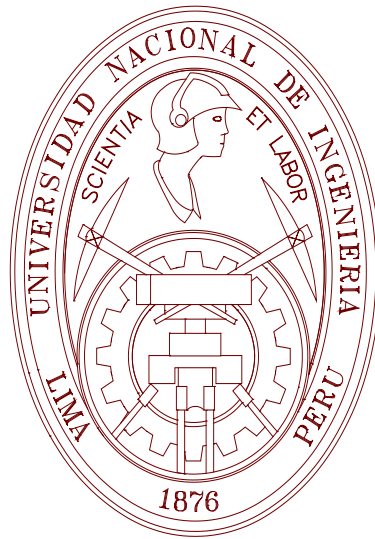


UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA



**“DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE
POTENCIA HIDRÁULICA DE UN ALIMENTADOR DE
MINERAL DE 150 HP”**

TESIS

**PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE:
INGENIERO MECANICO**

HECTOR ALBERTO QUISPE SALAS

PROMOCION 1999-I

LIMA-PERU

-2008-

TABLA DE CONTENIDO

PROLOGO	1
CAPITULO 1	
INTRODUCCIÓN	3
1.1 Objetivo	5
1.2 Alcances	5
1.3 Justificación	5
1.4 Limitaciones	6
CAPITULO 2	
FUNDAMENTO TEÓRICO	7
2.1 La hidráulica	7
2.1.1 Ventajas de la hidráulica	8
2.2 La hidrostática	9
2.2.1 Presión	9
2.2.2 Caudal	10
2.2.3 Caudal y velocidad	10
2.2.4 Caudal y caída de presión	10
2.3 Componentes principales de todo sistema hidráulico	11
2.3.1 Bomba	11
2.3.1.1 Características de las bombas	11
2.3.1.2 Tipos de bombas	12
2.3.1.2.1 Bombas de Engranajes	13
2.3.1.2.2 Bombas de Paletas	14

II

2.3.1.2.3 Bombas de Pistones	15
2.3.1.3 Cálculo de la potencia del sistema hidráulico o potencia que transmitirá la bomba	18
2.3.1.4 Cálculo de la potencia del motor	18
2.3.2 Cilindros hidráulicos	19
2.3.2.1 Características de los cilindros	19
2.3.2.2 Tipos de cilindros	21
2.3.2.2.1 Cilindros de doble efecto	21
2.3.2.3 Diseño del cilindro	22
2.3.2.3.1 Cálculo del espesor (e_m) mínimo de la pared del cuerpo del cilindro	22
2.3.2.3.2 Cálculo del diámetro mínimo del vástago.	23
2.3.2.3.3 Cálculo del factor de seguridad por esfuerzo de tracción.	23
2.3.2.3.4 Cálculo de seguridad de esfuerzos de pandeo.	24
2.3.2.3.5 Cálculo del embolo y tapa guía.	27
2.3.3 Válvulas de control de dirección	28
2.3.3.1 Válvulas de dos, tres y cuatro vías	28
2.3.3.1.1 Válvulas de cuatro vías	28
2.3.3.2 Válvulas de mando directo y tipos de actuación	29
2.3.3.2.1 Mando Neumático	30
2.3.3.2.2 Mando Hidráulico	30
2.3.3.2.3 Mando Eléctrico	31
2.3.3.3 Válvulas de dos etapas	32
2.3.3.4 Válvulas de alivio	33
2.3.4 Depósitos de aceite	33

III

2.3.4.1	Construcción del depósito	33
2.3.4.2	Diseño del depósito	35
2.3.5	Tuberías	36
2.3.5.1	Tubos gas	36
2.3.5.2	Mangueras flexibles	41
2.3.5.3	Cálculo del diámetro y espesor de tuberías de acero	43
2.4	Tercera Ley de newton y Fricción	46
2.4.1	Tercera Ley de Newton	46
2.4.2	Fricción	47
2.5	Resistencia de materiales	50
2.5.1	Esfuerzo de flexión	50
2.5.2	Esfuerzo cortante	54
2.5.3	Deformación de vigas - Método del área de momentos.	57
2.5.3.1	Primer Teorema del área de momentos	58
2.5.3.2	Segundo Teorema del área de momentos	59
2.5.4	Criterio de Fallas	60
2.6	Transferencia de calor	62
2.6.1	Relación empírica para corrientes en tuberías y conductos	62

CAPITULO 3

	DISEÑO DEL SISTEMA NUEVO	64
3.1	Sistema Original – Equipo alimentador mecánico STEPHEN ADAMSON	64
3.1.1	Funcionamiento	66
3.1.2	Componentes del sistema de transmisión mecánico	66
3.2	Sistema Nuevo – Alimentador de Mineral hidráulico	69
3.2.1	Funcionamiento	69

3.2.2	Componentes del equipo	69
3.2.2.1	El sistema de transmisión hidráulico	69
3.2.2.2	La bandeja de alimentación de mineral	73
3.2.3	Funcionamiento de partes principales	75
3.2.3.1	Bomba	75
3.2.3.2	Válvula de control o direccional	76
3.2.3.3	Válvula de alivio	77
3.2.3.4	Cilindros	78
3.2.4	Características generales	78
3.2.5	Empleo de Normas	80
3.3	Diagrama de flujo de actividades	81
3.4	Cálculo de los parámetros de diseño	84
3.4.1	Cálculo del peso del mineral a transportar: W	84
3.4.2	Cálculo de las fuerzas de empuje de la bandeja	85
3.5	Diseño de los componentes principales	88
3.5.1	Diseño del cilindro hidráulico de empuje del alimentador	89
3.5.2	Diseño del bastidor de los cilindros hidráulicos	101
3.5.2.1	Determinación de la fuerza de diseño	102
3.5.2.2	Cálculo del espesor (b) del bastidor	105
3.5.2.2.1	Cálculo de los máximos esfuerzos	105
3.5.2.2.2	Aplicando criterios de fallas	111
3.5.3	Diseño de los pines de unión del bastidor y bandeja a las horquillas de los cilindros y selección de horquillas	113
3.5.3.1	Diseño del pin de unión del bastidor a horquilla de cabeza de cilindro	114
3.5.3.2	Diseño del pin de unión de la bandeja a horquilla de vástago	

	de cilindro	123
3.5.3.3	Selección de horquilla de bastidor o Mounting Plate	124
3.5.3.4	Selección de horquilla de bandeja o Clevis Bracket for Knuckle	124
3.5.3.5	Selección de horquilla de vástago o Knuckle (Female rod)	125
3.5.4	Diseño del depósito o tanque de almacenamiento del aceite	128
3.5.5	Cálculo y selección del sistema de enfriamiento del aceite hidráulico	130
3.6	Cálculo para seleccionar las partes y accesorios del sistema de transmisión de potencia hidráulica.	132
3.6.1	Cálculo de los parámetros de selección.	132
3.6.2	Cálculo y selección de bomba, motor y acoplamiento	136
3.6.3	Selección de filtros y otros accesorios	138
3.7	Optimización del diseño	149
3.7.1	Cálculo de la presión de trabajo (P_s) y factores de seguridad (m_t y m_c) para diferentes medidas de cilindros	150
CAPITULO 4		
ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS DEL DISEÑO		154
4.1	Comparación del sistema original con el sistema nuevo	154
4.2	Análisis de los resultados del diseño	154
4.2.1	Análisis de resultados de fuerzas	155
4.2.2	Análisis de componentes principales	156
4.2.3	Desventajas del sistema original	165
4.2.4	Ventajas del sistema nuevo	165
4.2.5	Desventajas del sistema nuevo	166
4.3	Fallas comunes del sistema original o de transmisión de potencia mecánica	166
4.4	Mantenimiento del sistema original y sistema nuevo	167
4.4.1	Mantenimiento del sistema original o de transmisión mecánica	168

4.4.2	Mantenimiento del sistema nuevo o de transmisión hidráulica	168
4.4.2.1	Recomendaciones de mantenimiento.	169
4.4.2.2	Recomendaciones de reemplazo de componentes principales y listado de repuestos críticos	170
4.4.2.3	Recomendaciones de cambio de aceite y filtros.	171
4.5	Plano Hidráulico de control del sistema Nuevo	172
4.5.1	Plano hidráulico de control	173
4.5.2	Funcionamiento	173
4.6	Plano Eléctrico del sistema nuevo	176
4.6.1	Diagramas eléctricos	176
4.6.2	Funcionamiento	180
CAPITULO 5		
ANALISIS ECONOMICO		182
5.1	Costos Directos	182
5.1.1	Cálculo de mano de obra directa	182
5.1.2	Costo de materiales directos	188
5.2	Costos Indirectos	191
5.2.1	Mano de obra indirecta	191
5.2.2	Material indirecto	191
5.2.3	Otros gastos indirectos	192
5.3	Costo de Fabricación	195
5.4	Cálculo del costo total de operación del sistema hidráulico	195
5.4.1	Costo anual de mantenimiento por materiales y repuestos	196
5.4.2	Costo por mano de obra anual de mantenimiento	196
5.4.3	Costo Anual de Energía	197
5.4.4	Costo por mano de obra anual de operación	198

VII

5.4.5	Cuadro resumen de costo anual de operación sistema hidráulico	198
5.5	Calculo del costo total de operación del sistema mecánico	198
5.5.1	Costo anual de mantenimiento por materiales y repuestos	199
5.5.2	Costo por mano de obra anual de mantenimiento	199
5.5.3	Costo Anual de Energía	200
5.5.4	Costo por mano de obra anual de operación	201
5.5.5	Cuadro resumen de costo anual de operación sistema Mecánico	201
5.6	Cálculo costo/beneficio por cambio de sistema mecánico a hidráulico.	201
5.6.1	Cálculo del valor presente del costo de operación total	203
5.6.2	Cálculo del valor presente del Beneficio	203
5.6.3	Cálculo del Costo/Beneficio	206
5.6.4	Cálculo del tiempo de recuperación de la inversión	206
	CONCLUSIONES	209
	BIBLIOGRAFÍA	211
	APENDICE	213
	PLANOS DE FABRICACIÓN	

Dedicado a:

*A mis padres, hermanos, mí querida
esposa Giovanna y mis hijos Paola y
Cristhian, quienes con su apoyo he
podido realizar este trabajo.*

PROLOGO

Esta tesis es un estudio que se refiere al cambio de sistema de transmisión mecánico a sistema de transmisión hidráulico de un alimentador de mineral a una chancadora. Esta tesis esta dividida en cinco capítulos.

A continuación describimos brevemente los cinco capítulos:

En el capítulo 1, describimos el objetivo, los alcances, justificación y limitaciones del diseño.

En el capítulo 2, menciono los conceptos teóricos que me ayudarán a comprender y a familiarizarme con el tema que trato. También se explica en que principio de operación esta basado el sistema de transmisión de potencia del equipo, y los avances que se han dado en este campo. Además incluyó todas las formulas para el diseño de los diferentes componentes.

En el capítulo 3, explico como funciona este nuevo sistema, sus características, la función de sus componentes principales y cual es el principio de operación, también menciono la documentación necesaria para poder realizar el diseño, entre las cuales se puede mencionar a las normas técnicas existentes, proyectos realizados similares al tema de estudio, catálogos de proveedores y bibliografía en general.

También realizo todos los cálculos para el diseño, así como la selección de los componentes que conforman este sistema.

En el capítulo 4, Realizo un análisis de los resultados del diseño, básicamente hago una comparación del sistema original con el nuevo, indicando las ventajas y desventajas, tipo de mantenimiento, y cuales eran las fallas mas comunes que obligaron al reemplazo del sistema mecánico.

En el capítulo 5, Análisis económico, calculo el costo de fabricación que es básicamente la suma de los costos directos e indirectos. Todos los precios de los materiales son valores que se han extraído de las órdenes de compra de los respectivos proveedores. El costo de mano de obra ha sido proporcionado por el departamento de planillas y remuneraciones de la empresa, las horas laboradas por los trabajadores han sido extraídas del tareo de las planillas cargadas a la orden de trabajo de fabricación del equipo que es materia de estudio. Asimismo otros costos que han sido difíciles de calcular, han sido proporcionados por el departamento de costos. También se muestran algunos cálculos que ayudarán a comprender como se han obtenido los cuadros con los valores de los costos. Asimismo en este capítulo se realiza el cálculo costo/beneficio y el tiempo de recuperación de la inversión por cambio de sistema mecánico a hidráulico.

Finalmente, menciono las conclusiones y recomendaciones así como la bibliografía y apendice: planos de fabricación, catálogos de fabricantes, normas, gráficas, otros.

CAPITULO 1

INTRODUCCIÓN

La globalización internacional ha abierto la puerta de nuevos mercados, permitiendo nuevas alternativas de crecimiento. Esta situación ha generado buenas y mayores oportunidades para la exportación de productos generados en el país, pero a la vez ha elevado las exigencias en la calidad y productividad a niveles internacionales.

En los mercados, se establecen límites a los costos totales de los productos, de tal manera que solamente aquellas empresas capaces de fabricar excelentes productos a un costo competente, podrán generar una mayor utilidad y estar siempre en la cúspide de la competitividad.

Uno de los pilares principales y fundamentales de toda empresa es el mantenimiento, a través del cual se puede cuidar, proteger, mantener y eficientizar los equipos para la elaboración de los productos. En forma genérica el mantenimiento tiene como objetivo la de eliminar las anomalías que se generan en la maquinaria y si estas anomalías se hacen muy reiterativas es responsabilidad de esta área el evaluar su continuidad o reemplazo o en su defecto modificar el equipo, de tal manera, que la empresa no se vea afectada con paradas de producción. Es así como nace este estudio que después se convirtió en proyecto, y que en la actualidad es un proyecto realizado, y hasta la fecha ha reducido los costos de reparación e

intervenciones mecánicas, asimismo cabe recalcar que este proyecto se ejecuto en un gran porcentaje con recursos propios, tanto en materiales, en diseño, así como en la supervisión para que los resultados sean excelentes.

Este es un proyecto que se realizó en la empresa SHOUGANG HIERRO PERU S.A.A. sobre la factibilidad de cambiar un sistema de transmisión de potencia mecánico de un alimentador de mineral por la de un sistema de transmisión de potencia hidráulico del mismo alimentador.

Lo que motivo a realizar este proyecto es terminar con las constantes paradas mecánicas del sistema original del alimentador de mineral, estas paradas ocasionan grandes costos de operación que van desde el tiempo de parada de planta, repuestos del equipo en reparación, mano de obra de operadores de planta de chancado de mineral, mecánicos de mantenimiento y otros equipos e insumos como son: Maquina de soldar, Equipo de corte, soldadura, oxigeno, acetileno, etc.

Para llevar acabo este proyecto me he apoyado en la hidráulica y al empleo del líquido como transmisor de potencia. Básicamente nos basamos en el principio de Pascal, que dice: la presión aplicada a un fluido confinado se transmite íntegramente en todas las direcciones y ejerce fuerzas iguales sobre áreas iguales, actuando estas fuerzas normalmente a las paredes del recipiente que las contiene.

También vamos a analizar los costos, que hacen viable, que un proyecto sea factible o no. Esta es una de las partes fundamentales de un proyecto, ya que si no es rentable solo se quedaría en proyecto. Otra de las ventajas es el diseño de este nuevo sistema de transmisión, que convierte al equipo en un equipo simple de realizar mantenimiento.

1.1 OBJETIVO

Diseñar y construir un sistema de transmisión de potencia hidráulica de un alimentador de mineral de 150 HP, que reemplace al sistema de transmisión mecánica original, de tal manera que el mantenimiento sea económica y mas rápida, logrando a su vez poder aumentar la capacidad de producción del equipo y terminar con las constantes paradas que ocasiona el sistema original a la Planta N° 1 de chancado de mineral.

1.2 ALCANCES

Este sistema representa un eslabón muy importante en la cadena productiva, ya que su falla imprevista, va desde la parada del mismo equipo que a su vez origina la parada de planta de chancado, y este a su vez ocasionaría la disminución de envío de mineral a la planta beneficio, y finalmente aumentaría el tiempo de llenado de mineral en los depósitos de las embarcaciones; aumentando así el costo de producción por tener: embarcaciones en espera, plantas paradas, operadores sin producir, etc.

Para poder lograr la máxima disponibilidad del equipo es necesario que el alcance en la responsabilidad de la correcta operación de este sistema no recaiga solo en el área de mantenimiento sino también en el área operativa del equipo. Ambas áreas deben estar involucradas con este nuevo diseño en la operación y su mantenimiento.

