición Crítica de los Cilindros de Elevación

Para determinar la posición crítica para los cilindros de elevación se realizará el análisis de ésta en las posiciones 0° y 45° , aplicándole a ambas el peso máximo del camión, dado que es el caso más extremo. Los modelos a utilizar se muestran en las Figuras 2.8 y 2.9.

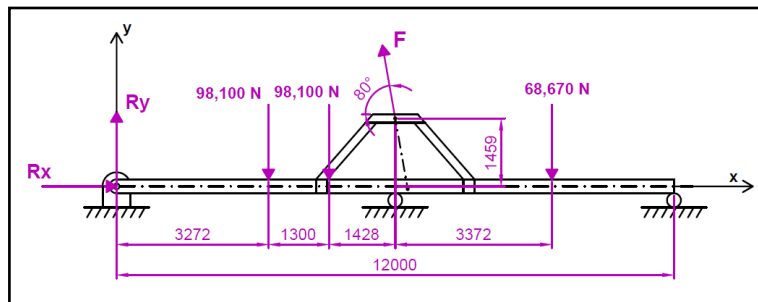


Figura 2.8 Modelo de la plataforma a 0° .

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

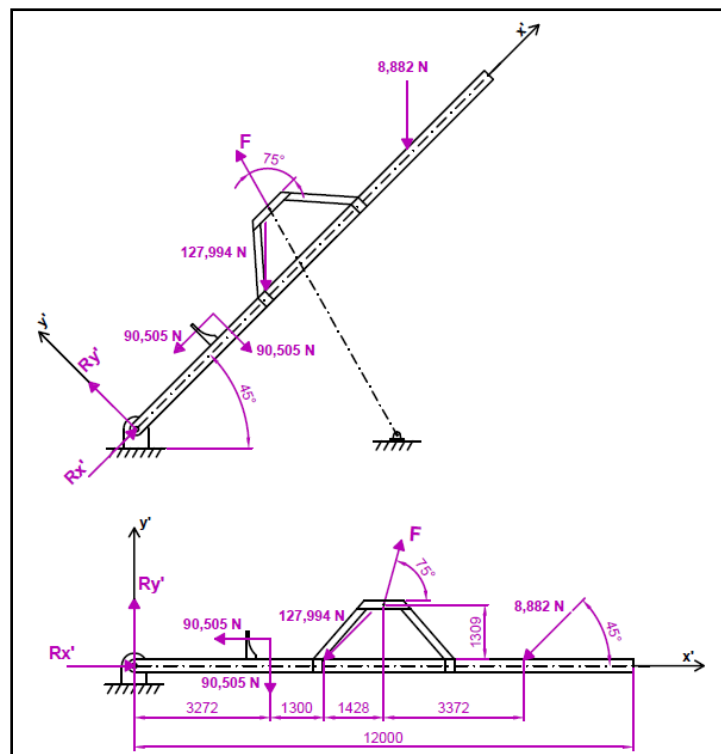


Figura 2.9 Modelo de la plataforma a 45° .

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

Para obtener las reacciones del camión sobre la plataforma a 45°, Figura 2.9, fue necesario aplicar la ecuación (1), (Cascajosa, 2005). Esta ecuación relaciona las reacciones con la inclinación del camión, el significado de sus variables se muestra en la Figura 2.10 y el cálculo se presenta en el Apéndice A.

$$P_c = \frac{P * (R * tg(\theta) + b - h * tg(\theta))}{(a + b)} \quad (1)$$

Donde;

P_c : Fuerza de reacción sobre el eje delantero

P : Peso total del camión (PBV)

R : Radio de la llanta

θ : Ángulo de inclinación del camión

Las distancias a , b y h se definen en la Figura 2.10.

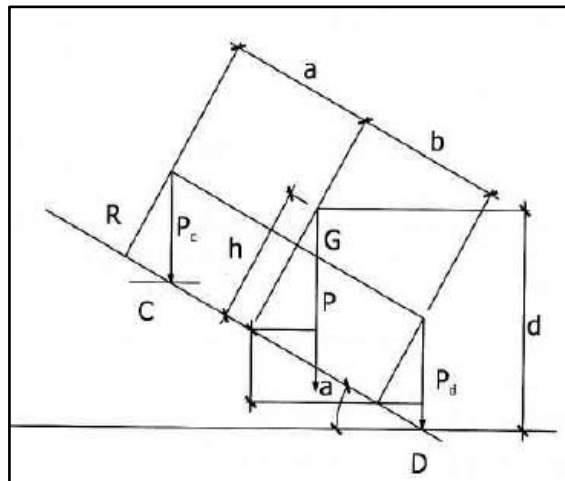


Figura 2.10 Esquema de un camión sobre un plano inclinado.

Fuente: Adaptado de Ingeniería de Vehículos, Cascajosa M.

Al analizar las dos posiciones planteadas, se obtuvo a 0° una fuerza ejercida por los cilindros de elevación de $F=222,955\text{N}$, mientras que a 45° se obtuvo $F=140,891\text{ N}$. Por lo tanto, dado que la fuerza de reacción F con la plataforma a 0° es mayor y por ende la más crítica, todos los cálculos serán realizados con la plataforma en esta posición considerando una fuerza de elevación de $222,955\text{ N}$ o $22,727\text{ kg}$.

2.5.2 Vigas Longitudinales

2.5.2.1 Modelo

Para el diseño de las vigas longitudinales principales por esfuerzos de tensión por flexión se consideraron cuatro casos. Estos casos se refieren a las diferentes posiciones críticas por las que tiene que pasar el camión al ingresar en la plataforma.

Los diagramas de fuerza cortante y momento flector para todos los casos se muestran en el Apéndice B.

CASO 1: Camión ingresado 33%

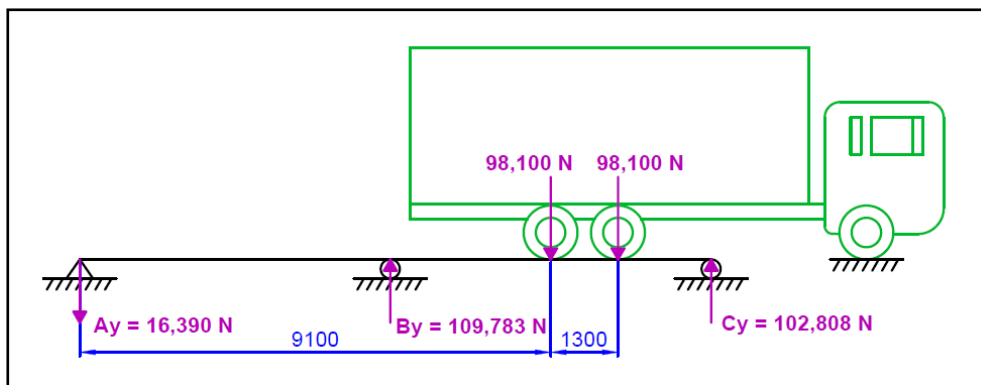


Figura 2.11 Modelo de las vigas longitudinales al ingresar el camión un 33%.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

El modelo mostrado en la Figura 2.11 consiste en una viga continua de tres apoyos. En ésta, la carga del tercer eje del camión es aplicada en la mitad del segundo claro, mientras que la carga del segundo eje se aplica a 1300 mm de este punto.

Por medio del uso del programa SAP 2000 se obtuvieron los diagramas de fuerza cortante y momento flector. Obteniendo así que para este modelo la fuerza cortante y momento flector máximos son; 102,808 N y 191,174 N.m.

CASO 2: Camión ingresado 40%

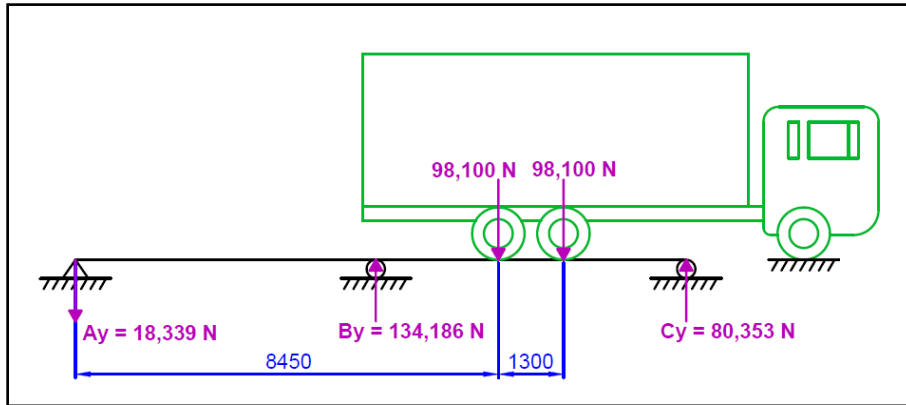


Figura 2.12 Modelo de las vigas longitudinales al ingresar el camión un 40%.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

El modelo mostrado en la Figura 2.12 consiste en una viga continua de tres apoyos. En ésta, las cargas del tercer y segundo eje del camión son aplicadas simétricamente a una distancia de 650 mm de la mitad del segundo claro.

De manera similar al caso anterior, al solucionar este modelo, se obtuvo que la fuerza cortante y el momento flector máximos son; 115,847 N y 196,865 N.m.

CASO 3: Camión ingresado el 100% sin elevar

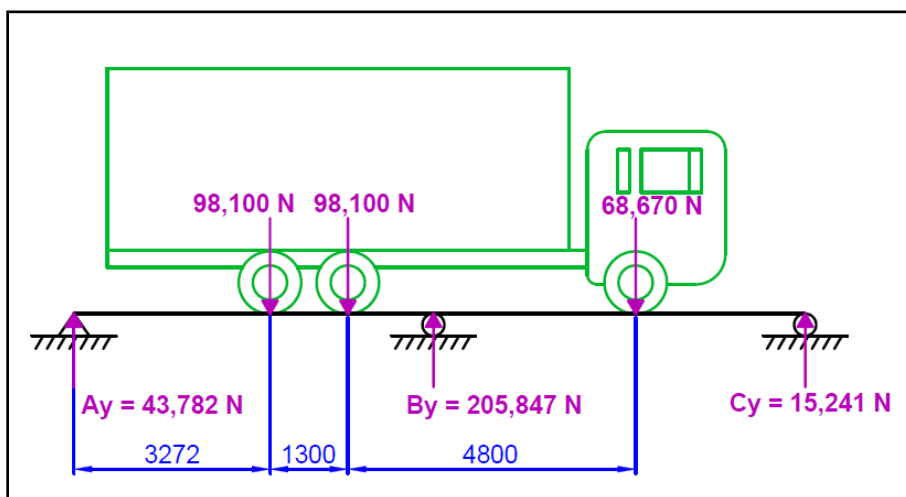


Figura 2.13 Modelo de las vigas longitudinales al ingresar el camión un 100% y sin accionar los cilindros.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

El modelo mostrado en la Figura 2.13 consiste en una viga continua de tres apoyos. En ésta, las cargas los tres ejes del son aplicadas en los puntos en los que se procede a realizar el aseguramiento del camión.

Solucionando este modelo, se obtuvo que la fuerza cortante y momento flector máximos son; 152,418 N y 144,569 N.m.

CASO4: Camión al inicio de la elevación

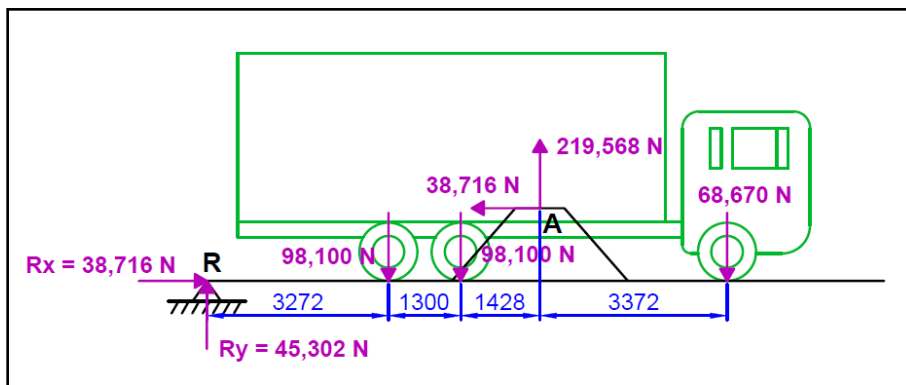


Figura 2.14 Modelo de las vigas longitudinales al ingresar el camión – Caso 4.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

El modelo mostrado en la Figura 2.14 consiste en una viga simplemente apoyada, sus apoyos se encuentran en el punto R y en el punto A. Para facilidad de modelado las reacciones en el punto A fueron calculadas a mano. Las cargas de los tres ejes están aplicadas en los puntos en los que el camión es asegurado en la plataforma.

Al solucionar este modelo se obtuvo que la fuerza cortante y momento flector máximos para son; 68,704 N y 125,828 N.m.

Tabla 2.5 Resumen de las fuerzas cortantes y momentos flectores máximos de los casos analizados.

CASO	V máx (N)	M máx (N.m)
1	102,808	191,174
2	115,847	196,865
3	152,418	144,569
4	68,704	125,828

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

La Tabla 2.5 presenta a manera de resumen todos los casos analizados para el dimensionamiento de las vigas longitudinales principales. Al comparar los momentos máximos presentados se observa que el caso más crítico es el caso 2 con un momento flector máximo de 196,865 N.m. Por lo tanto, este será el momento considerado para el dimensionamiento de estas vigas.

2.5.2.2 Análisis Estático

Empleando la ecuación de los esfuerzos de tensión debido al momento flector:

$$S = \frac{M}{\sigma} \quad (2)$$

Donde M es el momento máximo aplicado sobre la viga y S es el modulo elástico definido como:

$$S = \frac{I}{c} \quad (3)$$

Donde;

I : Momento de inercia de la sección

c : Distancia desde el eje neutro hasta la fibra más alejada de la sección de la viga.

Además, el esfuerzo por flexión se relaciona con el factor de seguridad con:

$$\sigma = \frac{S_y}{\eta_{est}} \quad (4)$$

Donde;

S_y : Esfuerzo de fluencia por tensión del material

η_{est} : Factor de seguridad estático para esfuerzo de tensión debido a la flexión

Debido a que el material a emplear en el diseño de todos los componentes estructurales de la plataforma es acero ASTM A-36 y que soporta una carga variable en el tiempo de tipo repetida, se tiene lo siguiente:

$$S_y = 248 \text{ MPa}$$

$$S_{ut} = 400 \text{ MPa}$$

$$\eta_{est} = 3$$

Además, se debe cumplir que el factor de seguridad de fatiga para vida infinita cumpla con:

$$\eta_f \geq 1.5$$

Realizando los cálculos respectivos se obtuvo:

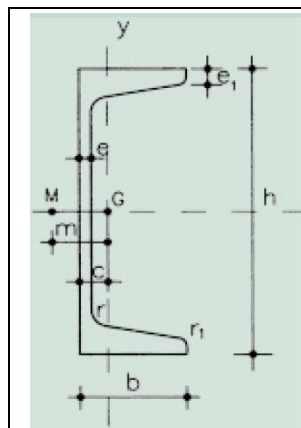
$$S_{o,tot} = 2.380 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \equiv 2380 \text{ cm}^3$$

Según el diseño de forma realizado, la plataforma será diseñada con cuatro vigas cajón longitudinales, es decir ocho canales. Por lo tanto, el requerimiento por canal es:

$$S_{o,unit} = 297.5 \text{ cm}^3$$

Con ayuda del prontuario de perfiles estructurales según la norma UNE 36 522 se seleccionó el siguiente perfil UPN con sus respectivas especificaciones:

Tabla 2.6 Especificaciones del perfil seleccionado, vigas longitudinales.

	h (mm)	240
	b (mm)	85
	Ix-x (cm4)	3600
	A (cm2)	42.3
	Sx-x (cm3)	300.0

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

Tomando como nueva referencia el modulo elástico de la sección seleccionada y multiplicándolo por el número de canales requeridos se tiene:

$$S_{f,tot} = 2.40 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

2.5.2.3 Análisis de Fatiga

El análisis de fatiga para vida infinita será realizado según las especificaciones presentadas en (Norton, 2011).

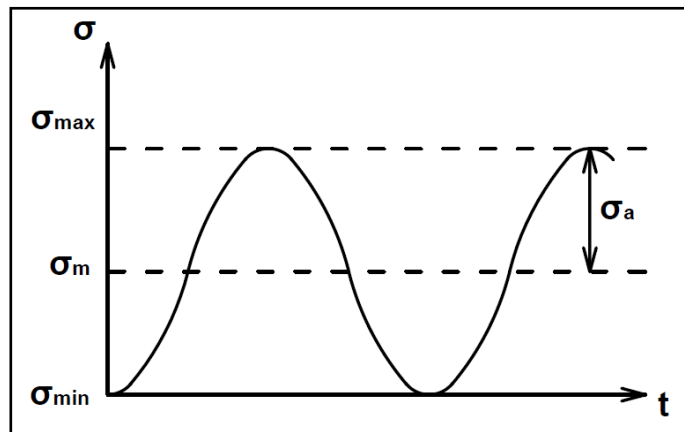


Figura 2.15 Aproximación de la variación del esfuerzo con respecto al tiempo.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

Dado que la carga sobre la viga longitudinal es una carga con ciclo repetido, tal como se muestra en la Figura 2.15, se tiene lo siguiente:

$$\begin{aligned} \sigma_{min} &= 0 \\ \sigma_{max} &= \frac{M}{S_{f,tot}} \\ \sigma_{max} &= 82.0 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Partiendo de la definición de esfuerzos de amplitud y medios se tiene:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \tag{5}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \tag{6}$$

$$\sigma_a = \sigma_m = 41 \text{ MPa}$$

La resistencia a la fatiga puede ser obtenida aplicando:

$$S_e = C_{carga} C_{temp} C_R C_{sup} C_{tam} S_e' \quad (7)$$

Donde;

S_e' : Resistencia a la fatiga experimental según el material

C_{carga} : Factor de carga

C_{temp} : Factor de temperatura

C_R : Factor de confiabilidad

C_{sup} : Factor de superficie

C_{tam} : Factor de tamaño

Entonces, considerando que:

- La carga aplicada produce flexión;
- La temperatura de operación es menor o igual a 450°C;
- La confiabilidad del diseño es 99.9%;
- El perfil será laminado en caliente.

$$C_{sup} = A * (S_{ut})^B$$

$$C_{tam} = 1.189 * \left(\sqrt{\frac{0.05 * b * h}{0.0766}} \right)^{-0.097}$$

Donde;

$A = 57.7$, para acero laminado en caliente

$B = -0.718$, para acero laminado en caliente

b : Altura del ala de la sección en mm

h : Altura del alma de la sección en mm

Además, que para acero:

$$S_e' = 0.5 S_{ut} \quad (8)$$

Se obtuvieron los siguientes coeficientes de corrección para la obtención de la resistencia a la fatiga (S_e).

Tabla 2.7 Factores de corrección y resistencia a la fatiga experimental, vigas longitudinales.

Se' (MPa)	C _{carga}	C _{temp}	C _R	C _{sup}	C _{tam}
200	1	1	0,753	0,781	0,750

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

Reemplazando los coeficientes obtenidos en la ecuación (7), se tiene:

$$S_e = 88.2 \text{ MPa}$$

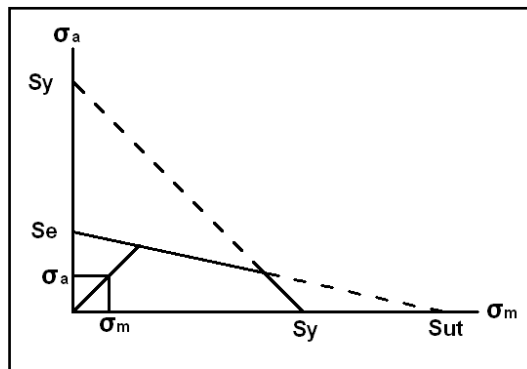


Figura 2.16 Diagrama de Goodman Modificado para los esfuerzos sobre las vigas longitudinales.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

Realizando el diagrama de Goodman Modificado, Figura 2.16, se tiene que la línea generada por σ_a y σ_m interseca con la línea S_e - S_{ut} . Por lo tanto, para obtener el factor de seguridad de fatiga para vida infinita (η_f), se debe utilizar la siguiente ecuación:

$$\frac{1}{\eta_f} = \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} \quad (9)$$

Reemplazando datos;

$$\eta_f = 1.7$$

El factor de seguridad obtenido es mayor a 1.5. Por ende, se concluye que el diseño de las vigas longitudinales se basará en las especificaciones del perfil definido en el análisis estático.

2.5.2.4 Comprobación por Cortante

CASO 5: Cortante máximo

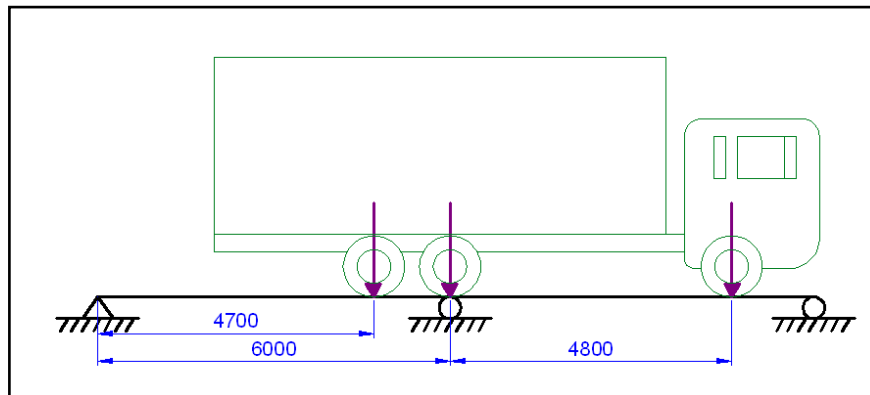


Figura 2.17 Modelo de vigas longitudinales para análisis de cortante – Caso 5.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

Para comprobar que la sección seleccionada soportará los esfuerzos cortantes debido a la flexión, se consideró el modelo mostrado en la Figura 2.17, el cual se evidenció como el caso más crítico para cortante. Este modelo consiste en una viga continua con tres apoyos; la carga del segundo eje está aplicada sobre el segundo apoyo, mientras que las cargas del primer y tercer eje se encuentran a 4800 mm a la derecha y 1300 mm a la izquierda, respectivamente.

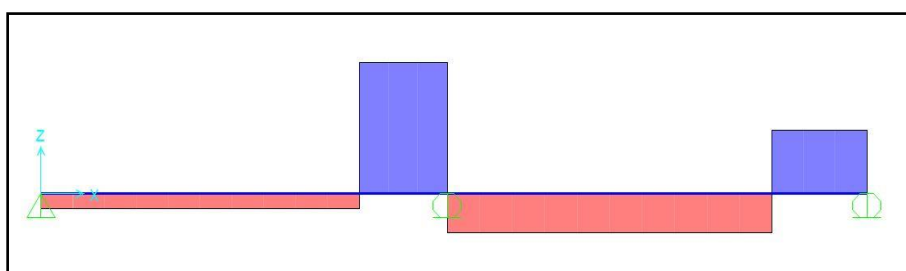


Figura 2.18 Diagrama de fuerza cortante de la viga longitudinal– Caso 5.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

Similar al análisis de los casos anteriores, se hizo uso del programa SAP 2000 para poder obtener el diagrama de fuerza cortante, tal como se muestra en la Figura 2.18. Obteniendo así que para este modelo su fuerza cortante máxima es; 186,031 N.

Cabe recalcar que la fuerza cortante máxima del análisis de los cuatro casos anteriores considerados como críticos fue de 152,418 N, el cual es un valor menor al obtenido en el Caso 5.

Análisis Estático

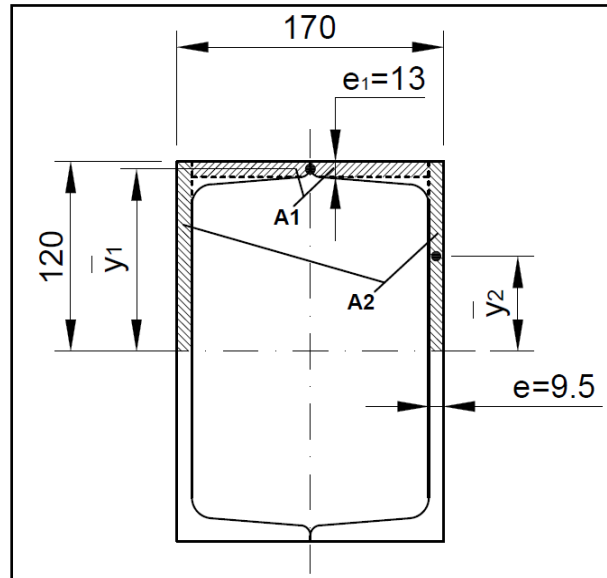


Figura 2.19 Dimensiones de la sección de las vigas longitudinales.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

Empleando la ecuación de esfuerzo cortante debido a la flexión:

$$\tau = \frac{VQ}{It} \quad (10)$$

Donde;

V : Fuerza cortante

I : Momento de inercia de la sección

t : Espesor de la sección

El primer momento de área (Q) para ésta sección se define como sigue:

$$\begin{aligned} Q &= Q_1 + Q_2 \\ Q &= A_1 * \bar{y}_1 + A_2 * \bar{y}_2 \end{aligned} \quad (11)$$

Los valores de A_1 , A_2 , \bar{y}_1 y \bar{y}_2 pueden ser obtenidos de la Figura 2.19.

Además, el factor de seguridad para esfuerzo cortante debido a la flexión se puede obtener con la siguiente ecuación:

$$\eta_{est} = \frac{S_{sy}}{\tau} \quad (12)$$

Donde S_{sy} es el esfuerzo de fluencia por cortante del material y se relaciona con el esfuerzo de fluencia por tensión del material (S_y) por medio de la ecuación (13).

$$S_{sy} = 0.5 * S_y \quad (13)$$

Reemplazando los valores en las ecuaciones (10) y (12) se obtiene que el esfuerzo cortante máximo sobre la sección es:

$$\tau = 12.2 \text{ MPa}$$

$$\eta_{est} = 10.1$$

Análisis de Fatiga

Debido a que la carga sobre la viga longitudinal es una carga con ciclo repetido, se tiene lo siguiente:

$$\tau_{min} = 0$$

$$\tau_{max} = \tau = 12.2 \text{ MPa}$$

De las ecuaciones (5) y (6) aplicadas a esfuerzos cortantes se tiene:

$$\tau_a = \tau_m = 6.1 \text{ MPa}$$

Dado que el análisis realizado es por cortante, se debe considerar la resistencia al cortante del material (S_{us}). Por tanto, el factor de resistencia a la fatiga experimental (S_e') será:

$$S_e' = 0.5 * (0.75 * S_{ut}) \quad (14)$$

Los factores de corrección serán iguales a los obtenidos en el análisis por esfuerzos de tensión debido a la flexión, excepto por el factor de carga, el cual para fuerza cortante es:

$$C_{carga} = 0.577$$

Reemplazando estos valores en las ecuaciones (7) y (9) aplicadas a esfuerzo cortante, se tiene:

$$S_e = 38.1 \text{ MPa}$$

$$\eta_f = 5.5$$

Como el factor de seguridad de fatiga por cortante es mayor a 1.5 se concluye que el perfil seleccionado no fallará por cortante.

2.5.3 Vigas Transversales

2.5.3.1 Modelo

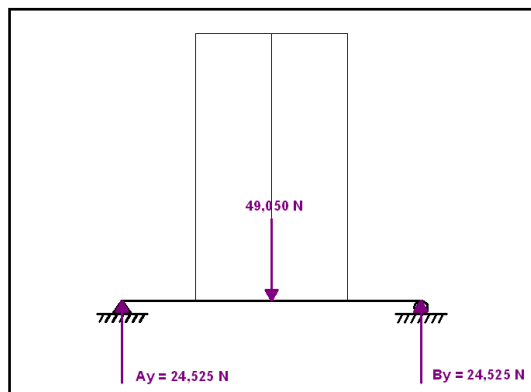


Figura 2.20 Modelo para las vigas transversales.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

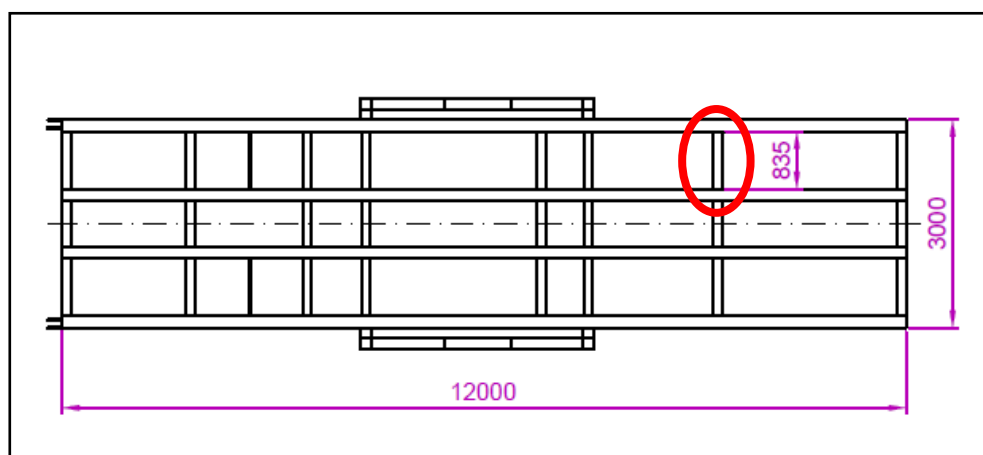


Figura 2.21 Vista superior de la plataforma de descarga con indicación de la ubicación del modelo de las vigas transversales.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

El modelo a utilizar se muestra en la Figura 2.20, la cual es la vista frontal de la sección marcada en la Figura 2.21. La carga aplicada en la mitad del claro equivale al peso en uno de los extremos del tercer eje del camión. La carga y punto de aplicación fueron considerados como los críticos para este análisis.

Al solucionar este modelo, se obtuvo que la fuerza cortante y momento flector máximos son; 24,525 N y 16,738 N.m.

Los diagramas de fuerza cortante y momento flector para las vigas transversales se muestran en el Apéndice C.

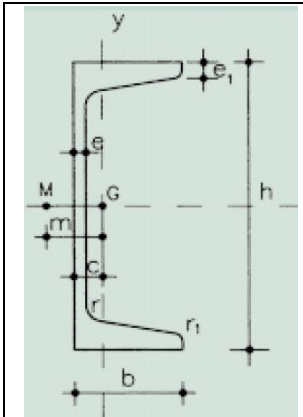
2.5.3.2 Análisis Estático

Utilizando el mismo procedimiento, material y factores de seguridad de la sección 2.5.2.2 y considerando que cada viga transversal está compuesta por dos canales, se obtuvo que se requiere un modulo elástico:

$$S_{o,unit} = 101.2 \text{ cm}^3$$

Con ayuda del prontuario de perfiles estructurales según la norma UNE 36 522 se seleccionó el siguiente perfil UPN con sus respectivas especificaciones:

Tabla 2.8 Especificaciones del canal seleccionado para las vigas transversales.

	h (mm)	160
	b (mm)	65
	I_{x-x} (cm⁴)	925
	A (cm²)	24.0
	S_{x-x} (cm³)	116.0

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

Tomando como nuevo modulo elástico el de la sección seleccionada y multiplicando por el número de canales en la viga:

$$S_{f,tot} = 2.32 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

2.5.3.3 Análisis de Fatiga

Realizando un procedimiento similar al de la sección 2.5.2.3 para las vigas longitudinales, se tiene lo siguiente:

Tabla 2.9 Resumen de los esfuerzos de tensión requeridos para el análisis de fatiga, vigas transversales.

