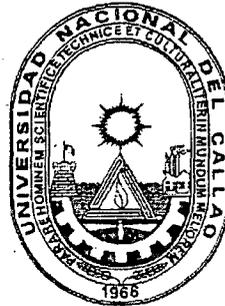


T/620.3/L45/1

Universidad Nacional del Callao

Facultad de ingeniería Mecánica – Energía



Diseño y Optimización de Sistemas de Izaje Mecánico y su Alternativa Hidráulica con Equipamiento Automático por PLC; en Compuertas Vagón

TOMO I

Tesis para optar por el título de:

Ingeniero Mecánico

Presentada por:

Bach. César Antonio Lengua Huertas

Callao, 2005

TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TITULO DE INGENIERO MECÁNICO

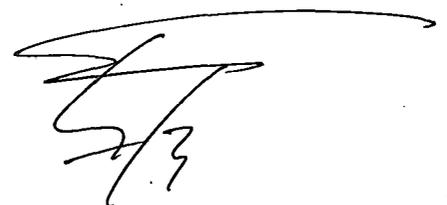
TITULO DE LA TESIS: DISEÑO Y OPTIMIZACIÓN DE SISTEMAS DE IZAJE MECÁNICO Y SU ALTERNATIVA HIDRÁULICA CON EQUIPAMIENTO AUTOMÁTICO POR PLC; EN COMPUERTAS VAGÓN

RESUMEN

Actualmente en el Perú, las compuertas hidráulicas de mediano y gran tamaño son izadas generalmente con sistemas de izaje electro mecánicos o hidráulicos, pudiendo tener este ultimo un equipamiento automatizado con PLC; por lo general en los diseños mecánicos de estos equipos, no se contempla ocurrencias como fenómenos naturales, como lo es en nuestra realidad el "Fenómeno del Niño", el cual en los últimos años originó subidas inesperadas de las máximas avenidas de los ríos ubicados en la costa peruana, originando el colapso de varias bocatomas, por no estar preparadas para este fenómeno natural.

La reconstrucción de la Bocatoma San Agustín San Jacinto (2001 - 2002), en Ica, como parte del Proyecto Especial Tambo Ccaracocha, llevado a cabo por el Instituto Nacional de Desarrollo (INADE); motivó el inicio del presente proyecto de tesis. En ella se ha desarrollado además del diseño de los sistemas de izaje electro mecánico para las compuertas vagón, un dispositivo adicional para su optimización de abertura. Luego se ha diseñado una alternativa hidráulica automatizada, para poder realizar comparaciones y determinar cual máquina presenta mayores ventajas técnico - económicas.

El presente proyecto, se desarrolla basándose en una adecuada aplicación de la metodología de diseño; con el fin de servir como guía para el diseño de estos equipos y poder brindar una ayuda en la toma de decisiones.



Bach. César Lengua Huertas

A Dios

Por darme ese espíritu y voluntad, que se necesita para no decaer en el camino hacia mis objetivos.

A mis Padres, Luzmila y Manuel

Agradecido por su amor, la formación espiritual y académica, que supieron darme; por su apoyo constante y por creer que todo es posible si uno se lo propone.

A mis hermanos, Manuel y Juan Carlos

Mis grandes amigos, por su apoyo siempre optimista en mis objetivos.

Mi Agradecimiento

Al Instituto Nacional de Desarrollo (INADE) – Proyecto Especial Tambo Ccaracocha, Arca Industrial S.A. y a todas aquellas empresas y profesionales que en forma desinteresada me apoyaron y hacen posible lograr mi meta.

A la Universidad Tecnológica Nacional, Facultad Regional La Plata - Argentina, por ser en ella, donde dí mis primeros pasos de esta bella carrera.

A la Universidad Nacional del Callao, por darme la enseñanza para afrontar nuevos retos en mi vida profesional.

A los Docentes de la Maestría en Ingeniería Mecánica de la Pontificia Universidad Católica del Perú, por sus recomendaciones en la conclusión de la presente Tesis.

A mi Asesor: Ing. Arturo Gamarra Chinchay, por su invaluable orientación desde el inicio de esta Tesis.

A todos aquellos Amigos, quienes siempre estuvieron pendientes del desarrollo de este proyecto y brindaron ayuda de forma desinteresada y oportuna.

Índice

Introducción.....	ix
Capitulo 1	
Planteamiento del Problema, Importancia y justificación	
1.1 Fundamentación.....	1-2
1.2 Antecedentes.....	1-3
1.3 Formulación del Problema.....	1-4
1.4 Importancia y Justificación.....	1-5
Capitulo 2	
Objetivos y Planteamiento de las Hipótesis	
2.1 Objetivo Principal.....	2-2
2.2 Objetivos Específicos.....	2-2
2.3 Planteamiento de las Hipótesis.....	2-3
2.3.1 Hipótesis de Trabajo.....	2-3
2.3.2 Variables e Indicadores.....	2-3
Capitulo 3	
Marco Teórico y Conceptual	
3.1 Compuertas Hidráulicas.....	3-2
3.1.1 Tipos y Clasificación.....	3-2
3.1.2 Componentes.....	3-7
3.1.3 Principales Aplicaciones.....	3-9
3.2 Compuertas Vagón.....	3-10
3.3 Normas Técnicas.....	3-12

Índice

Introducción.....	ix
Capítulo 1	
Planteamiento del Problema, Importancia y justificación	
1.1 Fundamentación.....	1-2
1.2 Antecedentes.....	1-3
1.3 Formulación del Problema.....	1-4
1.4 Importancia y Justificación.....	1-5
Capítulo 2	
Objetivos y Planteamiento de las Hipótesis	
2.1 Objetivo Principal.....	2-2
2.2 Objetivos Específicos.....	2-2
2.3 Planteamiento de las Hipótesis.....	2-3
2.3.1 Hipótesis de Trabajo.....	2-3
2.3.2 Variables e Indicadores.....	2-3
Capítulo 3	
Marco Teórico y Conceptual	
3.1 Compuertas Hidráulicas.....	3-2
3.1.1 Tipos y Clasificación.....	3-2
3.1.2 Componentes.....	3-7
3.1.3 Principales Aplicaciones.....	3-9
3.2 Compuertas Vagón.....	3-10
3.3 Normas Técnicas.....	3-12

Capítulo 4

Ingeniería del Proyecto

4.1 Metodología de Trabajo.....	4-1
4.2 Diseño del Sistema de Izaje Electro-Mecánico.....	4-3
4.2.1 Comprensión de la Solicitud.....	4-5
a) Lista de Exigencias.....	4-6
b) Plan de Trabajo para Diseño.....	4-7
4.2.2 Diseño Conceptual.....	4-10
a) Estructura de Funciones.....	4-10
b) Concepto de Solución.....	4-14
c) Concepto Optimo.....	4-15
4.2.3 Elaboración del Proyecto.....	4-18
a) Proyecto Definitivo.....	4-18
b) Cálculo de la Transmisión del Sistema de Izaje Electro Mecánico.....	4-19
Cálculo de Potencia.....	4-20
Selección del Cable de Acero.....	4-21
Diseño del Tambor.....	4-25
Transmisión Tornillo Sinfín – Corona.....	4-28
Transmisión Caja Reductora Derecha.....	4-51
Transmisión del Sistema de Izaje Manual.....	4-109
c) Análisis Estructural por el Método de Elementos Finitos....	4-115
d) Análisis de las Uniones Soldadas.....	4-118
4.3 Diseño del Dispositivo Adicional al Sistema de Izaje Electro Mecánico.....	4-124

4.3.1	Cálculo de la Nueva Abertura de las Compuertas.....	4-124
4.3.2	Comprensión de la Solicitud.....	4-130
	a) Lista de Exigencias.....	4-130
	b) Plan de Trabajo para Diseño.....	4-131
4.3.3	Diseño Conceptual.....	4-133
	a) Estructura de Funciones.....	4-133
	b) Concepto de Solución.....	4-136
	c) Concepto Optimo.....	4-137
4.3.4	Elaboración del Proyecto.....	4-139
	a) Proyecto Definitivo.....	4-139
	b) Cálculo Estructural.....	4-141
	c) Análisis Estructural por el Método de Elementos Finitos...	4-155
	d) Análisis de las Uniones Soldadas.....	4-157
4.4	Diseño del Sistema de Izaje Hidráulico.....	4-159
4.4.1	Comprensión de la Solicitud.....	4-159
	a) Lista de Exigencias.....	4-159
	b) Plan de Trabajo para Diseño.....	4-160
4.4.2	Diseño Conceptual.....	4-163
	a) Estructura de Funciones.....	4-163
	b) Concepto de Solución.....	4-167
	c) Concepto Optimo.....	4-168
4.4.3	Elaboración del Proyecto.....	4-170
	a) Proyecto Definitivo.....	4-170
	b) Cálculos hidráulicos.....	4-176

Cálculo del Cilindro.....	4-177
Cálculo de la Unidad Hidráulica de Presión.....	4-181
c) Cálculo Estructural.....	4-195
d) Análisis Estructural por el Método de Elementos Finitos....	4-206
e) Análisis de las Uniones Soldadas.....	4-208
4.5 Sistema Automático Comandado por PLC.....	4-210
4.5.1 Parámetros Generales.....	4-212
4.5.2 Entradas y Salidas del PLC.....	4-216
4.6 Sistema Eléctrico.....	4-218
4.6.1 Sistema Electro Mecánico.....	4-218
4.6.2 Sistema Electro Hidráulico.....	4-225
4.7 Fabricación y Montaje.....	4-228
4.7.1 Plan de Trabajo del Sistema de Izaje Electro Mecánico.....	4-228
4.7.2 Plan de Trabajo del Dispositivo Adicional.....	4-241
4.7.3 Plan de Trabajo del Sistema de Izaje Electro Hidráulico.....	4-243
4.8 Operación y Mantenimiento.....	4-246
4.8.1 Operación del Sistema de Izaje Electro Mecánico.....	4-246
4.8.2 Operación del Sistema de Izaje Electro Hidráulico.....	4-252
4.8.3 Operación del Sistema de Izaje Electro Hidráulico con PLC...	4-259
4.8.4 Manteniendo Preventivo.....	4-261

Capitulo 5

Análisis Económico.

5.1 Costo de la Energía.....	5-2
5.2 Costo de Diseño, Fabricación y Montaje.....	5-4

5.3 Costos de Soldadura.....	5-25
5.4 Presupuesto Anual de Operación y Mantenimiento.....	5-31
5.5 Fórmula Polinómica.....	5-29
5.6 Comparación de Resultados.....	5-40

Conclusiones y Recomendaciones

Bibliografía

Anexo A

Tablas de Resultados

Tablas para la Operación de la Bocatoma

Anexo B

Aplicación del Software de Análisis por Elementos Finitos (MEF)

Anexo C

Normas Técnicas

Anexo D

Copias de Catálogos y Manuales

Anexo E

Planos

Introducción

A finales del año 2001, luego de la licitación pública que realiza el Instituto Nacional de Desarrollo (INADE) – Proyecto Especial Tambo Ccaracocha (PETACC) – ICA; el contratista civil ganador de la licitación, encarga a la empresa: Arca Industrial S.A. (empresa para la cual labore durante todo el proyecto), el desarrollo integral del equipamiento mecánico de la Bocatoma San Agustín – San Jacinto, del río Ica; el cual consistía en el diseño y construcción de cuatro compuertas hidráulicas tipo vagón de 6 m de vano y 2,3 m de altura, sus respectivos sistemas de izaje y además cinco compuertas deslizantes con sistema de izaje manual.

Conforme a lo mencionado anteriormente, y luego de su desarrollo; es que motivó el inicio de la primera parte del presente proyecto de tesis, el cual esta referido al diseño de un sistema de izaje electro mecánico para compuertas vagón, y una posterior optimización del mismo, para lograr una mayor abertura de las compuertas, debido a un fenómeno natural imprevisto, el cual traerá un aumento significativo de caudal del río.

En segundo lugar, se desarrollará una alternativa electro hidráulica, para la cual plantearé su operación automatizada con un accionamiento efectuado por PLC como una alternativa para una operación futura o para otras bocatomas de la misma envergadura. Esta alternativa será comparada con el sistema de izaje electro mecánico, para determinar cual presenta mayores ventajas técnico - económicas.

El Diseño de un sistema de izaje electro mecánico, y su alternativa hidráulica para una compuerta tipo vagón, es una aplicación muy completa de la Ingeniería Mecánica; analizará y evaluará cada detalle del diseño, costos y tiempos de fabricación y montaje, costos de operación y mantenimiento preventivo, cumpliendo así con todo lo necesario para obtener una maquina que cumple con los requerimientos exigidos.

El presente proyecto, se desarrolla basándose en una adecuada aplicación de la metodología de diseño; con el fin de servir como guía para el diseño de estos equipos y poder brindar una ayuda en la toma de decisiones.

A handwritten signature in black ink, consisting of a large, sweeping initial 'C' followed by 'LH' and a final flourish.

César Lengua Huertas

Capitulo 1

Planteamiento del Problema, Importancia y Justificación

1.1 Fundamentación

Actualmente en el Perú, las compuertas hidráulicas de mediano y gran tamaño son izadas generalmente con sistemas de izaje electro mecánicos o hidráulicos, pudiendo tener este ultimo un equipamiento automatizado con PLC; por lo general en los diseños mecánicos de estos equipos, no se contempla ocurrencias como fenómenos naturales, como lo es en nuestra realidad el "Fenómeno del Niño", el cual en los últimos años originó subidas inesperadas de las máximas avenidas de los ríos ubicados en la costa peruana, originando el colapso de varias bocatomas, por no estar preparadas para este fenómeno natural.

El proyecto tendrá su estudio en la Bocatoma San Agustín - San Jacinto, del río Ica - Ciudad de Ica. La cual forma parte del Proyecto Especial Tambo Ccaracocha (**PETACC**), del Instituto Nacional de Desarrollo (**INADE**); donde se han encontrado inconvenientes en el diseño de los sistemas de izaje mecánicos de las compuertas vagón, respecto a la operación de abertura de estas, por no estar estas preparadas para una máxima avenida de $450 \text{ m}^3/\text{s}$; pues el máximo caudal admitido es de $280 \text{ m}^3/\text{s}$, con una abertura de las compuertas a 2,3 m.

Luego de proponer una solución a este caso específico, como primera parte del proyecto, se realizará un segundo estudio, que corresponde al diseño de una alternativa de accionamiento, mediante el uso de un sistema de izaje electro hidráulico, el cual dará una visión mas global dentro de una toma de decisiones al comparar ambos sistemas.

1.2 Antecedentes

Como consecuencia de la ocurrencia del Fenómeno del Niño en los años 1997-1998, el cauce del río Ica sufrió desbordes que originaron serios daños por inundaciones, arrastre y depósito de sólidos, erosión en diversos puntos a lo largo de su cauce, y en algunos casos alteración de su alineamiento, con el consiguiente perjuicio a la infraestructura de riego situada en sus márgenes.

Teniendo este importante antecedente es que el PETACC, a través del INADE, es quien contrata en primera instancia un estudio del proyecto para el control de Inundaciones del Río Ica y Quebrada Cansas / Canchajalla, dentro del cual se proyecta la reconstrucción de la Bocatoma San Agustín - San Jacinto que sirve a una superficie de 1 732 ha en ambas márgenes, 1 323 predios, 846 usuarios y 4 273 habitantes. Esta bocatoma contaba ya con una estructura de barraje fijo y tomas de captación de concreto de una antigüedad de 40 años aproximadamente, con marcados signos de deterioro y por lo cual se decidió reconstruirla, demoliendo la antigua estructura; Además esta admitía un caudal menor a 200 m³/s.

Es entonces que el PETACC contrata luego de la licitación pública a la empresa: Consorcio Curich - La Unión (Contratista Civil) quien se encargó de la reconstrucción integral de la bocatoma en Noviembre de 2001. Esta a su vez contrató los servicios de la empresa Arca Industrial S.A. quien se encargó del diseño, fabricación del equipamiento mecánico de la Bocatoma; el cual admitía un caudal previamente calculado para 280 m³/s.

Estado de la Tecnología

Se ha buscado información en bibliotecas, talleres e Internet, habiendo encontrado sólo datos referenciales y ningún trabajo publicado acerca del diseño de los sistemas de izaje propuestos, ni de dispositivos adicionales que ayudan a la optimización de abertura de compuertas vagón.

1.3 Formulación del Problema

¿Cómo se puede optimizar la abertura de las compuertas vagón, utilizadas en la bocatoma San Agustín – San Jacinto, del Proyecto Especial Tambo Ccaracocha, que operan con sistema de izaje electro mecánico. Para que operen con un caudal máximo de $450 \text{ m}^3/\text{s}$, en crecidas de caudal originadas por el Fenómeno del Niño, si en la actualidad su máximo caudal admitido es de $280 \text{ m}^3/\text{s}$ en conjunto?

¿Al diseñar la alternativa de accionamiento de las compuertas vagón, con un sistema de izaje electro hidráulico automatizado; puedo tener una mejora en la versatilidad de operación, mantenimiento, eficiencia y costos; al compararlo y proponerlo como un reemplazo al sistema de izaje electro mecánico?

1.4 Importancia y Justificación

Indudablemente el presente proyecto de tesis, tendrá un aporte tecnológico a la Ingeniería, por que propone una solución para poder optimizar la abertura de las compuertas vagón, que operan con un sistema de izaje electro mecánico. Así mismo, el estudio del sistema de izaje electro hidráulico, ayudará a tener un mejor enfoque en cuanto a versatilidad de operación, mantenimiento, eficiencia, costos y cuan factible es para los agricultores el contar con uno automatizado.

La optimización de la abertura tiene gran importancia ya que los beneficiarios son 2 000 pequeños agricultores de las comisiones regantes de los canales San Agustín y San Jacinto que cultivan productos de pan llevar, algodón y frutales.

Según los últimos estudios hidrológicos la avenida máxima que se espera alcanzar en caso de un Fenómeno del Niño es de: $450 \text{ m}^3/\text{s}$. Que en caso de producirse es posible que pueda llegar a poner en riesgo y colapsar la bocatoma, por lo cual se justifica el optimizar la abertura del sistema de izaje, para así asegurar el paso del caudal previsto.

Capitulo 2

Objetivos y Planteamiento de las Hipótesis

2.1 Objetivo Principal

El objetivo del presente proyecto es realizar una comparación de dos sistemas de izaje, uno mecánico optimizado en su abertura y otro hidráulico automatizado, utilizados para compuertas hidráulicas tipo vagón

2.2 Objetivos Específicos

Específico 1

Diseñar un sistema de izaje electro mecánico, con operación no automatizada.

Específico 2

Diseñar un dispositivo adicional, que pueda realizar una abertura superior a la actual, sin realizar mayores modificaciones en el diseño inicial del sistema de izaje electro mecánico, con el fin de neutralizar el evidente colapso de la bocatoma debido a la ocurrencia del Fenómeno del Niño.

Específico 3

Diseñar un sistema de izaje electro hidráulico, con su operación electro-manual y automatizada.

2.3 Planteamiento de las Hipótesis

2.3.1 Hipótesis de Trabajo

La optimización para el sistema de izaje electro mecánico, consistirá en lograr una mayor abertura de compuertas, mediante un dispositivo adicional tipo grúa, que iza las compuertas hasta un punto más alto del diseñado inicialmente.

La alternativa hidráulica automatizada, se plantea como un sistema de izaje, el cual puede operar mediante dos cilindros hidráulicos y una armadura de soporte. Y que al compararla con el sistema de izaje electro mecánico optimizado, tendrá mayores ventajas técnico - económicas.

2.3.2 Variables e Indicadores

Variables independientes

- Una adecuada abertura de las compuertas vagón, en situaciones de máxima avenida (Fenómeno del Niño).
- Un sistema de accionamiento de izaje que ofrezca una mayor versatilidad de operación y menor costo de fabricación y operación.

Indicadores

- Mediante un dispositivo adicional al sistema de izaje electro mecánico original.
- Aplicando una alternativa de izaje electro hidráulico.

Variables dependientes

- Diseño, y cálculo del sistema de izaje electro mecánico y su optimización para una máxima avenida de río.
- Diseño y cálculo de un sistema de izaje electro hidráulico.
- Diseño del sistema de operación y emergencia, automatizado por PLC.

Indicadores

- Parámetros importantes para el diseño del sistema de izaje electro mecánico y su dispositivo adicional.
- Cálculo de los elementos de máquinas.
- Parámetros importantes para su diseño con una selección apropiada de los cilindros hidráulicos y la unidad hidráulica de presión a emplear en el sistema.
- Selección de los componentes del sistema automatizado.
- Resumen de costos.

Capitulo 3

Marco Teórico y Conceptual

3.1 Compuertas Hidráulicas

3.1.1 Tipos y Clasificación

Los términos normalmente usados en la designación de los tipos de compuertas son: basculante, cilíndrica, gaveta, mitra, rodante, deslizante, radial (segmento), sector, stoney, tambor, vagón, y visor. Las compuertas pueden ser agrupadas de varias formas: pueden mencionarse, entre otros, los siguientes criterios de clasificación: función, movimiento, descarga, composición del tablero y localización.

Clasificación en cuanto a su Función

Según la función desempeñada en una instalación hidráulica, las compuertas pueden ser:

- De servicio.
- De emergencia.
- De mantenimiento.

Las compuertas de servicio se usan para la regulación permanente de fugas y niveles de agua. Mencionaremos algunas de ellas:

- Compuertas de vertedero.
- Compuertas de descargas de fondo.
- Compuertas de esclusas.
- Compuertas automáticas de control de llenado.

Las compuertas de emergencia son usadas de esporádicamente en la interrupción del flujo de agua en conductos o canales; generalmente son diseñadas para el funcionamiento en la posición abierta o cerrada. Son diseñadas para el funcionamiento en la posición abierta o cerrada. Son consideradas compuertas de emergencia, entre otras:

- Compuertas de tomas de agua
- Compuertas instaladas al ingreso de válvulas de servicio de conductos forzados.
- Compuertas de tubos de succión de turbinas kaplan.
- Compuertas instaladas al ingreso de compuertas de servicio de descargas del fondo.

Las compuertas de mantenimiento son operadas solamente con agua en reposo y tienen como principal función permitir el vaciado del conducto o canal para el debido acceso y mantenimiento de los equipos principales.

El tipo más común de compuerta de mantenimiento es la compuerta ataguía.

Clasificación en Función a su Movimiento

De acuerdo con el movimiento ejecutado por el tablero a lo largo de sus guías, las compuertas son clasificadas en:

a) Compuertas de translación

Las compuertas de translación pueden ser de deslizamiento o de rodadura.

En compuertas de deslizamiento, el tablero se mueve a lo largo de las guías venciendo el rozamiento al desplazarse entre las partes fijas y móviles por

medio de platinas o barras de topes fijos al tablero, en cuanto que los de rodadura utilizan ruedas o rodillos para tal función.

- Deslizamiento
 - Gaveta
 - Ataguía
 - Cilíndrica
- Rodadura
 - Vagón
 - Stoney

b) Compuertas de Rotación

En las compuertas de rotación, el tablero gira en torno a un eje fijo, denominado eje de articulación. En las compuertas basculante y tambor, el eje de articulación se localiza en la solera, en posición horizontal. En las compuertas mitra, los ejes de articulación son verticales y se localizan junto a las paredes de la cámara de la esclusa. Las componentes visor y radial disponen de ejes de articulación horizontal localizados encima de la solera.

Podemos nombrar las componentes siguientes:

- Basculante
- Mitra
- Radial (segmento)
- Tambor
- Visor

c) Compuertas de Trasló - rotación

La compuerta rodante es la única que ejecuta un movimiento de trasló - rotación. Su tablero posee una estructura cilíndrica con generatriz horizontal, que rueda en cremalleras fijadas en pilares en posición inclinada, y ejecuta un movimiento combinado de traslación y rotación.

Clasificación en Función a la Descarga

En función de la descarga de agua y posición del tablero, las compuertas pueden ser clasificadas en:

a) Las compuertas con descarga por encima del tablero

Los tipos basculante, y tambor, en la operación de abertura, se mueven para abajo, alrededor del eje de la articulación localizado en la solera, permitiendo el paso de agua por encima del tablero.

b) Compuertas con descarga por debajo del tablero

Dislocándose hacia arriba, haciendo posible la descarga por debajo del tablero. Es el caso de compuertas tipo gaveta, rodante, radial, vagón, visor y stoney.

c) Compuertas con descarga por encima y debajo del tablero

Las compuertas mixtas y duplas permiten la descarga algunas veces por encima y otras por debajo del tablero, en función de las necesidades operacionales.

Clasificación en cuanto a la Composición del Tablero

Las compuertas pueden ser simples, mixtas o dobles, según la cantidad y los tipos de elementos que componen el tablero. Las simples tienen un tablero compuesto por un único elemento. Las mixtas, el tablero principal es dotada, en su cima, de una compuerta basculante. Son conocidas muchas aplicaciones de compuertas radial, vagón, rodante y stoney combinadas con compuertas basculantes, principalmente en Europa. En compuertas duplas, el tablero se compone de dos elementos móviles superpuestos. El bajado de de la compuerta superior permite la descarga por encima de la compuerta, en cuanto que el elemento inferior puede ser levantado para descargar en el fondo. Ambos elementos del tablero son levantados para dar pase a la descarga máxima. Las compuertas vagón y radial son los únicos tipos conocidos de compuertas doble.

Clasificación en cuanto a la Localización

Las compuertas pueden ser de superficie o de fondo. Las compuertas de fondo son obligatoriamente dotadas de sellos en todo el perímetro del paramento, mientras que las de superficie ahorran sello en el borde superior.

Pueden usarse todos los tipos de compuertas en obras de superficie, pero solamente algunos son aplicados en instalaciones de fondo, para saber: vagón, radial, gaveta, ataguía, cilíndrica, y stoney. Es usual clasificar las compuertas de acuerdo con la altura de agua sobre la solera en:

- Las compuertas de baja presión: hasta 15 m.
- Las compuertas de media presión: de 15 a 30 m.
- Las compuertas de alta presión: más de 30 m.

3.1.2 Componentes

Una compuerta se compone básicamente de tres elementos: tablero, piezas fijas, y mecanismo de maniobra.

Tablero

El tablero es el componente principal de la compuerta, es un elemento móvil que sirve como barrera al paso del agua y se constituye de una estructura conformada por el paramento, refuerzos y atiesadores. La plancha de revestimiento de la estructura del tablero es directamente responsable de la barrera al paso de agua y es denominada paramento. Los sellos son componentes responsables de la estanqueidad, son generalmente constituidos por perfiles de caucho empernados al paramento. Al tablero también son fijados los elementos de apoyo como ruedas, y de guiamiento.

Piezas Fijas

Son los componentes que se fijan en el concreto y sirven para guiar y alojar el tablero, redistribuir sobre el concreto las cargas actuantes en la compuerta, actuando también, en algunos casos, como protección del concreto y elemento de apoyo de los sellos. Los componentes básicos de las partes fijas son: solera, camino de rodadura o de deslizamiento, guías laterales, contraguías, frontal, los apoyos del sello y eventualmente blindajes de las ranuras.

La solera es el elemento horizontal inferior de las partes fijas y sirve como el apoyo del tablero o del sello inferior. En las compuertas sector y tambor, la solera se acostumbra usar también como fijación del sello inferior. El camino

de rodadura actúa como el elemento de apoyo y redistribuye las cargas transmitidas por las ruedas o rodillos de las compuertas de rodadura. La misma función es ejercida por el camino de deslizamiento, con relación a las cargas transmitidas por los topes laterales de las compuertas ataguía y gaveta. Las guías laterales y contraguías limitan los desplazamientos del tablero en el plano horizontal, y son proyectadas para absorber los esfuerzos correspondientes. El frontal es un elemento usado solamente en las compuertas de fondo y sirve para completar, junto con las guías laterales y solera, el cuadro de pasaje de agua, absorbiendo los esfuerzos correspondientes. Localizándose en la parte superior horizontal del pasaje a obturar, apoya al sello superior y sirve también como protección del concreto a la erosión causada por el paso de agua a altas velocidades.

Mecanismo de izaje

Las compuertas pueden ser izadas mediante dispositivos de maniobra; los cuales pueden ser mecánicos, con el uso de cadenas de rodillos o cables de acero; y los hidráulicos, los cuales utilizan servo motores; estos sistemas de izaje a su vez pueden contener sistemas manuales, los cuales pueden ser mediante el uso de tornillos de potencia y mediante cables de acero o bomba manual hidráulica.

Algunas compuertas ahorran el uso de mecanismo de maniobra y son movidas por la presión hidráulica, como es el tipo tambor.

La función principal del dispositivo de izaje de una compuerta, es la creación de una gran fuerza de accionamiento con un pequeño suministro de energía. La

fuerza es necesaria para superar el peso de las partes móviles, las fuerzas de roce, fuerzas hidrodinámicas, y cargas ocasionadas por accidentes.

Las fuentes mas usadas de energía para la operación de compuertas son la electricidad y los motores de combustión interna. Los sistemas de accionamiento, son de uso limitado en situaciones de emergencia, y deben de preferencia ser dotados de dispositivos que permitan un movimiento manual de la compuerta por un operador, en caso de falta de energ

El sistema de izaje mecánico con cables de acero es usado exclusivamente en instalaciones en que el cierre de la compuerta es hecho por su propio peso, pues el cable no puede ejercer fuerza hacia abajo. Este sistema esta bastante difundido en compuertas de superficie como las vagón y radiales principalmente, en las cuales las fuerzas de fricción a vencer son siempre inferiores al peso de la compuerta (tablero).

3.1.3 Principales Aplicaciones

Las compuertas encuentran una inmensa aplicación en varios campos de la ingeniería hidráulica. Entre sus principales usos, pueden mencionarse:

- Obras de protección contra inundaciones.
- Cerrando obras de desvió de ríos.
- Obras de perenización de ríos.
- Tomas de agua para plantas hidroeléctricas.

- Irrigación.
- Control de descargas de fondo.
- Esclusas de navegación.

3.2 Compuertas Vagón

Ciertamente es el tipo de compuerta mas usado. Su forma habitual se constituye de tablero, ejes, y sellos.

El tablero esta formado por una plancha de paramento, generalmente plana, reforzada por medio de vigas horizontales y verticales. A cada lado del tablero, en los extremos de las vigas horizontales, esta soldada una viga vertical denominada cabecera. Las ruedas son montadas en ejes fijados lateralmente al tablero, sobre las vigas cabeceras, y estas cumplen una doble función: de disminución de los esfuerzos de fricción y de transmisión de cargas a las piezas fijas y de allí al concreto.

El campo de aplicación de las compuertas vagón es muy amplio.

La principal aplicación de las compuertas vagón, es en aquellas instalaciones que necesitan de elementos de protección que sean capaces de cerrar por su propio peso. Es el caso por ejemplo en tomas de aguas profundas. Por el mismo motivo, que es bastante común el uso de la compuerta vagón como protección de la compuerta radial para regulación de descarga de profundidad.

Las compuertas vagón son utilizadas en las instalaciones de superficie, utilizadas por ejemplo en bocatomas y vertederos.

Tiene un sellado en tres lados, en los laterales y son fabricadas con paramento y vigas montadas en el.

La adopción del paramento a contra corriente protege a las vigas contar eventuales daños causados por los desechos pesados, elimina las fuerzas hidrodinámicas, reduce la corrosión y facilita el mantenimiento de la estructura.

El paramento se extiende desde la solera hasta el nivel máximo del agua, generalmente sobre pasándolo de 0,3 a 0,5 m, para actuar como borde libre e impedir la descarga sobre el tablero debido a las ondas creadas por acción del viento en la bocatoma. Las guías de la compuerta se deben extender por encima del piso de operación del vertedero para permitir el levantamiento de la compuerta encima del nivel máximo del agua.

En la parte superior de las guías se instala un puente de servicio para el alojamiento del sistema de izaje.

La visión de las guías encima del piso de operación del sistema de izaje de la estructura soporte es generalmente considerada un grave inconveniente estético de este tipo. La operación de izaje de las compuertas vagón exige el levantamiento de todo su peso, el mismo que puede ser incrementado con el ingreso de cuerpos extraños entre sus vigas, los mismos que al hacer un pequeño control de la compuerta, se pueden introducir entre el tablero y la solera en caso de una pequeña abertura de la compuerta, donde puede ocasionar daños al sello inferior.

3.3 Normas Técnicas

Las presentes normas técnicas serán utilizadas durante todo el proyecto en sus distintas partes: diseño estructural, diseño mecánico, tratamiento superficial, protección anticorrosiva, mantenimiento, diseño hidráulico, eléctrico y electrónico.

Normas para el diseño estructural y mecánico

AISC	: American Institute of Steel Construction
AISI	: American Iron and Steel Institute
AGMA	: American Gear Manufacturers Association
ANSI	: American National Standards Institute
ASTM	: American Society for testing Materials
AWS	: American Welding Society
DIN	: Deutsches Institut für Normung
SAE	: Society of Automotive Engineers
VDI	: Verein Deutscher Ingenieure

Normas de tratamiento de superficies y protección anticorrosiva

SSPC	: Steel Structures Paint Council
------	----------------------------------

Norma de lubricantes

API	: American Petroleum International
NLGI	: National Lubricating Grease Institute

1983

Normas de Electricidad

NEMA : Nacional Electrical Manufactures Association

IEC : Internacional Electrotechnical Comisión

NEC : Nacional Electrical Code

Capitulo 4

Ingeniería del Proyecto

4.1 Metodología de Trabajo

El presente proyecto desarrolla una metodología de diseño, referida en la norma: VDI 2222 parte 1 y 2 y VDI 2225 parte 1, el cual se desarrolla en tres fases: Comprensión de la solicitud, diseño conceptual y elaboración del proyecto; mediante este método analizaremos, calcularemos y evaluaremos, cada uno de los diseños de los sistemas de izaje.

Tal como se planteó en los objetivos del proyecto, se realizará un primer diseño el cual consistirá de un sistema de izaje electro mecánico para compuertas vagón, luego este sistema será optimizado, con un dispositivo adicional, para brindar una mayor abertura de las compuertas, preparándolas para inconvenientes como el Fenómeno del Niño.

Dando una alternativa, a este sistema optimizado, expondremos el diseño de un sistema de izaje electro hidráulico, el cual será posteriormente automatizado para ser operado con un PLC.

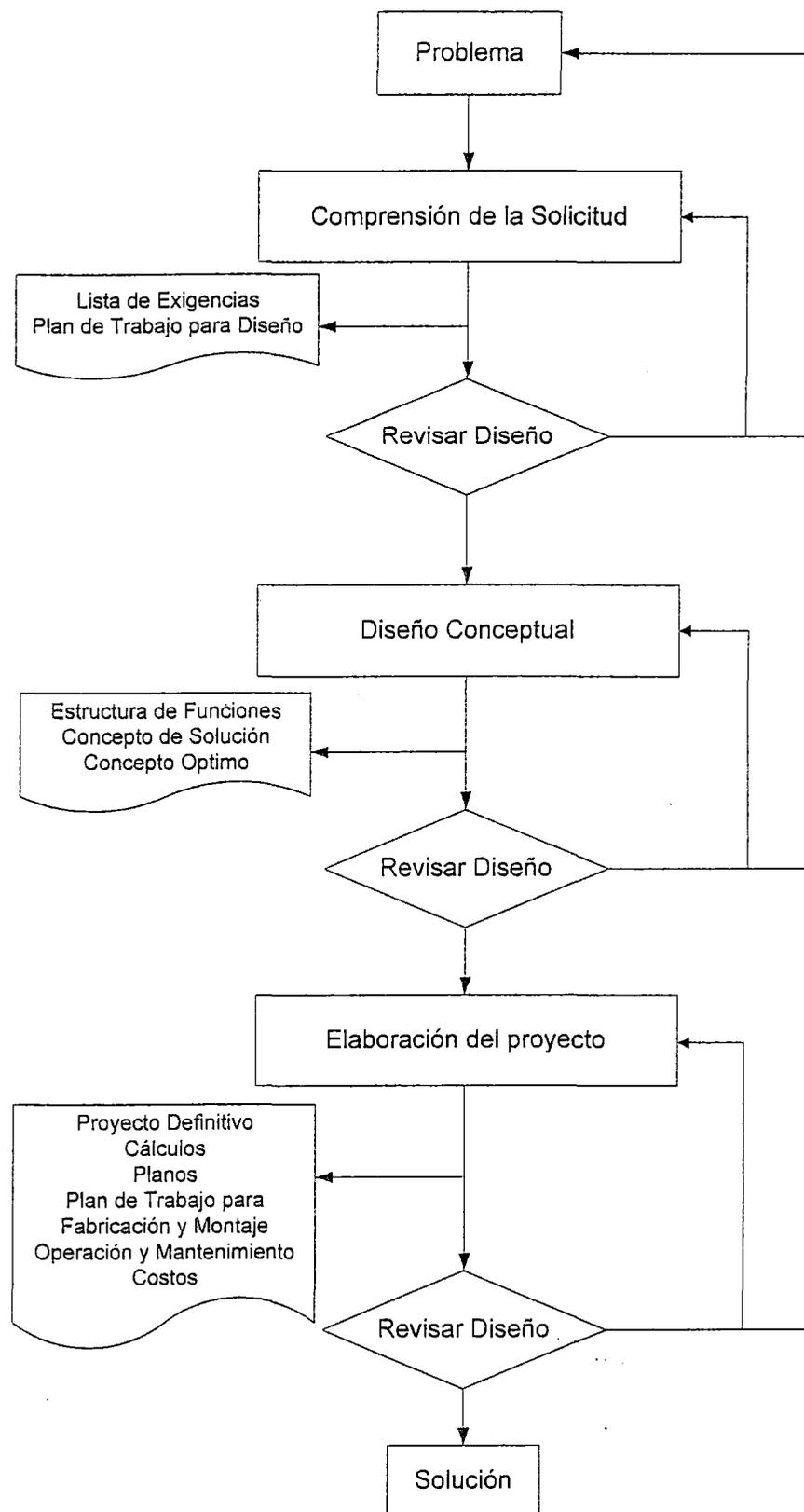


Figura 4-1: Proceso de diseño

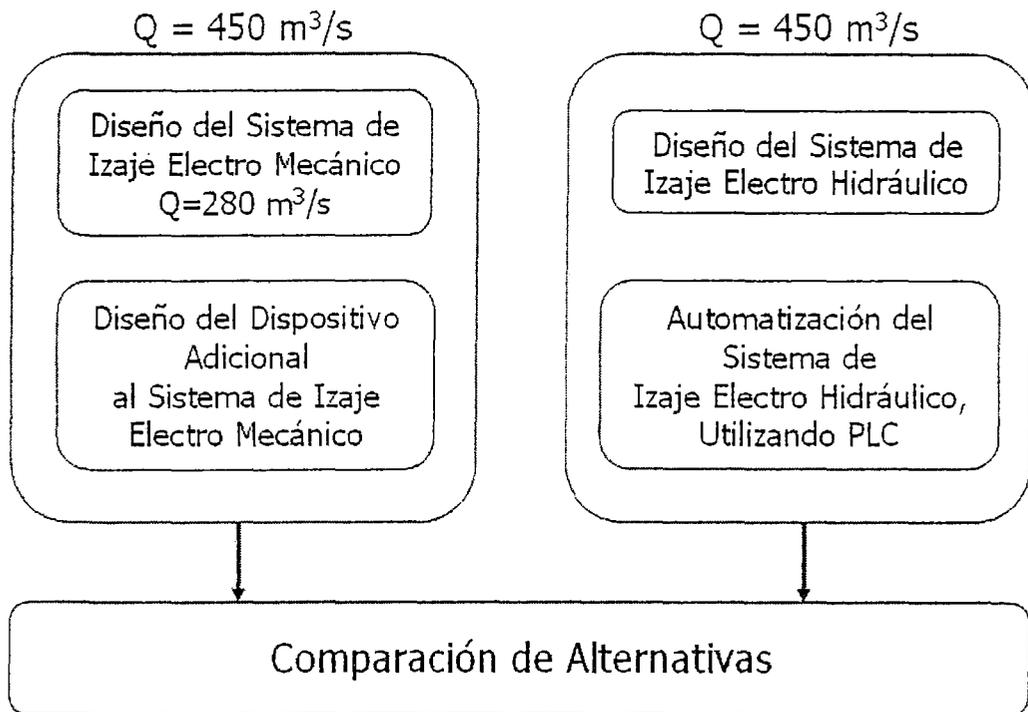


Figura 4-2: Metodología de trabajo

4.2 Diseño del Sistema de Izaje Electro-Mecánico

El diseño del Sistema de Izaje Electro Mecánico para las Compuertas Vagón, Es desarrollado mediante el proceso de diseño descrito en la figura 4-1

4.2.1 Comprensión de la Solicitud

a) Lista de Exigencias

La lista de exigencias, detalla los requerimientos concretos del proyecto a desarrollar. Esta debidamente clasificada y cuantificada, asumiendo de forma crítica las necesidades del cliente.

Las exigencias expuestas a continuación han sido resueltas luego de contestar las siguientes preguntas:

¿Qué finalidad tiene que satisfacer la solución?

¿Qué propiedades debe tener esta solución?

¿Qué propiedades no debe tener esta solución?

Tabla 4-1: Lista de exigencias

Deseo ó Exigencia	Descripción
E	Función Principal Izaje mecánico de cuatro compuertas vagón
	Geometría
E	Altura = 500 - 1 000 mm
E	Ancho = 1 500 mm
E	Largo Máx. = 6 000 mm
	Cinemática
E	Velocidad constante de izaje = 0.558 m/min (22 pulg/min)
E	Abertura de la compuerta = 2 300 mm
	Fuerzas
E	Fuerza Máxima de Izaje por cada compuerta = 68 670 N (7 000 kgf)
E	El peso máximo = 8 Ton sin la compuerta elevada
E	Rigidez de la maquina
E	Estabilidad de la maquina
E	Que pueda regular la posición de la compuerta
	Energía
E	Tensión = 220 V / 3Ø / 60Hz
E	Potencia Máx. disponible = 20 kW
E	Transformación de energía eléctrica a energía mecánica
	Señales
E	Comando local y remoto
E	Luces de operación en tablero general
E	Indicador de posición
	Seguridad
E	Protección contra corto circuitos
E	Transmisión que no permita el retorno del cable si falla energía
E	Contra el medio ambiente
	Ergonomía
E	Sistema manual de operación
E	Operación local y remota con vista desde una caseta
D	Iluminación
	Fabricación
E	Dimensiones adecuadas a un transporte económico
E	Empresa metalmecánica
E	Arenado
E	Pintura epóxica
E	Maquina lubricada a la entrega

	Control
E	Normas Técnicas
E	Ensayo de materiales
E	Ensayo de soldadura
	Montaje
E	Montaje en obra
	Transporte
E	No usar grúas para su montaje
E	Mediante un camión
	Uso
E	Operación: 6 meses al año, 6 horas por día
E	Expuesto al medio ambiente
E	Clima tropical, ambiente abrasivo moderado, corrosivo
E	Altitud = 386 m.s.n.m.
	Mantenimiento
E	Semanal, mensual, anual.
	Costo Total
E	Costo de fabricación y montaje < US\$ 70 000
	Plazo de Entrega
E	Tiempo de entrega < 4 meses

b) Plan de Trabajo para Diseño

La meta de este paso es planificar el tiempo de trabajo mediante un diagrama de Gantt, en base a los procesos del método de diseño, estimando la complejidad del problema y sus exigencias.

Respecto a este diagrama, se estiman los costos del diseño según las actividades a realizar.

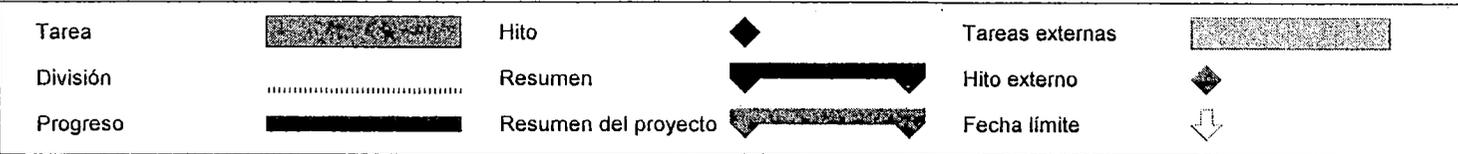
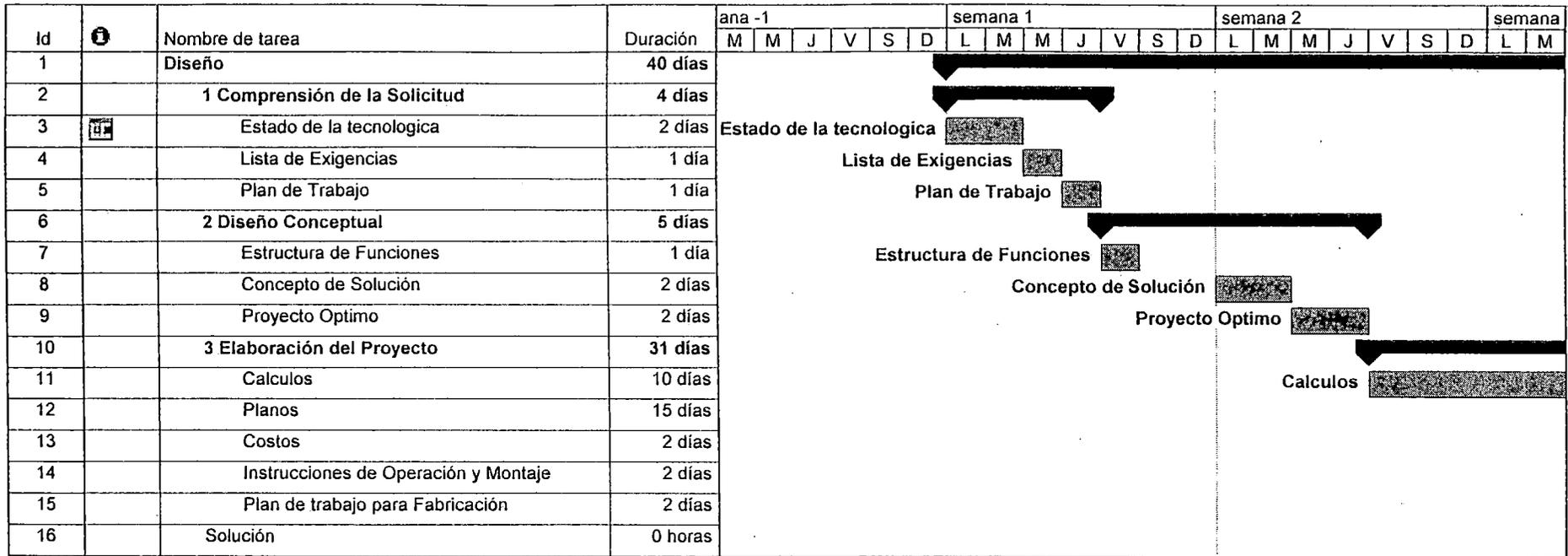


Figura 4-3: Plan de Trabajo para Diseño del Sistema de Izaje Electro-Mecánico
Página1

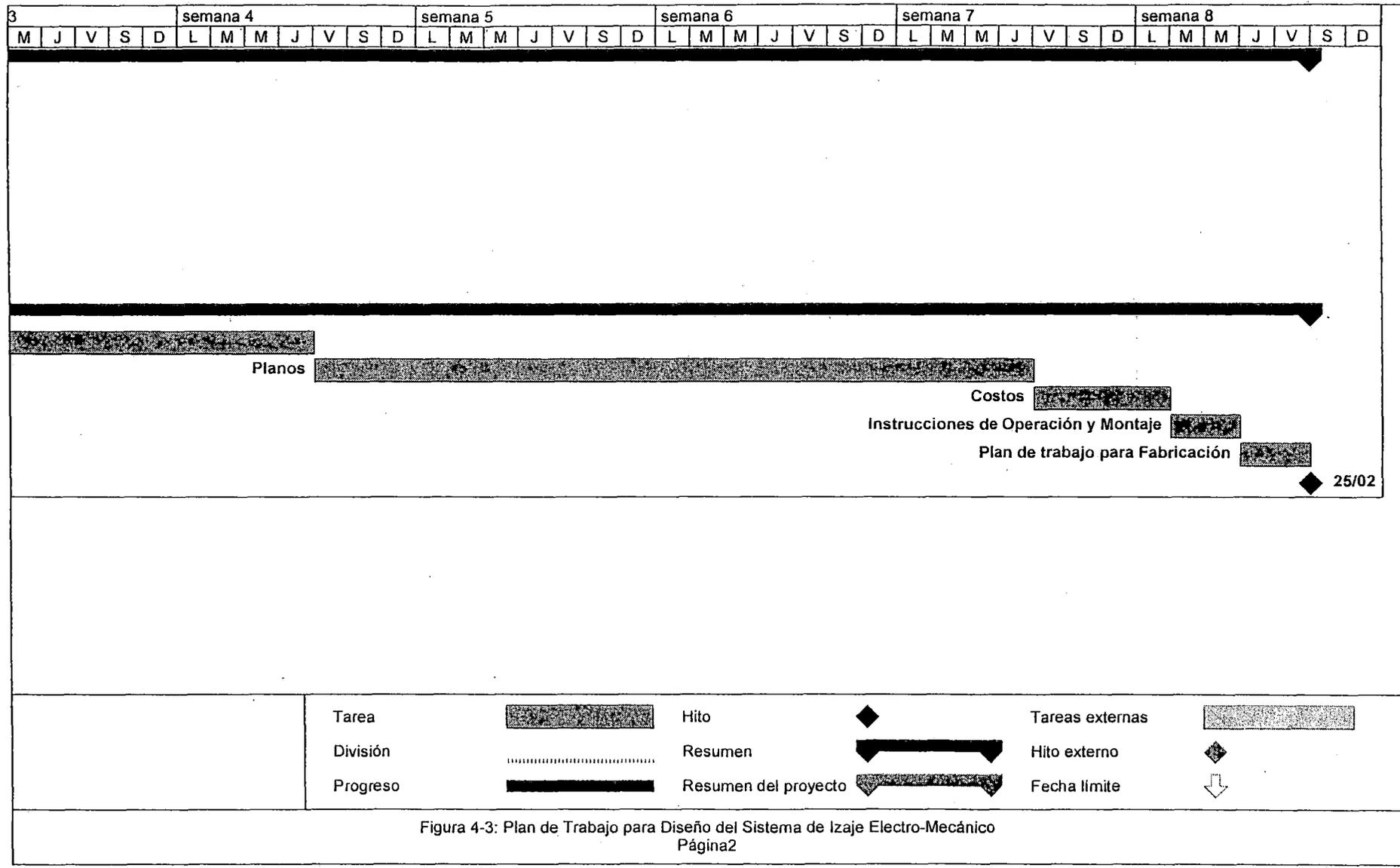


Figura 4-3: Plan de Trabajo para Diseño del Sistema de Izaje Electro-Mecánico
Página 2

4.2.2 Diseño Conceptual

a) Estructura de Funciones

Abstracción: Caja Negra

En base a la lista de exigencias se desarrolla la estructura de funciones de forma abstracta.



Figura 4-4 : Caja Negra

Entradas

Materia: Se iza la compuerta

Energía: Energía eléctrica / Energía humana

Señales: Dar inicio al funcionamiento de la máquina

Salidas

Materia: la compuerta se cierra

Energía: Energía mecánica

Señales: Que indiquen operación de la máquina

Secuencia de operaciones:

Fundamentalmente las operaciones a realizar tienen la secuencia siguiente:

- Izaje de la compuerta
- Cierre de la compuerta

Procesos Técnicos:

Preparación:

Inspección del sistema

Se da energía al sistema

Ejecución:

Inicial la entrega de energía a la máquina

Empieza la abertura o cierre de la compuerta

Control

Se verifica la velocidad,

Altura máxima de abertura

Cierre de compuerta

Fase final

Culminar la entrega de energía

Aplicaciones de los sistemas técnicos y sus limitaciones

Para realizar el izaje y cierre de la compuerta, partiremos de la utilización de la energía eléctrica para su funcionamiento eléctrico, y energía humana para el funcionamiento manual de la máquina.

En búsqueda de conseguir dicho objetivo, emplearemos mecanismos, los que serán evaluados en su debido momento, seleccionando el más apropiado para el cumplimiento de dicho fin.

Por las dimensiones de la compuerta será difícil lograr una estabilidad de ella si utilizamos un solo mecanismo que eleve la compuerta desde un solo punto, por tanto se propone el uso de dos mecanismos separados, pero unidos por algún medio, las cuales ayudaran a izar y cerrar desde dos puntos sincronizados la compuerta, para ello se deberá emplear mecanismos de transmisión bastante eficientes, pues se deberá aprovechar al máximo la energía entregada.

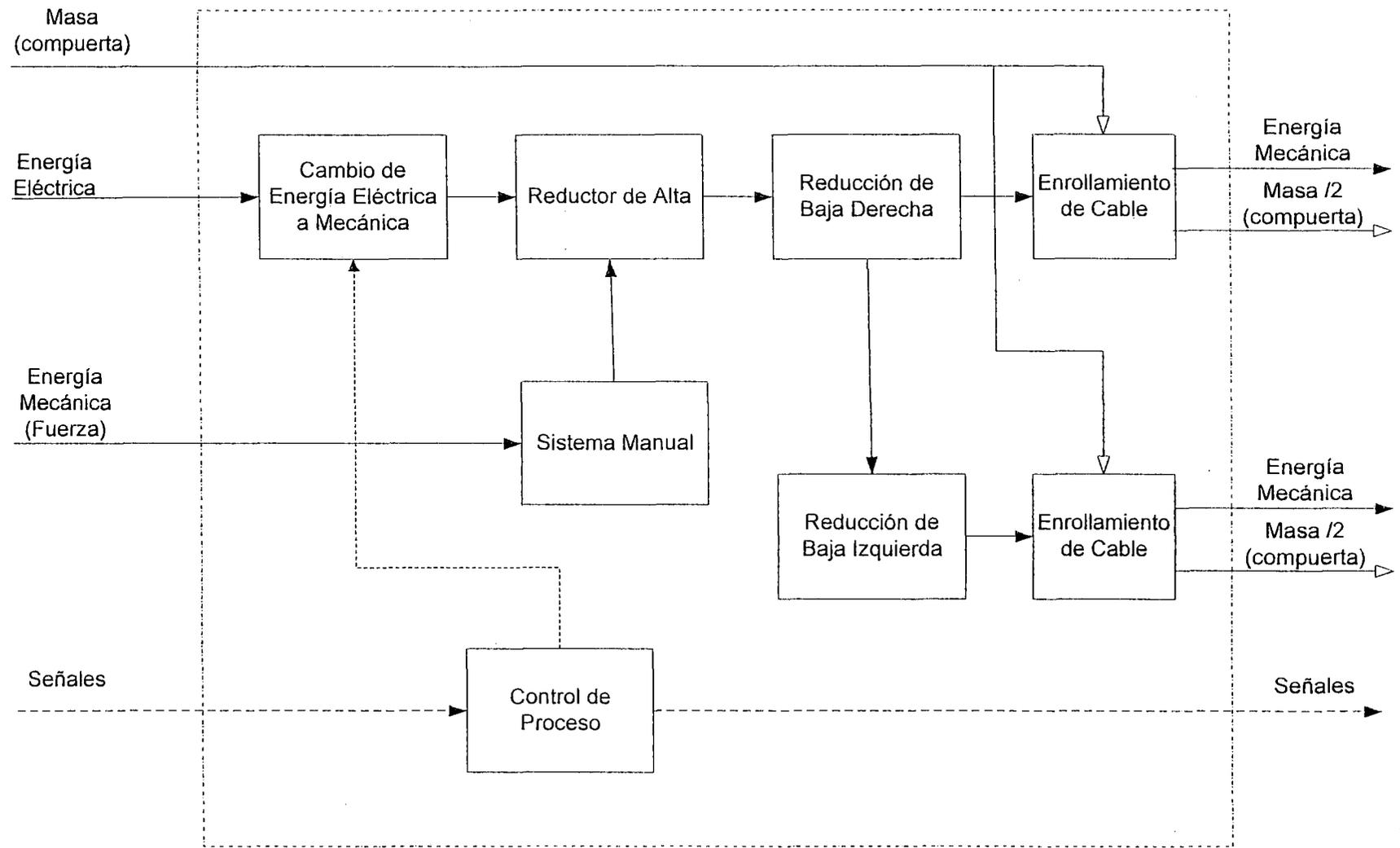


Figura 4-5 : Estructura de funciones

b) Concepto de Solución

El objetivo de esta etapa del diseño es transformar la estructura de funciones a través de la búsqueda de soluciones con la ayuda de un esquema ordenado: matriz morfológica.

Alternativas		A	B
Funciones Parciales			
1	Energía eléctrica - Energía mecánica	Motor eléctrico	
2	Control de proceso	Manual - eléctrico local y remoto	Automatizado con PLC
3	Sistema Manual	Con volante horizontal y transmisión	Con volante vertical y transmisión
4	Reducción de alta	Tornillo sinfín- corona	Tren de engranajes cilíndricos
5	Reducción de baja derecha	Tren de engranajes con engranajes cilíndricos	Tren de engranajes con engranajes helicoidales
6	Reducción de baja izquierda	Tren de engranajes con engranajes cilíndricos	Tren de engranajes con engranajes helicoidales
7	Enrollamiento de cable	2 Tambores para cables con ranurado	2 Tambores para cable sin ranuras
Variante 1		•	
Variante 2		•	
Variante 3			•
Variante 4		•	
Variante 5			•

Figura 4-6: Matriz Morfológica para las Funciones y Alternativas

c) Concepto Óptimo

La fase anterior ha permitido determinar y representar variables o conceptos preliminares, los cuales serán sometidos a una evaluación desde el punto de vista técnico y económico.

Se indicarán diferentes puntos de comparación, donde a cada propuesta se le asignará un valor (0 a 4), dependiendo de cómo satisfaga la propuesta al punto en mención.

A los puntos de comparación también se les asignará un peso, dependiendo de cuanta trascendencia tengan con el desarrollo del proyecto, este peso será denominado como el factor de influencia.

Puntaje para calificar los criterios de 0 a 4:

0 = No satisface.

1 = Aceptable a las justas.

2 = Suficiente.

3 = Bien.

4 = Muy bien.

Factor de importancia:

1 = Importante.

2 = Muy importante.

3 = Imprescindible.

Tabla 4-2a : Evaluación Técnica de Variantes

Puntos de evaluación		Factor de Importancia (Fi)	Puntaje (Pi)					Proyecto Ideal
			Variante 1	Variante 2	Variante 3	Variante 4	Variante 5	
1	Confiabilidad	3	4	3	3	3	4	4
2	Seguridad	3	4	3	3	4	4	4
3	Estabilidad	3	1	1	1	1	1	4
4	Rigidez	3	1	1	1	1	1	4
5	Fácil manufactura	2	3	3	3	2	2	4
6	Fácil operación	2	3	4	3	4	3	4
7	Fácil ensamble	2	3	3	3	2	2	4
8	Fácil limpieza	1	4	4	4	4	4	4
9	Transportabilidad	1	4	4	4	4	4	4
10	Poco espacio requerido	1	3	3	3	3	3	4
11	Simple mantenimiento	1	4	3	4	3	4	4
12	Complejidad	1	3	3	3	3	3	4
Puntaje Total = $\Sigma (Fi \times Pi)$			66	61	60	60	62	92
Coeficiente técnico = puntaje total / puntaje ideal			0,72	0,66	0,65	0,65	0,67	1,00

0 = No satisface, 1 = Aceptable a las justas, 2 = Suficiente, 3 = Bien, 4 = Muy bien (ideal)

Tabla 4-2b : Evaluación Económica de Variantes

Puntos de evaluación		Factor de Importancia (Fi)	Puntaje (Pi)					Proyecto Ideal
			Variante 1	Variante 2	Variante 3	Variante 4	Variante 5	
1	Materiales	3	4	2	4	2	4	4
2	Fabricación	3	3	3	3	2	2	4
3	Mantenimiento	2	3	2	3	2	3	4
4	Operación	2	4	3	4	3	4	4
5	Costo de la tecnología	1	3	2	3	2	3	4
Puntaje Total = $\Sigma (Fi \times Pi)$			38	27	38	24	35	44
Coeficiente técnico = puntaje total / puntaje ideal			0,86	0,61	0,86	0,55	0,80	1,00

0 = No satisface, 1 = Aceptable a las justas, 2 = Suficiente, 3 = Bien, 4 = Muy bien (ideal)

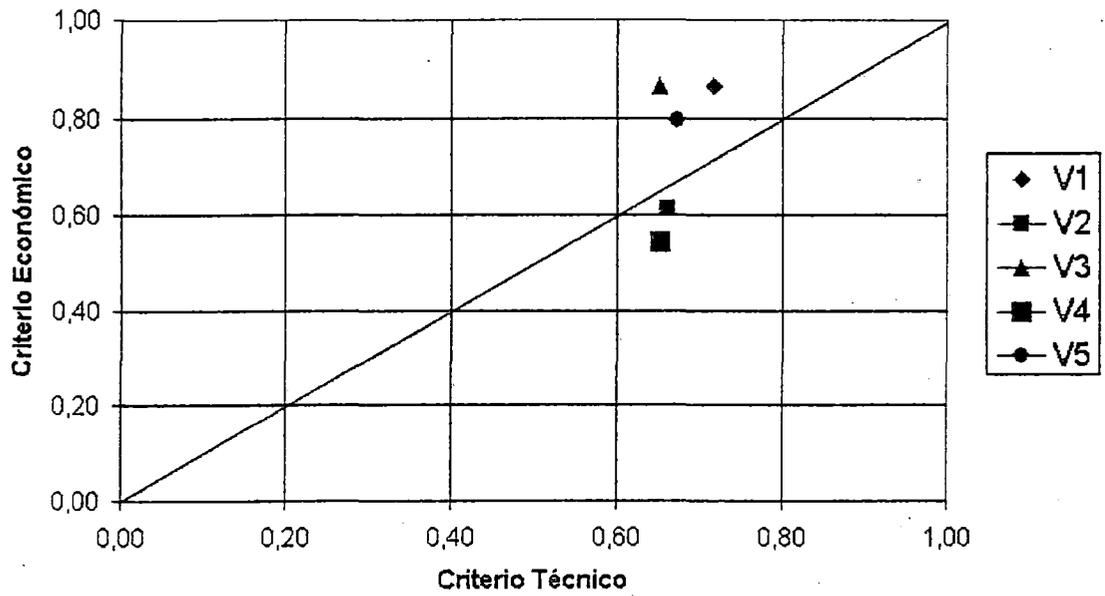


Figura 4-7: Evaluación Técnica de Variantes

La selección más adecuada será la Variante que además de tener los coeficientes técnicos y económicos apropiados, mantenga un equilibrio entre estos, por esto el proyecto a desarrollar será basado en la Variante 1.

4.2.3 Elaboración del Proyecto

a) Proyecto Definitivo

Según lo expuesto, en el concepto óptimo, se evaluará un sistema de izaje electro mecánico para la Compuerta Vagón (6,3 x 2,3 m) según la siguiente configuración:

Será izada mediante 4 cables de acero, enrollados a dos tambores ranurados con direcciones contrarias y enganchadas a la compuerta mediante un templador y un estrobo.

Los tambores estarán instalados a una distancia de 4 metros y serán accionados por dos cajas reductoras unidas por un tubo de pared gruesa (caja derecha: tres pares de engranajes; caja izquierda: un par de engranajes); a partir de un reductor de velocidad de tornillo sinfín accionado por un único motor eléctrico.

Para casos eventuales de falta de energía se ha considerado el sistema manual de izaje, el cual consistirá internamente de una reducción con engranajes cónicos y una volante para accionarlo.

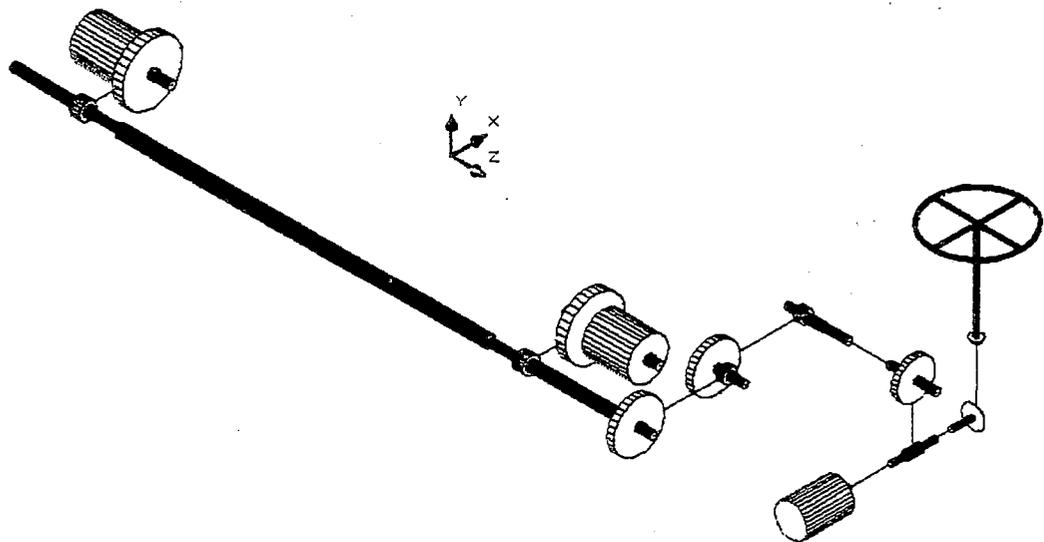


Figura 4-8: Esquema de la transmisión del sistema de izaje electro mecánico.

b) Cálculo de la Transmisión del Sistema de Izaje Electro Mecánico

Tabla 4-3: Datos Generales

P _c	Fuerza de izaje considerada por el cálculo de la compuerta	58 860 N 6 000 kgf
P	Fuerza de izaje máxima del sistema	68 670 N 7 000 kgf
V	Velocidad de izaje estándar	22 pulg/min 0,558 m/min
H	Abertura de la compuerta	2 300 mm

Cálculo de Potencia

Potencia a emplearse por cada tambor (P_t)

$$P_t = \frac{T_t * V}{75}$$

$$P_t = \frac{3500 (0,0093)}{75}$$

$$P_t = 0,43 \text{ HP}$$

Donde:

T_t = Tensión de los cables por tambor ($P/2$)

Potencia de Izaje (P_I)

$$P_I = \frac{P * V}{75}$$

$$P_I = \frac{7000 (0,0093)}{75}$$

$$P_I = 0,87 \text{ HP}$$

Potencia Motriz

Considerando

N_r = Eficiencia de los rodamientos = 99%

N_{cr} = Eficiencia cajas reductoras = 85%

F_s = Factor de seguridad = 3,5

$$P_M = \frac{P_I}{n_r^2 * n_{cr}^2} * f_s$$

$$P_M = \frac{0,87}{(0,99^2)(0,85^2)} * 3,5$$

$$P_M = 4,52 \text{ HP}$$

Seleccionamos un motor:

Potencia = 6 HP

Velocidad nominal = 1 200 rpm

El motor es trifásico, de inducción, con rotor de jaula de ardilla y el torque máximo está dado a más de 300% del torque nominal necesario.