1.3 JUSTIFICACIÓN

El diseño y ejecución de este proyecto se llevo a cabo por muchos problemas que nos ocasionaba el sistema de transmisión mecánica, costos de mantenimiento elevado, constantes paradas de planta, baja capacidad de producción, equipo fatigado por el tiempo de servicio. La reparación de todo el equipo tiene un costo elevado y la capacidad es la misma de

producción, teniendo además la deficiencia de no poder detectar minerales de gran dimensión que pudieran ocasionar roturas de componentes mecánicos. El nuevo sistema que reemplaza a este último, es del tipo hidráulico, que tiene muchas ventajas con respecto al primero, como son bajos costos de mantenimiento, debido a que prácticamente no tiene componentes de grandes dimensiones, estos componentes no requieren un mantenimiento permanente; además es muy fácil aumentarle la capacidad de producción con solo aumentar el caudal de la bomba y a la vez puede detectar minerales de gran dimensión.

1.4 LIMITACIONES

Este diseño tiene las siguientes limitaciones:

- Se necesita de un programa de capacitación de personal para poder detectar un problema en el sistema y comprender el funcionamiento del equipo.
- Requiere una inspección permanente de parte del operador sobre el nivel de aceite del tanque, ya que en una posible falla del interruptor de bajo nivel que para la línea de potencia eléctrica, dañaría a la bomba, debido a que esta continúa trabajando.
- El equipo requiere de un sistema de enfriamiento, debido a que este trabaja las 24 horas.
- La carrera del vástago no puede ser mayor a 5" (127mm), ya que chocaría con la estructura del siguiente equipo en el proceso de producción.
- No se puede alimentar más de 15 estrobas por minuto ya que existe el riesgo de sobrealimentar a la chancadora, produciendo atoro de la misma y finalmente parada de planta.
- El diseño del sistema no puede exceder de presiones mayores a 3000 PSI, ya que la bomba y otros accesorios podrían dañarse por excesiva presión.
- El sistema está diseñado para transportar mineral hasta con el peso específico de 3.2 Ton/m³. Minerales de mayor peso específico pueden requerir mayores presiones, debido a que la presión aumenta con el peso específico para un mismo volumen.

CAPITULO 2

FUNDAMENTO TEÓRICO

En este capítulo desarrollaré los fundamentos de los fenómenos físicos que se combinan para transferir potencia en el circuito hidráulico del alimentador de mineral. A su vez explicare sobre la teoría de resistencia de materiales y las leyes de newton, que son aplicados a este diseño.

2.1 LA HIDRÁULICA

Básicamente la hidráulica se puede definir como un medio de transmitir energía empujando un líquido confinado. El componente de entrada del sistema se llama bomba; el de salida se denomina actuador.

Se basa en 2 principios fundamentales: la hidrostática y la hidrodinámica. Para el diseño de este equipo se empleó la hidrostática como principio básico de operación.

El sistema hidráulico no es una fuente de potencia, es un accionador primario, un motor eléctrico u otro tipo de motor que acciona la bomba. En este proyecto se escogió este medio de transmitir energía por la versatilidad que tiene, además muestra mayores ventajas sobre otros de transmisión de energía.

2.1.1 Ventajas de la hidráulica

- Velocidad Variable

La mayoría de los motores eléctricos funcionan a una velocidad constante. El actuador (lineal o rotativo) de un sistema hidráulico, sin embargo, puede moverse a velocidades infinitamente variables, variando el suministro de la bomba o usando una válvula de control de caudal.

- Reversibilidad

Pocos accionadores primarios son reversibles. Los que son reversibles, generalmente deben desacelerarse hasta una parada completa antes de invertirlos. Un actuador hidráulico puede invertirse, instantáneamente, en pleno movimiento, sin problemas. Una válvula direccional de cuatro vías o una bomba reversible proporcionan el control de la inversión, mientras una limitadora de presión protege a los componentes del sistema contra las presiones excesivas.

- Protección contra las sobrecargas

La válvula limitadora de presión de un sistema hidráulico lo protege contra las sobrecargas. Cuando la carga es superior al límite de presión de la válvula, el caudal de la bomba se dirige al depósito limitando el torque o la fuerza de salida. La válvula limitadora de presión también proporciona el medio de ajustar una máquina para un torque o fuerza predeterminado, como en una operación de bloqueo.

- Tamaños pequeños

Los componentes hidráulicos, debido a su elevada velocidad y capacidad de presión, pueden proporcionar una potencia de salida elevada con pesos y tamaños pequeños.

- Pueden Bloquearse

El bloqueo de un motor eléctrico causa daños o funde el fusible. Igualmente, las máquinas no pueden bloquearse bruscamente e invertirse su sentido. Un actuador

hidráulico, sin embargo, puede quedar bloqueado sin que se produzca daños, al estar sobrecargado, y arrancará inmediatamente en cuanto disminuya la carga. Durante el bloqueo, la válvula de alivio simplemente dirige el caudal de la bomba al tanque. La única pérdida experimentada es la potencia que se disipa inútilmente.

2.2 LA HIDROSTÁTICA

Cuando el sistema es accionado por una fuerza aplicada a un líquido contenido en un recipiente cerrado se le denomina sistema hidrostático; siendo la presión la fuerza aplicada por unidad de superficie, y se expresa como fuerza por unidad de superficie. ($\text{lbs}/\text{in}^2 = \text{psi}$, $\text{N}/\text{m}^2 = \text{Pa}$, $1 \text{ bar} = 0.01\text{KPa}$).

2.2.1 Presión

La presión se origina siempre que se produce una resistencia a la circulación de un líquido, o una fuerza que trata de impulsarlo. Representa la intensidad de la fuerza que se ejerce sobre cada unidad de área de la superficie considerada. Cuanto mayor sea la fuerza que actúa sobre una superficie dada, mayor será la presión, y cuanto menor sea la superficie para una fuerza dada, mayor será entonces la presión resultante.

El cociente entre la intensidad F de la fuerza aplicada perpendicularmente sobre una superficie dada y el área A de dicha superficie se denomina presión:

$$P = F/A$$

Donde:

P = Presión (libras por pulgadas² o PSI)

F = Fuerza (libras)

A = Superficie (pulgadas²)

2.2.2 Caudal

El caudal origina el movimiento del actuador. La fuerza puede transmitirse mediante presión únicamente, pero el caudal es esencial para producir un movimiento. El caudal del sistema hidráulico es suministrado por la bomba. Es la cantidad de líquido que pasa por un punto, por unidad de tiempo. Los caudales grandes se miden en galones por minuto y los pequeños pueden expresarse en pulgadas³ por minuto.

Para poder calcular el caudal se aplica la siguiente ecuación:

$$Q = A \times V$$

Donde:

Q = Caudal

A = Área de circulación del fluido

V = Velocidad del fluido

2.2.3 Caudal y velocidad

La velocidad es la velocidad media de las partículas del líquido en un punto determinado o la distancia media que las partículas recorren por unidad de tiempo.

Se mide en pies por segundo o en metros por segundo.

La velocidad de un actuador hidráulico, depende siempre del tamaño del actuador y del caudal que actúe sobre el.

2.2.4 Caudal y caída de presión

Cuando un líquido fluye tiene que existir un desequilibrio de fuerzas para originar el movimiento. Por consiguiente, cuando un líquido circula a través de una tubería de diámetro constante, la presión será siempre inferior en un punto más bajo de la corriente que en otro punto situado a contracorriente. Se requiere una diferencia de presiones, o caída de presión, para vencer el rozamiento de la línea.

2.3 COMPONENTES PRINCIPALES DE TODO SISTEMA HIDRÁULICO

En todo sistema hidráulico se tiene los siguientes componentes principales: Bombas, Cilindros hidráulicos, Válvulas de control de dirección, Depósitos de aceite, Tuberías y mangueras.

2.3.1 Bomba

En un sistema hidráulico, la bomba convierte la energía mecánica de rotación en energía hidráulica (potencia hidráulica) impulsando fluido al sistema.

Todas las bombas funcionan según el mismo principio, generando un volumen que va aumentando en el lado de entrada y disminuyendo en el lado de salida; pero los distintos tipos de bombas varían mucho en métodos y sofisticación.

2.3.1.1 Características de las bombas

- **Desplazamiento de la bomba**

La capacidad de caudal de una bomba puede expresarse con el desplazamiento por revolución o con el caudal en gpm (l / min).

El desplazamiento es el volumen de líquido transferido en una revolución.

Es igual al volumen de una cámara de bombeo multiplicado por el número de cámaras que pasan por el orificio de salida durante una revolución de la bomba. El desplazamiento se expresa en pulgadas cúbicas por revolución (centímetros cúbicos por revolución).

- **Caudal de la bomba**

Una bomba viene caracterizada por su caudal nominal en gpm (litros por minuto); por ejemplo, 10 gpm (37.85 lpm). En realidad puede bombear más caudal en ausencia de carga y menos a su presión de funcionamiento

nominal. Su desplazamiento es también proporcional a la velocidad de rotación.

- **Rendimiento Volumétrico**

En teoría, una bomba suministra una cantidad de fluido igual a su desplazamiento por ciclo o revolución. En realidad el desplazamiento efectivo es menor, debido a las fugas internas. A medida que aumenta la presión, las fugas desde la salida de la bomba hacia la entrada o al drenaje también aumentan y el rendimiento volumétrico disminuye.

2.3.1.2 Tipos de bombas

Hay 2 tipos básicos de bombas. El primero es la **bomba de desplazamiento no positivo**. Este diseño de bomba se utiliza principalmente para transferir fluidos donde la única resistencia que se encuentra es la creada por el peso del mismo fluido y el rozamiento.

El segundo tipo de bombas son la de **desplazamiento positivo**, que generalmente son usadas en los sistemas hidráulicos industriales. Estas bombas suministran al sistema una cantidad determinada de fluido, en cada carrera, revolución o ciclo. Este tipo de bomba se clasifica como de desplazamiento fijo o variable.

Las bombas de desplazamiento fijo tienen un desplazamiento que no puede cambiarse sin reemplazar ciertos componentes. No obstante, en algunos tipos es posible hacer variar el tamaño de la cámara de bombeo (y el desplazamiento) utilizando controles externos. Estas bombas se denominan bombas de desplazamiento variable.

En ciertas bombas de paletas y de pistones, el desplazamiento puede variarse desde cero hasta el máximo. Algunas pueden invertir su caudal cuando el control pasa por la posición central o neutra. La presión viene determinada por la carga de trabajo, y exceptuando las fugas, el caudal de salida es independiente de la presión de trabajo y esto hace que la bomba de desplazamiento positivo sea más adecuada para utilizarse en la transmisión de potencia. Este capítulo estudia los tres tipos más conocidos: bombas de engranajes, bombas de paletas y bomba de pistones.

2.3.1.2.1 Bombas de Engranajes

Una bomba de engranajes (Figura 1) suministra un caudal, transportando el fluido entre los dientes de dos engranajes bien acoplados. Uno de los engranajes es accionado por el eje de la bomba y hace girar al otro. Las cámaras de bombeo, formadas entre los dientes de los engranajes, están cerradas por el cuerpo de la bomba y por las placas laterales (llamadas frecuentemente placas de presión o de desgaste).

Las bombas de engranajes no están equilibradas hidráulicamente debido a que la alta presión en el orificio de salida impone una carga no equilibrada sobre los engranajes y cojinetes (Figura 2.1). Cojinetes grandes incorporados en este diseño equilibran estas cargas. Estas bombas pueden trabajar a presiones de hasta 3600 psi con una compensación adecuada de las cargas axiales.

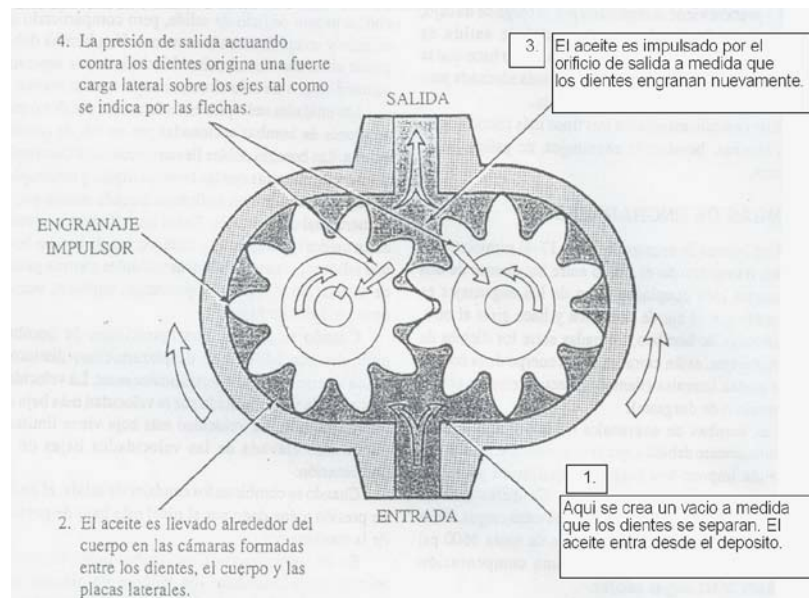


Figura 2.1 Bomba de Engranajes Externos

2.3.1.2.2 Bombas de Paletas

El principio de funcionamiento de una bomba de paletas está ilustrado en la Figura 2.2. Un rotor ranurado está acoplado al eje de accionamiento y gira dentro un anillo ovalado. Dentro de las ranuras del rotor están colocadas las paletas, que siguen la superficie interna del anillo cuando el rotor gira.

Generalmente se requiere una velocidad mínima de 600 rpm en el arranque para que la fuerza centrífuga y la presión aplicada en la parte inferior de las paletas las mantenga apoyadas contra el anillo. Las cámaras de bombeo se forman entre las paletas, rotor, anillo y las dos placas laterales.

Debido a que el anillo y el rotor son concéntricos, las cámaras van aumentando de tamaño, creando un vacío parcial que aspira fluido por el orificio de entrada. Cuando pasan por el centro, estas cámaras van disminuyendo de tamaño, impulsando el fluido hacia la salida. El desplazamiento de la bomba depende de la anchura del anillo y del rotor y de

la distancia que la paleta puede extenderse desde la superficie del rotor a la del anillo.

El contacto entre la superficie interna del anillo y la punta de las paletas significa que ambos están sometidos a desgaste. Para mantener un grado constante de contacto, las paletas salen más de sus ranuras cuando se desgastan. Las bombas de paletas cubren las zonas de caudales pequeños y medios con presiones de funcionamiento hasta 3000 psi. Son fiables de rendimiento elevado, y de fácil mantenimiento. Además tienen un bajo nivel sonoro y una larga duración.

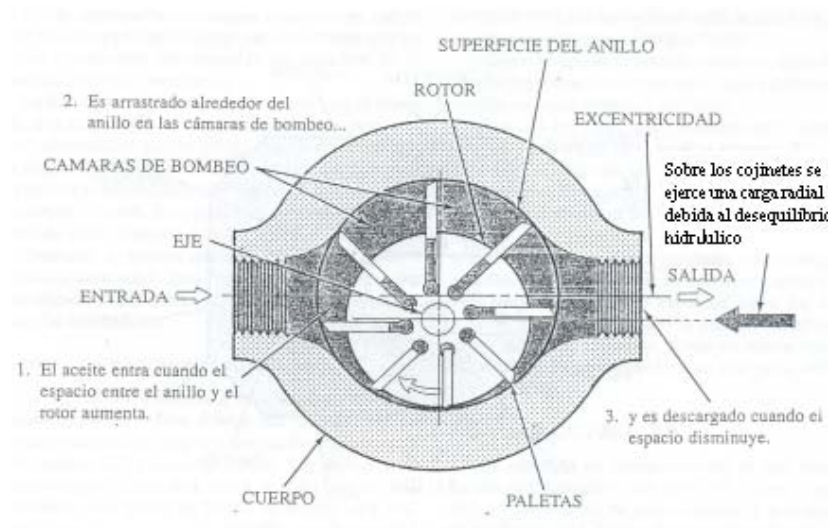


Figura 2.2 Funcionamiento de la Bomba de Paleta No Equilibrada Hidráulicamente

2.3.1.2.3 Bombas de Pistones

Estas bombas funcionan según el principio de que un pistón, moviéndose alternativamente dentro de un orificio, aspirará fluido al retraerse y lo expulsará en su carrera hacia adelante. Hay dos tipos de bombas: la de

pistones radiales y la de pistones axiales, ambos están disponibles con desplazamiento fijo o variable.