σ_{min} (MPa)	σ_{max} (MPa)	σ_a (MPa)	σ_m (MPa)
0	72.1	36.05	36.05

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

Además, todos los coeficientes de corrección mostrados en la Tabla 2.7 se mantienen iguales a excepción del factor de tamaño, el cual para este caso es:

$$C_{tam} = 0.775$$

Reemplazando todos los valores anteriores en las ecuaciones (7) y (9) se obtiene:

$$S_e = 91.2 \text{ MPa}$$

$$\eta_f = 2.0$$

El factor de seguridad de fatiga obtenido es mayor a 1.5. Por ende, se concluye que el diseño de las vigas transversales se basará en las especificaciones del perfil definido en el análisis estático.

2.5.3.4 Comprobación por Cortante

Análisis estático

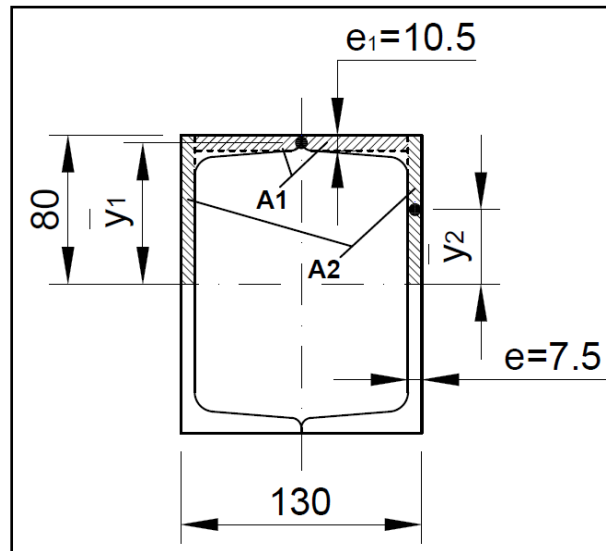


Figura 2.22 Dimensiones de la sección de las vigas transversales.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

Utilizando para la sección de viga mostrada en la Figura 2.22, el mismo procedimiento y material de la sección 2.5.2.4 – Análisis estático, se obtuvo:

$$\tau = 12.2 \text{ MPa}$$

$$\eta_{est} = 10.1$$

Análisis de Fatiga

Realizando un procedimiento similar al de la sección 2.5.2.4 – Análisis de fatiga, se tiene lo siguiente:

Tabla 2.10 Resumen de los esfuerzos cortantes requeridos para el análisis de fatiga, vigas transversales.

τ_{min} (MPa)	τ_{max} (MPa)	τ_a (MPa)	τ_m (MPa)
0	12.2	6.1	6.1

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

Además, todos los coeficientes de corrección serán iguales a los obtenidos en el análisis por esfuerzos de tensión debido a la flexión, excepto por el factor de carga, el cual es:

$$C_{carga} = 0.577$$

Reemplazando estos valores en las ecuaciones (7) y (9) aplicadas a esfuerzo cortantes, se obtiene:

$$S_e = 39.4MPa$$

$$\eta_f = 5.7$$

Como el factor de seguridad de fatiga por cortante es mayor a 1.5 se concluye que la sección seleccionada no fallará por cortante.

2.5.4 Pórtico

2.5.4.1 Modelo

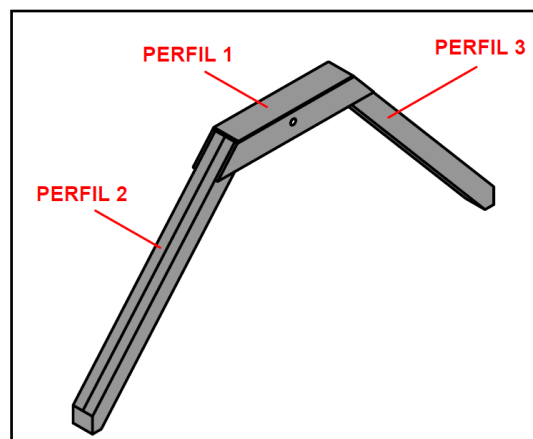


Figura 2.23 Componentes del pórtico.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

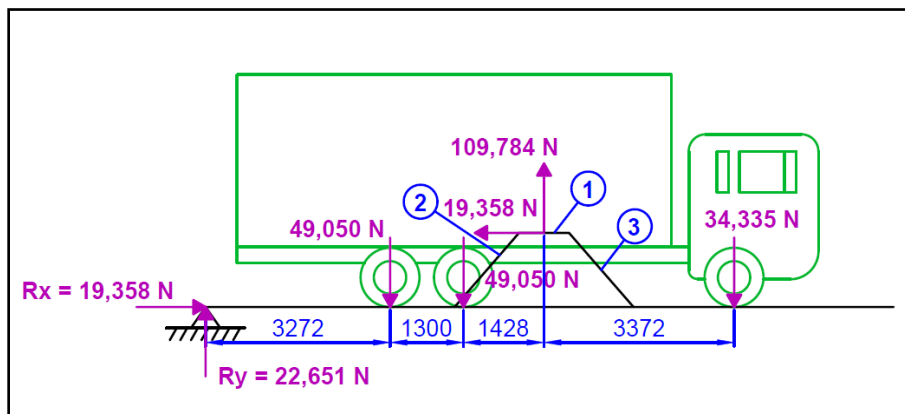


Figura 2.24 Modelo para el análisis de la viga horizontal y las dos columnas del pórtico.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

En la Figura 2.23 se puede observar que las partes del pórtico se dividieron en; viga horizontal como Perfil 1, columna izquierda como Perfil 2 y columna derecha como Perfil 3.

De manera general, para el análisis de las vigas que constituyen el pórtico se utilizó el modelo mostrado en las Figuras 2.24. Este modelo consiste en el camión en su posición final y las cargas fueron aplicadas considerando que cada pórtico soporta la mitad de la carga de cada eje. Asimismo, la fuerza aplicada por los pistones de elevación fue considerada como la mitad de su valor, debido a que la plataforma cuenta con dos pórticos; uno de cada lado.

A solucionar el modelo, se obtuvo que la fuerza cortante y momento flector máximos del Perfil 1 del pórtico son; 59,392 N y 20,619 N.m. Mientras que en las columnas los valores máximos de cortante y momento flector son; 17,664 N y 28,160 N.m, respectivamente. Estos últimos valores máximos están dados por el Perfil 3 y para mantener la simetría en el pórtico se diseñarán ambas columnas (Perfiles 2 y 3) con estos valores.

Los diagramas de fuerza cortante y momento flector para los Perfiles que conforman el pórtico se muestran en el Apéndice D.

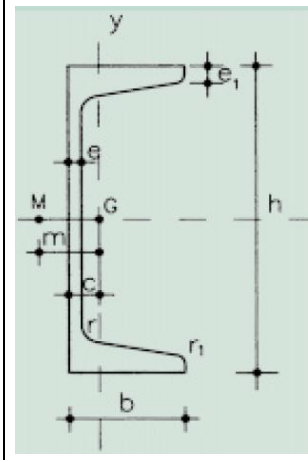
2.5.4.2 Análisis Estático – Perfiles 2 y 3

Utilizando el mismo procedimiento, material y factores de seguridad de la sección 2.5.2.2 y considerando que cada columna del pórtico está compuesta por dos canales, se obtuvo que se requiere un modulo elástico:

$$S_{o,unit} = 170.25 \text{ cm}^3$$

Con ayuda del prontuario de perfiles estructurales según la norma UNE 36 522 se seleccionó el siguiente perfil UPN con sus respectivas especificaciones:

**Tabla 2.11 Especificaciones del canal seleccionado para las columnas del pórtico –
Perfiles 2 y 3.**

	h (mm)	200
	b (mm)	75
	C (mm)	20.1
	Ix-x (cm4)	1910
	Iy-y (cm4)	148
	A (cm2)	32.2
	Sx-x (cm3)	191.0

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

Tomando como nuevo modulo elástico el de la sección seleccionada y multiplicando por el número de canales en la viga:

$$S_{f,tot} = 3.82 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

2.5.4.3 Análisis de Fatiga – Perfiles 2 y 3

Realizando un procedimiento similar al de la sección 2.5.2.3 para las vigas longitudinales, se tiene lo siguiente:

**Tabla 2.12 Resumen de los esfuerzos de tensión requeridos para el análisis de fatiga,
Perfiles 2 y 3.**

σ_{min} (MPa)	σ_{max} (MPa)	σ_a (MPa)	σ_m (MPa)
0	73.7	36.8	36.8

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

Además, todos los coeficientes de corrección mostrados en la Tabla 2.7 se mantienen iguales a excepción del factor de tamaño, el cual para este caso es:

$$C_{tam} = 0.761$$

Reemplazando todos los valores anteriores en las ecuaciones (7) y (9) se obtiene:

$$S_e = 89.5 \text{ MPa}$$

$$\eta_f = 1.9$$

El factor de seguridad de fatiga obtenido es mayor a 1.5. Por ende, se concluye que el diseño de las columnas del pórtico se basará en las especificaciones del perfil definido en el análisis estático.

2.5.4.4 Comprobación por Cortante – Perfiles 2 y 3

Análisis estático

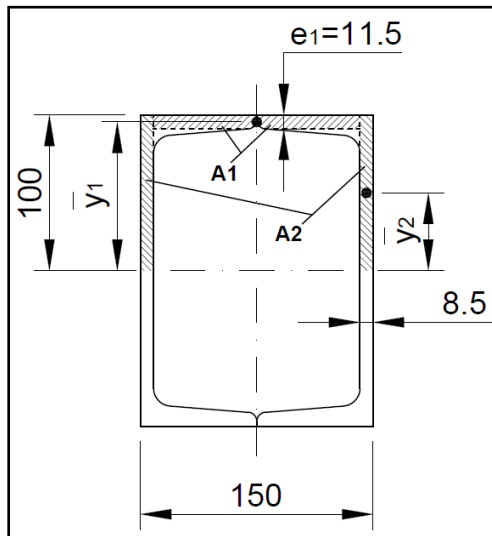


Figura 2.25 Dimensiones de la sección de las columnas del pórtico – Perfiles 2 y 3.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

Utilizando para la sección de viga mostrada en la Figura 2.25, el mismo procedimiento y material de la sección 2.5.2.4 – Análisis estático, se obtuvo:

$$\tau = 6.2 \text{ MPa}$$

$$\eta_{est} = 19.8$$

Análisis de Fatiga

Realizando un procedimiento similar al de la sección 2.5.2.4 – Análisis de fatiga, se tiene lo siguiente:

Tabla 2.13 Resumen de los esfuerzos cortantes requeridos para el análisis de fatiga, Perfiles 2 y 3.

τ_{min} (MPa)	τ_{max} (MPa)	τ_a (MPa)	τ_m (MPa)
0	6.2	3.1	3.1

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

Además, todos los coeficientes de corrección serán iguales a los obtenidos en el análisis por esfuerzos de tensión debido a la flexión, excepto por el factor de carga, el cual es:

$$C_{carga} = 0.577$$

Reemplazando estos valores en las ecuaciones (7) y (9) aplicadas a esfuerzo cortantes, se obtiene:

$$S_e = 38.7 \text{ MPa}$$

$$\eta_f = 11.0$$

Como el factor de seguridad de fatiga por cortante es mayor a 1.5 se concluye que la sección seleccionada no fallará por cortante.

2.5.4.5 Análisis Estático – Perfil 1

Utilizando el mismo procedimiento, material y factores de seguridad de la sección 2.5.2.2 y considerando que la viga horizontal del pórtico está compuesta por un solo canal, se obtuvo que se requiere un modulo elástico:

$$S_{o,unit} = 249.32 \text{ cm}^3$$

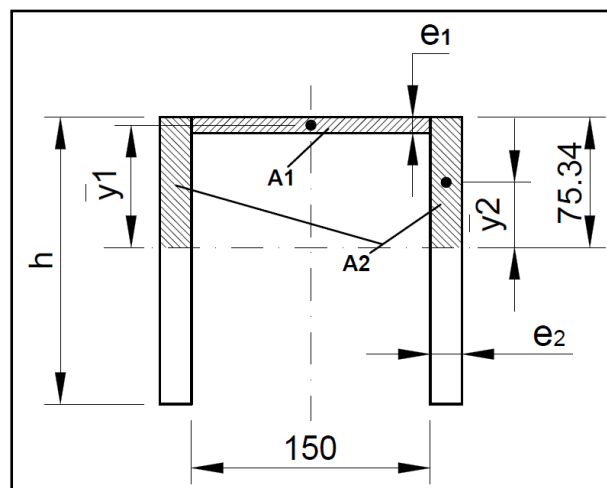


Figura 2.26 Dimensiones de la sección de la viga horizontal del pórtico – Perfil 1.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

El Perfil 1 consiste en una sección “C” soldada como se muestra en la Figura 2.26. La medida interna del canal de 150 mm es la medida externa de las

columnas dimensionadas en la sección 2.5.4.2, mientras que los valores de h , e_1 y e_2 fueron iterados con ayuda del programa MDSolids hasta que se obtuviera la sección que cumpla con el $S_{o,unit}$ calculado, obteniendo así;

$$S_{f,unit} = 271.5 \text{ cm}^3$$

$$h = 180 \text{ mm}$$

$$e_1 = 10 \text{ mm}$$

$$e_2 = 20 \text{ mm}$$

$$I = 2842 \text{ cm}^4$$

$$A = 87 \text{ cm}^2$$

2.5.4.6 Análisis de Fatiga – Perfil 1

Realizando un procedimiento similar al de la sección 2.5.2.3 para las vigas longitudinales, se tiene lo siguiente:

Tabla 2.14 Resumen de los esfuerzos de tensión requeridos para el análisis de fatiga, Perfil 1.

σ_{min} (MPa)	σ_{max} (MPa)	σ_a (MPa)	σ_m (MPa)
0	76.0	38.0	38.0

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

Además, todos los coeficientes de corrección mostrados en la Tabla 2.7 se mantienen iguales a excepción del factor de tamaño, el cual para este caso es:

$$C_{tam} = 0.731$$

Reemplazando todos los valores anteriores en las ecuaciones (7) y (9) se obtiene:

$$S_e = 85.9 \text{ MPa}$$

$$\eta_f = 1.8$$

El factor de seguridad de fatiga obtenido es mayor a 1.5. Por ende, se concluye que el diseño de la viga horizontal del pórtico se basará en las especificaciones del perfil definido en el análisis estático.

2.5.4.7 Comprobación por Cortante – Perfil 1

Análisis Estático

Utilizando para la sección de viga mostrada en la Figura 2.26, el mismo procedimiento y material de la sección 2.5.2.4 – Análisis estático, se obtuvo:

$$\tau = 11.8 \text{ MPa}$$

$$\eta_{est} = 10.4$$

Análisis de Fatiga

Realizando un procedimiento similar al de la sección 2.5.2.4 – Análisis de fatiga, se tiene lo siguiente:

Tabla 2.15 Resumen de los esfuerzos cortantes requeridos para el análisis de fatiga, Perfil 1.

τ_{min} (MPa)	τ_{max} (MPa)	τ_a (MPa)	τ_m (MPa)
0	11.8	5.9	5.9

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

Además, todos los coeficientes de corrección serán iguales a los obtenidos en el análisis por esfuerzos de tensión debido a la flexión, excepto por el factor de carga, el cual es:

$$C_{carga} = 0.577$$

Reemplazando estos valores en las ecuaciones (7) y (9) aplicadas a esfuerzo cortantes, se obtiene:

$$S_e = 37.2 \text{ MPa}$$

$$\eta_f = 5.5$$

Como el factor de seguridad de fatiga por cortante es mayor a 1.5 se concluye que la sección seleccionada no fallará por cortante.

2.5.5 Aseguramientos

2.5.5.1 Modelo

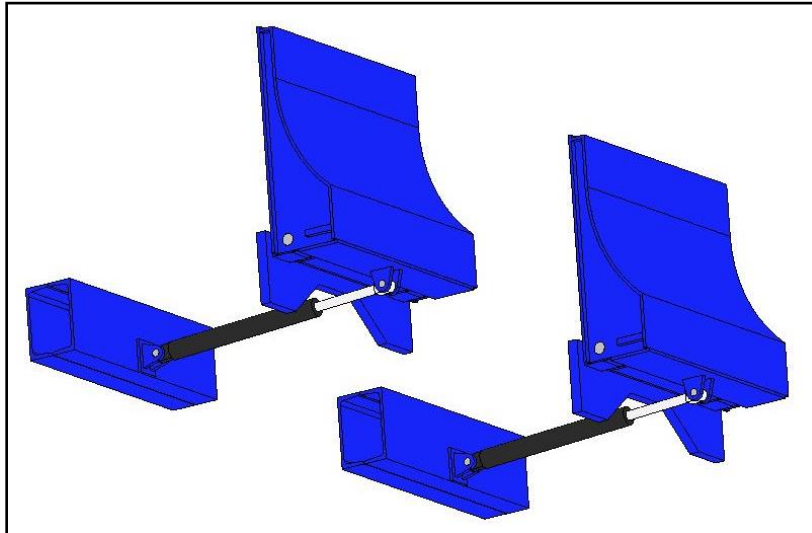


Figura 2.27 Componentes del Aseguramiento.

Fuente: Elaboración propia.

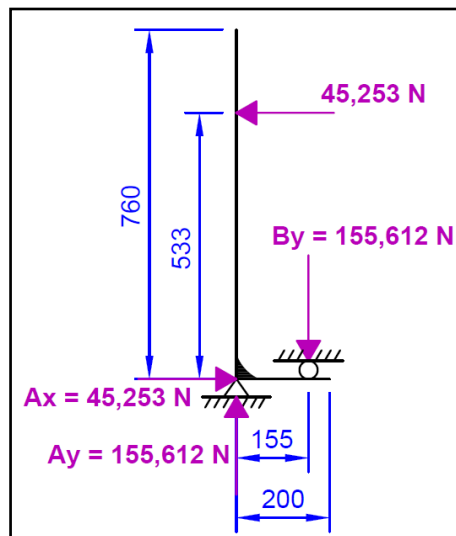


Figura 2.28 Diagrama de cuerpo libre del modelo para el análisis de las Vigas 1 y 2 y los Topes del aseguramiento.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

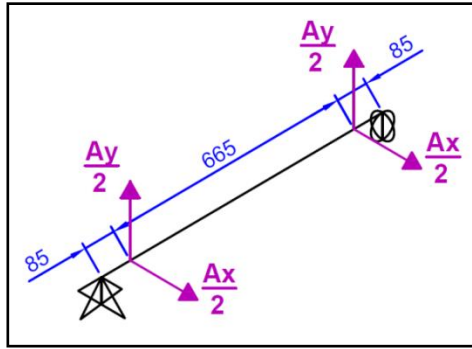


Figura 2.29 Diagrama de cuerpo libre del modelo para el análisis de las Vigas transversales del aseguramiento.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

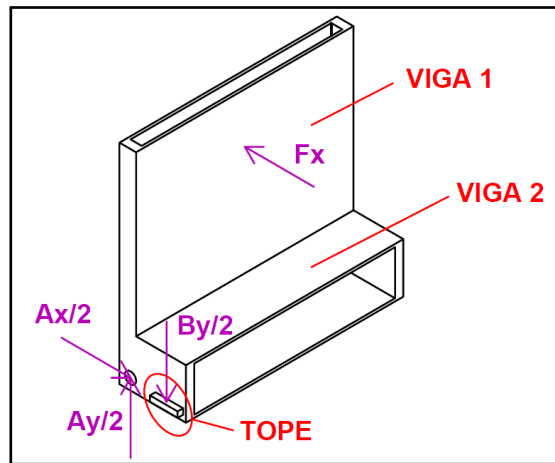


Figura 2.30 Vista isométrica del modelo para el análisis de las Vigas 1 y 2 y los Topes del aseguramiento.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

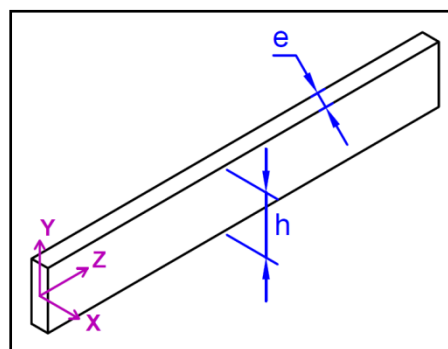


Figura 2.31 Vista isométrica del modelo para el análisis de las Vigas transversales del aseguramiento.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

En la Figura 2.27 se puede observar que los componentes del aseguramiento de la plataforma se han dividido en; Viga 1, Viga 2, Topes y Viga transversal del aseguramiento. Los Topes tienen la función de equilibrar la fuerza de reacción del tercer eje del camión para así, poder soportarlo al momento de abatir la plataforma.

El diagrama de cuerpo libre del modelo a emplear para realizar el diseño de las Vigas 1 y 2 y los Topes se muestra en la Figura 2.28. Mientras que en la Figura 2.29 se muestra el diagrama de cuerpo libre para el diseño de la Viga transversal del aseguramiento.

En la Figura 2.30, se puede observar que las Vigas 1 y 2 se modelaron con sección de cajón y que F_x es la fuerza aplicada sobre el sistema de aseguramiento por apoyo. Esta fuerza corresponde a la mitad de la fuerza de reacción en el aseguramiento mostrada en la Figura 2.9. Luego, en la Figura 2.31 se muestra que la Viga transversal del aseguramiento se modeló con sección rectangular constante $e * h$, considerando h como la altura en la parte media de la viga y e como el espesor.

Al solucionar este modelo, se obtuvo que la fuerza cortante y momento flector máximos sobre la Viga 1 son; 45,253 N y 24,120 N.m, respectivamente, y para la Viga 2 estos valores son; 155,612 N y 24,120 N.m.

Para la Viga transversal del aseguramiento se obtuvieron los valores mostrados en la Tabla 2.16.

Tabla 2.16 Momento flector y cortantes máximos sobre las vigas de la unión entre el pórtico y la plataforma.

EJE DE APLICACIÓN	MOMENTO MÁXIMO (N.m)	CORTANTE MÁXIMO (N)
X	6,614	77,806
Z	1,923	22,627

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

Los diagramas de fuerza cortante y momento flector de los componentes del aseguramiento se muestran en el Apéndice E.

2.5.5.2 Análisis Estático – Viga 1

Utilizando el mismo procedimiento, material y factores de seguridad de la sección 2.5.2.2 y considerando que la Viga 1 del aseguramiento está compuesta por una sección cajón, se obtuvo que se requiere un modulo elástico:

$$S_{o,unit} = 291.6 \text{ cm}^3$$

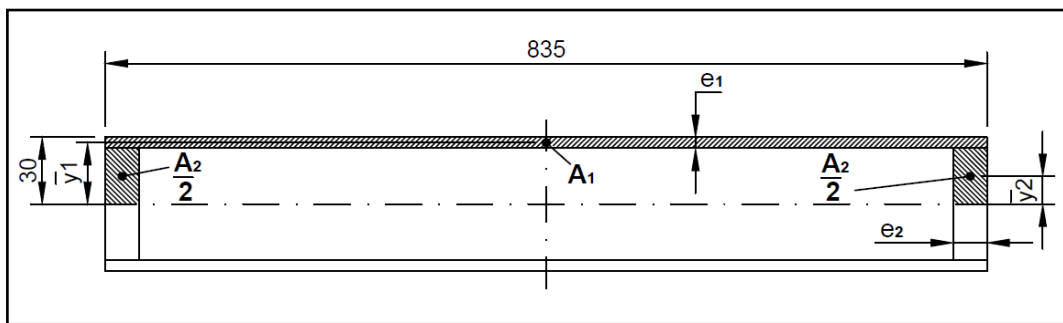


Figura 2.32 Dimensiones de la sección de la Viga 1 del aseguramiento.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

La Viga 1 consiste en una sección cajón conformada por placas soldadas como se muestra en la Figura 2.32. Las medidas exteriores de base y altura fueron determinadas por el diseño de forma, mientras que los valores de e_1 y e_2 fueron iterados con ayuda del programa MDSolids hasta que se obtuviera la sección que cumpla con el $S_{o,unit}$ calculado, obteniendo así:

$$S_{f,unit} = 363.2 \text{ cm}^3$$

$$e_1 = 10 \text{ mm}$$

$$e_2 = 30 \text{ mm}$$

$$I = 1,089 \text{ cm}^4$$

$$A = 191.0 \text{ cm}^2$$

2.5.5.3 Análisis de Fatiga – Viga 1

Realizando un procedimiento similar al de la sección 2.5.2.3 para las vigas longitudinales, se tiene lo siguiente:

Tabla 2.17 Resumen de los esfuerzos de tensión requeridos para el análisis de fatiga, Viga 1.

σ_{min} (MPa)	σ_{max} (MPa)	σ_a (MPa)	σ_m (MPa)
0	66.4	33.2	33.2

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

Además, todos los coeficientes de corrección mostrados en la Tabla 2.7 se mantienen iguales a excepción del factor de tamaño, el cual para este caso es:

$$C_{tam} = 0.718$$

Reemplazando todos los valores anteriores en las ecuaciones (7) y (9) se obtiene:

$$S_e = 84.4 \text{ MPa}$$

$$\eta_f = 2.0$$

El factor de seguridad de fatiga obtenido es mayor a 1.5. Por ende, se concluye que el diseño de la Viga 1 del aseguramiento se basará en las especificaciones del perfil definido en el análisis estático.

2.5.5.4 Comprobación por Cortante – Viga 1

Análisis Estático

Utilizando para la sección de viga mostrada en la Figura 2.32, el mismo procedimiento y material de la sección 2.5.2.4 – Análisis estático, se obtuvo:

$$\tau = 15.2 \text{ MPa}$$

$$\eta_{est} = 8.1$$

Análisis de Fatiga

Realizando un procedimiento similar al de la sección 2.5.2.4 – Análisis de fatiga, se tiene lo siguiente:

Tabla 2.18 Resumen de esfuerzos cortantes requeridos para el análisis de fatiga, Viga 1.

τ_{min} (MPa)	τ_{max} (MPa)	τ_a (MPa)	τ_m (MPa)
0	15.2	7.6	7.6

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

Además, todos los coeficientes de corrección serán iguales a los obtenidos en el análisis por esfuerzos de tensión debido a la flexión, excepto por el factor de carga, el cual es:

$$C_{carga} = 0.577$$

Reemplazando estos valores en las ecuaciones (7) y (9) aplicadas a esfuerzo cortantes, se obtiene:

$$S_e = 36.5 \text{ MPa}$$

$$\eta_f = 4.2$$

Como el factor de seguridad de fatiga por cortante es mayor a 1.5 se concluye que la sección seleccionada no fallará por cortante.

2.5.5.5 Análisis Estático – Viga 2

Utilizando el mismo procedimiento, material y factores de seguridad de la sección 2.5.2.2 y considerando que la Viga 2 del aseguramiento está compuesta por una sección cajón, se obtuvo que se requiere un modulo elástico $S_{o,unit} = 291.6 \text{ cm}^3$.

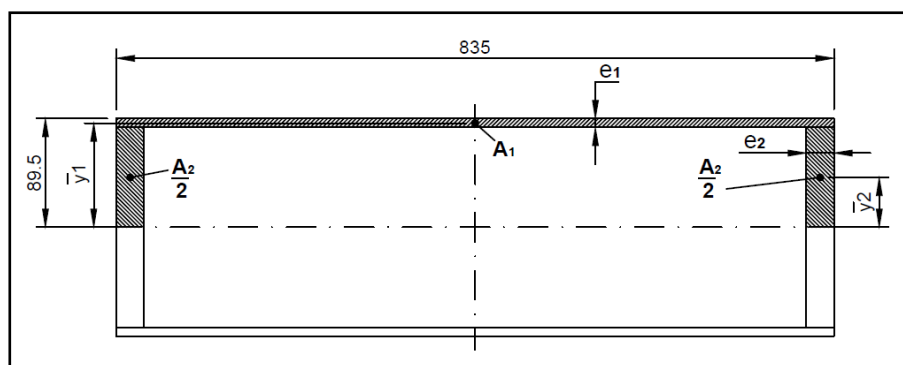


Figura 2.33 Dimensiones de la sección de la Viga 2 del aseguramiento.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

La Viga 2 consiste en una sección cajón conformada por placas soldadas como se muestra en la Figura 2.33. Las medidas exteriores de base y altura fueron determinadas por el diseño de forma, mientras que los valores de e_1 y e_2 fueron iterados con ayuda del programa MDSolids hasta que se obtuviera la sección que cumpla con el $S_{o,unit}$ calculado, obteniendo así:

$$S_{f,unit} = 1550.0 \text{ cm}^3$$

$$e_1 = 10 \text{ mm}$$

$$e_2 = 30 \text{ mm}$$

$$I = 13,947 \text{ cm}^4$$

$$A = 262.4 \text{ cm}^2$$

2.5.5.6 Análisis de Fatiga – Viga 2

Realizando un procedimiento similar al de la sección 2.5.2.3 para las vigas longitudinales, se tiene lo siguiente:

Tabla 2.19 Resumen de los esfuerzos de tensión requeridos para el análisis de fatiga, Viga 2.

σ_{min} (MPa)	σ_{max} (MPa)	σ_a (MPa)	σ_m (MPa)
0	15.5	7.75	7.75

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

Además, todos los coeficientes de corrección mostrados en la Tabla 2.7 se mantienen iguales a excepción del factor de tamaño, el cual para este caso es:

$$C_{tam} = 0.681$$

Reemplazando todos los valores anteriores en las ecuaciones (7) y (9) se obtiene:

$$S_e = 80.0 \text{ MPa}$$

$$\eta_f = 8.6$$

El factor de seguridad de fatiga obtenido es mayor a 1.5. Por ende, se concluye que el diseño de la Viga 2 del aseguramiento se basará en las especificaciones del perfil definido en el análisis estático.

2.5.5.7 Comprobación por Cortante – Viga 2

Análisis Estático

Utilizando para la sección de viga mostrada en la Figura 2.33, el mismo procedimiento y material de la sección 2.5.2.4 – Análisis estático, se obtuvo:

$$\tau = 16.6 \text{ MPa}$$

$$\eta_{est} = 7.4$$

Análisis de Fatiga

Realizando un procedimiento similar al de la sección 2.5.2.4 – Análisis de fatiga, se tiene lo siguiente:

Tabla 2.20 Resumen de esfuerzos cortantes requeridos para el análisis de fatiga, Viga 2.

τ_{min} (MPa)	τ_{max} (MPa)	τ_a (MPa)	τ_m (MPa)
0	16.6	8.3	8.3

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

Además, todos los coeficientes de corrección serán iguales a los obtenidos en el análisis por esfuerzos de tensión debido a la flexión, excepto por el factor de carga, el cual es:

$$C_{carga} = 0.577$$

Reemplazando estos valores en las ecuaciones (7) y (9) aplicadas a esfuerzo cortantes, se obtiene:

$$S_e = 34.6 \text{ MPa}$$

$$\eta_f = 3.7$$

Como el factor de seguridad de fatiga por cortante es mayor a 1.5 se concluye que la sección seleccionada no fallará por cortante.

2.5.5.8 Dimensionamiento de Topes

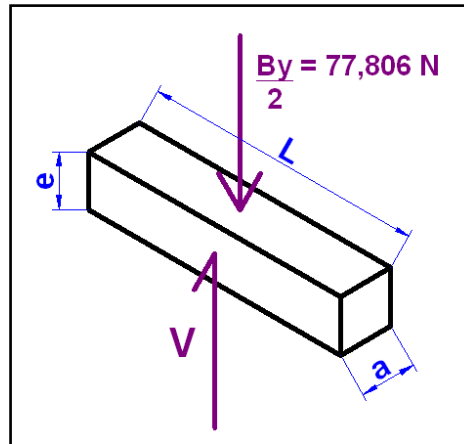


Figura 2.34 Modelo para el análisis de los topes del aseguramiento.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

En la Figura 2.34 se observa el diagrama de cuerpo libre de los topes de uno de los aseguramientos. La carga B_y (Ver Figura 2.28) se ha dividido para dos, debido a que cada aseguramiento cuenta con dos topes. El dimensionamiento de este elemento se realizó mediante el análisis estático y por fatiga para vida infinita de los esfuerzos cortantes y de aplastamiento. Los cálculos de este análisis se muestran en el Apéndice F.