Selección del Cable de Acero

La norma DIN 19705 recomienda el uso de cables galvanizados en aplicaciones como sistemas de izaje de compuertas hidráulicas.

Los cables de acero, comúnmente utilizados se clasifican en 6x19 y 6x17. Estas clasificaciones indican el número de torones por la cantidad de hilos por cada uno. Por ejemplo el cable 6 x19 se compone de 6 torones de 19 hilos cada uno. La composición de un cable debe ser considerado a que su flexibilidad es inversamente proporcional al diámetro de los hilos externos. En tanto la resistencia a la abrasión es directamente proporcional a este diámetro. Así mismo comparando los cables 6 x 19 y 6 x 37, el primero tiene una mayor resistencia a la abrasión en cuanto que el último es más flexible.

La construcción del cable puede ser: Seale, Filler, Warrington, el cual representa la disposición los hilos en cada torón y no influyendo en la capacidad de carga del mismo.

Los cables pueden ser dotados de alma de fibra o de acero. Las almas de fibra dan una mayor flexibilidad del cable, en cambio las almas de acero dan mayor resistencia a la deformidad y aumenta la resistencia a la tracción. Un cable con alma de acero presenta además un aumento de 7,5% en la resistencia a la tracción y cerca de 10% en relación al peso de un cable con alma de fibra del mismo diámetro y construcción.

Las extremidades de los cables son fijadas en forma de lazo por medio de grapas o terminales prensados. La eficiencia del lazo ejecutado por medio de grapas y guardacabo es del 80% en relación a la ruptura mínima efectiva del cable, en cuanto que con un terminal prensado es del 100%.

La compuerta vagón será izada mediante 4 cables de acero galvanizado y alma de fibra de 6x19 FC.

El método de cálculo seguido se realiza según las recomendaciones del fabricante del cable (Aceros Camesa).

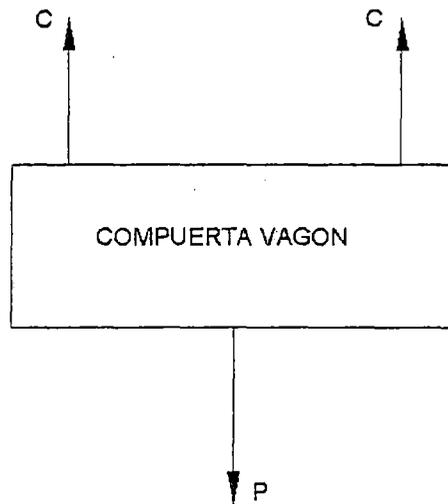


Figura 4-9: Diagrama de cuerpo libre de la compuerta vagón.

Carga por cada cable

$$C = \frac{P}{4}$$

$$C = \frac{7\,000}{4}$$

$$C = 17\,167,50 \text{ N}$$

Donde:

C = Carga soportada por un cable

P = Fuerza de izaje

Selección:

Considerando el diámetro (d) del cable de acero de 1/2"

$$C \leq \frac{R_r}{f_s}$$

$$1\,750 \leq \frac{9\,600}{5}$$

$$1\,750 \leq 1\,920$$

Por lo que se determina que el cable de $\varnothing \frac{1}{2}$ " es el correcto.

Siendo:

R_r = Resistencia a la ruptura del cable = 9 600 kgf = 94 176 N

f_s = Factor de seguridad para el cable = 5

Alargamiento del Cable

Alargamiento permanente por construcción (ΔL_1)

Es un valor práctico, dado por el fabricante (Aceros Camesa)

Tabla 4-4

Carga	Δ Longitud del cable – Alma de Fibra
Normal (factor de seguridad S:1)	0,25% L \approx 5000 $\Delta L_1 = 12,50$ mm

$$L = 5500 + 368(-2300 - 750) + 2000$$

$$L = 4818$$

$$L \approx 5000\text{m}$$

Donde L = Longitud del cable.

Alargamiento Elástico (ΔL_2)

El fabricante da a este alargamiento en función al módulo de elasticidad, el cual varía respecto al área circundante (A_c) en relación al diámetro nominal del cable (D).

$$A_c = \frac{\pi}{4} * D^2$$

$$A_c = 0,79 (12,7)^2$$

$$A_c = 126,67 \text{ mm}^2$$

Módulo de elasticidad (E), para cable de clase 6 x 19.

$$E = 5\,000 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$E = 49050 \text{ N/mm}^2$$

$$AL_2 = \frac{C * L}{E * A_c}$$

$$AL_2 = \frac{(1750)(5000)}{(5\,000)(126,6)}$$

$$AL_2 = 13,82 \text{ mm}$$

Expansión o contracción térmica (ΔL_3)

$$\alpha = \text{Coeficiente de expansión lineal} = 12,5 \times 10^{-6} \frac{1}{^\circ\text{C}}$$

$$\Delta L_3 = \alpha L \Delta t$$

Donde:

$$\alpha = \text{Coeficiente de expansión lineal} = 12,5 \times 10^{-6} \frac{1}{^\circ\text{C}}$$

L = Longitud del cable

Δt = Diferencia de temperatura = 35° (Día caluroso)

$$AL_3 = 12,5 \times 10^{-6} (5\,000) (35)$$

$$AL_3 = 2,19 \text{ mm}$$

Alargamiento Total del Cable (Δ_T)

$$\Delta_T = \Delta L_1 + \Delta L_2 + \Delta L_3$$

$$\Delta_T = 12,50 + 13,82 + 2,19$$

$$\Delta_T \approx 28,51 \text{ mm}$$

El cable a utilizar será de construcción 6 x 19, con alma de fibra y galvanizado, de diámetro $\varnothing 1/2"$

Diseño del Tambor

Los tambores son diseñados en función del tamaño y tipo del cable de acero seleccionado, y este está enrollado previamente dos vueltas (como mínimo), antes de tener el cable necesario para el izaje de la compuerta.

Las ranuras del tambor tienen un radio igual a 0,53 veces el diámetro del cable.

Uno de los factores importantes que influye en la vida útil de un cable de acero, es la relación entre el diámetro del tambor y el diámetro del cable, este a su vez tiene relación con el tipo de construcción y cantidad de alambres en el cable.

El diámetro del tambor (para el cable) esta dado en función del diámetro del cable y es aprobado por el fabricante del cable; este es 25 veces el diámetro del cable como mínimo.

$$D = 25 * d$$

Donde:

D = Diámetro del tambor.

d = Diámetro del cable de acero.

$$D = 25 \left(\frac{1}{2} \right)$$

$$D = 12,5 \text{ pulgadas} = 317,5 \text{ mm}$$

Angulo de Enrollamiento (Fleet Angle)

Para tambores acanalados el fabricante del cable recomienda que el ángulo de desvío no debe ser mayor de 2° ni menor de $0^\circ 30'$.

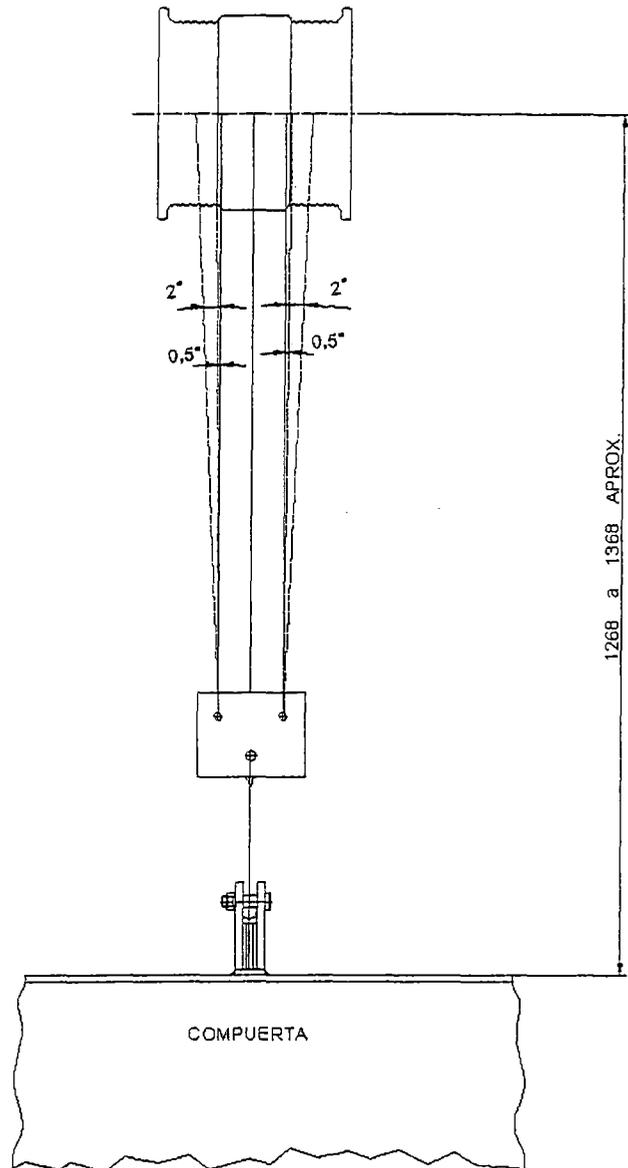


Figura 4-10: Esquema del tambor y los cables de acero con su ángulo de desvío recomendado.

Presiones entre cables de acero y tambor

La presión es independiente del arco de contacto entre el cable y el tambor.

La presión (p) se obtiene:

$$P = \frac{2 * T_c}{D_t * d}$$

Donde:

T = Tensión de los cables por tambor (Kgf)

D_t = Diámetro interior del tambor.

d = Diámetro del cable

$$P = \frac{2(1750)}{(317,5)(12,7)}$$

$$P = 0,87 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2}$$

El valor resultante es permitido para el acero fundido de bajo carbono (AISI 1045).

Tabla 4-5: Presiones máximas permitidas para cables de 6x19 con diferentes materiales de canaletas.

Tipo de cable	Hierro fundido	Acero fundido	Acero manganeso
	kg / mm ²	kg / mm ²	kg / mm ²
6 x 19 RC	0,35	0,6	1,75
6 X 19 FC	0,4	0,7	2

Dicho valor nos da la certeza que la canaleta podrá soportar el desgaste excesivo o deformación del fondo de la canaleta que pudiera dañar los alambres exteriores del cable y reducir su vida útil.

El método para la estimación de presiones puede suponer que el área de contacto entre el cable y la superficie de la canaleta es sobre el diámetro total del cable cuando en realidad solamente una parte de los alambres exteriores del cable están en contacto con la canaleta de una manera puntual.

Transmisión Tornillo Sinfin – Corona

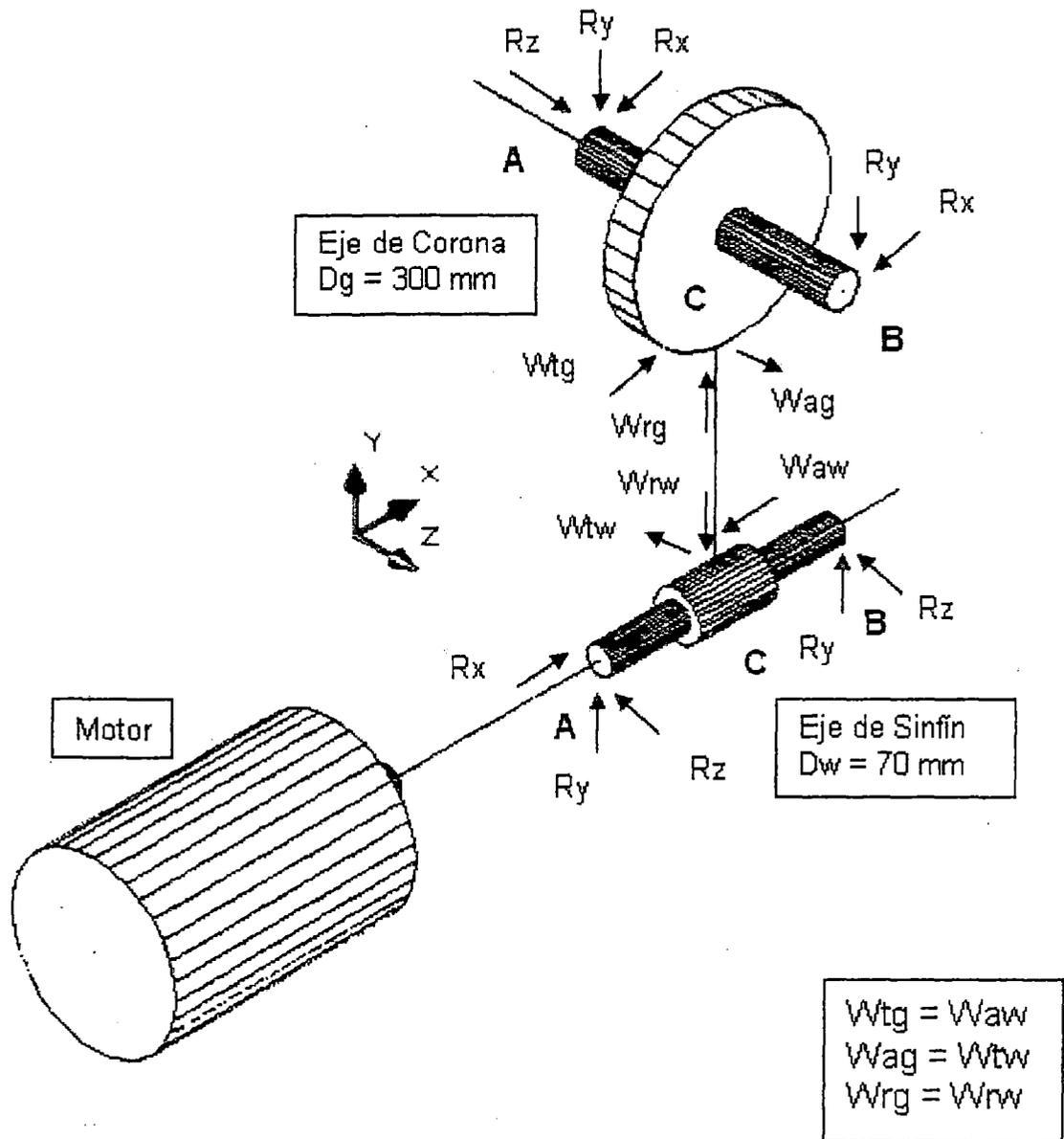


Figura 4-11: Transmisión tornillo sinfin – corona.

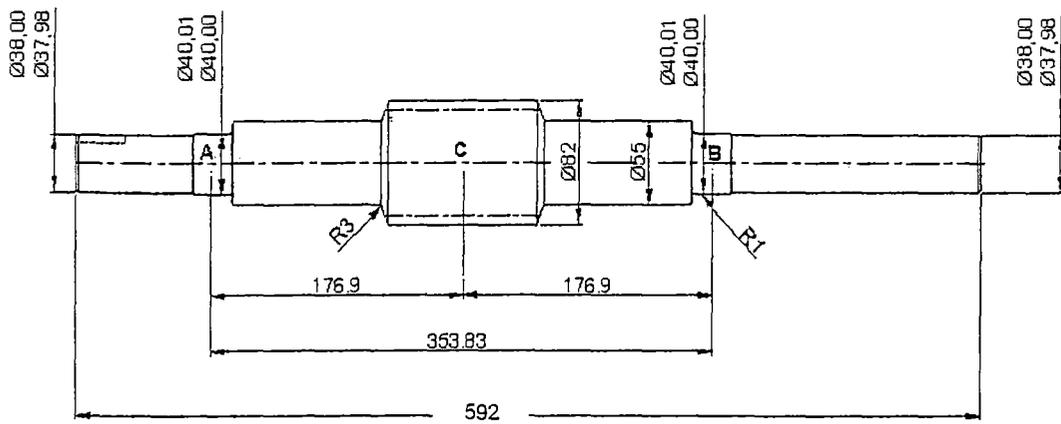


Figura 4-12: Eje tornillo sin fin.

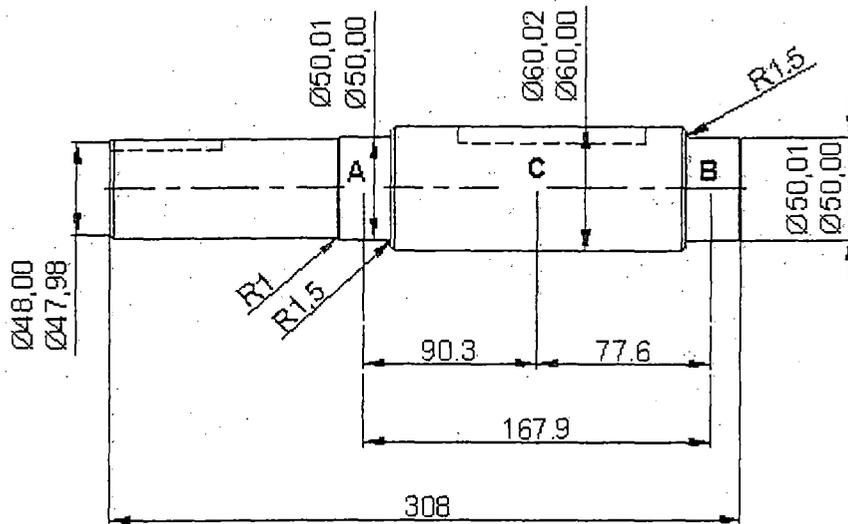


Figura 4-13: Eje de corona.

Características Geométricas

Datos:

Tipo Cilíndrico

P_M = Potencia Motriz = 6 HP

n_m = Velocidad nominal del motor = 1 200 rpm.

n_1 = Velocidad de salida / eje motriz corona = 24 rpm.

f_s = Factor de seguridad = 1,5

Relación de transmisión (rt_1)

$$rt_1 = \frac{n_m}{n_1}$$

$$rt_1 = \frac{1200}{24}$$

$$rt_1 = 50$$

Datos asumidos según tablas:

ϕ = ángulo de presión = 20°

N_c = Número de dientes de la corona = 50

N_w = Número de entradas del tornillo = 1

C = Distancia entre centros = 185 mm

Tabla 4-6: Número mínimo de dientes de la corona para adendum estándar.

Φ_n	N_g
20°	25
25°	20

Tabla 4-7: Pasos axiales recomendados

Pulg	mm	Pulg	Mm
1/4	6,3500	1	25,4000
5/16	7,9379	1 1/4	31,7500
3/8	9,5250	1 1/2	38,1000
1/2	12,700	1 3/4	44,4500
5/8	15,875	2	50,8000
3/4	19,050		

Tabla 4-8: Número de dientes recomendados para la corona

Distancia entre centros (mm)	Tipo Cilindrico Mínimo
50	20
75	25
100	25
125	25
200	25
250	29
330	35
500	40
610	45

Tabla 4-9: Límites sugeridos del ángulo de avance

Numero de Entradas	Angulo de Avance
1	$\leq 6^\circ$
1 - 2	$\leq 12^\circ$
3 - 4	$10^\circ - 24^\circ$
5 - 6	$15^\circ - 36^\circ$
≥ 7	$\geq 20^\circ$

Tabla 4-10: Proporciones de los dientes de la corona – tornillo sinfín

Angulo de avance	λ	$< 30^\circ$
Adendum	a	0,3183px
Dedendum	bg	0,3683px
Altura Total	ht	0,6866px
Altura de trabajo	hk	0,6366px
Angulo de presión normal	Φ_n	20°

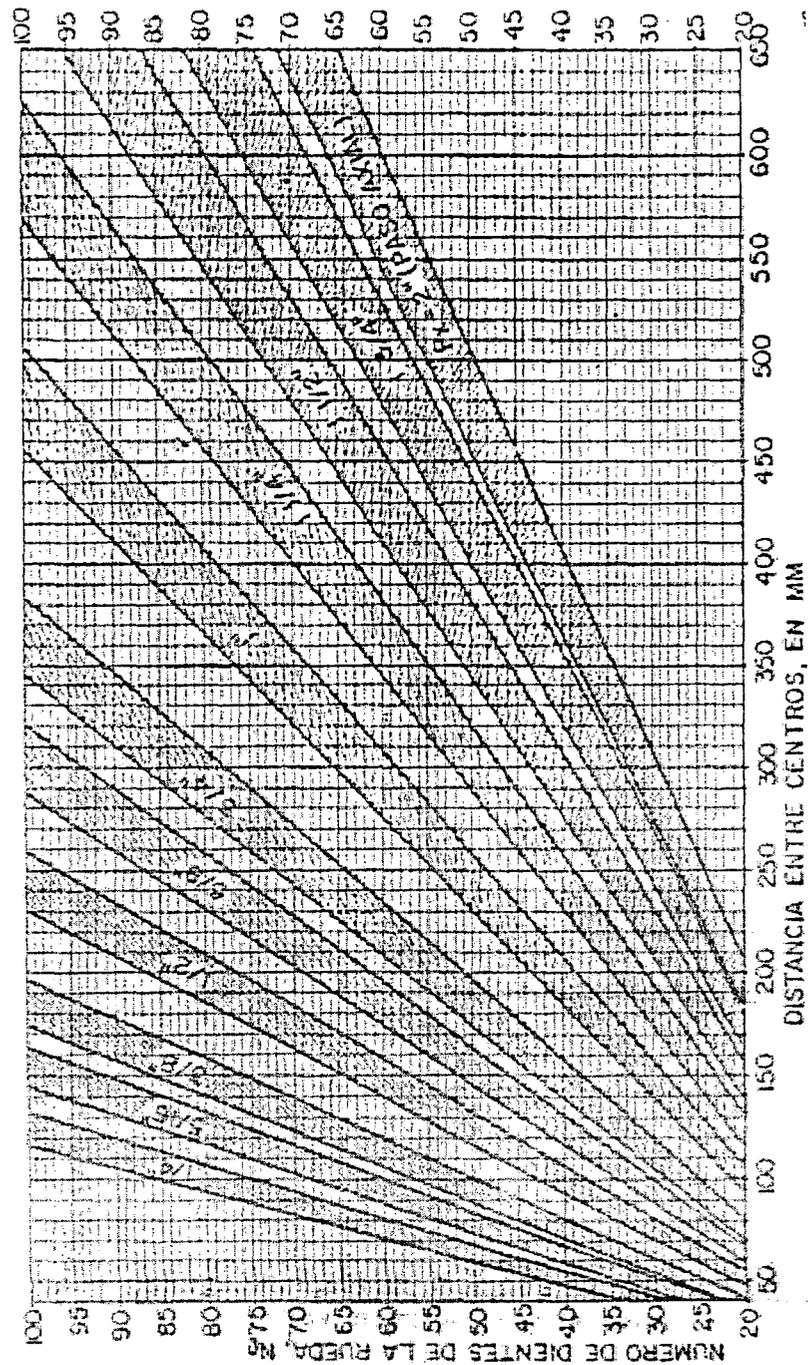


Figura 4-14: Relación número de dientes de la corona – distancia entre centros – Paso axial.

Paso Axial (P_x)

$P_x \approx 3/4$ Por tablas teniendo C y N_c

$P_x = 0,74$ pulg. = 18,85 mm

Valor corregido por fabricación.

Angulo de avance (λ)

$$\lambda \leq 6 N_w$$

$$\lambda \leq 6^\circ$$

$$\operatorname{tg}^{-1}\lambda = \frac{P_x * N_w}{\pi * D_w}$$

$$\lambda = 4,9^\circ$$

Diámetro de paso de la corona (D_g)

$$D_g = \frac{P_x * N_c}{\pi}$$

$$D_g = \frac{18,85(50)}{\pi}$$

$$D_g = 300 \text{ mm}$$

Diámetro de paso sinfín (D_w)

$$D_w = 2 * C - D_g$$

$$D_w = 2 (185) - 300$$

$$D_w = 70 \text{ mm}$$

Proporciones de los dientes de la Corona – Sinfín

$$d = \text{Adendum} = 0,3183 P_x = 6 \text{ mm}$$

$$b_g = \text{Dedendum} = 0,3683 P_x = 6,94 \text{ mm}$$

$$h_t = \text{Altura total} = 0,6866 P_x = 12,94 \text{ mm}$$

Diámetro exterior del Sinfín (D_w)

$$D_w = D_w + 2 * a$$

$$D_w = 70 + 2(6)$$

$$D_w = 82 \text{ mm}$$

Diámetro de la garganta de la corona (D_t)

$$D_t = D_g + 2 * a$$

$$D_t = 300 + 2(6)$$

$$D_t = 312 \text{ mm}$$

Ancho de la corona (F)

$$F = \sqrt{1,05(D_{ow}^2 - D_w^2)}$$

$$F = \sqrt{1,05(82^2 - 70^2)}$$

$$F \approx 44,84 \text{ mm}$$

Ancho efectivo (Fe)

$$Fe = \frac{2}{3} * D_w$$

$$Fe = \frac{2}{3}(70)$$

$$Fe \approx 46,67 \text{ mm} = 47 \text{ mm}$$

Diámetro exterior de la corona Dog

$$Dog = D_t + (D_w - 2a) - \sqrt{(D_w - 2a)^2 - (0,8F)^2}$$

$$Dog = 312 + (70 - 2(16)) - \sqrt{(70 - 2(6))^2 - (0,8(44,84))^2}$$

$$Dog \approx 325,84 \text{ mm}$$

$$Dog = 321 \text{ mm}$$

Valor corregido para fabricación.

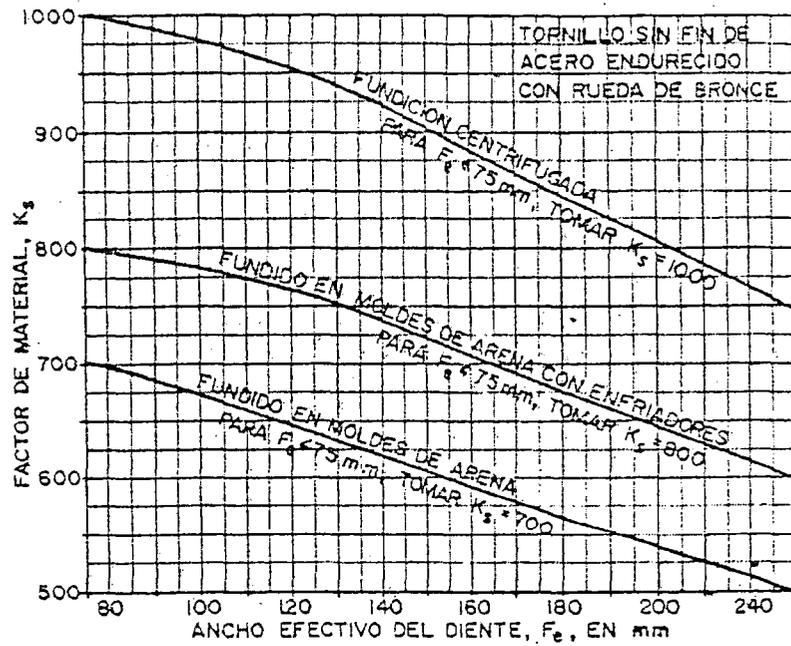


Figura 4-15: Factor de material, K_s , para engranaje- tornillo sinfin tipo cilíndrico.

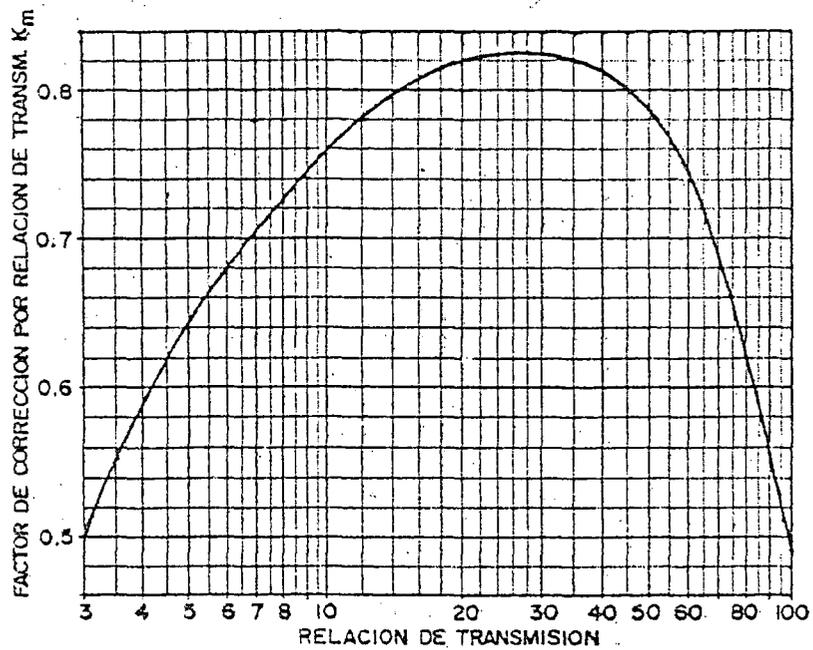


Figura 4-16: Factor de corrección por relación de transmisión, k_m , para engranaje- tornillo sinfin tipo cilíndrico.

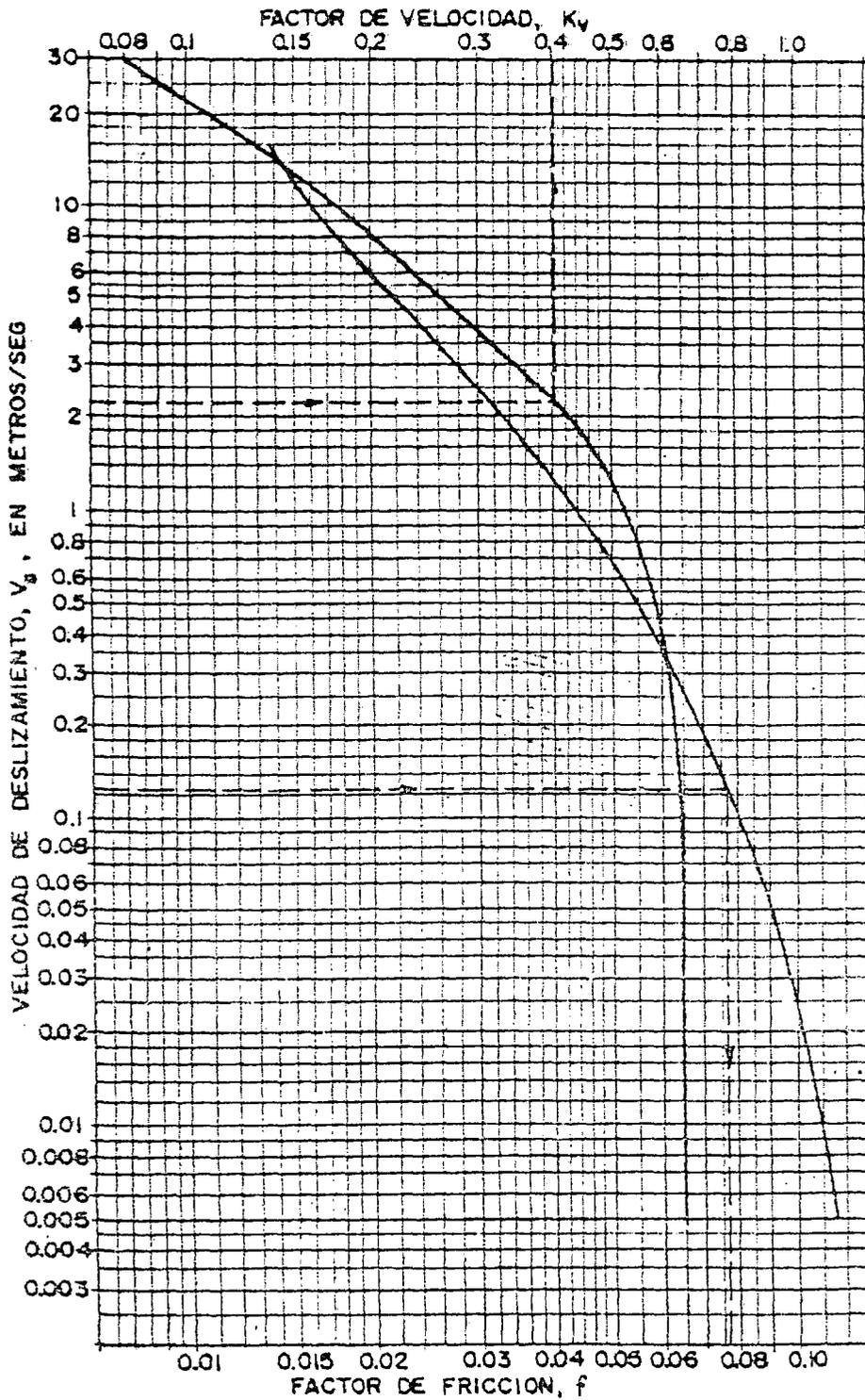


Figura 4-17: Factor de velocidad, K_v , y de fricción, f para engranaje-tornillo sinfín tipo cilíndrico.

Cálculo de Velocidades y Potencia

Velocidad de deslizamiento Sinfín (V_{sw})

$$V_{sw} = \frac{\pi * D_w * n_w}{60\,000 * \cos \lambda}$$

$$V_{sw} = \frac{\pi(70)(1200)}{60\,000 (0,996)}$$

$$V_{sw} = 4,41 \text{ m/s}$$

Factores de diseño

K_s = Factor de materiales = 700

(Fe, fundido en moldes de arena)

K_m = Factor de corrección = 0,8 (rt = 50)

K_v = Factor de velocidad = 0,32 (V_s , f)

Carga tangencial en el diente de la corona (W_{tg})

$$W_{tg} = 1,35 \times 10^{-3} K_s * D_g^{0,8} * F_e * K_m * K_v$$

$$W_{tg} = 1,35 \times 10^{-3} (700) (300)^{0,8} (46,67) (0,8) (0,32)$$

$$W_{tg} = 1\,078,76 \text{ kgf}$$

Potencia al eje de salida (P_0)

$$P_0 = \frac{W_{tg} * D_g * n_m}{1,43 \times 10^6 rt}$$

$$P_0 = \frac{(1078,76)(300)(1200)}{(1,43 \times 10^6)(50)}$$

$$P_0 = 5,42 \text{ HP}$$

Velocidad de la línea de paso del engrane (V_{tg})

$$V_{tg} = \frac{\pi * D_g * n_g}{12} = \frac{\pi(\text{mm.}) \left(\frac{\text{rev.}}{\text{min}} \right)}{12} * \frac{0,0033 \text{ pies}}{\text{mm.}} * \frac{1 \text{ min.}}{60 \text{ s.}} * \frac{0,30}{\text{pie}}$$

$$V_{tg} = \frac{\pi(0,9843)(24)}{12}$$

$$V_{tg} = 6,18 \text{ pies/min} = 0,0314 \text{ m/s}$$

Velocidad de deslizamiento (Vsg)

$$V_{sg} = \frac{V_{tg}}{\text{Sen} \lambda}$$

$$V_{sg} = \frac{0,0314}{0,085}$$

$$V_{sg} = 0,38 \text{ m/s}$$

El coeficiente de fricción a $V_{sg} = 0,38 \text{ m/s}$

$$\mu = 0,06$$

Cálculo de Fuerzas

Torque de salida de corona (Tg)

$$T_g = \frac{63\,000 * P_0}{n_g}$$

$$T_g = \frac{63\,000(5,42)}{24}$$

$$T_g = 14\,233,87 \text{ Lbf pulg} \approx 1\,585,78 \text{ Nm}$$

Cálculo de fuerzas radial (Wrg) y fuerza axial (Wag)

$$W_{ag} = W_{tg} \frac{[\text{Cos} \phi_n \text{ Sen} \lambda + \mu \text{ Cos} \lambda]}{[\text{Cos} \phi_n \text{ Cos} \lambda - \mu \text{ Sen} \lambda]}$$

$$W_{ag} = W_{tg} \frac{[(0,94)(0,09) + (0,06)(0,99)]}{[(0,94)(0,99) - (0,06)(0,09)]}$$

$$W_{ag} = 162,24 \text{ kgf} = 1\,589,94 \text{ N}$$

$$W_{rg} = W_{tg} \frac{W_{tg} * \text{Sen} \phi_n}{(\text{Cos} \phi_n \text{ Cos} \lambda - \mu \text{ Sen} \lambda)}$$

$$W_{rg} = \frac{(1078,76)(0,34)}{[(0,94)(0,99) - (0,06)(0,09)]}$$

$$W_{rg} = 396,29 \text{ kgf} = 3883,61 \text{ N}$$

Fuerza de fricción (W_f)

$$W_f = \frac{\mu W_{tg}}{(\cos\lambda)(\cos\phi_n)}$$

$$W_f = \frac{(0,06)(1078,76)}{(0,99)(0,94)}$$

$$W_f = 69,14 \text{ kgf} = 678,25 \text{ N}$$

Pérdida de potencia debida a la fricción (P_f)

$$P_f = \frac{V_{tg} * W_f}{75}$$

$$P_f = \frac{(0,0314)(69,14)}{75}$$

$$P_f = 0,03 \text{ HP}$$

Potencia de entrada (P)

$$P = P_0 + P_f$$

$$P = 5,42 + 0,03$$

$$P = 5,45 \text{ HP}$$

Por lo que queda comprobado que el motor elegido tiene la potencia correcta.

Eficiencia (n)

$$n = \frac{P_0}{P} (100\%)$$

$$n = \frac{5,42}{5,45} (100\%)$$

$$n = 99,47\%$$

Diseño de Ejes

Eje del Tornillo Sinfin

$$\Sigma F_y = 0$$

$$R_{yA} + R_{yB} - W_{rw} = 0$$

$$\text{Si: } R_{yA} = R_{yB}$$

$$R_{yA} = \frac{W_{rw}}{2} = \frac{396,29}{2}$$

$$R_{yA} = 198,14 \text{ kgf} = 1\,941,77 \text{ N}$$

$$\Sigma F_z = 0$$

$$R_{zA} + R_{zB} - W_{tw} = 0$$

$$\text{Si: } R_{zA} = R_{zB}$$

$$R_{zA} = \frac{W_{tw}}{2} = \frac{162,24}{2}$$

$$R_{zA} = 81,12 \text{ kgf} = 794,76 \text{ N}$$

$$\Sigma F_x = 0$$

$$R_{xA} = W_{aw}$$

$$R_{xA} = 1\,078,76 \text{ kgf} = 10\,571,8 \text{ N}$$

$$R_A = \sqrt{(R_{yA})^2 + (R_{zA})^2 + (R_{xA})^2}$$

$$R_A = \sqrt{(198,14)^2 + (81,12)^2 + (1078,76)^2}$$

$$R_A = 1\,096,8 \text{ kgf} = 10\,778,08 \text{ N}$$

$$R_B = \sqrt{(R_{yA})^2 + (R_{zA})^2}$$

$$R_B = \sqrt{(198,14)^2 + (81,12)^2}$$

$$R_B = 214,1 \text{ kgf} = 2\,090 \text{ N}$$

[M_y]

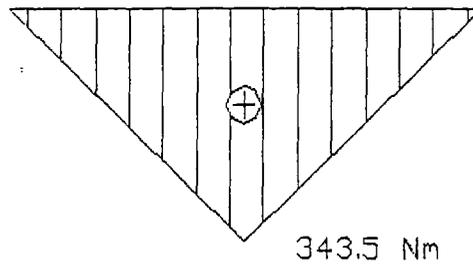


Figura 4-18: Momentos en y, eje tornillo sin fin.

$$M_{A_y} = R_{yA} (A_c)$$

$$M_{A_y} = 1\,941,77 (0,18)$$

$$M_{A_y} = 343,51 \text{ Nm}$$

$$M_{A_y} = M_{B_y}$$

[M_z]

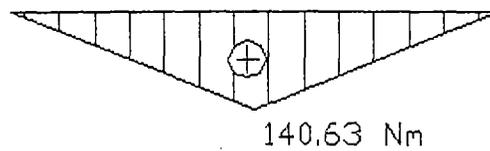


Figura 4-19: Momentos en z, eje tornillo sin fin.

$$M_{A_z} = R_{zA} (A_c)$$

$$M_{A_z} = 794,98 (0,18)$$

$$M_{A_z} = 140,63 \text{ Nm}$$

$$M_{A_z} = M_{B_z}$$

$$M_c = \sqrt{M_{A_y}^2 + M_{B_y}^2}$$

$$M_c = \sqrt{(343,5)^2 + (140,63)^2}$$

$$M_c = 371,18 \text{ Nm}$$

Torque Sinfin (Tw)

$$T_w = W_{rw} (r_w)$$

Si:

$$R_w = \frac{D_w}{2} = \frac{0,07}{2}$$

$$R_w = 0,04 \text{ m}$$

$$T_w = 1\,589,94 (0,035)$$

$$T_w = 55,65 \text{ Nm}$$

Material de Fabricación: AISI 4340 H

$$\sigma_f = 785 \text{ N/mm}^2 = 785 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

σ_{xx} = Tensión

$$\sigma_{xx} = \frac{Mcr}{\frac{\pi r^4}{4}} = \frac{4Mc}{\pi r^3}$$

$$\sigma_{xx} = \frac{4(317,17)}{\pi r^3}$$

$$\sigma_{xx} = \frac{403,83}{r^3} * \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$T_{xy} = \frac{Twr}{\frac{\pi r^4}{2}} = \frac{2Tw}{\pi r^3}$$

$$T_{xy} = \frac{2(55,65)}{\pi r^3}$$

$$T_{xy} = \frac{35,43}{r^3} * \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Aplicando el método de Tresca

$$\sigma_{xx}^2 + 4 * T_{xy}^2 \leq \left(\frac{\sigma_f}{fs} \right)^2$$

$$\left(\frac{403,83}{r^3}\right)^2 + 4\left(\frac{35,43}{r^3}\right)^2 \leq \left(\frac{785 \times 10^6}{3}\right)^2$$

Si $f_s = 3$

Diámetro del eje en el mayor punto crítico (D_{pc})

$$D_{pc} = 24,38 \text{ mm}$$

Diámetro mínimo (D_{min})

$$D_{min} = 10,76 \text{ mm}$$

Respecto a estos resultados se fabricaron los siguientes diámetros en el eje:

D_R = Diámetro para rodamiento = 40 mm

D_a = Diámetro para tornillo Sinfín = 55 mm

Eje de la Corona

$$\Sigma F_y = 0$$

$$R_{yA} - R_{yB} - W_{rg} = 0$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$W_{rg} (AC) - R_{yA} (AB) = 0$$

$$R_{yA} = \frac{396,29(0,0903)}{0,17}$$

$$R_{yA} = 213,13 \text{ kgf} = 2\,088,69 \text{ N}$$

$$R_{yB} = W_{rg} - R_{yA}$$

$$R_{yB} = 396,29 - 213,13$$

$$R_{yB} = 183,16 \text{ kgf} = 1\,794,93 \text{ N}$$

$$\Sigma F_x = 0$$

$$W_{tg} - R_{xA} - R_{xB} = 0$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$- W_{tg} (AC) + R_{xB} (AB) = 0$$

$$R_{xB} = \frac{W_{tg}(AC)}{(AB)}$$

$$R_{xB} = \frac{1078,76(0,0903)}{0,1679}$$

$$R_{xB} = 580,18 \text{ kgf} = 5\,685,76 \text{ N}$$

$$R_{xA} = - R_{xB} + W_{tg}$$

$$R_{xA} = -580,18 + 1\,078,76$$

$$R_{xA} = 498,58 \text{ kgf} = 4\,886,10 \text{ N}$$

$$\Sigma F_z = 0$$

$$R_{zA} = W_{ag}$$

$$R_{zA} = 162,24 \text{ kgf} = 1\,589,94 \text{ N}$$

$$R_A = \sqrt{(R_{yA})^2 + (R_{xA})^2 + (R_{zA})^2}$$

$$R_A = \sqrt{(213,13)^2 + (489,58)^2 + (162,24)^2}$$

$$R_A = 565,98 \text{ kgf} = 5\,546,58 \text{ N}$$

$$R_B = \sqrt{(R_{yB})^2 + (R_{xB})^2}$$

$$R_B = \sqrt{(183,16)^2 + (580,18)^2}$$

$$R_B = 608,4 \text{ kgf} = 5\,962,35 \text{ N}$$

[M_y]

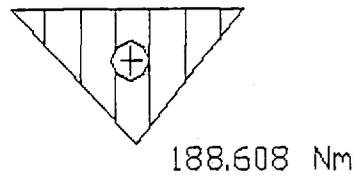


Figura 4-20: Momentos en y, eje corona.

$$M_{A_y} = R_{yA} \text{ (AC)}$$

$$M_{A_y} = 213,13 \text{ (0,0903)}$$

$$M_{A_y} = 19,25 \text{ kgf m} = 188,61 \text{ Nm}$$

$$M_{B_y} = R_{yB} \text{ (CB)}$$

$$M_{B_y} = 183,16 \text{ (0,0776)}$$

$$M_{B_y} = 14,21 \text{ kgf m} = 139,29 \text{ Nm}$$

[M_x]

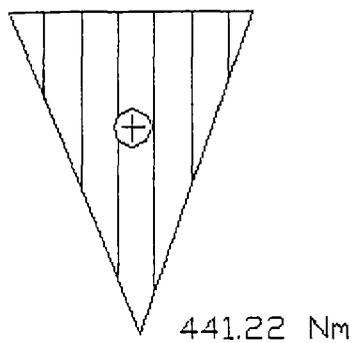


Figura 4-21: Momentos en x, eje corona.

$$M_{A_x} = R_{xA} \text{ (AC)}$$

$$M_{A_x} = 498,581 \text{ (0,0903)}$$

$$M_{A_x} = 45,22 \text{ kgf m} = 441,22 \text{ Nm}$$

$$M_{B_x} = R_{xB} \text{ (CB)}$$

$$M_{B_x} = 580,18 \text{ (0,0776)}$$

$$M_{B_x} = 45,022 \text{ kgf m} = 441,22 \text{ Nm}$$

$$MC_A = \sqrt{MA_y^2 + MA_x^2}$$

$$MC_A = \sqrt{(19,25)^2 + (45,02)^2}$$

$$MC_A = 48,96 \text{ kgf m} = 479,84 \text{ Nm}$$

$$MC_B = \sqrt{MB_y^2 + MB_x^2}$$

$$MC_B = \sqrt{(14,21)^2 + (45,02)^2}$$

$$MC_B = 47,21 \text{ kgf m} = 462,68 \text{ Nm}$$

Torque en la corona (Tg)

$$Tg = W_{tg} (r_g)$$

Si:

$$r_g = \frac{D_g}{2} = \frac{0.3}{2}$$

$$r_g = 0.15 \text{ m.}$$

$$Tg = 1\,585,78 \text{ Nm}$$

Material de Fabricación: AISI 1045

$$\sigma_{xx} = 370 \text{ N/mm}^2 = 370 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$\sigma_{xx} = \frac{Mc * r}{\pi * r^4} = \frac{4 * Mc}{\pi * r^3}$$

$$\sigma_{xx} = \frac{4(479,84)}{\pi r^3}$$

$$\sigma_{xx} = \frac{610,951}{r^3} * \frac{N}{m^2}$$

$$T_{xy} = \frac{Tgr}{\pi r^4} = \frac{2Tg}{\pi r^3}$$

$$T_{xy} = \frac{2(1\,585,78)}{\pi r^3}$$

$$T_{xy} = \frac{1009,54}{r^3} * \frac{N}{m^2}$$

Aplicando el método de Tresca

$$\sigma_{xx}^2 + 4 T_{xy}^2 \leq \left(\frac{\sigma_f}{fs} \right)^2$$

$$\left(\frac{610,951}{r^3} \right)^2 + 4 \left(\frac{1009,54}{r^3} \right)^2 \leq \left(\frac{370 \times 10^6}{3} \right)^2$$

Si $fs = 3$.

Diámetro del eje en el mayor punto crítico (D_{pc})

$$D_{pc} = 42,459 \text{ mm}$$

Diámetro mínimo (D_{min})

$$D_{min} = 42,185 \text{ mm}$$

Respecto a estos resultados se fabricaron los siguientes diámetros en el eje:

D_R = Diámetro para rodamientos = 50 mm

D_g = Diámetro para corona = 60 mm

Selección de rodamientos

Debido a la aplicación se ha determinado usar rodamientos de rodillos cónicos, los cuales soportan cargas axiales y radiales.

Tabla 4-11: Factores de vida, f_L , y velocidad f_n , para rodamientos de rodillos

L_h h	f_L	n rpm	f_n
1600	1,42	<10	1,5
1700	1,44	10	1,44
1800	1,47	11	1,39
2000	1,52	13	1,33
2400	1,6	15	1,27
2600	1,64	22	1,13
2800	1,68	24	1,1
3000	1,71	26	1,08
3200	1,75	28	1,05
3600	1,81	32	1,01
3800	1,84	850	0,378
34000	3,55	1100	0,35
36000	3,61	1200	0,341
38000	3,67	1300	0,333

Tornillo Sinfín (Método FAG)

Parcialmente elegiremos el rodamiento de rodillos cónicos 32208A, el cual tiene un $C = 80 \text{ kN}$ y $d = 40 \text{ mm}$, resultado de los cálculos del eje.

Elegiremos la carga mayor en el eje.

Entonces:

$$C = \frac{f_L * R}{f_n}$$

Si:

$$n_w = 1\ 200 \text{ rpm}$$

Donde:

C = Capacidad de carga dinámica [kN]

f_L = Factor dinámico = 1,71

f_n = Factor de velocidad = 0,341

R = Reacción equivalente [kN]

Para hallar la reacción equivalente, necesitaremos evaluar la reacción axial (R_a) y reacción radial existente (R_r).

$$R_a = R_{xA} = 10\ 571,8 \text{ N}$$

$$R_r = R_B = 2\ 090 \text{ N}$$

Del rodamiento:

$$e = 0,42$$

$$Y = 1,43$$

Y al comprobar que:

$$\frac{R_a}{R_r} > e$$

Tendremos:

$$R = 0,4 R_r + Y * R_a$$

$$R = 0,4 (2\ 090) + 1,3 (10\ 571,8)$$

$$R = 15\ 953,674 \text{ N} = 15,953 \text{ kN}$$

Entonces:

$$C = \frac{(1,71)(15,953)}{0,341}$$

$$C = 79,9 \text{ kN}$$

Comprobando que el rodamiento es correcto.

Corona (Método FAG)

Parcialmente elegiremos el rodamiento de rodillos cónicos 32210A, el cual tiene un $C = 88 \text{ kN}$ y $d = 50 \text{ mm}$, resultado de los cálculos del eje.

$$f_L = 1,71$$

$$f_n = 1,1$$

$$C = \frac{f_L * R}{f_n}$$

$$R_a = R_{ZA} = 1\,589.94 \text{ N}$$

$$R_r = R_B = 5\,962.35 \text{ N}$$

Del rodamiento

$$e = 0,42$$

$$Y = 1,43$$

$$\frac{R_a}{R_r} \leq e$$

$$R = R_r$$

$$C = \frac{(1,71)(5,962)}{1,1}$$

$$C = 9,268 \text{ KN}$$

Comprobando que el rodamiento es correcto.

Transmisión Caja Reductora Derecha

Para fines de cálculo solo se evaluará la transmisión de la caja derecha la cual lleva acoplada la caja del tornillo sinfín-corona.

Esta consiste en tres reducciones:

Eje motriz – Eje intermedio.

Eje intermedio – Eje transmisión.

Eje transmisión – Eje tambor.

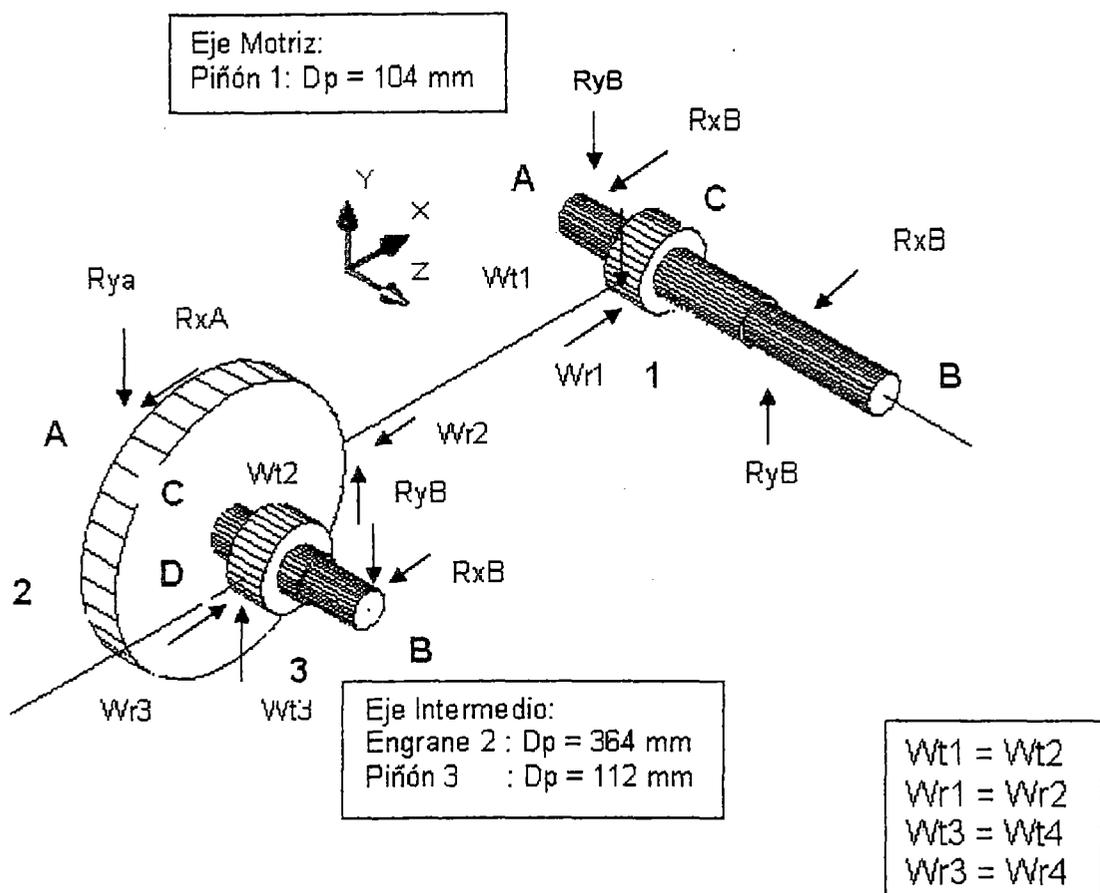


Figura 4-22: Transmisión caja reductora derecha, eje motriz – eje intermedio.

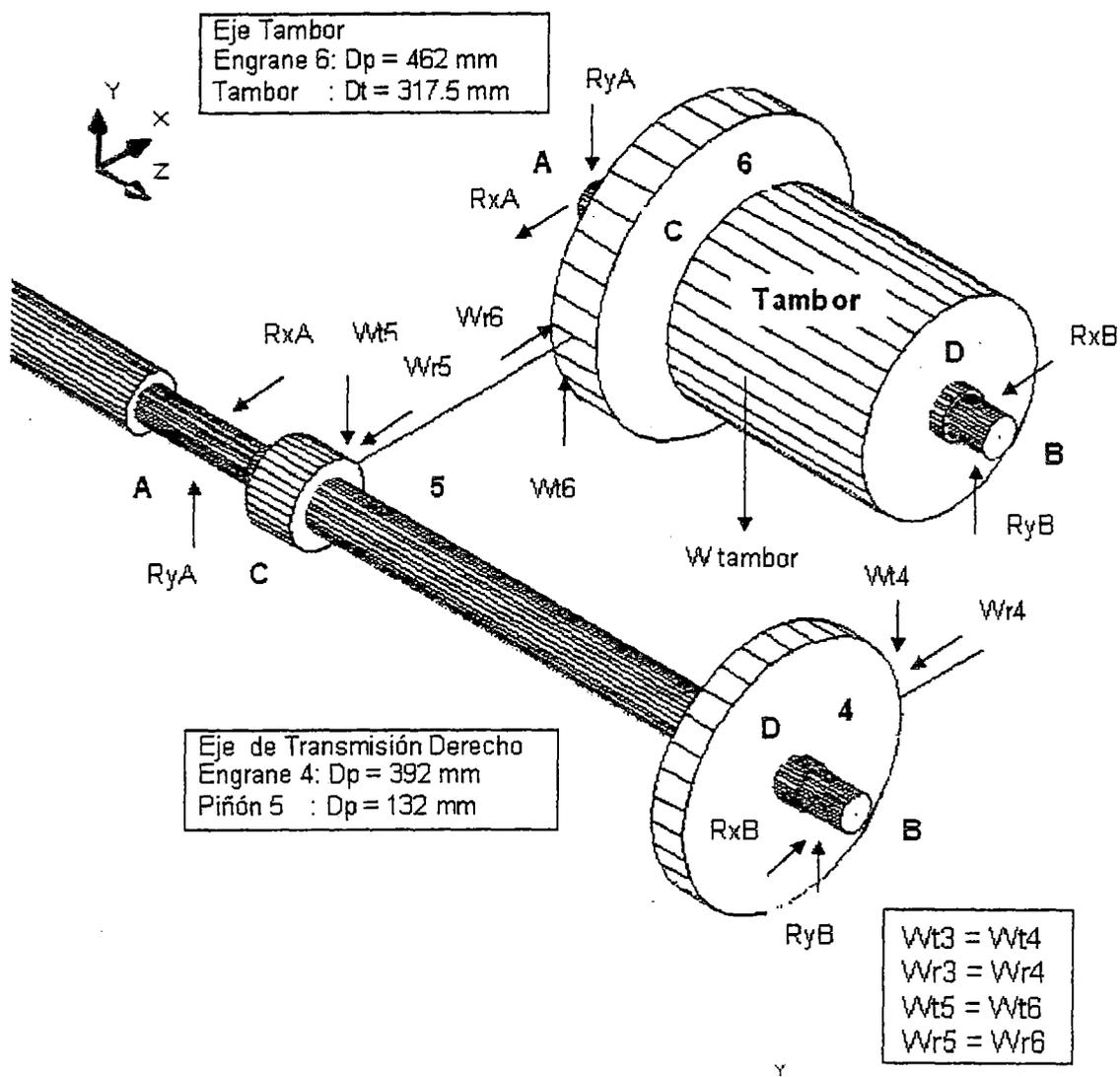


Figura 4-23: Transmisión caja reductora derecha, eje transmisión derecho – eje tambor.

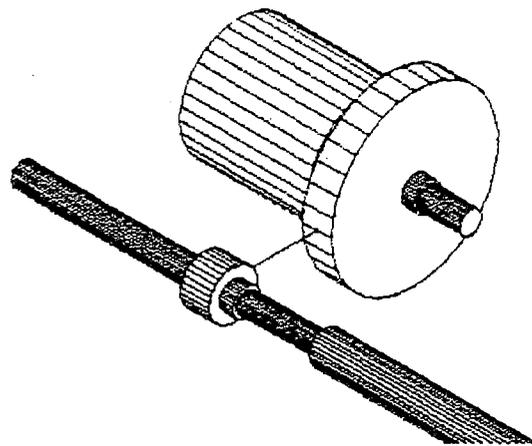


Diagrama para la caja reductora izquierda

Figura 4-24: Transmisión caja reductora izquierda.

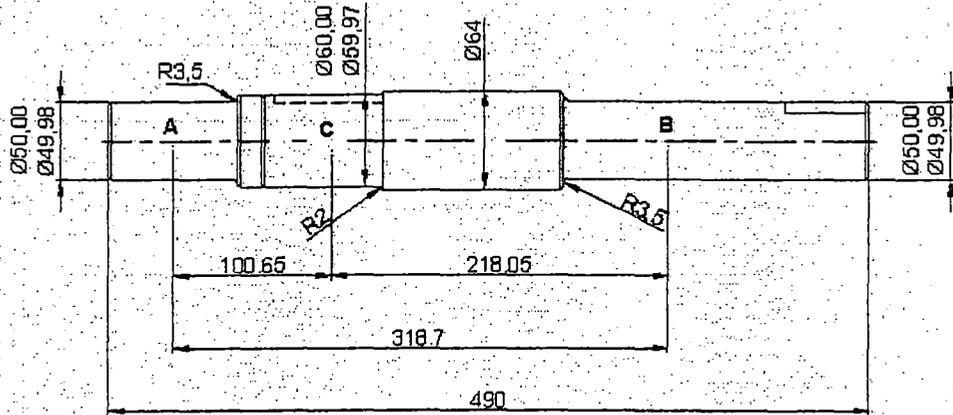


Figura 4-25: Eje motriz.

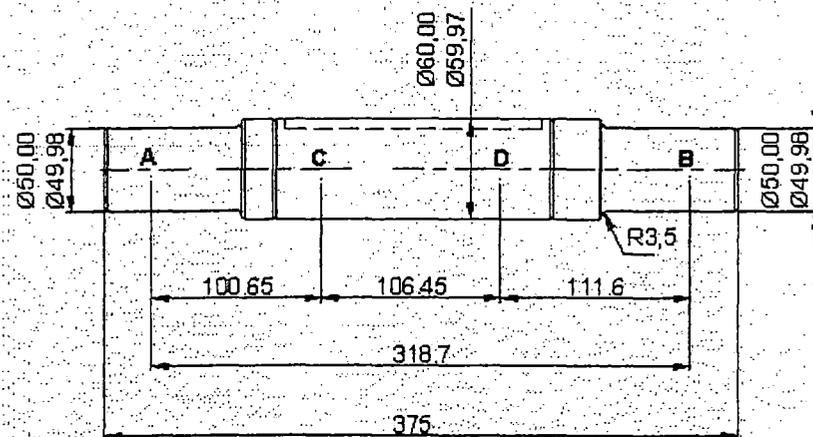


Figura 4-26: Eje intermedio.

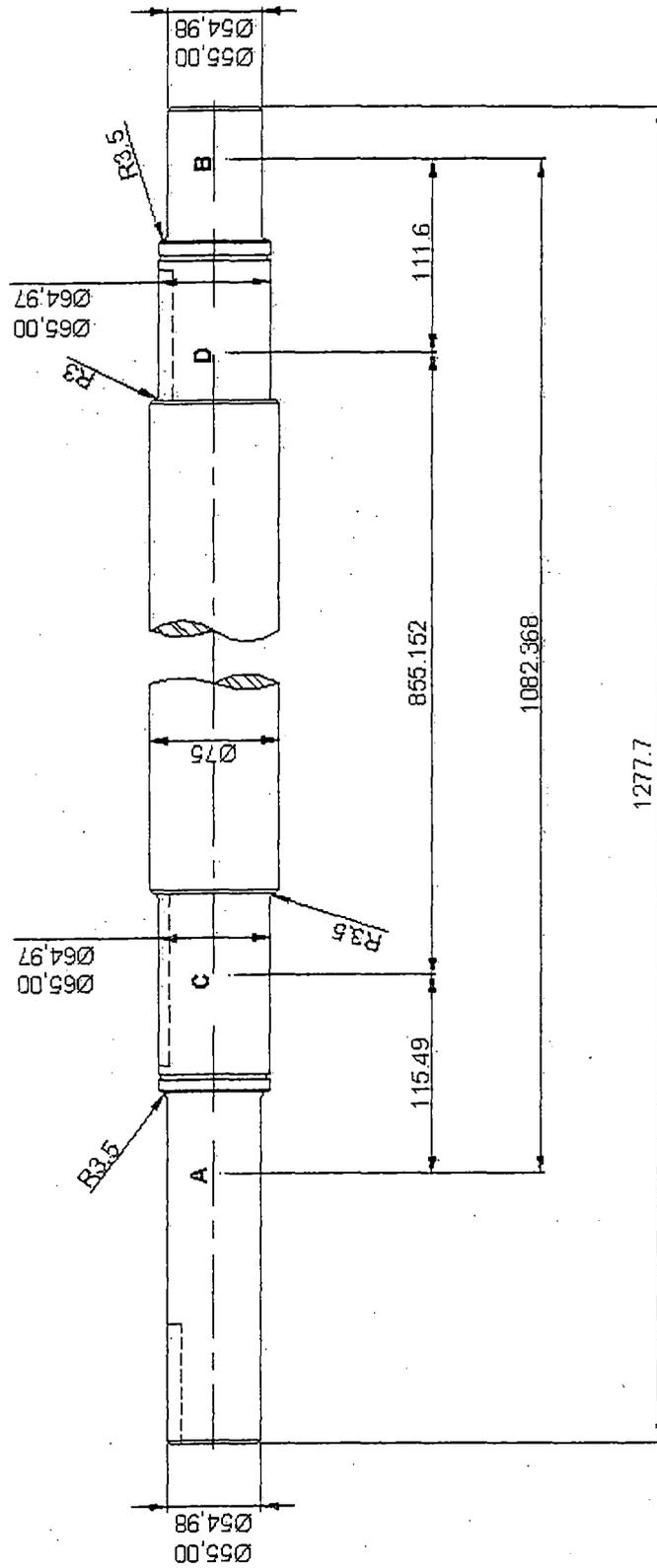


Figura 4-27: Eje de transmisión derecho.