- **Bomba de pistones radiales**

En esta bomba el bloque de cilindros gira sobre un pivote estacionario y dentro de un anillo circular o rotor. A medida que va girando, la fuerza centrífuga, la presión hidráulica o alguna forma de acción mecánica, obliga a los pistones a seguir la superficie interna del anillo, que es excéntrico con relación al bloque de cilindros (Figura 2.3). Al tiempo que los pistones se desplazan alternativamente en sus cilindros, los orificios localizados en el anillo de distribución les permiten aspirar fluido cuando se mueven hacia fuera y descargarlo cuando se mueven hacia adentro.

El desplazamiento de la bomba viene determinado por el tamaño y número de pistones y naturalmente, por la longitud de su carrera.

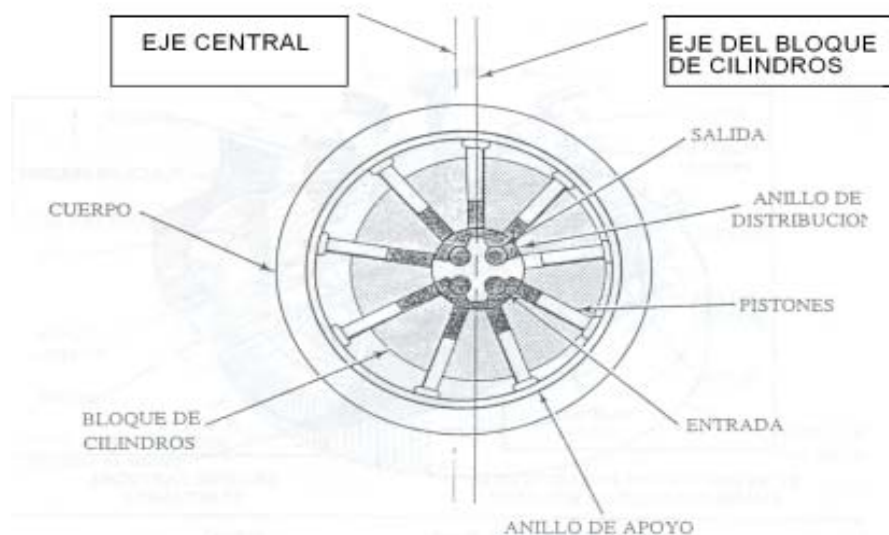


Figura 2.3 Bombas de Pistones Radiales

- **Bomba de pistones axiales**

En esta bomba el conjunto de los cilindros y el eje de accionamiento tienen la misma línea central y los pistones se mueven alternativamente en sentido paralelo al eje (Figura 2.4). El eje de accionamiento hace girar el barrilete, conteniendo los pistones, que están ajustados en sus alojamientos y conectados mediante patines y una placa de soporte, de forma que los patines están apoyados sobre una placa circular inclinada (placa de presión). A medida que el barrilete gira, los patines siguen la inclinación de la placa, haciendo que los pistones tengan un movimiento alternativo. Los orificios, en la placa de distribución, están dispuestos de tal forma que los pistones pasan por la entrada cuando empiezan a salir de sus alojamientos y por la salida cuando se les obliga a entrar. Para regular el caudal, solo hay que presionar el bloque basculante que contiene a la placa circular por medio de un tornillo empujador, de esa manera el ángulo de la placa circular variará para aumentar o disminuir la carrera de los pistones. De igual manera que las bombas de paletas esta tiene la función de proporcionar caudal para producir movimiento a los cilindros hidráulicos y así poder desplazar la bandeja con el mineral

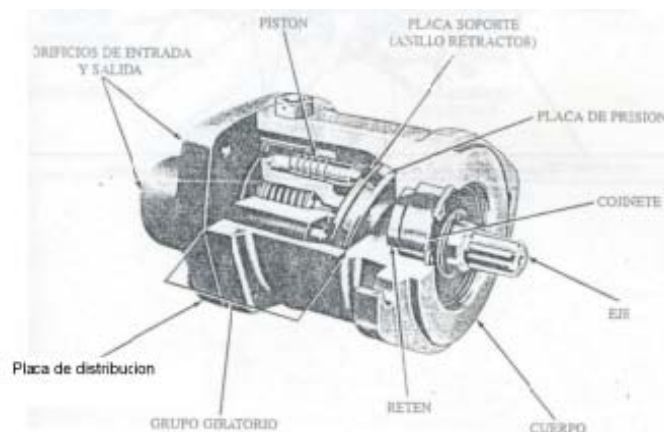


Fig. 2.4 Bomba de Pistones Axiales

2.3.1.3 Cálculo de la potencia del sistema hidráulico o potencia que transmitirá la bomba

Para determinar la potencia necesaria de un sistema hidráulico se requiere emplear la mayor fuerza, y la velocidad V en el sentido de esa fuerza, por tanto se emplea la siguiente ecuación:

$$\text{Potencia en cilindros} = F \times V$$

Donde:

F = Fuerza aplicada (en nuestro caso al vástago del cilindro)

V = Velocidad con que se desplaza el elemento donde actúa la fuerza.

2.3.1.4 Cálculo de la potencia del motor

La potencia mecánica para accionar el sistema será mayor puesto que el rendimiento del sistema no es del 100%. Considerando un rendimiento $\eta\%$ entonces la potencia mecánica para el accionamiento de la bomba será:

$$\text{Potencia mecánica} = \text{Potencia en cilindros} / \eta$$

Donde:

η = Rendimiento del sistema

Para determinar la potencia del motor se tiene que considerar un factor de servicio, esto es, para que el motor pueda soportar un exceso de potencia imprevista. Por tanto la potencia para selección del motor, se determina de la siguiente manera:

$$\text{Potencia de motor} = \text{Potencia mecánica} \times \text{F.S.}$$

Donde:

F.S. = Factor de servicio

2.3.2 Cilindros hidráulicos

Son actuadores lineales, lo que significa que la salida de un cilindro es un movimiento y/o fuerza en línea recta. La función de los cilindros hidráulicos es convertir la potencia hidráulica en potencia mecánica lineal.

2.3.2.1 Características de los cilindros

Las características de un cilindro incluyen sus dimensiones y su capacidad de presión. Las principales son:

- Diámetro del pistón
- Diámetro del vástago
- longitud de la carrera

La capacidad de presión viene dada por el fabricante. Esta información puede obtenerse de la placa de referencias del cilindro o del catalogo del fabricante.

La velocidad del cilindro, la fuerza exterior disponible y la presión requerida para una carga dada, dependen todas del área del pistón

Entre las características técnicas podemos mencionar las juntas. Estas normalmente se utilizan anillos de fundición como juntas del pistón. Una larga duración es una característica más importante. No obstante, cuando una carga exterior actúa sobre el cilindro, estos anillos presentan una holgura característica que origina un desplazamiento suave del vástago cuando se cierra la válvula de control. Cuando este desplazamiento no puede tolerarse, hay disponibles otras formas de juntas y materiales. Son corrientes las juntas de goma, pero debe ponerse mucho cuidado en el que el material que las forma sea compatible con el fluido y la temperatura del sistema.

Las juntas de los vástagos se fabrican generalmente con materiales similares a la goma, materiales basados en polímeros duros (plásticos) tales como teflón, son cada vez más populares.

Limpiador o rascador del vástago. Este dispositivo impide que los materiales exteriores penetren dentro del cilindro y del sistema hidráulico. Los materiales deben ser compatibles no solo con el fluido, sino también con el ambiente a que está expuesto el vástago del cilindro, tales como el hielo, suciedad, vapor, agua, polvo, etc. El mantenimiento del dispositivo rascador / limpiador es importante pero frecuentemente se le olvida.

Amortiguadores de cilindros. Frecuentemente se instalan amortiguadores en uno o ambos extremos del cilindro para disminuir el movimiento del pistón cerca del fin de carrera e impedir que éste golpee contra la tapa trasera. La figura 2.5 muestra los elementos básicos: émbolo, orificio ajustable del amortiguador y una válvula antirretorno. Esta configuración amortiguadora se utiliza cuando el cilindro está entrando.

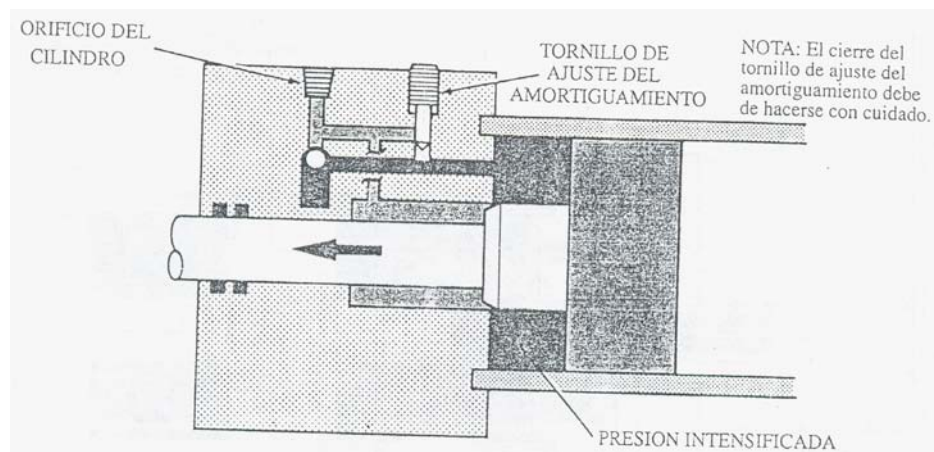


Figura 2.5 Amortiguación del Cilindro - Vástago Saliendo

2.3.2.2 Tipos de cilindros

Hay varios tipos de cilindros incluyendo los de simple y los de doble efecto. Las características de diseño del cilindro utilizado en esta tesis se exponen a continuación.

2.3.2.2.1 *Cilindros de doble efecto*

Los cilindros que empleo son de doble efecto (Figura 2.6) debido a las características del funcionamiento del equipo, se requiere potencia a la entrada y salida del vástago. Estos cilindros se denominan también cilindros diferenciales porque presentan áreas distintas expuestas a la presión durante las carreras de entrada y salida del vástago. Esta diferencia es debido a la sección circular del vástago que reduce el área bajo presión durante su entrada.

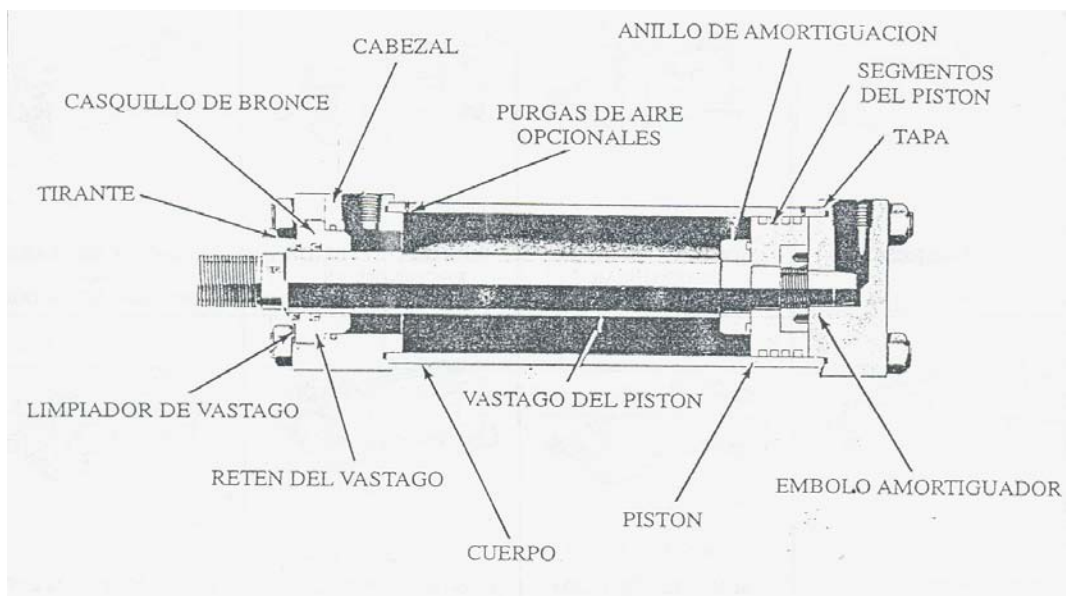


Figura 2.6 Construcción de un cilindro típico

El vástago sale más despacio de lo que entra porque se requiere mas fluido para llenar el área mayor del pistón. No obstante, se puede ejercer una fuerza superior porque la presión actúa sobre el área total del pistón.

Cuando el vástago entra, el mismo caudal procedente de la bomba hace que éste se mueva más de prisa porque el área del lado del vástago es más pequeña. Con la misma presión del sistema, la fuerza máxima ejercida por el cilindro es también menor porque también lo es el área bajo presión. Estas diferencias de áreas influyen en gran porcentaje en el diseño de todo el sistema. De este ratio de áreas, se puede determinar las presiones máximas del sistema, así se observa en el capítulo de cálculos.

2.3.2.3 Diseño del cilindro

Para el diseño del cilindro se ha empleado diferentes formulas de acuerdo a normas americanas y europeas extraídas de diferentes libros de consulta que indico en la bibliografía y apéndice

2.3.2.3.1 Cálculo del espesor (e_m) mínimo de la pared del cuerpo del cilindro

Según DIN 2413 (teoría de cálculo de cilindros de paredes gruesas), se tiene:

$$e_m = d_1 / ((200 \times K_{adm} / 1.11P) - 2)$$

Donde:

e_m = espesor del cilindro (mm)

K_{adm} = esf. Admisible del material del cuerpo (Kg/mm^2)

d_1 = diámetro interior del cilindro (mm)

P = Presión de trabajo del aceite en el cilindro (kg/cm^2)

2.3.2.3.2 *Cálculo del diámetro mínimo del vástago*

Para ejes sometidos solo a carga de tracción tenemos lo siguiente:

$$dv^2 = 4 \times F / (\pi \times Kadm)$$

Donde:

dv = diámetro mínimo de vástago

F = fuerza axial de tracción del vástago = F_{2i}

Kadm = esfuerzo admisible del material del vástago

2.3.2.3.3 *Cálculo del factor de seguridad por esfuerzo de tracción*

De acuerdo al criterio de Soderberg, en el diseño de los elementos, se deberá tener en cuenta el factor de seguridad, que normalmente se toma con respecto al esfuerzo de rotura, de fluencia o de fatiga. Al valor obtenido de la relación de cualquiera de estos esfuerzos entre el factor de diseño se le conoce con el nombre de esfuerzo de diseño, permisible o admisible

$$m_T = S_y / \sigma_T$$

Donde:

σ_T = Esfuerzo de tracción sobre el vástago (kg/cm^2)

S_y = Limite de fluencia del material del vástago

m_T = factor de seguridad por tracción

$$\sigma_{aT} = S_y / N_T$$

Donde

σ_{aT} = Esfuerzo admisible de tracción

N_T = Factor de diseño por tracción

2.3.2.3.4 Cálculo de seguridad de esfuerzos de pandeo

Para calcular la resistencia al pandeo utilizaré las especificaciones del American Institute of Steel Construction (AISC), que indica, que dependiendo del grado de esbeltez (λ) se empleara las siguientes ecuaciones:

Si $\lambda > C_c$ → utilizamos Euler

EULER

$$F = K (\pi^2 \times E) / L^2$$
$$\sigma_{cr} = \pi^2 E / \lambda^2$$

Si $\lambda < C_c$ → utilizamos

$$\sigma_{cr} = S_y (1 - (S_y \times \lambda^2) / 4\pi^2 E)$$

Donde:

K = Coeficiente cuyo valor depende del sistema de fijación del cilindro por sus extremos

L = longitud del vástago.

σ_{cr} = Esfuerzo crítico que origina pandeo

S_y = Esfuerzo de fluencia

E = Modulo de elasticidad

C_c = Razón real de delgadez

λ = Grado de esbeltez

Cálculo del grado de esbeltez

$$\lambda = L e / r_{min.} = (L \times (1 / K)^{1/2}) / r_{min.}$$
$$r_{min.} = (I / A_2)^{1/2}$$
$$I = (\pi \times d_2^4) / 64; \quad A_2 = (\pi \times d_2^2) / 4 \quad \text{---} \rightarrow r_{min.} = d_2 / 4$$

Donde:

λ = Grado de esbeltez

$r_{\min.}$ = radio de giro mínimo.

I = momento de inercia de la sección transversal del vástago

A_2 = sección transversal del vástago.