Con la ecuación (15), obtenida de la definición del cortante, se relacionaron las dimensiones L y e . Mientras que con la ecuación (16), obtenida de la definición del esfuerzo por aplastamiento, se relacionaron L y a .

$$e = \frac{\eta_{est} * V}{0.5 * L * S_y} \quad (15)$$

$$a = \frac{\eta_{est} * (B_y/2)}{L * S_y} \quad (16)$$

Para determinar los valores mínimos de e y a , se utilizó un factor de seguridad estático (η_{est}) igual a 3, acero ASTM A-36 y la longitud del tope (L) de 100 mm, obteniendo así:

$$e_{min} = 18,8 \text{ mm}$$

$$a_{min} = 9.4 \text{ mm}$$

Para facilitar el montaje de este elemento en el aseguramiento, se consideraron las dimensiones mostradas en la Tabla 2.21. Aquí se muestra además el factor de seguridad de fatiga para cada tipo de esfuerzo sobre los topes.

Tabla 2.21 Dimensiones de los topes de los aseguramientos y factores de seguridad de fatiga para vida infinita según el tipo de esfuerzo.

Esfuerzo	Dimensión	η fatiga
Cortante	$e = 20 \text{ mm}$	1,9
De Aplastamiento	$a = 20 \text{ mm}$	4,1

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

2.5.5.9 Análisis Estático – Viga Transversal Aseguramiento

Utilizando el mismo procedimiento, material y factores de seguridad de la sección 2.5.2.2 y considerando que la Viga transversal del aseguramiento tiene sección rectangular constante, se realizó un análisis para los esfuerzos provocados por los momentos máximos con respecto a los ejes X y Y. En la Figura 2.31 se puede observar el sistema de referencia utilizado. Obteniendo así, que se requieren los siguientes módulos elásticos:

$$S_{x,o} = 79.96 \text{ cm}^3$$

$$S_{y,o} = 23.25 \text{ cm}^3$$

Donde;

$S_{x,o}$: Módulo elástico requerido en el eje X

$S_{y,o}$: Módulo elástico requerido en el eje Y

Tomando en cuenta una altura h que no obstruya el funcionamiento del cilindro del aseguramiento, se estableció su valor en 120 mm. Luego, con ayuda del programa MDSolids se iteró el valor de e hasta que se obtuviera una sección que cumpla con los módulos elásticos requeridos, obteniendo así;

$$S_{x,f} = 84.0 \text{ cm}^3$$

$$S_{y,f} = 24.5 \text{ cm}^3$$

$$h = 120 \text{ mm}$$

$$e = 25 \text{ mm}$$

2.5.5.10 Análisis de Fatiga – Viga Transversal Aseguramiento

Realizando un procedimiento similar al de la sección 2.5.2.3 para las vigas longitudinales, se tiene lo siguiente:

Tabla 2.22 Resumen de los esfuerzos de tensión para el análisis de fatiga debido al momento sobre el eje X en la Viga transversal del aseguramiento.

σ_{min} (MPa)	σ_{max} (MPa)	σ_a (MPa)	σ_m (MPa)
0	78.7	39.3	39.3

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

Tabla 2.23 Resumen de los esfuerzos de tensión para el análisis de fatiga debido al momento sobre el eje Y en la Viga transversal del aseguramiento.

σ_{min} (MPa)	σ_{max} (MPa)	σ_a (MPa)	σ_m (MPa)
0	78.4	39.2	39.2

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

Además, todos los coeficientes de corrección mostrados en la Tabla 2.7 se mantienen iguales a excepción del factor de tamaño, el cual para este caso es:

$$C_{tam} = 0.809$$

Reemplazando todos los valores anteriores en las ecuaciones (7) y (9) se obtiene:

$$S_e = 95.1 \text{ MPa}$$

$$\eta_{f,Mx} = 1.9$$

$$\eta_{f,My} = 1.9$$

Los factores de seguridad de fatiga obtenidos son mayores a 1.5. Por ende, se concluye que el diseño de las vigas transversales del aseguramiento se basará en las especificaciones del perfil definido en el análisis estático.

2.5.5.11 Comprobación por Cortante – Viga Transversal Aseguramiento

Análisis estático

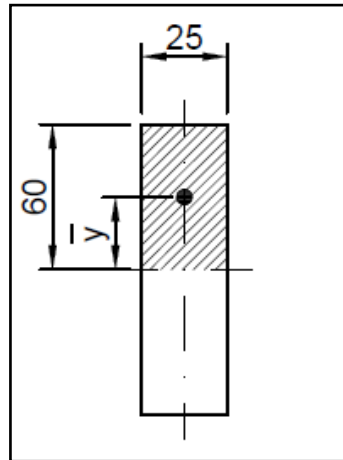


Figura 2.35 Dimensiones de la sección de las Vigas transversales del aseguramiento para el análisis de la fuerza cortante debido a M_x .

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

Utilizando para la sección de viga mostrada en la Figura 2.35, el mismo procedimiento y material de la sección 2.5.2.4 – Análisis estático, se obtuvo:

$$\tau_{M_x} = 23.8 \text{ MPa}$$

$$\eta_{est, M_x} = 5.2$$

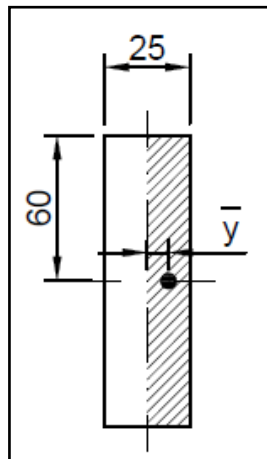


Figura 2.36 Dimensiones de la sección de las Vigas transversales del aseguramiento para el análisis de la fuerza cortante debido a M_y .

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

Mientras que utilizando la sección mostrada en la Figura 2.36, se obtuvo:

$$\tau_{My} = 2.3 \text{ MPa}$$

$$\eta_{est,My} = 52.6$$

Debido a que el factor de seguridad estático para el análisis del cortante producido por el momento aplicado en el eje Y es mucho mayor a 1.5, no se realizará el análisis de fatiga para este caso.

Análisis de Fatiga

Realizando un procedimiento similar al de la sección 2.5.2.4 – Análisis de fatiga, se tiene lo siguiente:

Tabla 2.24 Resumen de los esfuerzos cortantes para el análisis de fatiga debido al momento sobre el eje X en la Viga transversal del aseguramiento.

τ_{min} (MPa)	τ_{max} (MPa)	τ_a (MPa)	τ_m (MPa)
0	23.8	11.9	11.9

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

Además, todos los coeficientes de corrección serán iguales a los obtenidos en el análisis por esfuerzos de tensión debido a la flexión, excepto por el factor de carga, el cual es:

$$C_{carga} = 0.577$$

Reemplazando estos valores en las ecuaciones (7) y (9) aplicadas a esfuerzo cortantes, se obtiene:

$$S_e = 41.2 \text{ MPa}$$

$$\eta_{f,Mx} = 3.0$$

Como el factor de seguridad de fatiga por cortante es mayor a 1.5 se concluye que la sección seleccionada no fallará por cortante.

2.5.6 Pasadores

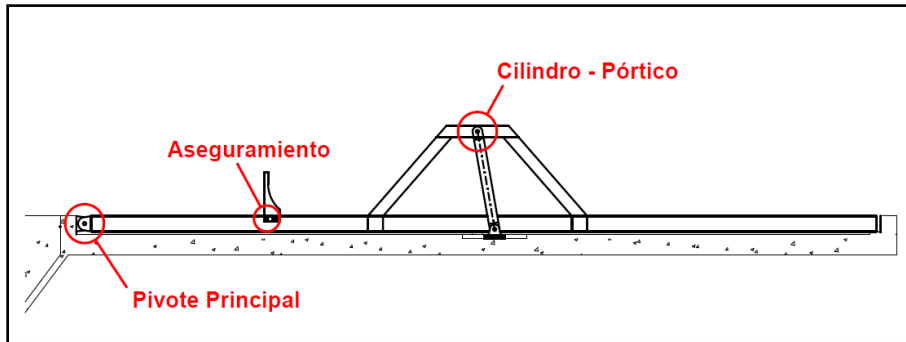


Figura 2.37 Uniones por pasador dimensionadas.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

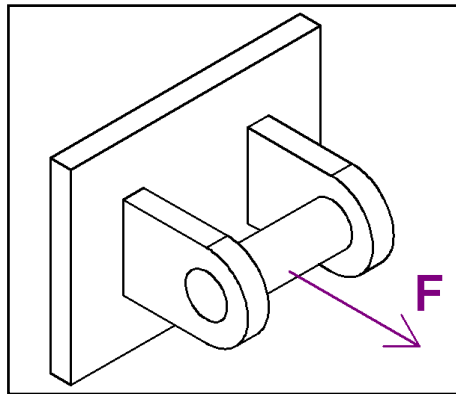


Figura 2.38 Configuración general de los pasadores y placas de sujeción de la plataforma.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

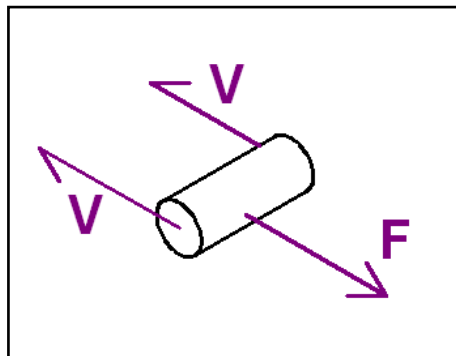


Figura 2.39 Diagrama de cuerpo libre general de los pasadores de la plataforma.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

Para el diseño de los pasadores mostrados en la Figura 2.37, de manera general se consideraron la configuración y diagrama de cuerpo libre mostrados en las Figuras 2.38 y 2.39, respectivamente.

Se consideraron para el diseño solo los pasadores indicados en la Figura 2.37 debido a que las uniones restantes son con los cilindros hidráulicos y las dimensiones de estos ya vienen dadas por los fabricantes. Sin embargo, se realizó el análisis de esfuerzo por aplastamiento en la unión entre los cilindros telescópicos con el pórtico para así obtener los espesores mínimos de las placas de sujeción.

El dimensionamiento de los pasadores consistió en un análisis estático para la determinación del diámetro mínimo permisible mediante el análisis del esfuerzo cortante puro, dado por la ecuación (17), y la determinación de la longitud mínima permisible mediante el análisis del esfuerzo de aplastamiento, dado por la ecuación (18). También, se realizó el análisis de aplastamiento en la unión del pivote principal para dimensionar su buje según la ecuación (19).

Luego, según el diseño de forma se definieron las dimensiones finales de los pasadores y se procedió a realizar un análisis por fatiga para vida infinita con las ecuaciones mostradas en las secciones 2.5.2.3 y 2.5.2.4 aplicadas a cortante. Los modelos y cálculos empleados para cada caso particular se encuentran en el Apéndice G.

$$d_p = \frac{4 * \eta_{est} * V}{(0.5) * \pi * S_y} \quad (17)$$

$$L_p = \frac{\eta_{est} * F}{d_p * S_y} \quad (18)$$

$$d_b = d_p + \frac{\eta_{est} * F}{L * S_{y,b}} \quad (19)$$

Donde;

d_p : Diámetro mínimo del pasador

η_{est} : Factor de seguridad estático

V : Fuerza cortante sobre el pasador

S_y : Esfuerzo de fluencia por tensión del pasador

$S_{y,b}$: Esfuerzo de fluencia por tensión del buje

L_p : Longitud mínima del pasador

F : Fuerza actuante sobre el pasador

d_b : Diámetro exterior del buje de la base del pivote principal

Considerando que los materiales a emplear para diseñar los pasadores y el buje serán AISI 4340 y SAE 65, respectivamente, y que para obtener las dimensiones mínimas permisibles se utilizará el mismo factor de seguridad estático que para el dimensionamiento de los perfiles de la plataforma, se tiene:

$$\begin{aligned} \eta_{est} &= 3 \\ S_y &= 686.7 \text{ MPa} \\ S_{ut} &= 882.9 \text{ MPa} \\ S_{y,b} &= 150.0 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Para la determinación del espesor mínimo permisible de las placas de sujeción de los pasadores, se aplicó la ecuación (18), considerando que el material a utilizar será el acero ASTM A-36 con $S_y = 248 \text{ MPa}$ y $S_{ut} = 400 \text{ MPa}$. Además, que el espesor mínimo permisible de cada placa será igual a la mitad de L_p , tal como se muestra en la ecuación (20).

$$e_p = \frac{L_p}{2} \quad (20)$$

Como se mencionó en párrafos anteriores, las longitudes y diámetros de cada uno de los pasadores estuvo determinada por el diseño de forma, asegurándose que estos no fallen por los esfuerzos cortantes, ni por aplastamiento. En la Tabla 2.25 se presenta a manera de resumen las especificaciones de cada uno de los

tipos de pasadores a utilizar en la plataforma, junto con el espesor de las placas de sujeción correspondientes.

Tabla 2.25 Especificaciones de los pasadores y placas de sujeción.

PASADOR	MATERIAL PASADOR	DIÁMETRO (mm)	LONGITUD (mm)	ESPESOR PLACAS DE SUJECIÓN (mm)	η fatiga (Cortante)	η fatiga (Aplast.)
Principal	AISI 4340	40	140	15	13.4	8.9
Cilindro Tel. - Plataforma		53	190	20	-	4.7
Aseguramiento- Plataforma		40	130	15	5.5	3.6

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

2.5.7 Soldadura

Siguiendo las indicaciones de (AWS (American Welding Society), 1999) mostradas en la Figura 2.40 para combinaciones precalificadas de metal base y metal de aporte. Se concluyó que se utilizarán electrodos 70XX para todas las juntas soldadas, debido a que el metal base para todos los casos es acero ASTM A-36.

G r o u p	Steel Specification Requirements				Filler Metal Requirements			
	Steel Specification ^{1,2}	Minimum Yield Point/Strength		Tensile Range		Process	AWS Electrode Specification ³	
		ksi	MPa	ksi	MPa		Electrode Classification ¹⁰	
	ASTM A 36 ⁴	36	250	58-80	400-550	SMAW	A5.1	E60XX, E70XX
	ASTM A 53 A5.5	35	240	60 min	415 min		A5.5 ⁶	E70XX-X
	ASTM A 106 Grade B	35	240	60 min	415 min			
	ASTM A 131 Grades A, B, CS, D, DS, E	34	235	58-71	400-490			

Figura 2.40 Combinaciones precalificadas de metal base y metal de aporte.

Fuente: Structural Welding Code - Steel, 1999. AWS (American Welding Society).

En la Tabla 2.26 se muestran las juntas soldadas de la plataforma de descarga divididas según su configuración (a tope, filete, traslape o esquina) y se presentan también los espesores del metal base (T_1 y T_2) de cada junta.

Para definir las juntas a tope se utilizó la junta precalificada por (AWS (American Welding Society), 1999) mostrada en la Figura 2.41. Mientras que para las juntas de filete, esquina y traslape se utilizaron las juntas mostradas en las Figuras 2.42 y 2.43 para CJP y PJP, respectivamente.

Tabla 2.26 Configuración y espesores de metal base de las juntas soldadas de la plataforma.

DESCRIPCIÓN	CONFIGURACIÓN	ESPESOR METAL BASE	
		T1	T2
Vigas UPN 240	Tope - CJP	13	-
Vigas UPN 200	Tope - CJP	11,5	-
Vigas Longitudinales con Transversales	Filete - PJP	13	9,5
Placas Unión Pórtico	Esquina - CJP	10	8,5
	Esquina - PJP	5	10
	Filete - CJP	10	25
	Traslape - PJP	25	9,5
	Esquina - PJP	5	8,5
Cubiertas Vigas Longitudinales	Esquina - PJP	5	9,5
Topes Estructura	Filete - PJP	20	9,5
Topes Aseguramiento	Filete - PJP	20	15
Vigas Secundarias	Filete - PJP	5	9,5
	Filete - PJP	5	6
Placas Sujeción Pivote Principal	Esquina - CJP	10	9,5
	Filete - CJP	20	10
Aseguramiento	Filete - CJP	15	10
	Filete - PJP	10	10
	Esquina - PJP	10	10
Placas de Sujeción del Cilindro del Aseguramiento	Filete - CJP	15	10
	Traslape - PJP	10	9,5
Viga Horizontal Pórtico	Esquina - PJP	10	20
	Traslape - PJP	20	8,5
	Esquina - PJP	20	11,5
Viga Transversal del Aseguramiento	Filete - CJP	25	9,5

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

Single-V-groove weld (2)
Butt joint (B)

ALL DIMENSIONS IN mm

Welding Process	Joint Designation	Base Metal Thickness (U = unlimited)		Groove Preparation		Permitted Welding Positions	Gas Shielding for FCAW	Notes	
		T ₁	T ₂	Root Opening Root Face Groove Angle	Tolerances				
					As Detailed (see 3.13.1)				As Fit-Up (see 3.13.1)
SMAW	B-U2	U	—	R = 0 to 3 f = 0 to 3 $\alpha = 60^\circ$	+2, -0 +2, -0 +10°, -0°	+2, -3 Not limited +10°, -5°	All	—	C, D, N
GMAW FCAW	B-U2-GF	U	—	R = 0 to 3 f = 0 to 3 $\alpha = 60^\circ$	+2, -0 +2, -0 +10°, -0°	+2, -3 Not limited +10°, -5°	All	Not required	A, C, N
SAW	B-L2c-S	Over 12 to 25	—	R = 0 f = 6 max $\alpha = 60^\circ$	R = ±0 f = +0, -f $\alpha = +10^\circ, -0^\circ$	+2, -0 ±2 +10°, -5°	F	—	C, N
		Over 25 to 38	—	R = 0 f = 12 max $\alpha = 60^\circ$					
		Over 38 to 50	—	R = 0 f = 16 max $\alpha = 60^\circ$					

Figura 2.41 Junta precalificada CJP para uniones a tope.

Fuente: Structural Welding Code - Steel, 1999. AWS (American Welding Society).

Single-bevel-groove weld (4)
T-joint (T)
Corner joint (C)

ALL DIMENSIONS IN mm

Welding Process	Joint Designation	Base Metal Thickness (U = unlimited)		Groove Preparation		Permitted Welding Positions	Gas Shielding for FCAW	Notes	
		T ₁	T ₂	Root Opening Root Face Groove Angle	Tolerances				
					As Detailed (see 3.13.1)				As Fit-Up (see 3.13.1)
SMAW	TC-U4b	U	U	R = 0 to 3 f = 0 to 3 $\alpha = 45^\circ$	+2, -0 +2, -0 +10°, -0°	+2, -3 Not limited 10°, -5°	All	—	C, D, J, N, V
GMAW FCAW	TC-U4b-GF	U	U	R = 0 to 3 f = 0 to 3 $\alpha = 45^\circ$	+2, -0 +2, -0 +10°, -0°	+2, -3 Not limited 10°, -5°	All	Not required	A, C, J, N, V
SAW	TC-U4b-S	U	U	R = 0 f = 6 max $\alpha = 60^\circ$	±0 +0, -3 +10°, -0°	+6, -0 ±2 10°, -5°	F	—	C, J, N, V

Figura 2.42 Junta precalificada CJP para filetes y esquinas.

Fuente: Structural Welding Code - Steel, 1999. AWS (American Welding Society).

Single-bevel-groove weld (4)
Butt joint (B)
T-joint (T)
Corner joint (C)

ALL DIMENSIONS IN mm

Welding Process	Joint Designation	Base Metal Thickness (U = unlimited)		Groove Preparation			Permitted Welding Positions	Weld Size (E)	Notes
		T ₁	T ₂	Root Opening Root Face Groove Angle	Tolerances				
					As Detailed (see 3.12.3)	As Fit-Up (see 3.12.3)			
SMAW	BTC-P4	U	U	R = 0 f = 3 min α = 45°	+2, -0 unlimited +10°, -0°	+3, -2 ±2 +10°, -5°	All	S-3	B, D, E, J, N, V
GMAW FCAW	BTC-P4-GF	6 min	U	R = 0 f = 3 min α = 45°	+2, -0 unlimited +10°, -0°	+3, -2 ±2 +10°, -5°	F, H V, OH	S S-3	A, B, E, J, N, V
SAW	TC-P4-S	11 min	U	R = 0 f = 6 min α = 60°	±0 +U, -0 +10°, -0°	+2, -0 ±2 +10°, -5°	F	S	B, E, J, N, V

Figura 2.43 Junta precalificada PJP para filetes y esquinas.

Fuente: Structural Welding Code - Steel, 1999. AWS (American Welding Society).

Los valores mínimos permisibles de pierna para las juntas precalificadas de penetración parcial, ya sea a tope o a filete se muestran en la Figura 2.44.

Base Metal Thickness (T)*	Minimum Weld Size**	
	in.	mm
1/8 (3) to 3/16 (5) incl.	1/16	2
Over 3/16 (5) to 1/4 (6) incl.	1/8	3
Over 1/4 (6) to 1/2 (12) incl.	3/16	5
Over 1/2 (12) to 3/4 (20) incl.	1/4	6
Over 3/4 (20) to 1-1/2 (38) incl.	5/16	8
Over 1-1/2 (38) to 2-1/4 (57) incl.	3/8	10
Over 2-1/4 (57) to 6 (150) incl.	1/2	12
Over 6 (150)	5/8	16

Figura 2.44 Valores de pierna mínimos para juntas precalificadas PJP.

Fuente: Structural Welding Code - Steel, 1999. AWS (American Welding Society).

Con todo lo especificado anteriormente se pudieron definir todas las juntas soldadas de la plataforma, las cuales se presentan en los planos de diseño en el Apéndice O.

2.5.8 Sistema Hidráulico

Para el diseño del sistema hidráulico de la plataforma, se utilizó la metodología de diseño presentada en la Figura 2.45.

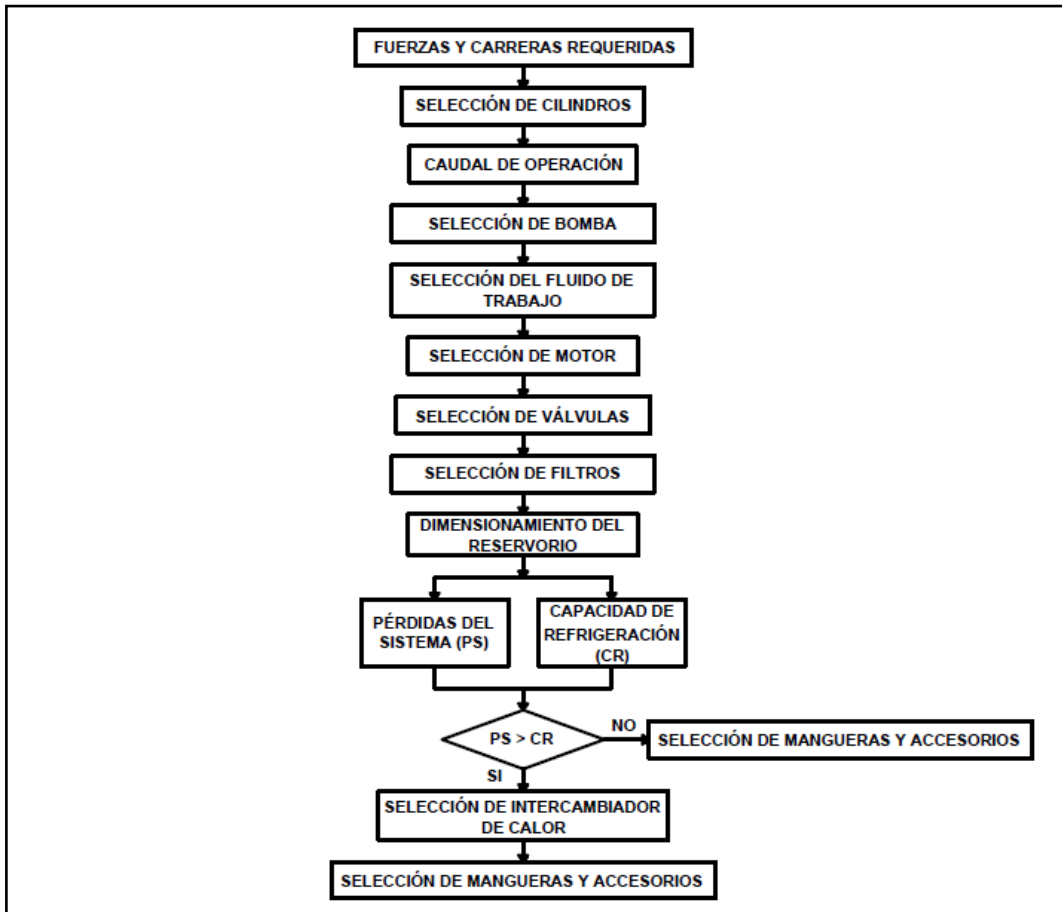


Figura 2.45 Metodología de diseño utilizada para el dimensionamiento y selección de los componentes del sistema hidráulico.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

El diagrama hidráulico para esta aplicación se muestra en la Figura 2.46 y el diseño de cada uno de sus componentes se presenta en las siguientes subsecciones.

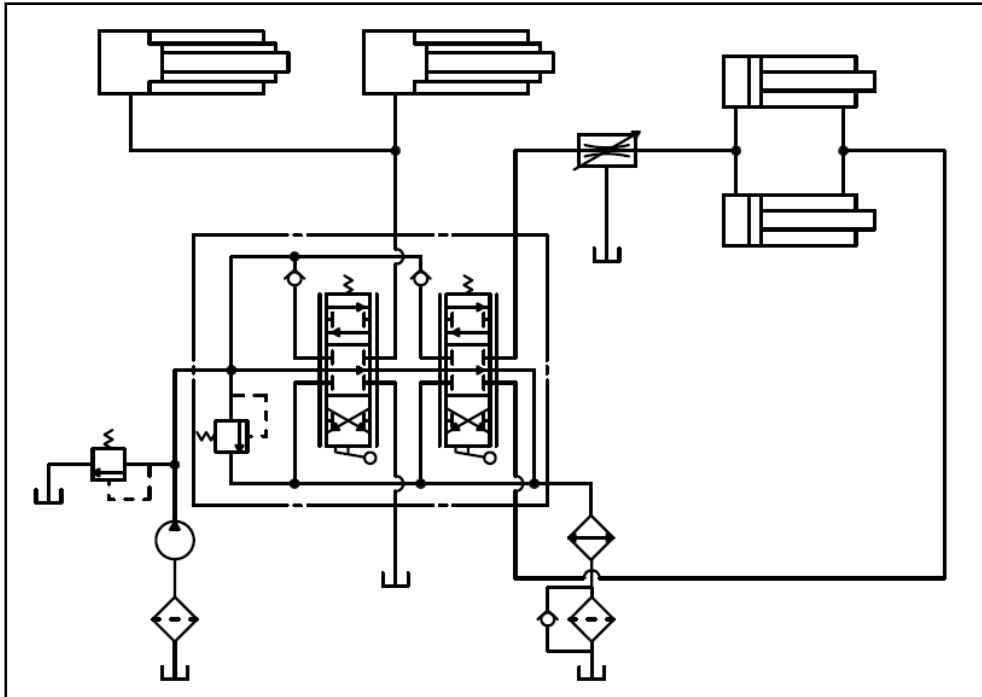


Figura 2.46 Diagrama hidráulico diseñado para el accionamiento de la plataforma.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

2.5.8.1 Cilindros Telescópicos



Figura 2.47 Cilindros telescópicos de cinco etapas móviles a utilizar para la elevación de la plataforma.

Fuente: Adaptado de Cilindros hidráulicos telescópicos, HYDRECO.

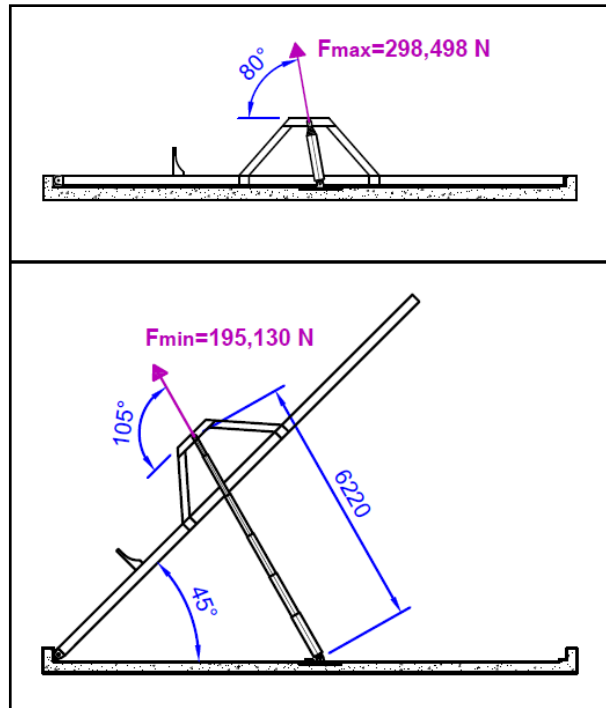


Figura 2.48 Capacidad de carga y longitud extendida requerida para la elevación de la plataforma.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

Para cumplir con los objetivos planteados, se seleccionó el cilindro telescópico de simple efecto HYDRECO S50-85-220-061 como el mostrado en la Figura 2.47, ya que se lo comercializa localmente y cumple con los requisitos de capacidad de elevación y carrera mostrados en la Figura 2.48. Las dimensiones básicas y la capacidad del cilindro a 2000 PSI se muestran en el Apéndice H.

Comparando la capacidad de cada cilindro seleccionado operando a 2000 PSI con la capacidad requerida se puede observar que esta última está superada por un factor de:

$$\frac{\text{Capacidad Selección}}{\text{Capacidad Requerida}} = \frac{446,000\text{ N}}{(298,498/2)\text{ N}} = 3$$

Sin embargo se realizó esta selección para esta aplicación debido a que este modelo de cilindro telescópico es el que con 7,128 mm (280.6 in) de longitud extendida, cumple con la requerida de 6,220 mm (244.8 in).

Como dato adicional, por medio de la distribuidora local se obtuvo el volumen requerido para extender el cilindro telescópico:

$$V_1 = 107.6 L \equiv 28.4 gal$$

2.5.8.2 Cilindros del Aseguramiento

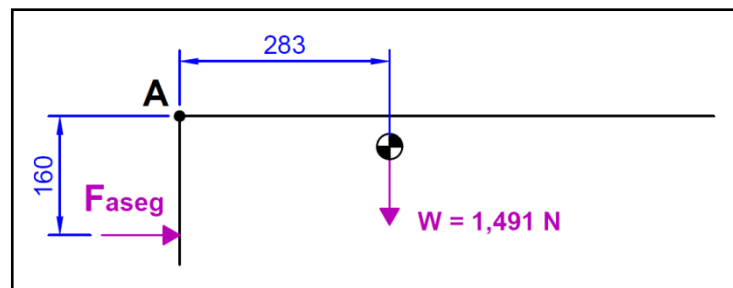


Figura 2.49 Diagrama de cuerpo libre del aseguramiento en su posición crítica de accionamiento.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

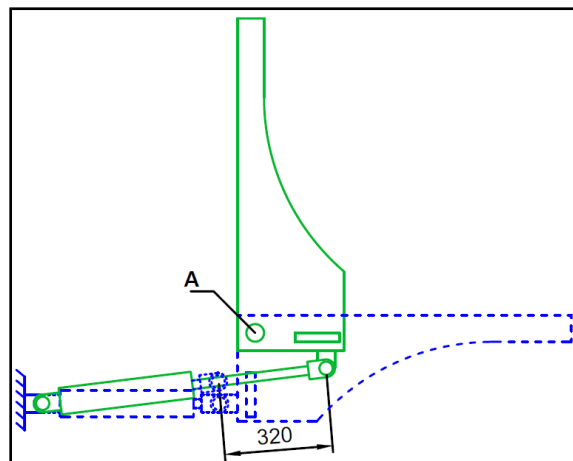


Figura 2.50 Vista lateral del aseguramiento, donde se muestra la carrera requerida por los cilindros para accionamiento.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

Para calcular la capacidad requerida de los cilindros del aseguramiento se utilizó el diagrama de cuerpo libre mostrado en la Figura 2.49. Aquí se obtuvo que el cilindro debe ser capaz de ejercer una fuerza de 2,640 N. Luego, sabiendo que la presión de trabajo del sistema será de 2000 PSI dados por los cilindros telescópicos, se aplicó la ecuación (21) para así obtener que el diámetro mínimo del pistón del cilindro hidráulico será:

$$d_{min} = \sqrt{\frac{4 * F_{aseg}}{\pi * P}} \quad (21)$$

Donde;

F_{aseg} : Fuerza ejercida por el cilindro

P : Presión de trabajo del sistema

$$d_{min} = 15.6 \text{ mm}$$

Entonces, con la presión de trabajo de 2000 PSI, el diámetro mínimo requerido del cilindro y la carrera requerida de 320 mm (12.6 in) mostrada en la Figura 2.50, se procedió a seleccionar el cilindro de doble efecto WOLVERINE w200180, ya que este cumple con los requerimientos presentados. Las dimensiones básicas y la capacidad del cilindro a 2000 PSI se muestran en el Apéndice I.