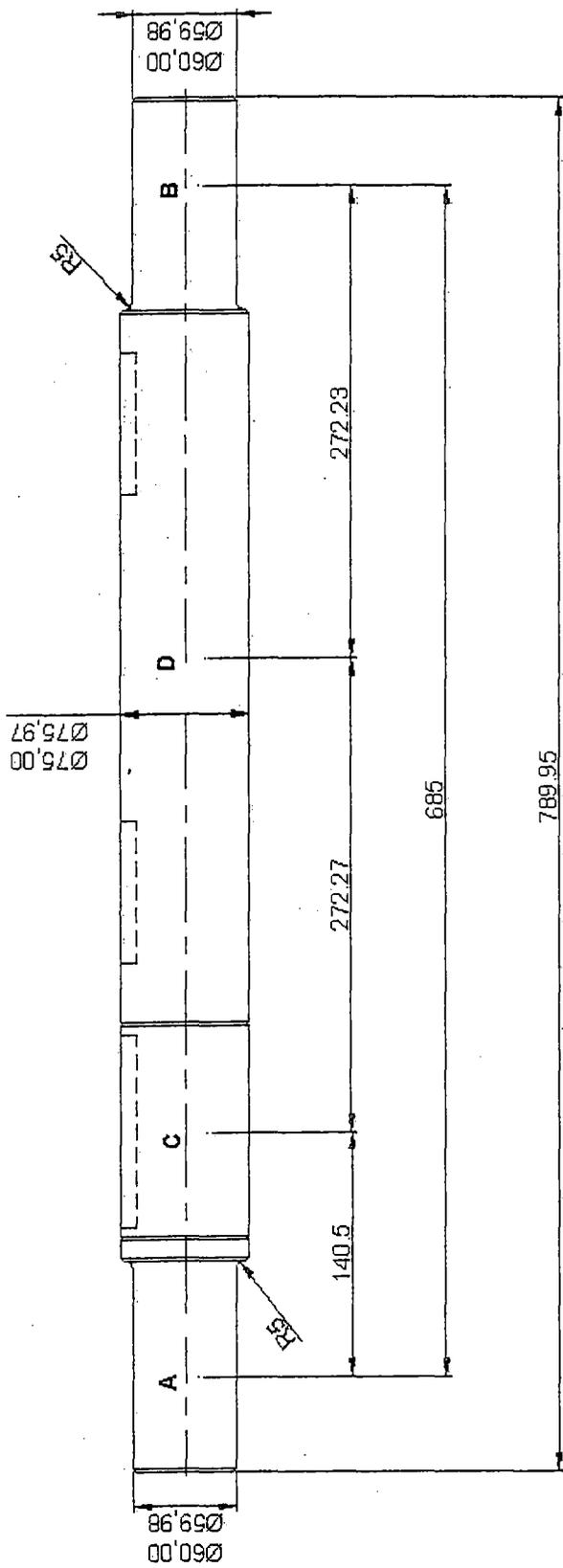


Figura 4-28: Eje Tambor.

Cálculo de Velocidades

Debido que la velocidad de izaje (V) esta en relación directa con el diámetro del tambor, la velocidad del eje tambor (n_4) esta en función a V.

$$n_4 = \frac{V \cdot 19\,100}{Dt}$$

$$n_4 = \frac{0,0093 (19\,100)}{317,5}$$

$$n_4 = 0,56 \text{ rpm}$$

Teniendo n_1 y n_4 , hallamos las velocidades intermedias.

Tendremos entonces seis ruedas dentadas y un tambor las cuales distribuidos en cada eje:

Eje motriz → Piñón 1

Eje intermedio → Engrane 2 – Piñón 3

Eje transmisión → Engrane 4 – Piñón 5

Eje tambor → Engrane 6 – Tambor

Considerando las relaciones de transmisión (rt)

$$rt_{1-2} = rt_{3-4} = rt_{5-6} = 3,5$$

Entonces:

n_2 = Velocidad del eje intermedio

$$n_2 = \frac{n_1}{rt_{1-2}} = \frac{24}{3,5}$$

$$n_2 = 6,857 \text{ rpm}$$

n_3 = Velocidad del eje de transmisión

$$n_3 = \frac{n_2}{r_{3-4}} = \frac{6,86}{3,5}$$

$$n_3 = 1,96 \text{ rpm}$$

Diseño de Engranajes: Eje motriz – Eje intermedio

Características geométricas

Considerando:

Z_{\min} = Número mínimo de dientes = 16 dientes

ϕ_n = Angulo de presión = 20°

C_1 = Distancia entre centros = 234 mm

Módulo máximo (m_{\max})

$$m_{\max} = \frac{2(C_1)}{Z_{\min}(1+r_{1-2})}$$

$$m_{\max} = \frac{(2)(234)}{(16)(1+3,5)}$$

$$m_{\max} = 6,5$$

Elegiremos el módulo normalizado (m) o su equivalente en D_f

$$m = 4$$

$$D_p = 6,35$$

Número de dientes (Z_1, Z_2)

$$Z_1 = 26 \text{ dientes}$$

$$Z_2 = Z_1 (r_{1-2})$$

$$Z_2 = 26 (3,5)$$

$$Z_2 = 91 \text{ dientes}$$

Cálculo de diámetros primitivos. (DP₁, DP₂)

$$Dp_1 = Z_1 * m$$

$$Dp_1 = 26 (4)$$

$$Dp_1 = 104 \text{ mm}$$

$$Dp_2 = Z_2 * m$$

$$Dp_2 = 91 (4)$$

$$Dp_2 = 364 \text{ mm}$$

Cálculo de diámetros exteriores (Dext₁, Dext₂)

$$Dext_1 = m (Z_1 + 2)$$

$$Dext_1 = 4 (26 + 2)$$

$$Dext_1 = 112 \text{ mm}$$

$$Dext_2 = m (Z_2 + 2)$$

$$Dext_2 = 4 (91 + 2)$$

$$Dext_2 = 372 \text{ mm}$$

Tabla 4-12: Módulos y pasos diametrales normalizados

Modulo normalizado	Equivalencia en paso diametral	Paso diametral normalizado	Equivalencia en modulo
1	25,4	1	25,4
1,125	22,57778	1 1/4	20,32
1,25	20,32	1 1/2	16,9333
1,375	18,47273	1 3/4	14,51429
1,5	16,93333	2	12,7
1,75	14,51429	2 1/4	11,28889
2	12,7	2 1/2	10,16
2,25	11,28889	3	8,46667
2,5	10,16	4	6,35
2,75	9,23636	5	5,08
3	8,46667	6	4,23333
3,5	7,25714	7	3,62857
4	6,35	8	3,175
4,5	5,64444	9	2,8222
5	5,08	10	2,54
5,5	4,61818	11	2,30909
6	4,23333	12	2,11667
7	3,62857	14	1,81429
8	3,175	16	1,5875
9	2,82222	18	1,411111
10	2,54	20	1,27
11	2,30909	22	1,15455
12	2,11667	24	1,05833
14	1,81429		
16	1,5875		
18	1,41111		
20	1,27		
22	1,15455		
25	1,016		

Nota: De preferencia usar los modulos y pasos diametrales impresos en caracteres mas gruesos

Tabla 4-13: Numero de dientes del piñón por efecto de interferencia

Relacion de transmision	Angulo de presion, en grados			
	14,5° FD	20° FD	20° SD	25° FD
1,000 - 1,062	23	13	10	9
1,63 - 1,136	23	13	11	9
1,137 - 1,265	24	13	11	9
1,266 - 1,350	24	14	11	9
1,351 - 1,481	25	14	11	9
1,482 - 1,626	25	14	11	10
1,627 - 1,682	26	14	11	10
1,683 - 1,866	26	14	12	10
1,867 - 1,994	26	15	12	10
1,995 - 2,512	27	15	12	10
2,513 - 3,033	28	15	12	10
3,034 - 3,239	28	16	13	10
3,240 - 3,295	28	16	13	11
3,296 - 4,616	29	16	13	11
4,617 - 6,317	30	16	13	11
6,318 - 7,324	30	17	13	11
7,325 - 8,348	31	17	13	11
8,349 - 16,026	31	17	14	11
∞	32	18	14	12

Ancho recomendado ($F_1 = F_2$)

$$\frac{8}{D_p} < F < \frac{16}{D_p}$$

$$32 < F < 64$$

Escogeremos:

$$F_1 = F_2 = 55 \text{ mm}$$

Cálculo de velocidad

Velocidad tangencial (V_{t1})

$$V_{t1} = \frac{\pi(D_p)n_1}{12} * 0,3048$$

$$V_{t1} = \frac{\pi(104 / 25,4)(24)}{12} * 0,3048$$

$$V_{t1} = 7,84 \text{ m/min}$$

Cálculo de fuerzas

Carga tangencial ($W_{t1} = W_{t2}$)

$$W_{t1} = \frac{T_1}{\left(\frac{D_{p1}}{2}\right)}$$

$$W_{t1} = \frac{1979,502}{\left(\frac{104 / 25,4}{2}\right)}$$

$$W_{t1} = 1\ 115,004 \text{ lbf} = 505,77 \text{ kgf}$$

Torque para Izaje

$$T_1 = \frac{P_1(63\ 000)}{n_1} * n_{cr}$$

$$T_1 = \frac{0,869(63\ 000)}{24} * (0,85)$$

$$T_1 = 1\ 979,50 \text{ lb/pulg.}$$

Carga radial ($W_{r1} = W_{r2}$)

$$W_{r1} = W_{t1} \text{ tg } \phi_n$$

$$W_{r1} = 1\ 115,004 \text{ tg}(20^\circ)$$

$$W_{r1} = 405,83 \text{ lbf} = 184,08 \text{ kgf}$$

Cálculo de la Resistencia a la Tracción (σ_1, σ_2)

$$\sigma_2 = \frac{W_{t1} D_p}{F J_{p_{1-2}}} \frac{K_a K_s K_m K_B}{K_v}$$

Factores de diseño (Por tablas)

$$J_{p_{1-2}} = \text{Factor de Geometría Piñón 1} = 0,36$$

$$J_{g_{1-2}} = \text{Factor de Geometría Engrane 2} = 0,42$$

$$K_a = \text{Factor de aplicación (carga uniforme)} = 1$$

$$K_s = \text{Factor de tamaño (m = 4)} = 1$$

$$K_m = \text{Factor de distribución de carga (F/Dp}_1 = 0,529) = 1,2$$

$$K_B = \text{Factor de espesor de la cara} = 1$$

$$K_v = \text{Factor dinámico (Q}_v = 5) = 0,99$$

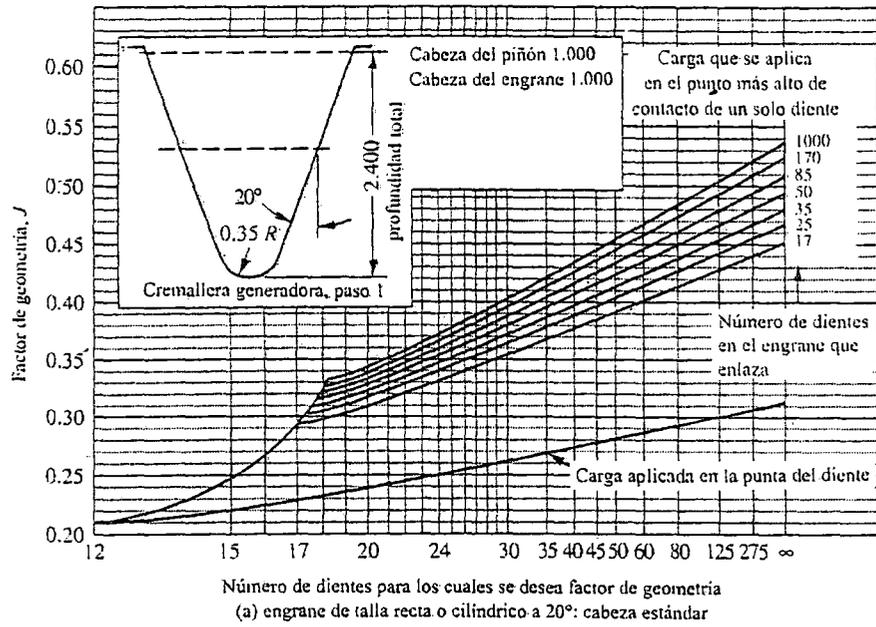


Figura 4-29: Factor de geometría, J , para calificar la resistencia a la corrosión y la resistencia a la flexión para dientes envolventes de engranajes de talla recta, o cilíndricos y helicoidales.

Tabla 4-14: Factores de aplicación sugeridos, K_a

Fuente de poder	Máquina que es impulsada			
	Uniforme	Choque ligero	Choque moderado	Choque pesado
Uniforme	1.00	1.25	1.50	1.75
Choque ligero	1.20	1.40	1.75	2.25
Choque moderado	1.30	1.70	2.00	2.75

Tabla 4-15: Factores de tamaño que se sugieren, K_s

Paso diametral, Pd	Módulo métrico, m	Factor de tamaño, K_s
5	5	1.00
4	6	1.05
3	8	1.15
2	12	1.25
1.25	20	1.40

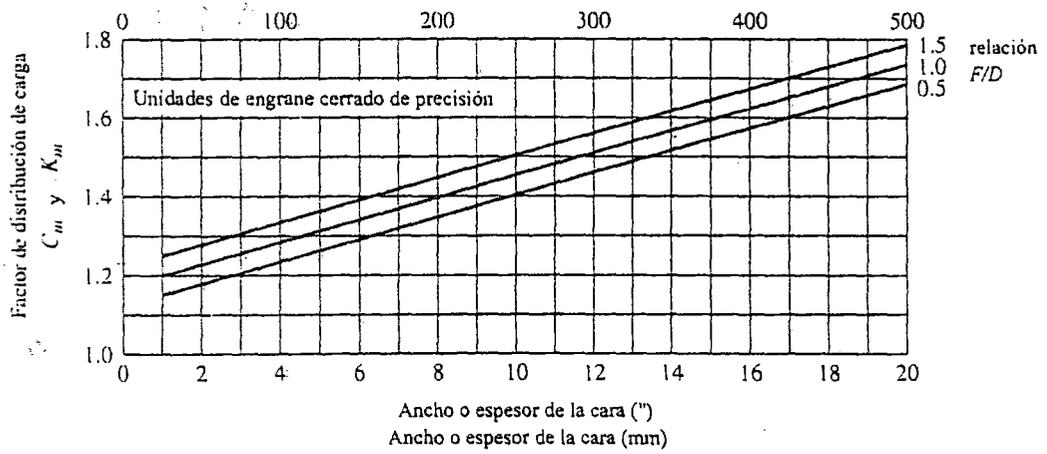


Figura 4-30: Factor de distribución de carga, K_m y C_m .

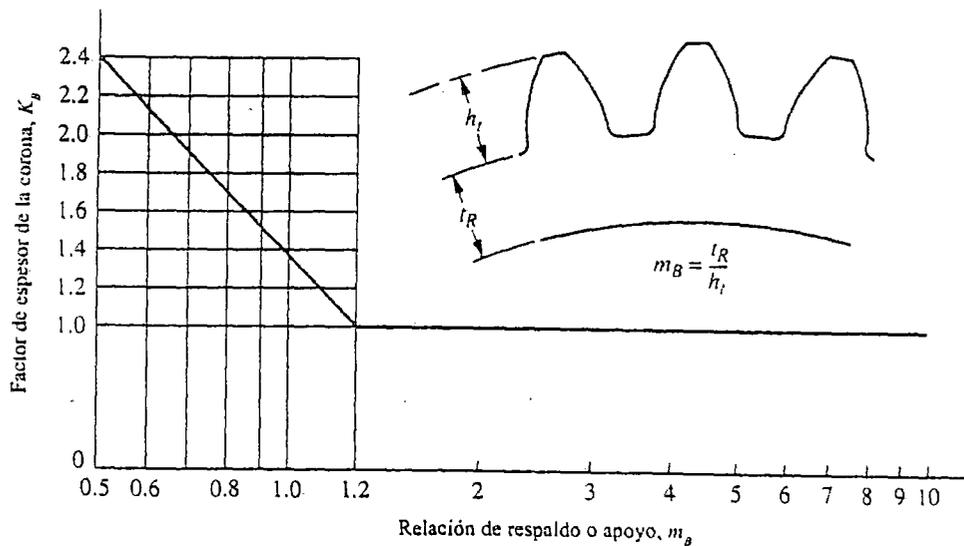


Figura 4-31: Factor de espesor de corona, K_B .

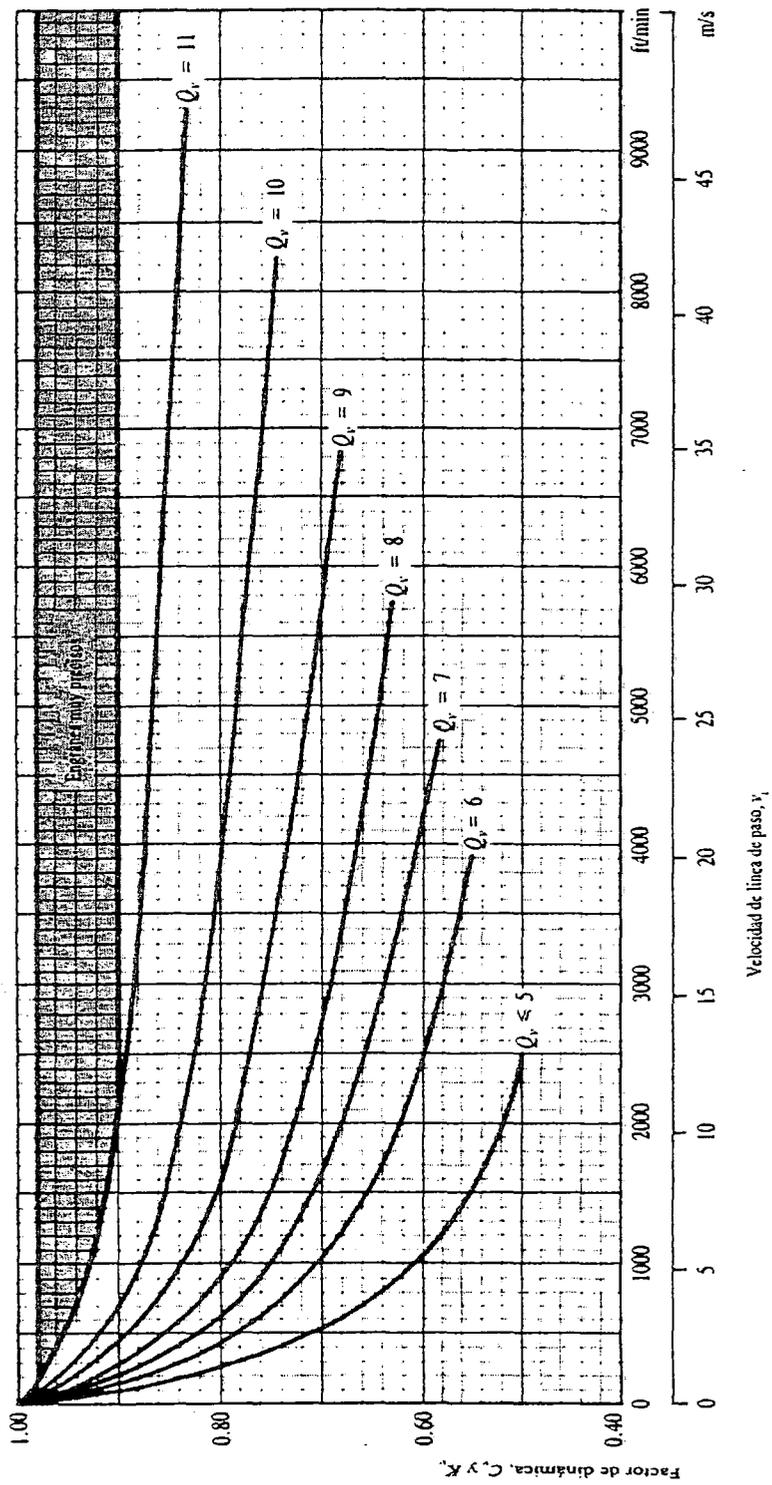


Figura 4-32: Factor de dinámica, C_v y K_v .

$$\sigma_{t1} = \frac{1\ 115,004(6,350)}{(55)(0,36)} * \frac{(1,25)(1)(1,2)(1)}{(0,99)} * 0,006894$$

$$\sigma_{t1} = 75,89 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{t2} = \sigma_{t1} \left(\frac{J_{p_{1-2}}}{J_{p_{1-2}}} \right)$$

$$\sigma_{t2} = 75,899 \left(\frac{0,36}{0,42} \right)$$

$$\sigma_{t2} = 65,06 \text{ N/mm}^2$$

Tabla 4-16: Factor de vida, K_L

Numero de ciclos de carga: N	K_L
10^7	1,00
10^8	0,92
10^9	0,87
10^{10}	0,8

Tabla 4-17: Factor de confiabilidad, K_R

Confiabilidad que se requiere	K_R
0,90	0,85
0,99	1,00
0,999	1,25
0,9999	1,50

Esfuerzo Permissible (Sat₁, Sat₂)

$$Sat_1 = \sigma_1 \left(\frac{K_L}{K_R} \right)$$

Donde:

K_L = Factor de vida (ciclos de carga) = 1

K_R = Factor de Confiabilidad = 1

$$Sat_1 = 75,899 \frac{N}{mm^2}$$

$$Sat_2 = \sigma_2 \left(\frac{K_L}{K_R} \right)$$

$$Sat_2 = 65,06 \text{ N/mm}^2$$

Tabla 4-18: Esfuerzos permisibles para engranajes rectos y helicoidales

Material y Tratamiento Térmico	Dureza Mínima	S _{at} (N/mm ²)
		Recto, Helicoidal
Acero, normalizado	140HB	131,32 - 172,68
Acero, templado y revenido	180HB	172,48 - 227,36
Acero, templado y revenido	220HB	200,9 - 264,6
Acero, templado y revenido	260HB	226,38 - 296,94
Acero, templado y revenido	300HB	248,92 - 324,28
Acero, templado y revenido	350HB	270,48 - 355,74
Acero, templado y revenido	400HB	28,91 - 384,16
Acero, templado y revenido	450HB	303,8 - 406,7
Acero, endurecido superficialmente por carburización	55RC	379,26 - 448,84
	60RC	414,54 - 483,14
Acero, endurecido superficialmente por inducción ó templado en llama: -En todo el diente -Superficialmente	54RC	310.66 - 79.26
	54RC	151.9
Acero, AISI4140, endurecido superficialmente por nitruración	Capa dura: 53RC núcleo : 300 HB	255,78 - 291.06
Hierro fundido: AGMA grado 20		34.3
AGMA grado 30	175 HB	58.8
AGMA grado 40	200HB	90.16
Hierro nodular ASTM Grado:		
60 - 40 - 18, recocido		103,88
80 55 - 06, recocido		138,18
100 - 70 - 03, normalizado		179,34
120 - 90 - 02. Templado y rev.		206.78
Bronce, AGMA 2c (10% - 12%) Sn	276,36 N/mm ²	39.2

Dureza de los engranajes

La dureza de los engranajes ha sido calculada en base a una fuerza de izaje, no a la capacidad de carga de la máquina.

Tabla 4-19: Combinaciones típicas de dureza para piñones y engranajes

HB Piñon	HB Engranaje
180	160
200	180
245	210
265	225
285	245
300	255
315	270
335	285
350	300

Por lo que:

Dureza promedio del piñón 1 = 180 HB

Dureza promedio de la rueda 2 = 160 HB

Entonces:

Material para el piñon : Acero AISI 1045

Material para engranaje: Hierro nodular ASTM - A536 – 84

Diseño de engranajes: Eje intermedio – Eje de transmisión

Características geométricas

Considerando:

$$\phi_n = \text{Angulo de presión} = 20^\circ$$

$$C_2 = \text{Distancia entre centros} = 252 \text{ mm}$$

Módulo máximo (m_{\max})

$$m_{\max} = \frac{2(C_2)}{Z_{\min}(Hr_{3-4})}$$

$$m_{\max} = \frac{2(252)}{16(1+3,5)}$$

$$m_{\max} = 7$$

Normalizando:

$$m = 4$$

$$D_p = 6,35$$

Número de dientes (Z_3, Z_4)

$$Z_3 = 28 \text{ dientes}$$

$$Z_4 = Z_3 (r_{3-4})$$

$$Z_4 = 28 (3,5)$$

$$Z_4 = 98 \text{ dientes}$$

Cálculo de diámetros primitivos (D_{p3} , D_{p4})

$$D_{p3} = Z_3 \cdot m$$

$$D_{p3} = 28 (4)$$

$$D_{p3} = 112 \text{ mm}$$

$$D_{p4} = Z_4 \cdot m$$

$$D_{p4} = 98 (4)$$

$$D_{p4} = 392 \text{ mm}$$

Cálculo de diámetros exteriores (D_{ext3} , D_{ext4})

$$D_{ext3} = m (Z_3 + 2)$$

$$D_{ext3} = 4 (28 + 2)$$

$$D_{ext3} = 120 \text{ mm}$$

$$D_{ext4} = m (Z_4 + 2)$$

$$D_{ext4} = 4 (98 + 2)$$

$$D_{ext4} = 400 \text{ mm}$$

Ancho recomendado ($F_3 = F_4$)

$$\frac{8}{D_p} < F < \frac{16}{D_p}$$

$$32 < F < 64$$

Escogeremos

$$F_3 = F_4 = 55 \text{ mm}$$

Calculo de velocidad

Velocidad tangencial (V_{t2})

$$V_{t2} = \frac{\pi(Dp_3)n_2}{12} * 0,3048$$

$$V_{t2} = \frac{\pi(112/25,4)6,86}{12} * 0,3048$$

$$V_{t2} = 2,41 \text{ m/min}$$

Calculo de fuerzas

Torque de Izaje en el eje intermedio ($T_2 = T_3$)

$$T_2 = \frac{T_1(Dp_2)}{Dp_1}$$

$$T_2 = \frac{1\ 939,50(364)}{104}$$

$$T_2 = 6\ 788,26 \text{ lbf}\cdot\text{pulg.}$$

Carga tangencial ($W_{t3} = W_{t4}$)

$$W_{t3} = \frac{33\ 000(P_1)}{\left(\frac{V_{t2}}{0,3048}\right)}$$

$$W_{t3} = \frac{33\ 000(0,869)}{\left(\frac{2,41}{0,3048}\right)}$$

$$W_{t3} = 3\ 623,76 \text{ lbf} = 16\ 108,64 \text{ kgf}$$

Carga radial ($W_{r3} = W_{r4}$)

$$W_{r3} = W_{t3} \text{ tg } \phi_n$$

$$Wr_3 = 3\,623,76 \text{ tg (20)}$$

$$Wr_3 = 1\,318,94 \text{ lbf} = 5\,863,07 \text{ kgf}$$

Cálculo de la Resistencia a la tracción (σ_3 , σ_4)

$$\sigma_3 = \frac{Wt_3 D_p}{F J_{p_{3-4}}} \frac{K_a K_s K_m K_B}{K_v}$$

Factores de diseño (por tablas)

$$J_{p_{3-4}} = 0,36$$

$$J_{g_{3-4}} = 0,42$$

$$K_a = 1$$

$$K_s = 1 \text{ (para } m = 4\text{)}$$

$$K_m = 1,20 \text{ (para } F/Dp_3 = 0,491\text{)}$$

$$K_B = 1$$

$$K_v = 0,99$$

$$\sigma_3 = \frac{3\,623,763(6,350)}{(55)(0,36)} * \frac{(1,25)(1)(1,2)(1)}{(0,99)} * 0,006894$$

$$\sigma_3 = 246,672 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_4 = \sigma_3 \left(\frac{J_{p_{3-4}}}{J_{g_{3-4}}} \right)$$

$$\sigma_4 = 246,67 \left(\frac{0,36}{0,42} \right)$$

$$\sigma_4 = 211,433 \text{ N/mm}^2$$

Esfuerzo permisible (Sat₃, Sat₄)

$$Sat_3 = \sigma_3 \left(\frac{K_L}{K_R} \right)$$

Siendo:

$$K_L = 1$$

$$K_R = 1$$

$$Sat_3 = 246,672 \frac{N}{mm^2}$$

$$Sat_4 = \sigma_4 \left(\frac{K_L}{K_R} \right)$$

Siendo:

$$K_L = 1$$

$$K_R = 1$$

$$Sat_4 = 211,43 \text{ N/mm}^2$$

Dureza de los engranajes

Dureza Promedio del Piñón 3 = 200 HB

Dureza Promedio de la rueda 2 = 180 HB

Entonces:

Material para el piñón : Acero AISI 1045

Material para engranaje: Hierro nodular ASTM - A536 – 84

Diseño de engranajes: Eje transmisión – Eje Tambor

Características geométricas

Considerando:

$$\phi_n = \text{Angulo de presión} = 20^\circ$$

$$C_3 = \text{Distancia entre centros} = 297 \text{ mm}$$

Módulo máximo (m_{max})

$$m_{max} = \frac{2(C_3)}{Z_{min}(1 + r_{5-6})}$$

$$m_{max} = \frac{2(297)}{16(1 + 3,5)}$$

$$m_{max} = 8,25$$

Normalizando

$$m = 6$$

$$DP = 4,23$$

Número de dientes (Z_5, Z_6)

$$Z_5 = 22 \text{ dientes}$$

$$Z_6 = Z_5 (r_{5-6})$$

$$Z_6 = 22 (3,5)$$

$$Z_6 = 77 \text{ dientes}$$

Cálculo de diámetros primitivos (DP_5, DP_6)

$$DP_5 = Z_5 \cdot m$$

$$DP_5 = 22 (6)$$

$$DP_5 = 132 \text{ mm}$$

$$DP_6 = Z_6 \cdot m$$

$$DP_6 = 77 (6)$$

$$DP_6 = 462 \text{ mm}$$

Cálculo de diámetros exteriores ($Dext_5, Dext_6$)

$$Dext_5 = m (Z_5 + 2)$$

$$Dext_5 = 6 (22 + 2)$$

$$Dext_5 = 144 \text{ mm}$$

$$Dext_6 = m (Z_6 + 2)$$

$$Dext_6 = 6 (77 + 2)$$

$$Dext_6 = 474 \text{ mm}$$

Ancho recomendado ($F_5 = F_6$)

$$\frac{8}{D_p} < F < \frac{16}{D_p}$$

$$48 < F < 96$$

Escogeremos

$$F_5 = F_6 = 80 \text{ mm}$$

Cálculo de velocidad

Velocidad Tangencial (V_{t_3})

$$V_{t_3} = \frac{\pi (DP_5) n_3}{12} \times 0,3048$$

$$V_{t_3} = \frac{\pi \left(\frac{132}{254} \right) 1,96}{12} \times 0,3048$$

$$V_{t_3} = 0,81 \text{ m/min.}$$

Velocidad Tangencial de Izaje (V_{t_i})

$$V_{t_i} = \frac{\pi (Dt) (n_4)}{12} (0,3048)$$

$$V_{t_i} = \frac{\pi (317,5/25,4) (0,56)}{12} (0,3048)$$

$$V_{t_i} = 0,558 \text{ m/min} \approx 22 \text{ pulg./min.}$$

Valor que confirma que se cumple con lo solicitado

Cálculo de fuerzas

Torque de izquierda en el Eje de Transmisión ($T_4 = T_5$)

$$T_4 = \frac{T_3 (DP_4)}{DP_3}$$

$$T_4 = \frac{6\,788,26 (392)}{112}$$

$$T_4 = 23\,758,896 \text{ lb pulg}$$

Carga Tangencial ($Wt_5 = Wt_6$)

$$Wt_5 = \frac{33\,000 (P_1)}{(Vt_3 / 0,3048)}$$

$$Wt_5 = \frac{33\,000 (0,43)}{(0,812 / 0,3048)}$$

$$Wt_5 = 5\,380,74 \text{ lbf} = 2\,440,70 \text{ kgf.}$$

Carga Radial ($Wr_5 = Wr_6$)

$$Wr_5 = Wt_5 \operatorname{tg} \varphi_n$$

$$Wr_5 = 5\,380,74 \operatorname{tg} (20^\circ)$$

$$Wr_5 = 1\,958,43 \text{ lbf} = 888,34 \text{ kgf}$$

Los cálculos teóricos, son efectuados con la potencia nominal elevados con un factor de seguridad igual a 3,5; Los resultados teóricos dados en las tablas de resultados, son solo referenciales, ya que el sistema real está desarrollado en base a la fuerza de izaje, estimada en 7 000 kgf.

En tal sentido, evaluamos el Torque 6 (T_6)

Torque de Izaje (T_6)

$$T_6 = T_5 \left(\frac{DP_6}{DP_5} \right)$$

$$T_6 = 23\,758,895 \left(\frac{462}{132} \right)$$

$$T_6 = 41\,578,07 \text{ lb pulg.}$$

Carga Tangencial de Izaje (Wt_{izaje})

$$Wt_{izaje} = \frac{33\,000 (P_1)}{(Vt_1 / 0,3048)}$$

$$Wt_{izaje} = \frac{33\,000 (0,43)}{(0,558 / 0,3048)}$$

$$Wt_{izaje} = 7\,829,61 \text{ lbf} = 3\,551,51 \text{ kgf}$$

Valor que confirma que se cumple con lo solicitado.

La carga $Wt_5 = Wt_6$, se cumple, pero en los cálculos efectuados se ha dividido la potencia de izaje en la utilizada por la primera reducción (0,869 HP) y la potencia a emplearse por un tambor (0,43 HP) del sistema de izaje.

Ambas potencias no contienen factor de seguridad.

Cálculo de la Resistencia a la Tracción (σ_5, σ_6)

$$\sigma_5 = \frac{Wt_5 DP}{F JP_{5-6}} \frac{K_a K_s K_m K_b}{K_v} \times 0,006894$$

Factores de diseño (por tablas)

$$JP_{5-6} = 0,34$$

$$Jg_{5-6} = 0,42$$

$$K_a = 1$$

$$K_s = 1,05 \quad (\text{para } m = 6)$$

$$K_m = 1,22 \quad (\text{para } F/DP_5 = 0,606)$$

$$K_8 = 1$$

$$K_v = 0,99$$

$$\sigma_5 = \frac{5\,380,74 (4,23) * (1,25)(1,05)(1,22)(1)}{(80)(0,34)} \cdot \frac{0,006894}{0,99}$$

$$\sigma_5 = 189,73 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_6 = \sigma_5 \left(\frac{JP_{5-6}}{JP_{5-6}} \right)$$

$$\sigma_6 = 189,73 \left(\frac{0,34}{0,42} \right)$$

$$\sigma_6 = 153,53 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Esfuerzo Permissible (Sat₅, Sat₆)

$$Sat_5 = \sigma_5 \left(\frac{K_L}{K_R} \right)$$

Siendo

$$K_L = 1$$

$$K_R = 1$$

$$Sat_5 = 189,73 \left(\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right)$$

$$Sat_6 = \sigma_6 \left(\frac{K_L}{K_R} \right)$$

Siendo

$$K_L = 1$$

$$K_R = 1$$

$$\text{Sat}_6 = 153,59 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Dureza de los engranajes

Dureza promedio del piñón 5 = 200 HB

Dureza promedio de la rueda 6 = 180 HB.

Entonces:

Material para el piñón : Acero AISI 1045

Material para engranaje: Hierro nodular ASTM - A536 – 84

Diseño de Ejes

Eje Motriz

$$\sum F_y = 0$$

$$-R_{y_A} + R_{y_B} - W_{t_1} = 0$$

$$\sum M_A = 0$$

$$W_{t_1} (AC) - R_{y_B} (AB) = 0$$

$$R_{y_B} = \frac{W_{t_1} (AC)}{(AB)}$$

$$R_{y_B} = \frac{505,77 (0,10)}{0,319}$$

$$R_{y_B} = 159,73 \text{ kgf} = 1565,37 \text{ N}$$

$$R_{y_A} = W_{t_1} - R_{y_B}$$

$$R_{y_A} = 505,76 - 159,73$$

$$R_{y_A} = 346,04 \text{ kgf} = 3391,14 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$-R_{x_A} - R_{x_B} + W_{r_1} = 0$$

$$\sum M_A = 0$$

$$-W_{r_1} (AC) + R_{x_B} (AB) = 0$$

$$R_{x_B} = \frac{W_{r_1} (AC)}{AB}$$

$$R_{xB} = \frac{184,08 (0,101)}{0,319}$$

$$R_{xB} = 58,14 \text{ kgf} = 569,75 \text{ N}$$

$$R_{xB} = -R_{xB} + Wr_1$$

$$R_{xA} = -569,75 + 184,08$$

$$R_{xA} = 125,946 \text{ kgf}$$

$$= 1\,234,274 \text{ N}$$

$$R_A = \sqrt{(R_{yA})^2 + (R_{xA})^2}$$

$$R_A = \sqrt{(346,035)^2 + (125,95)^2}$$

$$R_A = 368,24 \text{ kgf} = 3\,608,77 \text{ N}$$

$$R_B = \sqrt{(R_{yB})^2 + (R_{xB})^2}$$

$$R_B = \sqrt{(159,73)^2 + (58,14)^2}$$

$$R_B = 169,982 \text{ kgf} = 1\,665,83 \text{ N}$$

[My]

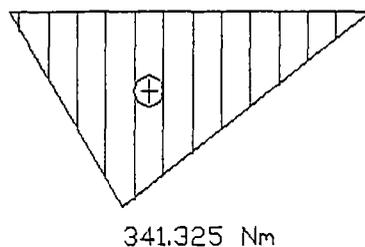


Figura 4-33: Momentos en y, eje motriz.

$$M_{Ay} = P_{yA} (AC)$$

$$M_{Ay} = 346,04 (0,101)$$

$$M_{Ay} = 34,83 \text{ kgf m} = 341,32 \text{ Nm}$$

$$M_{By} = R_{yB} (CB)$$

$$M_{By} = 159,73 (0,218)$$

$$M_{By} = 34,83 \text{ Kgf m} = 341,32 \text{ Nm}$$

[Mx]

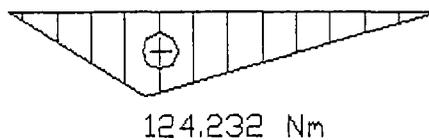


Figura 4-34: Momentos en x, eje motriz.

$$M_{Ax} = R_{xA} (AC)$$

$$M_{Ax} = 125,95 (0,101)$$

$$M_{Ax} = 12,68 \text{ kgf m} = 124,23 \text{ Nm}$$

$$M_{Bx} = R_{xB} (CB)$$

$$M_{Bx} = 58,14 (0,22)$$

$$M_{Bx} = 12,68 \text{ kgf m} = 124,23 \text{ Nm}$$

$$M_{CA} = \sqrt{M_{Ay}^2 + M_{Ax}^2}$$

$$M_{CA} = \sqrt{(34,83)^2 + (12,68)^2}$$

$$M_{CA} = 37,06 \text{ kgf m} = 363,23 \text{ Nm}$$

$$M_{CB} = \sqrt{M_{By}^2 + M_{Bx}^2}$$

$$M_{CB} = \sqrt{(34,83)^2 + (12,68)^2}$$

$$M_{CB} = 37,06 \text{ kgf m} = 363,23 \text{ Nm}$$

Material de Fabricación: AISI 1045

$$\sigma_t = 370 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 370 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$\sigma_{xx} = \frac{M_{cr}}{\frac{\pi r^4}{4}} = \frac{4M_c}{\pi r^3}$$

$$\sigma_{xx} = \frac{4(363,23)}{\pi r^3}$$

$$\sigma_{xx} = \frac{462,48}{r^3} \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$Z_{xy} = \frac{T_1 r}{\frac{\pi r^4}{2}} = \frac{2T_1}{\pi r^3}$$

$$Z_{xy} = \frac{2(219,08)}{\pi r^3}$$

$$Z_{xy} = \frac{139,47}{r^3} \frac{N}{m^2}$$

Aplicando el método de Tresca

$$\sigma_{xx}^2 + 4 Z_{xy}^2 \leq \left(\frac{\sigma_f}{f_s} \right)^2$$

$$\left(\frac{462,48}{r^3} \right)^2 + 4 \left(\frac{139,47}{r^3} \right)^2 \leq \left(\frac{370 \times 10^6}{3} \right)^2$$

Si $f_s = 3$

Diámetro del eje en el mayor punto crítico (DP_C)

$$DP_C = 31,53 \text{ mm}$$

Diámetro mínimo (D_{min})

$$D_{min} = 21,82 \text{ mm}$$

Respecto a estos resultados se fabricarán los siguientes diámetros en el eje.

$$D_R = \text{Diámetro para rodamientos} = 50 \text{ mm}$$

$$D_g = \text{Diámetro para engranajes} = 60 \text{ mm}$$

Eje Intermedio

$$\sum F_y = 0$$

$$-R_{yA} - R_{yB} + Wt_2 + Wt_3 = 0$$

$$\sum M_A = 0$$

$$-Wt_2 (AC) - Wt_3 (AD) + R_{yB} (AB) = 0$$

$$P_{yB} = \frac{+Wt_2 (AC) + Wt_3 (AD)}{AB}$$

$$P_{yB} = \frac{(+505,71)(0,101) + 1\,643,739(0,207)}{0,319}$$

$$P_{yB} = 1\,227,89 \text{ kgf} = 12\,033,30 \text{ N}$$

$$R_{yA} = -P_{yB} + Wt_2 + Wt_3$$

$$R_{yA} = -1\,227,89 + 505,77 + 1\,643,74$$

$$R_{yA} = 921,62 \text{ kgf} = 9\,031,84 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$-R_{xA} - R_{xB} - W_{r_2} + W_{r_3} = 0$$

$$\sum M_A = 0$$

$$W_{r_2} (AC) - W_{r_3} (AD) + R_{xB} (AB) = 0$$

$$R_{xB} = \frac{W_{r_2} (AC) - W_{r_3} (AD)}{AB}$$

$$R_{xB} = \frac{(184,08)(0,10) - (598,27)(0,207)}{0,319}$$

$$R_{xB} = 330,74 \text{ kgf} = 3\,240,27 \text{ N}$$

$$R_{xA} = -R_{xB} - W_{r_2} + W_{r_3}$$

$$R_{xA} = -330,74 - 184,08 + 598,27$$

$$R_{xA} = 807,33 \text{ Kgf.} = 7\,911,86 \text{ N.}$$

$$R_A = \sqrt{(R_{yA})^2 + (R_{xA})^2}$$

$$R_A = \sqrt{(921,62)^2 + (807,33)^2}$$

$$R_A = 1\,225,22 \text{ kgf} = 12\,007,15 \text{ N}$$

$$R_B = \sqrt{(R_{yB})^2 + (R_{xB})^2}$$

$$R_B = \sqrt{(1227,89)^2 + (330,74)^2}$$

$$R_B = 1271,63 \text{ kgf} = 12\,461,93 \text{ N}$$

[My]

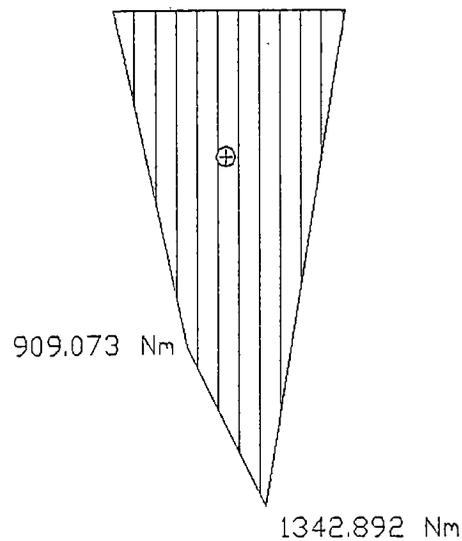


Figura 4-35: Momentos en y, eje intermedio.

$$M_{Ay} = R_{yA} (AC)$$

$$M_{Ay} = 921,62 (0,101)$$

$$M_{Ay} = 92,76 \text{ kgf m} = 909,07 \text{ Nm}$$

$$M_{By} = R_{yB} (DB)$$

$$M_{By} = 1\,227,89 (0,112)$$

$$M_{By} = 137,03 \text{ kgf m} = 1\,342,89 \text{ Nm}$$

[Mx]

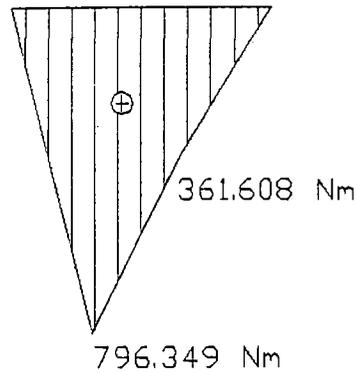


Figura 4-36: Momentos en x, eje intermedio.

$$M_{Ax} = R_{xA} (AC)$$

$$M_{Ax} = 807,33 (0,101)$$

$$M_{Ax} = 81,26 \text{ kgf m} = 796,35 \text{ Nm}$$

$$M_{Bx} = R_{xB} (DB)$$

$$M_{Bx} = 330,74 (0,112)$$

$$M_{Bx} = 36,899 \text{ kgf m} = 361,61 \text{ Nm}$$

$$M_{CA} = \sqrt{M_{Ay}^2 + M_{Ax}^2}$$

$$M_{CA} = \sqrt{(92,76)^2 + (81,26)^2}$$

$$M_{CA} = 123,32 \text{ kgf m} = 1208,54 \text{ Nm}$$

$$M_{DB} = \sqrt{M_{By}^2 + M_{Bx}^2}$$

$$M_{DB} = \sqrt{(137,03)^2 + (36,899)^2}$$

$$M_{DB} = 141,91 \text{ kgf m} = 1390,73 \text{ Nm.}$$

Material de Fabricación: AISI 1045

$$\sigma_f = 370 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 370 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$\sigma_{xx} = \frac{M_{Cr}}{\frac{\pi r^4}{4}} = \frac{4M_C}{\pi r^3}$$

$$\sigma_{xx} = \frac{4(1390,73)}{\pi r^3}$$

$$\sigma_{xx} = \frac{1770,73}{r^3} \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$Z_{xy} = \frac{T_{2r}}{\frac{\pi r^4}{2}} = \frac{2T_2}{\pi r^3}$$

$$Z_{xy} = \frac{2(766,77)}{\pi r^3}$$

$$Z_{xy} = \frac{488,14}{r^3} \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Aplicando el método de Tresca:

$$\sigma_{xx}^2 + 4 Z_{xy}^2 \leq \left(\frac{\sigma_f}{f_s} \right)^2$$

$$\left(\frac{1770,73}{r^3} \right)^2 + 4 \left(\frac{488,14}{r^3} \right)^2 \leq \left(\frac{370 \times 10^6}{3} \right)$$

Si $f_s = 3$

Diámetro del eje en el mayor punto crítico (DP_C)

$$D_{PC} = 49,21 \text{ mm}$$

Diámetro mínimo (D_{min})

$$D_{min} = 33,16 \text{ mm}$$

Respecto a estos resultados se fabricarán los siguientes diámetros en el eje:

$$D_R = \text{Diámetro para rodamientos} = 50 \text{ mm}$$

$$D_g = \text{Diámetro para engranajes} = 60 \text{ mm}$$

Eje de Transmisión

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{yA} + R_{yB} - Wt_5 - Wt_4$$

$$\sum M_A = 0$$

$$+ Wt_5 (AC) + Wt_4 (AD) - R_{yB} (AB) = 0$$

$$R_{yB} = \frac{Wt_5 (AC) + Wt_4 (AD)}{AB}$$

$$R_{yB} = \frac{2\,440,70 (0,115) + 598,27 (0,971)}{1,08}$$

$$R_{yB} = 1734,98 \text{ kgf} = 17\,002,75 \text{ N}$$

$$R_{yA} = -R_{yB} + Wt_5 + Wt_4$$

$$R_{yA} = -1734,98 + 2\,440,70 + 598,27$$

$$R_{yA} = 2\,349,47 \text{ kgf} = 23\,024,77 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$-R_{xA} + R_{xB} + W_{r5} + W_{r4} = 0$$

$$\sum M_A = 0$$

$$-W_{r5} * AC + W_{r4} * AD - R_{xB} * AB = 0$$

$$R_{xB} = \frac{-W_{r5} * AC + W_{r4} * AD}{AB}$$

$$R_{xB} = \frac{-888,34 (0,12) + 598,27 (0,97)}{1,08}$$

$$R_{xB} = 441,69 \text{ kgf} = 4\,328,61 \text{ N}$$

$$R_{xA} = +R_{xB} + Wr_5 - Wr_4$$

$$R_{xA} = 441,69 + 888,34 - 598,27$$

$$R_{xA} = 731,77 \text{ kgf} = 7171,30 \text{ N}$$

$$R_A = \sqrt{(R_{yA})^2 + (R_{xA})^2}$$

$$R_A = \sqrt{(2349,47)^2 + (731,77)^2}$$

$$R_A = 2460,79 \text{ kgf} = 24115,72 \text{ N}$$

$$R_B = \sqrt{(R_{yB})^2 + (R_{xB})^2}$$

$$R_B = \sqrt{(1734,98)^2 + (441,69)^2}$$

$$R_B = 1790,32 \text{ kgf} = 17545,10 \text{ N}$$

[My]

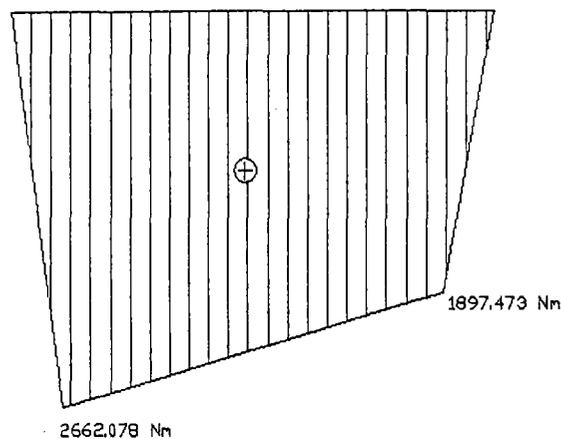


Figura 4-37: Momentos en y, eje de transmisión.

$$M_{Ay} = R_{yA} (AC)$$

$$M_{Ay} = 2\,349,47 (0,115)$$

$$M_{Ay} = 271,64 \text{ kgf m} = 2\,662,08 \text{ Nm}$$

$$M_{By} = R_{yB} (DB)$$

$$M_{By} = 1\,734,98 (0,112)$$

$$M_{By} = 193,62 \text{ kgf m} = 1\,897,47 \text{ Nm}$$

[Mx]

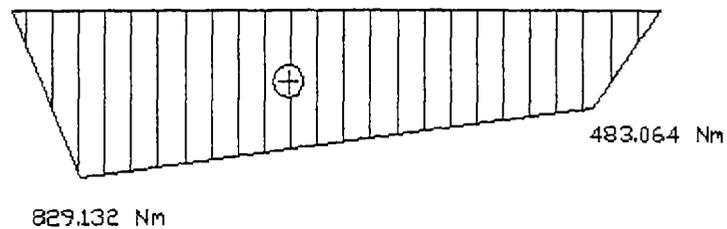


Figura 4-38: Momentos en y, eje de transmisión.

$$M_{Ax} = R_{xA} (AC)$$

$$M_{Ax} = 731,77 (0,115)$$

$$M_{Ax} = 84,61 \text{ kgf m} = 829,13 \text{ Nm}$$

$$M_{Bx} = R_{xB} (DB)$$

$$M_{Bx} = 441,69 (0,112)$$

$$M_{Bx} = 49,29 \text{ kgf m} = 483,06 \text{ Nm}$$

$$M_{CA} = \sqrt{M_{Ay}^2 + M_{Ax}^2}$$

$$M_{CA} = \sqrt{(271,64)^2 + (84,61)^2}$$

$$M_{CA} = 284,51 \text{ kgf m} = 2788,21 \text{ Nm}$$

$$M_{DB} = \sqrt{M_{By}^2 + M_{Bx}^2}$$

$$M_{DB} = \sqrt{(193,62)^2 + (49,29)^2}$$

$$M_{DB} = 199,796 \text{ Kgf m} = 1958 \text{ Nm}$$

Material de Fabricación: AISI 1045

$$\sigma_f = 370 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 370 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$\sigma_{XX} = \frac{M_{Cr}}{\pi r^4} = \frac{4 M_C}{\pi r^3}$$

$$\sigma_{XX} = \frac{4(2788,21)}{\pi r^3}$$

$$\sigma_{XX} = \frac{3550,06}{r^3} \text{ N/m}^2$$

$$Z_{xy} = \frac{T_{4r}}{\pi r^4} = \frac{2T_4}{\pi r^3}$$

$$Z_{xy} = \frac{2(2\,683,699)}{\pi r^3}$$

$$Z_{xy} = \frac{1708,496}{r^3} \frac{N}{m^2}$$

Aplicando el método de Tresca

$$\sigma_{xx}^2 + 4 Z_{xy}^2 \leq \left(\frac{\sigma_f}{f_s} \right)^2$$

$$\left(\frac{3\,550,06}{r^3} \right)^2 + 4 \left(\frac{1708,49}{r^3} \right)^2 \leq \left(\frac{370 \times 10^6}{3} \right)^2$$

Si $f_s = 3$

Diámetro del eje en el mayor punto crítico (DP_C)

$$D_{PC} = 63,46 \text{ mm}$$

Diámetro mínimo (D_{min})

$$D_{min} = 50,32 \text{ mm}$$

Respecto a estos resultados se fabricaron los siguientes diámetros en el eje :

$$D_R = \text{Diámetro para rodamiento} = 55 \text{ mm}$$

$$D_g = \text{Diámetro para engranajes} = 65 \text{ mm}$$

Eje Tambor

$$\Sigma F_g = 0$$

$$-R_{yA} + R_{yB} + W_{t_6} - W_{\text{tambor}} = 0$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$-W_{t_6} (AC) + W_{\text{tambor}} (AD) - R_{yB} (AB) = 0$$

$$R_{yB} = \frac{W_{t_6} (AC) + W_{\text{tambor}} (AD)}{AB}$$

$$R_{yB} = \frac{-2440,70(0,141) + 3551,51(0,413)}{0,685}$$

$$R_{yB} = 1639,46 \text{ kgf} = 16066,73 \text{ N}$$

$$R_{yA} = +R_{yB} + W_{t_6} - W_{\text{tambor}}$$

$$R_{yA} = 1639,46 + 2940,70 - 3551,51$$

$$R_{yA} = 528,65 \text{ kgf} = 5180,81 \text{ N}$$

$$\Sigma F_x = 0$$

$$R_{xA} + R_{xB} - W_{r_6} = 0$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$W_{r_6} (AC) - R_{xB} (AB) = 0$$

$$R_{xB} = \frac{Wr_6(AC)}{AB}$$

$$R_{xB} = \frac{2440,70(0,141)}{0,685}$$

$$R_{xB} = 182,21 \text{ kgf} = 1785,64 \text{ N}$$

$$R_{xA} = Wr_6 - R_{xB}$$

$$R_{xA} = 2440,70 - 182,21$$

$$R_{xA} = 706,14 \text{ kgf} = 6920,13 \text{ N}$$

$$R_A = \sqrt{(R_{yA})^2 + (R_{xA})^2}$$

$$R_A = \sqrt{(528,65)^2 + (706,14)^2}$$

$$R_A = 882,10 \text{ kgf} = 8644,59 \text{ N}$$

$$R_B = \sqrt{(R_{yB})^2 + (R_{xB})^2}$$

$$R_B = \sqrt{(1639,46)^2 + (182,21)^2}$$

$$R_B = 1649,56 \text{ kgf} = 16165,65 \text{ N}$$

[My]

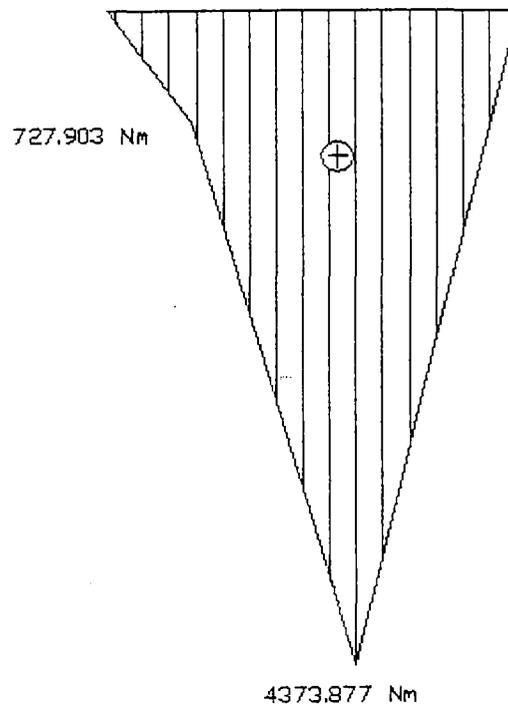


Figura 4-39: Momentos en y, eje de tambor.

$$M_{Ay} = R_{yA} (AC)$$

$$M_{Ay} = 528,65 (0,141)$$

$$M_{Ay} = 74,28 \text{ kgf m} = 727,90 \text{ Nm}$$

$$M_{By} = R_{yB} (DB)$$

$$M_{By} = 1\,639,46 (0,272)$$

$$M_{By} = 446,31 \text{ kgf m} = 4\,373,88 \text{ Nm}$$

[Mx]

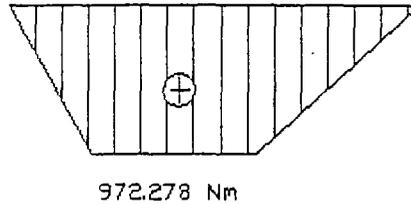


Figura 4-40: Momentos en x, eje de tambor.

$$M_{Ax} = R_{xA} (AC)$$

$$M_{Ax} = 706,14 (0,141)$$

$$M_{Ax} = 99,21 \text{ kgf m} = 972,28 \text{ Nm}$$

$$M_{Bx} = R_{xB} (CB)$$

$$M_{Bx} = 182,21 (0,545)$$

$$M_{Bx} = 99,21 \text{ kgf m} = 972,28 \text{ Nm}$$

$$M_{CA} = \sqrt{M_{Ay}^2 + M_{Ax}^2}$$

$$M_{CA} = \sqrt{(74,28)^2 + (99,21)^2}$$

$$M_{CA} = 123,94 \text{ kgf m} = 1\,214,57 \text{ Nm}$$

$$M_{DB} = \sqrt{M_{By}^2 + M_{Bx}^2}$$

$$M_{DB} = \sqrt{(446,31)^2 + (99,21)^2}$$

$$M_{DB} = 457,21 \text{ kgf m} = 4\,480,64 \text{ Nm}$$

Material de Fabricación: AISI 1045

$$\sigma_f = 370 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 370 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$\sigma_{xx} = \frac{M_{Cr}}{4} = \frac{4 M_C}{\pi r^3}$$

$$\sigma_{xx} = \frac{4(4\,480,64)}{\pi r^3}$$

$$\sigma_{xx} = \frac{5\,704,93}{r^3} \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$Z_{xy} = \frac{T_{6r}}{2} = \frac{2T_6}{\pi r^3}$$

$$Z_{xy} = \frac{2(4\,696,47)}{\pi r^3}$$

$$Z_{xy} = \frac{2\,989,87}{r^3} \text{ N/m}^2$$

Aplicando el método de Tresca

$$\sigma_{xx}^2 + 4 Z_{xy}^2 \leq \left(\frac{\sigma_f}{fs}\right)^2$$

$$\left(\frac{5\,704,93}{r^3}\right)^2 + 4\left(\frac{2\,989,87}{r^3}\right)^2 \leq \frac{370 \times 10^6}{3}$$

Si $fs = 3$

Diámetro del eje en el mayor punto crítico (DPC)

$$D_{PC} \approx 74,76 \text{ mm}$$

Diámetro mínimo (D_{min})

$$D_{min} \approx 60,697 \text{ mm}$$

Respecto a estos resultados se fabricarán los siguientes diámetros en el eje:

D_R = Diámetro para rodamientos = 60 mm

D_g = Diámetro para engranajes = 72 mm

D_f = Diámetro para tambor = 75 mm

Teoría para los diámetros mínimos (D_{min})

El método utilizado es el de la teoría de la falla por distorsión de la energía, el cual tiene consideraciones sobre el comportamiento del material utilizado y se ha utilizado con el fin de comprobar los cálculos realizados.

$$D_{min} = \left[\left(\frac{32N}{\pi} \right) \sqrt{\left(\frac{K_t M}{s'n} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{\sigma_f} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

Donde los factores de diseño considerados son:

N = Factor de diseño = 3

K_t = Factor de concentración de esfuerzos = 1,5

Valor considerado para chaflanes bien redondeados a fin de evitar cambios de sección cortantes.

M_C = Mayor momento concentrado en un punto del eje.

$S'n$ = Resistencia a la durabilidad modificada.

Valor variable en función a la resistencia a la durabilidad de cada acero, factor de tamaño aproximado y factor de confiabilidad.

T = Torque existente en el eje.

Transmisión Caja Reductora Derecha

Debido a la aplicación se ha determinado usar rodamientos oscilantes.

Tabla 4-20: Factores de vida, f_h , y velocidad f_n para rodamiento de bolas

f_h	f_h	n	f_n
h		rpm	
6000	2,29	<10	1,50
6500	2,35	10	1,49
7000	2,41	11	1,45
7500	2,47	12	1,41
8000	2,52	13	1,37
8500	2,57	14	1,34
9000	2,62	15	1,3
9500	2,67	16	1,28
10000	2,71	17	1,25
16000	3,17	18	1,23
17000	3,24	19	1,21
18000	3,3	55	0,846
19000	3,36	200	0,55
20000	3,42	6500	0,172
22000	3,53	7500	0,164
24000	3,63	15000	0,131
26000	3,73	19000	0,121
28000	3,83	26000	0,109
30000	3,91	50000	0,0874

Eje Motriz – Eje Intermedio (Método – FYH)

$$C = \frac{f_h R}{f_n}$$

Asumiremos un 2% adicional a la mayor reacción en los apoyos (rodamientos) de estos ejes por concepto del propio peso del eje y los engranajes que soporta.

$$R_r = R_B = 12\,461,93 \text{ N} + 2\%$$

$$R_r = 12\,711,17 \text{ N} = 648,53 \text{ kgf}$$

$$R_a \approx 0$$

$$f_n = 1,5$$

$$f_h = 2,5$$

$$R = R_r + Y R_a$$

$$R = R_r + 0$$

$$R = R_r$$

$$C = \frac{(2,5) (12\,711,17)}{1,5}$$

$$C = 28\,889,02 \text{ N} = 2\,947,86 \text{ kgf}$$

Habiendo determinado el diámetro del eje en el rodamiento, comprobaremos el soporte de rodamiento oscilante necesario:

$$D_R = 50 \text{ mm}$$

Elegiremos el soporte:

UCF 210

El cual tiene una capacidad básica de carga de:

$$C = 3\,510 \text{ kgf} = 34\,433,1 \text{ N}$$

Eje Transmisión (Método FYH)

$$C = \frac{f_n R}{f_n}$$

Asumiremos un 2% adicional a la mayor reacción en los apoyos (rodamientos) de este eje por concepto del propio peso del eje y los engranajes que soporta.

$$R_r = R_A = 24\,115,716 \text{ N} + 2\%$$

$$R_r = 24\,598,03 \text{ N} = 2\,510,003 \text{ kgf}$$

$$R_a \approx 0$$

$$f_n = 1,5$$

$$f_h = 2,5$$

$$R = R_r + Y R_a$$

$$R = R_r + 0$$

$$R = R_r$$

$$C = \frac{(2,5) (24\,598,03)}{1,5}$$

$$C = 40\,996,72 \text{ N} = 4\,183,33 \text{ kgf.}$$

Habiendo determinado el diámetro del eje en el rodamiento, comprobaremos el soporte oscilante necesario.

$$D_R = 55 \text{ mm}$$

Elegimos el soporte:

UCF 211

El cual tiene una capacidad básica de carga de:

$$C = 4\,330 \text{ kgf} = 42\,477,3 \text{ N}$$

Eje Tambor (Método FAG)

Parcialmente elegiremos el rodamiento oscilante de rodillos 22213 EASK.M, el cual tiene una capacidad de carga.

$$C \text{ dinámica} = 173 \text{ KN}$$

$$C \text{ estática} = 208 \text{ KN}$$

$D = 60 \text{ mm}$, resultado de los cálculos del eje.

$$D_{\text{rodamiento}} = 65 \text{ (por ser de agujero cónico)}$$

Asumiendo un 3% adicional a la mayor reacción en los apoyos (rodamientos) por concepto del propio peso del eje, engrane y Tambor.

$$R_r = R_B = 16\,165,65 \text{ N} + 3\%$$

$$R_r = 16\,650,32 \text{ N} = 1\,699,04 \text{ kgf}$$

$$R_a \approx 0$$

Siendo:

$$f_n = 1,5$$

$$f_i = 3,5$$

$$C = \frac{f_L * R}{f_n}$$

Del rodamiento

$$e = 0,24$$

$$Y = 2,82 \text{ si: } \frac{R_a}{R_r} \leq e$$

$$Y = 4,19 \text{ si: } \frac{R_a}{R_r} > e$$

Entonces:

$$R = R_r + Y R_a$$

$$R = R_r + 0$$

$$R = R_r$$

$$C = \frac{(3,5)(16\,650,62)}{(1,5)}$$

$$C = 38\,851,44 \text{ N} = 3\,964,43 \text{ kgf}$$

Comprobando de esta manera que el rodamiento elegido es correcto.