Cálculo de la razón real de delgadez

$$C_c = (2\pi^2 E / S_y)^{1/2}$$

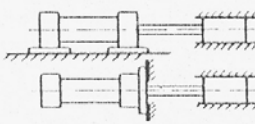
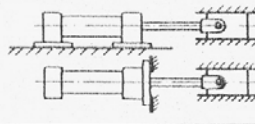
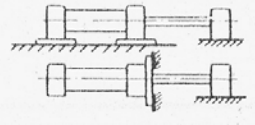
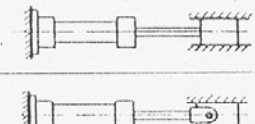
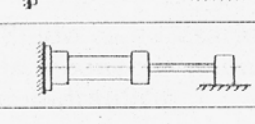

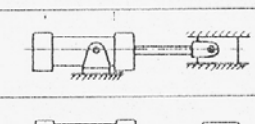
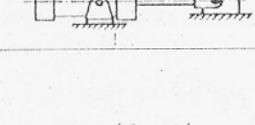
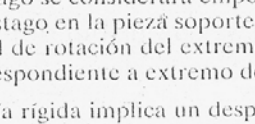
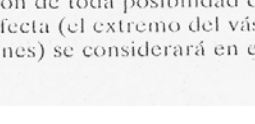
Donde:

E = Modulo de elasticidad

S_y = Limite de fluencia

Para este sistema los cilindros se encuentran articulados con charnelas en la fijación del cilindro y en el extremo del vástago apoyado con guía no rígida.

Por tanto se tiene $K = 4$, (ver Figura 2.7 para los diferentes valores de K , de acuerdo a las diferentes formas de fijación de cilindros y vástagos). La longitud del vástago sometida a pandeo en el sistema a diseñar es de 515 mm.

FORMA FIJACIÓN DEL CILINDRO	REPRESENTACIÓN ESQUEMÁTICA	FIJACIÓN EXTREMO VÁSTAGO	K	OBSERVACIONES
Patas		Fijado y guía rígida	0,5	* **
		Articulado y guía rígida	0,7	**
Brida frontal		Apoyado y guía no rígida	2	
Brida posterior		Fijado y guía rígida	1	* **
		Articulado y guía rígida	1,5	**
		Apoyado guía no rígida	4	
Charnelas		Articulado y guía rígida	2	**
		Apoyado y guía no rígida	4	
Bulones		Articulado y guía rígida	1,5	**
		Apoyado y guía no rígida	3	

OBSERVACIONES

- * El extremo del vástago se considerará empotrado. Esta condición corresponde a una fijación perfectamente rígida del vástago en la pieza soporte que debe estar prevista con longitudes guiadas para eliminar toda posibilidad de rotación del extremo. Si estas condiciones no se cumplen, se considerará para cálculo el caso correspondiente a extremo de vástago con articulación.
- ** La condición de guía rígida implica un desplazamiento riguroso según el eje del cilindro del elemento soporte, y la exclusión de toda posibilidad de desviación. Si la guía es incompleta (por ejemplo: en un solo plano) o imperfecta (el extremo del vástago puede desviarse del eje del cilindro a causa del juego o de las deformaciones) se considerará en el cálculo el valor factor «K» correspondiente a vástago no guiado.

Figura 2.7 Sistema de fijación para cilindros, con los correspondientes valores del coeficiente

2.3.2.3.5 Cálculo del embolo y tapa guía

En todo cilindro hidráulico se distingue la tapa guía y la longitud del embolo (Figura 2.8).

Para el caso de cilindros de doble efecto, las dimensiones indicadas de las guías se calculan por las siguientes expresiones:

$$L_{f1} = (K_1)d_1$$

$$L_{f2} = (K_2)d_2$$

Donde:

L_{f1} = Longitud del embolo (mm)

K_1 = Constante que varía entre 0.4 a 0.6

L_{f2} = Longitud de la tapa guía (mm)

K_2 = Constante que varía entre 0.8 a 1.2

d_1 = Diámetro interior del cilindro

d_2 = Diámetro de vástago

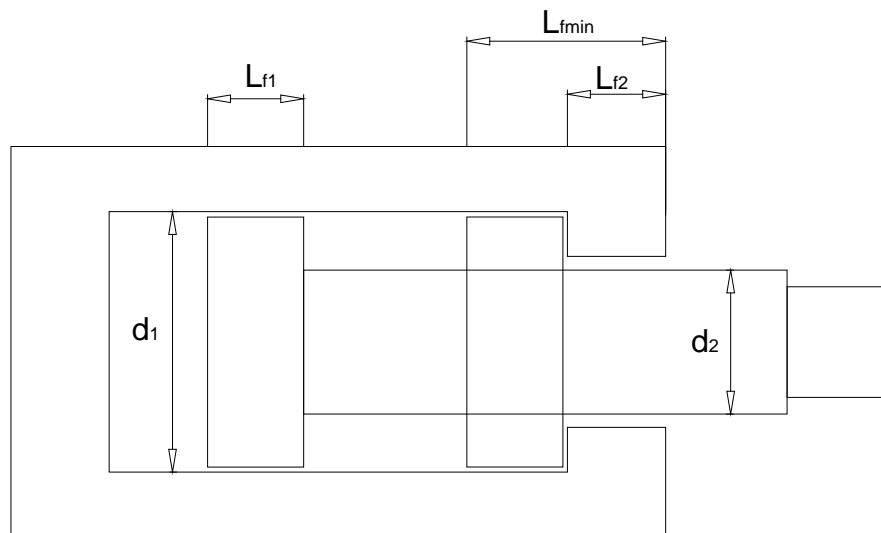


Figura 2.8 Guía de eje

2.3.3 Válvulas de control de dirección

Las válvulas direccionales, como su nombre indica, se usan para controlar la dirección del caudal. Aunque todas realizan esta función, estas válvulas varían considerablemente en construcción y funcionamiento. Se clasifican, según sus características principales, tales como:

- **Tipo de elemento interno.** Obturador (pistón o esfera)
- **Métodos de actuación.** Manuales, mecánicos, neumáticos, hidráulicos, eléctricos o combinaciones de estos.
- **Numero de vías.** Dos, tres o cuatro vías.
- **Tamaño.** Tamaño nominal de las tuberías conectadas a la válvula o a su placa base, o caudal nominal.
- **Conexiones.** Roscas cónicas, roscas cilíndricas, bridas y placas bases.

2.3.3.1 Válvulas de dos, tres y cuatro vías

La función básica de estas válvulas es dirigir el caudal de entrada desde el orificio P a cualquiera de los dos orificios de salida. El número de orificios por los que el fluido puede pasar determina si la válvula es de dos, tres o cuatro vías. En esta tesis solo se explicara el funcionamiento de la válvula de 4 vías y 3 posiciones.

2.3.3.1.1 Válvulas de cuatro vías

Una válvula de cuatro vías selecciona alternativamente los dos orificios de salida, pero con esta válvula, el orificio de tanque se usa para el caudal de retorno (Figura 2.9) puede utilizarse para hacer mover un actuador en ambas direcciones. En la figura 2.10 se muestra una válvula de 4 vías 3 posiciones,

que es básicamente una válvula de 2 posiciones y 4 vías con una posición central neutra en H que permite la comunicación entre las 4 vías.

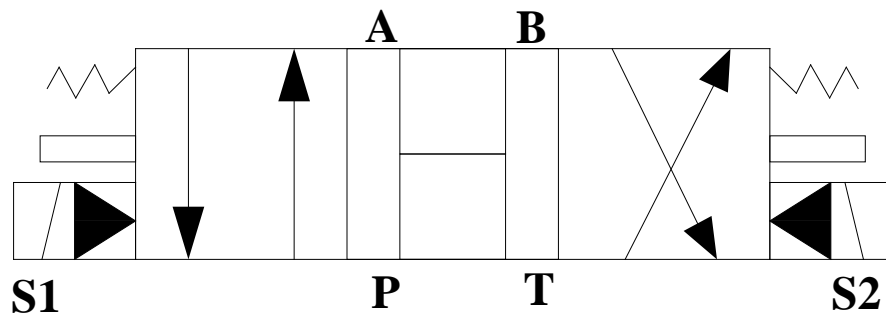
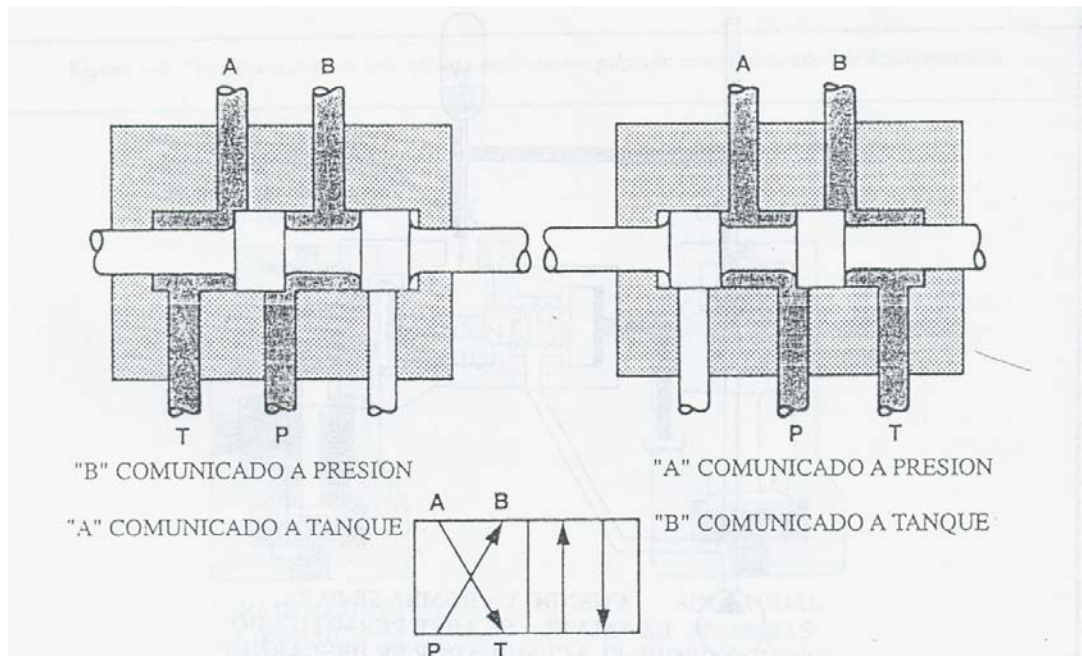


Figura 2.10 Válvula de 4 vías y 3 posiciones (centro en H)

2.3.3.2 Válvulas de mando directo y tipos de actuación

Un actuador acciona la corredera o elemento giratorio de una válvula direccional de mando directo.

Los cinco tipos de mando son: manual, mecánico, neumático, hidráulico y eléctrico. En esta tesis solo explicaré el funcionamiento de las válvulas utilizadas en el diseño.

2.3.3.2.1 Mando Neumático.

Este mando utiliza aire a presión, aplicado a un pistón, para mover la corredera (Figura 2.11). Las piezas de este tipo de mando se fabrican normalmente de aluminio u otro material no corrosivo para que la humedad contenida en el aire no haga que las piezas se oxiden o agarroten. Generalmente, un pequeño agujero en el cuerpo de la válvula permite que se drene fuera la humedad acumulada. Debido a que la presión del aire es baja, el pistón actuador debe ser relativamente grande para poder vencer las fuerzas del muelle y la derivación del caudal.

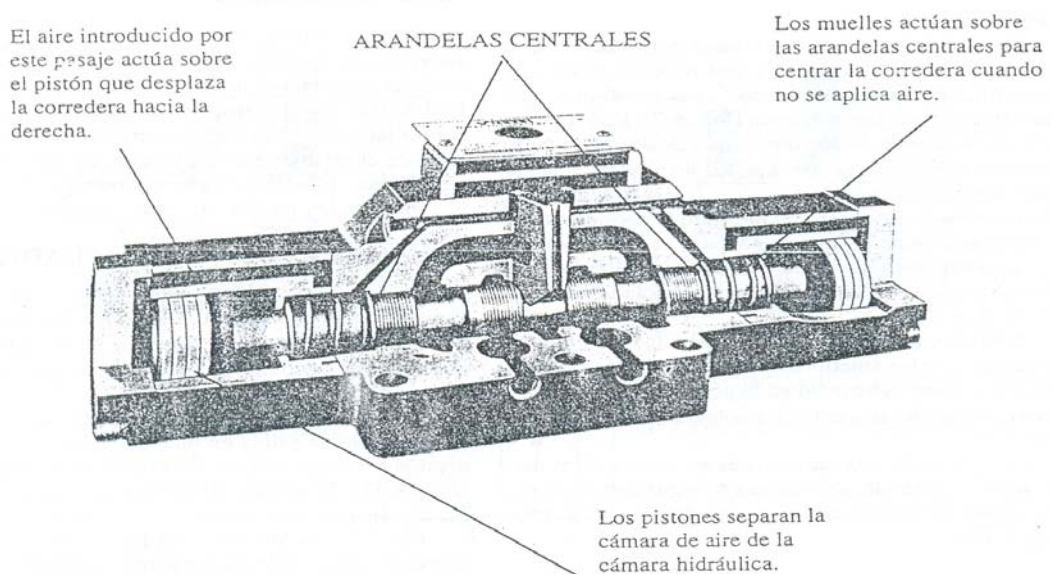


Figura 2.11 Válvula de cuatro vías actuada neumáticamente

2.3.3.2.2 Mando Hidráulico.

El mando hidráulico, tal como el mostrado en la Figura 2.12, utiliza el aceite a presión para hacer mover la corredera. Debido a que el caudal de pilotaje debe controlarse por la propia válvula direccional, las válvulas pilotadas hidráulicamente no pueden utilizarse aisladas.

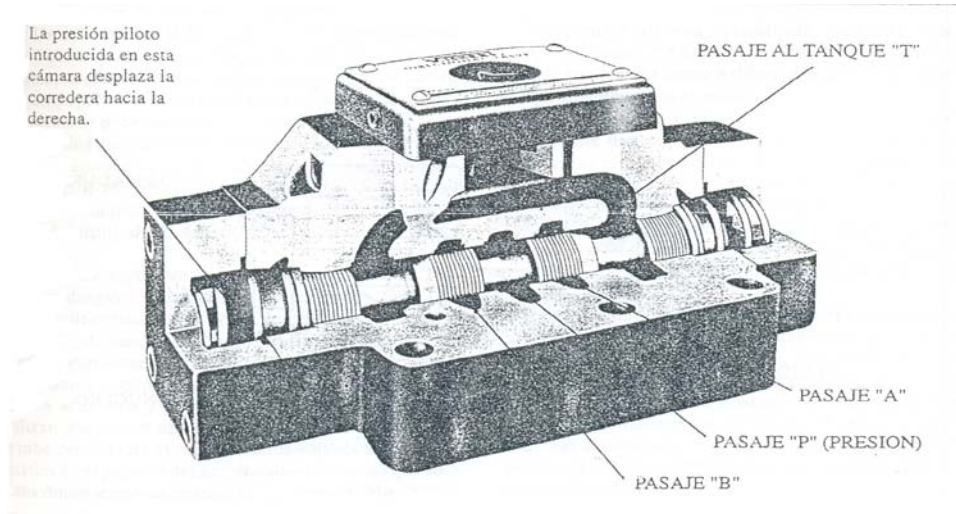


Figura 2.12 Válvula pilotada hidráulicamente

2.3.3.2.3 Mando Eléctrico.

Estos mandos se denominan normalmente solenoides, los solenoides mencionados en este capítulo, se conocen como solenoides todo/nada debido a que después de recibir una señal eléctrica, su núcleo está completamente dentro o fuera. Un solenoide está formado por dos partes básicas: una bobina y un núcleo. Al excitar eléctricamente la bobina, se crea un campo magnético que atrae al núcleo que empuja a la corredera o la varilla empujadora cuando son atraídos por el campo magnético (Figura 2.13).

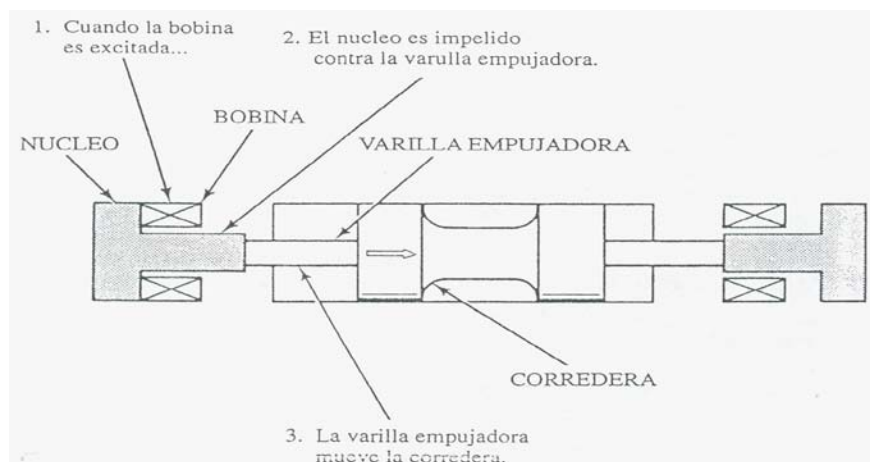


Figura 2.13 Muchas correderas de válvulas pequeñas son accionadas por solenoides

2.3.3.3 Válvulas de dos etapas

Utilizando la flexibilidad y la potencia de la hidráulica, las válvulas de dos etapas pueden controlar grandes volúmenes de fluido a presiones elevadas. Una válvula con solenoide, de mando directo, utilizada para la misma capacidad sería demasiado grande y requeriría una potencia eléctrica muy elevada, para accionar la corredera principal, un mando neumático también debería ser demasiado grande en relación con la válvula.