También, se calculó el caudal requerido para extender cada uno de los cilindros del sistema de aseguramiento considerando la carrera requerida de 320 mm, el diámetro del pistón del cilindro de 2 in y un tiempo de elevación de 1.5 segundos. Obteniendo así:

$$V_2 = \frac{\pi * d^2}{4} * \text{carrera}$$

$$V_2 = 0.17 \text{ gal}$$

$$Q_2 = \frac{V_2}{t} = \frac{0.17}{1.5/60} = 6.8 \text{ GPM}$$

2.5.8.3 Bomba

Para calcular el caudal requerido de la bomba se tomó en consideración que su caudal máximo de operación estará dado por los cilindros telescópicos de elevación y que estos deberán extenderse toda su longitud en un tiempo de 3 minutos. Con este dato y sabiendo que el volumen requerido para extender cada uno de los cilindros telescópicos es 28.4 gal se obtuvo que el caudal requerido para extender será:

$$Q_1 = \frac{28.4}{3} = 9.45 \text{ GPM}$$

Dado que los dos cilindros telescópicos de elevación actúan de manera simultánea, el caudal que deberá entregar la bomba será 2 veces el valor de Q_1 . Por tanto:

$$Q_{bomba} = 18.9 \text{ GPM}$$

Luego, utilizando la curva Caudal vs Presión de las bombas B&C mostrada en la Figura 2.51, el caudal de operación y considerando que la presión de trabajo del fluido debe ser de 2000 PSI, se pudo seleccionar la bomba de paletas BQ02G21C01.

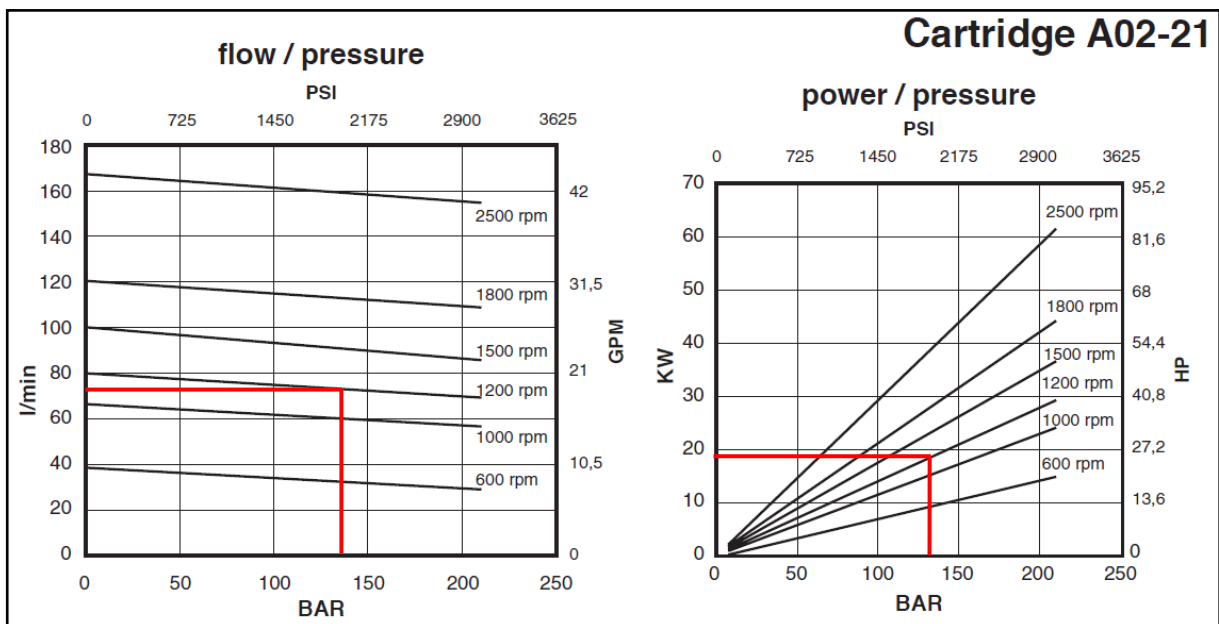


Figura 2.51 Curvas de Caudal y Presión vs RPM de las bombas BQ02G21 de B&C.

Fuente: Adaptado de Especificaciones técnicas bomba BQ02, B&C.

Para este diseño se seleccionó una bomba de paletas en lugar de una de engranajes o pistones debido a que comparando estos tres tipos, la bomba de paletas tiene una eficiencia intermedia, pero su costo de mantenimiento, nivel de ruido y vibración son los más bajos y su tiempo de vida es elevado.

Ahora, sabiendo que la bomba operará a 1200 RPM y considerando una eficiencia de bomba del 86% se utilizó la curva Potencia vs Presión de la Figura 2.51 para obtener la potencia requerida del motor, la cual será:

$$Pot = \frac{Pot_{grafica}}{\eta_b} = \frac{26}{0.86} = 30.2 \text{ HP}$$

Adicionalmente, considerando la bomba como el elemento más sensible en el sistema, se tuvo que el fluido de trabajo debía de operar con los rangos de viscosidades en las temperaturas especificadas en la Tabla 2.27. Con esto se pudo seleccionar el aceite hidráulico con grado de viscosidad ISO 68 como fluido de trabajo. También se estableció que el fluido seleccionado debe tener propiedades anti-desgaste.

Tabla 2.27 Viscosidades cinemáticas recomendadas para la bomba y del aceite hidráulico seleccionado según su temperatura.

Temperatura (°C)	Viscosidad (cSt)	
	Bomba	ISO VG 68
30	< 860	118,2
60	> 13	28,2

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

Los valores de viscosidades cinemáticas a 30 y 60°C fueron extrapolados partiendo de los valores de 68 cSt @ 40°C y 8.4 cSt @ 100°C, mostrados en la Figura 2.52, y utilizando la curva de Viscosidad – Temperatura para productos líquidos del petróleo, (Viscopedia).

	MÉTODO		VALORES TÍPICOS				
	ASTM	D					
Viscosidad ISO VG		10	15	22	32	46	68
Color ASTM	1500	L1.0	1.0	1.0	1.5	2.0	L3.0
Viscosidad Cinemática @ 40 °C, mm ² /s (cSt)	445	10.00	15.00	22.00	32.00	46.00	68.00
Viscosidad Cinemática @ 100 °C, mm ² /s (cSt)	445	2.625	3.365	4.238	5.276	6.622	8.493
Índice de Viscosidad	2270	92	92	93	94	94	94
Densidad @ 15.6 °C, kg/L	1298	0.8649	0.8740	0.8800	0.8832	0.8861	0.8905
Punto de Inflamación, °C	92	156	164	188	212	218	228
Punto de Escurecimiento, °C	97	- 12	- 12	- 9	-9	-9	-9
Número Ácido (AN), mg KOH/g	974	0.40	0.40	0.48	0.48	0.55	0.60
Características Espumantes, ml/ml	892						
Secuencia I		10/0	10/0	10/0	10/0	10/0	10/0
Secuencia II		20/0	20/0	20/0	20/0	10/0	10/0
Secuencia III		10/0	10/0	10/0	10/0	10/0	10/0
Propiedades Preventivas a la Herrumbre, Método A & B	665	Aprobado	Aprobado	Aprobado	Aprobado	Aprobado	Aprobado
Corrosión en Lámina de Cobre, 3 h @ 100 °C	130	1a	1a	1a	1a	1a	1a
Demulsibilidad (Separabilidad del Agua) @ 54 °C	1401						
ml-ml-ml-(minutos)		40-40-0 (15)	40-40-0 (15)	40-40-0 (15)	40-40-0 (15)	40-40-0 (15)	40-40-0 (20)
Evaluación de la Capacidad de Carga (FZG)	5182						
Etapa de Fallo, mínimo		10	10	10	12	12	12

Figura 2.52 Especificaciones técnicas del aceite hidráulico ISO VG 68.

Fuente: Adaptado de Aceite para sistemas hidráulicos, Batrak Lubricación Industrial.

Las especificaciones técnicas de la bomba seleccionada se presentan en el Apéndice J.

2.5.8.4 Válvulas

Como se muestra en el diagrama hidráulico, ver Figura 2.46, para este diseño se necesitará:

- 1 Mando de dos palancas de 4 vías y 3 posiciones tipo tándem
- 1 Válvulas de alivio de presión
- 1 Válvula divisora de flujo

Dicho esto, en la Tabla 2.28 se muestran los tipos de válvulas y los requisitos de caudal y presión, junto con las válvulas seleccionadas.

Tabla 2.28 Requerimientos de caudal y presión según el tipo de válvula del sistema.

Tipo de Válvula	Caudal (GPM)	Presión (PSI)	Válvula Seleccionada
Direccional	18,9	2000	Mando de dos palancas tipo tándem RD522
	13,6	2000	
De presión	18,9	2000	Válvula de alivio PRINCE RV-4H
De divisora de flujo	18,9	2000	Válvula divisora de flujo 60/40 RD-375-AB-30

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

Las especificaciones técnicas de las válvulas seleccionadas se muestran en el Apéndice K.

2.5.8.5 Filtros

Como se muestra en el diagrama hidráulico de la Figura 2.46, el sistema cuenta con dos filtros; uno en la succión y otro en el retorno. Con esta configuración el filtro en el retorno evita que las partículas incorporadas a lo largo del circuito ingresen al reservorio, mientras que con el filtro en la succión se evita que las partículas no filtradas anteriormente ingresen en la bomba.

Las recomendaciones de limpieza del fluido para un óptimo funcionamiento de los componentes se muestran en la Tabla 2.29, (Vickers, The Systemic Approach to Contamination Control, 2002).

Tabla 2.29 Códigos de limpieza recomendados para distintos componentes del sistema hidráulico.

Componente	Tipo	Código de limpieza
Bomba	de paletas	ISO 18/15
Válvula	direccional	ISO 18/15
	de presión	ISO 17/14
	de flujo	ISO 17/14
Actuador	cilindro	ISO 18/15

Fuente: Adaptado de Systemic Approach to Contamination Control, Vickers.

Luego, se utilizaron las relaciones Beta recomendadas para cumplir con los códigos de limpieza ISO mostradas en la Tabla 2.30, (Vickers, Manual de Oleohidráulica Industrial). Considerando que el componente más crítico del sistema requiere un nivel de limpieza ISO 17/14, se puede observar que con una relación Beta mayor a 100 para partículas de 10 micrómetros se satisface este requerimiento.

Tabla 2.30 Relaciones Beta recomendadas según Códigos de Limpieza ISO.

Nivel Deseado de Contaminación Según el Código ISO		Sensitividad	Nivel Sugerido de Filtración
5 μm	15 μm		$\beta_x > 100$
13	9	Critica	3
15	11	Semicrítica	5
16	13	Importante	10
17	14	Media	10
19	15	Tosca	15-25

Fuente: Adaptado de Manual de Oleohidráulica Industrial, Vickers.

Por tanto, se procedió a seleccionar como controlador de limpieza principal el filtro de retorno HYDROLINE de 10 micras absolutas FR-IFE-65-10B. Al solicitar la medida en micras absolutas se tiene que Beta=75, obteniendo así la relación más cercana a la requerida para los filtros comercializados localmente.

Por otro lado, se seleccionó el filtro de succión HYDROLINE de 149 micras MF-SC3-030 según los requerimientos de tamaño mínimo en micras de las partículas que pueden ingresar a la bomba establecidos por el fabricante, (ver filtración requerida por el fabricante de la bomba en Apéndice J).

Las especificaciones técnicas de los filtros de succión y retorno seleccionados se presentan en el Apéndice L.

2.5.8.6 Reservorio

El volumen requerido en el reservorio para poder garantizar una buena refrigeración del fluido y asentamiento de los contaminantes fue determinado a partir de la ecuación (22).

$$\begin{aligned} V &= 3 * Q_{bomba} = 3 * 18.9 = 56.7 \text{ gal} & (22) \\ V &= 3 * 18.9 = 56.7 \text{ gal} = 21.5 * 10^{-2} \text{ m}^3 \end{aligned}$$

Donde;

V : Volumen del fluido en el reservorio, [gal]

Q : Caudal de operación de la bomba, [GPM]

Las longitudes de los lados del reservorio pueden ser obtenidas según las ecuaciones (23), (24) y (25), (Megyesy, 1992).

$$B = \sqrt[3]{V} \quad (23)$$

$$\text{Lado más largo} = 1.5 * B \quad (24)$$

$$\text{Lado más corto} = 0.667 * B \quad (25)$$

En estas ecuaciones se considera que todos los lados son de la misma longitud para así obtener la longitud de referencia B , para luego relacionar este valor con las longitudes del lado más largo (b) y del lado más corto (a). Obteniendo así:

$$b = 900 \text{ mm}$$

$$a = 400 \text{ mm}$$

Además, para cubrir las necesidades de dilatación térmica del fluido y permitir la separación entre el aire y el aceite hidráulico se consideró una altura extra del reservorio de Δh . Este aumento de altura se lo obtuvo considerando que debe de haber como mínimo un 10% extra del volumen total del fluido en el reservorio. Por tanto;

$$\Delta h = \frac{0.10 * V}{(b) * (a)} = 60 \text{ mm}$$

Para evitar que el mismo fluido recircule por el circuito hidráulico en todo momento, se colocó una barrera divisora o baffle. Separando así la salida de la manguera de retorno de la entrada de la manguera de succión. El orificio del baffle se dimensionó para que se consiguiera un caudal de 3 veces 18.9 GPM ($3.57 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$) a velocidad de succión, es decir, 1.5 m/s. Obteniendo así:

$$\phi = \sqrt{\frac{4 * Q_{bomba}}{v_{succion} * \pi}} = 5.5 * 10^{-2} \text{ m} \approx 60 \text{ mm}$$

Los espesores mínimos requeridos de las paredes y la base del reservorio se calcularon por medio de las ecuaciones (26) y (27), respectivamente, (Megyesy, 1992).

$$t_{pared} = 2.45 * b * \sqrt{\frac{\alpha * a * 0.036 * G}{\sigma}} \quad (26)$$

$$t_{base} = \frac{b}{1.254 * \sqrt{\frac{\sigma}{0.036 * G * a}}} \quad (27)$$

Donde;

α : Factor que depende de la relación a/b y puede ser obtenido de la Figura 2.53.

a : Dimensión de ancho del reservorio, [in]

b : Dimensión de largo el reservorio, [in]

G : Densidad relativa del fluido, 0.8905 para el aceite hidráulico 68

$$\sigma = \frac{S_y}{\eta}$$

$$S_y = 36,000 \text{ PSI, para acero ASTM A - 36}$$

$$\eta = 3$$

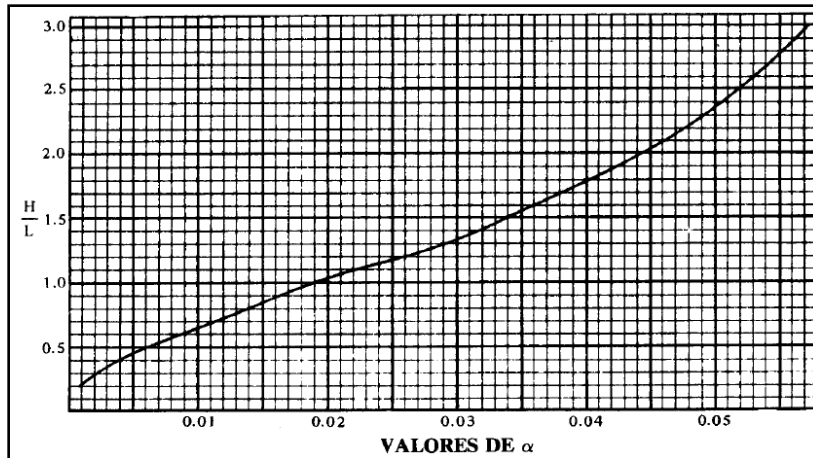


Figura 2.53 Valores del factor α para reservorios rectangulares sometidos a carga hidrostática.

Fuente: Adaptado de Manual de Recipientes a Presión, Eugene Megyesy.

Obteniendo así, que el espesor mínimo requerido en las paredes es 0.9 mm y en la base es 4.5 mm. Por tanto, considerando la manufactura del reservorio y su integridad estructural, se considerará un espesor de 4 mm para las paredes, 5 mm para la base y 10 mm para la placa superior.

2.5.8.7 Intercambiador de Calor

Pérdidas de Potencia

Para calcular si se requiere implementar un intercambiador de calor para enfriar el aceite de este sistema se debe realizar un análisis de las pérdidas de presión en el sistema y al multiplicarlas por su respectivo caudal se podrá obtener la potencia perdida, la cual se considera que se convierte en calor (U.S. Army Materiel Command, 1971).

Al tener esta potencia perdida se la debe comparar con la potencia de enfriamiento a través de las paredes del reservorio y en caso de no abastecer esta demanda se concluye que se requiere un intercambiador de calor que cubra la diferencia de potencia entre estas.

Las pérdidas consideradas para este análisis fueron:

- Pérdidas en la bomba
- Pérdidas en las válvulas
- Pérdidas en las mangueras
- Pérdidas en los accesorios

Las pérdidas en la bomba fueron obtenidas mediante el uso de la ecuación (28), (GS-Hydro, 2014).

$$\Delta \dot{W}_{bomba} = Q_{bomba} * P * \left(\frac{1}{\eta_b} - 1 \right) \quad (28)$$

Donde;

η_b : Eficiencia de la bomba

Las pérdidas en las válvulas fueron obtenidas de la información del fabricante de las válvulas y sus respectivos valores se muestran en la Tabla 2.31. Notar que la caída de presión a través de la válvula de alivio de presión no fue considerada debido a que esta no opera directamente en la línea principal del circuito.

Tabla 2.31 Caída de presión y pérdidas de potencia a través de las válvulas del sistema.

Válvula	ΔP (PSI)	ΔP (Pa)	Potencia Perdida en Válvulas (W)
Mando de Dos Palancas	57	392997,9	468,6
Divisora de Flujo	90	620523	739,9
Total (W)			1208,5

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

Las pérdidas en la manguera fueron obtenidas mediante la aplicación de la ecuación (29) para cada tramo de manguera.

$$\Delta \dot{W}_{mang} = Q_m * \left(f * \frac{L}{d} * \frac{\rho * v^2}{2} \right) \quad (29)$$

Donde;

Q_m : Caudal de circulación de la manguera

L : Longitud de la manguera

d : Diámetro interno de la manguera

ρ : Densidad del fluido, 890.5 kg/m³ para el aceite hidráulico 68

v : Velocidad del fluido

El factor f es el factor de resistencia a la fricción y se define por la ecuación (30) para flujo laminar ($Re < Re$ crítico) y por la ecuación (31) para flujo turbulento ($Re > Re$ crítico). Considerando que el Reynolds crítico es igual a 2300 para flujo interno en tuberías, (GS-Hydro, 2014). Este valor de Reynolds puede ser calculado por medio de la ecuación (32)

$$f = \frac{64}{Re} \quad (30)$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 * \log \left(\frac{e/d}{3.7} + \frac{2.51}{Re * \sqrt{f}} \right) \quad (31)$$

$$Re = \frac{v * d}{\nu} \quad (32)$$

Donde;

v : Velocidad del fluido en la manguera

d : Diámetro de la manguera

ν : Viscosidad cinemática del fluido considerada 68 cSt @ 40°C

e : Rugosidad interna de la manguera considerada igual a 0.0305 mm.

Para la obtención de las pérdidas a través de los accesorios se utilizó el nomograma mostrado en el Apéndice M, en el cual se aproxima la caída de presión dependiendo del accesorio y el caudal y diámetro de la manguera. Por tanto, se tiene que la pérdida de potencia estará dada por la ecuación (33).

$$\Delta \dot{W}_{acc} = Q_m * \Delta P_{nomograma} \quad (33)$$

Al resolver las ecuaciones anteriores se obtuvo la pérdida total del sistema, tal como se muestra en la Tabla 2.32. Cabe recalcar que para ser conservadores en este análisis se consideraron todas las mangueras y accesorios en el sistema. El detalle de las pérdidas de potencia en cada manguera y accesorio se muestra en el Apéndice M.

Tabla 2.32 Pérdidas de potencia del sistema hidráulico por componentes.

Componente	Pérdida de Potencia (W)
Bomba	2676,7
Válvulas	1208,5
Manguera	1032,3
Accesorios	158,8
TOTAL	5076,3

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

Capacidad de Refrigeración del Reservorio

La capacidad de refrigeración del reservorio fue calculada por medio de la ecuación (34), (Thermal Transfer Products, 2009).

$$\dot{W}_{reservorio} = (0.2931) * 2 * (T_{pared} - T_{air}) * A_r \quad (34)$$

Donde;

$\dot{W}_{reservorio}$: Capacidad de refrigeración del reservorio, [W]

T_{pared} : Temperatura de las paredes del reservorio, [°F]

T_{air} : Temperatura del aire, [°F]

A_r : Área de las paredes del reservorio en contacto con el aire, [ft²]

La temperatura del aire fue considerada de 28°C (82.4 °F) y el área de reservorio obtenida de la sección 2.5.7.7 es igual a:

$$A_r = 2 * (0.4 * 0.4) + 3 * (0.4 * 0.9) = 1.4 \text{ m}^2 = 15.1 \text{ ft}^2$$

Mientras que la temperatura en la pared del reservorio fue obtenida considerando que el aumento de temperatura del fluido va a estar dado por toda la potencia que se le es entregada, es decir:

$$\dot{W}_{fluido} = \Delta\dot{W}_{bomba} + \Delta\dot{W}_{mang} + \Delta\dot{W}_{acc} + \dot{W}_{bomba}$$

Donde;

$$\dot{W}_{bomba} = Q_{bomba} * P$$

Además, la temperatura que alcanzará el fluido al momento que el circuito opere puede ser determinada por las ecuaciones (35) y (36).

$$T_{final} = T_{inicial} + \frac{\dot{W}_{fluido}}{\rho * Q_{bomba} * c} \quad (35)$$

$$T_{pared} = \frac{T_{fluido} + T_{air}}{2} \quad (36)$$

Donde;

T_{final} : Temperatura final del fluido, [°F]

$T_{inicial}$: Temperatura inicial del fluido, considerada 28°C (82.4°F)

c : Calor específico del fluido dado por la ecuación (37), (U.S. Army Materiel Command, 1971).

$$c = \frac{(0.388 + 0.00045 * T_{fluido})}{\sqrt{G}} \quad (37)$$

Una vez obtenidos los datos anteriores fue posible obtener con la ecuación (35) la capacidad de refrigeración del reservorio, la cual será 85.6 W. Seguido de esto, comparando este valor con las pérdidas de potencia se evidenció que para este sistema se requiere la implementación de un intercambiador de calor dado que $\dot{W}_{reservorio} < \dot{W}_{perdida}$. Por tanto, la capacidad mínima de refrigeración requerida por el intercambiador estará dada por la ecuación (38).

$$\dot{W}_{IC} = \dot{W}_{perdida} - \dot{W}_{reservorio} \quad (38)$$

$$\dot{W}_{IC} = 5076.3 - 85.6 = 4991 \text{ W} = 6.7 \text{ HP}$$

Con esto y sabiendo que el intercambiador estará ubicado en el retorno con un caudal de 18.9 GPM se seleccionó el intercambiador de calor Thermal Transfer Products AOC-24, con el que según se muestra en la Figura 2.54 con el caudal indicado se puede conseguir hasta aproximadamente 8 HP de refrigeración.

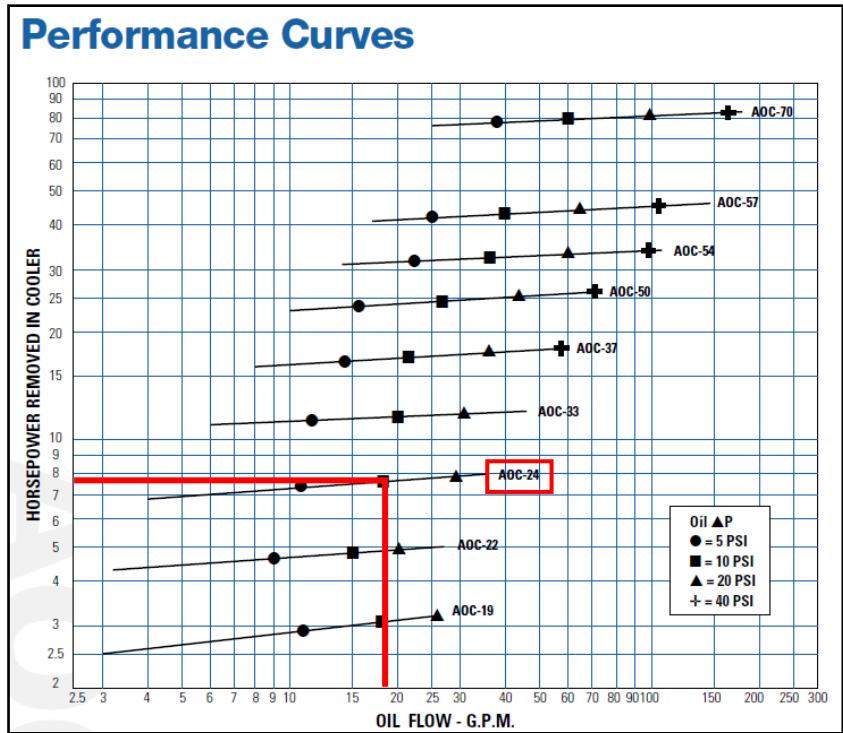


Figura 2.54 Curvas características de los intercambiadores AOC.

Fuente: Adaptado de Fluid Cooling Industrial AOC Series, Thermal Transfer Products.

2.5.8.8 Mangueras

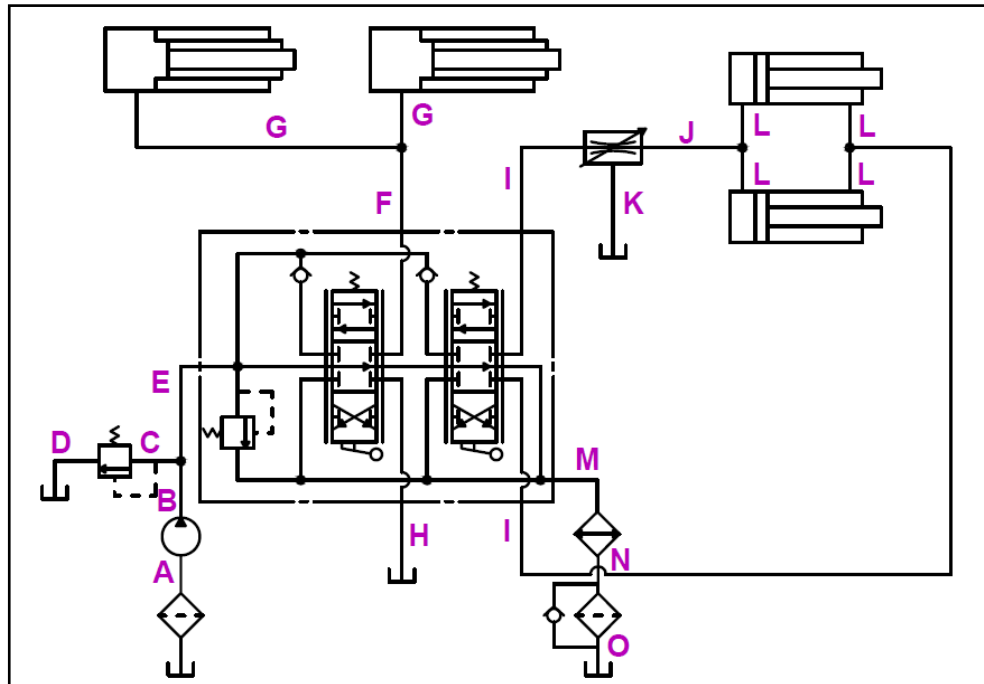


Figura 2.55 Diagrama del sistema hidráulico con etiquetas según la longitud y caudal de las mangueras.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

En la Tabla 2.33 se muestran las velocidades recomendadas para las líneas de succión, presión y retorno según (GS-Hydro, 2014).

Tabla 2.33 Velocidades máximas recomendadas para el flujo en las mangueras según su función.

Línea	Velocidad máxima recomendada (m/s)	
	m/s	ft/s
Succión	1,5	5,7
Presión	6	22,9
Retorno	4	15,3

Fuente: Adaptado de Hydraulic Piping Standard Handbook, GS-Hydro.

Luego, con ayuda del nomograma de GATES para selección de mangueras mostrado en el Apéndice N y los caudales requeridos se obtuvieron los diámetros internos de cada manguera, tal como se muestra en la Tabla 2.34. En esta Tabla se puede observar que las mangueras fueron divididas según las etiquetas mostradas en la Figura 2.55 y también se especifica su dimensión.

Notar en esta Tabla que se trató de cumplir con los diámetros recomendados por el nomograma, pero al momento de realizar las conexiones con algunos de los componentes del sistema no resultaba conveniente una variación entre diámetros tan grande. Por ende los diámetros finales de las mangueras serán los especificados en la columna “Diámetro Cotizado”.

Tabla 2.34 Caudal, tipo de línea, diámetro y longitud de las mangueras según su etiqueta.

ETIQUETA	CAUDAL (GPM)	LINEA	DIÁMETRO (in)	LONGITUD (mm)
A	18,9	Succión	1 1/2	1000
B	18,9	Presión	3/4	200
C	18,9	Presión	3/4	200
D	18,9	Retorno	1	300
E	18,9	Presión	3/4	200
F	18,9	Presión	3/4	4800
G	9,45	Presión	1/2	1800
H	18,9	Retorno	1	300
I	13,6	Presión	5/8	4700
J	13,6	Presión	5/8	200
K	6,8	Retorno	3/4	300
L	6,8	Presión	1/2	1000
M	18,9	Retorno	1	1500
N	18,9	Retorno	1	1000
O	18,9	Retorno	1	200

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

Los adaptadores y conectores requeridos para este diseño se pueden obtener mediante la interacción de la Figura 2.55 con las Tablas 2.34 y 2.35. En esta última se presentan los tipos de rosca y diámetros de todos los componentes del sistema hidráulico.

Tabla 2.35 Tipos y dimensiones de rosca de los componentes del sistema hidráulico.

COMPONENTE	Tipo y Tamaño de Rosca	
	ENTRADA	SALIDA
Filtro de succión	-	BSP 1 1/2"
Bomba	1 1/2"	1"
Válvula de alivio	NPTF 1/2"	
Válvula direccional	NPFT 3/4 (B, T)	NPFT 1/2 (A,B,C,D)
Cilindro Telescópico	NPTF 1"	
Cilindro Aseguramiento	SAE #6	
Válvula Divisora de Flujo	NPTF 3/4	
Intercambiador de Calor	NPTF 3/4"	
Filtro de Retorno	NPTF 1 1/4"	

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

CAPÍTULO 3

3. RESULTADOS

Los detalles del diseño final de la plataforma se muestran en el Apéndice O, en donde se disponen los planos de los componentes estructurales.