Transmisión del Sistema de Izaje Manual

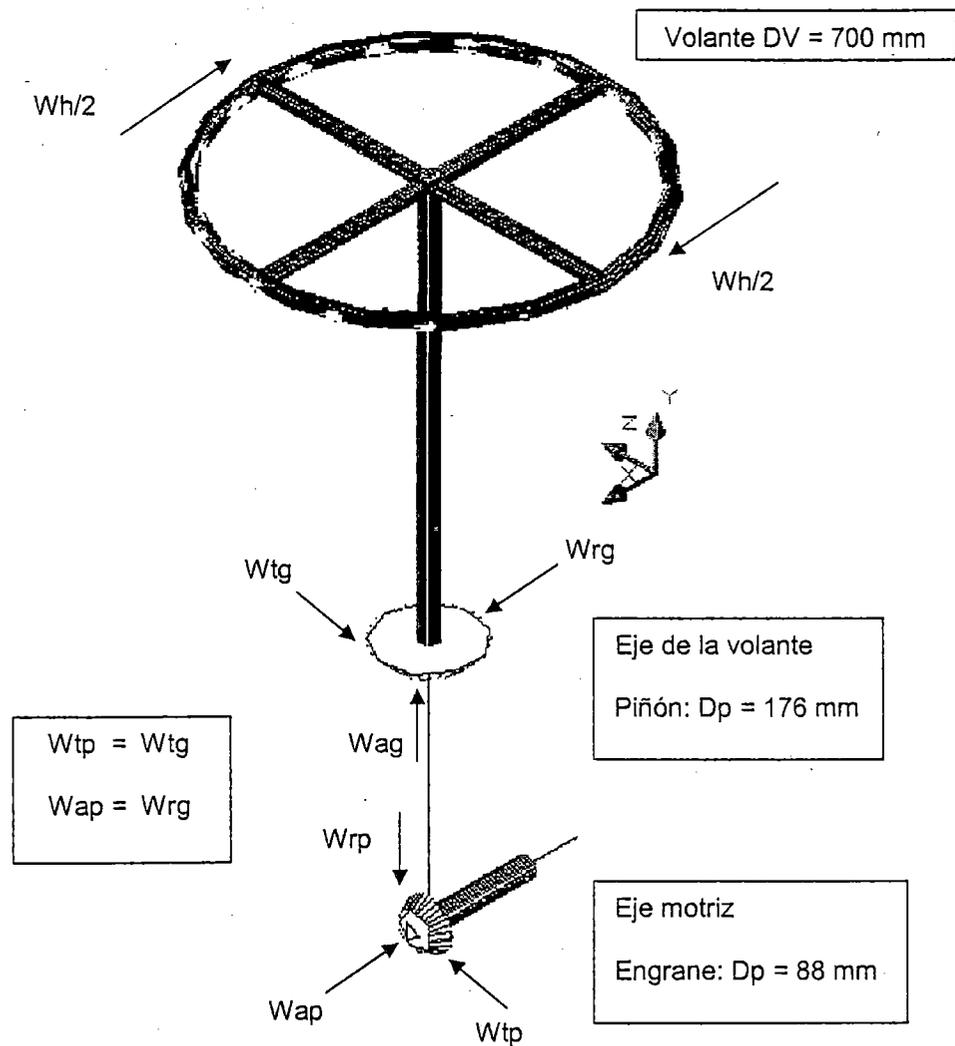


Figura 4-41: Transmisión del Sistema de Izaje Manual.

Características geométricas

Tren de engranajes cónicos

r_t = Relación de transmisión = 0,40

m = Módulo normalizado = 4

D_p = Paso diametral = 6,350

ϕ_n = Angulo de Presión = 20°

Número de dientes (N_p , N_g)

$$N_g = 70 \text{ dientes}$$

$$N_p = N_g (rt)$$

$$N_p = 70 (0,4)$$

$$N_p = 28 \text{ dientes}$$

Cálculo de diámetros primitivos (DD_p , DP_g)

$$DP_p = N_p (m)$$

$$DP_p = 28 (4)$$

$$DP_p = 112 \text{ mm}$$

$$DP_g = N_g (m)$$

$$DP_g = 70 (4)$$

$$DP_g = 280 \text{ mm}$$

Ángulos Primitivos (α_1 , α_2)

Ángulo primitivo engrane (α_1)

$$\text{arcTg}\left(\frac{N_g}{N_p}\right) = \alpha_1$$

$$\text{arcTg}\left(\frac{70}{28}\right) = \text{arcTg}(2,5)$$

$$\Rightarrow \alpha_1 = 68,20^\circ \approx 68^\circ 11' 54,93''$$

Angulo primitivo piñón (α_2)

$$\text{arcTg}\left(\frac{N_p}{N_g}\right) = \alpha_2$$

$$\text{arcTg}\left(\frac{28}{70}\right) = \text{arctg}(0,4)$$

$$\Rightarrow \alpha_2 = 21,80^\circ \approx 21^\circ 48' 5,07''$$

Diámetro exterior (D_{ext_p} , D_{ext_g})

$$D_{ext_p} = (2m * \text{Cos } \alpha_2) + DP_p$$

$$D_{ext_p} = (2(4) (\text{Cos } 21,80^\circ)) + 112$$

$$D_{ext_p} = 119,43 \text{ mm}$$

$$D_{ext_g} = (2m * \text{Cos } \alpha_1) + DP_g$$

$$D_{ext_g} = (2(4) (\text{Cos } 68,20^\circ)) + 280$$

$$D_{ext_g} = 282,97 \text{ mm}$$

Distancia del caso exterior (A_0)

$$A_0 = \frac{DP_g}{2\text{Sen}\alpha_1}$$

$$A_0 = \frac{280}{2\text{Sen}(68,20^\circ)}$$

$$A_0 = 150,78 \text{ mm}$$

Ancho de cara recomendado (F)

$$F = \frac{A_0}{3}$$

$$F = \frac{150,78}{3}$$

$$F = 50,26 \text{ mm (preferido)}$$

$$F = 10(m)$$

$$F = 10(4)$$

$$F = 40 \text{ mm (máximo)}$$

Escogeremos:

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

Cálculo de Fuerzas

Torque ejercido por el hombre (Th)

Considerando la fuerza promedio de un hombre:

$$\text{Brazo derecho en tracción} = 23,5 \text{ Kgf} = 230,5 \text{ N}$$

$$\text{Brazo izquierdo en compresión} = 22,5 \text{ Kgf} = 220,7 \text{ N}$$

(de *The Mechanical Design Process* de ULLMAN, David; pág. 58)

Por tanto el esfuerzo realizado para girar media vuelta la volante será de:

Wh = Fuerza promedio de un hombre.

$$Wh = 23,5 + 22,5 = 46 \text{ Kgf} = 451,2 \text{ N}$$

$$Dv = \text{Diámetro del volante} = 700 \text{ mm} = 0,7 \text{ m}$$

$$T_h = W_h (D_v/2)$$

$$T_h = 46 (0,7/2)$$

$$T_h = 16,1 \text{ kgf m} = 157,94 \text{ Nm}$$

Carga Tangencial Engrane (Wtp= Wtg)

$$W_{tg} = \frac{T_h}{(D_{Pp}/2)}$$

$$W_{tg} = \frac{157,94}{(0,112/2)}$$

$$W_{tg} = 2\,820,38 \text{ N}$$

Carga Radial Engrane (Wrg = Wxp)

$$W_{rg} = W_{tg} \tan \phi_n \cos \alpha_2$$

$$W_{rg} = 2\,820,38 (\tan 20^\circ) (\cos 21,80^\circ)$$

$$W_{rg} = 952,14 \text{ N}$$

Carga axial engrane (Wxg = Wrp)

$$W_{ag} = W_{tg} \tan \phi_n \sin \alpha_2$$

$$W_{ag} = 2\,820,38 (\tan 20^\circ) (\sin 21,80^\circ)$$

$$W_{ag} = 380,86 \text{ N}$$

Al tener: W_{tg} , podemos hallar el torque que hay en el eje motriz TW_{tg} ; para compararlo con el requerido por el sistema para ser accionado.

$$TW_{tg} = W_{tg} (DP_g/2)$$

$$TW_{tg} = 2\,820,38 (0,280/2)$$

$$TW_{tg} = 394,85 \text{ Nm}$$

Si W_{tw} es la fuerza tangencial para mover el tornillo sin fin:

$$TW_{tw} = W_{tw} (D_w/2)$$

$$TW_{tw} = 162,24 (70/2)$$

$$TW_{tw} = 5,68 \text{ kgf m} = 55,70 \text{ Nm}$$

Entonces tenemos:

$$TW_{tg} > TW_{tw}$$

$$394,85 \text{ Nm} > 55,70 \text{ Nm}$$

Con dichos valores se comprueba que el sistema funcionará manualmente con la fuerza de un hombre; y por lo tanto la compuerta podrá ser izada.

c) Análisis Estructural por el Método de Elementos Finitos

El Método de Elementos Finitos (MEF), es un método de aproximación parte por parte en el cual la función de aproximación se forma conectando funciones sencillas, cada una definida sobre una pequeña región (elemento).

Esta herramienta eficaz nos permite predecir con gran precisión y simplicidad los esfuerzos y deformaciones que va a soportar internamente una estructura sometida a cargas y restricciones.

El análisis estructural que se realizará en esta sección será para la caja derecha, por ser la que presenta el diseño más complejo dentro del sistema.

La caja derecha de transmisión de baja, concibe su diseño a la forma en que contiene a los ejes, engranajes y tambor que reducen la velocidad y transmiten la potencia necesaria para abrir o cerrar la compuerta vagón. Esta se ha dimensionado tentativamente con una plancha ASTM A36 de espesor $e = \frac{1}{2}$ " ; la cual evaluaremos mediante el MEF, para determinar si su diseño está bien desarrollado.

El MEF, está basado en la teoría de la máxima energía de distorsión de Von Mises, la cual trata la energía de deformación de un cuerpo determinando la deformación equivalente, que nos servirá para la relación fundamental en el diseño por resistencia.

$$\sigma_{eq} \leq \sigma_{Adm} = \frac{\sigma_{Lim}}{FS}$$

Donde:

σ_{eq} = Esfuerzo equivalente

σ_{Adm} = Esfuerzo admisible

σ_{Lim} = Esfuerzo limite, el cual para un material dúctil se transforma en el esfuerzo de fluencia de un material (σ_f).

Para ello generaremos el dibujo con ayuda del software Solid Works.

Y luego de aplicarle sus respectivas cargas y restricciones lo evaluaremos con ayuda del software Cosmos Works.

Caja derecha-caja der :: Static Nodal Stress
Units : N/m*2 Deformation Scale 1 : 2000

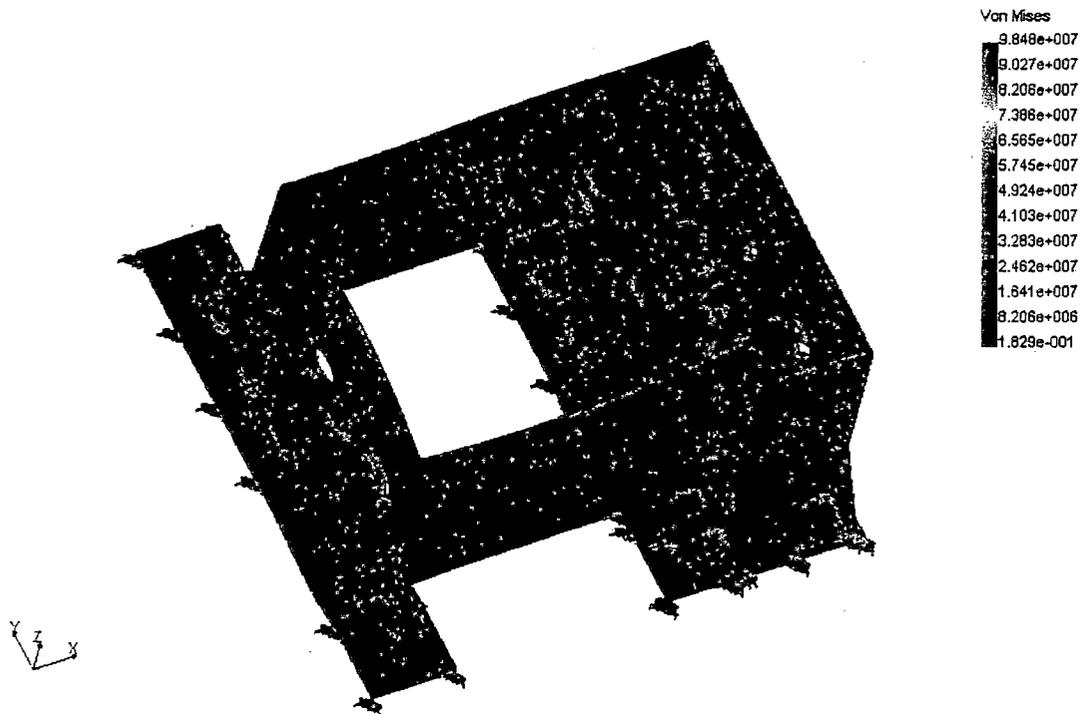


Figura 4-42: Análisis MEF con la teoría de la distorsión de Von Mises, para la caja derecha

Del análisis resulta que los esfuerzos equivalentes serán:

$$\sigma_{eq \text{ mín}} < 8,206 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$\sigma_{eq \text{ máx}} = 9,848 \times 10^7 \text{ N/m}^2$$

Al evaluar con el esfuerzo de fluencia del ASTM A36 ($\sigma_f = 250 \times 10^6 \text{ N/m}^2$), con la ecuación anterior, podemos determinar el factor de seguridad (FS) al que esta sometido la estructura.

$$FS_{\text{máx}} > 30$$

$$FS_{\text{mín}} = 2,5$$

Con lo cual podemos decir que tenemos un resultado mínimo, dentro del rango de factor de seguridad usado para estructuras; y un factor alto, para el resto de la estructura.

Caja derecha-caja der :: Static Displacement
Units : mm Deformation Scale 1 : 2000

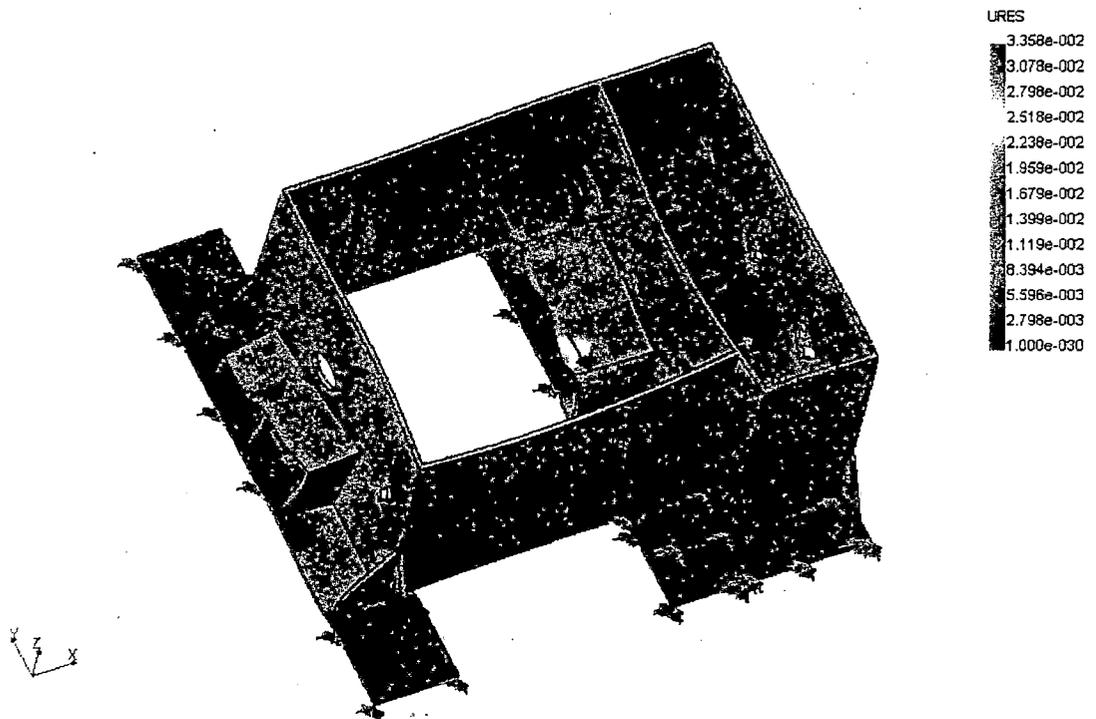


Figura 4-43: Análisis MEF para desplazamiento en la caja derecha

Por los resultados de los desplazamientos podemos determinar las deflexiones que sufrirá la caja cuando esté sometida a plena carga, y de ellas podemos indicar que son prácticamente despreciables.

d) Análisis de Soldadura

Las uniones soldadas se analizarán con el esfuerzo equivalente hallado a partir de las fuerzas aplicadas sobre la estructura, en sólido sometido a cargas y analizado por el MEF. Considerando una unión típica, sometida a un esfuerzo mayor que el resto de la estructura en esta zona, la denominaremos, para nuestro estudio, zona crítica.

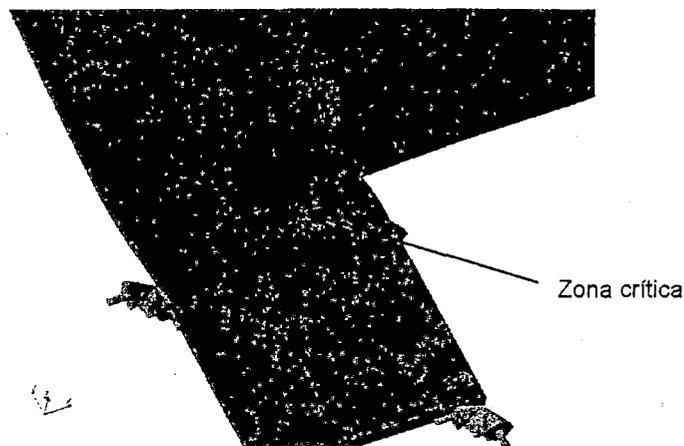


Figura 4-44: Unión en zona crítica, utilizada para el análisis de la unión soldada

Según el MEF, el esfuerzo equivalente en el nodo más cercano a la unión de las placas, es:

$$\sigma_{eq} = 3,283 \times 10^7 \text{ N/m}^2 = 32,83 \text{ N/mm}^2$$

Para poder hallar la resistencia del cordón propuesto, este esfuerzo tendrá que ser comparado con el esfuerzo equivalente de soldadura: $\sigma_{adm s}$

$$\sigma_{adm s} = V_1 * V_2 * \sigma_{adm}$$

Donde:

$\sigma_{adm s}$ = Esfuerzo admisible para el cordón de soldadura (N/mm^2)

V_1 = Factor de forma dinámica (Tabla 4-21).

V_2 = Coeficiente por clase de calidad de soldadura (Tabla 4-22, 4-23)

σ_{adm} = Esfuerzo admisible del material base correspondiente al tipo de carga actuante así como a la variación de esta en el tiempo.

Resolviendo según tablas:

Considerando que en la zona crítica, mencionada se están ejerciendo esfuerzos de: compresión y flexión, entonces:

$V_1 = 0,35$ (costura angular plana)

$V_2 = 0,8$ (Calidad II)

$\sigma_{adm s} = 160$ (fila 2 de la tabla 4-24, hipótesis HZ)

$\sigma_{adm s} = 0,7 * 0,8 * 160$

$\sigma_{adm s} = 89,6 N/mm^2$

Se verifica que:

$$\sigma_{eq} \leq \sigma_{adm s}$$

Comprobamos entonces, que el $\sigma_{adm s}$ está dentro del rango utilizado por el electrodo de la serie E-70XX (admite un esfuerzo admisible de $102,03 N/mm^2$).

Debido a que usaremos una plancha de espesor $e = \frac{1}{2}$ ", por tabla, definimos que el espesor de cordón de soldadura mínimo es de $\frac{1}{4}$ ".

Tabla 4-21: Esfuerzo de forma dinámica (V_1), según Köhler & Rögwitz, "Maschinenteile"

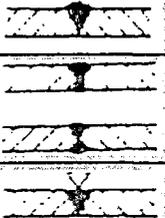
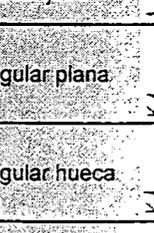
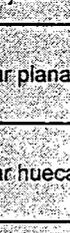
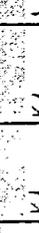
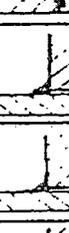
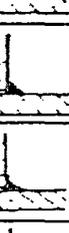
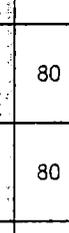
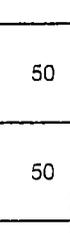
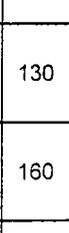
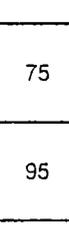
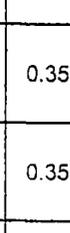
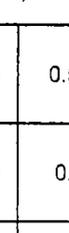
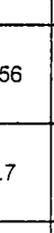
Tipo de Costura		Resistencia a la fatiga para St 37 en N/mm ²				Factor de forma dinámica v_1			
		Cordón		Zona de transición		tracc-comp.	Zona de transición	flexión	corte
		$\sigma_{Pul.S}$	$\sigma_{Alt.S}$	$\sigma_{Pul.A}$	$\sigma_{Alt.A}$				
Costura V		100	55	100	55	0,4	0,5	0,5,,0,6	0,3,,0,4
Costura V resoldada en la raíz y costura X		180	100	180	100	0,7	0,8	0,8,,0,9	0,5,,0,7
Costura V trabajada		210	118	210	118	0,92		1,0	0,73
Costura angular plana		80	50	130	75	0,35	0,56	0,5,,0,7	0,35
Costura angular hueca		80	50	160	95	0,35	0,7	0,85	0,45
Costura K, plana		130	73	140	78	0,56	0,6	0,8	0,45
Costura K, hueca		160	91	184	104	0,7	0,7,,0,8	0,85	0,45
Costura angular plana a un solo lado		57	32	-	-	0,25	-	0,12	0,2
Costura HV, hueca		137	78	-	-	0,6	-	0,7	0,2
Costura angular longitudinal sin trabajar		150	84	70	50	-	0,35	-	0,65
Costura angular longitudinal trabajada		160	91	110	70	-	0,5	-	0,7
Costura de filete anular a torsión		$\tau_{Pul.S}$ 70	$\tau_{Alt.S}$ 50	-	-	-	-	Factor de forma dinámica para sollicitación de torsión	
		a	a	-	-	-	-		
		110	60	-	-	-	-		

Tabla 4-22: Clase de calidad de las uniones soldadas por fusión (según DIN 1912)

Número de orden		Calidad		
		I	II	III
1	Material: Garantizada su aptitud para la soldadura	•	•	•
2	Preparación: Dirigida por especialista	•	•	•
	Vigilada	•	•	
3	Método de soldadura: Seleccionado de acuerdo con las propiedades del material, el espesor de las piezas y las cargas de la unión soldada	•	•	•
4	Material de soldadura: Material de aportación sobre el material base	•	•	•
	Comprobación o aprobación	•	•	
5	Personal: Soldador calificado y vigilado en el trabajo	•	•	
6	Verificación: Comprobación de ausencia de fallos en la ejecución (p. ej., radioscópica)	•		

Tabla 4-23: Factor por clase de calidad (V_2) de la unión soldada

Clase de Calidad	V_2
I	1.0
II	0.8
III	0.5

**Tabla 4-24: Esfuerzos admisibles $\sigma_{Adm s}$ y $T_{Adm s}$ (N/mm^2)
para uniones soldadas en estructuras de acero (según DIN 4100)**

Línea	Tipo de Cordón	Clase de esfuerzo	Clase de acero			
			St 37		St 52	
			Caso de carga		Caso de carga	
		H	HZ	H	HZ	
1	Cordón a tope comprobado por rayos al 100%	Tracción axial y tracción con flexión	160	160	240	240
2		Comprensión axial y comprensión con flexión	140	160	210	240
3		Cortadura	90	105	135	155
4	Cordón a tope no comprobado por rayos X	Tracción, comprensión axial y con flexión	140	160	210	240
5		Cortadura	90	105	135	155
6	Cordón a tope no comprobado por rayos	Tracción axial y tracción con tracción con flexión	110	130	170	190
7		Comprensión axial y comprensión con flexión	140	160	210	240
8		Cortadura	90	105	135	155
9	Cordón en ángulo	Tracción, comprensión, deslizamiento	90	105	135	155
10	Cordón en ángulo en empalme de viga resistente a flexión	Esfuerzo principal	110	130	170	190
11		Cortadura	90	105	135	155
12	Cordones longitudinales (en ángulo y a tope) p. ej., cordones angulares, dobles, cordón longitudinal del alma, cordones de unión entre platabandas	Esfuerzo principal	140	160	210	240
13		Cortadura	90	105	135	155
14	Cordón a tope en la unión transversal del alma vertical comprobado por rayos 50%	Esfuerzo principal	140	160	210	240
15		Cortadura	90	105	135	155

Tabla 4-25: Esfuerzos admisibles para distintos tipos de soldura

Electrodo	Esfuerzo Admisible σ_{adm}
	AWS D2. O-69
E- 60XX	87,55 N/mm ²
E- 70XX	102,03 N/mm ²
E- 80XX	117,198 N/mm ²

Tabla 4.26: Tamaño mínimo del espesor de soldadura, según el espesor de plancha.

Espesor de la plancha más gruesa en pulgadas	Tamaño Mínimo del Cordón de Filete, Pulg.
$e \leq \frac{1}{4}$	1/8
$\frac{1}{4} < e \leq \frac{1}{2}$	3/16
$\frac{1}{2} < e \leq \frac{3}{4}$	1/4
$\frac{3}{4} < e \leq 1 \frac{1}{2}$	5/16
$1 \frac{1}{2} < e \leq 2 \frac{1}{4}$	3/8
$2 \frac{1}{4} < e \leq 6$	1/2
$e > 6$	5/8

4.3 Diseño del Dispositivo Adicional al Sistema de Izaje Electro Mecánico

La optimización de la abertura de la compuerta, esta basada en el diseño de un dispositivo adicional al sistema de izaje mecánico desarrollado, con el fin de neutralizar el colapso de la bocatoma, a razón de que el caudal del río aumentará por el Fenómeno del Niño, de 280 m³/s a 450 m³/s.

Tabla 4-27: Datos generales

Pc	Fuerza de izaje considerada por el cálculo de la compuerta	58 860 N 6 000 kgf
P	Fuerza de izaje máxima del sistema	68 670 N 7 000 kgf
V	Velocidad de izaje	22 pulg/min 0,558 m/min
Q	Nuevo caudal del río	450 m ³ /s

4.3.1 Cálculo de la Nueva Abertura de las Compuertas

La solución de este problema, esta en determinar la nueva abertura respecto al nuevo caudal; para ello se utilizará la ecuación de energía, adaptada para compuertas verticales o deslizantes, la cual puede expresarse como:

$$Q = C * A * \sqrt{\frac{2 * g * H}{(1 + \frac{C * b}{H})}}$$

Donde:

Q = Caudal; m³/s

A = Area de abertura: b x L; m²

b = Abertura de compuerta; m

L = Ancho de la compuerta vagón; m

H = Tirante de agua aguas arriba; m

C = Coeficiente de gasto ó descarga del orificio: 0,61

La forma de esta ecuación es igual para flujos libre y sumergido.

El coeficiente C, depende de la geometría de la estructura y de las profundidades aguas arriba y aguas abajo.

Para compuertas en general, es decir aquellos en que la dimensión vertical **b** es apreciable, comparada con la carga **H**, sobre el centro de gravedad, se considera la siguiente relación:

b/H es mayor de 0,1.

En este caso la carga en distintos puntos de la sección del orificio es diferente y ya no se puede admitir la suposición de igualdad de velocidades tal como se hace en orificios.

De acuerdo a los cálculos de V.V. Vedernikov basados en las formulas de N.E.

Joukovski (1936) los valores de C están dados por la siguiente tabla:

Tabla 4-28: Coeficiente de gasto

$\frac{b}{H}$	C
0,00	0,61
0,10	0,62
0,15	0,62
...	...
1,00	1,00

Debido a que la descarga y el tirante de las compuertas es variable, se asumirá el valor de C igual a 0,61, por el ser el valor mas critico, cuando la compuerta esta casi cerrada.

Comprobaremos en primer lugar los datos proporcionados, de abertura (2,3 m) y caudal (280 m³/s).

Los datos remplazados en la formula, serán:

A = Area de abertura: b x L

b = Abertura de compuerta: 2,3 m

L = Ancho de la compuerta vagón: 6 m

H = Tirante de agua aguas arriba (máximo 4,6 m)

C = Coeficiente de gasto ó descarga del orificio: 0,61

$$Q = 0,611(2,3)(6) \sqrt{\frac{2(9,81)(4,6)}{(1 + \frac{(0,611)(2,3)}{4,6})}}$$

$Q = 70,11 \text{ m}^3/\text{s}$ para una sola compuerta

Para las cuatro compuertas se tendrá:

$Q \text{ total} = 280 \text{ m}^3/\text{s}$

Ahora, según los estudios hidrológicos, la avenida máxima que se espera alcanzar en caso de un fenómeno del niño es de $450 \text{ m}^3/\text{s}$. que en caso de producirse podría colapsar la bocatoma.

Razón por la cual se elegirá la nueva abertura de la compuerta para realizar la optimización respectiva.

De la formula para obtener caudal:

$$Q = C * A * \sqrt{\frac{2 * g * H}{1 + \frac{C * b}{H}}}$$

Teniendo como datos para la optimización:

$Q = \text{Caudal: } 450 \text{ m}^3/\text{s}$

$L = \text{Ancho de la compuerta vagón: } 6 \text{ m}$

$H = \text{Tirante de agua aguas arriba (máximo } 4,6 \text{ m)}$

$C = \text{Coeficiente de gasto: } 0,61$

Despejando el valor de b (abertura de la compuerta), se obtendrá el binomio

$$\frac{Q^2}{C^2 * L^2 * 2 * g * H} = \frac{b^2 * H}{H + C * b}$$

$$b^2 - \left(\frac{Q^2}{C^2 * L^2 * 2 * g * H^2}\right)b - \left(\frac{Q^2}{C^2 * L^2 * 2 * g * H}\right) = 0$$

Utilizando y reemplazando los datos:

$$b = \frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4 * A * C}}{2 * A}$$

$$b = 4 \text{ m}$$

Antes de plantear un bosquejo del dispositivo, se deberá cerciorar que pueda existir espacio aun para que la compuerta pueda elevarse la nueva distancia de abertura.

Una vez cerciorado gráficamente que no existe espacio para que la nueva distancia de abertura de la compuerta pueda hacerse sin llegar a tocar el sistema de izaje. Se procederá en forma conceptual la resolución del dispositivo, capaz de izar la compuerta la altura necesaria, para que la abertura sea $b=4\text{m}$.

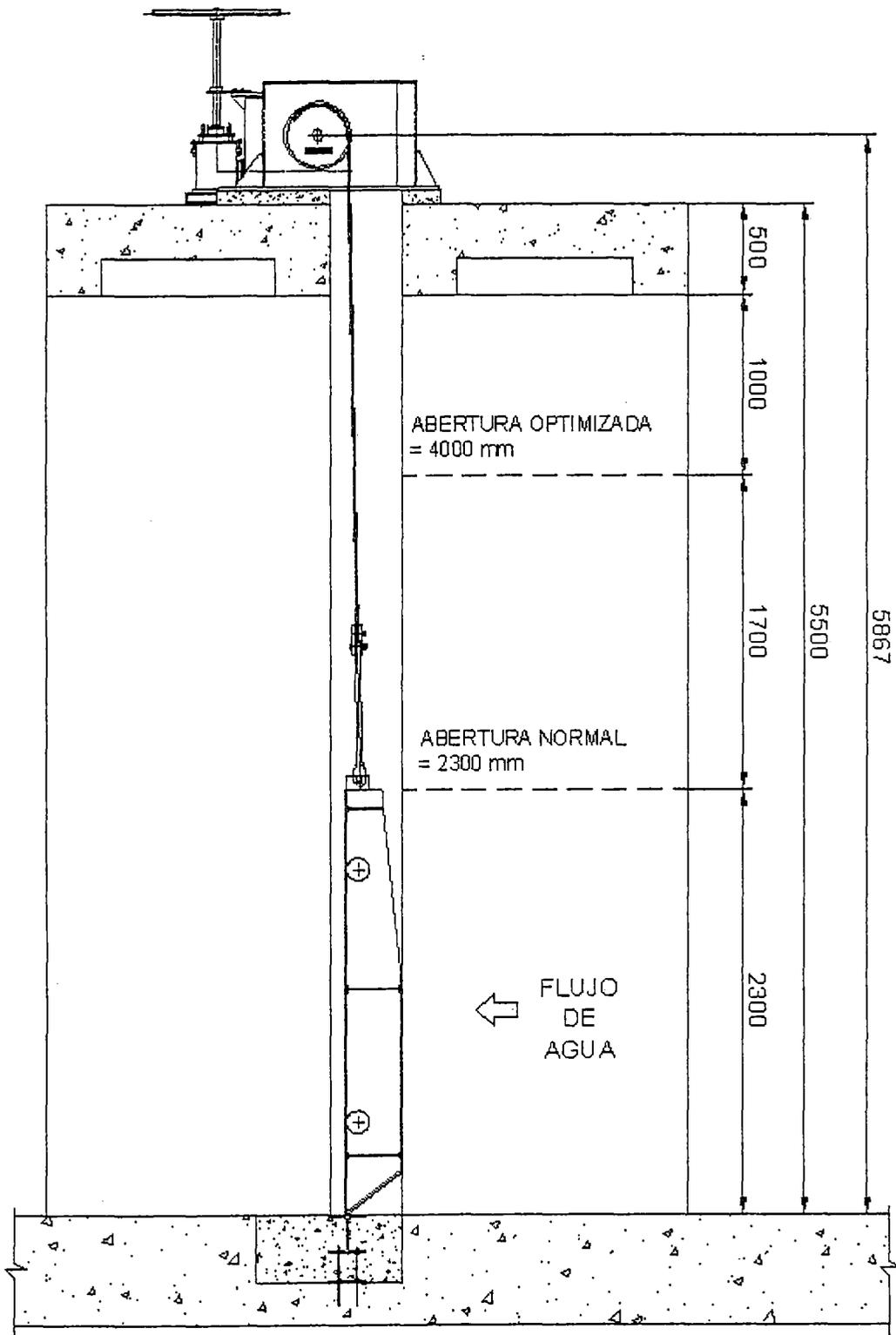


Figura 4-45: Vista lateral de la compuerta vagón y su sistema de izaje antes de la optimización

4.3.2 Comprensión de la Solicitud

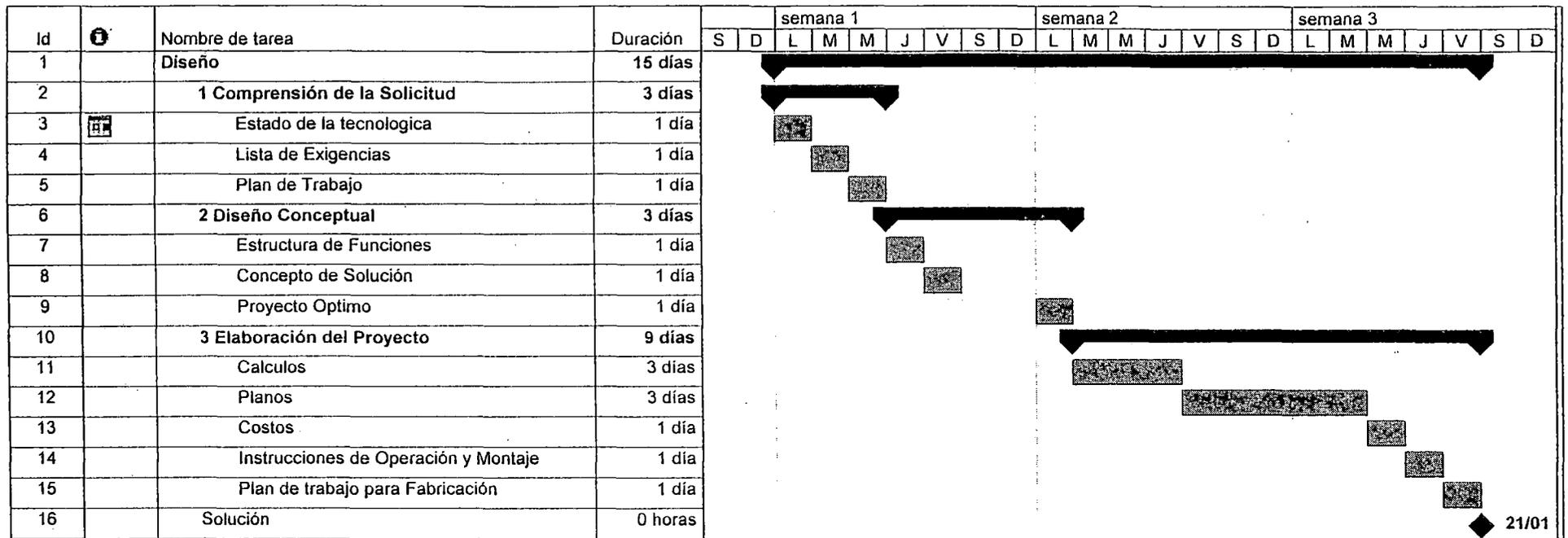
a) Lista de Exigencias

Tabla 4-29: Lista de Exigencias

Deseo ó Exigencia	Descripción
E	Función Principal Optimización de la abertura de compuertas vagón
	Geometría
E	Altura Máx. = 2500 mm
E	Ancho = 1 500 mm
E	Largo Máx. = 1 500 mm
	Cinemática
E	Velocidad constante de izaje = 0.558 m/min
E	Abertura de la compuerta = 4 000 mm
	Fuerzas
E	Fuerza Máxima de Izaje por cada compuerta = 68 670 N
E	El peso máximo = 200 kg sin la compuerta elevada
E	Rigidez del dispositivo
E	Estabilidad del dispositivo
E	Que pueda regular la posición de la compuerta
	Energía
E	Transformación de energía mecánica a energía mecánica
	Seguridad
E	Contra el medio ambiente
	Ergonomía
E	Debe permitir la inspección y dar mantenimiento a la compuerta
	Fabricación
E	Dimensiones adecuadas a un transporte económico
E	Empresa metalmeccánica
E	Arenado
E	Pintura epóxica
E	Maquina lubricada a la entrega

	Control
E	Normas Técnicas
E	Ensayo de materiales
E	Ensayo de soldadura
	Montaje
E	Montaje en obra
	Transporte
E	No usar grúas para su montaje
E	Mediante un camión
	Uso
E	Expuesto al medio ambiente
E	Clima tropical, ambiente abrasivo moderado, corrosivo
E	Altitud = 386 m.s.n.m.
	Mantenimiento
E	Semanal, mensual, anual.
	Costo Total
E	Costo de fabricación y montaje < US\$ 12 000
	Plazo de entrega
E	Tiempo de entrega < 1 mes

b) Plan de Trabajo para Diseño



21/01



Figura 4-46: Plan de Trabajo para Diseño del Dispositivo Adicional al Sistema de Izaje Electro-Mecánico
Página 1

4.3.3 Diseño Conceptual

a) Estructura de Funciones

Abstracción: Caja Negra

En base a la lista de exigencias se desarrolla la estructura de funciones de forma abstracta.

Entradas:

Materia: Se carga el dispositivo al izar la compuerta

Energía: Energía mecánica

Señales: Dar inicio al funcionamiento de la maquina

Salidas:

Materia: se descarga el dispositivo al cerrarse la compuerta

Energía: Energía mecánica

Señales: Que indiquen operación de la maquina

Secuencia de operaciones:

Fundamentalmente las operaciones a realizar tiene la secuencia siguiente:

- Se carga el dispositivo al izar la compuerta
- Se descarga el dispositivo al cerrarse la compuerta

Procesos Técnicos:

Preparación:

Inspección del sistema

Se da energía al sistema

Ejecución:

Inicia la entrega de energía al dispositivo

Empieza la abertura o cierre de la compuerta

Control:

Se verifica la velocidad.

Altura máxima de abertura

Cierre de compuerta

Fase final:

Culminar la entrega de energía

Aplicaciones de los Sistemas Técnicos y sus Limitaciones

Para realizar el izaje y cierre de la compuerta con la altura optimizada, partiremos de un dispositivo adicional al sistema de izaje electro mecánico diseñado, este entregara al dispositivo energía mecánica para su funcionamiento.

En búsqueda de conseguir dicho fin, emplearemos un mecanismo que permita el paso del cable, con ayuda de una estructura, para optimizar la abertura de la compuerta

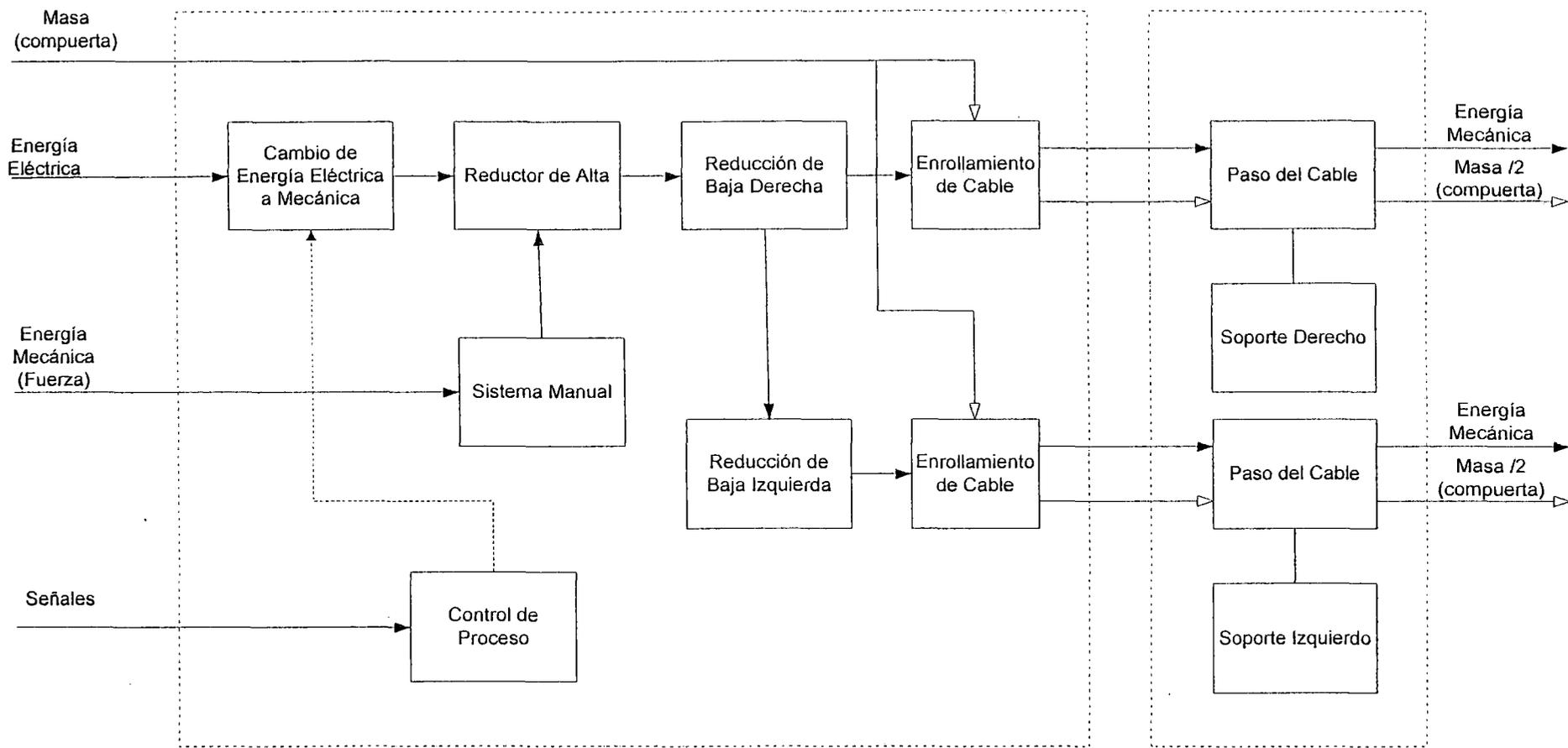


Figura 4-47 : Estructura de funciones

b) Concepto de Solución

Alternativas		A	B	C
Funciones Parciales				
1	Paso de cable	Pasteca con gancho y eje fijo a estructura	Pasteca con eje y soporte a fricción	Pasteca con eje y soporte con chumacera
2	Soporte derecho e izquierdo	Estructura de tubería	Estructura de perfiles angulares	
Variante 1		•		
Variante 2			•	
Variante 3				•
Variante 4			•	
Variante 5				•
Variante 6				•

Figura 4-48: Matriz Morfológica para las Funciones y Alternativas

c) Concepto Óptimo

Tabla 4-30a : Evaluación Técnica de Variantes

Puntos de evaluación		Factor de Importancia (Fi)	Puntaje (Pi)						Proyecto Ideal
			Variante 1	Variante 2	Variante 3	Variante 4	Variante 5	Variante 6	
1	Confiability	3	2	3	3	2	3	3	4
2	Seguridad	3	2	4	3	2	3	3	4
3	Estabilidad	3	1	1	1	1	1	1	4
4	Rigidez	3	1	1	1	1	1	1	4
5	Fácil manufactura	2	2	3	3	3	2	3	4
6	Fácil operación	2	2	4	3	3	2	3	4
7	Fácil ensamble	2	3	3	2	2	3	2	4
8	Fácil limpieza	1	3	3	2	3	3	2	4
9	Transportabilidad	1	4	4	4	4	4	4	4
10	Poco espacio requerido	1	3	3	3	3	3	3	4
11	Simple mantenimiento	1	3	4	2	3	3	2	4
12	Complejidad	1	3	3	2	3	3	2	4
Puntaje Total = $\Sigma (Fi \times Pi)$			48	64	53	50	54	53	92
Coeficiente técnico = puntaje total / puntaje ideal			0.52	0.70	0.58	0.54	0.59	0.58	1.00

0 = No satisface, 1 = Aceptable a las justas, 2 = Suficiente, 3 = Bien, 4 = Muy bien (ideal)

Tabla 4-30b : Evaluación Económica de Variantes

Puntos de evaluación		Factor de Importancia (Fi)	Puntaje (Pi)						Proyecto Ideal
			Variante 1	Variante 2	Variante 3	Variante 4	Variante 5	Variante 6	
1	Materiales	3	4	4	2	2	3	2	4
2	Fabricación	3	4	4	3	3	3	2	4
3	Mantenimiento	2	3	4	2	3	3	2	4
4	Operación	2	1	1	1	1	1	1	4
5	Costo de la tecnología	1	3	3	3	3	3	3	4
Puntaje Total = $\Sigma (Fi \times Pi)$			35	37	24	26	29	21	44
Coeficiente técnico = puntaje total / puntaje ideal			0.80	0.84	0.55	0.59	0.66	0.48	1.00

0 = No satisface, 1 = Aceptable a las justas, 2 = Suficiente, 3 = Bien, 4 = Muy bien (ideal)

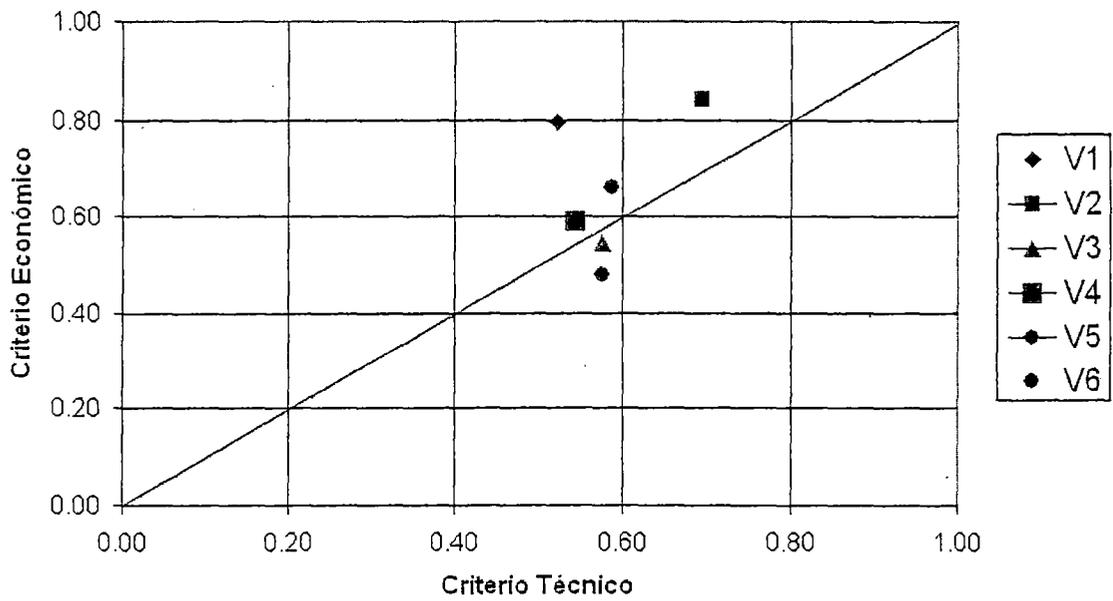


Figura 4-49: Evaluación Técnica de Variantes

La selección más adecuada será la Variante que además de tener los coeficientes técnicos y económicos apropiados, mantenga un equilibrio entre estos, por esto el proyecto a desarrollar será basado en la Variante 2.

4.3.4 Elaboración del Proyecto

a) Proyecto Definitivo

El diseño propuesto para el dispositivo consistirá de una estructura metálica en forma de reticulado piramidal de tubos de acero, que en su parte superior sostiene a un eje de acero, del cual se suspenderá una pasteca.

Para poder resolver este diseño es necesario realizar un bosquejo previo el cual estará de acuerdo a las dimensiones de las cajas derecha e izquierda del sistema de izaje; además se tomaran algunas medidas para corroborar los tubos y el eje propuesto para el diseño.

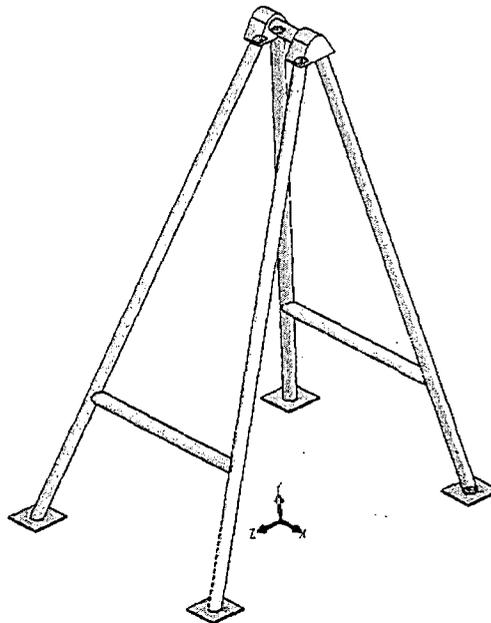


Figura 4-50: Esquema del dispositivo adicional del sistema de izaje electro mecánico

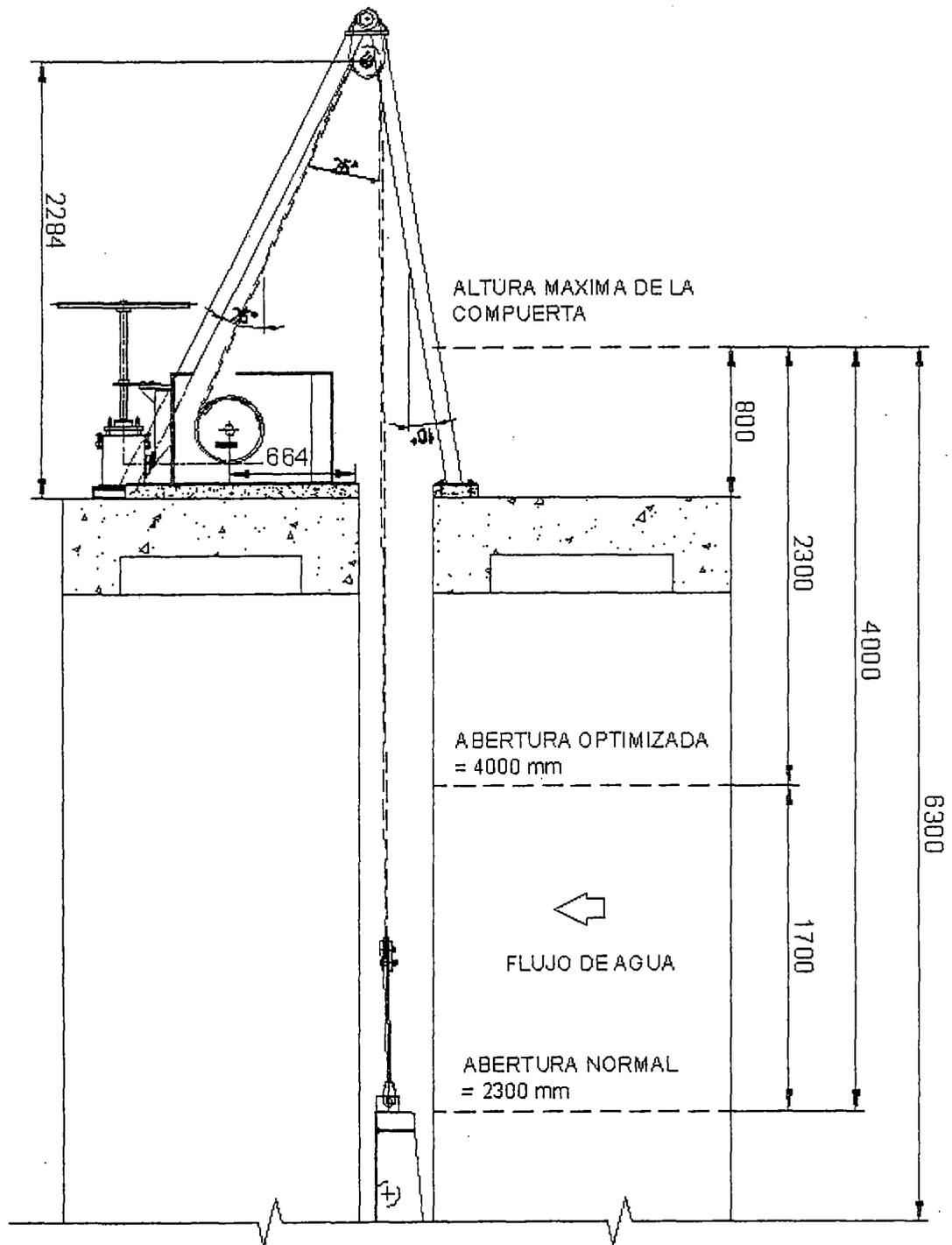


Figura 4-51: Vista lateral de la compuerta vagón y su sistema de izaje después de la optimización

b) Cálculo Estructural

Gráficamente se puede determinar las medidas que el tetrápode propuesto tendrá: altura máxima de 2,5 metros al centro del eje que sostendrá una pasteca doble, largo del eje 415 mm.

Se tendrá un ángulo lateral de 25° y otro de 10°, los cuales trabajan directamente con las cargas radiales. Frontalmente tendrán un ángulo de asentamiento de 20° y 10°, los cuales son adaptados a los tamaños de las cajas de transmisión y admitirán las posibles cargas axiales relativamente bajas.

El ángulo de inclinación formado entre la pasteca y el tambor es de 25°.

Debe tenerse en cuenta además que el ángulo de inclinación del cable desde la compuerta hasta la pasteca instalada debe seguir siendo 1°.

Se tiene entonces los siguientes valores:

Angulos laterales:

10° (entrando a la bocatoma)

25° (saliendo de la bocatoma)

Angulos frontales:

20° (tetrápode derecho)

10° (tetrápode izquierdo)

Angulo de inclinación del cable = 1°

Angulo de inclinación entre la pasteca y el tambor = 25°

Tomaremos en forma referencial el tetrápode derecho, en su vista lateral, y considerando las cargas actuantes:

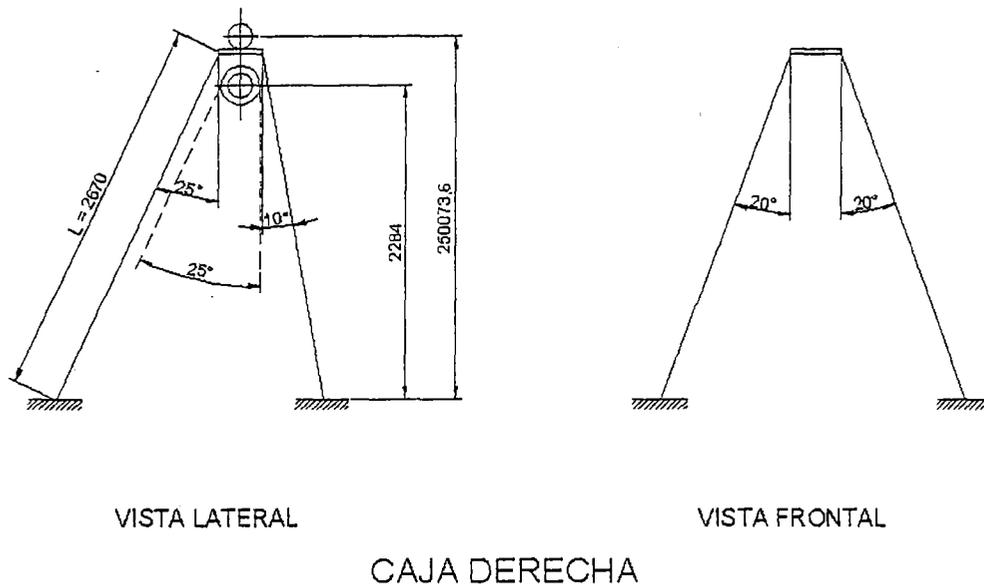


Figura 4-52: Dimensiones del dispositivo adicional

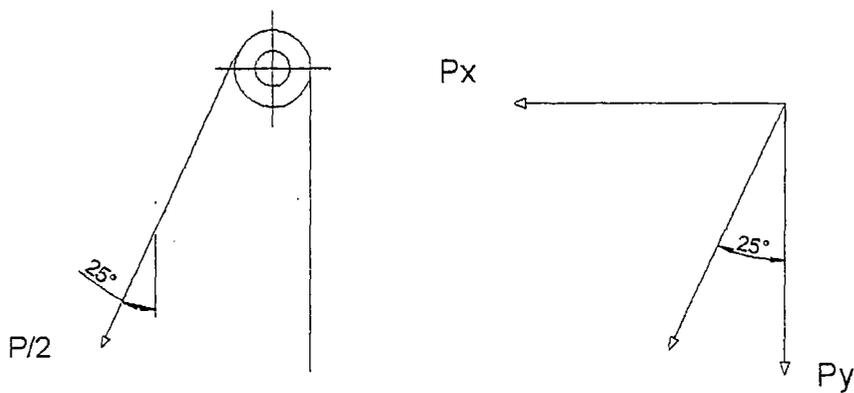


Figura 4-53: Cálculo de Fuerzas actuantes en el Cable

$$\Sigma F_x = 0$$

$$P_x = P_a \cdot \text{Sen}25^\circ$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$P_y = P_a \cdot \cos 25^\circ + P_c$$

Donde:

P_x = Carga lateral horizontal

P_y = Carga lateral vertical

P = Fuerza de izaje máxima del sistema

P_c = Fuerza de izaje considerada por el cálculo de la
Compuerta

$$P_x = 3\,500 \cdot \text{seno } 25^\circ$$

$$P_x = 1\,479,16 \text{ kgf} = 14\,510,59 \text{ N}$$

$$P_y = 3\,500 \cdot \cos 25^\circ + 3\,000$$

$$P_y = 3\,172,08 + 3\,000$$

$$P_y = 6\,172,08 \text{ kgf} = 60\,548,08 \text{ N}$$

El valor obtenido de: $P \cdot \cos 25^\circ = 3\,172 \text{ kgf}$ para un tetrápode determina P_a (Fuerza de izaje actuante por el sistema), esta carga debe ser mayor que la fuerza de izaje considerada por el cálculo de la Compuerta (P_c).

$$P_a = 2 \cdot P \cdot \cos 25^\circ$$

$$P_a = 6\,344,15 \text{ kgf}$$

$$P_c = 6\,000 \text{ kgf} = 58\,860 \text{ N}$$

$$P_a > P_c$$

Por lo que comprobamos que es posible desarrollar el dispositivo de optimización del sistema de izaje.

Cálculo de Fuerzas en un Soporte del Eje

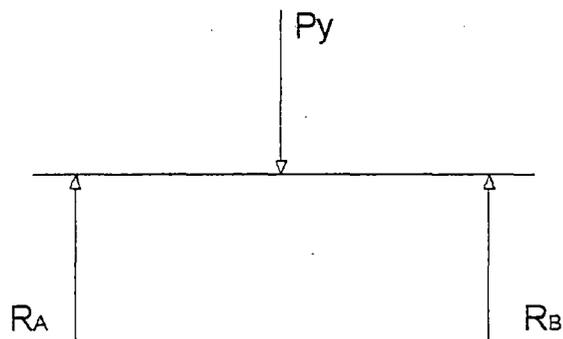


Figura 4-54: Diagrama de cuerpo libre de la estructura

$$R_A + R_B = P_y$$

Teniendo:

$$R_A = R_B$$

$$R_A = \frac{P_y}{2} = \frac{6172,08}{2}$$

$$R_A = 3086,04 \text{ kgf} = 30274,03 \text{ N}$$

Cálculo de fuerzas en los tubos que soportan un soporte

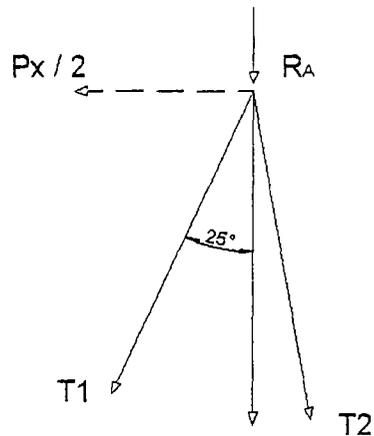


Figura 4-55: Fuerzas en los tubos de la estructura

$$\Sigma F_x = 0$$

$$T_1 * \text{Sen}25^\circ - T_2 * \text{Cos}10^\circ = \frac{P_x}{2}$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$T_1 * \text{Cos}25^\circ + T_2 * \text{Cos}10^\circ = R_A$$

Resolviendo el sistema:

$$T_2 = \frac{T_1 * \text{Sen}25^\circ - \frac{P_x}{2}}{\text{Sen}10^\circ}$$

$$T_1 = \frac{\left(\frac{\frac{P_x}{2} * \text{Cos}10^\circ}{\text{Sen}10^\circ} \right) + R_A}{\left(\text{Cos}25^\circ + \frac{\text{Sen}25^\circ * \text{Cos}10^\circ}{\text{Sen}10^\circ} \right)}$$

Remplazando valores en T_1

$$T_1 = 2\,204,12 \text{ kgf} = 21\,622,42 \text{ N}$$

Remplazando T_1 en la ecuación para obtener T_2

$$T_2 = 1\,105,219 \text{ kgf} = 10\,842,198 \text{ N}$$

Se escogerá el valor de T_1 , por ser la mayor carga ejercida sobre un tubo.

Este valor nos servirá para poder compararlo con la fuerza hallada por pandeo; la cual deberá ser mayor que T_1 .