La válvula de dos etapas está formada por una etapa principal mandada por una etapa piloto que generalmente es activada eléctrica, hidráulica o neumáticamente. En general, se denominan controladas por solenoides y pilotadas hidráulicamente o controladas neumáticamente y pilotadas hidráulicamente. Cuando se acciona la válvula piloto, dirige el fluido a un extremo u otro de la corredera principal mientras conecta el extremo opuesto al depósito. La presión necesaria para accionar la corredera principal es generalmente de 75 a 100 psi, dependiendo de la configuración de la corredera. Normalmente, la presión piloto se aplica a través de un pasaje interno conectado al orificio de presión en el interior de la válvula (Figura 2.14).

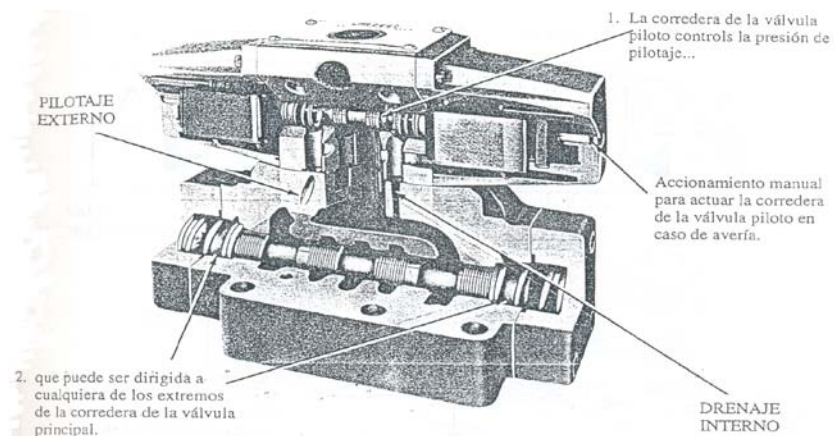


Figura 2.14 Válvula típica controlada eléctricamente y pilotada hidráulicamente.

2.3.3.4 Válvula de alivio

Es una válvula de seguridad simple o de acción directa, consiste de un obturador mantenido en su asiento, en el cuerpo de la válvula, mediante un resorte. Cuando la presión en la entrada es insuficiente para vencer la fuerza del resorte, la válvula permanece cerrada. Cuando se alcanza la presión de abertura, el obturador es desplazado de su asiento y ello permite el paso del líquido al tanque mientras se mantenga la presión.

2.3.4 Depósitos de aceite

El depósito hidráulico están diseñado y construido para almacenar el flujo hidráulico, su diseño influye considerablemente en la función y rendimiento del sistema hidráulico. El depósito también denominado estanque se diseña para que cumplan varias funciones que son:

- Almacenar el fluido requerido por el sistema.
- Disipar el calor generado en el sistema.
- Debe tener espacio para que el aire se separe del fluido.
- Permitir que los contaminantes se diluyan y depositen en el fondo.
- Impedir que este sea un medio de contaminación para el circuito.

2.3.4.1 Construcción del depósito

Para la construcción del depósito me basaré en la norma JIC (Joint Industry Conference), que es un diseño rectangular, y tiene una altura aproximada con respecto al piso de 8" desde la base inferior del depósito, esto es para permitir una mayor circulación de aire, y transferencia de calor desde el fondo y las paredes del tanque.

Esta construido con placas de acero decapados soldadas, el interior esta recubierto con una pintura que reduce la oxidación y es compatible con los aceites hidráulicos.

El fondo del estanque esta inclinado y tiene un tapón de drenaje en su punto mas bajo para que el estanque pueda ser completamente vaciado.

Se ha instalado 2 tapas de limpieza en ambos lados del depósito, cumpliendo la norma que indica, para depósitos superiores a 10 galones, es necesario 2 tapas de limpieza. Estas tapas pueden desmontarse con facilidad y son lo suficientemente grandes como para que el personal ingrese al deposito a realizar mantenimiento (cambio de filtro de succión, limpieza de tanque, etc.).

El orificio de llenado dispone de una fina malla para eliminar los contaminantes al llenar de aceite al deposito (RESPIRADERO).

El depósito lleva una placa desviadora que se extiende a lo largo del centro del estanque que tiene aproximadamente 2 tercios de la altura del nivel de aceite y se usa para separar la línea de entrada de la bomba de la línea de retorno. La función de esta placa es la de impedir que se originen turbulencias en el estanque, también permiten que las sustancias extrañas se sedimenten en el fondo, ayuda a separar el aire del fluido, además colabora a disipar el calor a través de las paredes del tanque (Figura 2.15).

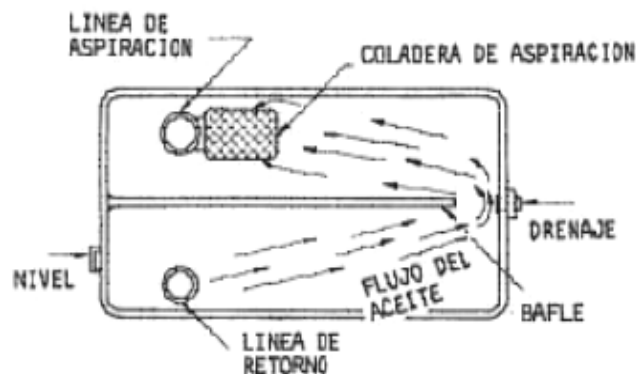


Figura 2.15 Placa desviadora

Todo depósito tiene en un lugar visible y protegido, un indicador de nivel de aceite, el cual indica el mínimo y máximo nivel de fluido dentro del depósito. También en el indicador de nivel puede tener incluido un marcador de temperatura. Muchas veces los filtros de retorno y drenaje se instalan en el depósito.

El depósito será usado como plataforma para soportar la bomba, el motor y otros componentes del sistema, esto ahorrara espacio horizontal y facilitara las tareas de mantenimiento debido a la altura a la que están colocadas (Figura 2.16).

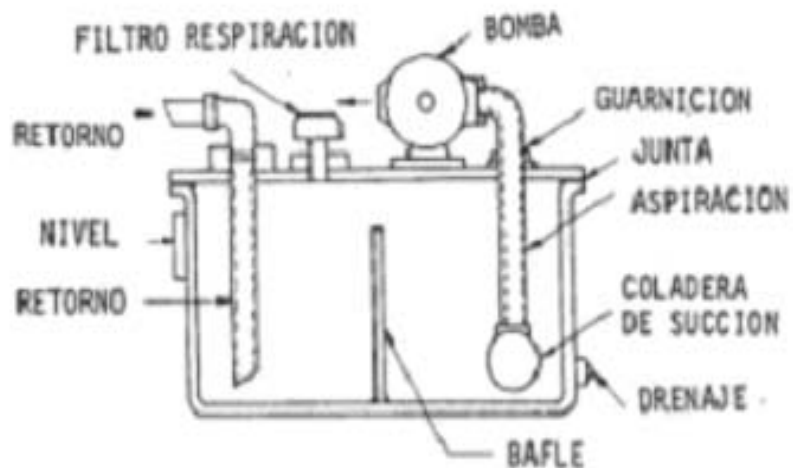


Figura 2.16 Esquema del depósito de aceite y accesorios

2.3.4.2 Diseño del depósito.

De acuerdo a la norma JIC, recomienda una longitud de aproximadamente 2 veces su anchura, por tanto se tiene:

$$L_D = 2 \times A_D$$

Donde:

L_D = Longitud del depósito

A_D = Ancho del depósito

También para uso industrial, se utiliza la siguiente regla general aproximada:

$$V_D = Q_b \times (K_D)$$

Donde:

V_D = Volumen del deposito (galones)

Q_b = Caudal de bomba (GPM)

K_D = factor de multiplicación, puede ser 2 o 3

2.3.5 Tuberías

Las tuberías hidráulicas son diferentes clases de líneas de conducción que transportan el fluido hidráulico entre los componentes así como las conexiones utilizadas entre los conductores. Los sistemas hidráulicos utilizan principalmente, hoy en día, tres tipos de líneas de conducción: tubos gas, tubos milimétricos y mangueras flexibles.

En este sistema se empleara los tubos gas por su menor costo y por su buena resistencia a altas presiones y las mangueras flexibles de alta presión, por tal motivo me abocare a su estudio para su selección.

2.3.5.1 Tubos gas

Los tubos de hierro y de acero fueron los primeros conductores que se utilizaron en los sistemas hidráulicos industriales y todavía se usan ampliamente debido a su bajo costo. La tubería de acero sin soldadura se recomienda para los sistemas hidráulicos, con su interior libre de óxido, cascarilla y suciedad.

Dimensiones de los tubos gas. Los tubos gas y sus accesorios se clasifican según sus dimensiones nominales y el espesor de sus paredes. Originalmente, un tubo gas de tamaño determinado tenía un solo espesor de pared y el tamaño

indicado era el diámetro interior. Más tarde, los tubos gas se fabricaron con distintos espesores de pared: estándar, grueso y extragrueso (Figura 2.17). No obstante, el diámetro exterior no se modificaba. Para aumentar el espesor de la pared se modificaba el diámetro interior. Por lo tanto, el diámetro nominal de un tubo gas por sí solo no indicaba más que el tamaño de rosca para las conexiones.

Entendemos por tubos gas los tubos de diámetro exterior dado en pulgadas nominales (“piping”) y por tubos milimétricos los tubos cuyo diámetro exterior viene dado en pulgadas exactas o en milímetros exactos (“tubing”).

Espesor de los tubos gas. Actualmente, el espesor de la pared se expresa como una relación de números (schedule). Los números (schedule) son especificados por el American National Standards Institute (ANSI).

Como comparación, la relación 40 corresponde muy aproximadamente al espesor estándar. La relación 80 corresponde al espesor grueso., la relación 160 cubre los tubos con mayor espesor de pared en este sistema.

La antigua clasificación de espesor extragrueso es ligeramente más gruesa que la relación 160. la figura 2.17 muestra dimensiones de tubos de hasta 12” (305 mm) nominales.

En Europa, las dimensiones de este tipo de tubería vienen determinadas por las normas DIN 2440, 2441 e ISO R-65.

Cierre de los tubos gas. Las roscas de los tubos gas son cónicas (Figura 2.18) al contrario de las de los tubos milimétricos y algunas conexiones de mangueras que tienen roscas cilíndricas. Las uniones se cierran mediante una adaptación entre las roscas macho y hembra al apretar la tubería. Esto crea uno de los principales inconvenientes de los tubos gas. Cuando una unión se rompe, debe apretarse más el tubo para volver a cerrar. Frecuentemente esto

requiere subsituir parte del tubo con secciones algo más largas. Sin embargo, esta dificultad ha sido superada, utilizando compuerstos modernos para volver a cerrar las uniones de los tubos. Actaulamente se usa el producto químico loctite 518 en reemplazo de la cinta teflon.

Cuando se necesitan tubos mayores, se utilizan bridas soldadas al tubo (Figura 2.19) con juntas planas o tóricas para conseguir la estanqueidad.

(ESTANDAR) (EXTRAGRUESO) (COMPARACION)

SCHEDULE 40 SCHEDULE 80 SCHEDULE 160 DOBLE EXTRAGRUESO

Tamaño nominal	Diam externo	Díametro interno									
		SCHED. 10	SCHED. 20	SCHED. 30	SCHED. 40	SCHED. 60	SCHED. 80	SCHED. 100	SCHED. 120	SCHED. 140	SCHED. 160
1/8	.405				.269		.215				
1/4	.540				.364		.302				
3/8	.675				.493		.423				
1/2	.840				.622		.546				.466
3/4	1.050				.824		.742				.614
1	1.315				1.049		.957				.815
1-1/4	1.660				1.380		1.278				1.160
1-1/2	1.900				1.610		1.500				1.338
2	2.375				2.067		1.939				1.689
2-1/2	2.875				2.469		2.323				2.125
3	3.500				3.065		2.900				2.624
3-1/2	4.000				3.548		3.364				
4	4.500				4.026		3.826		3.624		3.438
5	5.563				5.047		4.813		4.563		4.313
6	6.625				6.065		5.761		5.501		5.189
8	8.625		8.125	8.071	7.981	7.813	7.625	7.439	7.189	7.001	6.813
10	10.750		10.250	10.136	10.020	9.750	9.564	9.314	9.064	8.750	8.500
12	12.750		12.250	12.090	11.934	11.626	11.376	11.064	10.750	10.500	10.126

Figura 2.17 Las tuberías se clasifican generalmente por su número "Schedule"

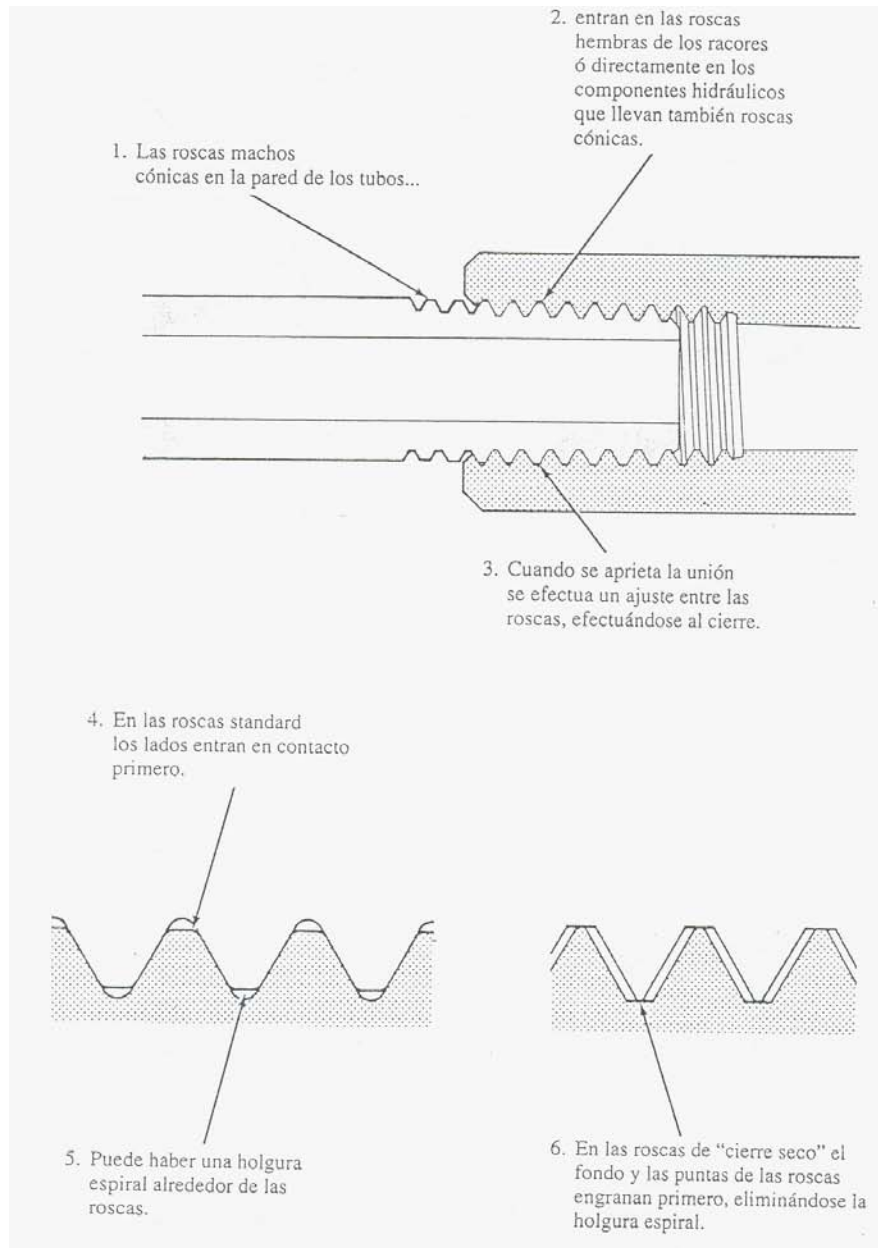


Figura 2.18 Las Roscas de tubería del tipo conica son de "cierre seco"