3.1 Componentes Estructurales

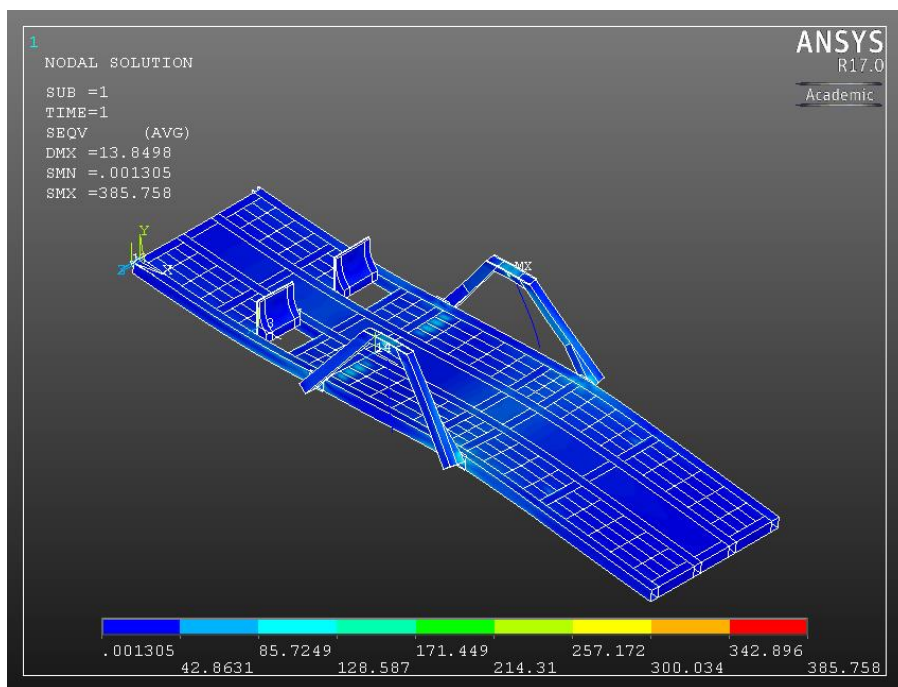


Figura 3.1 Resultados de la simulación de esfuerzos en las vigas longitudinales en MPa.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

Los siguientes resultados fueron obtenidos mediante la simulación del diseño final de la plataforma por medio del análisis de elementos finitos. El modelo simulado mostrado en la Figura 3.1 consistió en elementos tipo SHELL 181 para todos los componentes estructurales y elementos tipo BEAM 188 para los pasadores. El material de todos los componentes es acero, por tanto, el módulo de Young (E) utilizado fue 200,000 MPa y el coeficiente de Poisson (ν) 0.3.

En esta simulación se procedió a comprobar que el factor de seguridad estático sea mayor a 3, debido a que manualmente se evidenció que con un factor de seguridad estático de este valor los componentes estructurales cumplen con un factor de seguridad de fatiga mayor a 1.5.

Para validar el modelo se realizó la comparación de las reacciones obtenidas por la simulación y las obtenidas analíticamente (Figura 2.8), tal como se muestra en la Tabla 3.1. En esta Tabla se puede observar una pequeña variación entre las cargas y se debe a que en el modelo estas están aplicadas de manera aproximada.

Tabla 3.1 Comparación de las reacciones obtenidas por la simulación y con cálculos manuales.

Reacción (N)	Simulación	Cálculo Manual
Ax	38198	38716
Ay	49733	45302
Fx	-38198	-38716
Fy	226900	219568

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

Seguido de esta comprobación del modelo, se procedió a aplicar el peso de la estructura considerando una densidad de 7.850 kg/m^3 .

Con el modelo de la plataforma a 0° validado se comprobaron los esfuerzos en:

- Vigas longitudinales
- Vigas transversales
- Pórtico
- Unión pórtico/plataforma
- Plancha y Vigas secundarias
- Pasadores
- Placas de sujeción del pivote principal

Mientras que, considerando la plataforma a 45° , es decir, aplicando las cargas como se muestra en la Figura 2.9 y aplicando su peso se comprobaron los esfuerzos en:

- Viga transversal del aseguramiento
- Aseguramientos
- Topes de los aseguramientos

Para poder observar la distribución de esfuerzos con mayor claridad, se aisló cada componente estructural del modelo principal mostrado en la Figura 3.1. Tal como se muestra en las siguientes sub-secciones.

3.1.1 Vigas Longitudinales

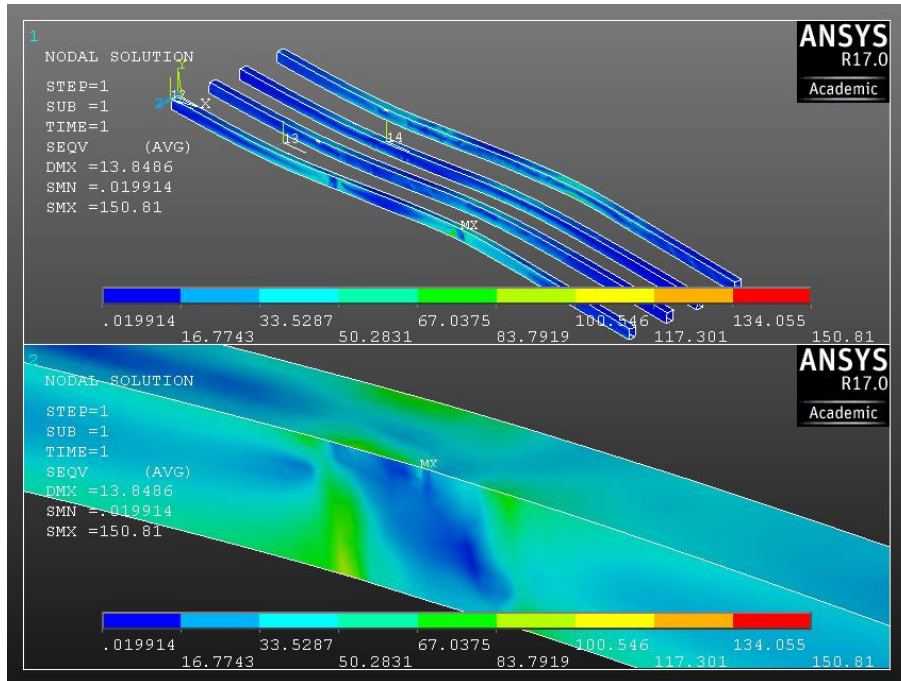


Figura 3.2 Distribución de esfuerzos en las vigas longitudinales.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

Analizando las vigas longitudinales se pudo observar que el máximo esfuerzo se encuentra en la unión con los pórticos, ver Figura 3.2. Estos esfuerzos son puntuales y al estar ubicados en la unión, indican que la soldadura será la encargada de soportarlos, más no la viga UPN. Por tanto, para realizar la comparación, se consideró que el esfuerzo máximo sobre la viga UPN será 84 MPa (Zona verde).

Entonces, sabiendo que $S_y = 248 \text{ MPa}$ se tiene que el factor de seguridad estático obtenido con la simulación fue:

$$\eta_{est, simulacion} = \frac{S_y}{\sigma_{simulacion}} = \frac{248}{84} = 2.9$$

3.1.2 Vigas Transversales

En el modelo final utilizado para la comparación de factores de seguridad se consideraron vigas UPN 240 para las vigas transversales y no las previamente calculadas en el diseño detallado debido a que la unión de las vigas longitudinales de UPN 240 con las vigas transversales de UPN 160 presentaba esfuerzos excesivos en el alma de la UPN 240, generados un momento provocado por las alas de la UPN 160.

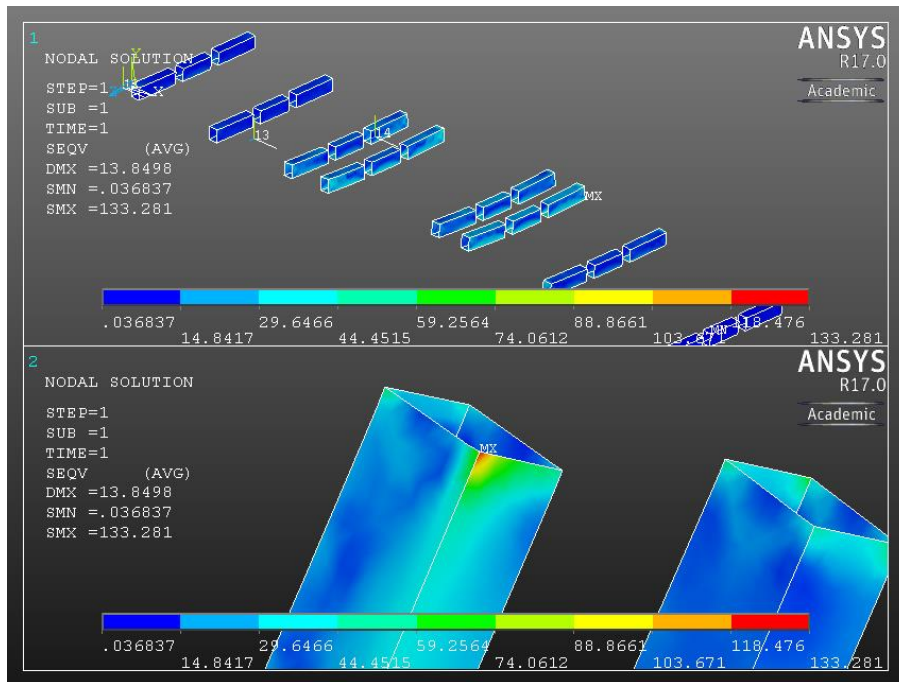


Figura 3.3 Distribución de esfuerzos en las vigas transversales.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

Entonces, tomando las mismas consideraciones de las vigas longitudinales y observando los esfuerzos de la simulación para las vigas transversales de la Figura 3.3, se tiene que el esfuerzo máximo sobre las vigas UPN será 74 MPa (Zona verde claro). Por tanto el factor de seguridad estático obtenido con la simulación fue:

$$\eta_{est, simulacion} = \frac{S_y}{\sigma_{simulacion}} = \frac{248}{74} = 3.3$$

3.1.3 Pórtico

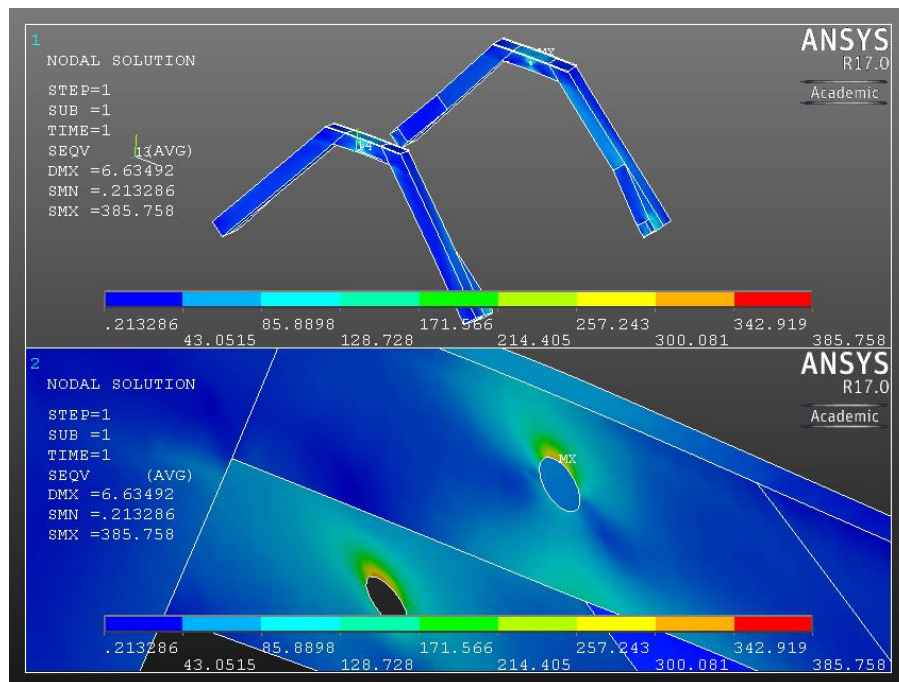


Figura 3.4 Distribución de esfuerzos en el pórtico.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

Como se puede observar en la Figura 3.4, el esfuerzo máximo sobre el pórtico está dado en la conexión entre el Perfil 1 del pórtico (Viga horizontal) y el pasador de los cilindros telescópicos de elevación. Este esfuerzo observado en la Figura se debe a que el pasador de la simulación se encuentra sometido a flexión, pero en la práctica éste estará sometido solo a esfuerzos cortantes y de aplastamiento al limitar con cilindros huecos su deflexión. Por tanto, considerando sobre todos los perfiles del pórtico un esfuerzo máximo de 86 MPa (zona turquesa), se obtuvo un factor de seguridad estático de:

$$\eta_{est, simulacion} = \frac{S_y}{\sigma_{simulacion}} = \frac{248}{86} = 2.8$$

3.1.4 Unión Pórtico/Plataforma

La unión entre el pórtico y la plataforma fue diseñada mediante iteración del modelo de la plataforma a 0° (caso crítico) con varios espesores de placa hasta obtener que los esfuerzos máximos sobre estas presenten un factor de seguridad estático aproximado de 3.

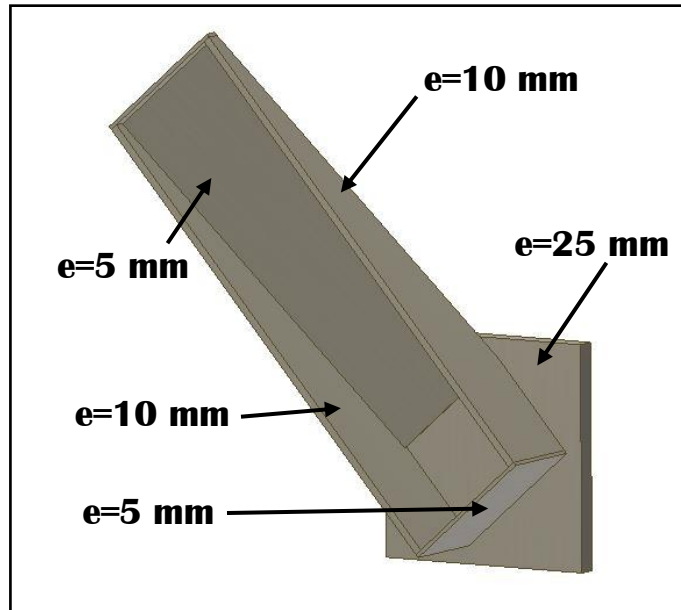


Figura 3.5 Espesores finales de las placas de unión obtenidos mediante iteración.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

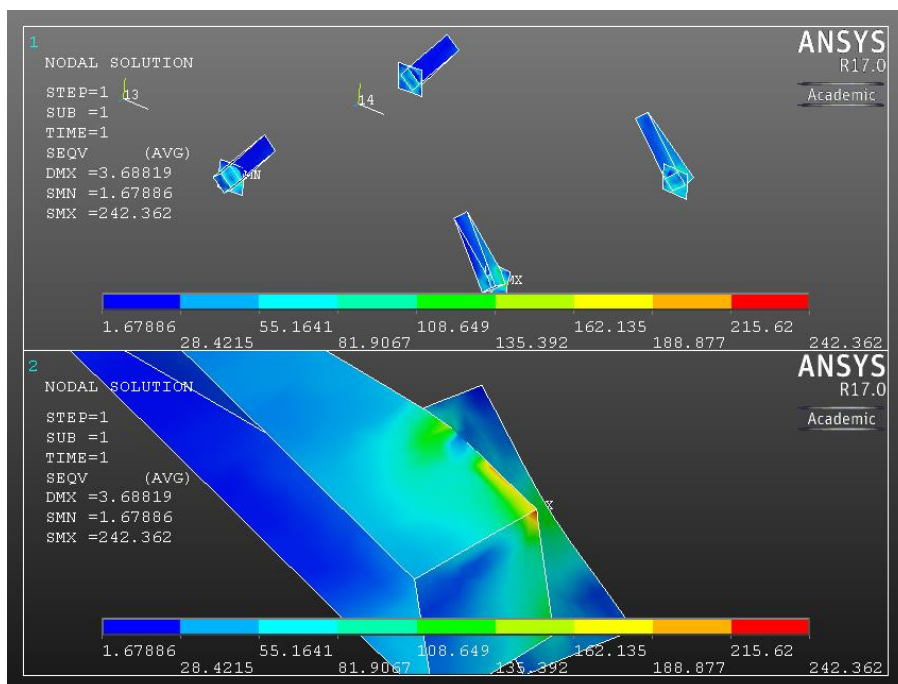


Figura 3.6 Distribución de esfuerzos en la unión del pódico con la plataforma.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

Por tanto, considerando los espesores mostrados en la Figura 3.5, se obtuvieron los esfuerzos mostrados en la Figura 3.6. Aquí se pudo observar que el esfuerzo máximo que tendrán que soportar las placas será 108 MPa (cambio zona verde a turquesa), entonces:

$$\eta_{est, simulacion} = \frac{S_y}{\sigma_{simulacion}} = \frac{248}{90} = 2.8$$

3.1.5 Plancha y Vigas Secundarias

Las vigas secundarias fueron dimensionadas en el modelo de la plataforma a 0°. Su función es disminuir la deflexión sobre la plancha antideslizante, para así disminuir los esfuerzos sobre esta y evitar que falle. Por tanto se realizaron iteraciones variando el número de vigas secundarias y su espesor hasta obtener esfuerzos aceptables sobre la plancha de la plataforma.

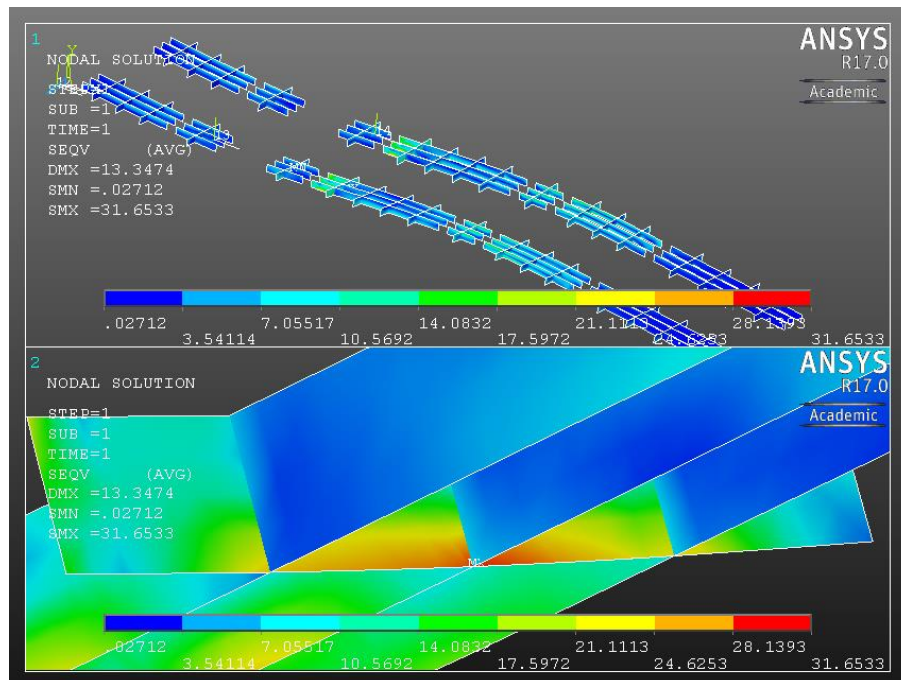


Figura 3.7 Distribución de esfuerzos en las vigas secundarias.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

Entonces, dado que las vigas secundarias no brindan rigidez estructural a la plataforma, los esfuerzos a los que están sometidas son mínimos como se muestra en la Figura 3.7, con 25 MPa y un $\eta_{est, simulacion}$ de 9.9.

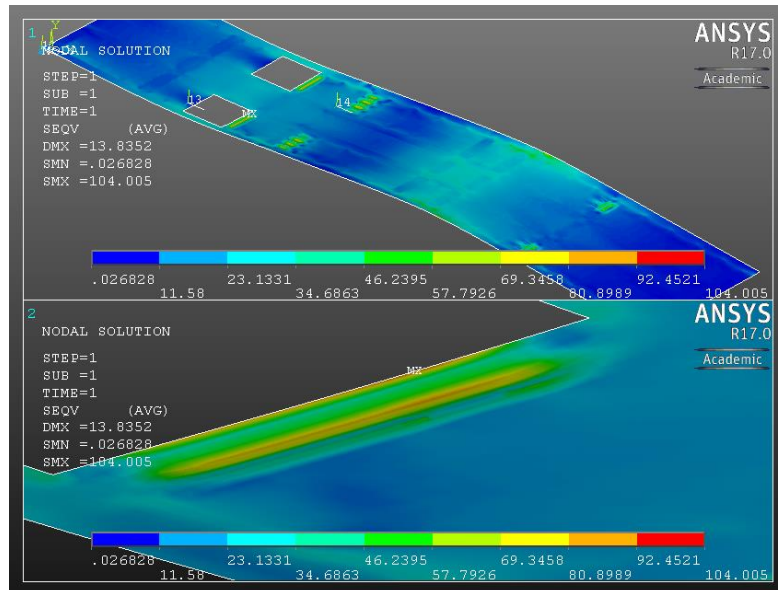


Figura 3.8 Distribución de esfuerzos en la plancha antideslizante.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

Por otro lado, sin considerar los esfuerzos concentrados debido a la aplicación de las cargas, en la Figura 3.8 se puede observar que la plancha estará sometida a un esfuerzo máximo de 58 MPa (Zona verde claro). Obteniendo así:

$$\eta_{est, simulacion} = \frac{S_y}{\sigma_{simulacion}} = \frac{248}{58} = 4.2$$

3.1.6 Pasadores

```

PRINT 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	MX	MY	MZ
171400	17472.	1233.9	-221.96	0.13467E+06	-0.12725E+06	-63929.
171401	15956.	20181.	-4875.3	-0.11417E+06	0.23760E+06	63929.
171403	-17472.	-1240.2	221.96	-0.11003E+06	-0.22218E+06	
171412	-15956.	-20187.	4875.3	-0.28940E+06	81527.	
171414	16194.	20310.	4812.2	0.11274E+06	-0.24062E+06	63059.
171415	17247.	1120.0	286.94	-0.13534E+06	0.12251E+06	-63059.
171417	-16194.	-20317.	-4812.2	0.29342E+06	-83264.	
171426	-17247.	-1126.3	-286.94	0.11299E+06	0.22242E+06	

```

TOTAL VALUES
VALUE -0.21828E-10 -25.159 0.40291E-09 4861.5 -9258.7 0.78362E-08

```

Figura 3.9 Fuerzas en los nodos de los pasadores del pivote principal obtenidas en la simulación.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.


```

PRINT 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	MX	MY	MZ
171428	17404.	26469.	-4262.1	-20565.	-0.10214E+06	-0.15651E+07
171429	10155.	8675.4	1546.3	-0.38713E+06	0.50193E+06	-0.36701E+06
171431	-27568.	-35153.	2715.8	-17618.	0.36962E+06	0.19321E+07
171442	8902.9	9920.8	692.86	0.46241E+06	-0.40288E+06	-0.38301E+06
171443	17056.	25150.	2022.9	26163.	57342.	-0.15226E+07
171454	-25967.	-35080.	-2715.8	0.10011E+06	-0.29307E+06	0.19056E+07
171456	17094.	29786.	-1732.6	0.10302E+06	-78826.	-0.15906E+07
171457	9010.8	5067.5	314.36	-0.24106E+06	0.39688E+06	-0.35099E+06
171459	-26114.	-34863.	1418.2	0.17594E+06	0.33165E+06	0.19416E+07
171470	9855.1	5467.2	-501.48	0.25581E+06	-0.46505E+06	-0.33729E+06
171471	17558.	29122.	1919.7	-0.11061E+06	29327.	-0.15670E+07
171482	-27422.	-34598.	-1418.2	-0.12586E+06	-0.29758E+06	0.19042E+07
TOTAL VALUES						
VALUE	-35.577	-35.577	0.11403E-08	0.22061E+06	47210.	0.95670E-06

Figura 3.10 Fuerzas en los nodos de los pasadores del aseguramiento obtenidas en la simulación.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

La comprobación del diseño de los pasadores consistió en la obtención del cortante máximo por medio de las reacciones en los nodos y calcular el valor del factor de seguridad estático con la simulación.

Según el sistema de referencia utilizado en la simulación se tiene:

$$V = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}$$

Entonces, según las Figuras 3.9 y 3.10 se obtuvieron:

- $V = 25,981 \text{ N}$ y $\eta_{est, simulacion} = 16.6$ para el pasador del pivote principal
- $V = 44,673 \text{ N}$ y $\eta_{est, simulacion} = 9.6$ para el pasador de los aseguramientos.

Cabe recalcar que se utilizó el modelo de la plataforma a 0° para obtener el cortante máximo sobre el pasador del pivote principal y el modelo de la plataforma a 45° para obtener el cortante máximo sobre el pasador de los aseguramientos.

3.1.7 Placas de Sujeción del Pivote Principal

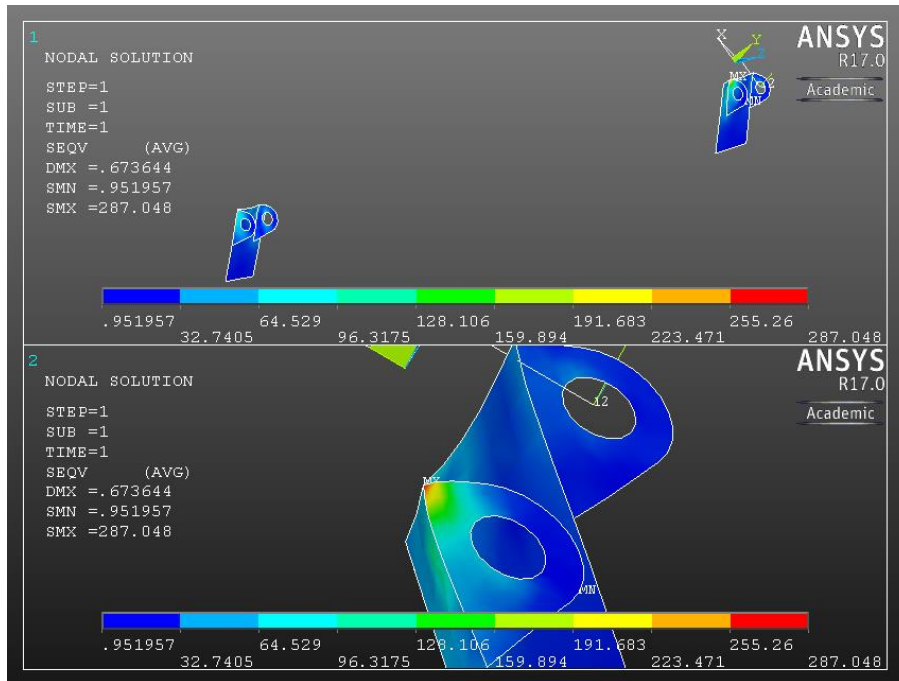


Figura 3.11 Distribución de esfuerzos en las placas de sujeción del pivote principal.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

El esfuerzo máximo mostrado en la Figura 3.11 se puede observar que es muy puntual, por tanto puede ser tomado como una singularidad en el mallado. Dicho esto se consideró como esfuerzo máximo sobre las placas de sujeción del pasador del pivote principal el valor de 96 MPa (Zona en el cambio de verde a turquesa), obteniendo así:

$$\eta_{est, simulacion} = \frac{S_y}{\sigma_{simulacion}} = \frac{248}{90} = 2.8$$

3.1.8 Viga Transversal del Aseguramiento

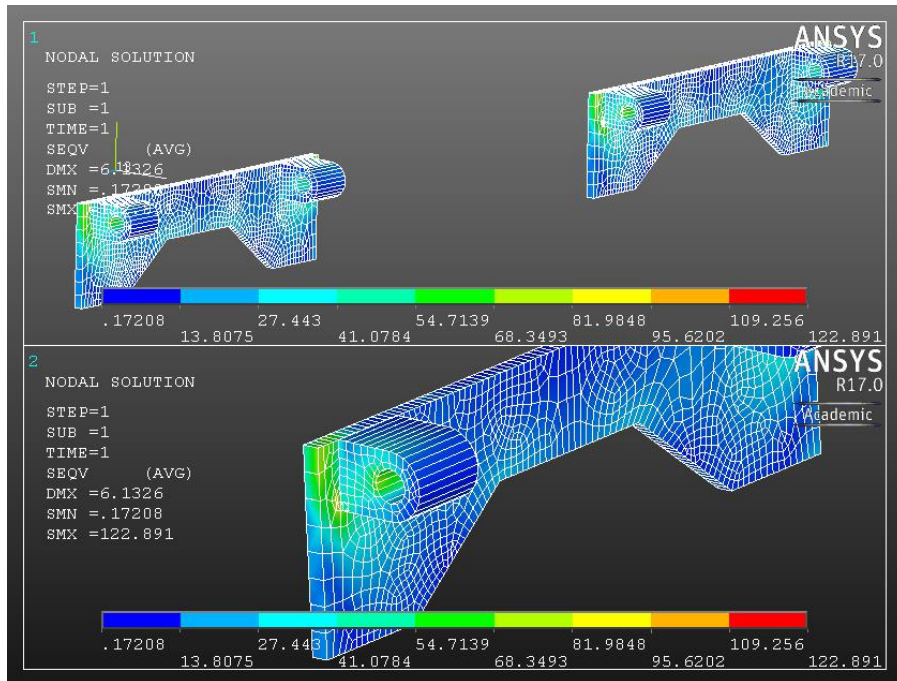


Figura 3.12 Distribución de esfuerzos en la viga transversal y base de los pasadores del aseguramiento.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

En la Figura 3.12 se puede observar que el esfuerzo máximo para la viga transversal y las bases del pasador del aseguramiento es 68 MPa (Zona verde claro), obteniendo así:

$$\eta_{est, simulacion} = \frac{S_y}{\sigma_{simulacion}} = \frac{248}{68} = 3.6$$

3.1.9 Aseguramiento

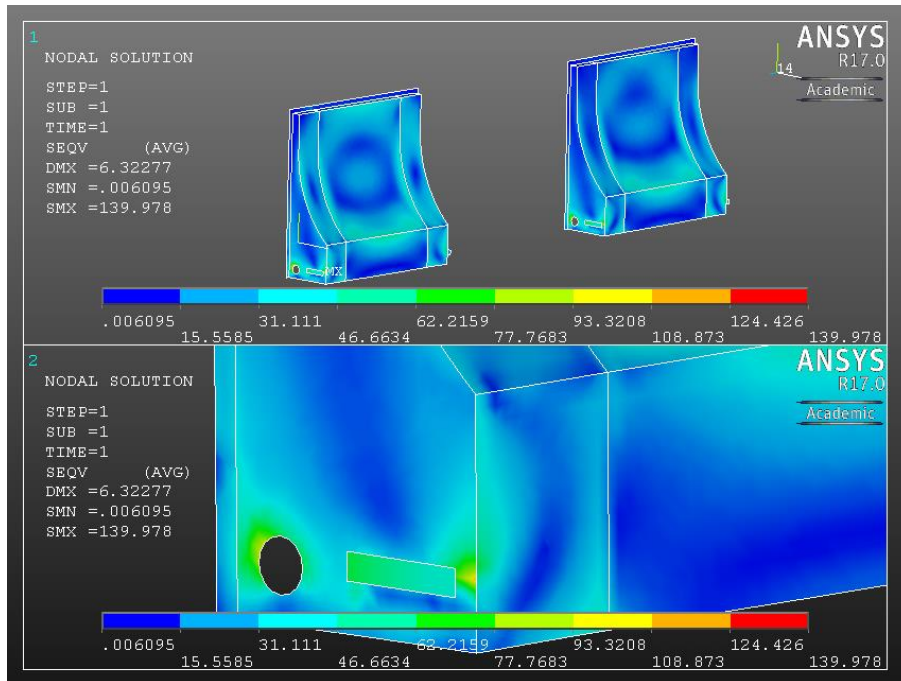


Figura 3.13 Distribución de esfuerzos en los aseguramientos.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

En la Figura 3.13 se puede observar que el esfuerzo máximo en el aseguramiento se encuentra alrededor de los topes como era de esperarse al ser ésta su zona crítica y este valor corresponde a 78 MPa (Zona verde claro), obteniendo así:

$$\eta_{est, simulacion} = \frac{S_y}{\sigma_{simulacion}} = \frac{248}{78} = 3.2$$

3.2 Sistema Hidráulico

Luego de un análisis exhaustivo, se estableció que el sistema hidráulico tendrá la configuración del diagrama mostrado en la Figura 2.41. Mientras que sus componentes se detallan en la Tabla 3.2.