Comprobación por pandeo (método AISC)

Del gráfico realizado obtenemos el valor de L , por ser el tubo más largo a utilizar en toda la estructura.

$$L = 2\,670 \text{ mm}$$

Tubo a comprobar: ASTM A53 Grado B (SCH 40) $\text{Ø} 2 \frac{1}{2}$ "

$$D = 73,00 \text{ mm}$$

$$d = 62,68 \text{ mm}$$

$$e = 5,16 \text{ mm}$$

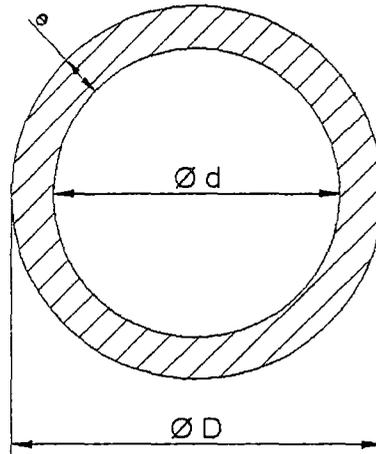


Figura 4-56: Sección del tubo

Teniendo este tubo las siguientes propiedades mecánicas:

$$\sigma = 414 \text{ N/mm}^2 = 42,184 \text{ Kg/mm}^2$$

$$\sigma_f = 241 \text{ N/mm}^2 = 24,607 \text{ Kg/mm}^2$$

$$E = 207 \text{ GPa} = 30 \times 10^6 \text{ PSI} = 21\,091,1 \text{ Kg/mm}^2$$

Donde:

σ = Resistencia a la tracción

σ_f = Limite de fluencia

E = Coeficiente de estabilidad (Acero)

Teniendo:

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}}$$

$$I = \frac{\pi}{64}(D^4 - d^4)$$

$$A = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$$

$$Le = L \cdot K$$

Donde:

r = Radio de giro

I = Momento de inercia de la sección

A = Area de la sección

D = Diámetro externo del tubo

d = Diámetro interno del tubo

Le = Longitud efectiva

L = Longitud del tubo mas largo

K = Factor de longitud (K = 1)

Entonces:

$$I = \frac{\pi}{64} (73^4 - 62,68^4) = 636\,315,35 \text{ mm}^4$$

$$A = \frac{\pi}{4} (73^2 - 62,68^2) = 1\,099,73 \text{ mm}^2$$

$$r = \sqrt{\frac{636\,315,35}{1\,099,73}} = 24,05 \text{ mm}$$

$$Le = 2\,670 \cdot 1$$

$$Le = 2\,670 \text{ mm}$$

Se hallara el factor de esbeltez (λ)

$$\lambda = \frac{Le}{r}$$

$$\lambda = \frac{2670}{24,05} = 110,99$$

Hallando la razón de transición de delgadez, o constante de columna (CC).

$$CC = \sqrt{\frac{2 \cdot \pi^2 \cdot E}{\sigma_f}}$$

$$CC = \sqrt{\frac{2(3,1416^2)(21\ 092,1)}{24,61}} = 105,05$$

De los valores obtenidos, se determina:

$$110,999 > 105,05$$

$\lambda > CC$ (Columna larga)

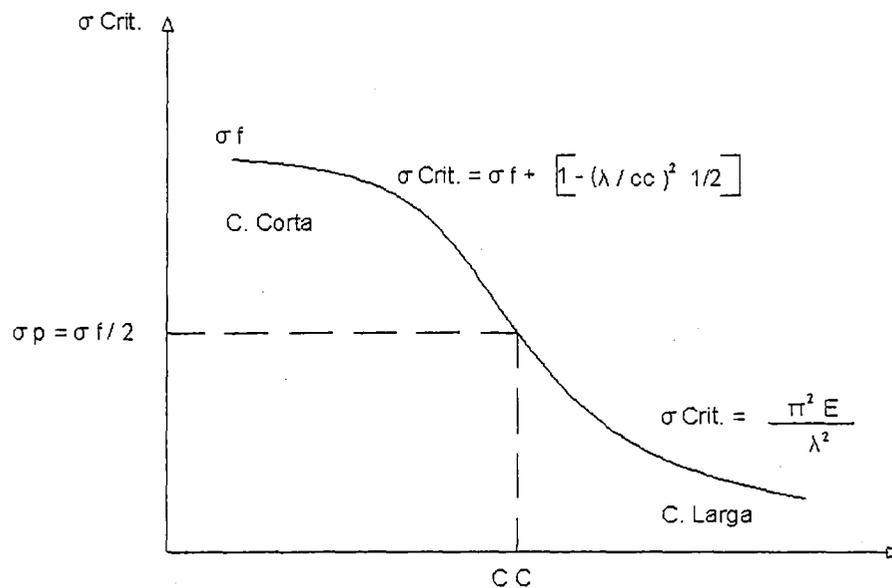


Figura 4-57: Curva para cálculo de pandeo

Siendo para esta condición, el uso de la fórmula de Euler:

$$\sigma_{\text{critico}} = \frac{\pi^2 * E}{\lambda^2}$$

$$\sigma_{\text{ad}} = \frac{\sigma_{\text{critico}}}{\text{FS}}$$

$$\text{FS} = 1,92$$

Donde:

σ_{critico} = Esfuerzo critico

σ_{ad} = Esfuerzo admisible

FS = Factor de seguridad para elementos estructurales

λ = Factor de esbeltez

E = Coeficiente de elasticidad

$$\sigma_{\text{critico}} = \frac{3,1416^2(21\ 092,1)}{110,999^2}$$

$$\sigma_{\text{critico}} = 16,89 \text{ Kg/mm}^2$$

$$\sigma_{\text{ad}} = \frac{16,896}{1,92} = 8,8 \text{ Kg/mm}^2$$

Se determinará finalmente la fuerza que admitirá el tubo, la cual será comparada con T_1

$$F = \sigma_{\text{ad}} * A$$

$$F = 8,8 (1\ 099,73) = 9\ 700,65 \text{ kgf} = 95\ 163,38 \text{ N}$$

Entonces:

$$T1 < F$$

Por lo que quedara demostrado que el tubo a emplearse encuentra apto para la fabricación de los tetrápodos.

Calculo del Eje

Se utilizara un eje de Acero AISI 1045, teniendo este las sientes propiedades mecánicas:

$$\sigma_t = 650 \text{ N/mm}^2 = 66,28 \text{ Kg/mm}^2$$

$$\sigma_f = 370 \text{ N/mm}^2 = 37,73 \text{ Kg/mm}^2$$

Sabiendo que:

$$P_y = 6\,172,08 \text{ kgf} = 60\,548,08 \text{ N}$$

$$R_A = 3\,086,04 \text{ kgf} = 30\,274,03 \text{ N}$$

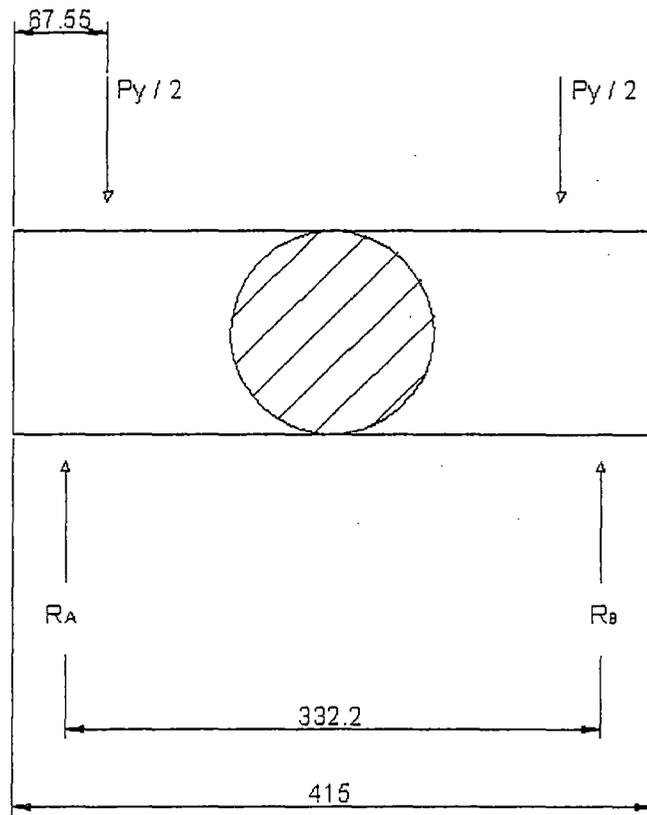


Figura 4-58: Sección del eje

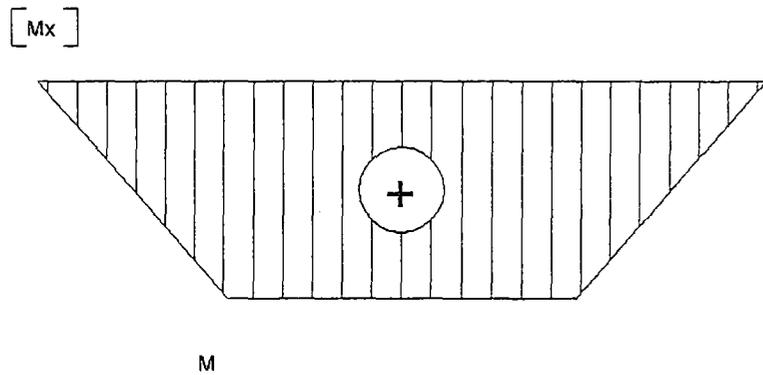


Figura 4-59: Momentos en x, eje

El momento actuante (M), según la distancia hallada geoméricamente (AB).

$$M = P_y \cdot AB$$

$$M = 6\,172,08 (67,55) = 416\,923,82 \text{ Kgf-mm}$$

El esfuerzo σ_{xx}

$$\sigma_{xx} = \frac{MR}{I} = \frac{MR}{\frac{\pi R^4}{4}}$$

Donde:

σ_{xx} = Esfuerzo

M = Momento máximo

R = Radio del eje

I = Momento de inercia del eje

$$\sigma_{xx} = \frac{4(416\,923,82)}{3,1416(R^3)}$$

$$\sigma_{xy} = 0$$

Aplicando el método de Tresca:

$$\sigma_{xx}^2 + 0 \leq \left(\frac{\sigma_f}{fs}\right)^2$$

$$\left(\frac{530\,842,65}{R^3}\right)^2 + 0 \leq \left(\frac{37,73}{2}\right)^2$$

Si $fs = 2$

$$R_{\min} = 34,82 \text{ mm}$$

$$D_{\min} = 69,64 \text{ mm}$$

Elegiremos como diámetro del eje (D)

$$D = 80 \text{ mm.}$$

Pasteca Doble

Será dimensionada según catalogo de la marca: Crosby, el cual indica un diámetro de polea de 6" para un cable de acero de $\text{Ø}1/2"$. Adaptado la pasteca a nuestro eje

Se debe tener en cuenta que el diseño de este debe contemplar un giro mínimo de 2° de cada una polea independientemente, debido a que el cable tendrá que enrollarse en el tambor, las cuales deben estar separadas según los canales del tambor.

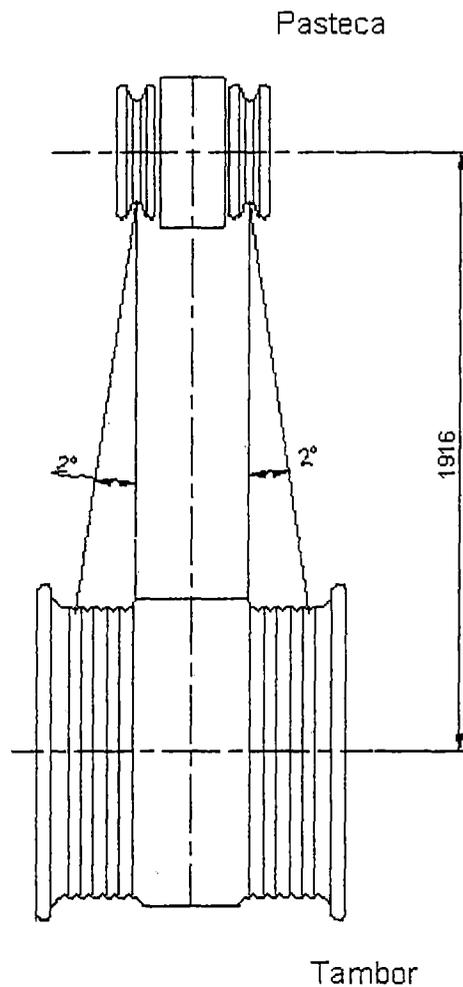


Figura 4-60: Pasteca doble $\text{Ø}6"$

c) Análisis Estructural por el Método de Elementos Finitos

Model name: Pieza 01
Study name: s1
Plot type: Static Nodal stress-Plot1
Deformation Scale: 100

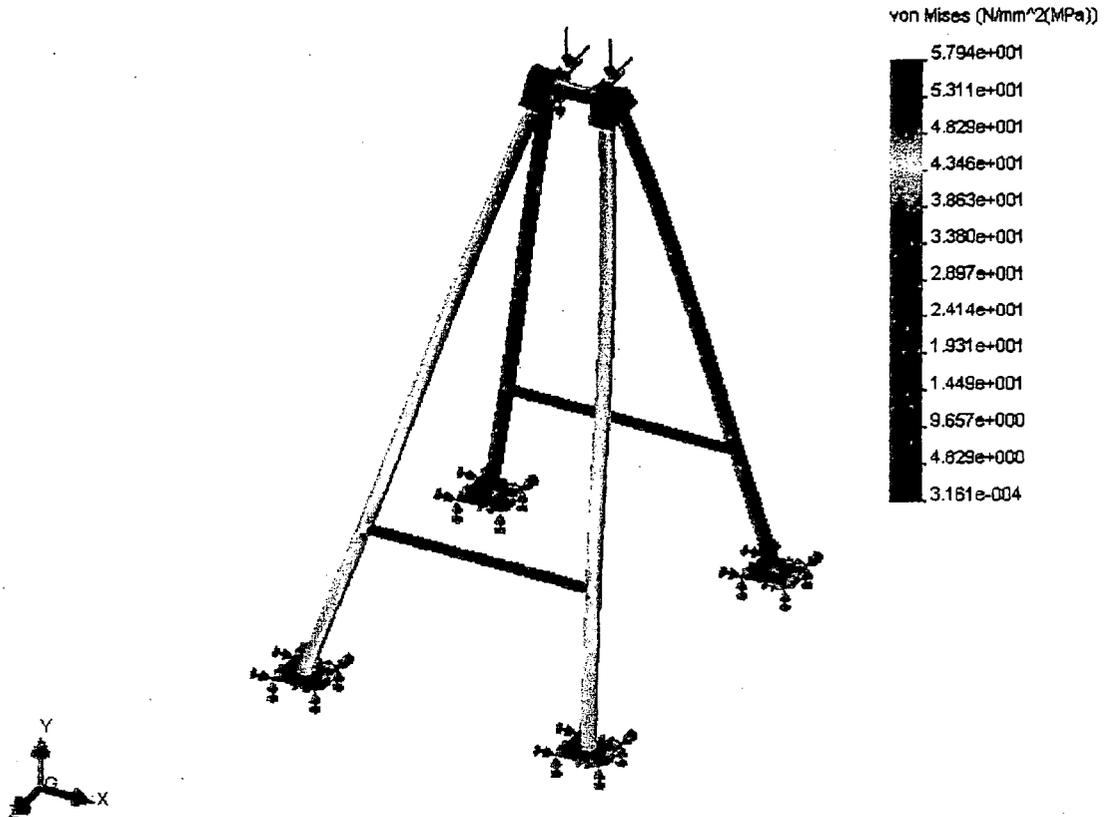


Figura 4-61: Análisis con la teoría de la distorsión de Von Mises

Del análisis resulta que los esfuerzos equivalentes serán:

$$\sigma_{eq \text{ mín}} < 4,829 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$\sigma_{eq \text{ máx}} = 5,794 \times 10^7 \text{ N/m}^2$$

Al evaluar el esfuerzo de fluencia del ASTM A36 ($\sigma_f = 250 \times 10^6 \text{ N/m}^2$), con la ecuación anterior, podemos determinar el factor de seguridad (FS) que presenta la estructura.

$$FS_{\text{ máx}} > 31,6$$

$$FS_{\text{ mín}} = 4,31$$

Model name: Pieza 01
Study name: s1
Plot type: Static displacement-Plot1
Deformation Scale: 100

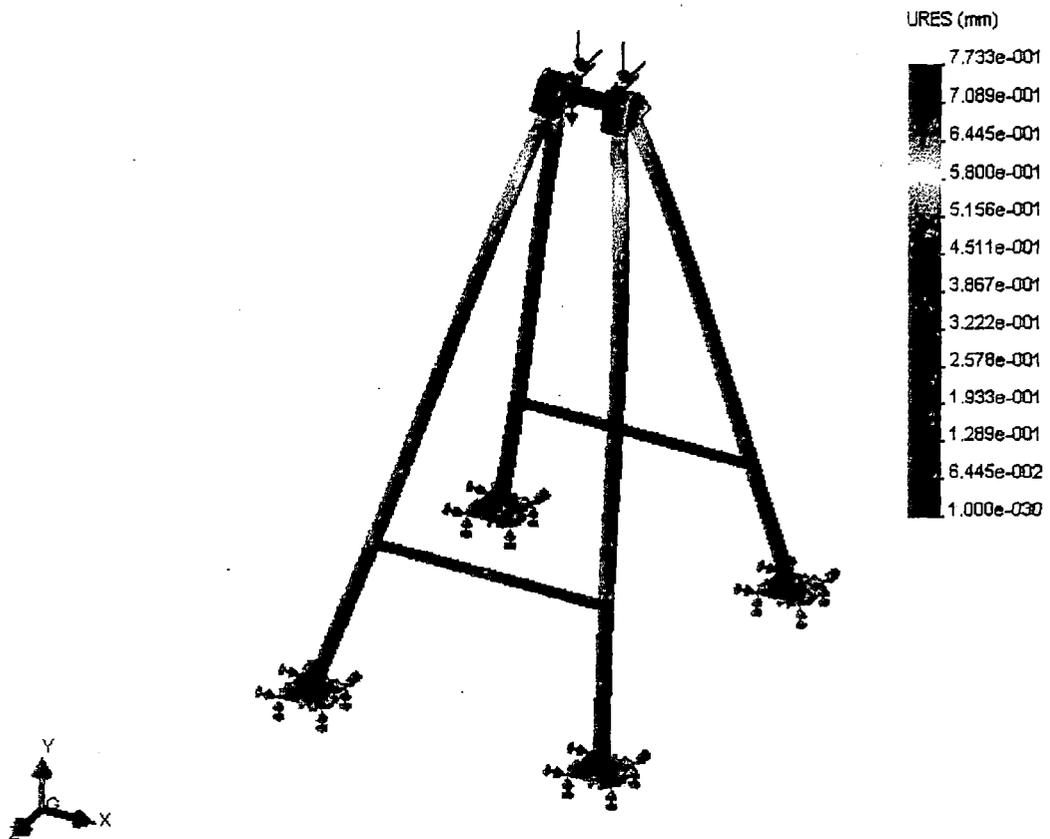


Figura 4-62: Distribución de esfuerzos equivalentes

De los resultados de los desplazamientos, podemos determinar las deflexiones que sufrirá la estructura del dispositivo adicional, cuando está sometida a plena carga. Vemos que son prácticamente despreciables.

d) Análisis de las Uniones Soldadas

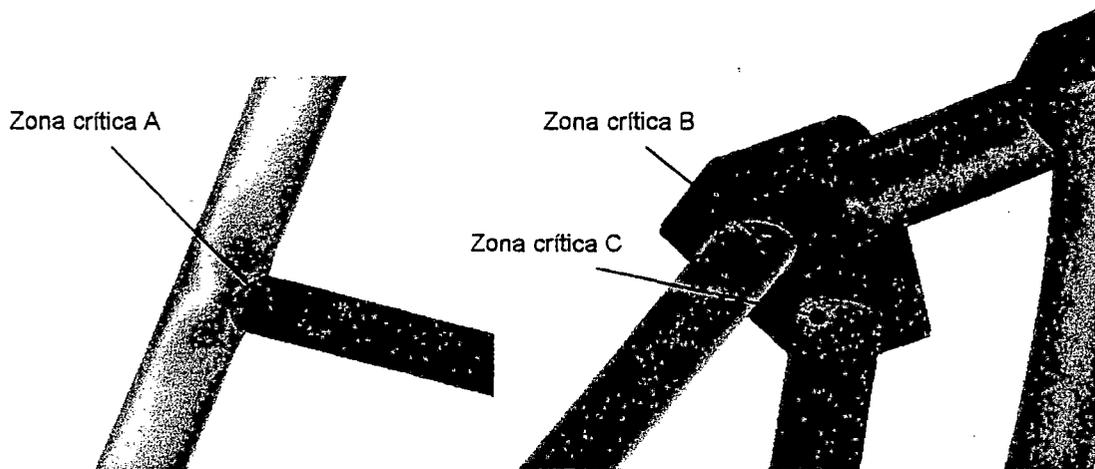


Figura 4-63: Unión soldada A en zona de tubo transversal y tubo principal apoyado del lado de la caja derecha, Uniones soldadas B y C en zona de soporte de eje de pasteca y tubos principales.

Según el MEF, el esfuerzo equivalente en el nodo más cercano a la unión de las placas, es:

$$\sigma_{eq A} = 1,931 \times 10^7 \text{ N/m}^2 = 19,31 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{eq B} = 3,0125 \times 10^7 \text{ N/m}^2 = 30,125 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{eq C} = 2,411 \times 10^7 \text{ N/m}^2 = 23,66 \text{ N/mm}^2$$

Para poder hallar la resistencia del cordón propuesto, este tendrá que ser comparado con el esfuerzo equivalente de soldadura: $\sigma_{adm s}$.

$$\sigma_{adm s} = V_1 * V_2 * \sigma_{adm}$$

Donde:

$\sigma_{adm s}$ = Esfuerzo admisible para el cordón de soldadura (N/mm^2)

V_1 = Factor de forma dinámica (Tabla 4-21)

V_2 = Coeficiente por clase de calidad de soldadura (Tabla 4-22, 4-23)

σ_{adm} = Esfuerzo admisible del material base correspondiente al tipo de carga actuante así como a la variación de esta en el tiempo.

Resolviendo según tablas:

Considerando que en las zonas críticas mencionadas se están ejerciendo esfuerzos de Tracción (A y C) y Compresión (B) entonces:

$$V_{1A} = V_{1B} = V_{1C} = 0,25 \text{ (costura angular plana a un solo lado)}$$

$$V_2 = 0,8 \text{ (Calidad II)}$$

$$\sigma_{adm s} = 160 \text{ (para A y B : fila 2 de la tabla 4-24, hipótesis HZ)}$$

$$\sigma_{adm s} = 160 \text{ (para C : fila 3 de la tabla 4-24, hipótesis HZ)}$$

Entonces para todos los puntos se comprueba que:

$$\sigma_{adm s} = 0,25 * 0,8 * 160$$

$$\sigma_{adm s} = 32 \text{ N/mm}^2$$

Se verifica que:

$$\sigma_{eq} \leq \sigma_{adm s}$$

Comprobamos entonces, que el $\sigma_{adm s}$ está dentro del rango utilizado por el electrodo de la serie E-60XX (admite un esfuerzo admisible de 87,55 N/mm²).

Debido que usaremos tubos de espesor aprox. a ¼", por tabla, definimos que el espesor de cordón de soldadura mínimo es de 3/16".

4.4 Diseño del Sistema de Izaje Hidráulico

4.4.1 Comprensión de la Solicitud

a) Lista de Exigencias

Tabla 4-31: Lista de exigencias

Deseo ó Exigencia	Descripción
E	Función Principal Izaje hidráulico automatizado con PLC, de cuatro compuertas vagón
E	Geometría
E	Altura Máx. = 6 000 mm
E	Ancho = 500 mm
E	Largo Máx. = 2000 mm
E	Cinemática
E	Velocidad constante de izaje = 0.558 m/min
E	Abertura de la compuerta = 4 000 mm
E	Fuerzas
E	Fuerza Máxima de izaje por cada compuerta = 68 670 N
E	El peso máximo = 2 Ton sin la compuerta elevada
E	Rigidez de la maquina
E	Estabilidad de la maquina
E	Energía
E	Tensión = 220 V / 3Ø / 60Hz
E	Potencia Máx. disponible = 30 kW
E	Transformación de energía eléctrica a energía mecánica
E	Señales
E	Comando local y remoto
E	Automatizado con PLC
E	Luces de operación en tablero general
E	Indicador de posición

	Seguridad
E	Protección contra corto circuitos
E	Sistema autoblocante que no permita el retorno del cable si falla energía
E	Contra el medio ambiente
	Ergonomía
E	Sistema manual de operación
E	Operación a local a control remoto y remota con vista desde una caseta
D	Iluminación
	Fabricación
E	Dimensiones adecuadas a un transporte económico
E	Empresa metalmecánica
E	Arenado
E	Pintura epóxica
E	Maquina lubricada a la entrega
	Control
E	Normas Técnicas
E	Ensayo de materiales
E	Ensayo de soldadura
	Montaje
E	Montaje en obra
	Transporte
E	No usar grúas para su montaje
E	Mediante un camión
	Uso
E	Expuesto al medio ambiente
E	Clima tropical, ambiente abrasivo moderado, corrosivo
E	Altitud = 386 m.s.n.m.
	Mantenimiento
E	Semanal, mensual, anual.
	Costo
E	Costo de fabricación y montaje < 70 000 US\$
	Plazo
E	Tiempo de entrega < 4 meses

b) Plan de Trabajo para Diseño

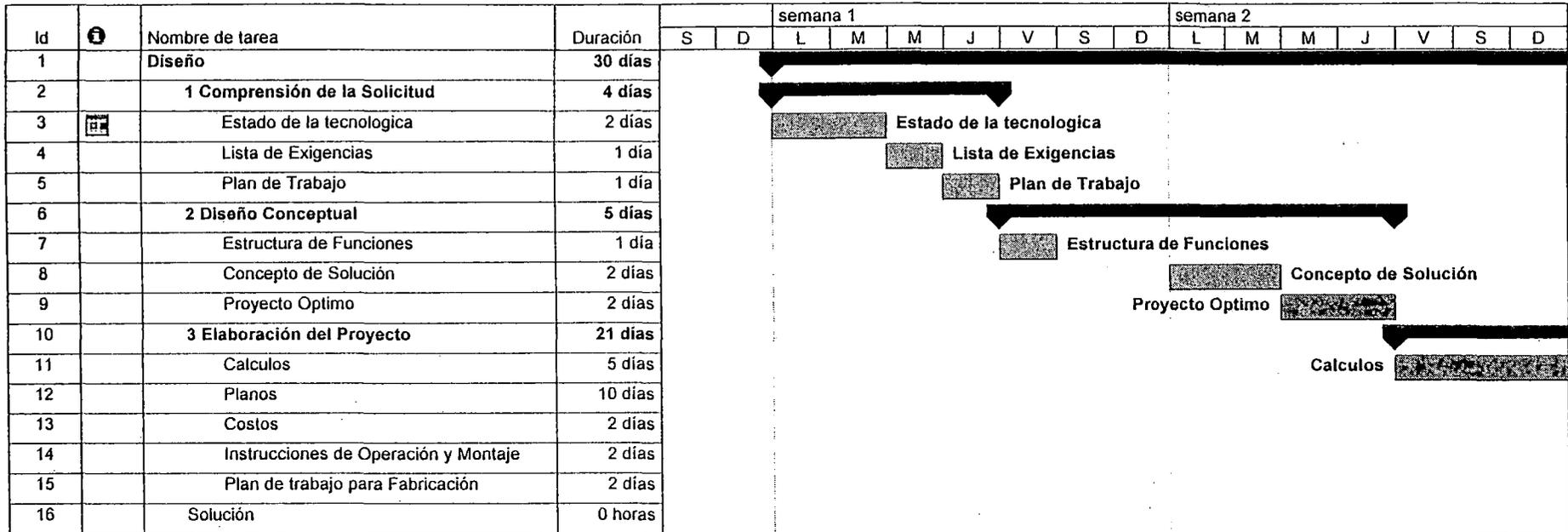
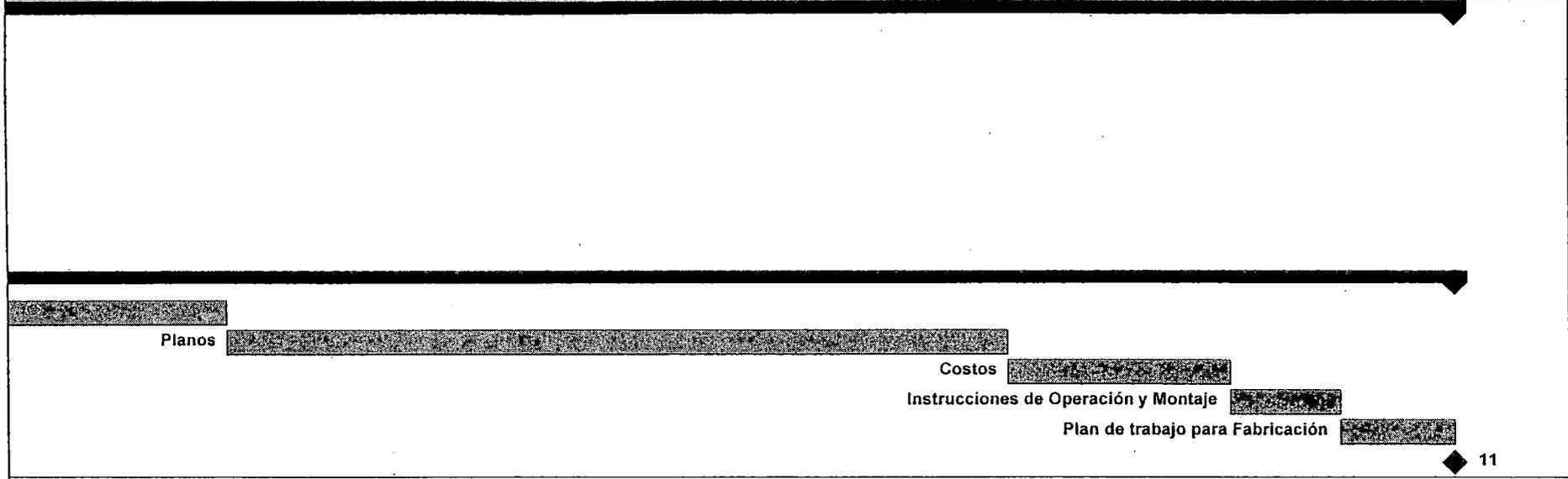


Figura 4-64: Plan de Trabajo para Diseño del Sistema de Izaje Electro-Hidráulico
Página 1

semana 3							semana 4							semana 5							semana 6						
L	M	M	J	V	S	D	L	M	M	J	V	S	D	L	M	M	J	V	S	D	L	M	M	J	V	S	D



Tarea		Hito		Tareas externas	
División		Resumen		Hito externo	
Progreso		Resumen del proyecto		Fecha límite	

Figura 4-64: Plan de Trabajo para Diseño del Sistema de Izaje Electro-Hidráulico
Página 2

4.4.2 Diseño Conceptual

a) Estructura de Funciones

Abstracción: Caja Negra

En base a la lista de exigencias se desarrolla la estructura de funciones de forma abstracta.

Entradas:

Materia: Se iza la compuerta

Energía: Energía eléctrica / Energía humana

Señales: Dar inicio al funcionamiento de la maquina

Salidas:

Materia: la compuerta se cierra

Energía: Energía mecánica

Señales: Que indiquen operación de la maquina

Secuencia de operaciones:

Fundamentalmente las operaciones a realizar tiene la secuencia siguiente:

- Izaje de la compuerta
- Cierre de la compuerta

Procesos Técnicos:

Preparación:

Inspección del sistema

Se da energía al sistema

Ejecución:

Inicial la entrega de energía a la maquina

Empieza la abertura o cierre de la compuerta

Control:

Se verifica la velocidad,

Altura máxima de abertura

Cierre de compuerta

Fase final:

Culminar la entrega de energía

Aplicaciones de los sistemas técnicos y sus limitaciones

Para realizar el izaje y cierre de la compuerta, partiremos de la utilización de la energía eléctrica para su funcionamiento eléctrico, y energía humana para el funcionamiento manual de la maquina.

En búsqueda de conseguir dicho fin, emplearemos mecanismos, los que serán evaluados en su debido momento, seleccionando el más apropiado para el cumplimiento de dicho fin.

Por las dimensiones de la compuerta será difícil lograr una estabilidad de ella si utilizamos un solo mecanismo que eleve la compuerta desde un solo punto, por tanto se propone el uso de dos mecanismos separados, pero unidos por algún medio, las cuales ayudaran a izar y cerrar desde dos puntos sincronizados la compuerta, para ello se deberá emplear mecanismos de transmisión bastante eficientes, pues se deberá aprovechar lo máximo de la energía entregada.

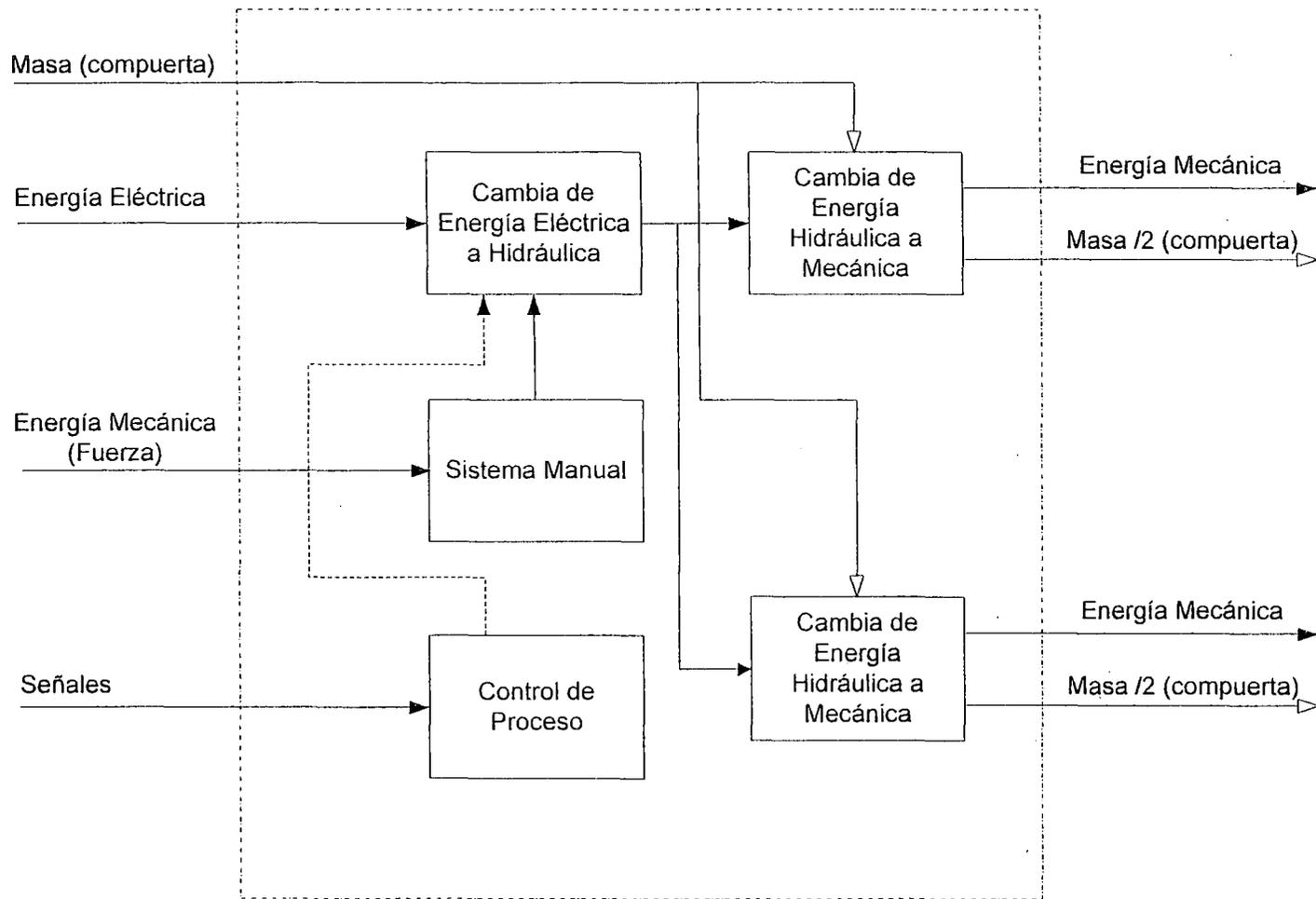


Figura 4-65 : Estructura de funciones

b) Concepto de Solución

Alternativas		A	B	B
Funciones Parciales				
1	Energía eléctrica - Energía hidráulica	Unidad hidráulica con bomba de paletas	Unidad hidráulica con bomba de engranajes	Unidad hidráulica con bomba de pistones
	Energía hidráulica - Energía mecánica	2 Cilindros hidráulicos	Motor hidráulico con sistema de transmisión	-
2	Control de proceso	Manual - automatizado con PLC local y remoto		-
3	Sistema Manual	Bomba manual	-	-
Variante 1		•		
Variante 2			•	
Variante 3				•
Variante 4				
Variante 5				•
Variante 6				

Figura 4-66: Matriz Morfológica para las Funciones y Alternativas

c) Concepto Óptimo

Tabla 4-32a : Evaluación Técnica de Variantes

Puntos de evaluación		Factor de Importancia (Fi)	Puntaje (Pi)						Proyecto Ideal
			Variante 1	Variante 2	Variante 3	Variante 4	Variante 5	Variante 6	
1	Confiabilidad	3	3	3	3	2	2	2	4
2	Seguridad	3	3	4	3	3	3	3	4
3	Estabilidad	3	1	1	1	1	1	1	4
4	Rigidez	3	1	1	1	1	1	1	4
5	Fácil manufactura	2	3	3	3	1	1	1	4
6	Fácil operación	2	3	3	3	2	2	2	4
7	Fácil ensamble	2	4	4	4	2	2	2	4
8	Fácil limpieza	1	3	4	3	2	2	2	4
9	Transportabilidad	1	4	4	4	2	2	2	4
10	Poco espacio requerido	1	4	4	4	1	1	1	4
11	Simple mantenimiento	1	3	3	3	2	2	2	4
12	Complejidad	1	3	3	3	1	1	1	4
Puntaje Total = $\Sigma (Fi \times Pi)$			61	65	61	39	39	39	92
Coeficiente técnico = puntaje total / puntaje ideal			0.66	0.71	0.66	0.42	0.42	0.42	1.00

0 = No satisfice, 1 = Aceptable a las justas, 2 = Suficiente, 3 = Bien, 4 = Muy bien (ideal)

Tabla 4-32b : Evaluación Económica de Variantes

Puntos de evaluación		Factor de Importancia (Fi)	Puntaje (Pi)						Proyecto Ideal
			Variante 1	Variante 2	Variante 3	Variante 4	Variante 5	Variante 6	
1	Materiales	3	4	4	3	1	1	1	4
2	Fabricación	3	3	4	3	1	1	1	4
3	Mantenimiento	2	2	4	2	1	1	1	4
4	Operación	2	1	1	1	1	1	1	4
5	Costo de la tecnología	1	3	3	3	3	3	3	4
Puntaje Total = $\Sigma (Fi \times Pi)$			30	37	27	13	13	13	44
Coeficiente técnico = puntaje total / puntaje ideal			0.68	0.84	0.61	0.30	0.30	0.30	1.00

0 = No satisfice, 1 = Aceptable a las justas, 2 = Suficiente, 3 = Bien, 4 = Muy bien (ideal)

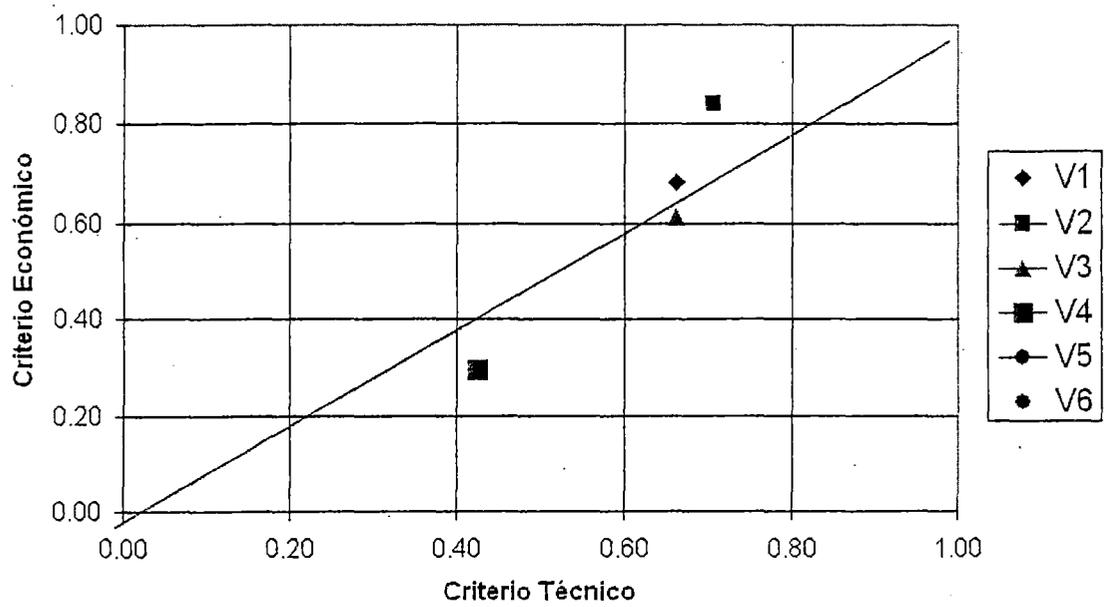


Figura 4-67: Evaluación Técnica de Variantes

La selección más adecuada será la Variante que además de tener los coeficientes técnicos y económicos apropiados, mantenga un equilibrio entre estos, por esto el proyecto a desarrollar será basado en la Variante 2.

4.4.3 Elaboración del Proyecto

a) Proyecto Definitivo

El proyecto definitivo, será aplicado en base al concepto óptimo, el cual se desarrolla con la abertura de la compuerta a 4,0 m.

El sistema de izaje hidráulico consistirá básicamente de dos cilindros hidráulicos o actuadores, accionados por presión de aceite suministrada por una unidad hidráulica de presión (UHP).

El cilindro puede ser de simple o de doble efecto. El primero puede ser usado en compuertas cuyo descenso se hace por su propio peso, como lo es la compuerta vagón. El cilindro de doble efecto puede empujar una compuerta hacia abajo, venciendo las fuerzas de fricción, su uso está ligado a las compuertas radiales aunque no se descarta su uso en compuertas vagón.

La operación de izamiento o izaje de una compuerta, es efectuada por la presión del aceite suministrado por la UHP. El aceite sobrepresionado es dirigido al interior del cilindro donde el embolo es empujado accionando el sistema. El movimiento de subida del embolo fuerza al aceite contenido del otro lado del cilindro a retornar al tanque para el caso del cilindro de doble efecto.

La operación de cerrar las compuertas vagón por cilindros de simple efecto se efectúa por el propio peso de la compuerta y demás componentes móviles, que fuerza la salida del aceite contenido en el embolo.

La presión de aceite para la maniobra del cilindro es suministrada por una bomba hidráulica de traslado positivo, tipo paleta o de engranajes, accionadas por motores eléctricos. La selección de la bomba, se acostumbra adoptar criterios de proyección para una presión de trabajo de 25% superior a la de diseño y capacidad de vacío cerca de 10% encima de la calculada.

Para que el rendimiento en la bomba pueda establecerse es necesario determinar el rendimiento total, el cual es el producto de la eficiencia volumétrica η_v y de la eficiencia mecánica η_m

Dichas eficiencias, son dadas por el fabricante de la bomba hidráulica.

Sabiendo que:

$$\eta = \frac{\text{energía obtenida}}{\text{energía suministrada}} < 1$$

Por otro lado la eficiencia volumétrica, que es rendimiento propio del caudal, viene expresado por:

$$\eta_v = \frac{Q_r}{Q_t}$$

Donde:

η_v = Eficiencia volumétrica

Q_t = Caudal real

Q_r = Caudal teórico

Por tanto, el caudal real que impulsa la bomba es inferior al caudal teórico.

La eficiencia mecánica, viene expresada por:

$$\eta_m = \frac{W_t}{W_a}$$

Donde:

η_m = rendimiento mecánico

W_t = Potencia teórica de la bomba

W_a = Potencia de accionamiento o potencia absorbida

Los valores para el rendimiento volumétrico y mecánico, varían según el tipo de bomba a emplearse, y el fabricante.

Rendimiento volumétrico:

Bomba de paletas = 75 a 85 %

Bomba de engranajes = 70 a 95 %

Rendimiento mecánico:

Bomba de paletas = 80 a 85 %

Bomba de engranajes = 75 a 95 %

Las unidades hidráulicas UHP, son comúnmente proyectadas para presiones nominales que varían de 50 a 250 bar.

Los componentes básicos de la unidad hidráulica son:

- Tanque de aceite
- Filtros
- Bomba hidráulica
- Motor eléctrico
- Válvulas distribuidoras o válvulas de control direccional
- Válvula limitadora de presión o válvulas reguladoras de presión o relief
- Válvulas de estrangulamiento o válvulas reguladoras de caudal
- Presostatos
- Manómetros
- Tubería
- Equipamiento de control (nivel de aceite, sistema eléctrico, etc.)

El tanque tiene la función de almacenar el fluido utilizado en el sistema hidráulico y su estructura es usada como base para la instalación de los demás componentes del sistema. Para el dimensionamiento según su volumen requerido o capacidad del tanque, no tiene una regla general, por lo general acostumbra ser tres (3) veces el volumen teórico total de aceite, resultante del volumen de los cilindros y las tuberías principales, con la finalidad de mantener refrigerado el sistema; pero cada caso debe ser estudiado en particular. Además el nivel mínimo del aceite dentro del reservorio debe ser tal que el filtro de succión se fije sumergido cerca de 100 mm para que no se introduzca aire

al sistema; algunos fabricantes de equipamiento óleo hidráulico recomiendan que el filtro de succión se fije a 50 mm apartado del fondo para no aspirar impurezas. Las tuberías de retorno se ubican siempre abajo del nivel mínimo de aceite y deben ser separadas de la succión para evitar que el fluido que retorna al reservorio voltee inmediatamente al circuito sin haber efectuado una disipación efectiva del calor. En general, se debe mantener dentro del tanque una temperatura máxima de 55°C y dentro de la tubería 80°C. En caso de mayor frecuencia de operación del sistema de accionamiento, habrá consecuentemente una elevación de temperatura del aceite debiendo ser instalado en el tanque un enfriador de aceite. Una solución alterna del problema es el aumento del volumen de aceite (en el tanque).

El tanque debe contener además de la boca de llenado, indicadores de nivel de aceite, respiros, y tapones para drenaje.

Los filtros de succión son escogidos en función al caudal máximo y pueden ser instalados en paralelo, es necesaria una regla práctica y seleccionar un filtro que permita un caudal máximo al igual a tres veces el caudal nominal de la bomba. El espaciamiento de la malla del filtro de succión debe ser inferior a 0,1149 mm, o que corresponde a 100 mesh (mesh es la cantidad de mallas existentes por una pulgada lineal de filtro).

Los filtros de retorno deben ser capaces de retener partículas mayores que 0,01 m, y deben dejar pasar un caudal máximo del sistema.

Los filtros son habitualmente instalados en el interior del tanque de aceite, pero estos pueden dificultar su retirada para su limpieza. Ese problema puede ser controlado instalando los filtros externamente al tanque.

Las válvulas de control direccional utilizadas en los circuitos hidráulicos son generalmente de dos posiciones, operadas por solenoides, con retorno por muelle, y pueden ser pilotadas por la presión de aceite, dependiendo de su función. La utilización de válvulas de retención (que también son de control direccional) en un sistema hidráulico permite el flujo libre del fluido en un sentido e impide el flujo en el sentido contrario. Cuando se desea que el flujo del fluido sea libre en un sentido e impide el flujo en sentido contrario. Cuando se deja que el flujo sea libre en un sentido e impedido en otro hasta determinada parte del ciclo de trabajo y enseguida que el flujo se torne libre en este último sentido, utilizándose válvulas de retención pilotos.

Válvulas de seguridad son incluidas en el circuito de aceite con la finalidad de proteger la instalación contra eventuales sobre presiones. Este equipamiento es compuesto por válvulas de alivio instaladas en la tubería de presión de la bomba, que hacen retornar directamente al tanque el aceite, cuando la presión sobrepasa un cierto valor pre ajustado. Las válvulas de alivio acostumbran ser reguladas 10% encima de la presión máxima, para el caso de carga ocasional.

Válvulas reguladoras de caudal (o de control de flujo) son instaladas en la tubería de descarga de los cilindros y permiten controlar de manera bastante sensible la velocidad de descenso de la compuerta.

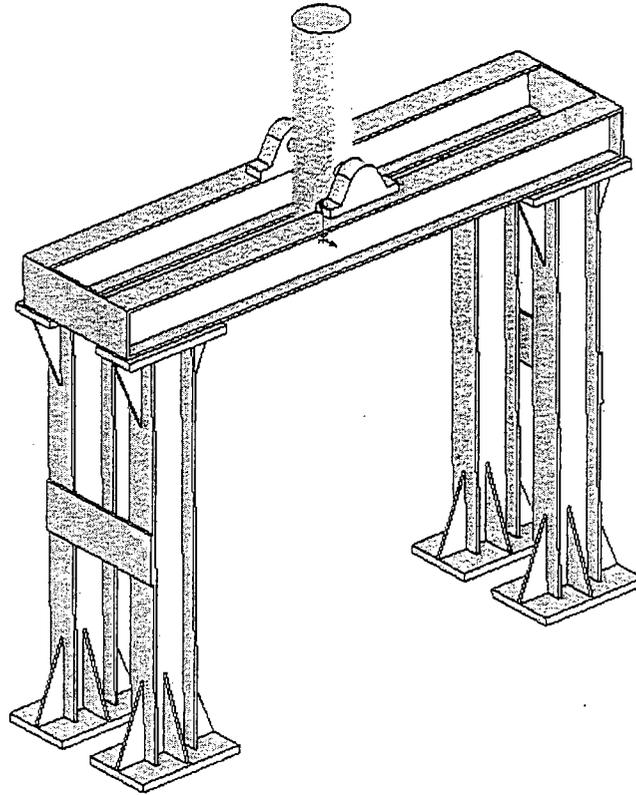


Figura 4-68: Esquema de la estructura usada en el sistema electro hidráulico.

b) Cálculos Hidráulicos

Tabla 4-33: Datos Generales

Pc	Fuerza de Izaje considerada por el cálculo de la compuerta	58 860 N 6 000 kgf
F	Fuerza de Izaje máxima del sistema (en Tracción)	68 670 N 7 000 kgf
v	Velocidad de Izaje (abrir / cerrar)	22 pulg/min 0,558 m/min
H	Carrera efectiva del cilindro	4 000 mm

Calculo del cilindro

Para evaluar el cilindro a utilizar, consideraremos solo una compuerta vagón, utilizando dos cilindros hidráulicos de doble efecto, los cuales necesitan la misma fuerza en cada uno para poder izar a la compuerta.

Por lo tanto:

$$F = 2 * F_c$$

Donde:

F = Fuerza de izaje del sistema

F_c = Fuerza de izaje por cada cilindro.

$$F_c = 3\ 500\ \text{kgf} = 34\ 335\ \text{N}$$

Debido a que el cilindro tiene el vástago hacia abajo, el fluido tendrá que vencer la presión ejercida por el área o sección anular del embolo.

$$F_c = P * A'$$

Donde:

F_c = Fuerza de izaje del sistema por cada cilindro

P = Presión de diseño para un cilindro

A' = Area anular del embolo

La presión de trabajo máxima es dada por el fabricante del cilindro, y este determina la presión de trabajo estática y dinámica de diseño, que deberá tener aceite hidráulico, la cual esta relacionada con las propiedades mecánicas del tubo, para la fabricación del cilindro.

Considerando la presión:

$$P = 80 \text{ bar} = 81,58 \text{ Kg/cm}^2$$

$$A' = \frac{F_c}{P}$$

$$A' = \frac{3\,500 \text{ kgf}}{81,58 \text{ kg/cm}^2}$$

$$A' = 42,90 \text{ cm}^2$$

Vamos a las tablas de la marca **HERION**, y seleccionamos un cilindro con el área anular del embolo más cercana a la calculada:

$$D = \text{Diámetro del embolo} = 100 \text{ mm}$$

$$d = \text{Diámetro del vástago} = 50 \text{ mm}$$

$$A = \text{Area del embolo} = 78,54 \text{ cm}^2$$

$$A' = \text{Area anular del embolo} = 58,90 \text{ cm}^2$$

Con los nuevos datos del cilindro recalculemos la presión de diseño del aceite

$$P = \frac{F_c}{A'}$$

$$P = \frac{3\,500 \text{ kgf}}{58,90 \text{ m}^2}$$

$$P = 59,42 \text{ kg/cm}^2 = 58,27 \text{ bar}$$

La presión de trabajo P_t , es calculada, aumentándole un 25% a la presión de diseño; por lo tanto

$$P_t = P + 25\%$$

$$P_t = 59,42 \text{ kg/cm}^2 \cdot 1,25$$

$$P_t = 74,27 \text{ kg/cm}^2 = 72,84 \text{ bar}$$

Esfuerzo de tracción en el vástago

Debido a que el cierre de la compuerta es ejercido por su propio peso, la compuerta no ejercerá compresión sobre el vástago, por lo tanto el pandeo será nulo, pero si ejercerá un esfuerzo de tracción, el cual se estudiara para determinar si el vástago elegido es el correspondiente para trabajar en la compuerta vagón.

El esfuerzo de tracción se evalúa mediante la siguiente formula:

$$E = \frac{(D^2 - d^2) \cdot 3,14 \cdot P}{4}$$

Donde:

E = Esfuerzo de tracción

D = Diámetro del embolo en cm.

d = Diámetro del vástago en cm.

P = Presión de diseño

$$E = \frac{(10^2 - 50^2)(3,14)(81,58)}{4}$$

$$E = 4\,805,298 \text{ kg/cm}^2 = 471,24 \text{ N/mm}^2$$

Viendo el catalogo de Aceros Boehler, seleccionaremos un material para el vástago. El VCL - AISI 4140 H con un limite a la fluencia de 595 N/mm^2 , para un diámetro de 40 mm hasta 100 mm, entonces estamos en el rango.

Volumen del cilindro

$$V = A' * H$$

Donde:

V = Volumen de aceite en el cilindro

A' = Area anular del embolo

H = Carrera del embolo

$$V = 58,90 (4\ 000 / 10)$$

$$V = 23\ 560 \text{ cm}^3 = 23,56 \text{ l}$$

Caudal

$$Q = v * A'$$

Donde:

Q = Caudal

v = Velocidad de lzaje

A' = Area anular del embolo

$$v = 22 \text{ pulg/min} = 0,55 \text{ m/min} = 0,93 \text{ cm/s}$$

$$Q = 0,931 \text{ cm/s} * 58,90 \text{ cm}^2$$

$$Q = 54,86 \text{ cm}^3/\text{s} = 3\ 291,3 \text{ cm}^3/\text{min} = 3,29 \text{ l/min}$$

Sabiendo que 1 gal = 3,7853 l

$Q = 0,870 \text{ GPM}$

Teniendo estos resultados, estamos aptos para elegir un cilindro; yendo a las tablas de **HERION** (Fluidtek), elegiremos el cilindro hidráulico de doble efecto, Tipo: **LHZ 44806 82 4000**.

Comprobando que el cilindro tendrá las siguientes características técnicas:

$D = \text{Diámetro del embolo} = 100 \text{ mm}$

$d = \text{Diámetro del vástago} = 50 \text{ mm}$

$A = \text{Area del embolo} = 78,54 \text{ cm}^2$

$A' = \text{Area anular del embolo} = 58,90 \text{ cm}^2$

$H = \text{Carrera del embolo} = 4\ 000 \text{ mm}$

$P_{\max} = 160 \text{ bar}$

Material del embolo = Acero DIN 40 Cr Mo 4 = AISI 4140 H endurecido y cromado

Tipo de sujeción = Pivote intermedio

Calculo de Unidad Hidráulica de Presión

Selección de la bomba hidráulica

Desplazamiento Volumétrico:

La bomba tiene una característica geométrica muy importante denominada desplazamiento volumétrico DV o volumen de expulsión definida como el volumen de fluido que desplaza o que impulsa en una revolución

Por tanto definiremos:

$$DV = \frac{Q}{n}$$

Donde:

DV = Desplazamiento volumétrico

Q = Caudal

n = Velocidad del motor eléctrico

$$DV = \frac{3\,291,3\text{cm}^3/\text{min}}{1\,800\text{ rpm}}$$

$$DV = 1,83\text{ cm}^3/\text{rev}$$

Teniendo:

n = 1 800 rpm

Pt = 72,842 bar

Caudal de la bomba

Consideraré para el diseño una bomba de engranajes, con los siguientes valores de eficiencia.

$\eta_v = 75\%$

$\eta_m = 85\%$

Entonces según lo indicado:

$$\eta_t = \eta_v * \eta_m$$

Donde:

η_t = Eficiencia total

η_v = Eficiencia volumétrica

η_m = Eficiencia mecánica

$$\eta_t = 0,75 (0,80)$$

$$\eta_t = 0,60 = 60\%$$

Elegiremos la bomba de engranajes de la marca **CASSAPA** modelo: **PLP 10-2**

La cual tiene las siguientes características técnicas

$$DV = 2 \text{ cm}^3/\text{rev}$$

$$Q = 0,92 \text{ GPM}$$

$$N_{\text{Máx}} = 3\ 600 \text{ rpm}$$

$$N_{\text{Mín.}} = 650 \text{ rpm}$$

$$P_{t \text{ max}} = 260 \text{ bar}$$

Potencia del motor

La potencia generada por el motor eléctrico o potencia de accionamiento de la bomba, la encontramos mediante.

$$P_a = \frac{P * Q}{600 * \eta_t}$$

$$P_a = \frac{58,27 \text{ bar} * 3,29 \text{ l/min}}{600 * 0,60}$$

$$P_a = 0,533 \text{ kw} = 0,714 \text{ HP}$$

Seleccionaremos un motor:

Potencia = 1 HP

Velocidad nominal = 1 800 rpm

Tubería

Considerando la presión de trabajo en los datos iniciales:

$$P_t = 72,84 \text{ kg/cm}^2$$

$$Q = 54,86 \text{ cm}^3/\text{s} = 3,29 \text{ l/min}$$

Consideraremos una velocidad de 1 m/s en la tubería.

Por la continuidad, para fluidos incompresibles, el caudal es el mismo en cualquier parte del sistema,

$$A_t = \frac{Q}{v_t}$$

Donde:

Q = Caudal para un cilindro

v_t = Velocidad del fluido en la tubería

A_t = Area de la tubería

$$A_t = \frac{54,855 \text{ cm}^3 / \text{s}}{1 \text{ m/s} (100 \text{ cm/1m})}$$

$$A_t = 0,55 \text{ cm}^2$$

Sabiendo que:

$$A_t = \frac{\pi * D^2}{4}$$

Donde:

D = Diámetro de la tubería

$$D = \sqrt{\frac{4 * A_t}{\pi}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4(0,55)}{3,1416}}$$

$$D = 0,857 \text{ cm} = 8,36 \text{ mm}$$

Estandarizando la medida:

$$D = 9,53 \text{ mm} = 3/8''$$

Donde el área real es:

$$A_t = \frac{\pi * 0,9525^2}{4}$$

$$A_t = 0,713 \text{ cm}^2$$

Entonces la real velocidad en la tubería V_t , es:

$$V_t = \frac{Q}{A_t}$$

$$V_t = \frac{3,29 \text{ l/min}}{0,713 \text{ cm}^2}$$

$$V_t = 0,77 \text{ m/s}$$

La tubería a utilizarse será la de material St 35, con alto grado de pureza y estrechos márgenes de análisis, según DIN 2391 recocido blanco normalizado (NBK) trefilado y sin costura

Para el diámetro resultante, según la norma indicada tendremos un espesor de 1 mm y una capacidad de presión de 282 bares; con lo que queda comprada la correcta elección de la tubería.

Pérdidas en el sistema

Utilizando la formula de Darcy - Weisbach, para evaluar la perdidas en el sistema

$$\Delta P = f * \frac{L}{D} * \frac{\rho * v^2}{2}$$

Donde:

ΔP = Perdida de presión

f = Coeficiente de fricción

L = Longitud del conducto

D = Diámetro interior de la tubería

ρ = Peso específico

v = Velocidad del aceite en la tubería

Luego de revisar manuales de fabricantes de aceites, y recomendaciones, se ha decido utilizar el aceite para sistemas hidráulicos: **Rando HD 32** de la marca **TEXACO**, el cual tiene las siguientes especificaciones técnicas.

Densidad = 0,875 gr/cm³ (a 15°C)

Peso específico = 88,69 kg s² / m⁴

Viscosidad = 32 cSt

Índice de viscosidad = 115

Para la 1ra compuerta

L = 19,5 m

D = 9,525 mm

Haciendo $K = f * L/D$, para calcular de una forma más usual las pérdidas de carga en conductos (perdidas primarias y secundarias), tenemos entonces:

$$\Delta P = K * \frac{\rho * v^2}{2}$$

Para determinar el coeficiente de fricción f, tenemos que hallar el número de Reynolds

$$Re = \frac{v * D}{\nu} \text{ adimensional}$$

Donde:

Re = Numero de Reynolds

v = Velocidad del aceite en la tubería

D = Diámetro interior de la tubería

ν = Viscosidad

$$Re = \frac{0,77 \text{ m/s}(9,53 \text{ mm})}{32 \times 10^{-4} \text{ cSt}}$$

$$Re = 2\,291$$

Entonces como $Re < 2\,300$, el flujo es laminar

Sabiendo que la tubería a utilizar es rígida, se evalúa el coeficiente de fricción, con la siguiente formula:

$$f = \frac{64}{Re}$$

$$f = \frac{64}{2\,291}$$

$$f = 0,028$$

Perdida primaria

Haciendo $\Delta P = h_p$ (Perdida primaria)

$$\Delta P = f * \frac{L}{D} * \frac{\rho * v^2}{2}$$

$$\Delta P = 0,028 * \frac{19,5\text{m}}{9,525\text{mm}/1000} * \frac{89,69 * 0,77^2}{2}$$

$$\Delta P = 1\,502,698 \text{ kg/m}^2 = 0,15 \text{ bar}$$

Al aumentar la presión, según tablas la viscosidad aumentará

Tabla 4-34: Presión – Viscosidad

Aumento de la presión (bar)	50	58.2	100
Aumento (%) de la viscosidad	110	112,98	146

Por lo tanto:

La viscosidad aumentará a 68,2 cSt (valor aceptado por el índice de viscosidad)

Tendremos los siguientes resultados:

$$Re = 1\,075,98$$

$$f = 0,059$$

$$\Delta P = 3\,200,43 \text{ kg/m}^2 = 0,314 \text{ bar}$$

Perdida secundaria

Considerando para el sistema

5 codos 90° de Ø 3/8"

1 Te de Ø 3/8"

Teniendo los siguientes valores x tablas

Le/D de codos = 50

Le/D de Te = 20

Teniendo:

$$f = 0,059$$

Obtenemos:

$$K \text{ codos} = 2,97$$

$$K \text{ Te} = 1,19$$

Por lo que nos resulta:

$$h_s \text{ codos} = 0,449 \text{ kg/m}^2 = 4,4 \times 10^{-5} \text{ bar}$$

$$h_s \text{ Te} = 0,036 \text{ kg/m}^2 = 3,5 \times 10^{-6} \text{ bar}$$

Por lo tanto, sumando la perdida primaria y secundaria, tenemos:

$$h_{\text{Total}} = 3\,200,91 \text{ kg/m}^2 = 0,314 \text{ bar}$$

Para la 4ta compuerta

$$L = 39 \text{ m}$$

$$D = 9,525 \text{ mm}$$

Perdida primaria

Haciendo $\Delta P = h_p$ (Perdida primaria)

$$\Delta P = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2}$$

$$\Delta P = 0,059 \cdot \frac{39\text{m}}{9,525\text{mm}/1000} \cdot \frac{88,69 \cdot 0,77^2}{2}$$

$$\Delta P = 6\,400 \text{ kg/m}^2 = 0,628 \text{ bar}$$

Al aumentar la presión, a 58,2 bar según tablas la viscosidad aumentará un 112,98% (68,2 cSt)

Tendremos los siguientes resultados:

$$Re = 1\,075,98$$

$$f = 0,059$$

$$\Delta P = 3\,200,43 \text{ kg/m}^2 = 0,314 \text{ bar}$$

Perdida secundaria

Considerando para el sistema

5 codos 90° de Ø 3/8"

1 Te de Ø 3/8"

Teniendo los siguientes valores x tablas

$$Le/D \text{ de codos} = 50$$

$$Le/D \text{ de Te} = 20$$

Teniendo:

$$f = 0,059$$

Obtenemos:

$$K \text{ codos} = 2,97$$

$$K \text{ Te} = 1,19$$

Por lo que nos resulta:

$$h_s \text{ codos} = 0,449 \text{ kg/m}^2 = 4,4 \times 10^{-5} \text{ bar}$$

$$h_s \text{ Te} = 0,036 \text{ kg/m}^2 = 3,5 \times 10^{-6} \text{ bar}$$

Por lo tanto, sumando la pérdida primaria y secundaria, tenemos:

$$h_{\text{Total}} = 6\,401,34 \text{ kg/m}^2 = 0,63 \text{ bar}$$

Volumen del tanque

Para este caso se determinara un deposito múltiple que permita operar a 4 compuertas independientemente; por lo tanto tendremos un tanque en donde montaremos los 4 motores y las cuatro bombas hidráulicas.

Definiremos un volumen parcial para cada una de las compuertas.

Distancia aprox. de la tuberías principales caseta - compuerta

$$D_1 = \text{Distancia a la compuerta 1 (más cercana)} = 19,5 \text{ m}$$

$$D_2 = \text{Distancia a la compuerta 2} = 26,0 \text{ m}$$

$$D_3 = \text{Distancia a la compuerta 3} = 33,0 \text{ m}$$

$$D_4 = \text{Distancia a la compuerta 4 (más lejana)} = 39,0 \text{ m}$$

Volumen de aceite en las tuberías

Teniendo:

$$A_t = 0,713 \text{ cm}^2 = 7,13 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

Volumen en compuerta 1

$$V_{t1} = D_1 * A_t$$

$$V_{t1} = 19,5 \text{ m} (7,13 \times 10^{-5} \text{ m}^2)$$

$$V_{t1} = 1,39 \times 10^{-3} \text{ m}^3 = 1,39 \text{ l}$$

Volumen en compuerta 2

$$V_{12} = 26 \text{ m } (7,13 \times 10^{-5} \text{ m}^2)$$

$$V_{12} = 1,85 \times 10^{-3} \text{ m}^3 = 1,85 \text{ l}$$

Volumen en compuerta 3

$$V_{12} = 33 \text{ m } (7,13 \times 10^{-5} \text{ m}^2)$$

$$V_{12} = 2,351 \times 10^{-3} \text{ m}^3 = 2,351 \text{ l}$$

Volumen en compuerta 4

$$V_{12} = 39 \text{ m } (7,13 \times 10^{-5} \text{ m}^2)$$

$$V_{12} = 2,78 \times 10^{-3} \text{ m}^3 = 2,78 \text{ l}$$

Volumen de aceite en los cilindros

Para un cilindro:

$$V = 23\,560 \text{ cm}^3 = 23,56 \text{ l}$$

Para dos cilindros:

$$2 * V = 47,12 \text{ l}$$

Volumen teórico total

Deposito 1

$$47,12 + 1,39 = 48,51 \text{ l}$$

Deposito 2

$$47,12 + 1,85 = 48,97 \text{ l}$$

Deposito 3

$$47,12 + 2,35 = 49,47 \text{ l}$$

Deposito 4

$$47,12 + 2,78 = 49,89 \text{ l}$$

Determinaremos un tamaño estándar de 50 litros para cada uno de los depósitos, por lo que tendremos un solo tanque de capacidad teórica igual a 200 litros.