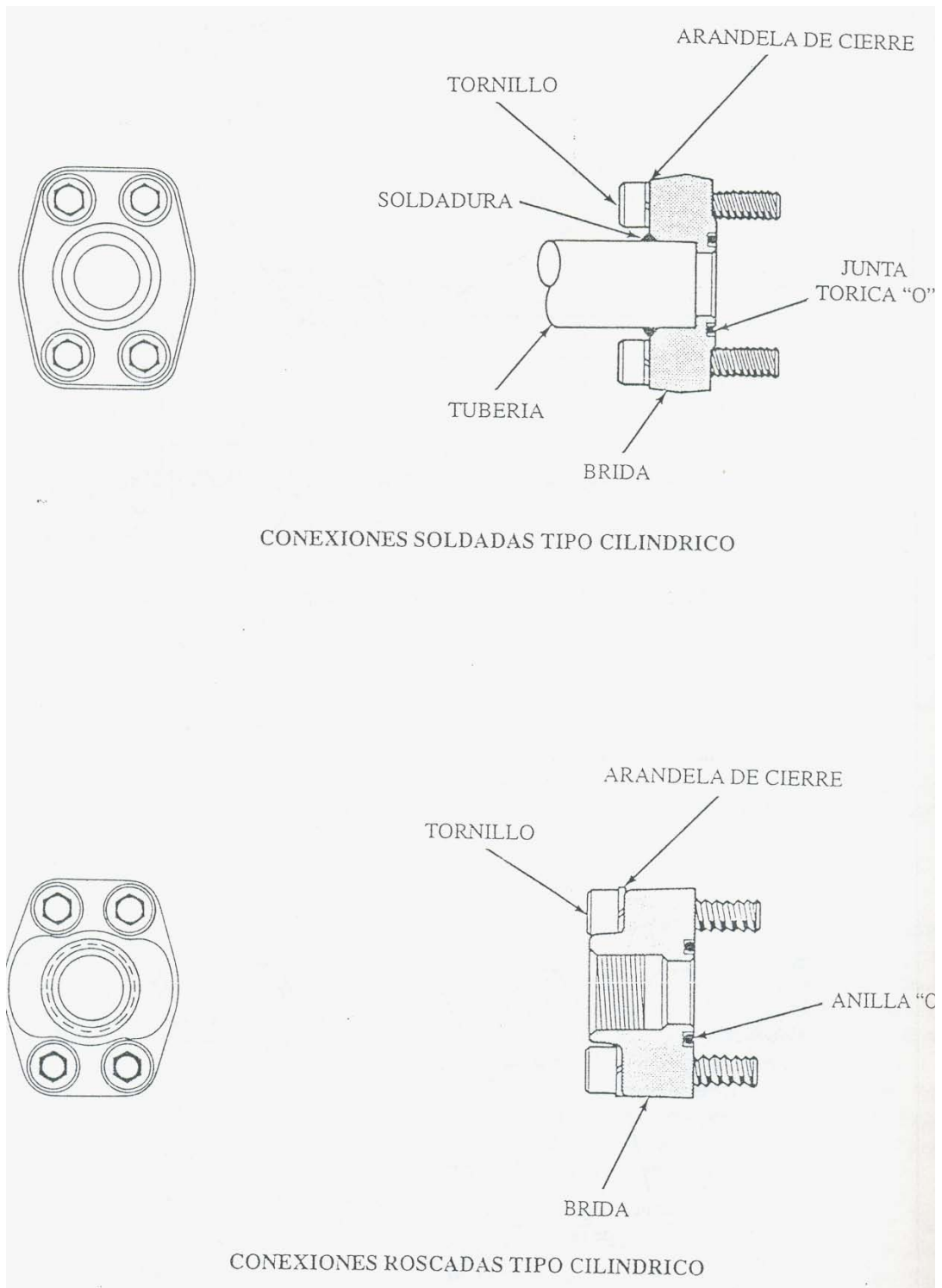


Figura 2.19 Bidas para tuberías gruesas

2.3.5.2 Mangueras Flexibles

Muchas veces se utilizan mangueras flexibles cuando las líneas hidráulicas están sometidas a movimiento, flexiones y/o vibraciones (Figura 2.20). La norma para la mayoría de estas mangueras es la SAE J517. Esta norma contiene números 100R que controlan los requerimientos de construcción, dimensiones, presión, compatibilidad con los fluidos y temperatura. Estos números están descritos brevemente en la Figura 2.21.

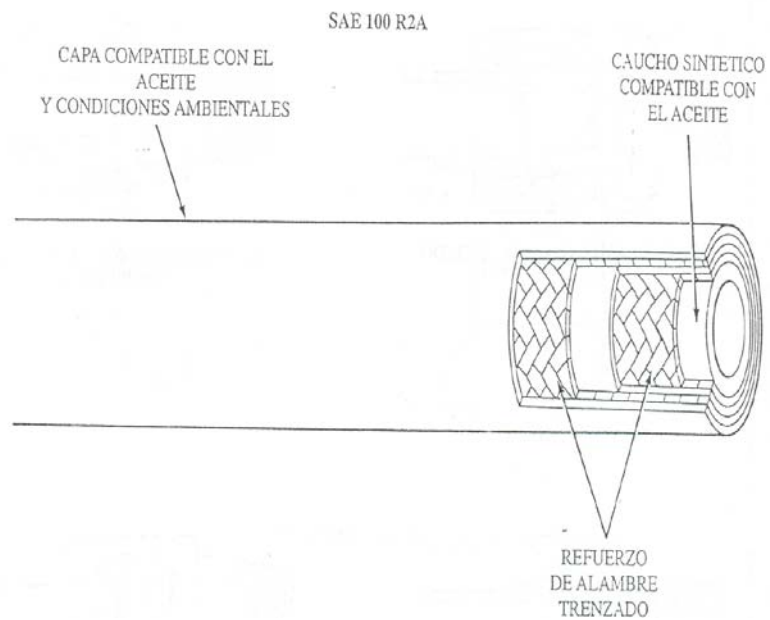


Figura 2.20 La manguera flexible esta formada por capas

SAE 100R1.

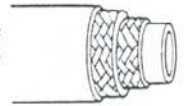
Tipo A – Esta manguera está formada por un tubo interior de caucho sintético resistente al aceite, un refuerzo de alambre trenzado de una sola capa, y de una capa exterior de caucho sintético resistente al aceite y a las condiciones ambientales. Puede utilizarse un pliegue o trenza de material adecuado del tubo interior y/o encima del refuerzo de alambre para atirantar el caucho sintético al alambre.



Tipo AT – Está construida igual que el tipo A, exceptuando que lleva una capa exterior diseñada para montarla con racores que no requieran sacarla total o parcialmente.

SAE 100R2.

Está formada por un tubo interior de caucho sintético resistente al aceite, un refuerzo de alambre de acero según el tipo de manguera como se especifica a continuación, y de una capa exterior de caucho sintético resistente al aceite y a las condiciones ambientales. Puede utilizarse un pliegue o trenza de material adecuado encima del tubo interior y/o encima del refuerzo de alambre para atirantar el caucho sintético al alambre.



Tipo A – Debe llevar dos refuerzos de alambre trenzado.

Tipo B – Debe llevar dos pliegues espirales.

Tipo AT – Debe construirse lo mismo que la A, exceptuando que debe llevar una capa exterior diseñada para instalarla con racores que no requieran sacarla total o parcialmente.

Tipo BT – Está construida lo mismo que la B, exceptuando que debe llevar una tapa exterior diseñada para instalarla con racores que no requieran sacarla total o parcialmente.

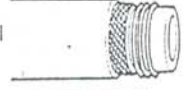
SAE 100R3.

Está formada por un tubo interior de caucho sintético resistente al aceite, dos capas de tejido trenzado adecuado, y de una capa exterior de caucho sintético resistente al aceite y a las condiciones atmosféricas.



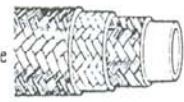
SAE 100R4.

Debe estar formada por un tubo interior de caucho sintético resistente al aceite, un refuerzo formado por un pliegue o pliegues de tejido textil trenzado con alambre espiral, y de una capa exterior de caucho sintético resistente al aceite y a las condiciones atmosféricas.



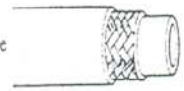
SAE 100R5.

Debe estar formada por un tubo interior de caucho sintético resistente al aceite, y por dos capas de tejido trenzado separadas por una capa de alambre de acero muy elástico. Todas las capas deben impregnarse con aceite y con un compuesto de caucho sintético resistente al moño.



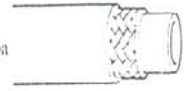
SAE 100R6.

Debe estar formada por un tubo interior de caucho sintético resistente al aceite, un pliegue trenzado de hilo textil adecuado, y una capa exterior de caucho sintético resistente al aceite y a las condiciones ambientales.



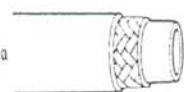
SAE 100R7.

Debe estar formada por un tubo interior de termoplástico resistente a los fluidos hidráulicos con un refuerzo de fibra sintética adecuada y una capa exterior termoplástica resistente al fluido hidráulico y a las condiciones ambientales.



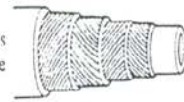
SAE 100R8.

Debe estar formada por un tubo interior de termoplástico resistente a los fluidos hidráulicos con un refuerzo de fibra sintética adecuada y una capa exterior termoplástica resistente al fluido hidráulico y a las condiciones ambientales.



SAE 100R9

Tipo A – Debe estar formada por un tubo interior de caucho sintético resistente al aceite, 4 pliegues de espiral de alambre enrollados en direcciones alternas, y una capa exterior de caucho sintético resistente al aceite y a las condiciones ambientales. Puede utilizarse un pliegue o trenzado de material adecuado encima del tubo interior y/o sobre el refuerzo de alambre para atirantar el caucho sintético al alambre.



Tipo AT – Está construida igual que el tipo A, exceptuando que lleva una capa exterior diseñada para instalarla con racores que no requieran sacarla total o parcialmente.

Figura 2.21 Descripción de las mangueras flexibles tipo 100R

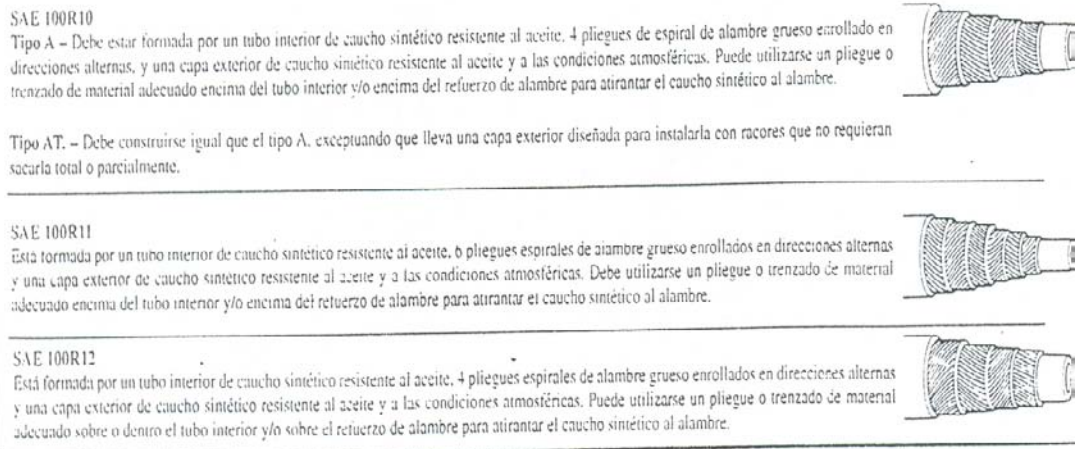


Figura 2.21 Descripción de las mangueras flexibles tipo 100R (continúa)

Instalación de las mangueras. Las mangueras flexibles deben de instalarse de forma que no se tuerzan durante el funcionamiento de la máquina. Debe dejarse siempre una holgura que las permita moverse libremente y facilite la absorción de las puntas de presión. Deben también evitarse torsiones en las mangueras y bucles demasiados largos. Pueden ser necesarias abrazaderas que eviten fricción o entrelazamiento con piezas móviles. Las mangueras sometidas a frotamiento deben estar protegidas por fundas o dispositivos protectores similares.

2.3.5.3 Cálculo del diámetro y espesor de tuberías de acero

- **Calculo del diámetro**

La velocidad recomendada se toma de la tabla 2.1 (recomendación de Bibliografía 7).

TABLA 2.1 Velocidades de circulación del aceite							
Presión Kg/cm ²	0-10	10-25	25-50	50-100	100-150	150-200	<200
Velocidad m/s	3	3.5	4	4.5	5	5.5	6

El diámetro de la tubería se calcula aplicando la siguiente ecuación:

$$\phi T = (Q_b \times 4) / (\pi \times V_t)$$

Donde:

ϕT = Diámetro interior de la tubería

V_t = velocidad del aceite en la tubería

Q_b = Caudal de la bomba

- **Calculo del espesor de la tubería (e_t)**

Para el cálculo de espesores de tuberías (cilindros de paredes delgadas) sometidas a presión, se empleará la ecuación extraída de la bibliografía 9, la cual se demostrará a continuación.

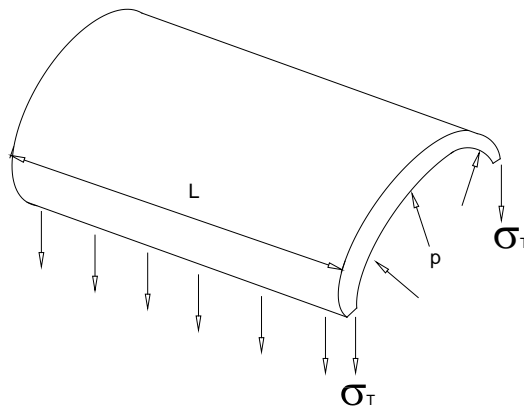


Figura 2.22 Espesor de la tubería

Para determinar la tensión tangente σ_T consideraré que se suprime del depósito una parte del cilindro de longitud L. El diagrama de cuerpo en libertad de una mitad de esta parte tiene el aspecto que aparece en la figura 2.22. Obsérvese que se ha cortado el cuerpo de modo que el efecto, originalmente interno (σ_T) aparece ahora en este cuerpo libre como una fuerza exterior. La figura 2.23 muestra las fuerzas que actúan en una sección.

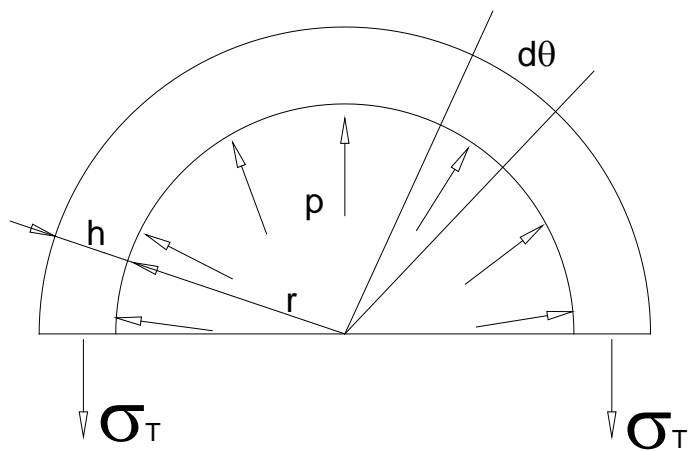


Figura 2.23 Fuerzas que actúan en una sección

Las componentes horizontales de las presiones radiales se anulan entre sí en virtud de la simetría respecto al eje vertical. En la dirección vertical se tiene la siguiente ecuación de equilibrio:

$$\Sigma F_v = -2\sigma_T h L + \int_0^\pi pr(d\theta)(\text{sen } \theta)L = 0$$

Integrando se tiene:

$$2\sigma_T h L = -prL[\cos \theta]_0^\pi$$

$$\sigma_T = pr / h$$

Luego se tiene:

$$e_t = (\mathbf{P}_s \times \boldsymbol{\sigma}_T) / (2 \times S_y)$$

Donde:

e_t = espesor de tubería mínima

S_y = Esfuerzo de fluencia para acero de tuberías = 400 a 600 Kg/cm²

P_s = Presión de aceite del sistema

2.4 TERCERA LEY DE NEWTON Y FRICCIÓN

2.4.1 Tercera Ley de Newton

Para el cálculo de los parámetros de diseño, aplicaré la tercera ley de Newton. Esta ley explica las fuerzas de acción y reacción. Estas fuerzas las ejercen todos los cuerpos que están en contacto con otro, así un libro sobre la mesa ejerce una fuerza de acción sobre la mesa y la mesa una fuerza de reacción sobre el libro. Estas fuerzas son iguales pero contrarias; es decir tienen el mismo módulo y sentido, pero son opuestas en dirección. Esto significa que siempre en que un cuerpo ejerce una fuerza sobre otro este también ejerce una fuerza sobre el.