Tabla 3.2 Componentes del sistema hidráulico diseñado.

COMPONENTE	CAPACIDAD
Cilindro Telescópico	446,000 lbf / 280,6 in longitud extendida
Cilindro Aseguramiento	7,850 lbf / 18 in carrera
Bomba	18,9 GPM / 2000 PSI
Aceite Hidráulico	ISO VG 68 / Anti-desgaste
Válvulas Direccionales (Mando)	25 GPM / 3000 PSI
Válvula de Presión	30 GPM / 3000 PSI
Válvula divisora de flujo	30 GPM / 3000 PSI
Filtro de Succión	149 µm
Filtro de Retorno	10 µm ABS
Reservorio	56,7 gal
Intercambiador de Calor	8 HP / 18,9 GPM
Manguera	1 1/2" - L: 1000 mm
	1" - L: 200 mm
	1/2" - L: 200 mm
	1" - L: 300 mm
	3/4" - L: 200 mm
	5/8" - L: 4800 mm
	1/2" - L: 1800 mm
	1" - L: 300 mm
	5/8" - L: 4700 mm
	5/8" - L: 200 mm
	5/8" - L: 300 mm
	1/2" - L: 1000 mm
	3/4" - L: 1500 mm
	3/4" - L: 1000 mm
1 1/4" - L: 200 mm	

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

3.3 Análisis de Factibilidad

En el análisis de costos realizado se consideraron; materiales, mano de obra e instalación. El costo de la cimentación no está incluido en este análisis.

Las estimaciones de costos mostradas en la Tabla 3.3 fueron realizadas en base a precios locales, a excepción del intercambiador de calor, el cual deberá ser importado. Este costo adicional de importación está incluido en el valor presentado.

Tabla 3.3 Costos de materiales, mano de obra, instalación e ingeniería del proyecto.

COMPONENTE	DESCRIPCIÓN	PRECIO UNIT.	MEDIDA	CANT.	MEDIDA	TOTALES
MATERIALES						
Estructura	Componentes estructurales	0,9	USD/kg	7700	kg	6930
Pintura	Pintura anticorrosiva	20	USD/gal	9	gal	180
Pintura	Pintura esmalte	20	USD/gal	9	gal	180
Cilindro Telescópico	446,000 lbf/280,6 in longitud extendida	2746	USD	2	Unidad	5492
Cilindro Aseguramiento	7,850 lbf/18 in carrera	176	USD	2	Unidad	352
Bomba	18,9 GPM/2000 PSI	765	USD	1	Unidad	765
Aceite Hidráulico	ISO VG 68	5	USD/gal	57	gal	285
Válvulas Direccionales (Mando)	25 GPM/3000 PSI	410	USD	1	Unidad	410
Válvula de Presión	30 GPM/3000 PSI	87	USD	1	Unidad	87
Válvula divisora de flujo	30 GPM/3000 PSI	310	USD	1	Unidad	310
Filtro de Succión	149 µm	18	USD	1	Unidad	18
Filtro de Retorno	10 µm ABS	80	USD	1	Unidad	80
Intercambiador de Calor	8 HP/18,9 GPM	1400	USD	1	Unidad	1400
Manguera	1 1/2" - L: 1000 mm	79	USD	1	Unidad	79
	1" - L: 200 mm	52	USD	1	Unidad	52
	1/2" - L: 200 mm	10	USD	1	Unidad	10
	1" - L: 300 mm	13	USD	1	Unidad	13
	3/4" - L: 200 mm	30	USD	1	Unidad	30
	5/8" - L: 4800 mm	68	USD	1	Unidad	68
	1/2" - L: 1800 mm	31	USD	2	Unidad	62
	1" - L: 300 mm	12	USD	1	Unidad	12
	5/8" - L: 4700 mm	70	USD	2	Unidad	140
	5/8" - L: 200 mm	22	USD	1	Unidad	22

	5/8" - L: 300 mm	20	USD	1	Unidad	20
	1/2" - L: 1000 mm	24	USD	4	Unidad	96
	3/4" - L: 1500 mm	33	USD	1	Unidad	33
	3/4" - L: 1000 mm	31	USD	1	Unidad	31
	1 1/4" - L: 200 mm	51	USD	1	Unidad	51
SUBTOTAL MATERIALES						17208
IVA (14%)						2409
TOTAL MATERIALES						19617
MANO DE OBRA						
Componentes estructurales	-	0,4	USD/kg	7700	kg	3080
Pintura	-	0,4	USD/m2	416	m2	166
Sistema Hidráulico	-	1700	USD	1	Unidad	1700
INSTALACIÓN						
Instalación de la plataforma de descarga	-	0,25	USD/kg	8000	kg	2000
SUBTOTAL						26564
Ingeniería (10%)						2656
TOTAL						29220

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

CAPÍTULO 4

4. DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES

4.1 Conclusiones

- Se realizó el diseño detallado de los componentes estructurales de la plataforma de descarga según la teoría de falla por fatiga de Goodman para vida infinita. Obteniendo así, que para un factor de seguridad estático de 3, todos los componentes estructurales cumplían con un factor de seguridad por fatiga mayor que 1.5.
- Las uniones soldadas se diseñaron según lo estipulado por (AWS (American Welding Society), 1999).
- Se diseñó el sistema hidráulico de la plataforma de descarga según la teoría de (U.S. Army Materiel Command, 1971), (Vickers, Manual de Oleohidráulica Industrial), (Vickers, The Systemic Approach to Contamination Control, 2002), (GS-Hydro, 2014) y la selección de sus componentes se realizó con la ayuda de catálogos de los fabricantes.
- Se realizó un modelo en 3D del diseño final de la plataforma con la ayuda de un software CAD, además de una animación de su funcionamiento.
- Se realizó la simulación en elementos finitos de la plataforma con las cargas de operación aplicadas. Tanto para la posición a 0° y a 45° , obteniendo así un factor de seguridad estático aproximadamente de 3 en todos los componentes estructurales y según lo dicho anteriormente garantizando así un factor de seguridad de fatiga mayor que 1.5.
- Se utilizó la simulación en elementos finitos para definir de manera óptima los espesores requeridos para soportar los esfuerzos críticos en las placas de unión del pórtico con la plataforma, las vigas secundarias y la plancha antideslizante.
- Los componentes tanto estructurales como del sistema hidráulico fueron seleccionados con productos comercializados en el mercado local. A excepción del intercambiador de calor, el cual debido a sus características tuvo que ser considerada su importación.

- El costo total de la plataforma, sin incluir costos de cimentación es aproximadamente 29,000 USD.

4.2 Recomendaciones

- En el diseño, para poder considerar rígida la sección transversal de la plataforma, se debe reforzar la unión entre el pórtico y la plataforma, para así evitar la flexión localizada del alma de la viga longitudinal.
- Considerar el uso de placas de gran área en la unión entre el pórtico y la plataforma para así distribuir en una mayor área los esfuerzos.
- Para evitar que el material a descargar se moje en épocas de lluvia, se puede construir un techado sobre la estación de la plataforma de descarga.
- En los últimos metros de la plataforma pueden colocarse planchas laterales para así evitar que el arroz descargue hacia los lados y no hacia la tolva.
- En lugares donde se produzca excesivo polvo se pueden colocar protectores de caucho en los cilindros telescópicos de elevación y en los cilindros del aseguramiento.
- Para evitar que el camión se vuelque debido a la adición de variables no consideradas en el análisis de este proyecto, se puede realizar la sujeción entre su frente delantero y un gancho soldado en la estructura de la plataforma por medio de un cable de acero.
- Tener en cuenta que la unidad de volumen utilizada para el diseño del sistema hidráulico fue GPM (US).

BIBLIOGRAFÍA

- AWS (American Welding Society). (1999). *Structural Welding Code - Steel*. Miami: AWS.
- Cascajosa, M. (2005). *Ingeniería de Vehículos*. Mexico: Alfaomega.
- GS-Hydro. (2014). *Hydraulic Piping Standard Handbook*.
- Megyesy, E. F. (1992). *Manual de Recipientes a Presión*. Mexico: LIMUSA.
- MTOP (Ministerio de Transporte y Obras Públicas). (2012). *Acuerdo Ministerial No.036*. Ecuador.
- Norton, R. L. (2011). *Diseño de Máquinas*. Mexico: Pearson.
- Thermal Transfer Products. (2009). *Technical Reference, Catálogo*.
- U.S. Army Materiel Command. (1971). *Engineering Design Handbook - Hydraulic Fluids*. Washington.
- Vickers. *Manual de Oleohidráulica Industrial*. Blume.
- Vickers. (2002). *The Systemic Approach to Contamination Control*. USA.
- Viscopedia. (n.d.). *ASTM-D341, Viscosity-Temperature Extrapolation*. Retrieved 08 2016, from <http://www.viscopedia.com/calculator/astm-d341-viscosity-temperature-extrapolation/>

APÉNDICES

Apéndice A – Cálculo reacciones del camión a 45°

Los datos geométricos necesarios para el cálculo de las reacciones del camión a 45°, utilizando el método presentado por (Manuel Cascajosa, 2005), son:

$$P = 27000 \equiv 264870 \text{ N}$$

$$\alpha = 45^\circ$$

$$h = 1.75 \text{ m}$$

$$a = 4.04 \text{ m}$$

$$b = 1.41 \text{ m}$$

Mientras que el radio fue obtenido considerando que el camión cuenta con llantas 295/80 R22.5, lo cual indica que el diámetro del aro es 22.5 in o 571.5 mm y el alto del neumático esta dado por:

$$H = \frac{(\text{Serie}) * S}{100}$$

Donde;

H : Alto de la parte neumática

S : Ancho del neumático

Reemplazando;

$$H = \frac{(80) * 295}{100}$$

$$H = 236 \text{ mm}$$

Por tanto, el radio de la llanta será;

$$R = \frac{D_{ARO} + 2 * H}{2} = \frac{571.5 + 2 * 236}{2} = 521.5 \text{ mm} = 521.5 * 10^{-3} \text{ m}$$

Reemplazando estos datos se tiene que la reacción en el eje delantero será;

$$P_C = \frac{P * (R * \text{tg}(\alpha) + b - h * \text{tg}(\alpha))}{(a + b)}$$

$$P_C = \frac{264870 * ((521.5 * 10^{-3}) * \text{tg}(45) + 1.41 - (1.75) * \text{tg}(45))}{(4.04 + 1.41)}$$

$$P_C = 8882 \text{ N} \equiv 905 \text{ kg}$$

Entonces la reacción en cada eje posterior será:

$$P_d = \frac{P - P_c}{2} = \frac{264870 - 8882}{2} = 127994 \text{ N} \equiv 13047 \text{ kg}$$

Apéndice B – Diagramas de Cortante y Momento Flector, Vigas Longitudinales
CASO 1

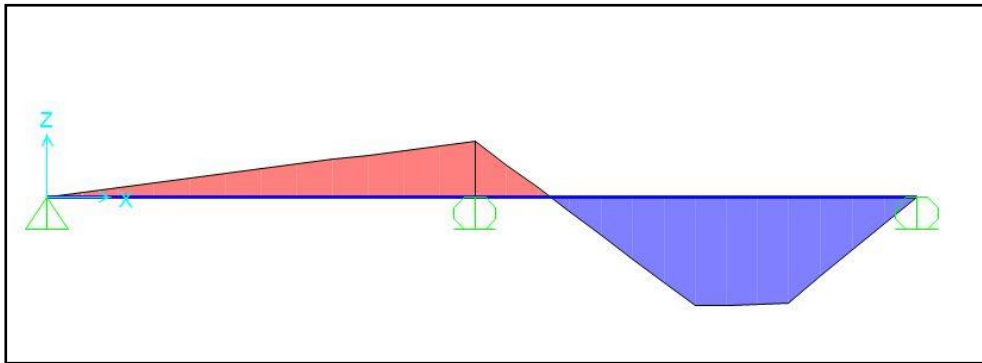


Figura B-1 Diagrama de momentos de las vigas longitudinales para el Caso 1.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

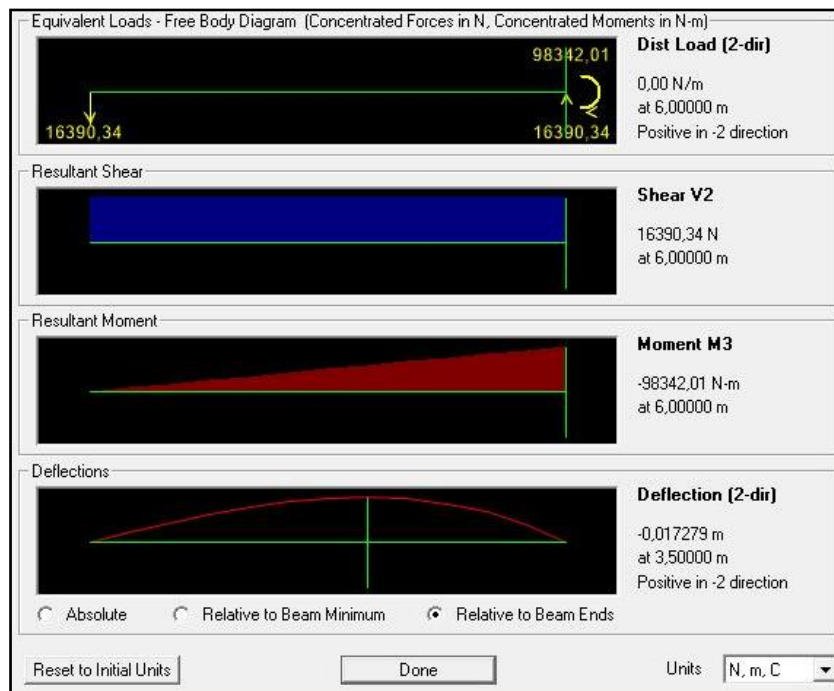


Figura B-2 Diagramas de fuerza cortante y momento flector del primer claro de las vigas longitudinales para el Caso 1.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

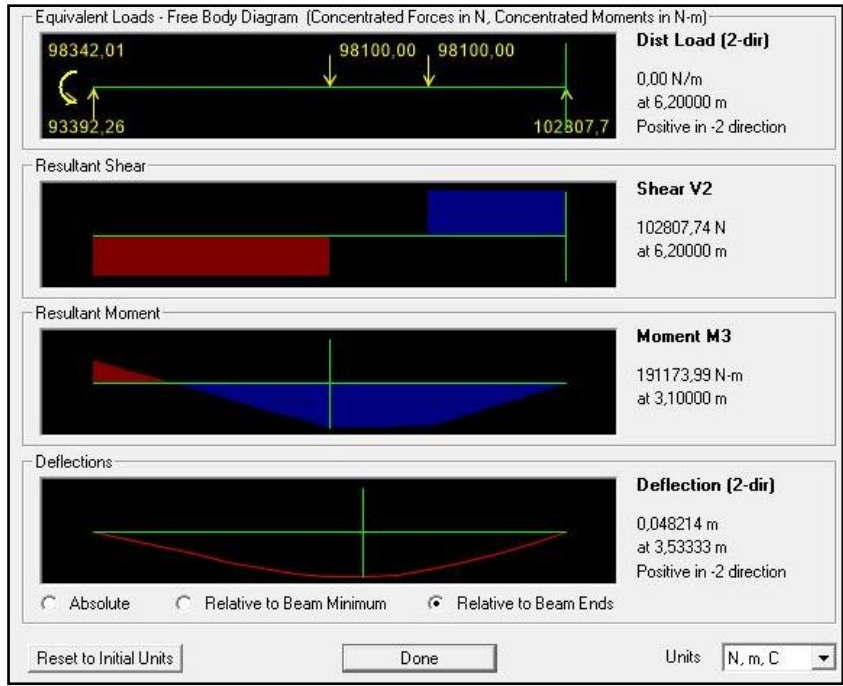


Figura B-3 Diagramas de fuerza cortante y momento flector del segundo claro de las vigas longitudinales para el Caso 1.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

CASO 2

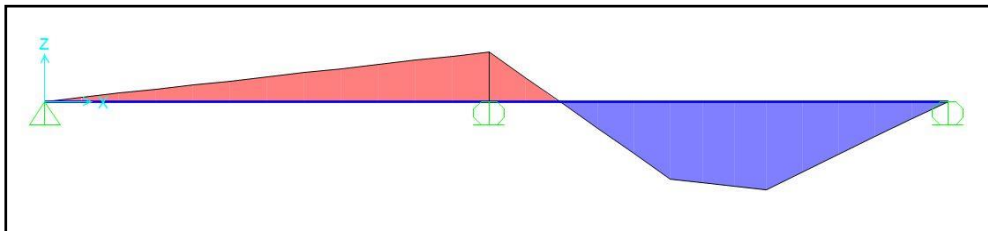


Figura B-4 Diagrama de momentos de las vigas longitudinales para el Caso 2.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

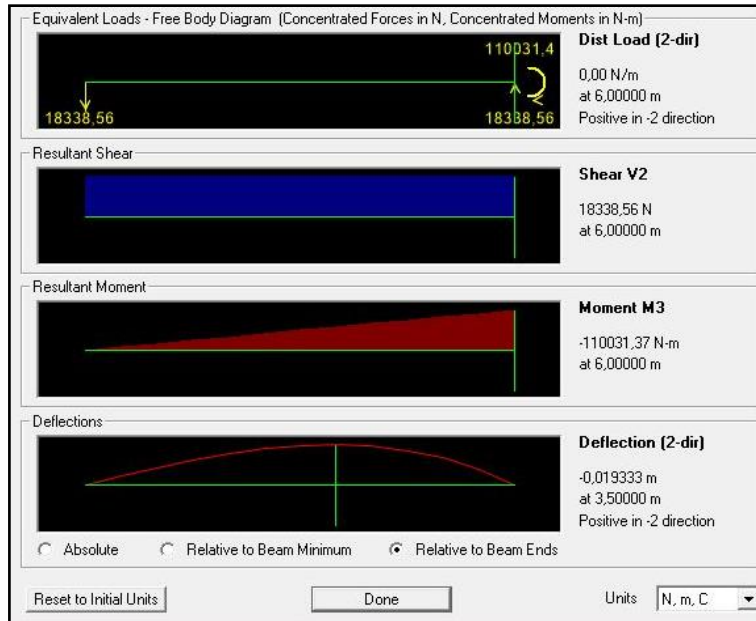


Figura B-5 Diagramas de fuerza cortante y momento flector del primer claro de las vigas longitudinales para el Caso 2.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

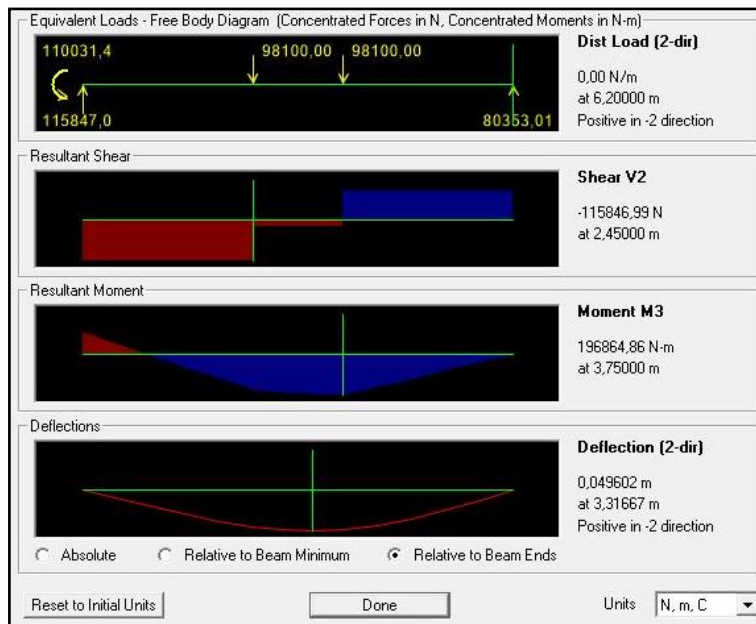


Figura B-6 Diagramas de fuerza cortante y momento flector del segundo claro de las vigas longitudinales para el Caso 2.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

CASO 3

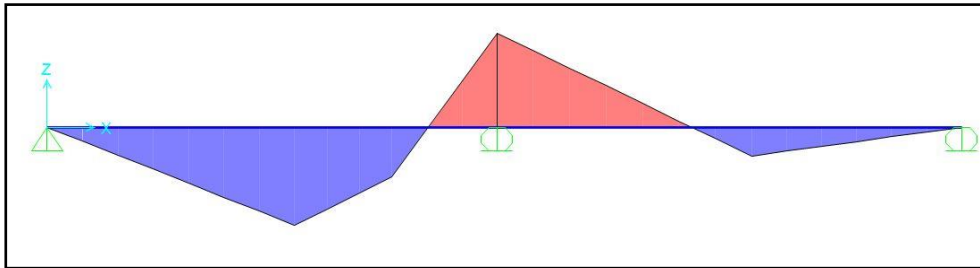


Figura B-7 Diagrama de momentos de las vigas longitudinales para el Caso 3.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

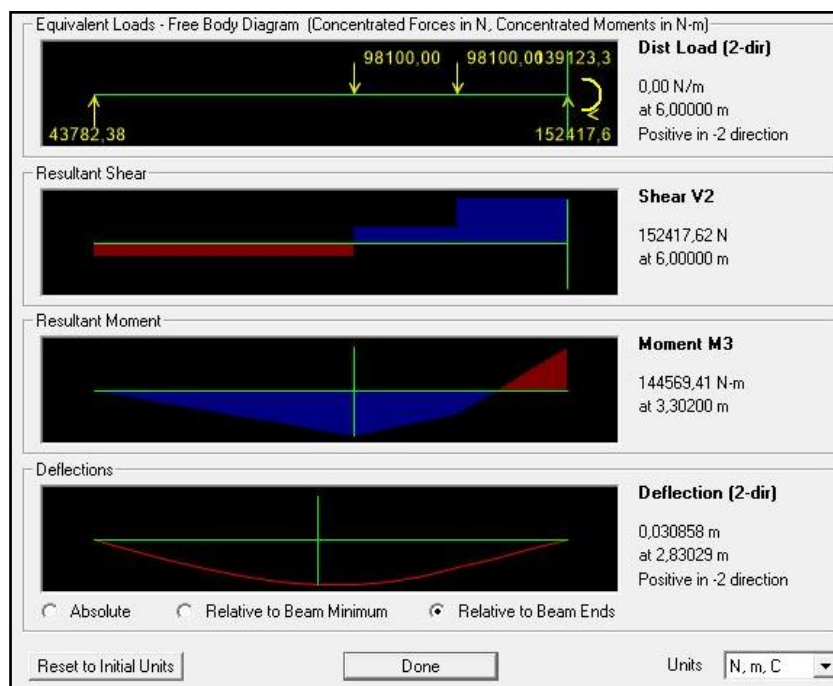


Figura B-8 Diagramas de fuerza cortante y momento flector del primer claro de las vigas longitudinales para el Caso 3.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.



Figura B-9 Diagramas de fuerza cortante y momento flector del segundo claro de las vigas longitudinales para el Caso 3.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

CASO 4

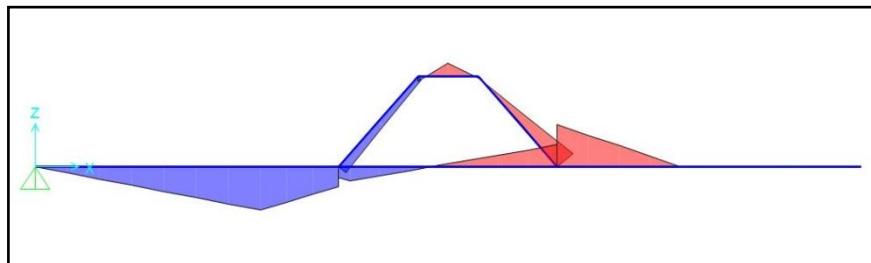


Figura B-10 Diagrama de momentos de las vigas longitudinales para el Caso 4.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

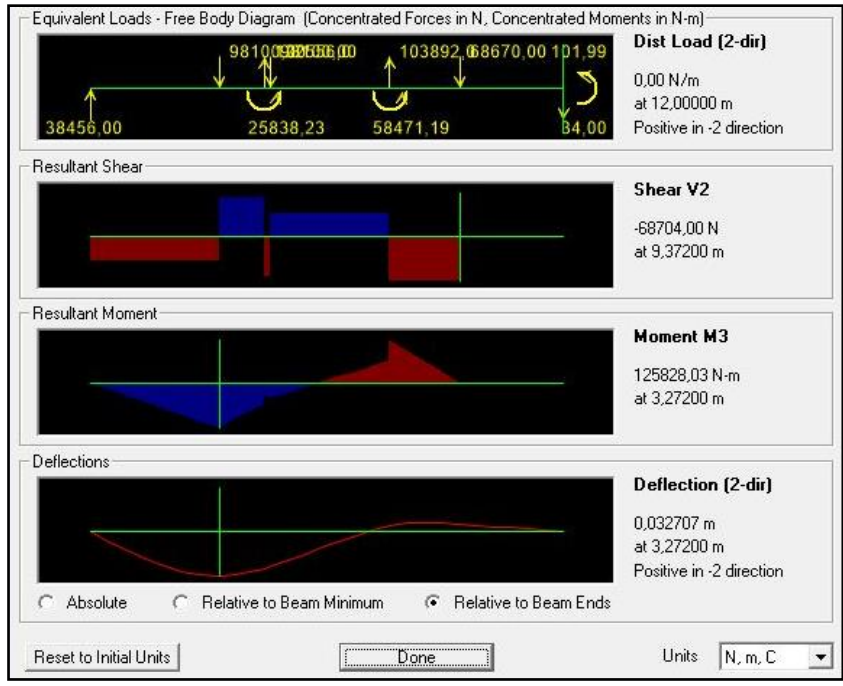


Figura B-11 Diagramas de fuerza cortante y momento flector de las vigas longitudinales para el Caso 4.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

CASO 5

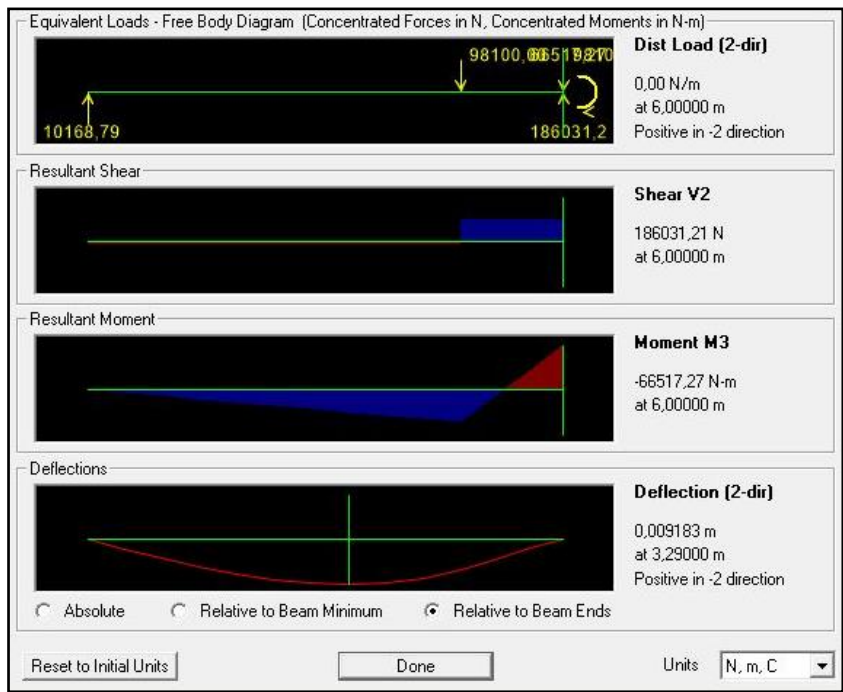


Figura B-12 Diagrama de fuerza cortante del primer claro de la viga longitudinal– Caso 5.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

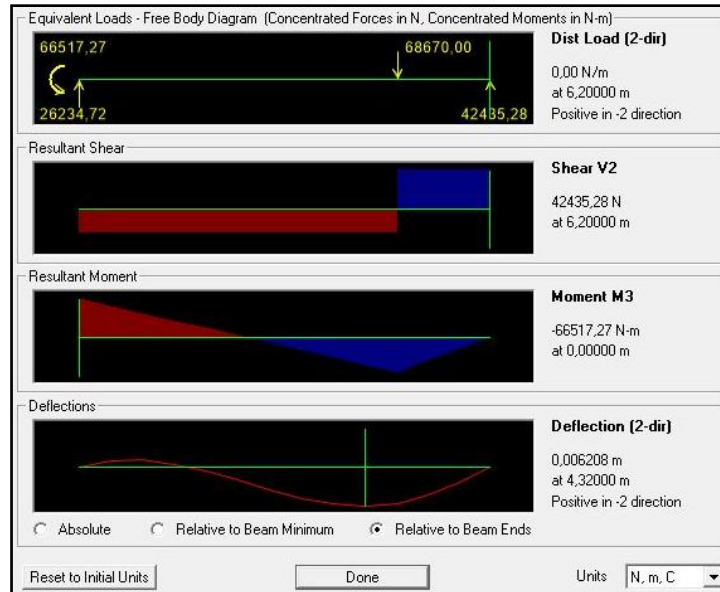


Figura B-13 Diagrama de fuerza cortante del segundo claro de viga longitudinal– Caso 5.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

Apéndice C – Diagramas de Cortante y Momento Flector, Vigas Transversales

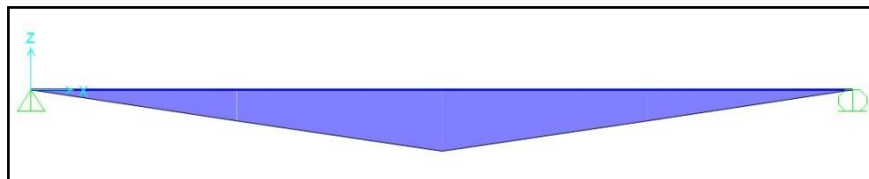


Figura C-1 Diagrama de momentos de la viga transversal.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

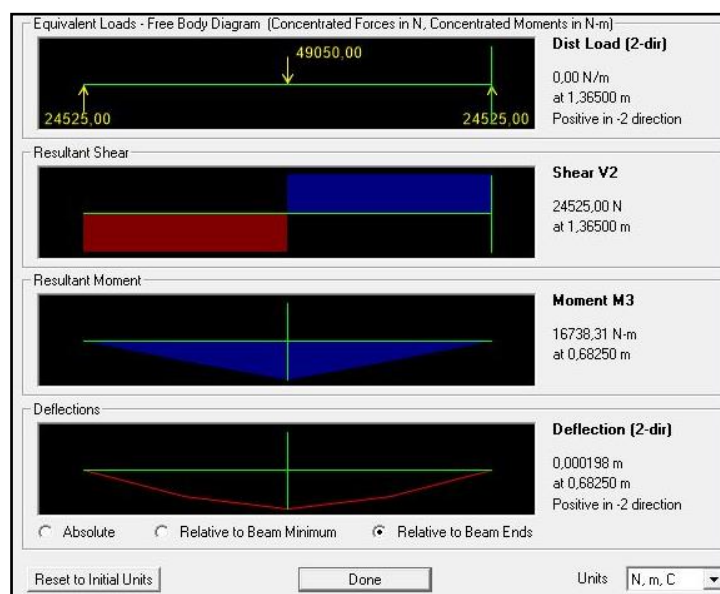


Figura C-2 Diagrama de fuerza cortante y momento flector de la viga transversal.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