Volumen real total

Como el tanque real es 3 veces la capacidad teórica, tendremos entonces:

$$\text{Capacidad real del tanque} = 3 * 200$$

$$\text{Capacidad real del tanque} = 600 \text{ l} \approx 156 \text{ gal}$$

De aceite hidráulico Rando HD 32 de Texaco.

c) Cálculo Estructural

Para el cálculo de la estructura consideraremos, un diseño inicial el cual consistirá de cuatro armazones simétricos (pórtico) por compuerta, dos por cada cilindro hidráulico; los cuales permitirán apoyar y pivotar el cilindro, para ejercer su función.

Daremos un diseño inicial usando perfiles de sección 6W, el cual comprobaremos su resistencia, aplicando el método de las pendientes - deflexiones.

Considerando que el armazón simétrico sujeto a carga simétrica, no existe ladeo y $EI = \text{cte}$

Tabla 4 - 35: Datos Generales

P	Fuerza aplicada a cada armadura ($F_c/2$)	17 167,5 N 1 750 kgf
	Perfil usado para la armadura	W6 x16

Cálculo por método de las pendientes - deflexiones

Teniendo el siguiente diagrama de cuerpo libre, con las siguientes medidas propuestas.

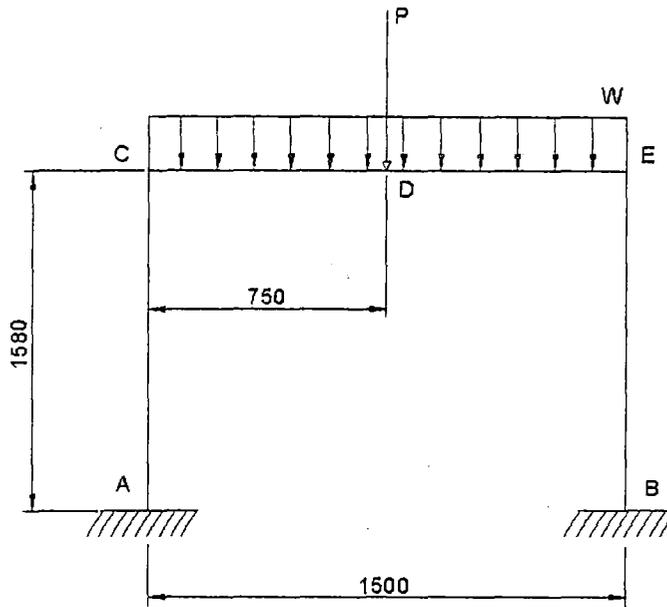


Figura 4-69: Diagrama de Cuerpo Libre

En la siguiente figura se puede ver que los nodos C y E tienen libertad para girar, por consiguiente, el análisis solo comprenderá dos ecuaciones desconocidas de los puntos θ_C y θ_E ; tener en cuenta que: $\theta_A = \theta_B = 0$

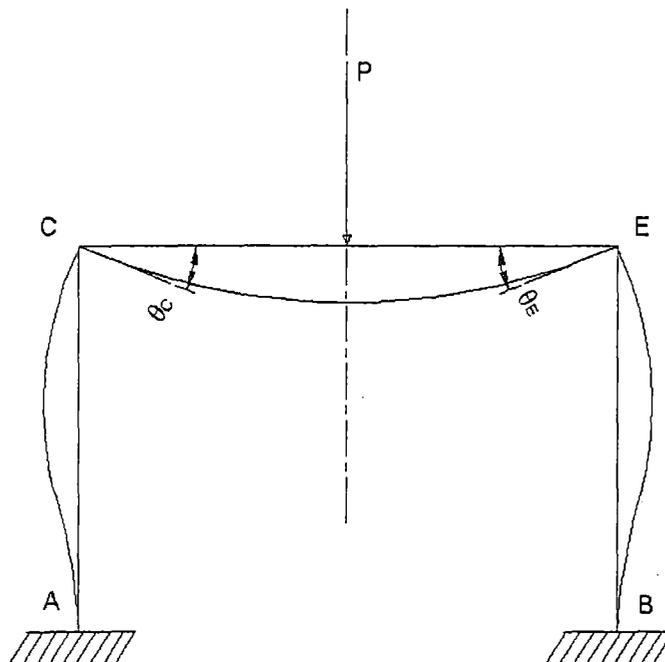


Figura 4-70: Deflexiones

El único tramo donde actúan cargas es CE, entonces:

Los Momentos en los extremos fijos, aplicados en la armazón son:

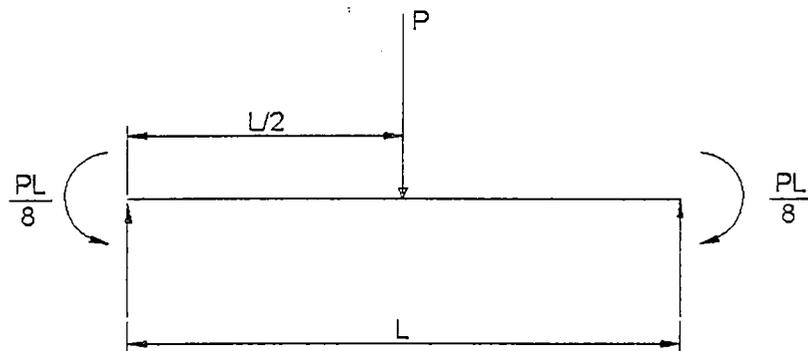


Figura 4-71: Momentos actuantes según la carga

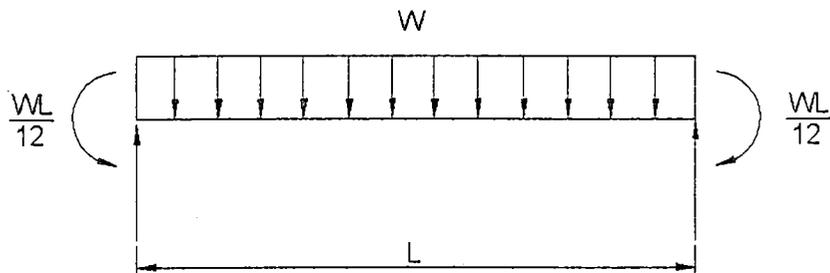


Figura 4-72: Momentos actuantes según la carga distribuida

Obteniendo:

$$EF = \frac{P \cdot L}{8} + \frac{W \cdot L^2}{12}$$

Donde

EF = Momento en extremo fijo

P = Fuerza aplicada a la armadura; 1 750 kgf

L = Longitud de la armadura; 1,5 m

W = Carga distribuida para W6 x 16, 23 kgf/m

$$EF_{CE} = \frac{1\,750(1,5)}{8} + \frac{23(1,5^2)}{12}$$

$$EF_{CE} = 389,44 \text{ kgf m}$$

$$EF_{EC} = -389,44 \text{ kgf m}$$

Ecuaciones de las pendientes -deflexiones

Tramo AC

$$M_{AC} = \frac{2EI}{L}(2\theta_A + \theta_C) = \frac{2EI}{1,58}\theta_C$$

$$M_{AC} = 1,26EI\theta_C$$

$$M_{AC} = \frac{2EI}{L}(2\theta_C + \theta_A) = \frac{2EI}{1,58} * 2\theta_C$$

$$M_{CA} = 2,53EI\theta_C$$

Tramo CE

$$M_{CE} = \frac{2EI}{L}(2\theta_C + \theta_E) + 389,44 = \frac{2EI}{1,5}(2\theta_C + \theta_E) + 389,44$$

$$M_{CE} = 2,67EI\theta_C + 1,33EI\theta_E + 389,44$$

$$M_{EC} = \frac{2EI}{L}(2\theta_E + \theta_C) + 389,44 = \frac{2EI}{1,5}(2\theta_E + \theta_C) + 389,44$$

$$M_{CE} = 2,67EI\theta_E + 1,33EI\theta_C + 389,44$$

Tramo BE

$$M_{BE} = \frac{2EI}{L}(2\theta_B + \theta_E) = \frac{2EI}{1,58}\theta_E$$

$$M_{BE} = 1,26EI\theta_E$$

$$M_{EB} = \frac{2EI}{L}(2\theta_E + \theta_B) = \frac{2EI}{1,58}(2\theta_E)$$

$$M_{EB} = 2,53EI\theta_E$$

Aplicando ecuaciones de equilibrio en los nodos C y E

Nodo C

$$M_{CA} + M_{CE} = 0$$

$$M_{EC} + M_{EB} = 0$$

$$2,53EI\theta_C + 2,67EI\theta_C + 1,33EI\theta_E + 389,44 = 0$$

$$2,67EI\theta_C + 1,33EI\theta_C + 389,44 + 2,53EI\theta_E = 0$$

$$5,2EI\theta_C + 1,33EI\theta_E + 389,44 = 0 \quad \times (5,2)$$

$$1,33EI\theta_C + 5,2EI\theta_E + 389,44 = 0 \quad \times (-1,33)$$

$$27,04EI\theta_C + 6,92EI\theta_E + 2\,025,08 = 0$$

$$-1,77EI\theta_C - 6,92EI\theta_E - 517,95 = 0$$

$$25,27EI\theta_C \qquad \qquad + 1507,125 = 0$$

Entonces:

$$EI\theta_C = -59,64 \text{ kgf m}^2$$

$$EI\theta_E = -59,64 \text{ kgf m}^2$$

Reemplazando:

$$M_{AC} = -75,15 \text{ kgf m} = -737,22 \text{ Nm}$$

$$M_{BE} = -75,15 \text{ kgf m} = -737,22 \text{ Nm}$$

$$M_{CA} = -150,89 \text{ kgf m} = -1\,480,23 \text{ Nm}$$

$$M_{EB} = -150,89 \text{ kgf m} = -1\,480,23 \text{ Nm}$$

Aplicando las ecuaciones de equilibrio obtenemos:

$$\Sigma F_y = 0$$

$$P + W * L = V_A + V_B$$

$$1\,750 + 23 * 1,5 = 1\,784,5 \text{ kgf}$$

$$V_A = V_B = 892,25 \text{ kgf} = 8\,752,97 \text{ N}$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$H_A = H_B$$

$$H_A = 143,06 \text{ kgf} = 1\,403,42 \text{ N}$$

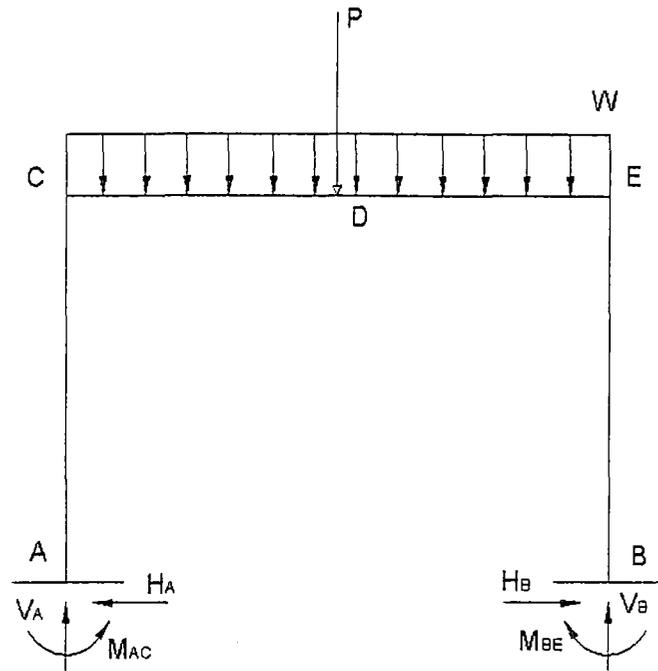


Figura 4-73: Reacciones en los apoyos

[DMF]

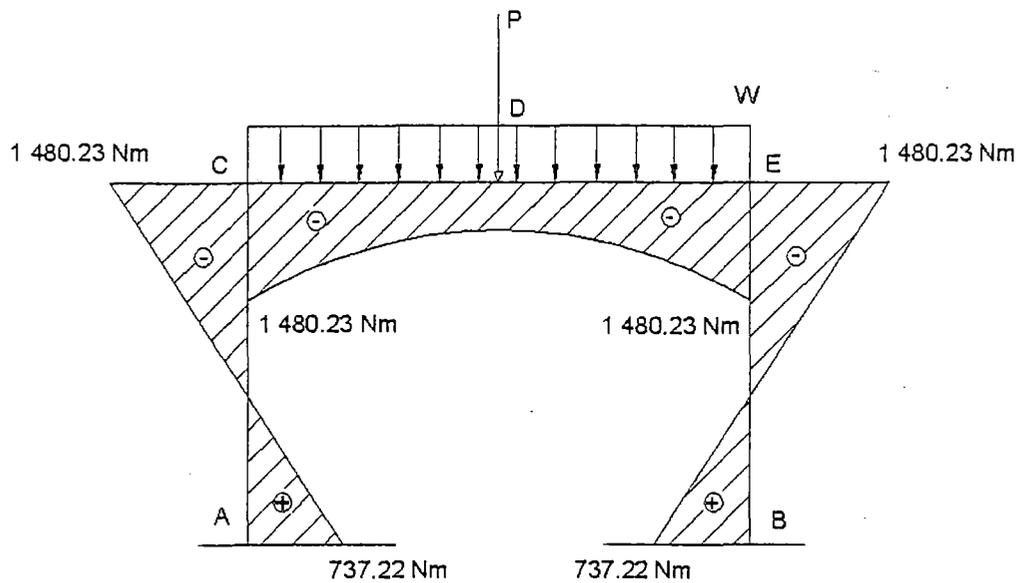


Figura 4-74: Diagrama de momento flector

El momento flector máximo está en los nodos C y E, y será el valor que entrara en los cálculos: M_{Max} .

De la tabla de perfiles 6W:

$$I_x = 1,26 \times 10^7 \text{ mm}^4$$

$$S_x = 1,64 \times 10^5 \text{ mm}^3$$

$$I_y = 4,03 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

$$S_y = 5,2 \times 10^4 \text{ mm}^3$$

Usando la formula para hablar el esfuerzo admisible

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_f}{F.S.}$$

Donde:

σ_{adm} = Esfuerzo admisible

σ_f = Esfuerzo de fluencia del material del perfil (ASTM A36)

F.S = Factor de seguridad

$$\sigma_f = 25,3 \text{ kgf/mm}^2$$

$$FS = 2$$

Entonces:

$$\sigma_{adm} = \frac{25,3}{2} = 12,65$$

$$\sigma_{adm} = 12,65 \text{ kgf/mm}^2$$

Usando la igualdad para calcular el esfuerzo máximo

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{S} = \frac{M_{\max}}{S_y}$$

Por ser el mínimo valor:

$$S = S_y$$

$$\sigma_{\max} = \frac{150,89 \text{ kgf} \cdot 10^3 \text{ mm}}{5,2 \times 10^4 \text{ mm}^3}$$

$$\sigma_{\max} = 2,9 \text{ kgf/mm}^2$$

y se comprueba que:

$$\sigma_{\text{adm}} < \sigma_{\max}$$

Lo cual comprueba el uso correcto del perfil.

Comprobación por pandeo (método AISC)

Teniendo la siguiente grafica:

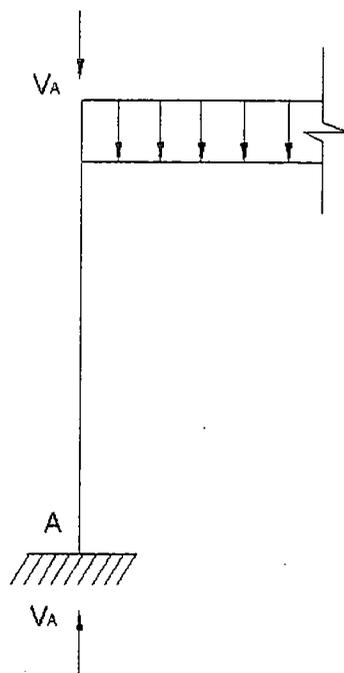


Figura 4-75: Pandeo

Donde la carga actuante es $V_A = 892,25 \text{ kgf} = 8\,752,97 \text{ N}$

Hallando la carga crítica de pandeo o fuerza de Euler, según:

$$P_{cr} = \frac{\Pi^2 * E * I}{(KL)^2}$$

Donde:

P_{cr} = carga crítica

E = Coeficiente de estabilidad

I_x = Momento de inercia x

I_y = Momento de inercia y (Usaremos este por ser el menor)

L = Altura de la estructura

K = factor de longitud

Para el perfil escogido 6W, tendremos:

$E = 207 \text{ GPa} = 30 \times 10^6 \text{ PSI} = 21\,091,1 \text{ Kg/mm}^2$

$I_x = 1,26 \times 10^7 \text{ mm}^4$

$I_y = 4,03 \times 10^6 \text{ mm}^4$

$L = 1,58 \text{ mm} = 1,58 \times 10^3 \text{ mm}$

$K = 2$ (por estar empotrado - libre)

$$P_{cr} = \frac{\Pi^2(2,04 \times 10^4)(4,03 \times 10^6)}{(2 \times 1,58 \times 10^3)^2}$$

$P_{cr} = 81,2 \times 10^3 \text{ kgf} = 79\,657,2 \text{ N}$

Se comprueba que:

$$8\,752,97\text{ N} < 79\,657,2\text{ N}$$

$$V_A < P_{cr}$$

Con lo cual se determina que el perfil propuesto es correcto, para soportar la estructura.

d) Análisis Estructural por el Método de Elementos Finitos

Hidráulico_Cosmos-Hidráulico :: Static Nodal Stress
Units: N/m² Deformation Scale 1 : 100

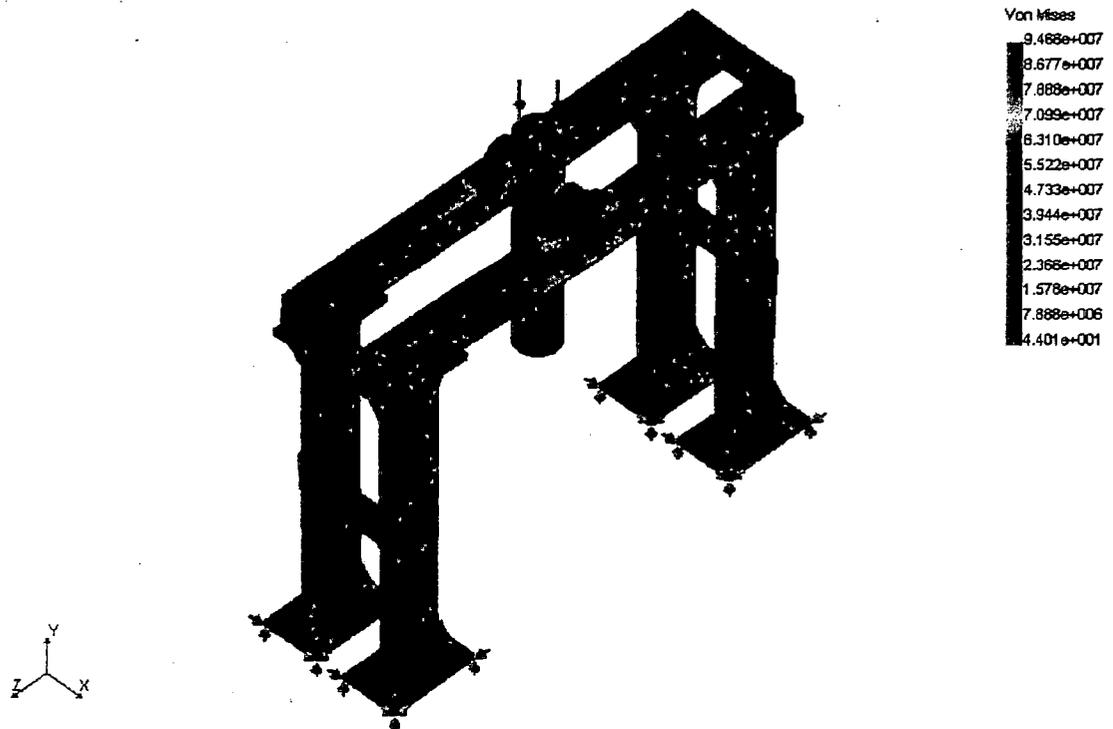


Figura 4-76: Análisis MEF con la teoría de la distorsión de Von Mises, para la caja derecha.

Del análisis resulta que los esfuerzos equivalentes serán:

$$\sigma_{eq \text{ mín}} < 7,888 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$\sigma_{eq \text{ máx}} = 9,766 \times 10^7 \text{ N/m}^2$$

Al evaluar el esfuerzo de fluencia del ASTM A36 ($\sigma_f = 250 \times 10^6 \text{ N/m}^2$), con la ecuación anterior, podemos determinar el factor de seguridad (FS) que presenta la estructura.

$$FS_{\text{ máx}} > 31,6$$

$$FS_{\text{ mín}} = 2,56$$

Hidraulico_Cosmos-Hidraulico :: Static Displacement
Units: m Deformation Scale 1:100

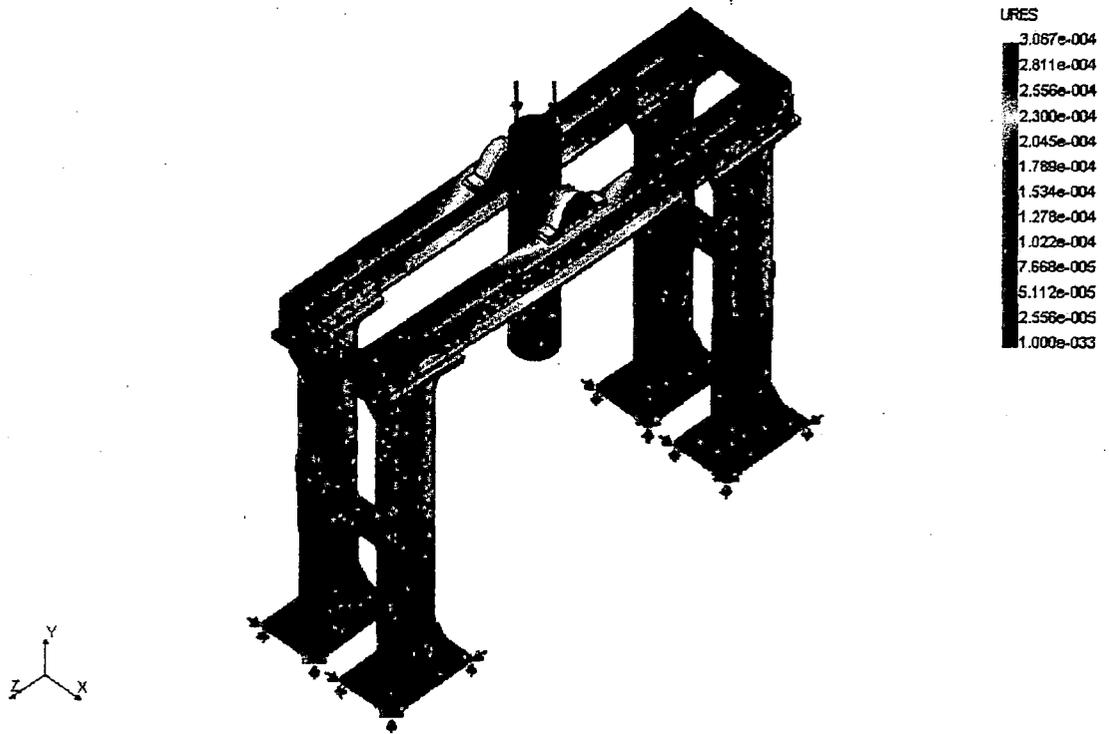


Figura 4-77: Análisis MEF para desplazamiento en la caja derecha

De los resultados de los desplazamientos podemos determinar las deflexiones que sufrirá la estructura que contiene al cilindro hidráulico cuando esté sometida a plena carga, y de ellas podemos indicar que son prácticamente despreciables.

e) Análisis de las Uniones Soldadas

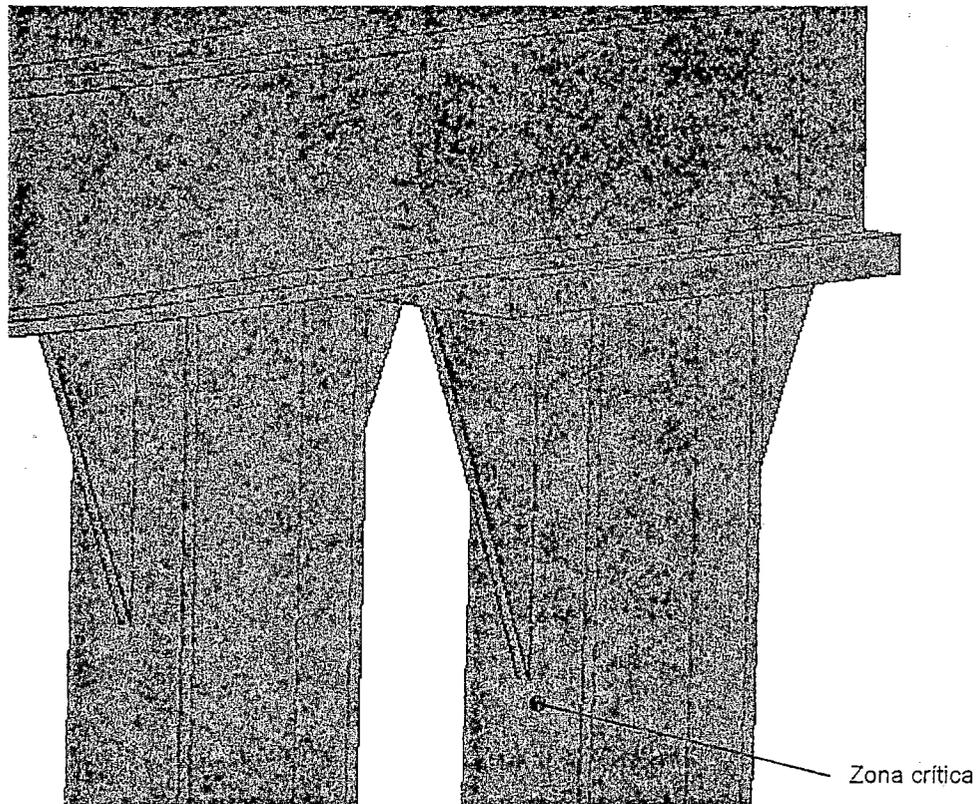


Figura 4-78: Unión en zona crítica, utilizada para el análisis de la unión soldada.

Según el MEF, el esfuerzo equivalente en el nodo más cercano a la unión de las placas, es:

$$\sigma_{eq} = 2,366 \times 10^7 \text{ N/m}^2 = 23,66 \text{ N/mm}^2$$

Para poder hallar la resistencia del cordón propuesto, este tendrá que ser comparado con el esfuerzo equivalente de soldadura: $\sigma_{adm s}$

$$\sigma_{adm s} = V_1 * V_2 * \sigma_{adm}$$

Donde:

$\sigma_{adm s}$ = Esfuerzo admisible para el cordón de soldadura (N/mm^2)

V_1 = Factor de forma dinámica (Tabla 4-21).

V_2 = Coeficiente por clase de calidad de soldadura (Tabla 4-22, 4-23)

σ_{adm} = Esfuerzo admisible del material base correspondiente al tipo de carga actuante así como a la variación de ésta en el tiempo.

Resolviendo según tablas:

Considerando que en la zona crítica mencionada se están ejerciendo esfuerzos de cortadura, entonces:

$V_1 = 0,35$ (costura angular plana)

$V_2 = 0,8$ (Calidad II)

$\sigma_{adm s} = 160$ (fila 2 de la tabla 4-24, hipótesis HZ)

$\sigma_{adm s} = 0,7 * 0,8 * 105$

$\sigma_{adm s} = 58,8 N/mm^2$

Se verifica que:

$\sigma_{eq} \leq \sigma_{adm s}$

Comprobamos entonces, que el $\sigma_{adm s}$ está dentro del rango utilizado por el electrodo de la serie E-60XX (admite un esfuerzo admisible de $87,55 N/mm^2$).

Debido a que usaremos una plancha de espesor $e = \frac{1}{4}$ ", por tabla, definimos que el espesor de cordón de soldadura mínimo es de $\frac{3}{16}$ ".

4.5 Sistema Automático Comandado por PLC

En la actualidad, la operación de las compuertas hidráulicas se realizan bajo sistemas electro - manuales y/o automáticos.

Incluso los sistemas de izaje automáticos, no dejan de ser manuales, en condiciones de emergencia.

La operación eléctrica y manual, respecto de los dos sistemas desarrollados para las compuertas vagón de la bocatoma San Agustín - San Jacinto del Proyecto Especial Tambo Ccaracocha, en conjunto, es realizada mediante la medición del caudal; para lo cual se contaría con una persona permanentemente y entrenada, cuya obligación es regirse al régimen de funcionamiento dado por el INADE con las mediciones de la altura del río, mediante observaciones frecuentes a partir de las lecturas en las estaciones de aforo (medición de caudal) con un instrumento registrador denominado limnógrafo; para luego promediarlas y convertirla en caudal; para compararla luego con las tablas del INADE (mostradas en los anexos) y maniobrar cada una de las compuertas de la bocatoma a la altura indicada en ellas, para que cada toma reciba el caudal necesario durante la temporada de regadíos.

El diseño de un sistema automatizado comandado por PLC (Programmable logic controller) o Control Lógico Programable, para nuestro proyecto abarca en si, la automatización de funcionamiento del sistema electro hidráulico para las compuertas vagón, incluyendo además las compuertas deslizantes utilizadas

en las tomas; teniendo así un sistema automatizado integral para toda la bocatoma.

El PLC esta compuesto por dos elementos básicos: El CPU (Central Processing Unit) o Unidad Central de Procesamiento y la interfase de Entradas y Salidas.

El CPU así mismo se puede simplificar en tres partes: El procesador, la memoria y la fuente de alimentación. Este conjunto de componentes le otorgan la inteligencia necesaria al controlador. La CPU lee la información de las entradas provenientes de distintos dispositivos de sensado (limit switch, altura de río, posición actual, indicadores de operación, etc.), ejecuta el programa almacenado en la memoria y envía los comandos a las salidas para los dispositivos de control (pilotos luminosos, contactores, solenoides de electroválvulas, etc.).

El proceso de lecturas de Entradas, ejecución del programa y control de las Salidas se realiza en forma repetitiva y se conoce como SCAN o scanning.

Finalmente la fuente de alimentación suministra todas las tensiones necesarias para la correcta operación del CPU y el resto de los componentes.

Es necesario indicar además que se cuenta siempre con un display para la realización del dialogo hombre - máquina, en donde se puede activar el sistema manual o automático.

Para la programación se puede utilizar la programación conocida como Diagrama Escalera (Ladder), o el Diagrama de flujo Secuencial o SFC, Para

asegurar la estandarización de los lenguajes de programación independientemente de la marca comercial, estos se encuentran normalizados por el IEC 1131-3.

La medición del caudal, para el modo manual seguirá siendo efectuada visualmente con el limnógrafo, para toda la bocatoma.

Para el modo automatizado utilizaremos dos sensores de ultrasonido el cual medirá la altura del río, Este dispositivo tendrá que ser operado con un dispositivo especial el cual permita una correcta medición. El programa a realizar para el PLC, tendrá que promediar dichas mediciones, en su mayoría muy variables, para obtener un único valor de altura, y convertirlo a caudal, A fin de que este determine la abertura de las compuertas, al comparar esta medida con las tablas dadas por el INADE.

4.5.1 Parámetros Generales

Los estudios básicos han permitido establecer los parámetros respecto a caudales de avenidas de diseño, sección del cauce, características hidráulicas del cauce, etc. El caudal de avenida máxima a considerarse para el diseño, será:

Tabla 4-36: Parámetro general

Bocatoma	Q_{max} (m ³ /s)	Período de retorno
San Agustín – San Jacinto	450	1 000 años

La bocatoma debe asegurar la captación del volumen de agua requerido por los beneficiarios, tanto con caudales bajos como caudales máximos.

Para nuestro diseño de automatización (programación), tendremos los siguientes parámetros de operación.

Tabla 4-37: Aliviadero de compuertas de río

Compuertas Vagón	Característica
Identificación	CV1, CV2, CV3, CV4
Cantidad de compuertas	04
Dimensiones de la compuerta	6,0 m x 2,3 m
Abertura máxima	4 m
Tiempo de abertura / cierre	7,27 min.
Cota de piso	386,00 m.s.n.m.
Cota superior de puente de operación	391,50 m.s.n.m.
Caudal máximo	450 m ³ /s

Tabla 4-38: Toma de San Agustín proyectada

Ubicada en la margen izquierda del río Ica, se encuentra a 45° respecto al eje del río

Compuertas Deslizantes	Característica
Identificación	SA1, SA2
Cantidad de compuertas	02
Dimensiones de la compuerta	1,25 m x 1,10 m
Abertura máxima	1,10 m
Cota de piso de la bocal	386,80 m.s.n.m.
Cota superior de puente de operación	391,50 m.s.n.m.
Caudal máximo	5 m ³ /s

Tabla 4-39: Tomas de limpia San Agustín

Compuertas deslizantes de limpia	Característica
Identificación	CL1
Cantidad de compuertas	01
Dimensiones de la compuerta	1,25 m x 1,10 m
Abertura máxima	1,10 m
Cota de piso	386,28 m.s.n.m. a 386,00 m.s.n.m.
Caudal de operación	0,5 m ³ /s

Tabla 4-40: Toma de San Jacinto Proyectada

Ubicada en la margen derecha del río Ica, se encuentra a 45° respecto al eje del río

Compuertas Deslizantes	Característica
Identificación	SJ
Cantidad de compuertas	01
Dimensiones de la compuerta	1,25 m x 1,10 m
Abertura máxima	1,10 m
Cota de piso de la bocal	386,80 m.s.n.m.
Cota superior de puente de operación	391,50 m.s.n.m.
Caudal máximo	2 m ³ /s

Tabla 4-41: Toma de limpia San Jacinto

Compuertas deslizantes de limpia	Característica
Identificación	CL2
Cantidad de compuertas	01
Dimensiones de la compuerta	1,25 m x 1,10 m
Abertura máxima	1,10 m
Cota de piso	386,23 m.s.n.m. a 386,00 m.s.n.m.
Caudal de operación	0,5 m ³ /s

4.5.2 Entradas y Salidas del PLC

Se presentan a continuación las entradas y salidas proyectadas para las interfases.

Tabla 4-42: Entradas PLC

Nº	Operación	Tensión	
1	General	Tensión trifásica normal	220 Vac
2	General	Tensión de comando	220 Vac
3	General	PLC y comando	48 Vdc
4	General	Comando válvulas	220 Vac
5	General	Nivel del agua de río	4-20 mA
6	General	Nivel de aceite máximo	48 Vdc
7	General	Nivel de aceite mínimo	48 Vdc
8	General	Presión alta	48 Vdc
9	General	Presión baja	48 Vdc
10	CV1	Abrir	48 Vdc
11	CV1	Cerrar	48 Vdc
12	CV1	Totalmente abierta	48 Vdc
13	CV1	Totalmente cerrada	48 Vdc
14	CV1	Bomba encendida	48 Vdc
15	CV1	Posición	48 Vdc
16	CV2	Abrir	48 Vdc
17	CV2	Cerrar	48 Vdc
18	CV2	Totalmente abierta	48 Vdc
19	CV2	Totalmente cerrada	48 Vdc
20	CV2	Bomba encendida	48 Vdc
21	CV2	Posición	48 Vdc
22	CV3	Abrir	48 Vdc
23	CV3	Cerrar	48 Vdc
24	CV3	Totalmente abierta	48 Vdc
25	CV3	Totalmente cerrada	48 Vdc
26	CV3	Bomba encendida	48 Vdc
27	CV3	Posición	48 Vdc
28	CV4	Abrir	48 Vdc
29	CV4	Cerrar	48 Vdc
30	CV4	Totalmente abierta	48 Vdc
31	CV4	Totalmente cerrada	48 Vdc
32	CV4	Bomba encendida	48 Vdc
33	CV4	Posición	48 Vdc
34	SA1	Posición	48 Vdc
35	SA1	Totalmente abierta	48 Vdc
36	SA1	Totalmente cerrada	48 Vdc
37	SA2	Posición	48 Vdc
38	SA2	Totalmente abierta	48 Vdc
39	SA2	Totalmente cerrada	48 Vdc
40	SJ	Posición	48 Vdc
41	SJ	Totalmente abierta	48 Vdc
42	SJ	Totalmente cerrada	48 Vdc

Nº	Operación	Tensión
43	CL1 Posición	48 Vdc
44	CL1 Totalmente abierta	48 Vdc
45	CL1 Totalmente cerrada	48 Vdc
46	CL2 Posición	48 Vdc
47	CL2 Totalmente abierta	48 Vdc
48	CL2 Totalmente cerrada	48 Vdc
49	Reserva	
50	Reserva	
51	Reserva	
52	Reserva	

Tablas 4-43: Salidas

Nº	Destino	Tensión
1	CV1 Encendido de la bomba	220 Vac
2	CV1 Abrir	220 Vac
3	CV1 Cerrar	220 Vac
4	CV1 Parada	220 Vac
5	CV2 Encendido de la bomba	220 Vac
6	CV2 Abrir	220 Vac
7	CV2 Cerrar	220 Vac
8	CV2 Parada	220 Vac
9	CV3 Encendido de la bomba	220 Vac
10	CV3 Abrir	220 Vac
11	CV3 Cerrar	220 Vac
12	CV3 Parada	220 Vac
13	CV4 Encendido de la bomba	220 Vac
14	CV4 Abrir	220 Vac
15	CV4 Cerrar	220 Vac
16	CV4 Parada	220 Vac
17	SA1 Abrir	220 Vac
18	SA1 Cerrar	220 Vac
19	SA1 Parada	220 Vac
20	SA2 Abrir	220 Vac
21	SA2 Cerrar	220 Vac
22	SA2 Parada	220 Vac
23	SJ Abrir	220 Vac
24	SJ Cerrar	220 Vac
25	SJ Parada	220 Vac
26	CL1 Abrir	220 Vac
27	CL1 Cerrar	220 Vac
28	CL1 Parada	220 Vac
29	CL2 Abrir	220 Vac
30	CL2 Cerrar	220 Vac
31	CL2 Parada	220 Vac
32	Reset	
33	Reserva	
34	Reserva	
35	Reserva	
36	Reserva	

4.6 Sistema Eléctrico

4.6.1 Sistema Electro Mecánico

Teniendo como referencia los resultados obtenidos para el motor del sistema de izaje mecánico; hallaremos el motor que se adecua más a estas solicitudes, y luego determinaremos el tipo de arranque y conexión a realizar para la operación de las compuertas:

Potencia (P)	= 6 HP
Velocidad (n_s)	= 1200 rpm
Voltaje (v)	= 3Ø - 220 V
Frecuencia (f)	= 60Hz

$$n_s = \frac{120 * f}{p} \text{ rev / min}$$

$$p = \frac{120 * f}{n_s} = \frac{120(60)}{1200}$$

$$\text{Polos (p)} = 6$$

Teniendo estos datos, seleccionamos en la tabla de motores de la marca:

EBERLE (Brasil), el motor: 132S / 6HP / 220V / 60Hz;

Asociación de aparatos para el arranque del motor

Para el armado del circuito de fuerza y de mando, debemos asociar las cuatro funciones de base que debe cumplir una salida motor (Seccionamiento, Protección, contra cortocircuito, protección contra sobrecarga, y conmutación), deben ser aseguradas de tal manera que en los aparatos a asociar se tengan en cuenta la potencia del receptor a comandar, la coordinación de protecciones y la categoría de empleo.

Elegiremos productos de la marca **Telemecanique - Schneider**, los cuales detallaremos, según la coordinación, definidos por la norma IEC 947.

La asociación de las funciones de arranque se hará mediante la asociación de tres productos.

Un guardamotor magnético **GV2-L**, garantizan las funciones de seccionamiento y protección contra cortocircuitos. Un contactor **LCD-D** garantiza la función conmutación. Un relé **LRD** de protección térmica garantiza la protección contra sobrecarga.

En este caso el relé de protección térmica, compensado y diferencial, también tiene la posibilidad de realizar el rearme manual o automático.

La discriminación de falla, sobrecarga, cortocircuito se realiza fácilmente.

Teniendo como valores base: La tensión (Volt.), frecuencia (f), la potencia (P) y corriente nominal I_n del motor, la cual es menor que la potencia empleada (I_e); iremos a la tabla de Coordinación 2 - 220/380VAC; en donde los tres productos a asociar son:

1 Guardamotor: GV2-L22, Calibrado a 25A

2 Contactor: LC1-D25 M7

1 Relé: LRD-22, con ajuste de 16...24A

Se eligen 2 contactores debido a que el circuito contiene una función preensamblada tipo LC2 que comprende 2 contactores LC1 enclavados mecánicamente; los cuales servirán para darle al circuito una marcha directa de avance y retroceso.

Con dichos componentes armaremos nuestro circuito de mando y fuerza. Desarrollados en los planos.

Circuito alimentador para los motores eléctricos

Los conductores que alimentaran a los motores del sistema de izaje de las compuertas, deben tener su capacidad nominal en amperes para alimentar la corriente a plena carga del motor.

Según las tablas de tipo y aplicación de conductores, se ha elegido el aislamiento para un ambiente seco y húmedo, el cual se adaptará a las condiciones ambientales reales. El conductor de cobre electrolítico elegido para la alimentación de los motores será del tipo THW (termoplástico resistente al calor y a la humedad). El cual tiene una temperatura máxima de operación $T_0 = 75^\circ\text{C}$; además se elegirá una temperatura ambiente $T_A = 45^\circ\text{C}$.

El cálculo de la corriente de alimentación (I_A) se considera en base a un 125% de la corriente nominal a plena carga, dado por el fabricante del motor.

$$I_A = 1,25 \times I_n$$

$$I_A = 1,75 \times 17,96$$

$$I_A = 22,45 \text{ A}$$

Tabla 4-44: Ampacidades permisibles de conducción de corriente de conductores aislados tipo THW

Temperatura ambiente 30°C

Temperatura máxima en el conductor 75°C

Calibre del conductor	Sección transversal	3 conductores en el mismo tubo
AWG – MCM	mm ²	Amperios
14	2,08	15
12	3,31	20
10	5,26	30
8	8,37	45

Tabla 4-45: Factores de corrección para temperatura ambiente diferente de 30°C

Temperatura máxima del conductor °C	Temperatura ambiente °C					
	25	30	35	40	45	50
80	1,06	1,00	0,95	0,90	0,84	0,79
75	1,06	1,00	0,94	0,89	0,82	0,76
60	1,07	1,00	0,91	0,82	0,71	0,58

Elección del conductor para un solo motor

De la tabla de ampacidades permisibles de conducción de corriente de conductores aislados.

El tamaño del conductor, se da al cruzar datos de T_O y I_A más cercana a la obtenida.

Considerando el factor de corrección para temperaturas ambientes mayores de 30°C, tenemos $FC = 0,82$ para un conductor AWG N°10; entonces $0,82 \times 30 = 24,6$ A

Se determina por tanto, que se utilizará para un motor: 3 conductores AWG N°10.

Cálculo de la caída de tensión

La caída de tensión a calcularse no debe exceder el 3%, y se comprueba mediante la siguiente formula dada por John Davey y Windy Dankoff donde se

halla el índice de caída de tensión (ICT), como una comprobación para determinar el calibre adecuado del conductor:

$$ICT = \frac{I_A * L}{\%CT * V} * 3,28$$

Donde:

ICT = Índice de caída de tensión

I_A = Corriente de alimentación

L = Longitud del cable

%CT = Porcentaje de caída de tensión, consideraremos 2,75%

V = Tensión de línea

Tabla 4-46: Para la relación ICT - AWG

Calibre AWG	ITC
8	8
10	5
12	3
14	2
16	1

Se evaluará la caída de tensión en el motor mas alejado y el mas cercano al tablero general.

$L_1 = 39,5$ m (distancia al motor más alejado al tablero)

$L_2 = 19,5$ m (distancia al motor más cercano al tablero)

Resolviendo:

Para el motor más alejado al tablero:

$$ICT = \frac{22,45(39,5)}{2,75(220)} * 3,28$$

$$ICT = 4,8$$

Comprobando el resultado en la tabla, podemos comprobar que la caída de tensión será menor al 3%, y que el conductor AWG N°10 es correcto.

Para el motor más cercano al tablero:

$$ICT = \frac{22,45(19,5)}{2,75(220)} * 3,28$$

$$ICT = 2,37$$

Comprobando el resultado en la tabla, podemos comprobar que la caída de tensión será menor al 3%, y que el conductor AWG N°10 es correcto.

4.6.2 Sistema Electro Hidráulico

Teniendo como referencia los resultados obtenidos para el motor del sistema de izaje hidráulico; hallaremos el motor que se adecua más a estas solicitudes, y luego determinaremos el tipo de arranque y conexión a realizar para la operación de una compuerta a la vez:

Potencia (P)	= 1 HP
Velocidad (n_s)	= 1 800 rpm
Voltaje (v)	= 3Ø - 220 V
Frecuencia (f)	= 60 Hz
Polos (p)	= 4

Teniendo estos datos, seleccionamos en la tabla de motores de la marca: EBERLE (Brasil), el motor: **80b / 1HP / 220V / 60Hz.**

Asociación de aparatos para el Arranque del motor

Elegiremos productos de la marca **Telemecanique - Schneider**, los cuales detallaremos, según la coordinación, definidos por la norma IEC 947.

- 1 Guardamotor: GV2-L10, Calibrado a 5A
- 1 Contactor: LC1-D09 M7
- 1 Relé: LRD-10, con ajuste de 4...6A

Para este caso se elige 1 contactor, debido a que el circuito solo permitirá que el motor gire en un solo sentido.

Con dichos componentes armaremos nuestro circuito de mando y fuerza.

Desarrollados en los planos

Circuito alimentador para los motores eléctricos

El conductor elegido para la alimentación de los motores será del tipo THW.

El cálculo de la corriente de alimentación (I_A)

$$I_A = 1,25 * I_n$$

$$I_A = 1,25 \times 4,32$$

$$I_A = 5,4 \text{ A}$$

Elección del conductor para un solo motor

De la tabla de ampacidades permisibles de conducción de corriente de conductores aislados.

El tamaño del conductor, se da al cruzar datos de T_O y I_A más cercana a la obtenida.

Considerando el factor de corrección para temperaturas ambientes mayores de 30°C , tenemos $FC = 0,82$ para un conductor AGW N°14; entonces $0,82 \times 15 = 12,3 \text{ A}$

Se determina por tanto, que se utilizará para un motor: 3 conductores AWG N°14.

Cálculo de la caída de tensión

La caída de tensión a calcularse no debe exceder el 3%, y se comprueba mediante la siguiente fórmula

$$ICT = \frac{I_A * L}{\%CT * V} * 3,28$$

$$ICT = \frac{5,4(5)}{2,75(220)} * 3,28$$

$$ICT = 0,15$$

Comprobando el resultado en la tabla que relaciona AWG y ICT, podemos comprobar que la caída de tensión será menor al 3%, y que el conductor AWG N°14 es correcto.

4.7 Fabricación y Montaje

4.7.1 Plan de Trabajo del Sistema Electro Mecánico

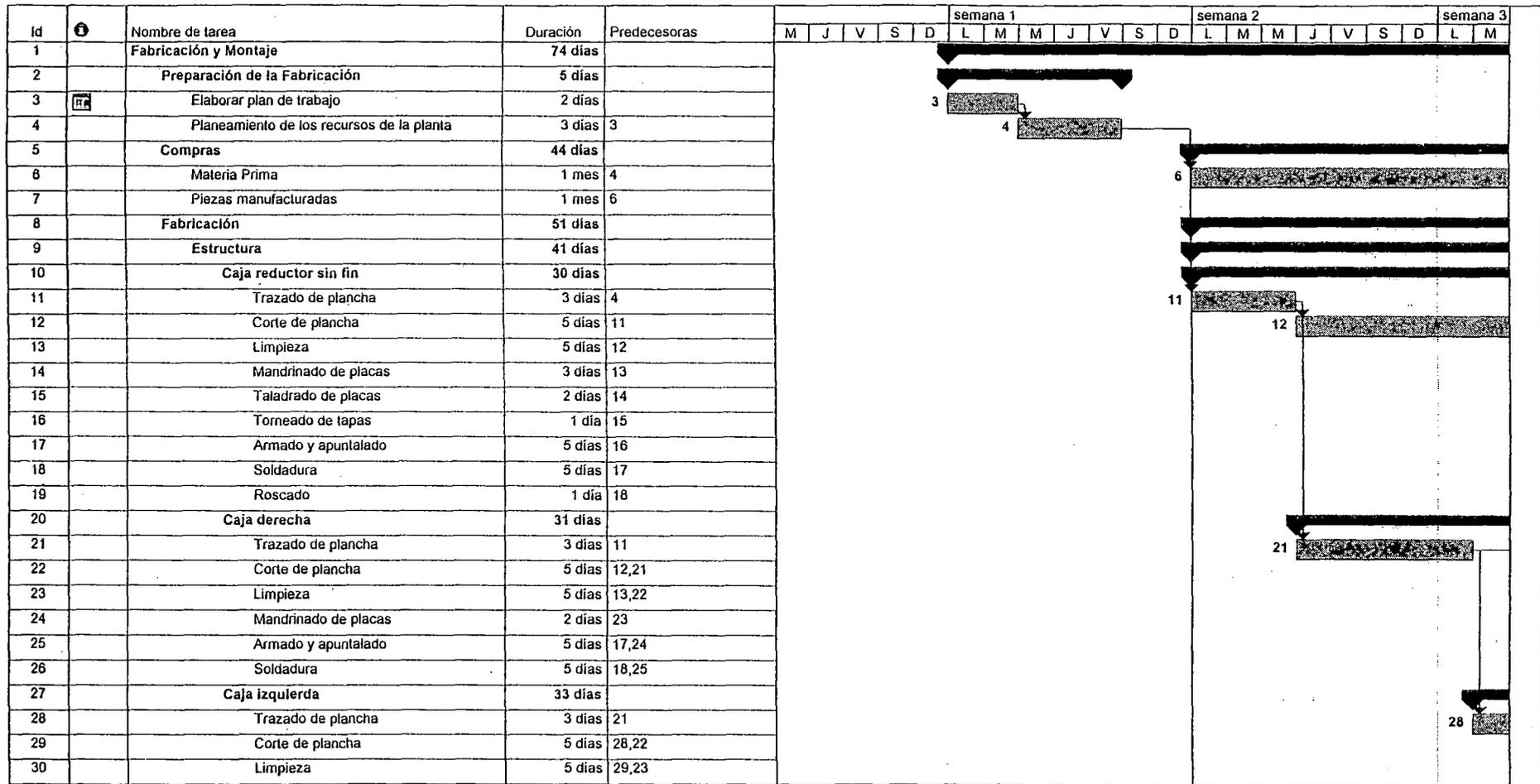


Figura 4-79: Plan de Trabajo de Fabricación y Montaje del Sistema de Izaje Electro-Mecánico
Página 1

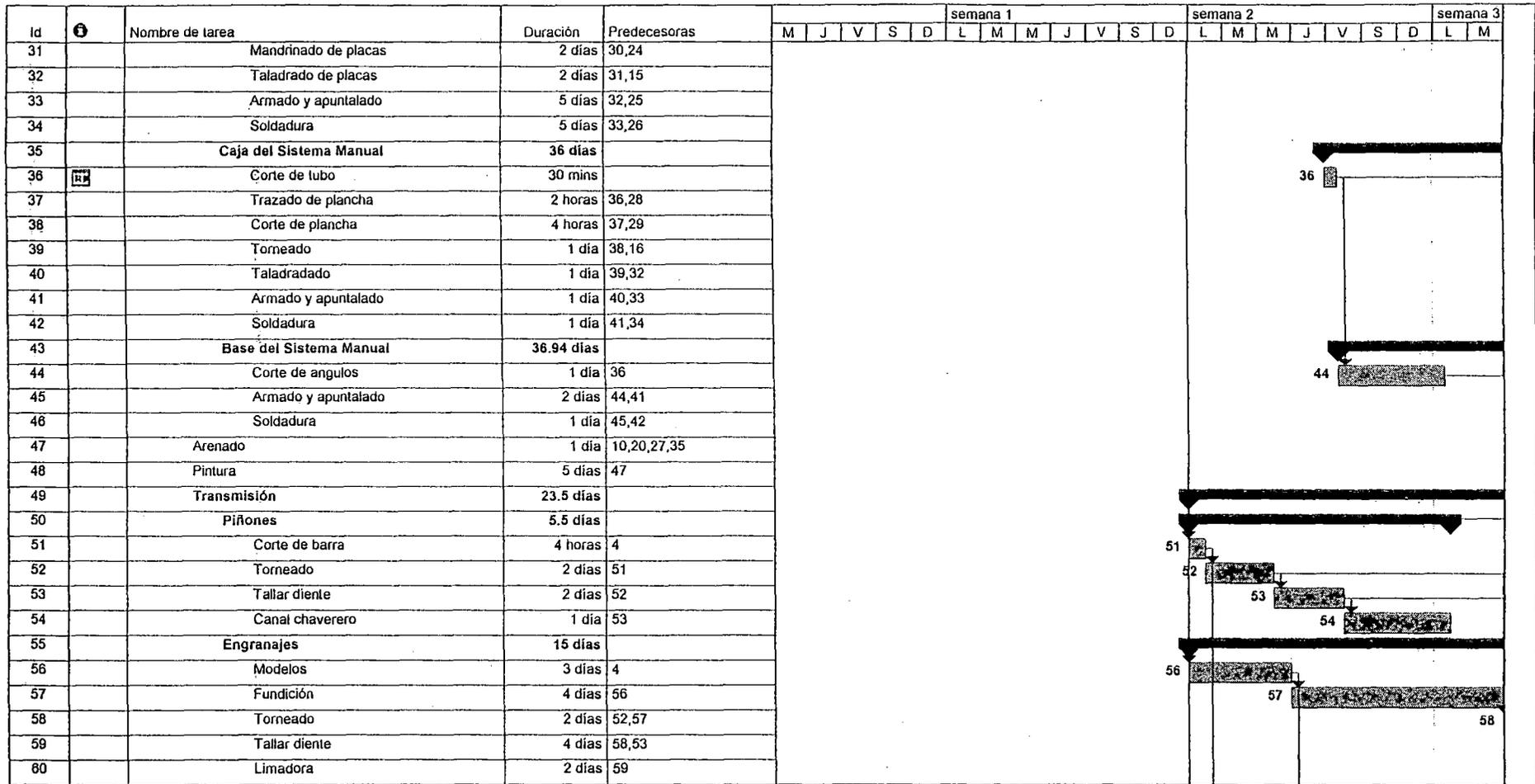


Figura 4-79: Plan de Trabajo de Fabricación y Montaje del Sistema de Izaje Electro-Mecánico
Página 2

Id	Nombre de tarea	Duración	Predecesoras	semana 1					semana 2					semana 3		
				M	J	V	S	D	L	M	M	J	V	S	D	L
91	Rolado	1 día	90,85													
92	Taladrado	1 día	91,81													
93	Armado y apuntalado	4 horas	92,86													
94	Soldadura	4 horas	93,87													
95	Acople de Reductor	17.5 días														
96	Modelo	1 día	76													
97	Fundición	3 días	96,77													
98	Torneado	1 día	97,78													
99	Taladrado	1 día	98,92													
100	Limpieza	4 horas	99,82													
101	Tubo de transmisión	19.75 días														
102	Corte de tubo	1 día	84													
103	Torneado	1 día	98,102													
104	Armado de Transmisión	3 días	50,55,61,65,69,75,83													
105	Armado General	5 días	104,88,95,101,48													
106	Transporte	2 días	105													
107	Montaje	16 días														
108	Sistema 1	4 días	106													
109	Sistema 2	4 días	108													
110	Sistema 3	4 días	109													
111	Sistema 4	4 días	110													
112	Fin	0 días	111													

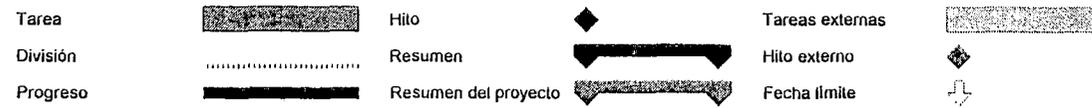
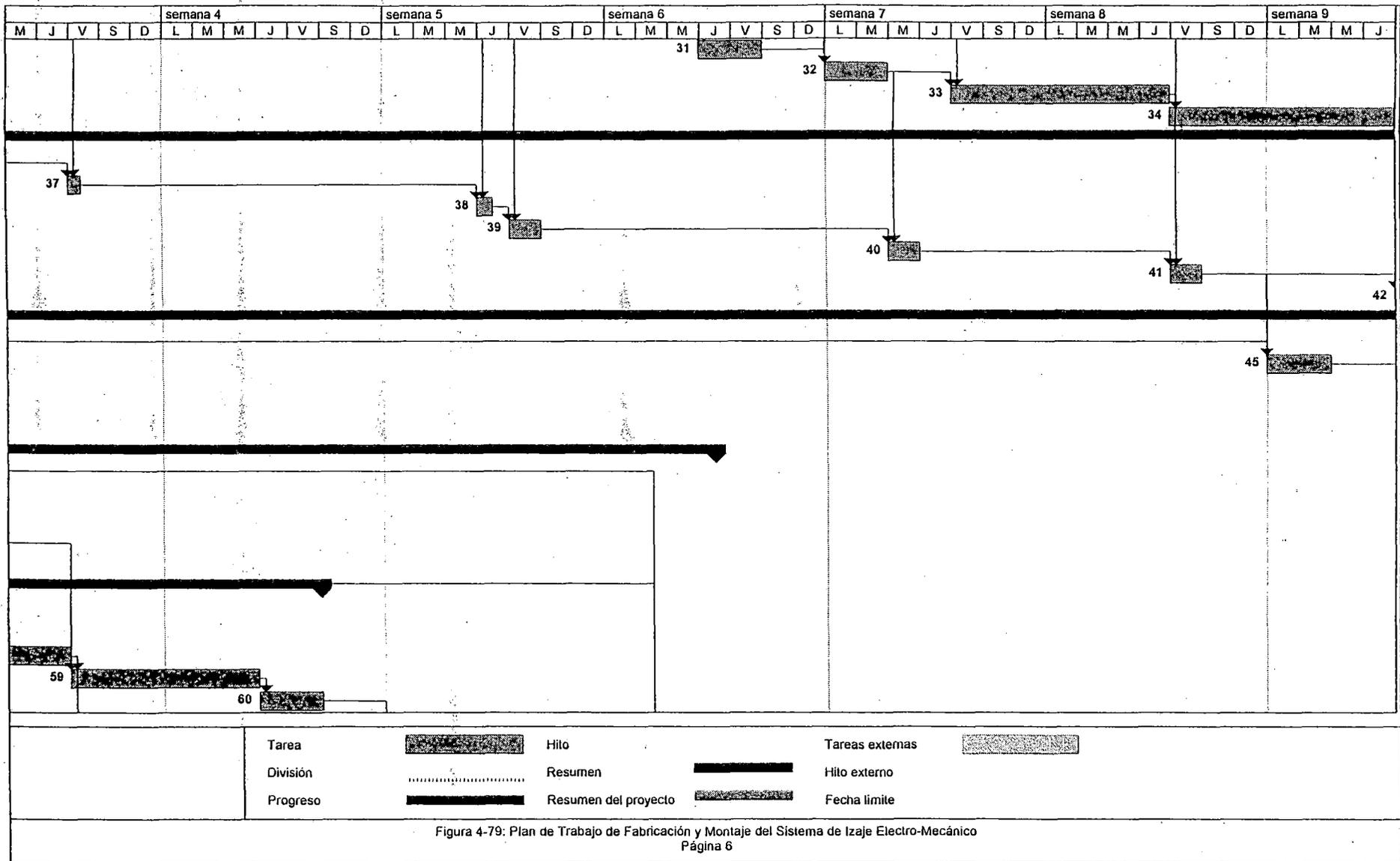


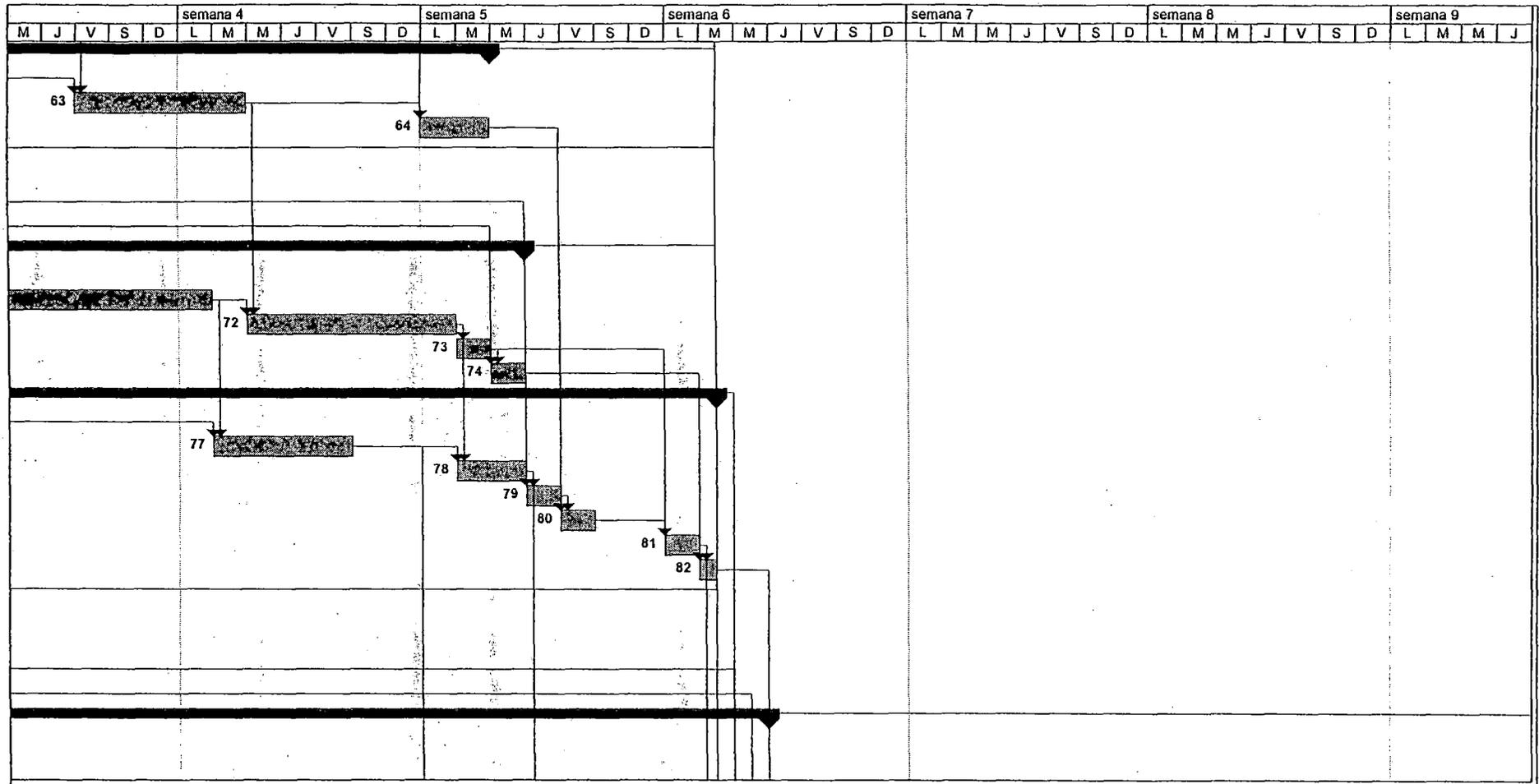
Figura 4-79: Plan de Trabajo de Fabricación y Montaje del Sistema de Izaje Electro-Mecánico
Página 4



Tarea		Hito		Tareas externas	
División		Resumen		Hito externo	
Progreso		Resumen del proyecto		Fecha límite	

Figura 4-79: Plan de Trabajo de Fabricación y Montaje del Sistema de Izaje Electro-Mecánico
Página 5





Tarea		Hito		Tareas externas	
División		Resumen		Hito externo	
Progreso		Resumen del proyecto		Fecha límite	

Figura 4-79: Plan de Trabajo de Fabricación y Montaje del Sistema de Izaje Electro-Mecánico
Página 7