Se nombra fuerza de acción a la que es ejercida por el primer cuerpo que origina una fuerza sobre otro, por lo tanto se denomina fuerza de reacción a la es originada por el cuerpo que recibe y reacciona (De allí el nombre) con esta otra fuerza sobre el primer cuerpo (figura 2.24).

¿Pero qué pasa cuando ningún cuerpo origino primariamente la fuerza, como en el ejemplo del libro sobre la mesa? Cualquiera puede ser denominada fuerza de acción y obviamente a la otra se le denominará como fuerza de reacción.

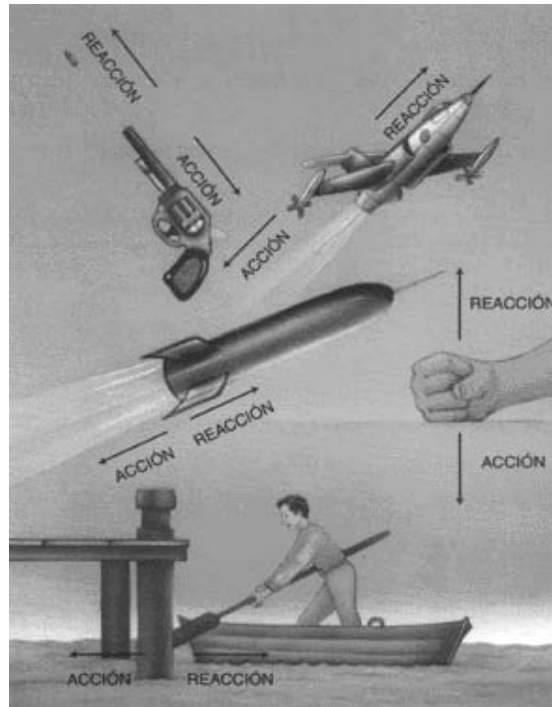


Figura 2.24 Se muestran ejemplos de acción y reacción.

De acuerdo a esta ley, la suma de fuerzas en los ejes tanto en X como en Y suman cero.

$$\Sigma F_x = 0$$

$$\Sigma F_y = 0$$

2.4.2 Fricción

La fricción se puede definir como la resistencia al movimiento relativo entre dos cuerpos en contacto. Se requiere fuerza para vencer esta resistencia; aunque la fuerza no tiene generalmente otro resultado que ser disipada en la forma de energía calorífica.

En forma práctica, la fricción cumple un propósito importante de seguridad.

La fricción es conceptualizada tradicionalmente en la forma de un bloque sobre una superficie horizontal. Se aplica una fuerza al bloque que tiende a moverlo a lo largo de

la superficie, tal como se muestra en la figura 2.25. Además de la fuerza F también existe una fuerza normal N entre el bloque y la superficie, mostrada aquí como resultado del peso del bloque. Conforme se incrementa gradualmente la fuerza F desde un valor bajo, no hay movimiento del bloque por la fricción entre las dos superficies. Finalmente, F alcanza un cierto valor (llamado F_s) que vence la fricción y el bloque comienza a deslizarse. Este define el coeficiente de fricción estática μ_s :

$$\mu_s = F_s / N$$

Donde:

μ_s = Coeficiente de fricción estático

F_s = Fuerza estática que vence la fricción

N = Fuerza normal al peso

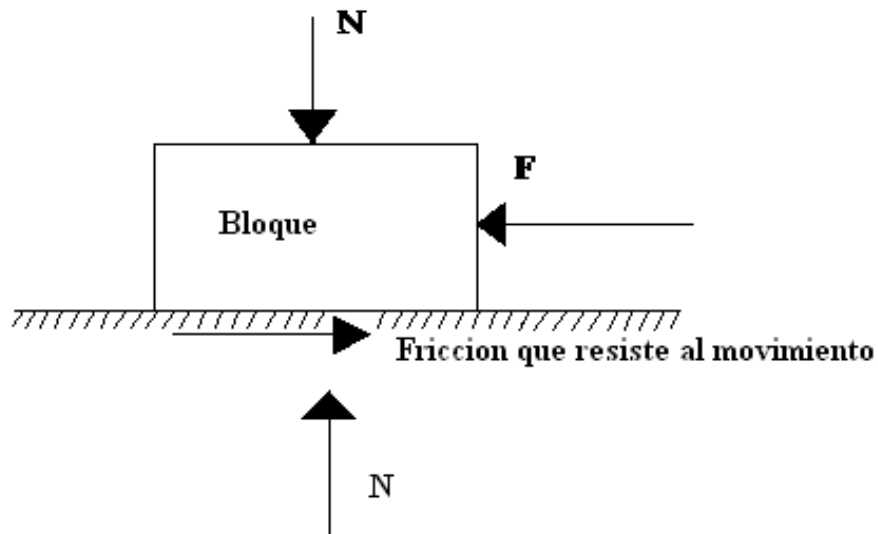


Figura 2.25 Esquema de fricción.

Una vez que el bloque está en movimiento, la fuerza requerida para mantenerlo en movimiento baja a un valor menor F_k , que es la fuerza cinética. En la mayoría de las situaciones mecánicas, la fuerza cinética se aproxima al 75% de la fuerza estática, pero esto depende de los materiales involucrados; para alguna combinación de

materiales, la diferencia entre fuerzas cinéticas y estáticas es cero. Se puede definir el coeficiente de fricción cinética μ en los siguientes términos:

$$\mu = F_k / N$$

Donde:

μ = Coeficiente de fricción cinético

F_k = Fuerza cinética

N = Fuerza normal al peso

Por conveniencia no se anota el subíndice a μ . El coeficiente de fricción cinética es el que se aplica en la mayoría de los procesos porque hay generalmente movimiento relativo entre las superficies involucradas. En el análisis subsecuente cuando se habla del coeficiente de fricción me referiré al coeficiente de fricción cinética. En la tabla 2.2 extraída de la bibliografía 1 se muestra algunos valores de este coeficiente de fricción:

Tabla 2.2 Valores típicos del coeficiente de fricción para materiales y procesos seleccionados. (los valores son de coeficiente de fricción cinética, salvo otra indicación)	
Material o proceso	Coeficiente de fricción
Metal sobre metal	0.1 – 0.5
Metal sobre metal (estático)	0.12 – 0.6
Metal sobre madera	0.16 – 0.5
Madera sobre madera	0.2 – 0.4
Hule sobre concreto	0.5 – 0.7
Teflón (PTFE)	0.05 – 0.1
Nylon	0.2 – 0.3
Laminado (frío)	0.04 – 0.2
Laminado (caliente)	0.2 – 0.8
Forjado (frío)	0.05 – 0.1
Forjado (caliente)	0.1 – 0.4
Maquinado de metal	0.7 – 1.3

Para el cálculo de las fuerzas se va a tomar el máximo valor de coeficiente de fricción para metal sobre metal, ya que el mineral de hierro es prácticamente un metal y va

estar en contacto con la bandeja de alimentación que es un acero ASTM 514 B, por tanto se tiene $\mu = 0.5$.

2.5 RESISTENCIA DE MATERIALES

Básicamente se mencionara la teoría de esfuerzos de flexión y cortante, deformaciones y criterios de fallas en vigas y ejes.

2.5.1 Esfuerzo de flexión

Considerando la viga AB cargada transversalmente como se representa en la figura 2.26 con sus correspondientes diagramas de fuerzas cortantes y de momentos flectores. Se observa que la parte central o media de la viga CD está exenta de esfuerzo cortante y que su momento flector $M_x = Pa$ es constante entre C y D. esta clase de trabajo se denomina flexión pura.

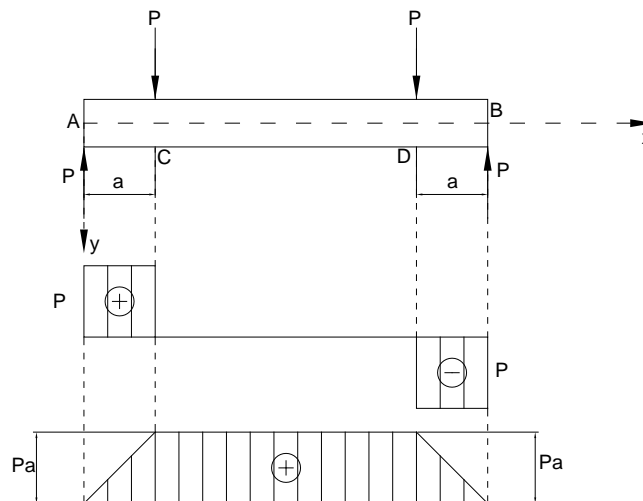


Figura 2.26 Diagramas de fuerza cortante y momentos flectores

Para investigar el estado de tensiones internas producidas por flexión pura debemos examinar la deformación que tiene lugar en el interior del material. Suponiendo que la viga es prismática y que tiene un plano axial de simetría el cual se toma como plano

xy. Cuando actúan las cargas aplicadas sobre tal plano de simetría, la flexión se produce sólo en este plano. Suponemos además que el material es homogéneo y que obedece a la ley de Hooke, siendo su modulo de elasticidad en tracción igual que en compresión. Puesto que el momento flector es constante entre C y D, es razonable admitir que la deformación por flexión será también uniforme, es decir, que la posición CD de la viga tomará la forma del arco circular de la figura 2.27. En esta posición deformada, cada sección transversal, originalmente plana, se supone que permanece plana y normal a las fibras longitudinales de la viga.

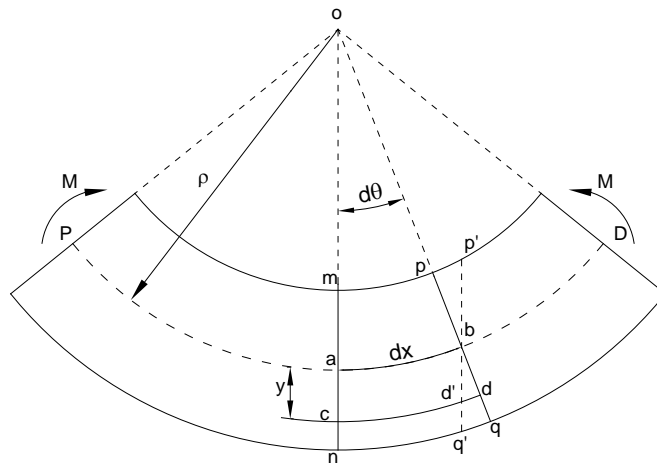


Figura 2.27 Deformación por flexión

A consecuencia de la deformación representada en la figura 2.27, las fibras de la cara convexa de la viga se alargan ligeramente mientras las de la cara cóncava se acortan también ligeramente. Entre la parte superior y la parte inferior de la viga hay una capa de fibras cuya longitud permanece invariable. A esta capa se le denomina superficie neutra. La intersección de esta superficie neutra con el plano axial de simetría se denomina eje neutro de la viga. Después de la deformación los planos de las dos secciones transversales adyacentes mn y pq se cortan en O . Se designa por $d\theta$ el ángulo que forman estos planos y se observa que $d\theta = dx / \rho$, donde $1 / \rho$ es la curvatura del eje neutro de la viga. Al trazar en la figura 27, pasando por el punto b del

eje neutro, una recta $p'q'$ paralela a mn , para indicar la orientación primitiva de la sección transversal pq antes de la flexión. En esta construcción se observa que el segmento cd de una fibra distante y de la superficie neutra se alarga a magnitud $d'd = yd\theta$. Como su longitud inicial era $cd' = dx$, la deformación correspondiente es:

$$\epsilon_x = yd\theta / dx = y / \rho \quad (a)$$

Si se considera una fibra de la cara cóncava de la superficie neutra, la distancia y será negativa y también lo será la deformación. Así todas las fibras de la cara convexa de la superficie neutra están sometidas a tracción y todas las de la cara cóncava lo están a compresión. Los experimentos indican que la deformación lateral de las fibras es la misma en tracción que en compresión simple. Según esto, la tensión en cada fibra será directamente proporcional a su deformación longitudinal.

$$\sigma_x = \epsilon_x E = E (y / \rho) \quad (b)$$

Lo que pone de manifiesto que las tensiones de fibra σ_x debidas a flexión pura varían linealmente con la distancia y desde la superficie neutra en tanto el material siga la ley de Hooke. Esta distribución de tensiones en la profundidad de la viga está representada en la figura 2.28. La posición del eje neutro Oz de la sección trasversal puede ser ahora determinada por la condición que de estas tensiones distribuidas en la sección deben originar un par resistente M .

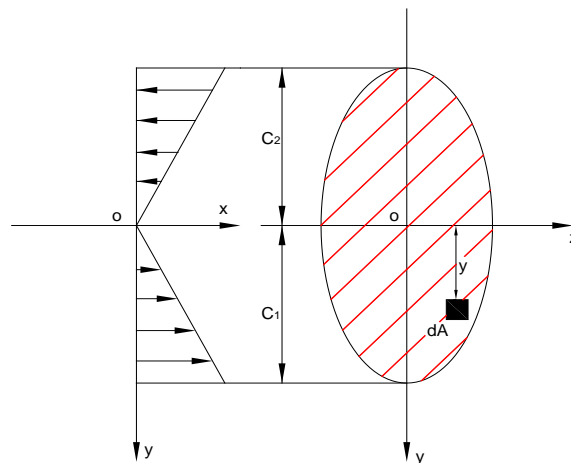


Figura 2.28 Distribución de tensiones en la profundidad de la viga

Designemos por dA un elemento de área de la sección transversal situado a la distancia y desde el eje neutro (figura 2.28). Entonces el elemento de fuerza que actúa sobre esta área es $\sigma_x dA$. Por tanto, se tiene:

$$\sigma_x dA = E y dA / \rho \quad (c)$$

Puesto que no debe haber fuerza normal resultante N_x sobre esta sección (flexión pura), la integral de $\sigma_x dA$ en el área total de la sección debe ser nula, es decir:

$$E / \rho \int_A y dA = 0 \quad (d)$$

Como $E / \rho \neq 0$, se deduce que:

$$\int_A y dA = 0 = A y_c = 0 \quad (e)$$

Donde A es el área total de la sección transversal e y_c es la distancia desde el eje neutro a su centro de gravedad. Finalmente, puesto que $A \neq 0$, se concluye que $y_c = 0$.

Así el eje neutro de la sección recta por su centro de gravedad.

El momento de la fuerza elemental $\sigma_x dA$ respecto al eje neutro de la sección es $dM = y \sigma_x dA$. La suma de estos momentos elementales en el área total debe producir el momento de flexión en esta sección. Así,

$$M = \int_A y \sigma_x dA = E / \rho \int_A y^2 dA = 0 \quad (f)$$

La integral de esta expresión en que se suman los productos de cada elemento de área dA por el cuadrado de su distancia al eje neutro (eje z) se llama momento de inercia del área de la sección transversal con respecto a este eje. Introduciendo la notación:

$$I = \int_A y^2 dA \quad (g)$$

Reemplazando expresión (g) en (f) se obtiene:

$$1 / \rho = M / EI \quad (h)$$

Sustituyendo la expresión (h) en (b) se obtiene:

$$\sigma_x = M (y / I)$$

Para el caso de una sección transversal rectangular de anchura b y altura h como es el caso de la sección del bastidor del alimentador, se obtiene:

$$\sigma_x = 12M (y / bh^3)$$

El esfuerzo máximo se dará cuando y alcanza su máximo valor que es el valor de $h/2$, por tanto se obtiene la expresión siguiente que me ayudará a diseñar el bastidor del alimentador.

$$\sigma_{\max} = 6M / bh^2$$

2.5.2 Esfuerzo cortante

El esfuerzo cortante Q , en cualquier sección transversal debe ser la resultante de una cierta distribución de tensiones cortantes τ en la sección.