Apéndice D – Diagramas de Cortante y Momento Flector, Pórtico

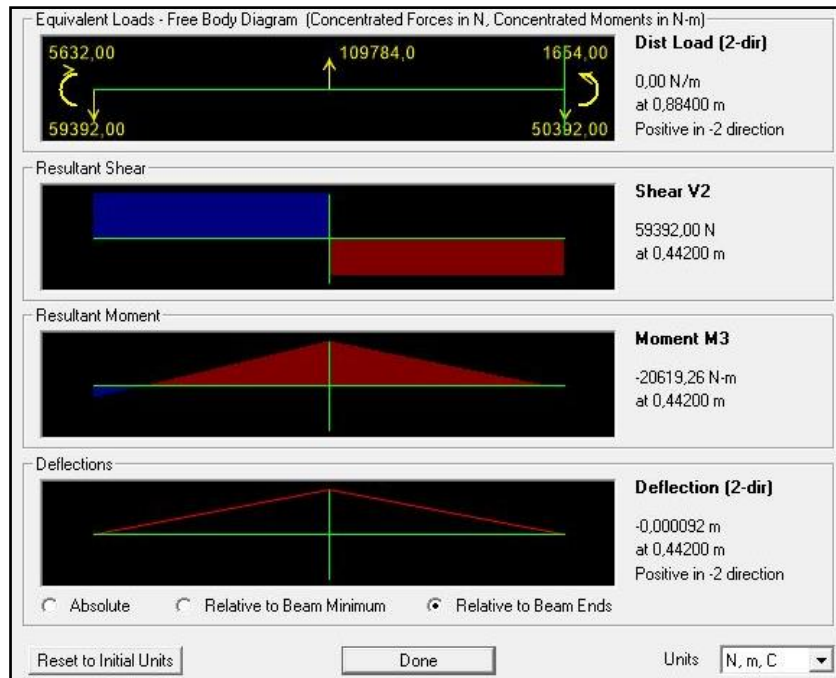


Figura D-1 Diagrama de fuerza cortante y momento flector de la viga horizontal – Perfil 1.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

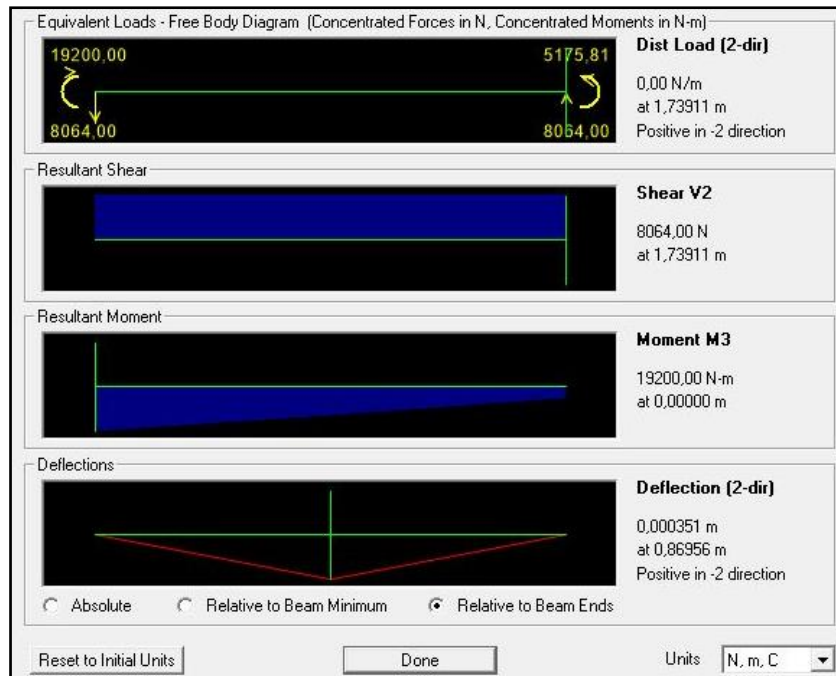


Figura D-2 Diagrama de fuerza cortante y momento flector de la columna izquierda – Perfil 2.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

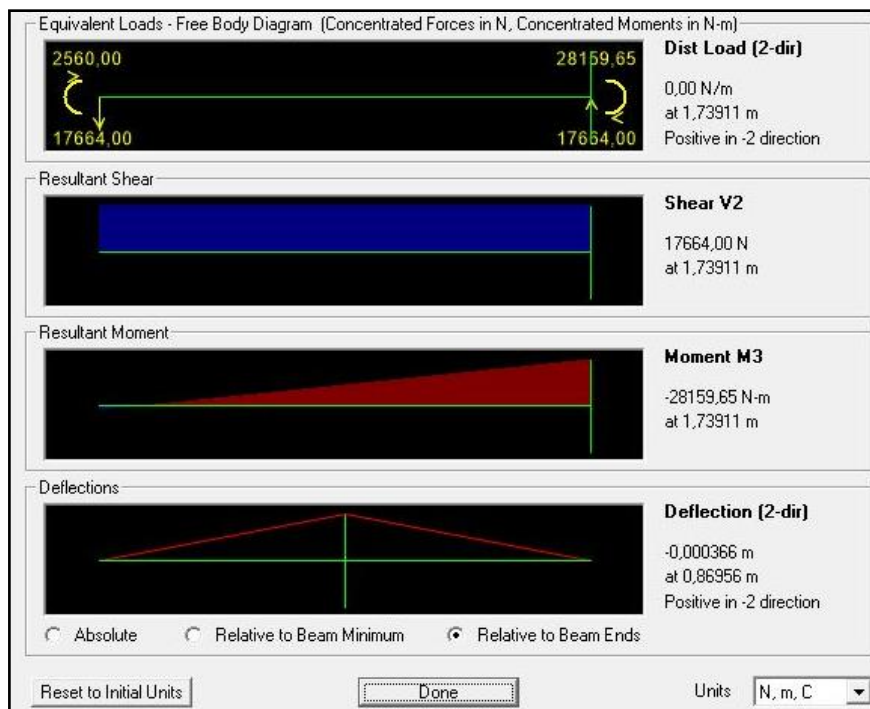


Figura D-3 Diagrama de fuerza cortante y momento flector de columna derecha – Perfil 3.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

Apéndice E – Diagramas de Cortante y Momento Flector, Aseguramiento

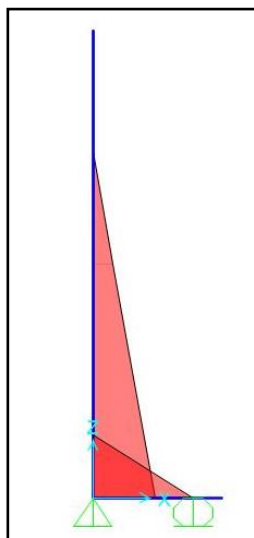


Figura E-1 Diagrama de momentos de las vigas del aseguramiento.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.



Figura E-2 Diagrama de fuerza cortante y momento flector, Viga 1.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

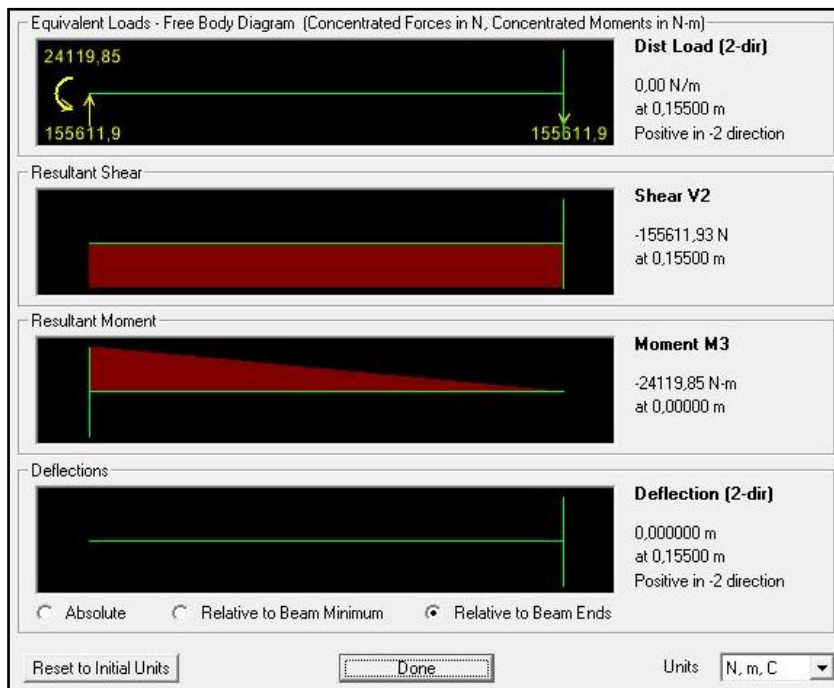


Figura E-3 Diagrama de fuerza cortante y momento flector, Viga 2.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

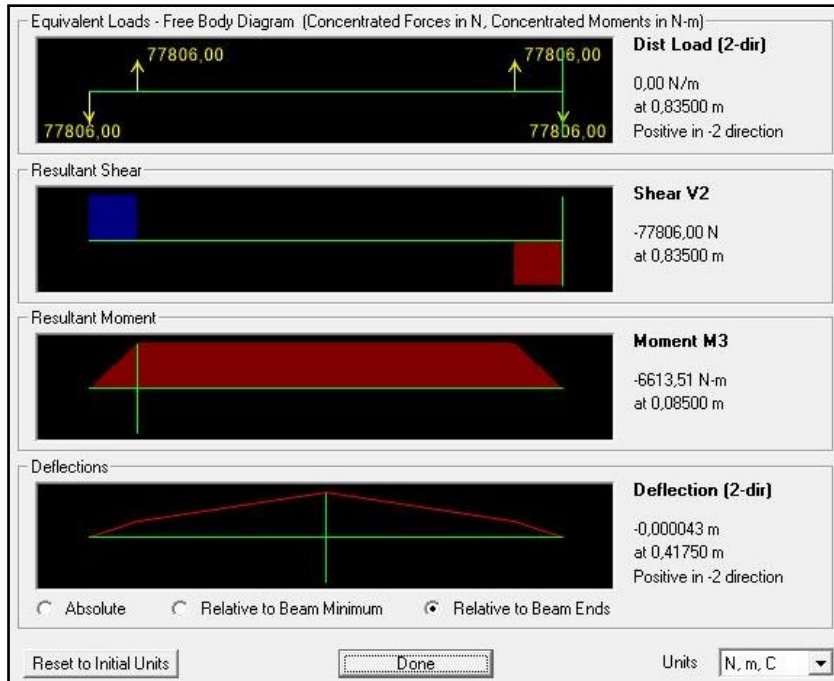


Figura E-4 Diagrama de fuerza cortante y momento flector M_x en el plano Y-Z de la Viga transversal del aseguramiento.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

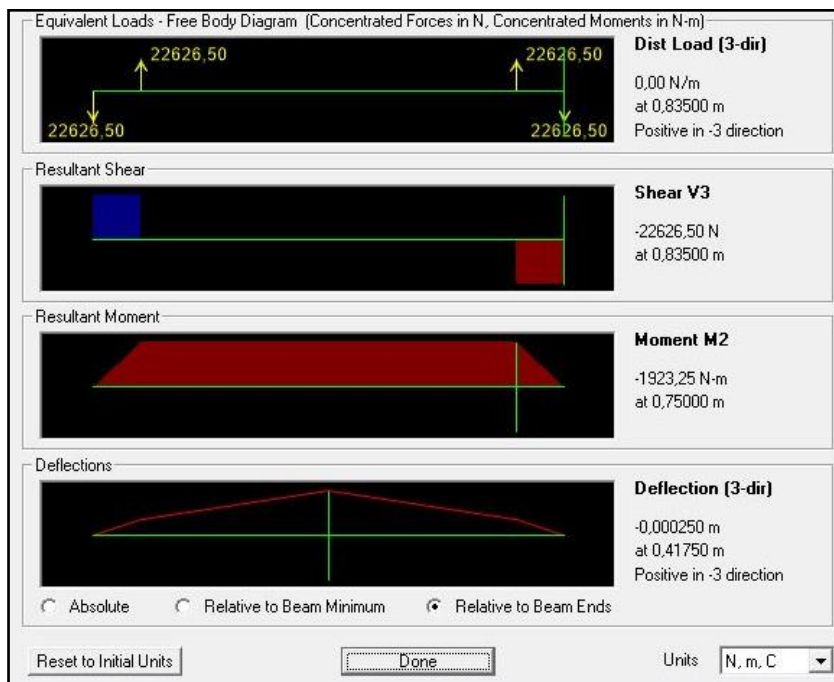


Figura E-5 Diagrama de fuerza cortante y momento flector M_y en el plano X-Z de la Viga transversal del aseguramiento.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

Apéndice F – Topes Aseguramiento

Análisis estático

Tomando los siguientes datos se obtuvieron los valores mínimos de e y a para evitar la falla por cortante o por aplastamiento:

$$\eta_{est} = 3$$

$$V = \frac{B_y}{2} = 77806 \text{ N}$$

$$S_y = 248 \text{ MPa (ASTM A - 36)}$$

$$S_{ut} = 400 \text{ MPa (ASTM A - 36)}$$

$$L = 0.10 \text{ m}$$

$$e_{min} = \frac{(3) * (77806)}{0.5 * (0.10) * (248 * 10^6)} = 18.8 * 10^{-3} \text{ m} \equiv 18.8 \text{ mm}$$

$$a_{min} = \frac{(3) * (77806)}{(0.10) * (248 * 10^6)} = 9.4 * 10^{-3} \text{ m} \equiv 9.4 \text{ mm}$$

Considerando dar una mayor facilidad de montaje, se tomarán las dimensiones:

$$e = a = 20 \text{ mm}$$

Con estas dimensiones los esfuerzos cortante y de aplastamiento son;

$$\tau = \frac{V}{e * L} = \frac{77806}{(20 * 10^{-3}) * (0.10)} = 38.9 * 10^6 \text{ Pa} = 38.9 \text{ MPa}$$

$$\eta_{est-cortante} = \frac{0.5 * S_y}{\tau} = \frac{0.5 * (248)}{38.9} = 3.2$$

$$\sigma = \frac{(B_y/2)}{a * L} = \frac{77806}{(20 * 10^{-3}) * (0.10)} = 38.9 * 10^6 \text{ Pa} = 38.9 \text{ MPa}$$

$$\eta_{est-aplastamiento} = \frac{S_y}{\tau} = \frac{248}{38.9} = 6.4$$

Análisis por fatiga del cortante

Considerando una carga de ciclo repetido sobre los topes, se tiene:

$$\tau_{min} = 0$$

$$\tau_{max} = \tau = 38.9 \text{ MPa}$$

Luego, por definición;

$$\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2}$$

$$\tau_a = 19.4 \text{ MPa}$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2}$$

$$\tau_m = 19.4 \text{ MPa}$$

Dado que el análisis realizado es por cortante, se debe considerar la resistencia al cortante del material (S_{us}). Por tanto, el factor de resistencia a la fatiga experimental (S_e') será:

$$S_e' = 0.5 * (0.75 * S_{ut}) = 300 \text{ MPa}$$

Los factores de corrección, según (Robert L. Norton, 2011), serán:

$C_{carga} = 0.557$, carga cortante

$C_{temp} = 1$, temperatura de operación menor a 450°C

$C_R = 0.753$, confiabilidad del 99.9%

$$C_{sup} = A * (S_{ut})^B$$

$$C_{tam} = 1.189 * \left(\sqrt{\frac{0.05 * b * h}{0.0766}} \right)^{-0.097}$$

Donde;

$A = 57.7$, para acero laminado en caliente

$B = -0.718$, para acero laminado en caliente

$b = e$: Dimensión en mm

$h = L$: Dimensión en mm

Entonces:

$$S_e = C_{carga} C_{temp} C_R C_{sup} C_{tam} S_e' = (0.577)(1)(0.753)(0.781)(0.839)(300)$$

$$S_e = 42.7 \text{ MPa}$$

Finalmente el factor de seguridad de fatiga para vida infinita por cortante será:

$$\frac{1}{\eta_f} = \frac{\tau_a}{S_e} + \frac{\tau_m}{S_{us}}$$

$$\eta_f = 1.9$$

Realizando un procedimiento similar aplicado al esfuerzo de aplastamiento y considerando;

$$S_e' = 0.5 * S_{ut}$$

$$\sigma_{min} = 0$$

$$\sigma_{max} = \sigma = 38.9 \text{ MPa}$$

Se tiene que el factor de seguridad para vida infinita por aplastamiento será;

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

$$\eta_f = 4.1$$

Apéndice G - Pasadores

Los modelos utilizados para el dimensionamiento de las uniones por pasador se muestran en las Figuras G-1, G-2 y G-3.

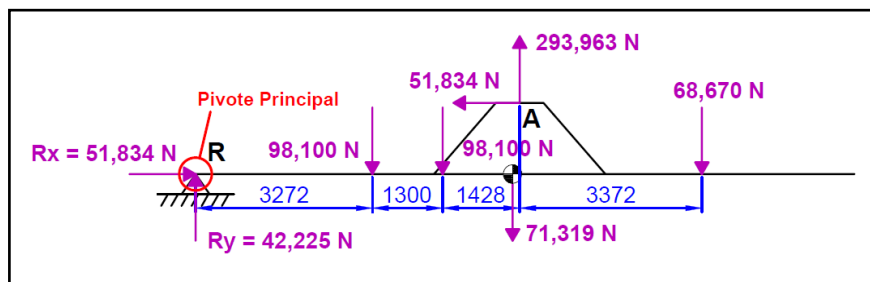


Figura G-1 Diagrama de cuerpo libre para el análisis de la unión por pasador en el pivote principal.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

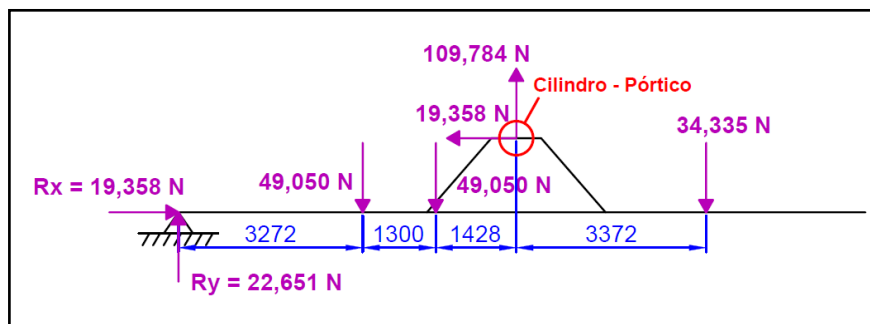


Figura G-2 Diagrama de cuerpo libre para el análisis de la unión cilindro de elevación con pörtico.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

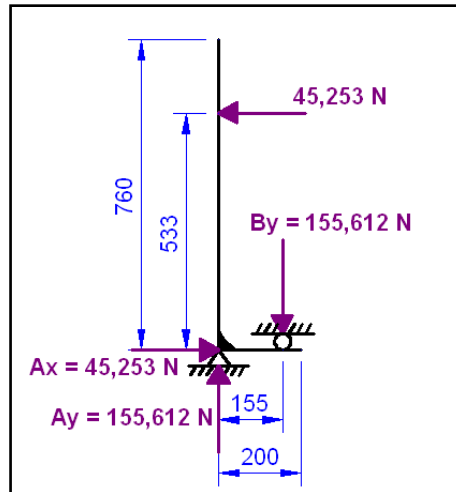


Figura G-3 Diagrama de cuerpo libre para análisis de la unión por pasador entre los aseguramientos y la plataforma.

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

Análisis Estático

Para el análisis de los pasadores del pivote principal se consideró el peso de la plataforma, tal como se muestra en la Figura G-1. La reacción en el pivote obtenida de este diagrama de cuerpo libre es dividida para el número de pasadores, por tanto:

$$F = \frac{R}{\# \text{ Pasadores}} = \frac{66856}{2} = 33428 \text{ N}$$

Luego según el diagrama de cuerpo libre del pasador mostrado en la Figura 2.52 se observa que el cortante será:

$$V = \frac{F}{2} = \frac{33428}{2} = 16714 \text{ N}$$

Dado que los pasadores son de acero AISI 4340, se tiene lo siguiente:

$$S_y = 686.7 \text{ MPa}$$

$$S_{ut} = 882.9 \text{ MPa}$$

Y además;

$$\eta_{est} = 3$$

Por tanto utilizando las siguientes ecuaciones se tiene:

$$d_p = \frac{4 * \eta_{est} * V}{(0.5) * \pi * S_y}$$

$$d_{p,min} = 13.6 \text{ mm}$$

Y;

$$L_p = \frac{\eta_{est} * F}{d * S_y}$$

$$L_{p,min} = 3.6 \text{ mm}$$

Este diámetro y longitud corresponden al mínimo con el cual se soportarán las cargas aplicadas para el material y factor de seguridad utilizados. Entonces, para mantener la proporción en la plataforma cada pasador del pivote principal tendrá las siguientes dimensiones:

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

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

El espesor de las placas de sujeción fue calculado con la misma ecuación utilizada para el cálculo de la longitud mínima del pasador, considerando que el material a utilizar tiene un $S_y = 248 \text{ MPa}$ (ASTM A-36) y que el espesor de cada placa está dado por:

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

Obteniendo para el pivote principal;

$$e_{p,min} = 5.0 \text{ mm}$$

Análisis por Fatiga

Debido a que la carga sobre la viga longitudinal es una carga con ciclo repetido, se tiene:

$$\tau_{min} = 0$$
$$\tau_{max} = \tau = \frac{4 * V}{\pi * d_p^2} = 14.2 \text{ MPa}$$

Luego, por definición;

$$\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2}$$

$$\tau_a = 7.1 \text{ MPa}$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2}$$

$$\tau_m = 7.1 \text{ MPa}$$

Dado que el análisis realizado es por cortante, se debe considerar la resistencia al cortante del material (S_{us}). Por tanto, el factor de resistencia a la fatiga experimental (S_e') será:

$$S_e' = 0.5 * (0.75 * S_{ut}) = 331.0 \text{ MPa}$$

Los factores de corrección serán:

$$C_{carga} = 0.557, \text{ carga cortante}$$

$$C_{temp} = 1, \text{ temperatura de operación menor a } 450^\circ\text{C}$$

$$C_R = 0.753, \text{ confiabilidad del } 99.9\%$$

$$C_{sup} = A * (S_{ut})^B$$

$$C_{tam} = 1.189 * (d_p)^{-0.097}$$

Donde;

$$A = 4.51, \text{ para acero laminado en caliente}$$

$$B = -0.265, \text{ para acero laminado en caliente}$$

d_p : Diámetro de la sección en mm

Entonces:

$$S_e = C_{carga} C_{temp} C_R C_{sup} C_{tam} S_e' = (0.577)(1)(0.753)(0.858)(0.831)(331.0)$$

$$S_e = 102.5 \text{ MPa}$$

Finalmente el factor de seguridad para vida infinita será:

$$\frac{1}{\eta_f} = \frac{\tau_a}{S_e} + \frac{\tau_m}{S_{us}}$$

$$\eta_f = 13.4$$

Repitiendo el mismo procedimiento se obtuvieron las dimensiones mínimas para los pasadores y placas de sujeción de la unión del cilindro con el pórtico y del aseguramiento, tal como se muestra en la siguiente tabla:

Tabla G-1 Dimensiones mínimas de los pasadores y placas de sujeción.

PASADOR	MATERIAL PASADOR	DIÁMETRO Mínimo (mm)	LONGITUD Mínima (mm)	ESPEJOR PLACAS DE SUJECIÓN Mínima (mm)
Pivote Principal	AISI 4340	13.6	3.6	5.0
Cilindro Telesc. - Pórtico		53	190	12.7
Aseguramiento-Plataforma		21.2	8.9	12.2

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

Por tanto, debido a que los diámetros requeridos son menores que 40 mm, el diámetro de los pasadores de la plataforma será unificado con 40 mm para facilitar reemplazos al momento de realizar su mantenimiento. Las longitudes de los pasadores y anchos de placas de sujeción para cada caso se muestran en la Tabla G-2. Cabe recalcar que el diámetro del pasador de unión entre el cilindro telescópico y el pórtico viene dado por el fabricante y este es $D = 53 \text{ mm}$.

Tabla G-2 Dimensiones finales de los pasadores y placas de sujeción.

PASADOR	MATERIAL PASADOR	DIÁMETRO(mm)	LONGITUD (mm)	ESPEJOR PLACAS DE SUJECIÓN (mm)
Principal	AISI 4340	40	140	15
Cilindro Telesc. – Pórtico		53	190	20
Aseguramiento-Plataforma		40	130	15

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

Apéndice H - Cilindros Telescópicos de Elevación

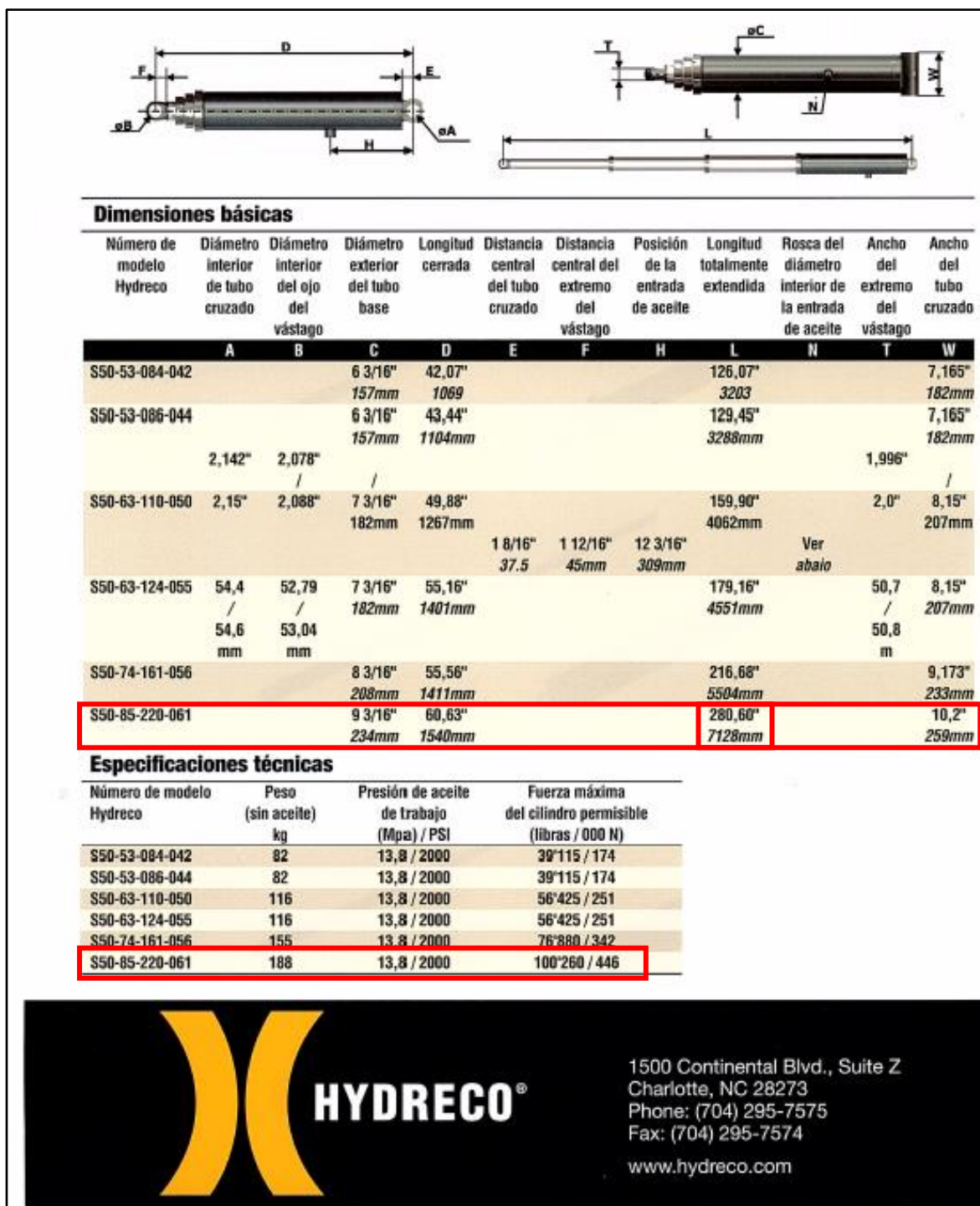



Figura H-1 Especificaciones técnicas del cilindro telescópico HYDRECO.

Fuente: Adaptado de Cilindros hidráulicos telescópicos, HYDRECO.


Apéndice I - Cilindros del Aseguramiento



WOLVERINE
By Pitman Manufacturing

C Y L I N D E R S

Standard 2500 PSI Tie-rod Cylinders

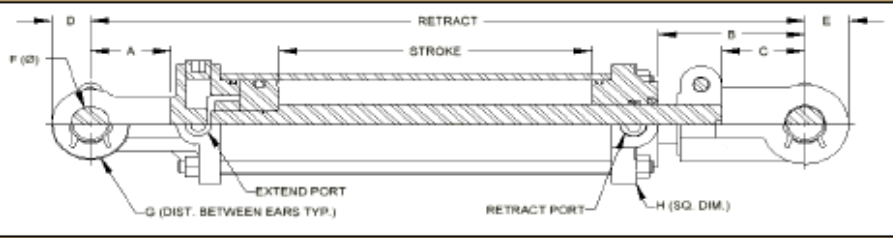


FEATURES:

- Durable black powder coat paint
- Steel rod clevis & base clevis
- 100% tested
- Clevis meets ASAE specs
- Seals from North America
- Individually bagged & boxed
- Side port configuration
- Plated tie-rods & powder coat allows coverage under the tie-rods
- NPT ports available, please consult your sales manager

Based on your input, we are converting out Wolverine NPT ported cylinder inventory to SAE ported inventory.

The new model #'s are designated with an "S" at the end of the existing model #. Please check, we may still have some NPT ported cylinders in stock.



MODEL	BORE	EXT PORT SAE	RET PORT SAE	A	B	C	D	E	F	G	H
W200000-S	2.0	#6	#6	2.00	3.75	2.13	.97	1.03	1.00	1.13	2.82
W250000-S	2.5	#6	#6	2.00	3.75	2.13	.97	1.13	1.00	1.13	3.38
W300000-S	3.0	#8	#8	2.00	3.75	2.13	1.00	1.13	1.00	1.13	3.90
W350000-S	3.5	#8	#8	2.00	3.75	2.13	1.13	1.13	1.00	1.13	4.62
W400000-S	4.0	#8	#8	2.00	3.75	2.13	1.13	1.25	1.00	1.13	4.75

MODEL	BORE x STROKE		RETRACT	ROD DIAMETER	COLUMN LOAD (LBS)/PSI*	WT	LIST PRICE
W200040-S	2	X 4	14.25	1.125	FULL PSI	16	96.00
W200060-S	2	X 6	16.25	1.125	FULL PSI	17	100.70
W200080-S	2	X 8	18.25	1.125	FULL PSI	17	105.15
V200080-S	2	X 8	20.25	1.125	FULL PSI	18	107.50
W200100-S	2	X 10	20.25	1.125	FULL PSI	20	114.50
W200120-S	2	X 12	22.25	1.125	FULL PSI	21	119.00
W200140-S	2	X 14	24.25	1.125	FULL PSI	22	126.80
W200160-S	2	X 16	26.25	1.125	FULL PSI	23	132.80
V200160-S	2	X 16	31.50	1.125	7,750 LB / 2,470 PSI*	24	131.90
W200180-S	2	X 18	28.25	1.125	7,850 LB / 2,490 PSI*	24	137.00
W200200-S	2	X 20	30.25	1.125	7,500 LB / 2,390 PSI*	25	144.70
W200240-S	2	X 24	34.25	1.125	5,500 LB / 1,770 PSI*	27	151.50
W200300-S	2	X 30	40.25	1.125	3,800 LB / 1,220 PSI*	35	167.40
W200360-S	2	X 36	46.25	1.125	2,750 LB / 875 PSI*	40	182.10

Figura I-1 Especificaciones técnicas del cilindro del aseguramiento Wolverine.