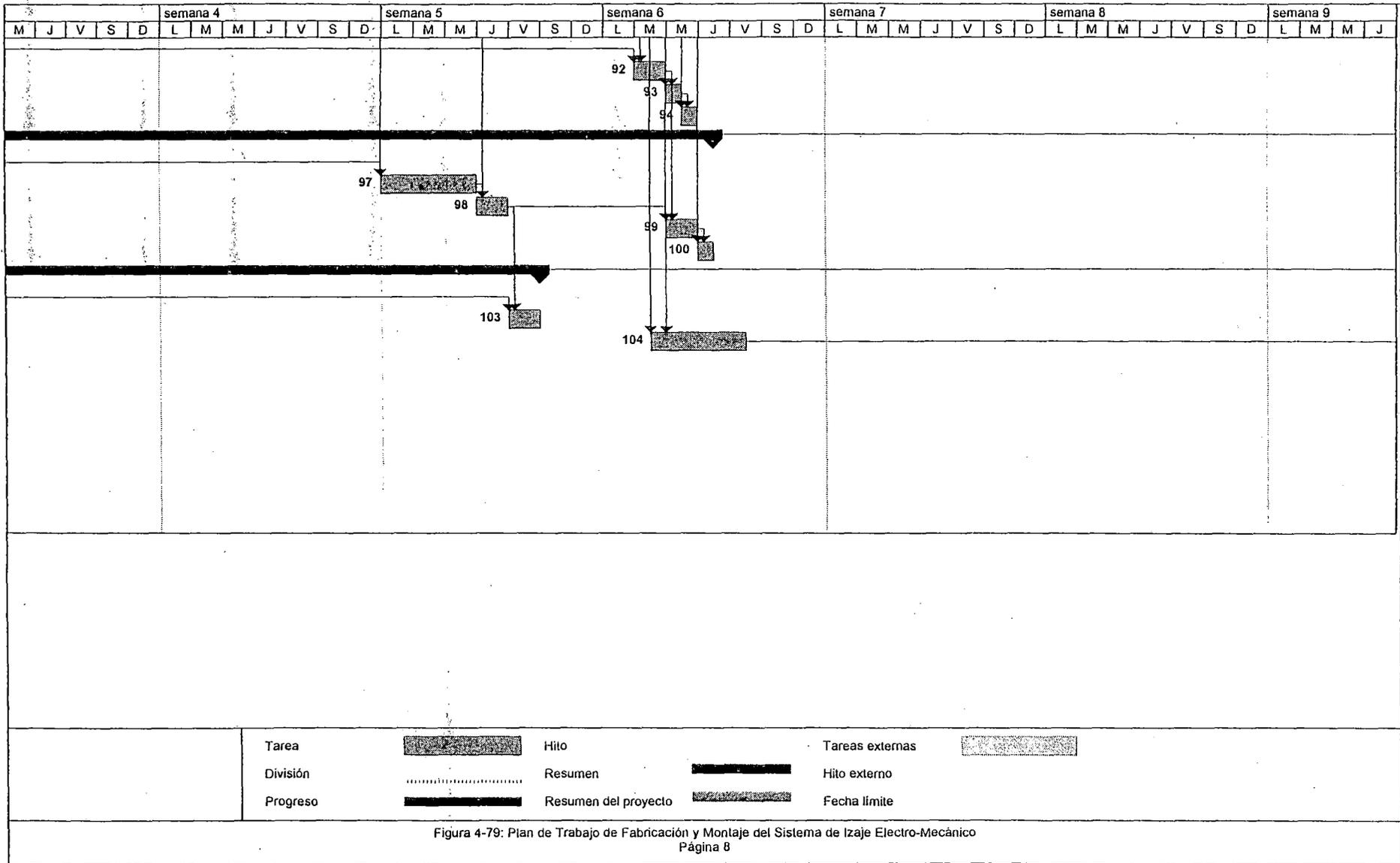
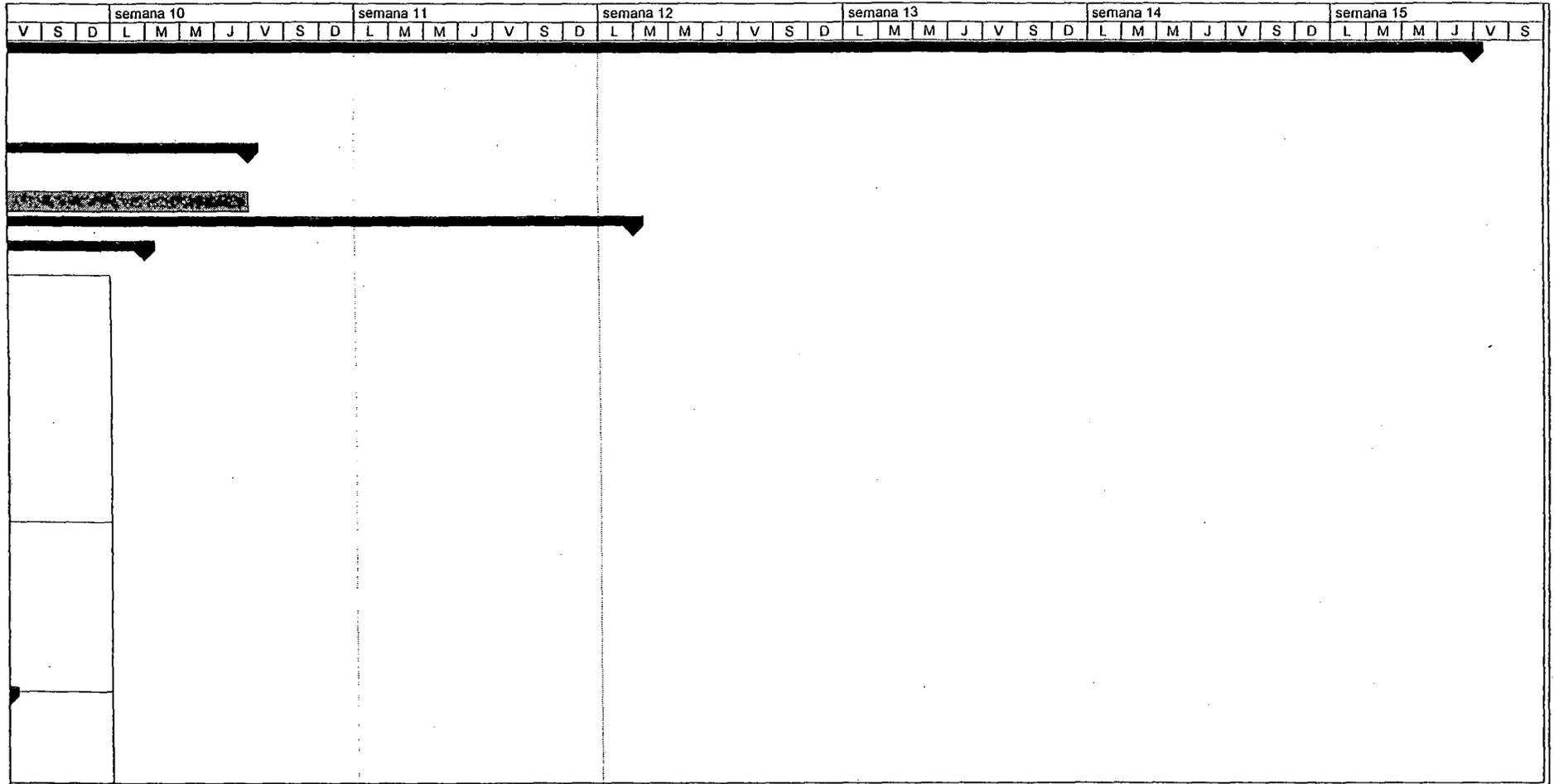
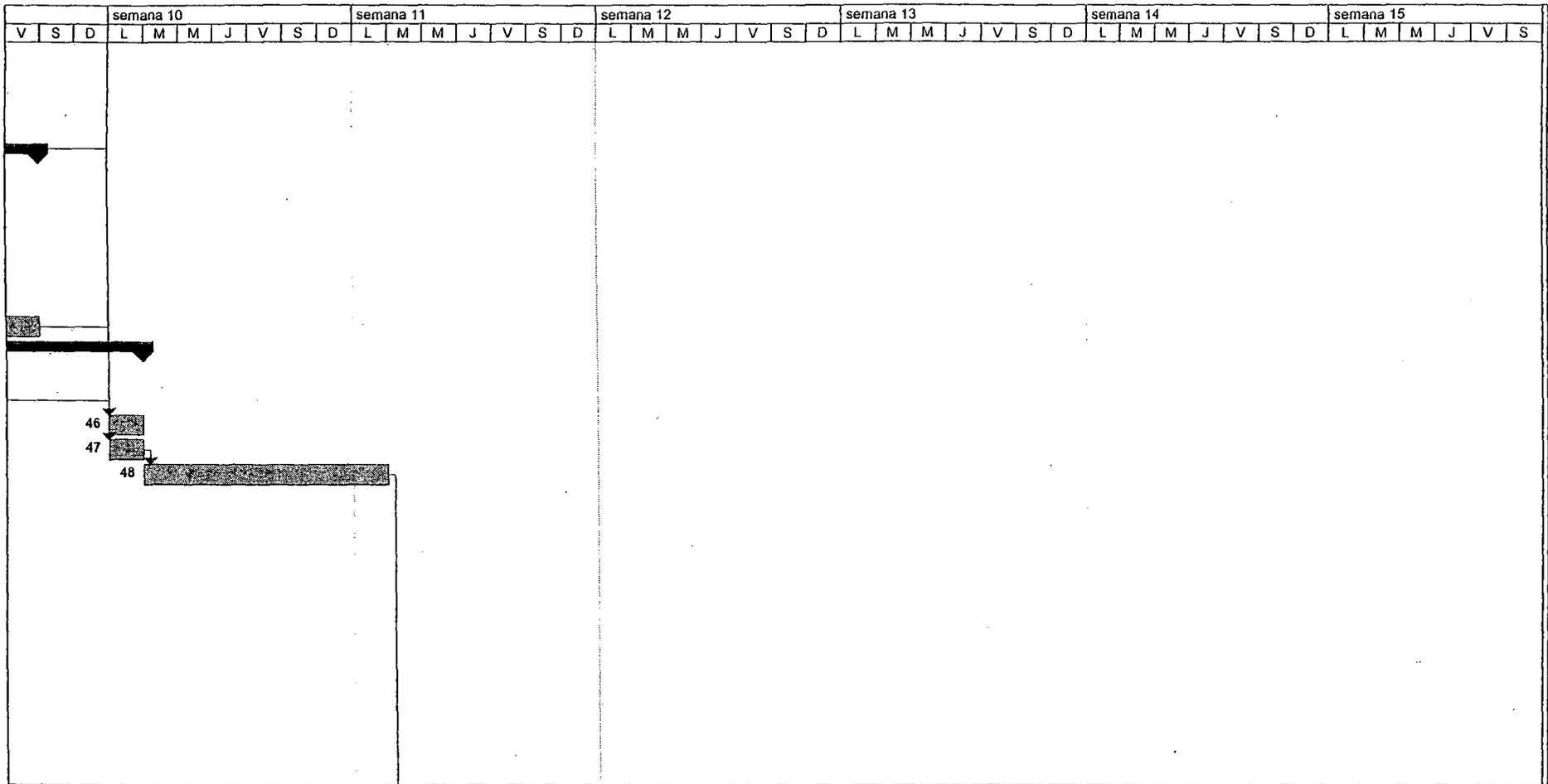


Figura 4-79: Plan de Trabajo de Fabricación y Montaje del Sistema de Izaje Electro-Mecánico
Página 8



Tarea		Hito		Tareas externas	
División		Resumen		Hito externo	
Progreso		Resumen del proyecto		Fecha límite	

Figura 4-79: Plan de Trabajo de Fabricación y Montaje del Sistema de Izaje Electro-Mecánico
Página 9



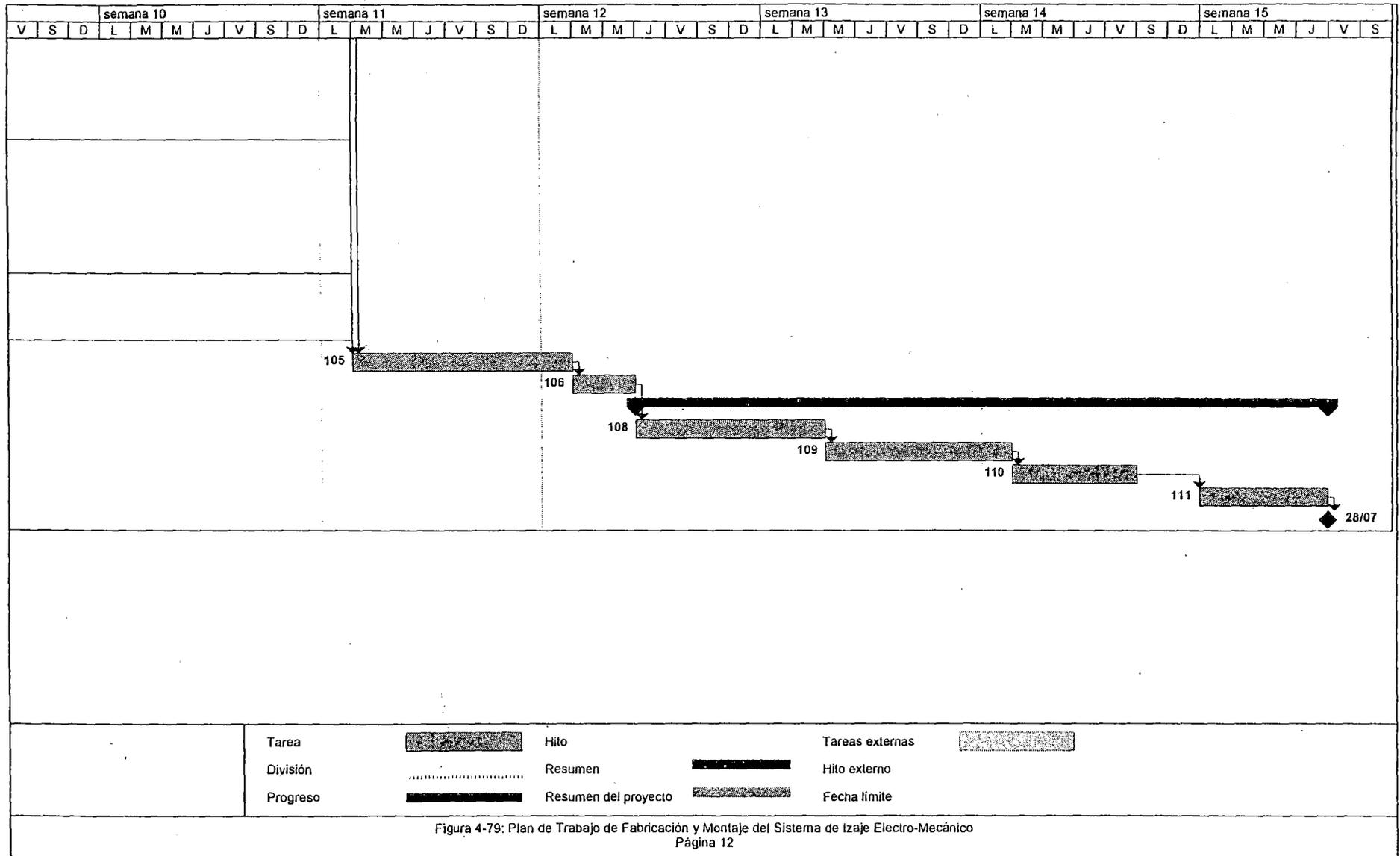
Tarea		Hito		Tareas externas	
División		Resumen		Hilo externo	
Progreso		Resumen del proyecto		Fecha límite	

Figura 4-79: Plan de Trabajo de Fabricación y Montaje del Sistema de Izaje Electro-Mecánico
Página 10

semana 10							semana 11							semana 12							semana 13							semana 14							semana 15									
V	S	D	L	M	M	J	V	S	D	L	M	M	J	V	S	D	L	M	M	J	V	S	D	L	M	M	J	V	S	D	L	M	M	J	V	S	D	L	M	M	J	V	S	D

Tarea		Hito		Tareas externas	
División		Resumen		Hito externo	
Progreso		Resumen del proyecto		Fecha límite	

Figura 4-79: Plan de Trabajo de Fabricación y Montaje del Sistema de Izaje Electro-Mecánico
Página 11



4.7.2 Plan de Trabajo del Dispositivo Adicional del Sistema de Izaje Electro Mecánico

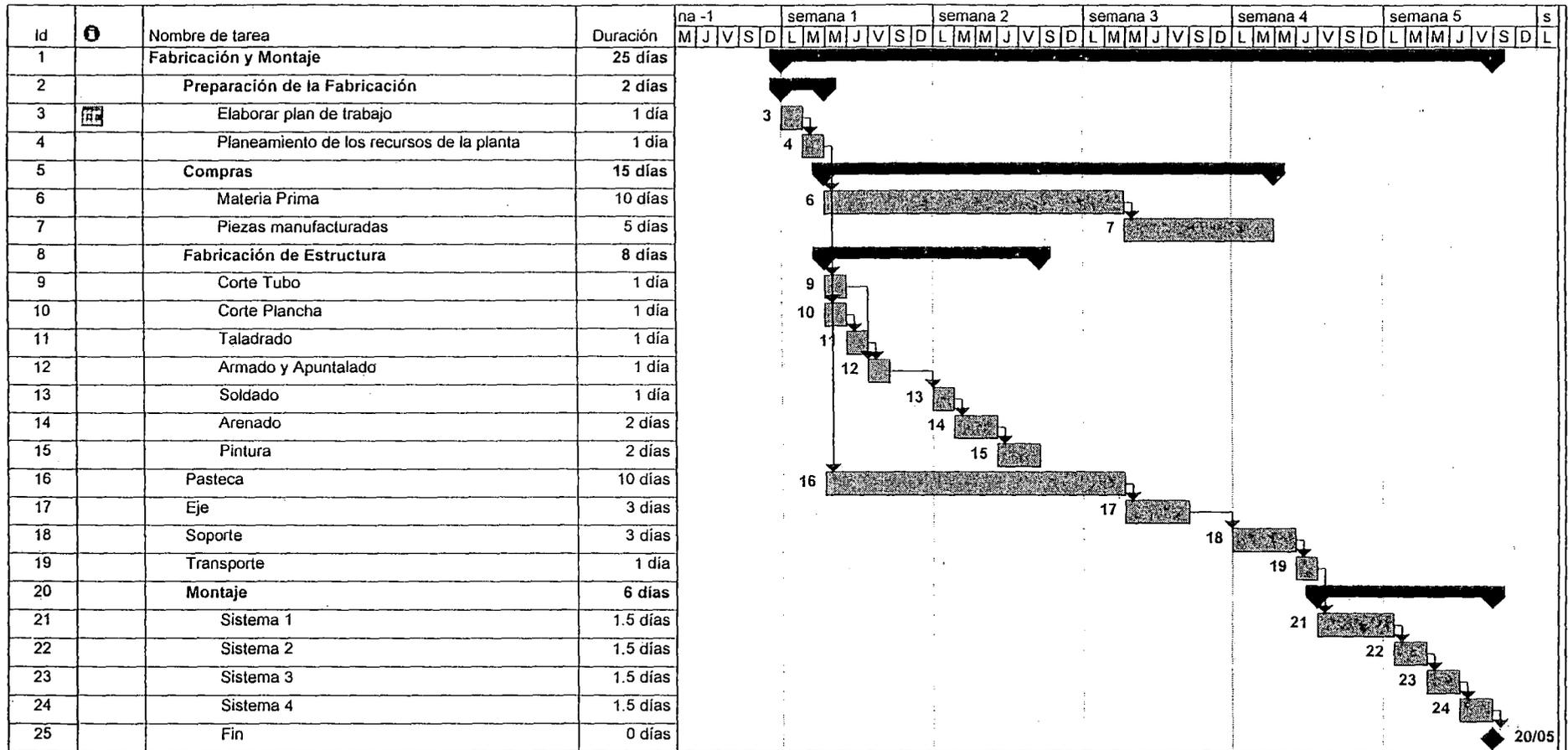


Figura 4-80: Plan de Trabajo de Fabricación y Montaje del Dispositivo Adicional del Sistema de Izaje Electro-Mecánico

4.7.3 Plan de Trabajo del Sistema de Izaje Electro Hidráulico

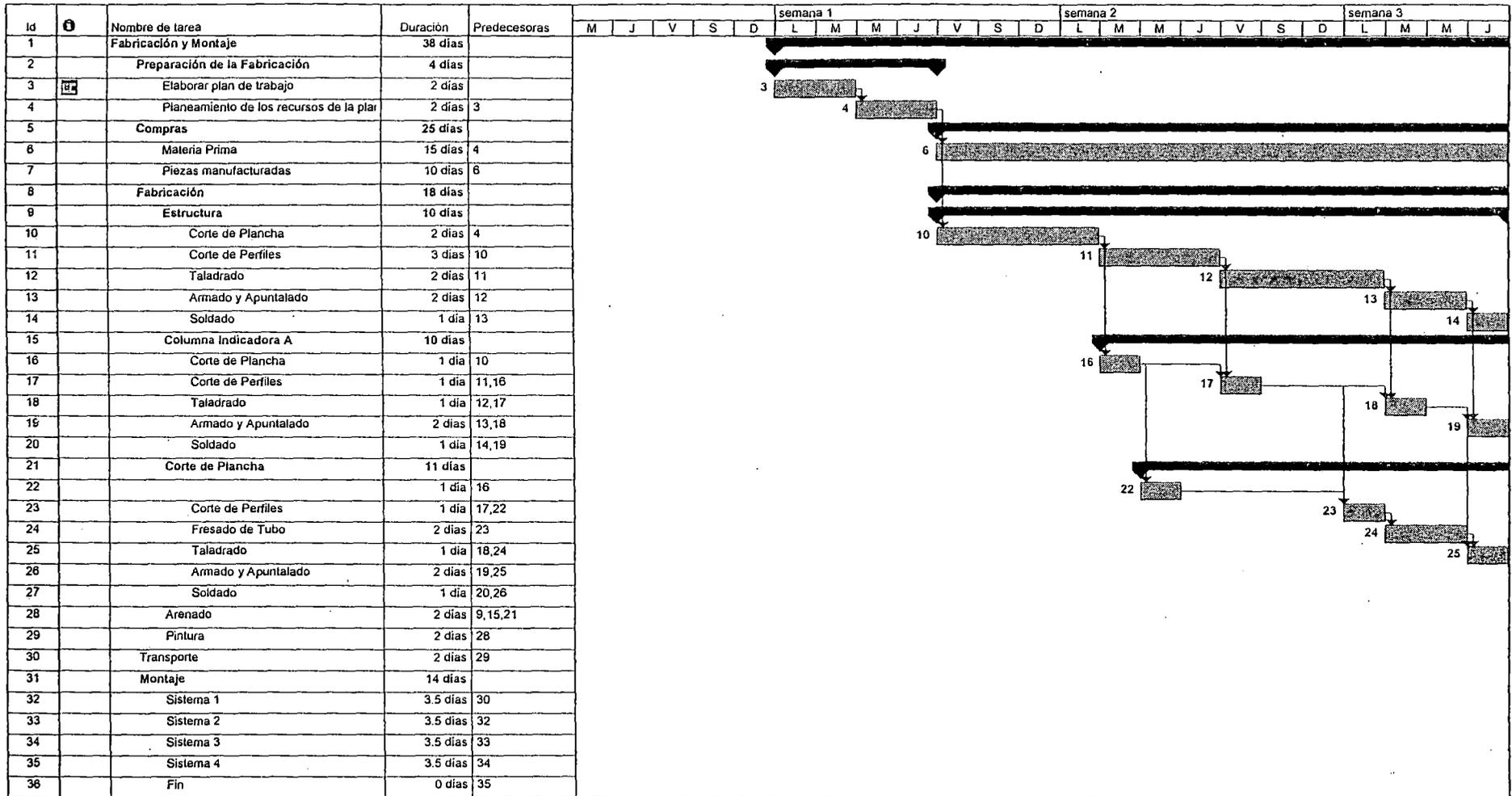
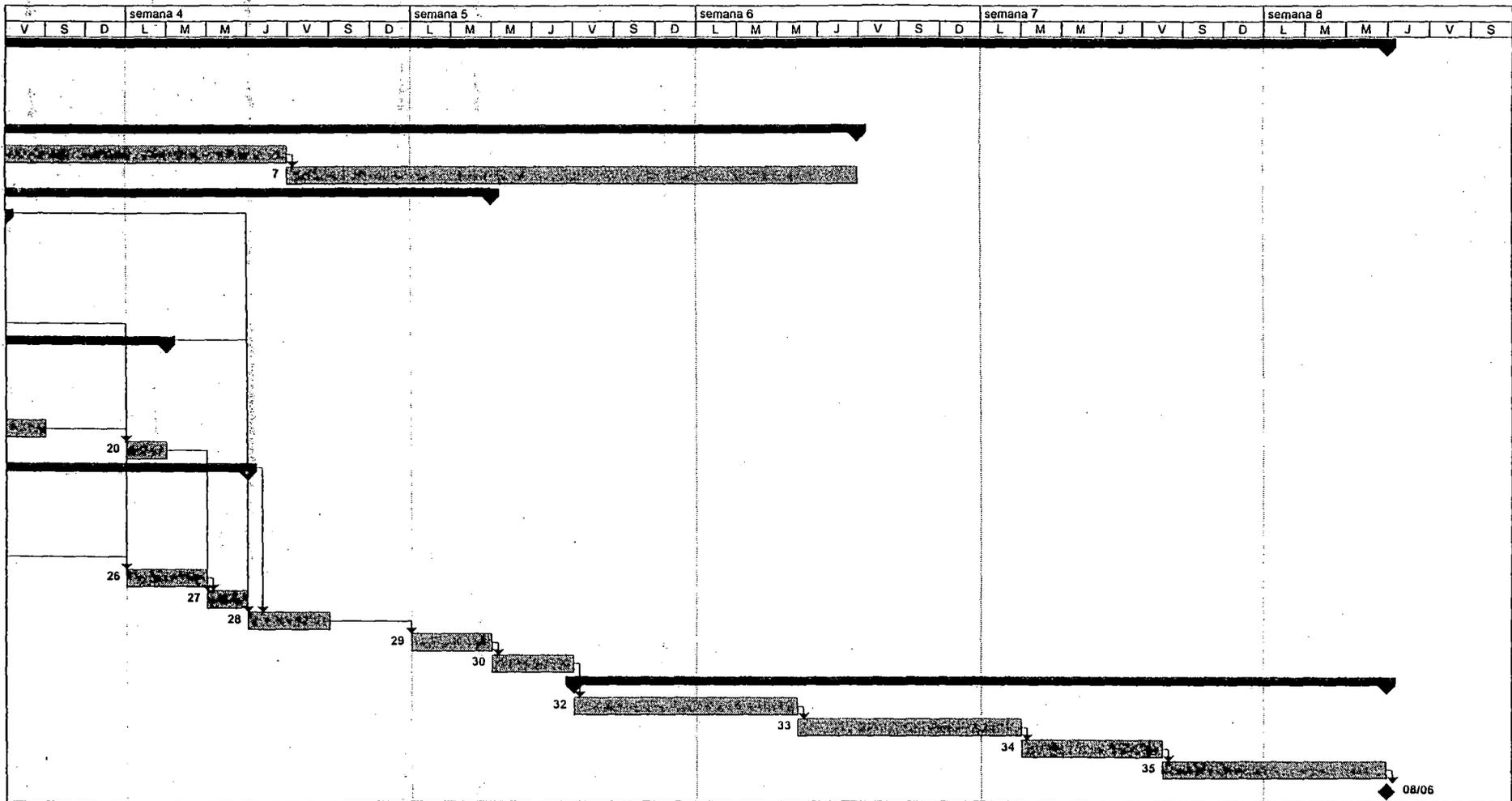


Figura 4-81: Plan de Trabajo de Fabricación y Montaje del Sistema de Izaje Electro-Hidráulico
Página 1



Tarea		Hito		Tareas externas	
División		Resumen		Hito externo	
Progreso		Resumen del proyecto		Fecha limite	

Figura 4-81: Plan de Trabajo de Fabricación y Montaje del Sistema de Izaje Electro-Hidráulico
Página 2

4.8 Operación y Mantenimiento

4.8.1 Operación del Sistema de Izaje Electro Mecánico

Antes de operar bajo esta modalidad se debe de asegurar de desacoplar el Sistema de Operación Manual.

El funcionamiento del circuito de mando permitirá al operador ejercer el control desde dos puntos, el primero ubicado en el tablero de Mando de la caseta y el segundo ubicado a un lado de la caja reductora derecha.

Un indicador de posición (limit switch), limita el movimiento superior e inferior.

Tal como se indico en el sistema eléctrico, este sistema será operado con una compuerta a la vez.

Abertura de una compuerta

Desde el Tablero de Mando

Impulso sobre S3 (REV): La compuerta se desplazará hacia arriba manteniendo pulsado S3 y si se deja de pulsar se detiene según la abertura que se quiera dejar. En la parte superior de la guía habrá un Limit Switch (limitador de carrera), que limitará el ascenso de la compuerta para evitar que se continúe con el ascenso y se dañe el mecanismo

Desde el Mando Local

Impulso sobre **REV**: La compuerta se desplazará hacia arriba manteniendo pulsado REV; se deja de pulsar se detendrá. Si se mantiene pulsado REV, y se pasa del nivel máximo, se desconectará por intermedio del Limit Switch evitando continuar con el ascenso.

Durante el desplazamiento hacia arriba o abajo, se puede detener la marcha y reanudar el desplazamiento en cualquier dirección.

Durante la operación se visualizara una lámpara de iluminación que indicara el funcionamiento del motor.

Para ambos casos de funcionamiento (desde tablero y local); si se quedará pegado S2 ó S3, FOR ó REV; pulsando S1 (STOP) apagará el motor, manteniéndolo presionado.

Cierre de una compuerta

Desde el Tablero de Mando

Impulso sobre **S2** (FOR): La compuerta se desplazará hacia abajo manteniendo pulsado S2. En cuanto se deje de pulsar se detendrá según la abertura que se quiera dejar, el operador observará en cuanto a la compuerta llegue al fondo para soltar el botón inmediatamente, percibirá que los cables queden ligeramente sueltos deberá tener cuidado de soltar prontamente el botón para evitar que los cables queden demasiado sueltos y al momento de

enrollar (subir) el cable se monte fuera del canal del tambor; para lo cual se recomienda la inspección del enrollado del cable en el tambor.

Desde el Mando Local

Impulso sobre **FOR**: La compuerta se desplazará hacia abajo manteniéndose pulsado FOR; si se deja de pulsar se detendrá.

Operación Manual

Para poder operar bajo esta modalidad primero se debe acoplar el Sistema de operación Manual, girando a la izquierda las dos manijas ubicadas debajo de la volante.

La Volante del Sistema de mando manual permite al operador subir la compuerta con un giro de forma horaria, o bajar la compuerta con un giro anti horario, hasta el nivel deseado. La fuerza necesaria a aplicar para lograr el giro de la volante dependerá del nivel del agua. Para esto, el sistema ha sido diseñado de forma tal que solo es necesaria la fuerza promedio de una persona para el giro de la volante cuando el nivel de agua sea el máximo.

El Sistema Autoblocante del Reductor de Tornillo Sinfín, impide el giro espontáneo de la volante.

Tiempo de Operación

a) Tiempo de Operación Manual

Teniendo:

$$N_{tg} = \frac{N_v}{r_t}$$

Donde:

N_{tg} = Velocidad del Eje Sinfín

N_v = Vueltas por minuto del volante (se obtiene experimentalmente)

r_t = Relación de Transmisión

$$N_{tg} = \frac{80}{0,40}$$

$$N_{tg} = 200\text{rpm}$$

Aplicando una regla de tres inversa tenemos:

$$T_{asm} = \frac{n(T_{smo})}{N_{tg}}$$

Donde:

T_{asm} = Tiempo de abertura con el sistema Manual

n = Velocidad máxima del motor

T_{smo} = Tiempo con abertura optimizada

N_{tg} = Velocidad del eje sinfín

$$T_{asm} = \frac{1200(7,16)}{200}$$

$$T_{asm} = 42,95 \text{ min} \approx 43 \text{ min}$$

b) Tiempo de Operación Eléctrica del SIEM

Teniendo:

$$v = 0,558 \text{ m/min} = 0,0093 \text{ m/seg}$$

Y una Abertura de Compuerta = 2300 mm = 2,3 m

Utilizando:

$$e = v (t)$$

Donde:

e = Abertura de la Compuerta

v = Velocidad de Operación

t = Tiempo de Operación

$$2,3 \text{ m} = 0,0093 \text{ m/seg} (t)$$

$$t = 247,31 \text{ seg}$$

$$t = 4,12 \text{ min}$$

c) *Tiempo de Operación Eléctrica del SIEM + DA*

Teniendo:

$$v = 0,558 \text{ m/min} = 0,0093 \text{ m/seg}$$

Y una Abertura de Compuerta = 4000 mm = 4 m

Utilizando:

$$e = v (t)$$

Donde:

e = Abertura de la Compuerta

v = Velocidad de Operación

t = Tiempo de Operación

$$4 \text{ m} = 0,0093 \text{ m/seg} (t)$$

$$t = 430,11 \text{ seg}$$

$$t = 7,16 \text{ min}$$

4.8.2 Operación del Sistema de Izaje Electro-Hidráulico

El funcionamiento del circuito de mando solo permitirá al operador ejercer el control desde el tablero de Mando ubicado en la caseta cerca de la Unidad Hidráulica de Presión (UHP).

La operación eléctrica y electrónica, podrá efectuarse hasta las cuatro compuertas a la vez

Abertura de una compuerta CV1

Antes del inicio de la operación, todos los solenoides (S0, S1, S2 y S3) están desenergizados, encontrándose desactivadas la respectivas electro válvulas: EV1, EV2 y EV3

Dado el comando de abertura, se energiza, el conjunto motobomba, y se deja funcionar en vacío, por un lapso de 15 segundos aproximadamente, luego se da inicio a la operación de abertura energizando electro válvula EV1 (4/3 de dentro en tamden), en su solenoide S1.

El aceite suministrado por el grupo motobomba entra en el circuito a través de FS y B1, retornando al tanque a través de VLP1.

Tras pilotar VLP1, esta descargará aceite para el tanque siempre que la presión de línea supera el valor previamente ajustado.

El aceite bombeado entra al circuito a través de electro válvula EV1, y luego por la válvula de control de flujo VCF1 y VCF2, por sus check internas, y penetra en los cilindros C1 y C2.

El aceite del lado del embolo, retorna al tanque a través de EV2 y luego por EV1, pasando por FR.

La Compuerta inicia la abertura

La Maniobra de abertura es interrumpida automáticamente al alcanzar los niveles de parada programados, desenergizando, consecuentemente, al grupo motobomba y al solenoide S1 de la electro válvula EV1.

Un nuevo comando de abertura debe ser dado para cada parada programada antes de alcanzar la abertura total de la compuerta.

El centro en tandem, impide que continúe la compuerta abierta a cada parada.

Además en caso de avería de la electro válvula, el aceite no retornara a la bomba, gracias a la válvula check VC1.

Cierre de una compuerta CV2

Teniendo ya el conjunto motobomba energizado durante 15 segundos en vacío, se da el comando de cierre de la compuerta, el cual energizara los solenoides S0, S2 y S3, de las electro válvulas EV2, EV1 y EV3 respectivamente.

La compuerta inicia su descenso por gravedad y automáticamente

El aceite del lado del vástago del cilindro C1 y C2 pasa para el lado del embolo a través de VCF1 y VCF2 y de allí a EV3, además el cilindro absorbe al mismo tiempo aceite del tanque por medio de FS, EV1 y EV2.

El aceite bombeado retorna al tanque pasando por EV1 y EV2.

Observación:

El esquema hidráulico dispone de los siguientes elementos de seguridad:

Filtros: Son dotados de una válvula de seguridad que permite la entrada del aceite directamente en el circuito, en caso ocurra un eventual obturación de los mismos. Además se utilizan dos tipos de filtros lo cuales se utilizan como succión y retorno para que ante una eventual suciedad ingresante o saliente en ellos, no retorne al tanque o al sistema, dependiendo cual sea el caso.

Presostatos: Dado el comando de abertura de la compuerta, el presostato puede detectar una eventual falta de presión en el circuito, por medio de PB, por detectar una eventual rotura de tuberías por ejemplo.

Durante una maniobra de abertura, el presostato PA puede detectar una eventual sobrepresión, debido a un eventual problema de abertura por un eventual bloqueo de la compuerta, desenergizando el grupo motobomba.

Operación Manual de una Compuerta CV1

En caso de emergencia (falta de energía), las compuertas pueden ser abiertas o cerradas una por una.

Para la abertura de la compuerta N°1, teniendo las electro válvulas en su estado de reposo, se accionara manualmente el solenoide S1 de la electro válvula EV1. El aceite se introduce al sistema por FS y una bomba manual BM, accionada por una palanca.

Para el cierre, teniendo nuevamente las electro válvulas en reposo, se accionara manualmente los solenoides S2, S0 de las electro válvulas EV1 y EV2 respectivamente.

Para el cierre, se condicionara el uso de EV3, por que para bajar la compuerta será necesario contar con dos personas a la para accionar el sistema. Por lo que puede sugerirse a posterior el uso de una electro válvula operada automáticamente por un rodillo, con accesorio adicional al sistema.

Estas operaciones eventualmente pueden acarrear la entrada de aire en la tubería, siendo necesaria una purga de aire.

Tiempo de Operación

a) Tiempo de Operación Manual

Sabiendo que para elevar 2 cilindros con una bomba eléctrica se necesitan:

$$\begin{aligned} Q &= \text{Caudal para el cilindro con bomba eléctrica} \\ &= 3,2913 \text{ l/min} \quad = 0,870 \text{ GPM} \end{aligned}$$

Utilizando una bomba manual de baja presión PL-1025F ENERPAC:

$$P_{\text{nominal}} = \text{Presión Nominal} = 1305 \text{ psi} = 89,9 \text{ bar}$$

Tenemos que se utilizan:

$$Q_{\text{bm}} = \frac{D_a}{N_b}$$

Donde:

Q_{bm} = Caudal para el cilindro con bomba manual

D_a = Desplazamiento de Aceite por Bombeo

$$= 1,55 \text{ pulg}^3 = 6,71 \times 10^{-3} \text{ gal}$$

N_b = Número de bombeos por minuto de una persona

$$= 30$$

$$Q_{\text{bm}} = \frac{0,00671}{30}$$

$$Q_{bm} = 0,20 \text{GPM}$$

Entonces:

$$T_{sm} = \frac{Q(T_{sh})}{Q_{bm}}$$

Donde:

T_{sm} = Tiempo con el sistema hidráulico manual

Q = Caudal para el cilindro con bomba eléctrica

T_{sh} = Tiempo con el Sistema Electro Hidráulico

Q_{bm} = Caudal para el cilindro con bomba manual

$$T_{sm} = \frac{0,87(7,16)}{0,20}$$

$$T_{sm} = 30,92 \text{min}$$

a) Tiempo de Operación Electro Hidráulica

De:

$$T_{sh} = \frac{H}{v}$$

Donde:

T_{sh} = Tiempo con el Sistema Electro Hidráulico

H = Apertura de compuerta

v = Velocidad de izaje

$$T_{sh} = \frac{4}{0,0093}$$

$$T_{sh} = 7,16 \text{ min}$$

4.8.3 Operación del Sistema de Izaje Electro-Hidráulico, controlado por PLC

Señalización del panel

El Display para el dialogo hombre – máquina, conectado al PLC a través de un cable paralelo conectado al CPU, incorpora un visor LCD de caracteres y teclas que posibilitan las operaciones básicas de edición y visualización de los parámetros. Este conjunto trae, también teclas de función dedicadas, tales como auxilio mantenimiento, y archivo de menú.

Se muestra a continuación las señalizaciones generales de alarma:

Nivel bajo de aceite (nivel bajo en el tanque de la central hidráulica).

Nivel máximo de aceite (nivel crítico en el tanque de la central hidráulica).

Falla de alimentación trifásica (tensión de alta o baja).

Presión alta (presión hidráulica alta en la unidad hidráulica).

Presión baja (presión hidráulica baja en la unidad hidráulica).

Protección eléctrica de cada moto - bomba.

Fuera de operación (fuera de posición de operación).

Las señalizaciones de alarma de las compuertas y bombas aparecen en la forma de mensajes centellantes en el display LCD.

Existen además señalizaciones por señales luminosas individuales, que indican situaciones de falla u operaciones, de manera genérica, cuando el PLC o fuente 24 VDC estén inactivos.

La programación debe considerar las siguientes posibilidades de operación:

Comando de la compuerta con el PLC.

Abertura de las compuertas con PLC activo local o remoto.

Cierre de las compuertas con PLC activo local o remoto.

Recuperación de posición (reset).

4.8.4 Mantenimiento Preventivo

Tabla 4-47 : Régimen de Mantenimiento Preventivo para el Equipamiento de la Bocatoma San Agustín - San Jacinto sin incluir Sistema de Izaje

Tabla 4-48 : Régimen de Mantenimiento Preventivo para el Equipamiento de la Bocatoma San Agustín - San Jacinto con Sistema de Izaje Electro Mecánico

Tabla 4-49 : Régimen de Mantenimiento Preventivo para el Equipamiento de la Bocatoma San Agustín - San Jacinto con Sistema de Izaje Electro Hidráulico con PLC

Tabla 4-47: Régimen de Mantenimiento Preventivo para el Equipamiento de la Bocatoma San Agustín - San Jacinto sin incluir Sistema de Izaje

ITEM	ACTIVIDADES	FRECUENCIA
	INSTALACIONES ELECTRICAS	
1	INSPECCION Y LIMPIEZA DE LOS TABLEROS DE MANDO Y DISTRIBUCION	S
2	VERIFICAR CABLEADO, CAJAS DE PASO Y CONEXIONES	M
3	INSPECCION DE BOTONERAS	M
4	INSPECCION DE LOS LIMIT SWITCH DE TODO EL SISTEMA	M
5	TOMAR LECTURAS PERIODICAS DE VOLTAJE Y AMPERAJE	M
	COMPUERTAS VAGON	
6	LIMPIEZA DE TABLEROS	Q
7	INSPECCION DE LAS OREJAS PARA IZAJE	M
8	REVISAR BOCINAS DE RUEDAS	T
9	VERIFICAR AJUSTE DE PERNOS DE RUEDAS	T
10	VERIFICAR AJUSTE DE PERNOS EN LOS SELLOS	T
11	VERIFICAR AJUSTE DE PERNOS EN LAS RUEDAS	T
12	LIMPIEZA Y LUBRICACION DE SUPERFICIES DE RODADURA	M
13	INSPECCION Y VERIFICACION O RESANES DE SELLOS	T
14	RESANAR PINTURA DE ESTRUCTURA DE COMPUERTAS	A
	COMPUERTAS DESLIZANTES Y DE LIMPIA	
15	LIMPIEZA DE ESTRUCTURA EXTERNA	M
16	LIMPIEZA DEL PEDESTAL Y VOLANTE	M
17	LIMPIEZA Y LAVADO DEL VASTAGO	T
18	ENGRASE DEL EJE VASTAGO	T
19	LIMPIEZA DE ESTRUCTURA EXTERNA	Q
20	LIMPIAR SELLOS DE NEOPRENO	M
21	LIMPIAR GUIAS	D
22	CAMBIAR ARANDELA DE BRONCE	A
23	RESANAR DETERIORO DE PINTURA	A
	REJAS	
24	LIMPIEZA	D
25	RESANE DE DETERIORO DE PINTURA	T
	GRUPO ELECTROGENO	
26	REALIZAR LIMPIEZA	M
27	REVISAR SISTEMA ELECTRICO	M
28	REVISAR FUNCIONAMIENTO	M
29	VERIFICAR ESTADO DEL ACEITE	M
	LIMNIGRAFO	
30	LIMPIEZA DE LIMNIGRAFO	M
31	CAMBIAR HOJA DE LIMNIGRAFO	A

D= Diario; S= Semanal; Q= Quincenal; M= Mensual; T= Trimestral; SM= Semestral; A= Anual

Tabla 4-48: Régimen de Mantenimiento Preventivo para el Equipamiento de la Bocatoma San Agustín - San Jacinto con Sistema de Izaje Electro Mecánico

ITEM	ACTIVIDADES	FRECUENCIA
	SISTEMA DE IZAJE ELECTRO MECANICO DE COMPUERTAS VAGON	
1	LIMPIEZA Y LAVADO EXTERNO DE LAS CAJAS DE TRANSMISION	Q
2	LIMPIEZA Y LAVADO DE EJES DE TRANSMISION Y ACOPLAMIENTOS	Q
3	ELIMINACION DE FUGAS DE ACEITE DE LOS REDUCTORES DE VELOCIDAD	M
4	LIMPIEZA Y LAVADO DE LAS CAJAS DE LOS REDUCTORES DE TORNILLO SINFIN	M
5	ENGRASE CON LUBRICANTE PROTECTOR PARTES NO PINTADAS	M
6	REVISAR AJUSTE DE LOS PERNOS DE ACOPLAMIENTOS	T
7	REVISION DEL ACEITE DEL REDUCTOR DE REDUCTORES DE TORNILLO SIN FIN	M
8	CAMBIO DE ACEITE A REDUCTOR DE TORNILLO SIN FIN	SM
9	INSPECCION DE LOS RODAMIENTOS DE LAS CAJAS REDUCTORAS	T
10	RELLENAR CON GRASA RODAMIENTOS DE LOS SOPORTES DE PARED	T
11	CAMBIO DE GRASA DE LOS RODAMIENTOS DE CHUMACERAS	A
12	VERIFICAR ESTADO DE SELLOS DE CHUMACERAS	SM
13	VERIFICAR ANILLOS DE RETENCION AXIAL EN EJES	M
14	LIMPIEZA DE VOLANTE Y EJE DE SISTEMA MANUAL	M
15	LIMPIAR Y LUBRICAR ENGRANAJES DE LAS CAJAS REDUCTORAS	Q
16	VERIFICACION DE OPERACION DEL SISTEMA MANUAL	M
17	LIMPIEZA Y ENGRASE DEL SISTEMA MANUAL	M
18	VERIFICAR ESTADO DE LAS PISTAS DEL TAMBOR	M
19	LIMPIAR Y ENGRASAR LAS PISTAS DEL TAMBOR	M
20	VERIFICAR EL ENROLLAMIENTO DE LOS CABLES EN EL TAMBOR	D
21	INSPECCION DE BOTONES TERMINALES DE CABLES EN TAMBOR	T
22	VERIFICAR AJUSTE DE PERNOS DEL BUJE DEL TAMBOR	T
23	VERIFICAR ESTADO DEL CABLE	M
24	LIMPIAR Y ENGRASAR CABLE	M
25	VERIFICAR AJUTE DE LOS PERNOS DE LAS GRAPAS PARA CABLES	M
26	INSPECCION DE GUARDACABOS PARA CABLES	M
27	INSPECCION DE TERMINALES PARA COMPUERTA	M
28	VERIFICAR AJUSTE DE PERNOS EN PLACA SEPARADORA - TEMPLADOR / ESTROBO	M
29	LIMPIEZA DE TEMPLADOR	M
30	VERIFICAR AJUSTE DE PERNOS COMPUERTA - TEMPLADOR / ESTROBO	T
31	VERIFICAR AJUSTE DE PERNOS DE ANCLAJE	T
32	RESANAR PINTURA DE ESTRUCTURA DEL SISTEMA	A
33	LIMPIEZA DEL MOTOR ELECTRICO	M
	DISPOSITIVO ADICIONAL DEL SISTEMA DE IZAJE ELECTRO MECANICO	
34	LIMPIEZA Y LAVADO EXTERNO DE LA ESTRUCTURA	Q
35	VERIFICAR AJUSTE DE PERNOS DE ANCLAJE	T
36	VERIFICAR ENGANCHE DE PASADOR	M
37	VERIFICAR AJUSTE DE PERNOS DE DE LA PASTECA	T
38	VERIFICAR ANILLOS DE RETENCION AXIAL	M
39	LUBRICAR RODAMIENTOS	T
40	VERIFICAR POSIBLES FUGAS DE GRASA	M
41	LIMPIEZA Y ENGRASE DE PASTECAS Y EJE SUPERIOR	Q
42	RESANAR PINTURA DE ESTRUCTURA	A

D= Diario; S= Semanal; Q= Quincenal; M= Mensual; T= Trimestral; SM= Semestral; A= Anual

Tabla 4-49: Régimen de Mantenimiento Preventivo para el Equipamiento de la Bocatoma San Agustín - San Jacinto con Sistema de Izaje Electro Hidraulico con PLC

ITEM	ACTIVIDADES	FRECUENCIA
	SISTEMA DE IZAJE ELECTRO HIDRAULICO DE COMPUERTAS VAGON	
1	LIMPIAR Y LAVAR LA ESTRUCTURA	Q
2	VERIFICAR NIVEL DE ACEITE	D
3	CAMBIO DE FILTROS	T
4	CAMBIO DE RETENES PARA CILINDROS	A
5	CAMBIO DE ACEITE DE LA UNIDAD HIDRAULICA	A
6	COMPROBAR PRESIONES DE TODO EL SISTEMA HIDRAULICO	M
7	VERIFICAR FUGAS EN TODO EL CIRCUITO	M
8	LIMPIEZA DE CONEXIONES EN ELECTRO VALVULAS	M
9	VERIFICAR LA EXISTENCIA DE POSIBLES VIBRACIONES EN LA RED O GOLPES DE ARIETE	M
10	VERIFICAR UNIONES DE TUBERIAS	M
11	VERIFICAR LLEGADA DEL LUBRINATE A LOS PUNTOS DE DESTINO	M
12	LIMPIEZA EXTERIOR DE MOTORES ELECTRICOS	M
13	INSPECCIONAR EL ESTADO DE LOS VENTILADORES	M
14	OBSERVAR RUIDOS O CALENTAMIENTOS EXCEIVOS EN LA BOMBA Y MOTORES E.	M
15	INSPECCIONAR EL ESTADO DE LOS INSTRUMENTOS REGULARES Y DE MEDICION	M
16	RESANAR PINTURA DE LA UNIDAD HIDRAULCA Y ESTRUCTURA	A
17	VERIFICAR ESTADO DE LOS VASTAGOS	M
18	VERIFICAR AJUSTE DE PERNOS EN LA ESTRUCTURA	T
19	LIMPIEZA Y LAVADO DE CILINDROS HIDRAULICOS	Q
20	CAMBIO DE GRASA DE LOS RODAMIENTOS DE CHUMACERAS	A
21	VERIFICAR ESTADO DE SELLOS DE CHUMACERAS	SM
22	ENGRASE CON LUBRICANTE PROTECTOR PARTES NO PINTADAS	M
	PLC	
23	LIMPIEZA E INSPECCION DE SENSORES	Q
24	LIMPIEZA DE DISPLAY	Q
25	LIMPIEZA DE ENCODERS	Q
26	LIMPIEZA DE ENTRADAS Y SALIDAS DEL PLC	Q
27	VERIFICAR CABLEADO Y CONEXIONES	M
28	VERIFICAR ESTADO DE CONVERTIDORES DE FRECUENCIA - TENSION	M
29	VERIFICAR ESTADO DE FUENTE DE ALIMENTACION	M
30	COMPROBACION DEL SISTEMA DE ALARMAS	M
31	COMPROBACION DE LA PROGRAMACION	M
	SISTEMA DE TRANSMISION DE COMPUERTAS DESLIZANTES	
32	LIMPIEZA Y ENGRASE DE ENGRANAJES	M
33	VERIFICAR ENGRASE DE LOS REDUCTORES	M
34	CAMBIAR LUBRICANTE A REDUCTORES	A
35	LIMPIEZA EXTERIOR DE MOTORES ELECTRICOS	M
36	INSPECCIONAR EL ESTADO DE LOS VENTILADORES	M

D= Diario; S= Semanal; Q= Quincenal; M= Mensual; T= Trimestral; SM= Semestral; A= Anual

Capítulo 5

Análisis Económico

A fin de realizar un análisis de los costos involucrados en las etapas del proyecto, en primer lugar obtendremos los costos de la demanda de energía para los motores de cada sistema, y luego realizaremos un análisis económico de cada sistema de izaje para su fabricación y montaje.

5.1 Costo de la Energía

Sistema de Izaje electro mecánico

Costo de la energía - Motores

El costo de la energía se evaluará para un solo motor, teniendo en cuenta que se utilizan motores de alto rendimiento; y considerando los siguientes parámetros:

Potencia del motor = 6 HP

Eficiencia de un motor de alto rendimiento = 92,4%

Horas de operación al día = 4 aprox.

Días de operación en un mes = 30 aprox.

Meses al año de operación de las compuertas = 6 aprox.

Costo de energía en kWh = S/. 0,35 ≈ US\$ 0,11 (*)

(*) Costo del kWh en tarifa BT4 (EDELNOR) a enero de 2005.

$$\frac{6\text{HP}}{0,924} (0,736) (4)(30)(6)(0,11) = 378,51 \text{ US\$ al año}$$

Si consideramos la operación de los 4 motores a la vez.

$$4 (378,51) = 1 514,06 \text{ US\$ al año.}$$

0,52 US\$ por hora (un motor).

2,10 US\$ por hora (cuatro motores).

Sistema de izaje electro hidráulico

Costo de la energía - Motores

El costo de la energía se evaluará para un solo motor, teniendo en cuenta que se utilizan motores de alto rendimiento; y considerando los siguientes parámetros:

Potencia del motor = 1 HP

Eficiencia de un motor de alto rendimiento = 92,4%

Horas de operación al día = 4 aprox.

Días de operación en un mes = 30 aprox.

Meses al año de operación de las compuertas = 6 aprox.

Costo de energía en kWh = 0.11 US\$

$$\frac{1\text{HP}}{0,924} (0,736)(4)(30) (6)(0,11) = 63,09 \text{ US\$ al año}$$

Si consideramos la operación de los 4 motores a la vez.

$$4 (63,09) = 252,34 \text{ US\$ al año}$$

0,09 US\$ por hora (un motor).

0,35 US\$ por hora (cuatro motores).

5.2 Costos de Diseño, Fabricación y Montaje

Tabla 5-1: Resultados Generales

Sistema de Izaje Electro Mecánico

Tabla 5-2: Resumen General de Costos

Tabla 5-3: Análisis Unitario de Costos: Estructura

Tabla 5-4: Análisis Unitario de Costos: Montaje

Dispositivo Adicional al Sistema de Izaje Electro Mecánico

Tabla 5-5: Resumen General de Costos

Tabla 5-6: Análisis Unitario de Costos: Estructura

Tabla 5-7: Análisis Unitario de Costos: Montaje

Sistema de Izaje Electro Hidráulico

Tabla 5-8: Resumen General de Costos

Tabla 5-9: Análisis Unitario de Costos: Estructura

Tabla 5-10: Análisis Unitario de Costos: Montaje

Sistema de Izaje Electro Hidráulico - Adaptación con PLC

Tabla 5-11: Resumen General de Costos

Tabla 5-12: Análisis Unitario de Costos: Montaje

Tabla 5-13: Equipos para Fabricación del Sistema de Izaje Electro Mecánico

Tabla 5-14: Equipos para Fabricación del Dispositivo Adicional al Sistema de Izaje Electro Mecánico

Tabla 5-15: Precio de la Materia Prima

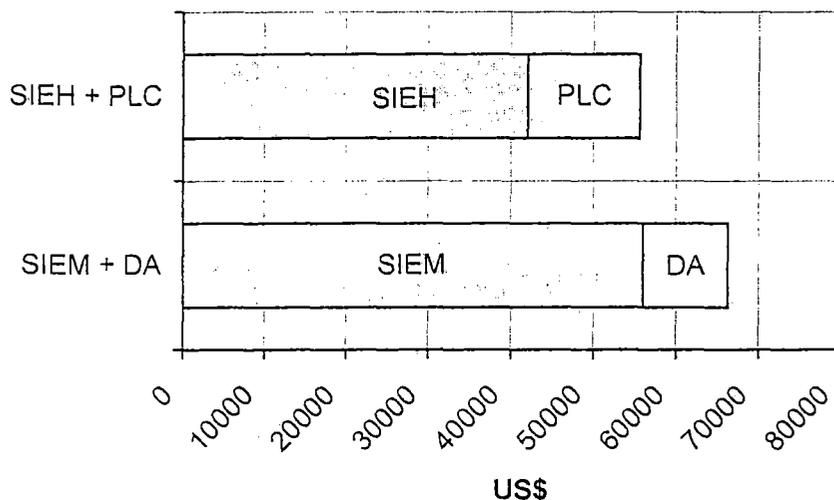
Tabla 5-1: Resultados Generales de Costos

Fecha: Febrero 2005

DESCRIPCION	CANTIDAD	V.V. UNIT US\$	V. VENTA US\$
Compuerta vagón (CV)	4	7500,00	30000,00
Compuerta deslizante (CD)	5	1477,50	7387,50
CV + CD		8977,50	37387,50
Sistema de izaje electro mecánico (SIEM)	4	14945,33	56001,34
Dispositivo adicional (DA)	4	2957,60	10282,41
SIEM + DA		17902,94	66283,75
Sistema de izaje electro hidráulico (SIEH)	4	11141,00	42007,98
Adicional adaptación PLC Integral		-	13634,50
SIEH + PLC			55642,48

Total sistema integrado electro mecánico inicial	93388,84
Total sistema integrado electro mecánico optimizado	103671,25
Total sistema integrado electro hidráulico	79395,48
Total sistema integrado electro hidráulico con PLC	93029,98

Figura 5-1: Comparación de Costos
Sistema de Izaje Mecánico - Hidráulico



Sistema de Izaje Electro Mecánico

Tabla 5-2: Resumen General de Costos

ITEM	DESCRIPCION	CANT.	P. TOTAL kg	V.V. UNIT US\$	V.VENTA US\$
1	INGENIERIA DE DETALLE DISEÑO	1	1260,00	1260,00
2	FABRICACION ESTRUCTURA	1	1148,41	13022,71	13022,71
3	TRANSPORTE CAMIONETA (OPERACIONES) CAPACIDAD 2TM CAMION DE 6 m - CAPACIDAD 7TM	1 1	50,00 100,00	50,00 100,00
4	MONTAJE EN OBRA	1	512,63	512,63
VALOR TOTAL NETO PARA UNA COMPUERTA				US\$	14945,33
IGV 19%				US\$	2839,61
VALOR VENTA TOTAL PARA UNA COMPUERTA				US\$	17784,95
VALOR TOTAL NETO PARA CUATRO COMPUERTAS				US\$	56001,34
IGV 19%				US\$	10640,25
VALOR VENTA TOTAL PARA LAS CUATRO COMPUERTAS				US\$	66641,59

Sistema de Izaje Electro Mecánico

Tabla 5-3: Análisis Unitario de Costos: Estructura (Materiales)

ITEM	DESCRIPCION	CANT.	MASA kg	P. MAT. US\$/kg	P. UNIT. US\$	P. TOTAL US\$
MATERIALES						
PIÑON N° 1						
1	AISI 1045 Ø 112,00 X 75,00	1	5,82	2,30	13,37	13,37
PIÑON N° 3						
2	AISI 1045 Ø 120,00 X 80,00	1	7,12	2,30	16,38	16,38
PIÑON N° 5						
3	AISI 1045 Ø 144,00 X 105,00	2	13,46	2,30	30,95	61,91
PIÑON CONICO						
4	AISI 1045 Ø 99,00 X 50,00	1	3,03	2,30	6,97	6,97
RUEDA CONICA						
5	AISI 1045 Ø 180,00 X 45,00	1	9,01	2,65	23,88	23,88
ENGRANE N° 2						
6	ASTM A536-84 Ø 372,00 X 82,00	1	35,07	2,60	91,18	91,18
ENGRANE N° 4						
7	ASTM A536-84 Ø 400,00 X 82,00	1	40,55	2,60	105,42	105,42
ENGRANE N° 6						
8	ASTM A536-84 Ø 474,00 X 120,00	2	83,32	2,60	216,64	433,29
CORONA						
9	SAE 64 Ø 321,00 X 47,00	1	17,04	10,00	170,40	170,40
10	ASTM A36 Ø 260,00 X 25,40	1	10,61	0,91	9,61	9,61
11	AISI1020 Ø 110,00 X 90,00	1	6,73	0,91	6,15	6,15
EJE MOTRIZ						
12	AISI 1045 Ø 64,00 X 490,00	1	12,41	1,60	19,85	19,85
13	CHAVETA 5/8" - AISI 1045 15,88 X 12,00 X 70,00	1	0,10	1,90	0,20	0,20
EJE INTERMEDIO						
14	Ø60 X 375 AISI 1045 Ø 60,00 X 375,00	1	8,34	1,60	13,35	13,35
15	CHAVETA 5/8" - AISI 1045 15,88 X 12,00 X 152,00	1	0,23	1,90	0,43	0,43
EJE TRANSMISION DERECHO						
16	Ø75 X 1276 AISI 1045 Ø 75,00 X 1276,00	1	44,36	1,60	70,98	70,98
17	CHAVETA 5/8" - AISI 1045 15,88 X 16,00 X 70,00	1	0,14	1,90	0,27	0,27
18	CHAVETA 5/8" - AISI 1045 15,88 X 12,00 X 100,00	1	0,15	1,90	0,28	0,28
19	CHAVETA 5/8" - AISI 1045 15,88 X 12,00 X 77,00	1	0,12	1,90	0,22	0,22
EJE TRANSMISION IZQUIERDO						
20	Ø75 X 835 AISI 1045 Ø 75,00 X 835,00	1	29,03	1,60	46,45	46,45
21	CHAVETA 5/8" - AISI 1045 15,88 X 12,00 X 100,00	1	0,15	1,90	0,28	0,28
22	CHAVETA 5/8" - AISI 1045 15,88 X 16,00 X 70,00	1	0,14	1,90	0,27	0,27
EJE TAMBOR						
23	Ø75 X 790 AISI 1045 Ø 75,00 X 790,00	2	27,47	1,60	43,95	87,90
24	CHAVETA 3/4" - AISI 1045 19,05 X 14,00 X 110,00	2	0,23	1,90	0,44	0,88
25	CHAVETA 3/4" - AISI 1045 19,05 X 14,00 X 82,00	2	0,17	1,90	0,33	0,65
26	CHAVETA 3/4" - AISI 1045 19,05 X 14,00 X 82,00	2	0,17	1,90	0,33	0,65

EJE MANUAL									
27	Ø38 X 821 AISI 1045	Ø	38,00 X	821,00	1	7,33	1,60	11,72	11,72
28	CHAVETA 3/8" - AISI 1045	9,53 X	10,00 X	42,00	1	0,03	1,90	0,06	0,06
29	CHAVETA 3/8" - AISI 1045	9,53 X	9,60 X	39,00	1	0,03	1,90	0,05	0,05
EJE SIN FIN									
30	Ø82 X 636 AISI 1045	Ø	82,00 X	636,00	1	26,43	2,30	60,80	60,80
31	CHAVETA 3/8" - AISI 1045	9,53 X	10,00 X	35,00	1	0,03	1,90	0,05	0,05
32	CHAVETA 3/8" - AISI 1045	9,53 X	10,00 X	100,00	1	0,07	1,90	0,14	0,14
EJE CORONA									
33	Ø60 X 308 AISI 1045	Ø	60,00 X	308,00	1	6,85	1,60	10,97	10,97
34	CHAVETA 1/2" - AISI 1045	12,70 X	12,80 X	54,00	1	0,07	1,90	0,13	0,13
35	CHAVETA 5/8" - AISI 1045	15,88 X	16,00 X	92,00	1	0,18	1,90	0,35	0,35
TAMBOR									
36	ASTM A218	Ø	379,00 X	353,00	2	109,69	2,00	219,39	438,78
37	ASTM A36	Ø	290,00 X	25,40	2	13,20	0,91	11,96	23,91
BUJE TAMBOR									
38	ASTMA48-83 40S	Ø	168,00 X	92,00	4	8,02	2,00	16,05	32,10
VOLANTE									
39	Ø725 X Ø25.4 AISI 1020	Ø	25,40 X	2277,00	1	9,08	0,92	8,31	8,31
40	AISI 1020	Ø	78,00 X	48,00	1	1,81	0,92	1,66	1,66
FRENO									
41	SISTEMA				1	20,00	4,00	80,00	80,00
ACOPLE MOTOR - REDUCTOR									
43	FUNDA - ALUMINIO LM27				1	1,00	7,00	7,00	7,00
ACOPLE REDUCTOR- CAJA DERECHA									
45	FUNDA - ALUMINIO LM27				1	2,00	7,00	14,00	14,00
ACOPLE TUBO DE TRANSMISION									
46	FUNDA ASTM A36				2	5,00	0,72	3,60	7,19
TUBO DE TRANSMISION									
47	SCH 80 ASTM A53	Ø	88,90 X	2846,00	1	2,85	19,85	56,49	56,49
CAJA REDUCTOR									
51	ASTM A36	12,70 X	514,00 X	404,00	2	20,76	0,89	18,51	37,02
52	ASTM A36	12,70 X	514,00 X	190,00	2	9,76	0,89	8,71	17,41
53	ASTM A36	12,70 X	190,00 X	404,00	2	7,67	0,89	6,84	13,69
54	ASTM A36	Ø	372 X	12,70	1	10,86	0,89	9,69	9,69
55	PLACAS VARIOS				1	5,00	0,89	4,46	4,46
CAJA DERECHA									
56	ASTM A36	12,70 X	845,00 X	576,00	2	48,65	0,89	43,39	86,78
57	ASTM A36	12,70 X	237,00 X	576,00	2	13,64	0,89	12,17	24,34
58	ASTM A36	12,70 X	748,00 X	576,00	2	43,06	0,89	38,41	76,82
59	ASTM A36	12,70 X	710,00 X	576,00	1	40,88	0,89	36,46	36,46
60	ASTM A36	12,70 X	748,00 X	710,00	1	53,08	0,89	47,34	47,34
61	ASTM A36	12,70 X	237,00 X	845,00	1	20,02	0,89	17,85	17,85
62	ASTM A36	12,70 X	340,00 X	134,00	1	4,55	0,89	4,06	4,06
63	ASTM A36	12,70 X	340,00 X	191,00	1	6,49	0,89	5,79	5,79
64	ASTM A36	12,70 X	208,00 X	134,00	3	2,79	0,89	2,48	7,45
65	ASTM A36	12,70 X	208,00 X	191,00	3	3,97	0,89	3,54	10,62
67	ASTM A36	12,70 X	200,00 X	1200,00	1	23,99	0,89	21,40	21,40
68	ASTM A36	12,70 X	470,00 X	1200,00	1	56,37	0,89	50,28	50,28
69	PLACAS VARIAS				1	5,00	0,89	4,46	4,46
70	TUBO 1.5" X 748				1	0,75	5,50	4,11	4,11