Fuente: Adaptado de Cilindros hidráulicos, Wolverine.

Apéndice J - Bomba

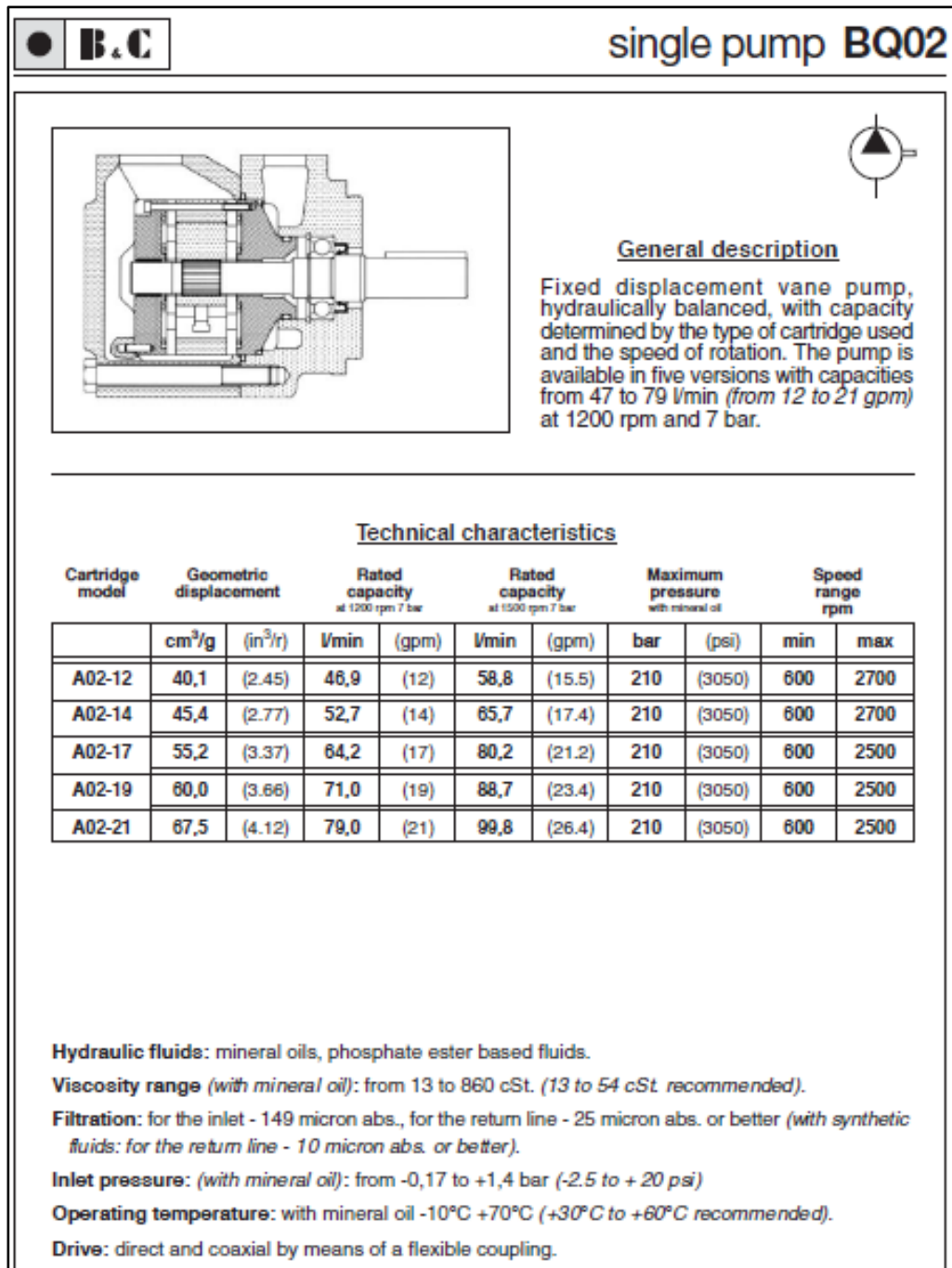


Figura J-1 Descripción general y características técnicas bomba B&Q BQ02.

Fuente: Adaptado de Especificaciones técnicas bomba BQ02, B&C.

Apéndice K - Válvulas

RD5000 PRESSURE DROP, RELIEF CURVE AND STANDARD FEATURES																																																																		
STANDARD FEATURES																																																																		
<ul style="list-style-type: none"> * Economical monoblock construction of high tensile strength gray cast iron. * Load check on each spool, * Hard chrome plated spool. * Optional 4 Position Float on 1st spool. 		<ul style="list-style-type: none"> * Differential poppet style relief, adjustable from 1500 to 3000 psi (also available in low pressure version adjustable from 500 to 1500 psi) * Power beyond and closed center capability. * Reversible handle. 																																																																
<p>RD5100 SINGLE SPOOL VALVE PRESSURE DROP VALUES</p> <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th colspan="4">110 SUS OIL AT 115°F</th> </tr> <tr> <th rowspan="2">FLOW (GPM)</th> <th colspan="3">Δ P-PSI</th> </tr> <tr> <th>INLET TO INLET TO A OR B</th> <th>INLET TO A OR B</th> <th>A OR B TO OUTLET</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>5</td><td>2</td><td>8</td><td>3</td></tr> <tr><td>10</td><td>5</td><td>17</td><td>6</td></tr> <tr><td>15</td><td>9</td><td>35</td><td>12</td></tr> <tr><td>20</td><td>21</td><td>58</td><td>21</td></tr> <tr><td>25</td><td>26</td><td>86</td><td>34</td></tr> </tbody> </table>		110 SUS OIL AT 115°F				FLOW (GPM)	Δ P-PSI			INLET TO INLET TO A OR B	INLET TO A OR B	A OR B TO OUTLET	5	2	8	3	10	5	17	6	15	9	35	12	20	21	58	21	25	26	86	34	<p>SPECIFICATIONS</p> <p>PARALLEL CIRCUIT (RD-5200 & RD-5300)</p> <p>MAXIMUM OPERATING PRESSURE 3000 PSI</p> <p>MAXIMUM OPERATING TEMPERATURE 180°F</p> <p>MAXIMUM TANK PORT PRESSURE 500 PSI</p> <p>RECOMMENDED SYSTEM FILTRATION..... ISO 4406 19/17/14</p> <p>FLOW RATING 30 GPM RD5100</p> <p style="padding-left: 20px;">25 GPM RD5200</p> <p style="padding-left: 20px;">25 GPM RD5300</p> <p>WEIGHT 14 LBS RD5100</p> <p style="padding-left: 20px;">23 LBS RD5200</p> <p style="padding-left: 20px;">34 LBS RD5300</p>																																	
110 SUS OIL AT 115°F																																																																		
FLOW (GPM)	Δ P-PSI																																																																	
	INLET TO INLET TO A OR B	INLET TO A OR B	A OR B TO OUTLET																																																															
5	2	8	3																																																															
10	5	17	6																																																															
15	9	35	12																																																															
20	21	58	21																																																															
25	26	86	34																																																															
<p>RD5200 TWO SPOOL VALVE PRESSURE DROP VALUES</p> <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th colspan="5">110 SUS OIL AT 115°F</th> </tr> <tr> <th rowspan="2">FLOW (GPM)</th> <th colspan="4">Δ P-PSI</th> </tr> <tr> <th>INLET TO INLET TO INLET TO A OR B</th> <th>INLET TO A OR B</th> <th>INLET TO C OR D</th> <th>A OR B TO OUTLET</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>5</td><td>3</td><td>11</td><td>2</td><td>2</td></tr> <tr><td>10</td><td>8</td><td>22</td><td>8</td><td>5</td></tr> <tr><td>15</td><td>16</td><td>38</td><td>15</td><td>11</td></tr> <tr><td>20</td><td>28</td><td>57</td><td>27</td><td>19</td></tr> <tr><td>25</td><td>44</td><td>83</td><td>43</td><td>29</td></tr> </tbody> </table>		110 SUS OIL AT 115°F					FLOW (GPM)	Δ P-PSI				INLET TO INLET TO INLET TO A OR B	INLET TO A OR B	INLET TO C OR D	A OR B TO OUTLET	5	3	11	2	2	10	8	22	8	5	15	16	38	15	11	20	28	57	27	19	25	44	83	43	29	<p>RD5000 RELIEF VALVE 110 SUS OIL AT 115°F</p>																									
110 SUS OIL AT 115°F																																																																		
FLOW (GPM)	Δ P-PSI																																																																	
	INLET TO INLET TO INLET TO A OR B	INLET TO A OR B	INLET TO C OR D	A OR B TO OUTLET																																																														
5	3	11	2	2																																																														
10	8	22	8	5																																																														
15	16	38	15	11																																																														
20	28	57	27	19																																																														
25	44	83	43	29																																																														
<p>RD5300 THREE SPOOL VALVE PRESSURE DROP VALUES</p> <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th colspan="8">110 SUS OIL AT 115°F</th> </tr> <tr> <th rowspan="2">FLOW (GPM)</th> <th colspan="7">Δ P-PSI</th> </tr> <tr> <th>INLET TO INLET TO INLET TO INLET TO A OR B C OR D E OR F</th> <th>INLET TO A OR B</th> <th>INLET TO C OR D</th> <th>INLET TO E OR F</th> <th>A OR B TO OUTLET</th> <th>C OR D TO OUTLET</th> <th>E OR F TO OUTLET</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>5</td><td>2</td><td>9</td><td>9</td><td>11</td><td>4</td><td>3</td><td>2</td></tr> <tr><td>10</td><td>10</td><td>18</td><td>20</td><td>25</td><td>14</td><td>9</td><td>6</td></tr> <tr><td>15</td><td>22</td><td>33</td><td>41</td><td>49</td><td>32</td><td>22</td><td>13</td></tr> <tr><td>20</td><td>37</td><td>56</td><td>68</td><td>78</td><td>51</td><td>36</td><td>21</td></tr> <tr><td>25</td><td>58</td><td>83</td><td>101</td><td>118</td><td>76</td><td>55</td><td>32</td></tr> </tbody> </table>		110 SUS OIL AT 115°F								FLOW (GPM)	Δ P-PSI							INLET TO INLET TO INLET TO INLET TO A OR B C OR D E OR F	INLET TO A OR B	INLET TO C OR D	INLET TO E OR F	A OR B TO OUTLET	C OR D TO OUTLET	E OR F TO OUTLET	5	2	9	9	11	4	3	2	10	10	18	20	25	14	9	6	15	22	33	41	49	32	22	13	20	37	56	68	78	51	36	21	25	58	83	101	118	76	55	32	<p>PARALLEL CIRCUIT VALVES:</p> <p>Both the RD-5200 Two-Spool and RD-5300 Three-Spool Valves are parallel circuit valves. When any one of the spools is shifted it blocks off the open center passage thru the valve. The oil then flows into the parallel circuit core making oil available to all spools. If more than one spool is fully shifted then oil will go to the spool with the lowest pressure requirements. However, it is possible to meter the flow to the spool with the least load and power two unequal loads.</p> <p>The above drawing shows a symbol for a Three-Spool Valve Model Number RD532CCC AAA5A4B1</p>	
110 SUS OIL AT 115°F																																																																		
FLOW (GPM)	Δ P-PSI																																																																	
	INLET TO INLET TO INLET TO INLET TO A OR B C OR D E OR F	INLET TO A OR B	INLET TO C OR D	INLET TO E OR F	A OR B TO OUTLET	C OR D TO OUTLET	E OR F TO OUTLET																																																											
5	2	9	9	11	4	3	2																																																											
10	10	18	20	25	14	9	6																																																											
15	22	33	41	49	32	22	13																																																											
20	37	56	68	78	51	36	21																																																											
25	58	83	101	118	76	55	32																																																											

Figura K-1 Especificaciones técnicas válvula direccional RD522.

Fuente: Adaptado de Válvulas, PRINCE.

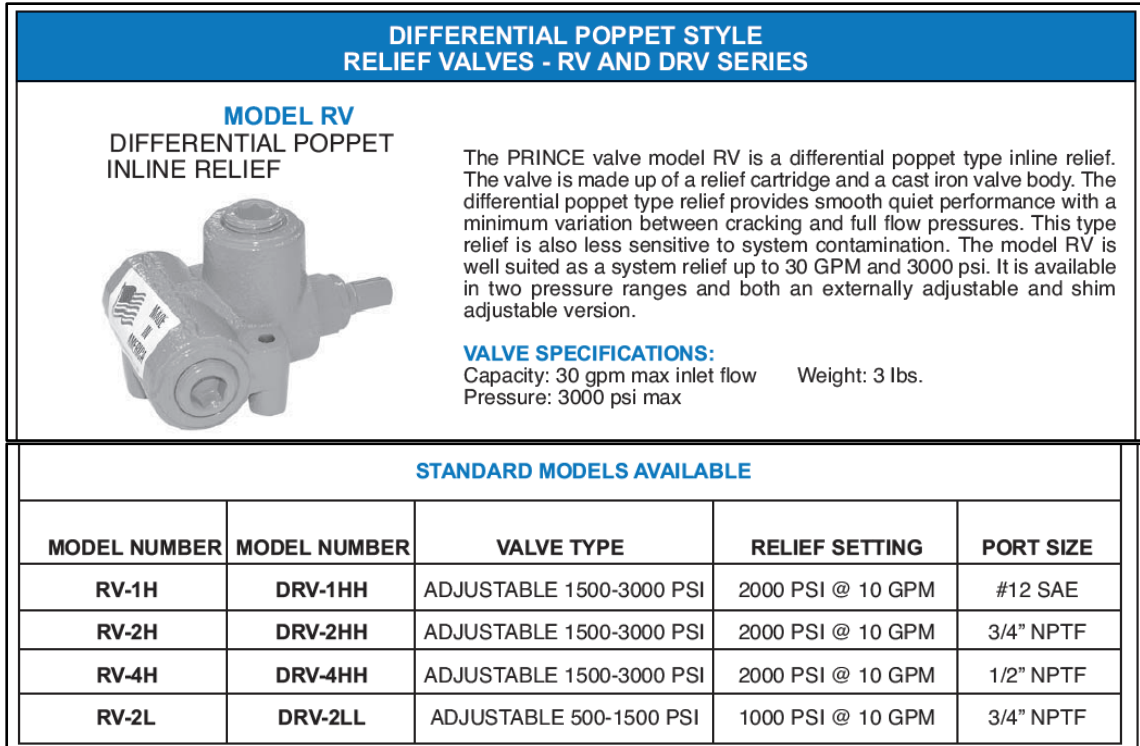


Figura K-2 Especificaciones técnicas válvula de alivio de presión RV-4H.

Fuente: Adaptado de Válvulas, PRINCE.

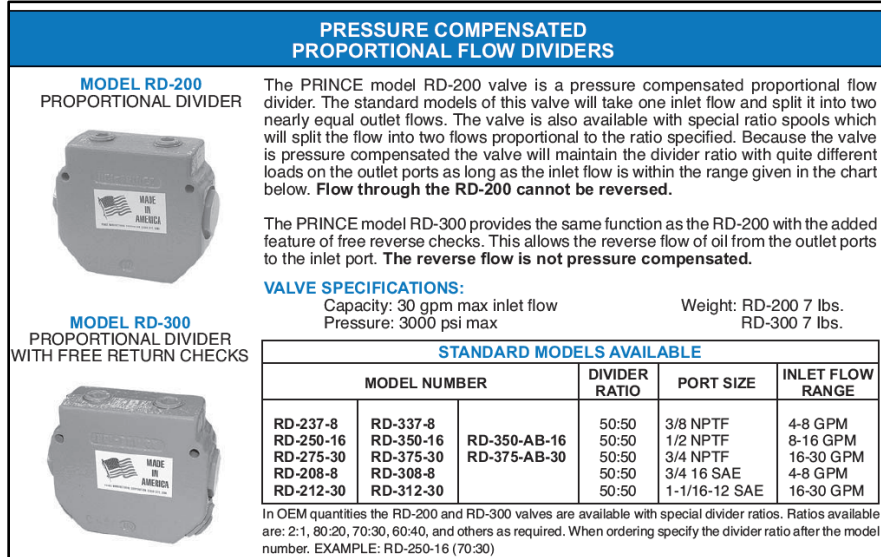


Figura K-3 Especificaciones técnicas válvula divisora de flujo RD-375-AB-30.

Fuente: Adaptado de Válvulas, PRINCE.

Apéndice L - Filtros

FILTROS

Filtros de succión

ISO 9001

Para montar en la succión de las bombas dentro de los depósitos.
 Caudal de 8 a 600 Lts/min.
 Filtración standard 149 µm.
 Rango de temperatura de -40 a +80°C
 Puede ser utilizado con aceites minerales, sintéticos y líquidos refrigerantes.
 A pedido con válvula by pass.

C
01

ST: Malla de bronce - Cabezal aluminio

SC3: Malla de acero inoxidable - Cabezal aluminio

HYDROLINE	125 µm		A	B	C	A/F	AREA	KGS
	FILPRO	Lt/min						
SC3-002	-	8	1/4	90	48	24	187	0,10
SC3-003	ST-38	12	3/8	90	48	24	187	0,10
SC3-005	ST-12	20	1/2	105	48	30	226	0,10
SC3-006	ST-34	25	3/4	109	64	36		
SC3-007	ST-34	28	3/4	109	64	36	406	0,20
SC3-010	ST-100A	40	1	139	64	48	542	0,20
SC3-015	ST-114	60	1 1/4	139	85	51	829	0,30
SC3-020	-	80	1 1/2	188	85	60	1161	0,35
SC3-030	ST-112B	120	1 1/2	200	85	60	1363	0,40
SC3-040	-	160	2	235	100	70	1605	0,55
SC3-050	-	200	2	280	100	70	2032	0,60
SC3-075	ST-212	300	2 1/2	211	150	90	2767	0,85
SC3-100	ST-300	400	3	272	150	100	3677	1,00
SC3-150	-	600	3	345	150	100	4636	1,25

FL

Malla de acero inoxidable - Cabezal plástico

TIPO	130 µm		A	B	C
	Lt/min	BSP			
FSS - 003	12	1/4"	62	70	
FSS - 005	20	3/4"	62	70	
FSS - 007	28	3/4"	97	70	
FSS - 010	40	1"	112	70	
FSS - 015	60	1 1/4"	137	100	
FSS - 020	80	1 1/2"	162	100	
FSS - 030	120	1 1/2"	162	100	
FSS - 040	160	2"	212	100	
FSS - 050	200	2"	237	100	
FSS - 075	300	2 1/2"	185	140	
FSS - 100	400	3"	240	140	
FSS - 150	600	3"	320	140	

Carga de presión con aceite 36

FLOW

DESIGNACIÓN PARA ORDENAR:

TIPO

TAMANO

ROSCA BSP

MICRONAJE

FLOW

DESIGNACIÓN PARA ORDENAR:

TIPO

TAMANO

Figura L-1 Especificaciones técnicas del filtro de succión HYDROLINE de 149 micras MF-SC3-030.

Fuente: Adaptado de Filtros, HYDROLINE.

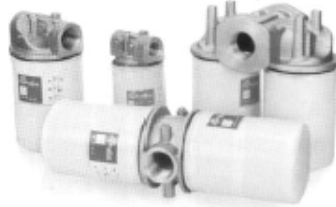
Filtros de retorno a cartucho para montaje en línea o tanque

Filtros a cartucho con elemento descartable para succión y/o retorno.

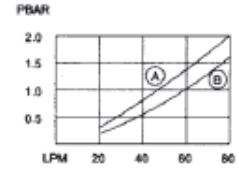
Presión continua 12 BAR. Presión máxima 30 BAR.

Caudal hasta 300 lt/min. Temperatura de trabajo -40 a +90°C.

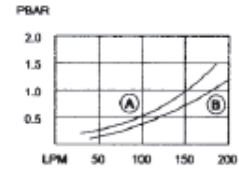
C
04



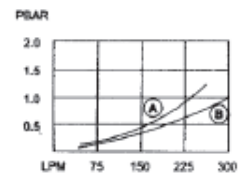
Caída de presión con aceite 32 ST/30°C



IFR2-06



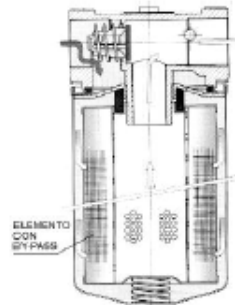
IFR2-10



IFR2-12

IF R2	-10	B	-50	-10	B
SERIE APLICACIÓN	TAMAÑO CABEZAL Y ROSCA DE ENTRADA Y SALIDA	TIPO DE ROSCA	TAMAÑO DEL ELEMENTO	FILTRACIÓN	ROSCA DEL CABEZAL CON EL ELEMENTO FILTRANTE
B- no BYPASS	06 - 3/4"	B - BSPP (STD)	20	10-10 NOM	B - 3/4" BSPP U - 1" UNF
R- RETURN	10 - 1 1/4"	N - NPT	50	25-25 NOM	ROSCA DUAL
S- SUCCIÓN	12V - 1 1/2" 12H - 1 1/2"	ST - SAE# S - SAE FLANGE (sólo para 12H)	65 80	A10-10 ABS A25-25 ABS	

HYDROLINE	DESCRIPCIÓN	FILPRO
HLIFE-50-10B	ELEMENTO 10 MICRONES	FISOE-10/10
HLIFE-50-25B	ELEMENTO 25 MICRONES	FISOE-10/25
HLIFE-65-10B	ELEMENTO 10 MICRONES	FISOE-15/10
HLIFE-65-125B	ELEMENTO 125 MICRONES	FISOE-15/125
HLIFR2-06B-BR4	CABEZAL FILTRO BY PASS 25 PSI 3/4"BSPP	FISOH-5/XR
HLIFR2-10B-R4	CABEZAL FILTRO BY PASS 25 PSI 1 1/4"BSPP	FISOH-10/XR
HLIFR2-12HB	CABEZAL FILTRO DOBLE 15 PSI 1 1/2"BSPP	FISOH-30/R
HLIFR2-12VB	CABEZAL FILTRO DOBLE 15 PSI 1 1/2"BSPP	FISOH-20/R
HLIFS2-06B-S1	CABEZAL FILTRO BY PASS 3 PSI 3/4"BSPP	FISOH-5/XA
HLIFS2-10B-S1	CABEZAL FILTRO BY PASS 3 PSI 1 1/4"BSPP	FISOH-10/XA
HLSE-20-10B	ELEMENTO 10 MICRONES	FISOE-5/10
HLGR-40	MANOMETRO 1/8" ABS	FVCP
HLGS-40	VACUOMETRO 1/8" ABS	FVCV



Nota:

Para utilizar nuestros elementos en succión calcular que admiten sólo 1/5 del caudal indicado en la curva.

Figura L-2 Especificaciones técnicas del filtro de retorno HYDROLINE de 10 micras absolutas FR-IFE-65-10B.

Fuente: Adaptado de Filtros, HYDROLINE.

Apéndice M - Intercambiador de Calor

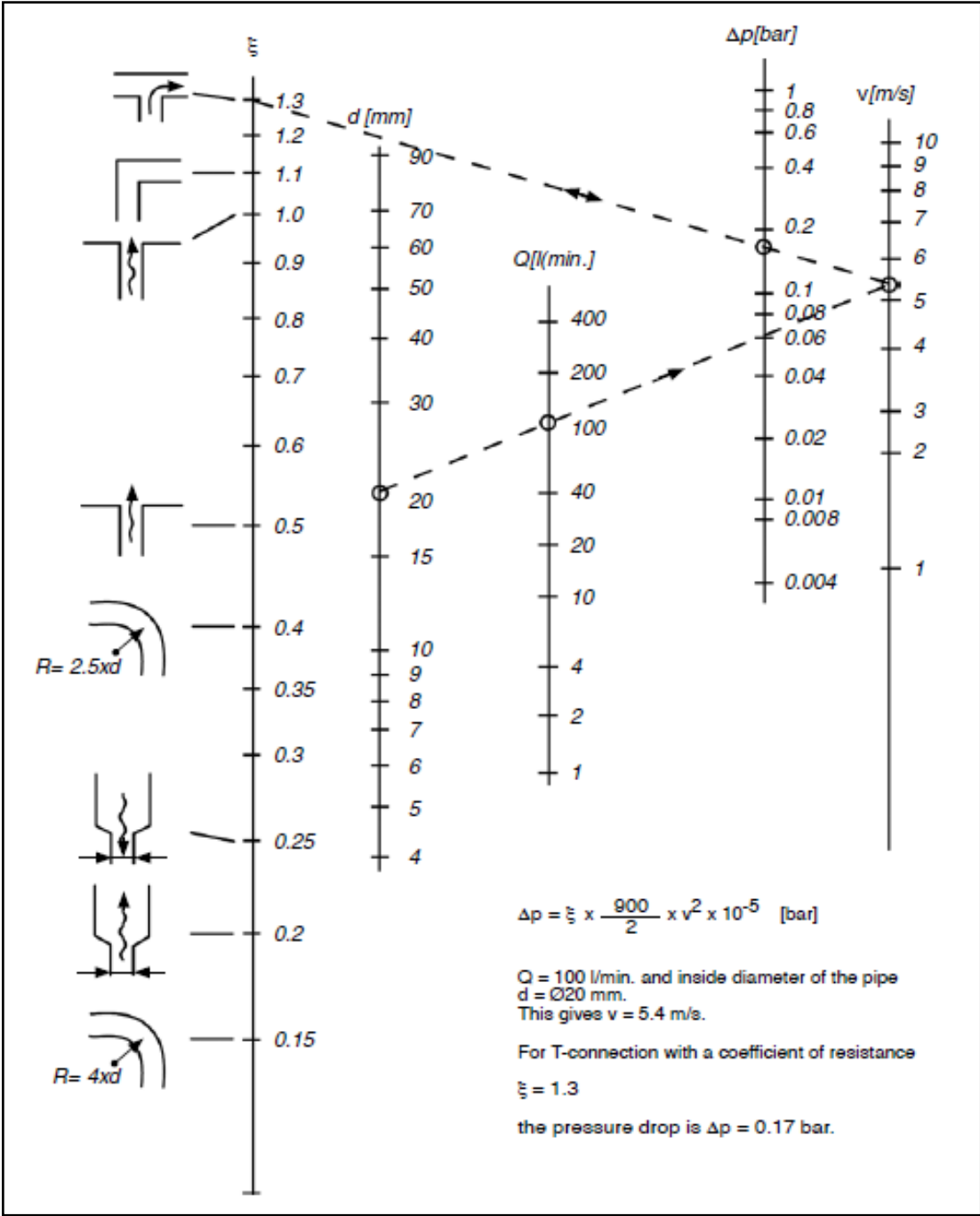


Figura M-1 Nomograma ara determinación de la caída de presión a través de diferentes accesorios.

Fuente: Adaptado de Hydraulic Piping Standard Handbook, GS-Hydro.

Tabla M-1 Pérdidas de potencia en cada tramo de manguera correspondiente.

Manguera	Caudal (GPM)	ΔP (PSI)	Potencia Perdida Mangueras (W)
A	18,9	0,29	2,39
B	18,9	0,55	4,55
C	18,9	2,09	17,19
D	18,9	0,52	4,30
E	18,9	0,93	7,64
F	18,9	32,12	264,05
G	9,45	37,64	154,72
H	18,9	0,52	4,30
I	13,6	62,90	372,09
J	13,6	1,34	7,92
K	6,8	1,34	3,96
L	6,8	41,82	123,70
M	18,9	4,65	38,20
N	18,9	3,10	25,47
O	18,9	0,22	1,83
TOTAL			1032,29

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

Tabla M-2 Pérdidas de potencia en cada accesorio del circuito hidráulico.

Manguera	Caudal (GPM)	ΔP (PSI)		Potencia Perdida Accesorios (W)
		Tee	Codo	
B	18,9	2,46	-	20,22
D	18,9	-	2,17	17,84
E	18,9	-	2,17	17,84
F	18,9	2,46	-	20,22
G	9,45	-	2*2,17	17,84
I	13,6	2*2,46	-	29,11
M	18,9	-	2,17	17,84
N	18,9	-	2,17	17,84
TOTAL				158,76

Fuente: Erazo F., 2016. Elaboración propia.

Apéndice N - Mangueras

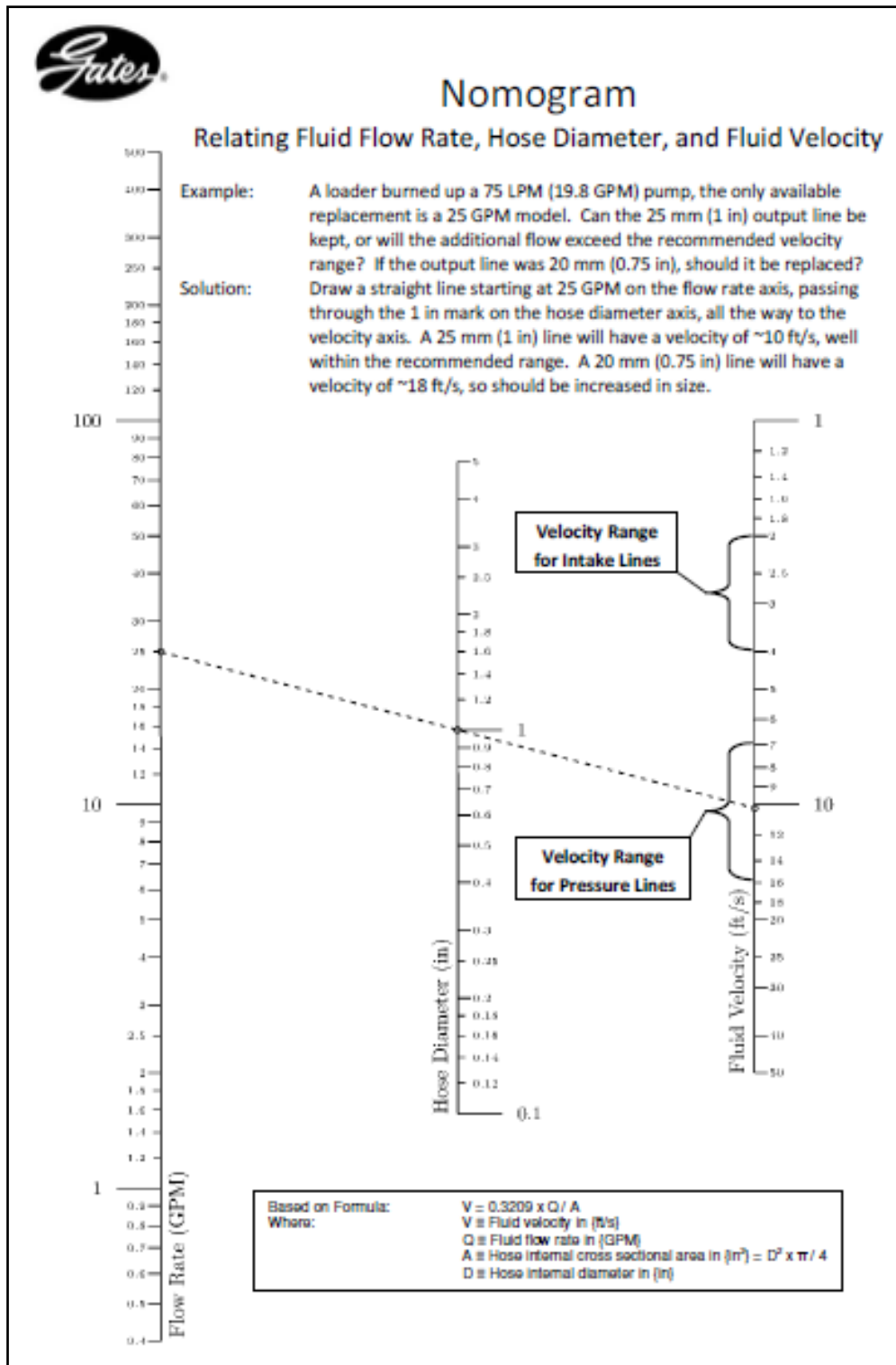


Figura N-1 Nomograma para selección de mangueras.

Fuente: Adaptado de Selección de mangueras, GATES.

Apéndice O - Planos