Tabla 5-3 (continuación): Análisis Unitario de Costos: Estructura

ITEM	DESCRIPCION	CANT.	MASA kg	P. MAT. US\$/kg	P. UNIT. US\$
PROCESOS CON INSUMOS INCLUIDOS					
	TORNO	HM	54,50	8,00	436,00
	GENERADORA DE ENGRANAJES 1	HM	9,00	15,00	135,00
	GENERADORA DE ENGRANAJES 2	HM	20,50	16,00	328,00
	FRESADORA	HM	20,50	7,50	153,75
	TALADRO RADIAL	HM	10,00	6,00	60,00
	TALADRO DE COLUMNA	HM	7,48	6,50	48,62
	LIMADORA	HM	10,00	6,00	60,00
	MANDRINADORA	HM	13,00	14,00	182,00
	SIERRA VAIVEN	HM	3,80	5,50	20,90
	MAQUINA DE SOLDAR MIG	HM	32,00	17,00	544,00
	OXICORTE	HM	27,25	10,00	272,50
	AMOLADORA	HM	11,75	3,50	41,13
	ROSCADO	HM	17,75	6,00	106,50
	EQUIPO DE PINTURA	HM	7,25	3,00	21,75
	ARENADO	HM	4,00	4,00	16,00
	MANO DE OBRA			2,00	350,00
	SUB TOTAL DE PROCESOS				2776,15
	COSTO TOTAL DE FABRICACION				10418,17
1	Gastos Generales		15%		1562,73
2	Utilidad		10%		1041,82
VALOR DE VENTA					13022,71

Sistema de Izaje Electro Mecánico

Tabla 5-4: Analisis Unitario de Costos: Montaje

Peso total de todos los sistemas de izaje	4593,65 kg
Tiempo de ejecución	12 días
Horas x día	8 h/día
Numero de personas	5 hombres

ITEM	DESCRIPCION	CANT.	TIEMPO (horas)	P. UNIT. US\$	P. TOTAL US\$
1	MAQUINA DE SOLDAR ELECTRICA		6	13,50	81,00
2	OXICORTE		8	10,00	80,00
3	AMOLADORA		8	5,00	40,00
4	GRUPO ELECTROGENO		22	9,00	198,00
5	RESANE	4		50,00	200,00
6	HERRAMIENTAS VARIAS		96,00	0,50	48,00
7	MANO DE OBRA	5	96,00	1,50	720,00
COSTO TOTAL DE MONTAJE					1367,00
1	Gastos Generales			40%	546,80
2	Utilidad			10%	136,70
VALOR DE VENTA					2050,50

Dispositivo Adicional al Sistema de Izaje Electro Mecánico

Tabla 5-5: Resumen General de Costos

ITEM	DESCRIPCION	CANT.	P. TOTAL kg	V.V. UNIT US\$	V.VENTA US\$
1	INGENIERIA DE DETALLE DISEÑO	1	516,00	516,00
2	FABRICACION ESTRUCTURA	1	67,74	2070,35	2070,35
3	EQUIPOS				
4	TRANSPORTE CAMIONETA (OPERACIONES) CAPACIDAD 2TM CAMION DE 6 m - CAPACIDAD 7TM	1 1	25,00 50,00	25,00 50,00
5	MONTAJE EN OBRA	1	296,25	296,25
				VALOR TOTAL NETO	US\$ 2957,60
				IGV 19%	US\$ 561,94
				VALOR VENTA NETO	US\$ 3519,55
				VALOR TOTAL NETO PARA CUATRO COMPUERTAS	US\$ 10282,41
				IGV 19%	US\$ 1953,66
				VALOR VENTA TOTAL PARA LAS CUATRO COMPUERTAS	US\$ 12236,07

Tabla 5-6 (continuación): Analisis Unitario de Costos: Estructura

ITEM	DESCRIPCION		CANT.	MASA kg	P. MAT. US\$/kg	P. UNIT. US\$
PROCESOS CON INSUMOS INCLUIDOS						
	TORNO	HM	9,00		8,00	72,00
	FRESADORA	HM	1,00		7,50	7,50
	TALADRO DE COLUMNA	HM	1,00		6,50	6,50
	LIMADORA	HM	1,00		6,00	6,00
	SIERRA VAIVEN	HM	2,00		5,50	11,00
	MAQUINA DE SOLDAR MIG	HM	5,00		13,50	67,50
	OXICORTE	HM	1,00		10,00	10,00
	MOLADORA	HM	2,50		3,50	8,75
	ROSCADO	HM	0,50		6,00	3,00
	EQUIPO DE PINTURA	HM	3,00		3,00	9,00
	ARENADO	HM	2,50		4,00	10,00
	MANO DE OBRA					2,00 200,00
	SUB TOTAL DE PROCESOS					411,25
	COSTO TOTAL DE FABRICACION					1656,28
1	Gastos Generales					15% 248,44
2	Utilidad					10% 165,63
VALOR DE VENTA						2070,35

Dispositivo Adicional al Sistema de Izaje Electro Mecánico

Tabla 5-7: Analisis Unitario de Costos: Montaje

Peso total de todos los dispositivos adicionales	270,98 kg
Tiempo de ejecución	6 días
Horas x día	8 h/día
Numero de personas	4 hombres

ITEM	DESCRIPCION	CANT.	TIEMPO (horas)	P. UNIT. US\$	P. TOTAL US\$
1	MAQUINA DE SOLDAR ELECTRICA		4	13,50	54,00
2	OXICORTE		4	10,00	40,00
3	AMOLADORA		8	5,00	40,00
4	GRUPO ELECTROGENO		16	9,00	144,00
5	RESANE	4		50,00	200,00
6	HERRAMIENTAS VARIAS		48,00	0,50	24,00
7	MANO DE OBRA	4	48,00	1,50	288,00
COSTO TOTAL DE MONTAJE					790,00
1	Gastos Generales			40%	316,00
2	Utilidad			10%	79,00
VALOR DE VENTA					1185,00

Sistema de Izaje Electro Hidráulico

Tabla 5-8: Resumen General de Costos

ITEM	DESCRIPCION	CANT.	P. TOTAL kg	V.V.UNIT US\$	V.VENTA US\$
1	INGENIERIA DE DETALLE				
	DISEÑO	1	852,00	852,00
2	FABRICACION				
	ESTRUCTURA (4 COMPUERTAS)	1	539,70	37329,48	37329,48
	ESTRUCTURA TANQUE	1	400,00	400,00
	ESTRUCTURA PARA MEDICION DE ABERTURA	4	300,00	1200,00
3	TRANSPORTE				
	CAMIONETA (OPERACIONES) CAPACIDAD 2TM	1	200,00	200,00
	CAMION DE 6 m - CAPACIDAD 7TM	1	300,00	300,00
4	MONTAJE				
	EN OBRA	1	1726,50	1726,50
VALOR TOTAL NETO PARA LAS CUATRO COMPUERTAS				US\$	42007,98
IGV 19%				US\$	7981,52
VALOR VENTA TOTAL PARA LAS CUATRO COMPUERTAS				US\$	49989,50

Sistema de Izaje Electro Hidráulico

Tabla 5-9: Analisis Unitario de Costos: Estructura

ITEM	DESCRIPCION		CANT.	MASA kg	P. MAT. US\$/kg	P. UNIT. US\$	P. TOTAL US\$
MATERIALES							
1	PERFIL W 6 X 16 ASTM A36	M	4,00 X	18,00	414	0,05	21,59
2	PLACAS VARIAS				100	0,89	89,19
	SOPORTES PARA ESTRUCTURA			8		120,00
	CILINDROS DE DOBLE EFECTO HERION LHZ 44806 82 4000			8		1500,00
	CERRADO CON ACCIONAMIENTO MANUAL CON MAINFOLD			4		400,00
	ELECTROVALVULAS 4/2 CON ACCIONAMIENTO MANUAL CON MAINFOLD			4		250,00
	ELECTROVALVULAS 4/2 CON ACCIONAMIENTO MANUAL CON MAINFOLD			4		250,00
	PRESOSTATOS			6		110,00
	REGULADORES DE CAUDAL			6		50,00
	VALVULAS LIMITADORAS DE PRESION			4		75,00
	VALVULAS CHECK			6		20,00
	VALVULAS DE BOLA			16		7,00
	CHECK PILOTEADAS			4		41,00
	CHECK UNIDIRECCIONALES			9		42,00
	FILTROS			5		35,00
	MANOMETRO ENERPAC GP-10S			1		20,00
	CONTROL DE NIVEL			1		45,00
	VISOR DE NIVEL			1		35,00
	CODOS 90°			20		4,00
	UNION TE			4		5,00
	TUBERIA Ø3/8" ST35 - NBK - DIN 2391 (METROS)			250		5,00
	LIMNIGRAFO			1		150,00
	CABLES ELECTRICOS					
	LIMIT SWITCH					
	CAJA EN SISTEMA					
	CAJA EN CASETA DE COMANDO					
	CAJA DE SISTEMA GENERAL					800,00
	ACEITE RANDO HD 32 TEXACO		GLN	156			8,00
	METAL PROTECTIVE SPECIAL TEXACO		GLN	1			18,00
	PLACAS DE CAUCHO (NEOPRENO) 1/2" X 250 X 380			4		10,00
	MOTOR 80b 4/ 1HP/ 1700 RPM/ 220V / 60Hz/ 3Ø			4		180,00
	BOMBA HIDRAULICA CASSAPA PLP 10-2			4		330,00
	BOMBA MANUAL ENERPAC PL-1317R			1		290,00
	MASA NETA				514,0		26716,25
3	Desperdicios		5%		25,7		1335,81
	MASA BRUTA				539,7		28052,06

MATERIALES CONSUMIBLES

1	SOLDADURA					61,80
2	PINTURA ANTICORROSIVA					
	ANT. EPOX. TITILE CLAD II - SW	GLN	2	22,04		44,08
2	PINTURA ESMALTE					
	SHER TAR EPOXI NEGRO - SW	GLN	2	25,52		51,04
3	DILUYENTE INDUSTRIAL EPOXICO	GLN	2	8,30		16,60
4	DISCO DE AMOLADORA		2	3,00		6,00
SUB TOTAL DE MATERIAL				US\$		28231,59

ITEM	DESCRIPCION	CANT.	MASA kg	P. MAT. US\$/kg	P. UNIT. US\$
------	-------------	-------	------------	--------------------	------------------

PROCESOS

TALADRO DE COLUMNA	HM	4 X	6,00	6,50	156,00
MAQUINA DE SOLDAR MIG	HM	4 X	6,00	17,00	408,00
OXICORTE	HM	4 X	5,00	10,00	200,00
MOLADORA	HM	4 X	2,00	3,50	28,00
EQUIPO DE PINTURA	HM	4 X	2,00	3,00	24,00
ARENADO	HM	4 X	1,00	4,00	16,00
MANO DE OBRA		4 X			800,00
SUB TOTAL DE PROCESOS					1632,00
COSTO TOTAL DE FABRICACION					29863,59
1	Gastos Generales		15%		4479,54
2	Utilidad		10%		2986,36

VALOR DE VENTA					37329,48
-----------------------	--	--	--	--	-----------------

Sistema de Izaje Electro Hidraulico

Tabla 5-10: Analisis Unitario de Costos: Montaje

Peso total de todos los sistemas de izaje	514,00 kg
Tiempo de ejecución	14 días
Horas x día	8 h/día
Numero de personas	4 hombres

ITEM	DESCRIPCION	CANT.	TIEMPO (horas)	P. UNIT. US\$	P. TOTAL US\$
1	MAQUINA DE SOLDAR ELECTRICA		2	13,50	27,00
2	OXICORTE		2	10,00	20,00
3	AMOLADORA		10	5,00	50,00
4	GRUPO ELECTROGENO		14	9,00	126,00
5	RESANE	4		50,00	200,00
6	HERRAMIENTAS VARIAS		112,00	0,50	56,00
7	MANO DE OBRA	4	112,00	1,50	672,00
COSTO TOTAL DE MONTAJE					1151,00
1	Gastos Generales			40%	460,40
2	Utilidad			10%	115,10
VALOR DE VENTA					1726,50

Sistema de Izaje Electro Hidráulico - Adaptación con PLC

Tabla 5-11: Resumen General de Costos

ITEM	DESCRIPCION	CANT.	V.V.UNIT. US\$	V.VENTA US\$
1	INGENIERIA DE DETALLE			
	DISEÑO Y PROGRAMACION	1	500,00	500,00
2	FABRICACION			
	ADAPTACION REDUCTOR Y TRANSMISION POR CADENA	5	800,00	4000,00
3	EQUIPOS			
	MOTOR PARA COMPUERTA DESLIZANTE	5	100,00	500,00
	PANEL DE OPERADOR SIMATIC S7-200 SIEMENS	1	350,00	350,00
	AUTOMATA PLC 6ES7216-2AD21-0XB0 / S7-200 CPU 226 24E / 16S SIEMENS	1	1500,00	1500,00
	MODULO E/S DIGITALES 6ES7223-1BH21-0XA0 / EM223 8E / 8S SIEMENS	4	100,00	400,00
	MODULO E. ANALOGICAS 6ES7231-0HC21-0XA0 / EM223 4E SIEMENS	1	80,00	80,00
	TRANSFORMADOR 220 / 48 Vac	1	50,00	50,00
	ENCODER DE COMPUERTAS DESLIZANTES	5	250,00	1250,00
	ENCODER DE COMPUERTAS VAGON	4	250,00	1000,00
	CONVERTIDORES DE FRECUENCIA	9	150,00	1350,00
	SENSOR DE ULTRASONIDO STI IRU-2000	2	550,00	1100,00
	VARIOS	1	200,00	200,00
4	TRANSPORTE			
	CAMIONETA CAPACIDAD 2TM	1	150,00	150,00
5	MONTAJE			
	EN OBRA	1	1204,50	1204,50
VALOR TOTAL NETO PARA LAS CUATRO COMPUERTAS			US\$	13634,50
			IGV 19%	US\$ 2590,56
VALOR VENTA TOTAL PARA LAS CUATRO COMPUERTAS			US\$	16225,06

Sistema de Izaje Electro Hidráulico - Adaptación con PLC

Tabla 5-12: Analisis Unitario de Costos: Montaje

Tiempo de ejecución	4 días
Horas x día	8 h/día
Numero de personas	5 hombres

ITEM	DESCRIPCION	CANT.	TIEMPO (horas)	P. UNIT. US\$	P. TOTAL US\$
1	MAQUINA DE SOLDAR ELECTRICA		6	13,50	81,00
2	OXICORTE		4	10,00	40,00
3	AMOLADORA		4	5,00	20,00
4	GRUPO ELECTROGENO		14	9,00	126,00
5	RESANE	4		30,00	120,00
6	HERRAMIENTAS VARIAS		32,00	0,50	16,00
7	MANO DE OBRA	5	32,00	2,50	400,00
COSTO TOTAL DE MONTAJE					803,00
1	Gastos Generales			40%	321,20
2	Utilidad			10%	80,30
VALOR DE VENTA					1204,50

Tabla 5-13: Equipos para Fabricación del Sistema de Izaje Electro Mecánico

DESCRIPCION	ABRV.	UNIDAD	PRECIO US\$	CANTIDAD REQUERIDA HORAS	PRESUPUESTADO US\$
TORNO	T	HM	8,00	54,50	436,000
GENERADORA DE ENGRANAJES 1	GE1	HM	15,00	9,00	135,000
GENERADORA DE ENGRANAJES 2	GE2	HM	16,00	20,50	328,000
FRESADORA	FR	HM	7,50	20,50	153,750
TALADRO RADIAL	TR	HM	6,00	10,00	60,000
TALADRO DE COLUMNA	TC	HM	6,50	7,48	48,620
LIMADORA	LI	HM	6,00	10,00	60,000
MANDRINADORA	MAN	HM	14,00	13,00	182,000
SIERRA VAIVEN	SV	HM	5,50	3,80	20,900
MAQUINA DE SOLDAR ELECTRICA	ME	HM	13,50	15,00	202,500
MAQUINA DE SOLDAR (MIG)	MT	HM	17,00	32,00	544,000
OXICORTE	OX	HM	10,00	27,25	272,500
AMOLADORA	MO	HM	3,50	11,75	41,125
ROSCADO	RO	HM	6,00	17,75	106,500
EQUIPO DE PINTURA	EP	HM	3,00	7,25	21,750
ARENADO	AR	HM	4,00	4,00	16,000

Tabla 5-14:***Equipos para Fabricación del Dispositivo Adicional al Sistema Izaje Electro Mecánico***

DESCRIPCION	ABRV.	UNIDAD	PRECIO US\$/h	CANTIDAD REQUERIDA HORAS	PRESUPUESTADO US\$
TORNO	T	HM	8,00	9,00	72,000
FRESADORA	FR	HM	7,50	1,00	7,500
TALADRO DE COLUMNA	TC	HM	6,50	1,00	6,500
LIMADORA	LI	HM	6,00	1,00	6,000
SIERRA VAIVEN	SV	HM	5,50	2,00	11,000
MAQUINA DE SOLDAR ELECTRICA	ME	HM	13,50	5,00	67,500
OXICORTE	OX	HM	10,00	1,00	10,000
AMOLADORA	MO	HM	3,50	2,50	8,750
ROSCADO	RO	HM	6,00	0,50	3,000
EQUIPO DE PINTURA	EP	HM	3,00	3,00	9,000
ARENADO	AR	HM	4,00	2,50	10,000

Tabla 5-15: Precio Materia Prima

ITEM	DESCRIPCION	DIMENSIONES	PESO	UNIDADES	COSTO US\$
1	PLANCHA LAC ASTM - A 36	1/4" X 1200mm X 2400 mm	145,95	KG	105,00
2	PLANCHA LAC ASTM - A 36	3/8" X 1200mm X 2400 mm	222,58	KG	200,00
3	PLANCHA LAC ASTM - A 36	1/2" X 1200 mm X 2400 mm	271,30	KG	241,98
4	PLANCHA LAC ASTM - A 36	5/8" X 1200 mm X 2400 mm	367,76	KG	335,98
5	PLANCHA LAC ASTM - A 36	3/4" X 1200 mm X 2400 mm	436,71	KG	403,20
6	PLANCHA LAC ASTM - A 36	1" X 1200 mm X 2400 mm	574,62	KG	520,35
7	PERFIL ASTM A36	2" X 2" X 1/4" X 6 m	30,00	KG	26,00
8	BARRA Ø AISI 1020	1" X 1m	4,37	KG	4,00
9	BARRA Ø AISI 1020	3" X 1m	35,90	KG	33,00
10	BARRA Ø AISI 1020	4.5" X 1m	88,59	KG	81,00
11	BARRA Ø AISI 1020	7" X 1m	214,39	KG	197,00
12	BARRA Ø AISI 1045	1.5" X 1m	9,85	KG	15,76
13	BARRA Ø AISI 1045	2" X 1m	17,50	KG	28,00
14	BARRA Ø AISI 1045	2.5" X 1m	25,00	KG	40,00
15	BARRA Ø AISI 1045	3" X 1m	35,90	KG	57,44
16	BARRA Ø AISI 1045	4" X 1m	70,00	KG	161,00
17	BARRA Ø AISI 1045	4.5" X 1m	88,59	KG	203,75
18	BARRA Ø AISI 1045	5" X 1m	139,27	KG	320,32
19	BARRA Ø AISI 1045	6" X 1m	157,55	KG	362,37
20	BARRA Ø AISI 1045	7.5" X 1m	246,11	KG	652,19
21	BARRA CUADRADA AISI 1045	3/8" X 3/8" X 1m	0,78	KG	1,48
22	BARRA CUADRADA AISI 1045	1/2" X 1/2" X 1m	1,39	KG	2,64
23	BARRA CUADRADA AISI 1045	5/8" X 5/8" X 1m	2,17	KG	4,12
24	BARRA CUADRADA AISI 1045	3/4" X 3/4" X 1m	3,12	KG	5,93
25	ACERO FUNDIDO AISI 1045		1,00	KG	2,30
26	ACERO FUNDIDO ASTM A218		1,00	KG	2,00
27	ACERO FUNDIDO ASTM A48-40S		1,00	KG	2,00
28	ACERO NODULAR ASTM A536-84		1,00	KG	2,60
29	BRONCE SAE 64		1,00	KG	10,00
30	DURALUMINIO 32 AA-ASTM (LM27)		1,00	KG	7,00
31	TUBO SCH 80 ASTM A53	Ø88.9 mm X 6 m	6,00	MT	119,10
32	TUBO SCH 40 ASTM A53	Ø73.0 mm X 6 m	6,00	MT	61,20
33	TUBO SCH 40 ASTM A53	Ø1.5"	6,00	MT	33,00
34	ANGULO L 2 X 2 X 1/4" ASTM A36		6,00	MT	19,60
35	PERFIL W 6 X 16 ASTM A36		9,00	MT	194,31
	TRATAMIENTO TERMICO				
36	NITRURADO		1,00	KG	5,09
37	TEMPLADO		1,00	KG	3,50

5.3 Costos de Soldadura

Para obtener los costos de soldadura partiremos de la utilización de las siguientes fórmulas:

Costo Electrodo:

$$\frac{\text{Pmd (kg./m)} \times \text{Valor Electrodo (US\$/kg.)}}{\text{Eficiencia Deposición (\%)}}$$

Costo Mano de Obra (MO) y Gastos Generales (GG):

$$\frac{\text{Pmd (kg./m)} \times \text{Valor MO y GG (US\$/hr)}}{\text{Velocidad Deposición (kg./hr)} \times \text{Factor de Operación (\%)}}$$

Costos Gas:

$$\frac{\text{Pmd (kg./m)} \times \text{Flujo Gas (m}^3\text{/hr)} \times \text{Valor Gas (US\$/m}^3\text{)}}{\text{Velocidad Deposición (kg./hr)}}$$

Donde:

Pmd (kg./m) : Peso del material Depositado (kg./m)

Los datos para estas fórmulas se presentan a continuación indicándose adicionalmente la fuente de los mismos:

Tabla 5-16: Valores y factores para el costeo de soldadura

ITEM	DESCRIPCION	VALOR	UNIDADES	FUENTE
1	Peso del material depositado (pmd) / Junta a 90° (E = 3.2 mm)	0,045	kg/m	Tabla INDURA
2	Peso del material depositado (pmd) / Junta a 90° (E = 6.4 mm)	0,177	kg/m	Tabla INDURA
3	Peso del material depositado (pmd) / Junta a 90° (E = 9.5 mm)	0,396	kg/m	Tabla INDURA
4	Peso del material depositado (pmd) / Junta a 90° (E = 12.5 mm)	0,708	kg/m	Tabla INDURA
5	Valor del electrodo continuo (alambre tubular) Ø2 mm / carrete 15 kg	1,91	US\$/kg	UNIMAQ SA
6	Eficiencia de deposición (MIG tubular con protección)	83	%	Tabla INDURA
7	Valor Mano de Obra Directa (MOD)	1,32	US\$/h	Arca Industrial S.A.
8	Gastos Generales (GG)	2,295	US\$/h	Arca Industrial S.A.
9	Costo de la energía por hora (15 kWh)	1,86	US\$/h	Arca Industrial S.A.
10	Velocidad de deposición	1,5	kg/h	Tabla INDURA
11	Factor de operación	30	%	Tabla INDURA
12	Flujo de gas	1,2	m ³ /h	Tabla INDURA
13	Valor del gas (CO ₂)	1,941	US\$/h	PRAXAIR
14	Factor de tiempo de soldadura (caja de maquina, vigas)	3,3	-	Tabla INDURA
15	Factor de tiempo de soldadura (tubos)	2,4	-	Tabla INDURA

Tabla 5-17: Peso de Material Depositado

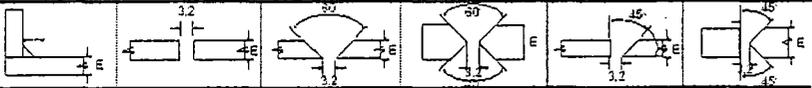
Unión de Soldadura							
Espesor (E)		METAL DEPOSITADO (kg/ml) (Acero)					
pulg.	mm.						
1/8	3.2	0.045	0.098			0.358	
1/4	6.4	0.177	0.190	0.380		0.605	
3/8	9.5	0.396		0.638		1.066	
1/2	12.5	0.708		1.168		1.707	1.089
5/8	16	1.103		1.731		2.130	1.449
3/4	19	1.592		2.380	1.049	3.554	2.322
1	25	2.839		3.987	2.578		3.380
1 1/4	32				3.768		4.648
1 1/2	37.5				5.193		7.736
2	51				8.680		11.617
2 1/2	63.5				13.674		16.253
3	76				18.432		

Tabla 5-18: Eficiencia de Deposición

PROCESO	EFICIENCIA DE DEPOSICIÓN (%)
Electrodo manual	60 - 70
MIG Sólido	90
MIG Tubular c/protección	83
MIG Tubular s/protección	79
TIG	95
Arco Sumergido	98

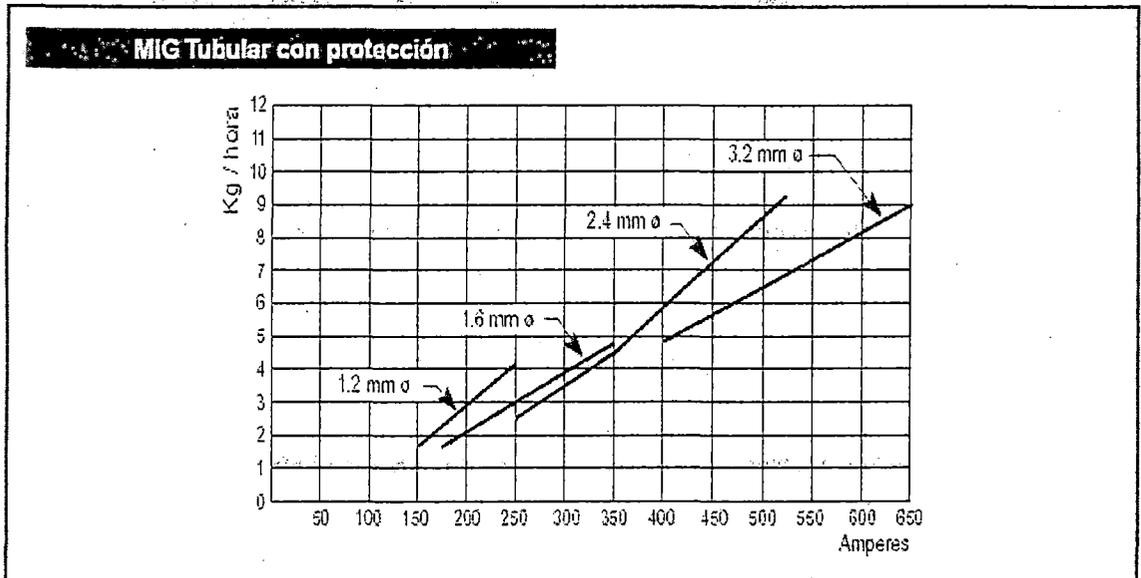


Figura 5-2: Velocidad de Deposición

Tabla 5-19: Factor de Operación

PROCESO	FACTOR DE OPERACIÓN (%)
Electrodo manual	5 - 30
MIG Sólido	10 - 60
MIG Tubular	10 - 60
TIG	5 - 20
Arco Sumergido	50 - 100

Tabla 5-20: Flujo de Gas

PROCESO	FLUJO DE GAS (m ³ /hr)
MIG Sólido	0,8 - 1,2
MIG Tubular	1,0 - 1,4
TIG	0,5 - 1,0

Tabla 5-21: Factor de Tiempo de Soldadura

TIPO DE TRABAJO	FACTOR DEL TIEMPO DE SOLDADURA
Recipientes, solo costuras longitudinales	2,0
Recipientes con tubos, bridas	2,4
Caja de máquinas, viga de perfil. Individual	3,3
Caja de máquina. En serie.	1,8
Vigas de alma llena	2,5
Estructuras elevadas, soldadura de taller	3,3
Viga armada de alma llena	1,7
Casco de buque y recipientes grandes - costuras planas	1,8
Casco de buque y recipientes grandes - costuras vertical	2,0
Casco de buque y recipientes grandes costura sobrecabeza	2,6
Soldadura en la olera costuras cortas, incluye apuntalado	4,0

Tabla 5-22: Costeo de Soldadura

ITEM	DESCRIPCION	CANT	LONGITUD		ESPESOR CORDON (a)	ESPESOR PLANCHA (E)	COSTO UNITARIO			COSTO UNITARIO X LONGITUD			TIEMPO	CONSUMO ENERGIA	COSTO TOTAL
			mm	m			ELECTRODO DEPOSITADO	MOD Y GG	GAS	ELECTRODO DEPOSITADO	MOD Y GG	GAS			
			US\$/m	US\$/m			US\$/m	US\$	US\$	US\$	horas	US\$			
Sistema de Izaje Electro Mecanico															
1	Caja Izquierda														
	BASE	1	2825,00	2,83	6,0	12,7	1,629	5,688	1,099	4,60	16,07	3,11	1,00	6,14	31,77
	LATERALES	1	2796,00	2,80	6,0	12,7	1,629	5,688	1,099	4,56	15,90	3,07	1,00	6,14	31,53
	ALTURA	1	4032	4,03	6,0	12,7	1,629	5,688	1,099	6,57	22,93	4,43	2,00	12,28	48,07
	ESQUINAS	1	1504,00	1,50	6,0	12,7	1,629	5,688	1,099	2,45	8,55	1,65	1,00	6,14	20,66
			11157,00	11,16						18,18					
2	Caja Derecha														
	BASE	1	6515,00	6,52	6,0	12,7	1,629	5,688	1,099	10,61	37,05	7,16	3,00	18,41	75,11
	LATERALES	1	7460,00	7,46	6,0	12,7	1,629	5,688	1,099	12,15	42,43	8,20	3,00	18,41	83,06
	ALTURA	1	5808,00	5,81	6,0	12,7	1,629	5,688	1,099	9,46	33,03	6,39	3,00	18,41	69,16
	ESQUINAS	1	2706,00	2,71	6,0	12,7	1,629	5,688	1,099	4,41	15,39	2,97	1,00	6,14	30,77
			22489,00	22,49						36,64					
3	Caja Sinfin - Corona	1	11264,30	11,26	6,0	12,7	1,629	5,688	1,099	18,35	64,07	12,38	5,00	30,69	127,35
4	Sistema Manual	1	1908,00	1,91	6,0	9,5	1,629	5,688	1,099	3,11	10,85	2,10	2,00	12,28	30,19
5	Base Sistema Manual / Caja sin fin - corona / Motor	1	8490,00	8,49	4,0	9,5	0,911	3,181	0,615	7,74	27,01	5,22	4,00	24,55	66,38
			21662,30	21,66						29,20					
6	Elementos de transmision	1	5323,00	5,32	4,0	12,7	1,629	5,688	1,099	8,67	30,28	5,85	6,00	36,83	83,49
TOTAL POR UNA COMPUERTA			60631,30	60,63						92,69	323,57	62,54	32,00	196,42	697,54
TOTAL POR CUATRO COMPUERTAS			242525,20	242,53						370,75	1294,27	250,18	128,00	785,66	2790,14
Dispositivo Adicional al Sistema de Izaje Electro Mecanico															
1	Estructura	1	6888,00	6,89	4,0	3,2	0,104	3,181	0,615	0,71	21,91	4,24	3,00	13,39	42,11
2	Pasteca	1	749,00	0,75	4,0	3,2	0,104	3,181	0,615	0,08	2,38	0,46	2,00	12,28	17,06
TOTAL POR UNA COMPUERTA			7637,00	7,64						0,79	24,29	4,70	5,00	25,67	59,17
TOTAL POR CUATRO COMPUERTAS			30548,00	30,55						3,16	97,18	18,78	20,00	102,67	236,68
Sistema de Izaje Electro Hidraulico															
1	Estructura para cilindros	1	37934,00	37,93	5,0	6,4	0,407	1,422	0,275	15,45	53,94	10,43	6,00	36,83	118,50
TOTAL POR UNA COMPUERTA			37934,00	37,93						15,45	53,94	10,43	6,00	36,83	118,50
TOTAL POR CUATRO COMPUERTAS			151736,00	151,74						61,80	215,75	41,70	24,00	147,31	474,01

Tabla 5-23: Cantidad de Carretes y Botellas de gas a utilizar

Cantidad de Carretes de electrodo tubular

<i>Innershield N2-211-MP / 2mm / Carrete de 15 kg</i>	Carretes por compuerta		Total por cuatro compuertas	
Sistema de Izaje Electro Mecanico	3,2	unidades	12,9	unidades
Dispositivo Adicional al Sistema de Izaje Electro Mecanico	0,03	unidades	0,1	unidades
Sistema de Izaje Electro Hidraulico	0,5	unidades	2,2	unidades

Cantidad de botellas de Gas CO₂

<i>PRAXAIR / Botella de 13 m³</i>	Botellas por compuerta		Total por cuatro compuertas	
Sistema de Izaje Electro Mecanico	2,5	unidades	9,9	unidades
Dispositivo Adicional al Sistema de Izaje Electro Mecanico	0,2	unidades	0,7	unidades
Sistema de Izaje Electro Hidraulico	0,4	unidades	1,7	unidades

5.4 Presupuesto Anual de Operación y Mantenimiento de la Bocatoma

Tabla 5-24: Costo Fijo

Tabla 5-25: Costo Variable

Tabla 5-24: Costo Fijo

ITEM	DESCRIPCION	UNIDAD	CANT.	COSTO UNITARIO US\$	COSTO TOTAL ANUAL SIEM + DA US\$	COSTO TOTAL ANUAL SIEH US\$	COSTO TOTAL ANUAL SIEH + PLC US\$
1	RETRIBUCIONES CONTRATO A PLAZO FIJO						
	OPERADOR DE LA BOCATOMA	H-MES	1	300,00	1800,00	1800,00	1800,00
	OBRERO EVENTUAL	H-MES	1	180,00	1080,00	1080,00	1080,00
2	VIATICOS Y ASIGNACIONES		1	50,00	600,00	600,00	600,00
3	VESTUARIOS		1	100,00	100,00	100,00	100,00
4	MOVILIDAD		1	35,00	420,00	420,00	420,00
5	ALIMENTOS						
	RACIONAMIENTO DEL PERSONAL	H-MES	2	150,00	1800,00	1800,00	1800,00
	AGUA DE MESA	BIDON	4	40,00	960,00	960,00	960,00
6	BIENES DE CONSUMO						
	SET DE LIMPIEZA	JUEGO	1	200,00	200,00	200,00	200,00
	UTILES DE OFICINA	JUEGO	1	250,00	250,00	250,00	250,00
7	CONTRATACION DE EMPRESAS						
	CONTRATACION DE EMPRESAS DE VIGILANCIA	UNIDAD	1	350,00	4200,00	4200,00	4200,00
	CONTRATACION DE SEGUROS	UNIDAD	1	250,00	3000,00	3600,00	3000,00
8	OTROS SERVICIOS DE TERCEROS						
	ANALISIS DE ACEITE HIDRAULICO	UNIDAD	1	80,00	-	80,00	80,00
	MANTENIMIENTO DE EQUIPOS E INSTRUMENTOS - SIEM	GLOBAL	1		1000,00	-	-
	MANTENIMIENTO DE EQUIPOS E INSTRUMENTOS - SIEH	GLOBAL	1		-	3500,00	5000,00
TOTAL					15410,00	18890,00	19490,00

Tabla 5-25: Costo Variable

ITEM	DESCRIPCION	UNIDAD	CANT.	COSTO	COSTO TOTAL	COSTO TOTAL	COSTO TOTAL
				UNITARIO	ANUAL	ANUAL	ANUAL
				US\$	SIEM + DA	ANUAL	SIEM + DA
				US\$	US\$	US\$	US\$
1	ENERGIA ELECTRICA						
	SISTEMA DE IZAJE ELECTRO MECANICO (4)	KWH	1	0,11	515,86	-	-
	SISTEMA DE IZAJE ELECTRO HIDRAULICO (4)	KWH	1	0,11	-	230,29	300,00
	COMPUERTAS DESLIZANTES (5)	KWH	1	0,11	-	-	315,43
	ENERGIA ELECTRICA DE OPERACIONES FUERA DE SERVICIO	KWH	1	0,11	264,00	264,00	264,00
2	GASTOS VARIABLES Y OCACIONALES		1	100,00	1200,00	1200,00	1200,00
3	EQUIPO Y MATERIALES						
	HERRAMIENTAS MANUALES	JUEGO	1	250,00	250,00	250,00	250,00
	EQUIPAMIENTO DE SEGURIDAD	UNIDAD	1	100,00	100,00	100,00	100,00
	LIMNIGRAFO	UNIDAD	1	100,00	100,00	100,00	100,00
	FILTROS DE ACEITE	JUEGO	1	100,00	100,00	100,00	100,00
	RETENES PARA CILINDROS	JUEGO	1	350,00	-	350,00	350,00
	ARANDELA DE BRONCE	UNIDAD	1	20,00	15,00	-	-
	GRUPO ELECTROGENO	UNIDAD	1	500,00	500,00	500,00	500,00
	GASOLINA SIEM	GLN	120	10,00	1200,00	-	-
	GASOLINA SIEH	GLN	100	10,00	-	1000,00	1000,00
	COMPRESORA	UNIDAD	1	300,00	300,00	300,00	300,00
	ACEITE MULTIGEAR LUBT EP - SAE 80W - 90 - SIEM	GLN	10	5,00	50,00	-	-
	ACEITE MULTIGEAR LUBT EP - SAE 80W - 90 - C. DESLIZANTE	GLN	5	5,00	-	25	25,00
	GRASA CRATER 2X FLUID	GLN	2	10,00	20,00	-	-
	GRASA MARFAK MULTIPURPOSE 2	KG	1	10,00	10,00	-	-
	GRASA LGEP 2	KG	4	20,00	80,00	80,00	80,00
	METAL PROTECTIVE SPECIAL	GLN	5	8,50	42,50	42,50	42,50
	ACEITE RANDO HD 32 TEXACO	GLN	165	8,00	-	1320,00	1320,00
	PINTURA ANTICORROSIVA ANT. EPOX. TITL CLAD II - SW	GLN	5	22,04	110,20	110,20	110,20
	PINTURA ESMALTE SHER TAR EPOXI NEGRO - SW	GLN	5	25,52	127,60	127,60	127,60
	DILUYENTE INDUSTRIAL EPOXICO	GLN	5	8,30	41,50	41,50	41,50
TOTAL					5026,66	6141,09	6526,23

5.5 Fórmula Polinómica

Utilizaremos las Fórmulas Polinómicas para representar matemáticamente la estructura de costos del presupuesto, rigiéndonos así al artículo 44° del D.S. N°013-2001-PCM, Reglamento del TUO de la Ley N° 26850, que ratifica la vigencia del Sistema de Reajuste mediante Fórmulas Polinómicas, y al D.S. N°011-79-VC que impone ciertas exigencias para la utilización de dichas fórmulas.

Las fórmulas están actualizadas en base a los Índices de Precios del INEI al mes de Febrero del 2005.

Tabla 5-26: Índices de Precios

Sistema de Izaje Electro Mecánico

Tabla 5-27: Tabla aplicando Fórmula Polinómica

Dispositivo Adicional al Sistema de Izaje Electro Mecánico

Tabla 5-28: Tabla aplicando Fórmula Polinómica

Sistema de Izaje Electro Hidráulico

Tabla 5-29: Tabla aplicando Fórmula Polinómica

Sistema de Izaje Electro Hidráulico - Adaptación con PLC

Tabla 5-30: Tabla aplicando Fórmula Polinómica

Compuertas Deslizantes (Manual)

Tabla 5-31: Resumen General de Costos

Fórmula Polinómica

Tabla 5-26: Índices de precios

Descripción	Símbolo	Índice de precios	
		ene-05	feb-05
Metálicos varios	MV	211,07	214,59
Productos metálicos de uso estructural	ES	235,86	235,17
Fundiciones metálicas	FD	143,60	137,80
Aceite, lubricantes	AC	460,84	472,63
Maquinas herramientas	MH	184,69	183,93
Materiales y equipo importado	EI	147,95	147,38
Materiales y equipo nacional	EN	150,71	151,52
Bombas, válvulas	BV	200,19	196,20
Aparatos de distribución eléctricos	EL	131,84	131,63
Gastos Generales y Utilidad	GGU	304,95	304,64
Mano de obra	MO	336,10	333,52
Transporte	TR	114,29	114,01
Montaje	MT	100,00	100,00

Fuente INEI

Los subíndices "o" representan los índices de precios a la fecha del presupuesto base y los subíndices "r" son los índices a la fecha del reajuste.
Los coeficientes de incidencia (CI) = 1,000

Sistema de Izaje Electro Mecánico

$$k = 0,225 \left(\frac{0,2801 MMr + 0,3094 ESr + 0,4106 FDr}{0,2801 MVo + 0,3094 ESo + 0,4106 FDo} \right) + 0,004 \frac{ACr}{ACo} + 0,173 \frac{MHr}{MHo} + 0,151 \frac{Elr}{Elo} + 0,059 \frac{ENr}{ENo} + 0,107 \frac{ELr}{ELo} + 0,244 \left(\frac{0,8538 GGUr + 0,1024 MOr + 0,0439 TRr}{0,8538 GGUo + 0,1024 MOo + 0,0439 TRo} \right) + 0,037 \frac{MTr}{MTo}$$

Tabla 5-27: Tabla aplicando Fórmula Polinómica

DESCRIPCION	SIMBOLO	CI (US\$)	CI	%	Ir (Enero 2005)		Ii (Febrero 2005)		Ii/Io	K
		1	2	3	4	5 = (4)x(3)	6	7 = (6)x(3)		
Metálicos varios	MV	3525,66	0,225	28,01	211,07	5911,17	214,59	6009,75		
Productos metálicos de uso estructural	ES	3894,70	0,225	30,94	235,86	7296,85	235,17	7275,50		
Fundiciones metálicas	FD	5168,70	0,225	41,06	143,60	5895,80	137,80	5657,66		
Aceite, lubricantes	AC	214,00	0,004	100	460,84	19103,81	472,63	18942,91	1,01	0,227
Maquinas herramientas	MH	9704,58	0,173	100	184,69	46084,00	183,93	47263,00	0,98	0,004
Materiales y equipo importado	EI	8479,40	0,151	100	147,95	18469,00	147,38	18393,00	1,00	0,174
Materiales y equipo nacional	EN	3285,63	0,059	100	150,71	14795,00	151,52	14738,00	1,00	0,152
Aparatos de distribución eléctricos	EL	6000,00	0,107	100	131,84	15071,00	131,63	15152,00	0,99	0,058
Gastos Generales y Utilidad	GGU	11678,17	0,244	85,38	304,95	13184,00	304,64	13163,00	1,00	0,107
Mano de obra	MO	1400,00	0,244	10,24	304,95	26036,07	333,52	26009,60		
Transporte	TR	600,00	0,244	4,39	336,10	3440,08	114,01	3413,67		
Montaje	MT	2050,50	0,037	100	114,29	501,34	100,00	500,11		
					29977,49	29977,49	29923,39	29923,39	1,00	0,245
					100,00	10000,00	100,00	10000,00	1,00	0,037
Valorización		56001,34							Coefficiente de reajuste (k)	1,003
									Reajuste	191,22
									Valorización a febrero de 2005	56192,56

Dispositivo Adicional al Sistema de Izaje Electro Mecánico

$$k = 0,314 \left(\frac{0,4188 \text{ MMr} + 0,5812 \text{ ESr}}{0,4188 \text{ MVo} + 0,5812 \text{ ESo}} \right) + 0,031 \frac{\text{ACr}}{\text{ACo}} + 0,082 \frac{\text{MTr}}{\text{MTo}} + 0,066 \frac{\text{Elr}}{\text{Elo}} +$$

$$0,073 \frac{\text{ENr}}{\text{ENo}} + 0,318 \left(\frac{0,6638 \text{ GGUr} + 0,2445 \text{ MOr} + 0,0917 \text{ TRr}}{0,6638 \text{ GGUo} + 0,2445 \text{ MOo} + 0,0917 \text{ TRo}} \right) + 0,1115 \frac{\text{MTr}}{\text{MTo}}$$

Tabla 5-28: Tabla aplicando Fórmula Polinómica

DESCRIPCION	IU	CI (US\$)	CI	%	I _r (Enero 2005)		I _o (Febrero 2005)		I _r /I _o	K
		1	2	3	4	5 = (4)x(3)	6	7 = (6)x(3)		
Metálicos varios	MV	1351,96	0,314	41,88	211,07	8839,81	214,59	8987,23		
Productos metálicos de uso estructural	ES	1876,15	0,314	58,12	235,86	13707,96	235,17	13667,86		
Aceite, lubricantes	AC	320,00	0,031	100	460,84	46084,00	472,63	47263,00	1,00	0,312
Maquinas herramientas	MH	845,00	0,082	100	184,69	18469,00	183,93	18393,00	0,98	0,030
Materiales y equipo importado	EI	680,00	0,066	100	147,95	14795,00	147,38	14738,00	1,00	0,083
Materiales y equipo nacional	EN	752,02	0,073	100	150,71	15071,00	151,52	15152,00	1,00	0,066
Gastos Generales y Utilidad	GGU	2172,28	0,318	66,38	304,95	20243,90	304,95	20243,90	0,99	0,073
Mano de obra	MO	800,00	0,318	24,45	336,10	8216,89	333,52	8153,82		
Transporte	TR	300,00	0,318	9,17	114,29	1047,80	114,01	1045,23		
Montaje	MT	1185,00	0,115	100	100,00	29508,59	100,00	29442,95	1,00	0,319
						10000,00		10000,00	1,00	0,115
Valorización		10282,41								
									Coeficiente de reajuste (k)	0,999
									Reajuste	-13,88
									Valorización a febrero de 2005	10268,53

Sistema de Izaje Electro Hidráulico

$$k = 0,068 \frac{ESr}{ESo} + 0,030 \frac{ACr}{ACo} + 0,020 \frac{MTr}{MTo} + 0,049 \frac{Elr}{Elo} + 0,047 \frac{ENr}{ENo} +$$

$$0,516 \left(\frac{0,9631 B Vr + 0,0369 ELr}{0,9631 B Vo + 0,0369 ELo} \right) + 0,229 \left(\frac{0,8648 GGUr + 0,0832 MOr + 0,0520 TRr}{0,8648 GGUb + 0,0832 MOo + 0,0520 TRo} \right) +$$

$$0,041 \frac{MTr}{MTo}$$

Tabla 5-29: Tabla aplicando Fórmula Polinómica

DESCRIPCION	IU	CI (US\$)	CI	%	Ir (Enero 2005)		Ii (Febrero 2005)		Ir/Ii	K
		1	2	3	4	5 = (4)x(3)	6	7 = (6)x(3)		
Productos metálicos de uso estructural	ES	2871,25	0,068	100	235,86	23586,00	235,17	23517,00	1,00	0,069
Aceite, lubricantes	AC	1266,00	0,030	100	460,84	46084,00	472,63	47263,00	0,98	0,029
Maquinas herramientas	MH	832,00	0,020	100	184,69	18469,00	183,93	18393,00	1,00	0,020
Materiales y equipo importado	EI	2061,81	0,049	100	147,95	14795,00	147,38	14738,00	1,00	0,049
Materiales y equipo nacional	EN	1963,52	0,047	100	150,71	15071,00	151,52	15152,00	0,99	0,046
Bombas, válvulas	BV	20869,00	0,516	96,31	200,19	19279,92	196,20	18895,65		
Aparatos de distribución eléctricos	EL	800,00	0,516	3,69	131,84	486,74	131,63	485,97		
						19766,66		19381,61	1,02	0,526
Gastos Generales y Utilidad	GGU	8317,90	0,229	86,48	304,95	26373,15	304,64	26346,34		
Mano de obra	MO	800,00	0,229	8,32	336,10	2795,62	333,52	2774,16		
Transporte	TR	500,00	0,229	5,20	114,29	594,15	114,01	592,70		
Montaje	MT	1726,50	0,041	100	100,00	29762,93	100,00	29713,20	1,00	0,229
						10000,00		10000,00	1,00	0,041
Valorización		42007,98								
									Coficiente de reajuste (k)	1,010
									Reajuste	424,34
									Valorización a febrero de 2005	42432,33

Sistema de Izaje Electro Hidráulico - Adaptación con PLC

$$k = 0,238 \frac{ESr}{ESo} + 0,571 \frac{Elr}{Elo} + 0,103 \left(\frac{GGUr + TRr}{GGUr + TRr} \right) + 0,088 \frac{MTr}{MTo}$$

Tabla 5-30: Tabla aplicando Fórmula Polinómica

DESCRIPCION	IU	CI (US\$)	CI	%	Ir (Enero 2005)		Ii (Febrero 2005)		Ir/Ii	K
		1	2	3	4	5 = (4)x(3)	6	7 = (6)x(3)	8 = 5/7	(2) x (8)
Productos metálicos de uso estructural	ES	3250,00	0,238	100,00	235,86	23586,00	235,17	23517,00	1,00	0,239
Materiales y equipo importado	EI	7780,00	0,571	100,00	147,95	14795,00	147,38	14738,00	1,00	0,573
Gastos Generales y Utilidad	GGU	1250,00	0,103	100,00	304,95	30495,00	304,64	30464,00		
Transporte	TR	150,00	0,103	100,00	114,29	11429,00	114,01	11401,00		
Montaje	MT	1204,50	0,088	100,00	100,00	10000,00	100,00	10000,00	1,00	0,088
Valorización		13634,50							Coefficiente de reajuste (k)	1,003
									Reajuste	41,60
									Valorización a febrero de 2005	13676,10

5.6 Comparación de Resultados

La siguiente tabla, muestra una comparación de los principales valores finales, del Sistema de Izaje Electro Mecánico Optimizado con un Dispositivo Adicional y del Sistema de Izaje Electro Hidráulico con PLC y sin el, según las exigencias presentadas por el INADE:

Tabla 5-31: Comparación de Resultados

CARACTERISTICA / TIPO DE SISTEMA DE IZAJE	SIEM + DA	SIEH	SIEH + PLC
ALTITUD (msnm)	386	386	386
TEMPERATURA - (°C)	30	30	30
MESES DE OPERACIÓN AL AÑO	6	6	6
VELOCIDAD - (m/min)	0,56	0,56	0,56
CAPACIDAD - (N)	68670,00	68670,00	68670,00
DEMANDA DE ENERGIA DE LOS MOTORES (kWh)	0,48	0,06	0,06
EFICIENCIA - x 100%	0,72	0,60	0,60
TIEMPO DE DESARROLLO DEL DISEÑO (DIAS)	55	30	40
TIEMPO DE FABRICACION Y MONTAJE (DIAS)	100	38	53
TIEMPO DE OPERACIÓN - ABERTURA			
ELECTRICA - UNA COMPUERTA (MINUTOS)	7,16	7,16	7,16
ELECTRICA - CUATRO COMPUERTAS (MINUTOS)	28,63	7,16	7,16
MANUAL - UNA COMPUERTA (MINUTOS)	42,95	30,92	30,92
MANUAL - CUATRO COMPUERTAS (MINUTOS)	171,80	123,69	123,69
COSTO DE FABRICACION Y MONTAJE			
SISTEMA DE IZAJE (US\$)	66283,75	42007,98	55642,48
DEPRECIACION ANUAL CON 10% DE RECUPERACION CON 10 AÑOS DE VIDA UTIL (US\$)	5965,54	3780,72	5007,82
COSTO DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO			
COSTO FIJO ANUAL (US\$)	15410,00	18890,00	19490,00
COSTO VARIABLE ANUAL (US\$)	5026,66	6141,09	6526,23
TOTAL DE COSTOS DE O&M (US\$)	20436,66	25031,09	26016,23
COSTO ANUAL TOTAL (US\$)	26402,19	28811,80	31024,05

Figura 5-3: Comparación de Tiempo de Diseño - Fabricación y Montaje

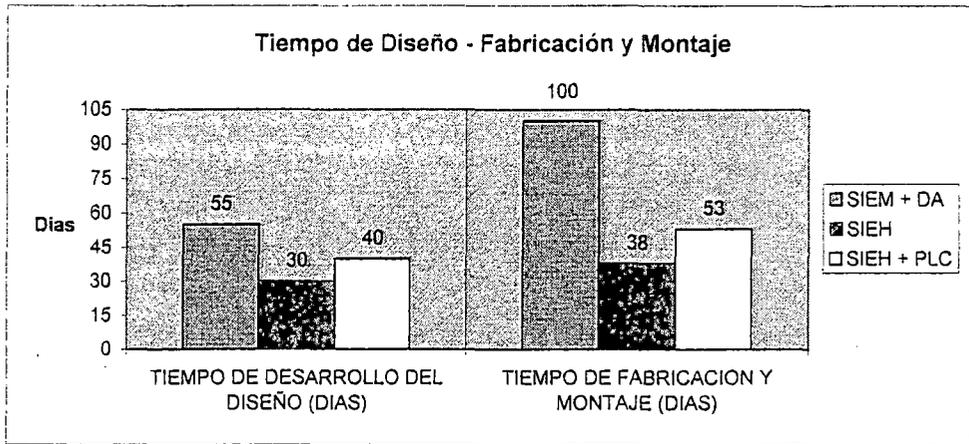


Figura 5-4: Comparación Tiempo de Operación Eléctrica Abertura/Cierre

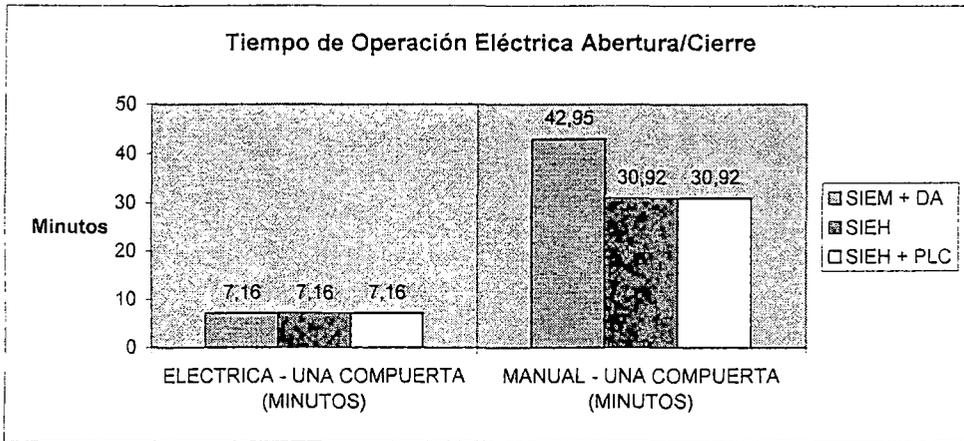
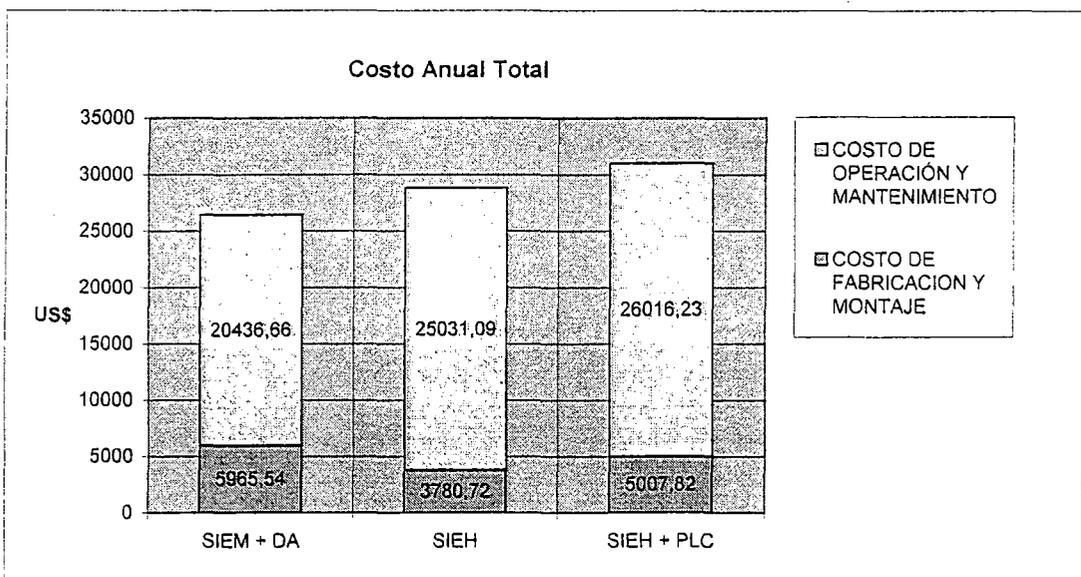


Figura 5-5: Comparación de Costo Anual Total



Conclusiones y Recomendaciones

Conclusiones

- El costo de fabricación y montaje del sistema de izaje electro mecánico es mayor, respecto al hidráulico, por la mayor cantidad de dispositivos utilizados y partes fabricadas, sin embargo el izaje electro mecánico presenta menores costos totales de operación y mantenimiento, porque tiene menores costos fijos y variables anuales respecto al sistema hidráulico automatizado.
- La elección de un sistema de izaje electro mecánico, es recomendable para nuestro proyecto, porque su costo anual será menor en referencia al sistema hidráulico automatizado; pues sus costos de mantenimiento otorgan un beneficio superior, respecto a los costos de diseño, fabricación y montaje; a pesar que su diferencia respecto a los otros sistemas no sea relevante, y cumplan de igual forma con el precio y plazo requeridos para su fabricación.
- La optimización del sistema electro mecánico, aumenta los costos de fabricación los cuales no estaban contemplados en la exigencia de costos, sin embargo a pesar de la optimización, este tiene un menor costo anual, en referencia a los otros sistemas como se detalló en el punto anterior.

- La demanda de energía en la operación de las compuertas con un sistema de izaje electro mecánico es mayor en referencia al hidráulico, pues este sólo puede accionar dos compuertas a la vez, sin embargo el sistema hidráulico, utiliza motores de baja potencia, lo cual lo hace óptimo para la demanda de energía, pudiendo operar las cuatro compuertas a la vez.
- La eficiencia de los mecanismos usados en el sistema de izaje electro mecánico son mayores que el hidráulico, pues las pérdidas en sus mecanismos son bajas, respecto a los componentes hidráulicos, donde se consideran eficiencias mecánicas y volumétricas limitadas básicamente por los fabricantes de la bomba.
- La optimización de la abertura de las compuertas, mediante el diseño de un dispositivo adicional al sistema de izaje electro mecánico inicial, ha traído consigo una mayor abertura, garantizando el paso de una avenida máxima de caudal del río de $450 \text{ m}^3/\text{s}$ en temporadas del Fenómeno del Niño, sin haber realizado mayores modificaciones en su diseño inicial.
- El sistema de izaje electro hidráulico diseñado y su automatización por PLC, requieren menor espacio respecto al sistema de izaje electro mecánico, brindan versatilidad y seguridad para la operación de la bocatoma, además de ayudar a tener un mejor control de las operaciones y estadísticas.

Recomendaciones

- Es aconsejable que profesionales involucrados en el sector, realicen trabajos de investigación que tengan como finalidad mejorar el izaje de las compuertas hidráulicas; usando nuevas herramientas de ingeniería, como el Método de Elementos Finitos (MEF) que facilitan algunos cálculos.
- El enfoque de estos trabajos debe ser la búsqueda y estudio de nuevos materiales, métodos de fabricación para obtener mejores resultados para las distintas situaciones climáticas que se presentan en los distintos proyectos donde se requiere instalar un sistema de izaje seguro, con mínimo uso de energía, buscando la ergonomía de las partes en la relación hombre - máquina, menor supervisión, facilidad de transporte y montaje, menor mantenimiento, costo y plazo para entrega.
- En los temas de investigación relacionados con estructuras para sistemas de izaje, es preferible usar el MEF, antes que realizar los cálculos analíticos, pues la complejidad de las situaciones particulares dificulta grandemente la realización de estos cálculos.
- Las tablas proporcionadas por el INADE no satisfacen enteramente el proyecto de automatización, ya que maneja rangos muy espaciados, por lo que se recomienda realizar una ampliación de los rangos de caudal de río.

Bibliografía

1. ANTONIOLI DELUCCHI, Alejandro – QUIROZ FERNÁNDEZ, Carmen. Control de Gestión Industrial. Pontificia Universidad Católica del Perú – Facultad de Ciencias e Ingeniería, Lima, 2004.
2. AWS COMMITTEE ON STRUCTURAL WELDING. Structural Welding Code – Steel. American Welding Society, 16ava Edición, Miami, 1998.
3. BARRIGA GAMARRA, Benjamín. Mandos Hidráulicos y Neumáticos. Universidad Nacional de Ingeniería, Lima, 1990.
4. COMOGLIO E., Conocimiento de los materiales metálicos para Ingenieros Mecánicos. Universidad Tecnológica Nacional - Facultad Regional La Plata, Ediciones Rotalib, La Plata, 1995.
5. DUFFUAA, Salih. Sistemas de Mantenimiento - Planeación y Control, Editorial de Limusa Wiley, Mexico D.F., 2002.
6. ERBISTE, Paulo. Comportas Hidráulicas. Editora Campus, Río de Janeiro, 1987.
7. GARCIA MORENO, Emilio. Automatización de Procesos Industriales. Editorial Alfaomega - Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1999.

8. GENETTI, Albert. Wire rope selection criteria for gate – operating devices. Department of the Army USA, 1998.
9. KASSIMALI, Islam. Análisis Estructural. Thomson Editores, México D.F., 2001.
10. MARKS, Manual del Ingeniero Mecánico. Tomo I y II, Ediciones McGraw-Hill, México D.F., 1995.
11. MOTT, Robert. Diseño de Elementos de Maquinas. México D.F., 1992.
12. PAHL, Gerhard – BEITZ, Wolfgang. Engineering Design. Editorial Springer, London, 1996.
13. PIZARRO C., Humberto. Hidráulica (Primera Parte). Universidad Nacional Agraria La Molina, Lima, 1976.
14. RODRIGUEZ HERNANDEZ, Jorge. Resistencia de materiales 2ª. Pontificia Universidad Católica del Perú - Facultad de Ciencias e Ingeniería - Sección Ingeniería Mecánica, Lima, 1999.
15. RODRIGUEZ HERNÁNDEZ, Jorge. Diseño de Uniones Soldadas. Pontificia Universidad Católica del Perú - Facultad de Ciencias e Ingeniería - Sección Ingeniería Mecánica, Lima, 2004.

16. ROLDAN VILORIA, José. Neumática, hidráulica y electricidad aplicada. Editorial Paraninfo, Madrid, 1989.
17. SALINAS SEMINARIO, Miguel. Costos, Presupuestos Valorizaciones y Liquidaciones de Obra. Fondo Editorial ICG, Lima, 2002.
18. SELIVANOV, A.I. Fundamentos de la Teoría de Envejecimiento de las Maquinas. Editorial MIR, Moscú, 1972.
19. SVIATUIIOSLAV, Krochin. Diseño Hidráulico, Quito, 1982.
20. TIRUPATHI R., Chandrupatla – ASHOK D., Belegundu. Introducción al Estudio del Elemento Finito en Ingeniería. 2^{da} Edición, Prentice – Hall, Inc., Pearson Naucalpan de Juárez, Edo, 1999.
21. ULLMAN, David. The Mechanical Design Process, Oregon, 1992
22. WILLIAMS, Otis. Vertical Lift gates. Department of the Army USA, 1997.

Manuales y Catálogos

1. ACEROS BÖHLER, Manual de aceros, Lima, 1999.
2. ACEROS CAMESA, Cables Industriales México D.F., 2001
3. ARMCO. Manual de Aprovechamiento de Aguas, Ohio, 1995.
4. CROSBY, Catalogo General, Tulsa, 2000.
5. CASAPPA, Catalogo General, Parma, 2003.
6. DWYER INSTRUMENTS, Controls & Gages Catalogue, Michigan, 2001.
7. EBERLE, Motores Eléctricos Trifásicos de Alto Rendimiento, Alto Caxias do Sul, 2000.
8. ENERPAC, Energía hidráulica para todas las aplicaciones, Milwaukee, 2002.
9. FAG BEARING, Catálogo WL41 520 ED, Conecticut, 1995.
10. FSQ, Split Pillows Blocks/Plummer Blocks, Taipei, 1995.

11. KOYO, Unidades de cojinetes de Bolas, Osaka, 2000.
12. RENOLD, Cadenas de Precisión, Upon Trent, 1998.
13. SCHNEIDER ELECTRIC PERU, Manual y Catálogo del Electricista, Lima, 2003.
14. SEEGER, Catalogo de Productos, Sao Paulo, 2000.
15. SIEMSA (SIEMENS), Catalogo 2001/12, Lima 2001.
16. SIMRIT, Catalogue Seals and Vibration Control, Weinheim, 2000.
17. SKF, Maintenance Products B.V., Mijdrecht, 1997.
18. STI AUTOMATION, Level Sensors, Logan 2004.
19. TEXACO, Manual de Productos, Lima, 2000.
20. THIELE, Chains, Iserlohn - Kalthof, 1999.