Empezando por el caso más sencillo de viga de sección rectangular (figura 2.29) y suponiendo que Q_x es el esfuerzo cortante resultante en una sección transversal elegida. Dividiendo la sección transversal en tiras infinitesimales paralelas al eje, es razonable admitir que en una cualquiera de tales tiras la tensión cortante τ será uniforme en toda la anchura b de la viga y paralela al eje x , tal como se indica en la figura 2.29. La tensión cortante en una cara del elemento prismático mn debe ir acompañada por iguales tensiones cortantes en cada una de las otras tres caras del elemento. Así, se ha de tener en cuenta, en lo que sigue, que habrá tensiones cortantes horizontales entre las capas de la viga paralelas al plano neutro así como tensiones cortantes transversales entre las secciones rectas y que en cualquier punto de la viga estas tensiones cortantes complementarias son de la misma magnitud. Esto conduce a la conclusión inmediata de que la tensión cortante τ debe variar desde la parte superior a la parte inferior de la viga. Si se considera el elemento prismático $m'n'$ cuya cara superior coincide con la superficie libre de la viga, se observa que la tensión cortante τ debe desaparecer. La misma conclusión es válida para un elemento de la cara que

coincide con la superficie inferior de la viga. Por tanto, la tensión cortante τ debe variar con y , además debe desaparecer en $y = \pm h/2$.

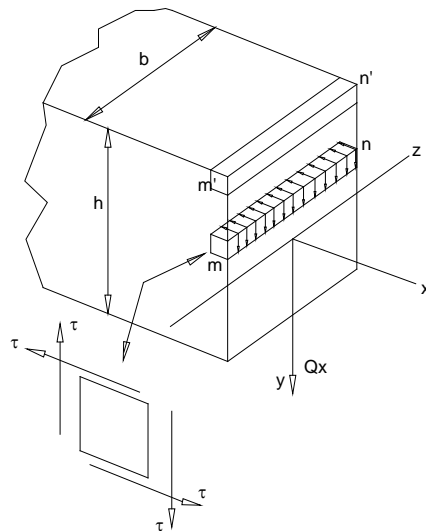


Fig.2.29 Tensión cortante en viga de sección rectangular

La verdadera ley de variación de τ con y es consecuencia de las condiciones de equilibrio de un bloque elemental pnp_1n_1 de viga entre dos secciones rectas adyacentes mn y m_1n_1 separadas la distancia dx , como en la figura 2.30 (a). La cara inferior bdx de este bloque coincide con la superficie inferior de la viga y está exenta de tensión. Su cara superior es paralela al plano neutro y está situada a una distancia arbitraria y_1 desde dicho plano, y sobre ella actúa la tensión cortante τ existente en este nivel. Las caras extremas del bloque están representadas por la porción rayada de la sección transversal de la viga en la figura 2.30 (b). Sobre estas caras extremas actúan las tensiones normales de flexión σ . En la figura 2.30 (c) esta representado el bloque elemental completo, aislado como cuerpo libre. Desde luego, hay también tensiones cortantes en las caras extremas pn y p_1n_1 , pero sólo interesa el equilibrio de este bloque en la dirección x ; por consiguiente, estas tensiones cortantes no intervendrán en la ecuación de equilibrio y no están representadas en el cuerpo libre.

Se observa que si el momento flector de la viga tiene la misma longitud en la secciones mn y m₁n₁, las distribuciones de tensiones normales en los extremos pn y p₁n₁ del bloque figura 2.30 (c) serán idénticas. Entonces, para el equilibrio del bloque en la dirección x deducimos que $\tau = 0$. Esto corrobora simplemente el hecho de que la flexión pura puede no producir tensiones cortantes en la viga.

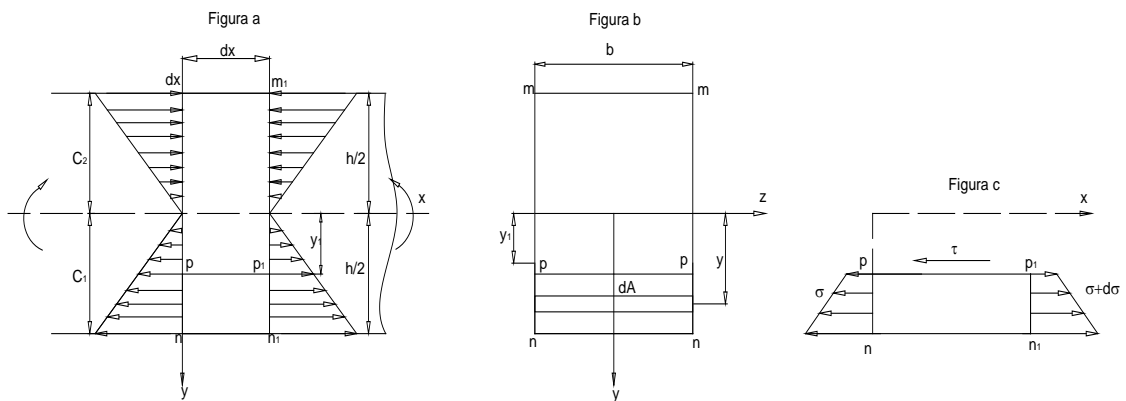


Figura 2.30 Distribución de tensión cortante y flexión en un elemento diferencial.

Considerando ahora el caso más general de momento flector variable, designando por M y $M+dM$ los momentos de las secciones transversales mn y m₁n₁, respectivamente. Entonces la fuerza normal que actúa a la izquierda sobre un área elemental dA de la cara pn del bloque será:

$$\sigma dA = (My/I) dA$$

La suma de estas fuerzas sobre la cara pn del bloque será:

$$\int_{y_1}^{C_1} (My/I) dA \tag{a}$$

De la misma manera, la suma de las fuerzas normales sobre la cara p₁n₁ del bloque será:

$$\int_{y_1}^{C_1} (M+dM)(y/I) dA \tag{b}$$

La fuerza cortante ejercida sobre la cara superior del bloque es:

$$\tau b dx, \quad (c)$$

Donde τ es la tensión cortante en el nivel arbitrario y_1 , las fuerzas (a), (b), (c) deben estar en equilibrio; de aquí

$$\tau b dx = \int_{y_1}^{c_1} (M+dM)(y/I) dA - \int_{y_1}^{c_1} (My/I) dA$$

y por tanto:

$$\tau = (dM/dx)(1/Ib) \int_{y_1}^{c_1} y dA$$

Se sabe que: $dM/dx = Q$, por tanto:

$$\tau = (Q/Ib) \int_{y_1}^{c_1} y dA$$

de la figura 30 (b) se observa $dA = b dy$

$$\tau = (Q/Ib) \int_{y_1}^{h/2} y b dy$$

Por tanto:

$$\tau = (Q/2I) (h^2/4 - y_1^2)$$

Esto demuestra que la tensión de cizalladura τ varía parabólicamente con y_1 . Cuando $y_1 = \pm h/2$, $\tau = 0$, y cuando $y_1 = 0$, $\tau_{\max} = Qh^2/8I$. Observando que $I = bh^3/12$, se tiene:

$$\tau_{\max} = (3/2)Q/A$$

2.5.3 Deformación de vigas – Método del área de momentos.

Por medio del estudio de las deformaciones de vigas, se puede determinar las reacciones desconocidas que no se pueden hallar con las ecuaciones de equilibrio disponibles. En estos casos, es necesario suplementar dichas ecuaciones con otras que provengan de las deformaciones de la viga. Estas ecuaciones serán importantes para

poder diseñar los pines de unión entre horquillas de los cilindros con bastidor y bandeja del alimentador de mineral. Este método consiste de 2 teoremas.

2.5.3.1 Primer Teorema del área de momentos

En la figura que se acompaña, AB representa una parte de la elástica de una viga, y el diagrama rayado de debajo de AB, la parte correspondiente del diagrama de momentos flectores. En cada uno de los puntos A y B se han trazado las tangentes a la elástica.

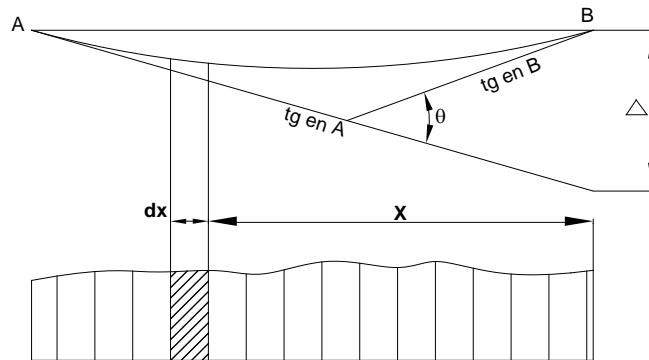


Figura 2.31 Esquema del teorema

El primer teorema de área de momentos dice: El ángulo de las tangentes en A y B es igual al área del diagrama de momentos flectores entre esos dos puntos, divididos por el producto EI.

Si θ representa el ángulo de las tangentes, como puede verse en la figura 2.31, este teorema puede expresarse por la ecuación:

$$\theta = \int_A^B \frac{M dx}{EI}$$

Donde:

E = modulo de elasticidad de la viga

I = Momento de inercia de su sección respecto al eje neutro que pasa por su centro de gravedad.

M = Momento flector a la distancia x del punto B.

2.5.3.2 Segundo Teorema del área de momentos.

Considerando la distancia en vertical entre el punto B de la elástica, representado anteriormente y la tangente a esta curva trazada por A. En la figura 31 se ha representado esta distancia por Δ .

El segundo teorema del área de momentos dice: La distancia en vertical entre el punto B de una elástica y la tangente trazada a la curva por A es igual al momento respecto a la vertical por b del área del diagrama de momentos flectores entre A y B divididos por EI.

Este teorema se puede expresar por la ecuación:

$$\Delta = \int_A^B \frac{Mx dx}{EI}$$

Criterio de signos.- Al utilizar el primer teorema se consideran positivas las áreas correspondientes a un diagrama de momentos positivo, y las que provienen de uno negativo se toman negativas. Con referencia a la elástica AB anterior y sus tangentes, un área positiva implica que la tangente en B forma un ángulo positivo, o sea, en sentido contrario a las agujas del reloj con la tangente trazada por A. En el segundo teorema se consideran positivos los momentos de las áreas de los diagramas de momentos flectores positivos y los productos positivos de áreas y brazos dan origen a flechas positivas. Se

toman como positivas las flechas en las que el punto B está encima de la tangente trazada por el punto A.

2.5.4 Criterio de fallas

En muchos elementos de máquinas y estructuras, los esfuerzos que se producen son combinados que actúan en más de una dirección. Se han realizado investigación sobre la resistencia de los materiales bajo esfuerzos combinados para determinadas situaciones de esfuerzos y con ellos se han desarrollados diversidad de criterios de fallas que interpretan los resultados obtenidos que a partir de estos se tenga una base para el diseño de elementos de máquinas, siendo todos ellos aproximado para un caso específico.

Se dice que muchos elementos fallan cuando el esfuerzo máximo excede el límite elástico del material usado. Se ha observado que, en algunos casos, la falla no se ha producido en la parte del elemento que se ha roto. En los materiales dúctiles sometidos a cargas de tracción simple, la falla elástica corresponde al valor del esfuerzo máximo en el punto de fluencia del material. En general, se define como falla en los materiales dúctiles y frágiles bajo cargas de tracción en términos de los esfuerzos de rotura.

Generalmente, la teoría o el criterio que concuerda con los valores experimentales para un material dado, no necesariamente concuerda con otros materiales sometidos bajo las mismas condiciones de cargas. Los criterios de fallas definen el punto de fluencia ó el esfuerzo de rotura convencional de una probeta sometida a cargas de tracción pura. A través de los años se han propuesto una serie de criterios que predicen cuando podrían ocurrir fallas en un determinado elemento. En este capítulo explicare

sólo los criterios que he utilizado, que ha mi parecer son los más aproximados, estos son los criterios de máximo esfuerzo normal y criterio máximo esfuerzo cortante.

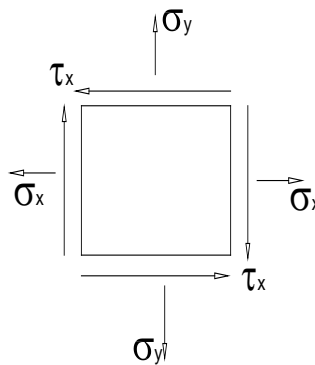
a.- Criterio de máximo esfuerzo normal

Llamado también la teoría de Ranking, establece que la falla se produce cuando el esfuerzo principal máximo alcance al esfuerzo de fluencia ó de rotura de una probeta sometida a un ensayo de tracción ó compresión pura, es decir:

$$\sigma_1 \geq S_{yt} \quad \text{ó} \quad \sigma_1 \geq S_{ut}$$

Sea: σ_x, σ_y los esfuerzos normales y τ_{xy} el esfuerzo cortante. Por consiguiente, los esfuerzos principales serán:

$$\sigma_{1,2} = (\sigma_x + \sigma_y)/2 \pm [((\sigma_x - \sigma_y)/2)^2 + \tau_{xy}^2]^{1/2}$$



Si $\sigma_1 > \sigma_2$, la falla se producirá siempre y cuando:

$$\sigma_1 \geq S_{yt} \quad \text{ó} \quad \sigma_1 \geq S_{ut}$$

b.- Criterio de máximo esfuerzo cortante

Llamado también la teoría de Guest-Hancock o la ley de Coulomb, establece que la falla se producirá cuando el esfuerzo cortante máximo alcance al esfuerzo cortante correspondiente al esfuerzo de fluencia de una probeta sometida a un ensayo de tracción pura es decir:

$$\tau_{\max} \geq S_{sy}$$

Sean σ_x y σ_y los componentes normales de los esfuerzos y τ_{xy} el esfuerzo cortante. El

esfuerzo cortante máximo será: $\tau_{\max} = [((\sigma_x - \sigma_y)/2)^2 + \tau_{xy}^2]^{1/2}$

y, la falla se producirá siempre y cuando: $\tau_{\max} = S_{sy} = 0.5 S_y$

Donde:

S_y = Esfuerzo de fluencia del material.

2.6 TRANSFERENCIA DE CALOR

La transferencia de calor es la ciencia que trata de predecir el intercambio de energía que puede tener lugar entre cuerpos materiales, como resultado de una diferencia de temperatura.

La termodinámica enseña que esta transferencia de energía se define como calor. La ciencia de la transferencia de calor pretende no solo explicar cómo la energía térmica puede ser transferida, sino también predecir la rapidez con la que, bajo ciertas condiciones específicas, tendrá lugar esa transferencia.

2.6.1 Relación empírica para corrientes en tuberías y conductos

Para fines de diseño e ingeniería, las correlaciones empíricas suelen tener gran utilidad práctica. En primer lugar, se va a hacer mayor énfasis en el concepto de temperatura promedio que es importante en todos los problemas de transferencia de calor en corrientes dentro de conductos cerrados. La temperatura promedio representa la energía media o las condiciones de la “capa de mezcla”. Por tanto, en el tubo dibujado en la figura 2.32, la energía total aportada puede expresarse en función de la diferencia de temperaturas promedio mediante:

$$Q = (\dot{m})(C_p)(\Delta T)$$

Donde:

Q = Flujo de calor a enfriar

\dot{m} = Flujo másico

C_p = Calor específico del aceite

ΔT = Diferencia de temperaturas del aceite = $T_{b2} - T_{b1}$

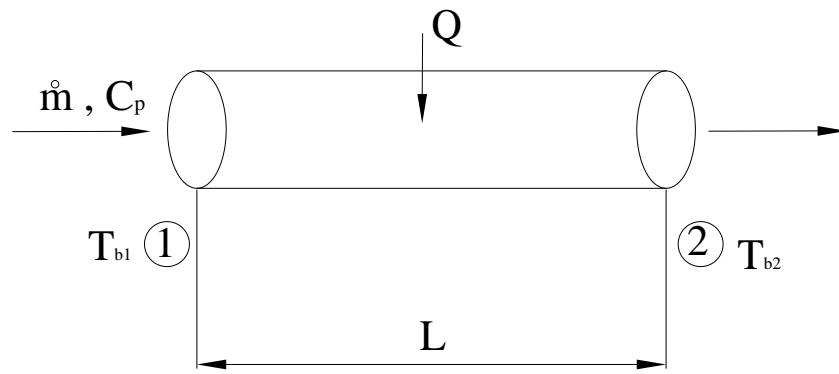


Figura 2.32 Diferencia de temperaturas promedio

CAPÍTULO 3

DISEÑO DEL SISTEMA NUEVO

3.1 SISTEMA ORIGINAL – EQUIPO ALIMENTADOR MECÁNICO STEPHEN ADAMSON

El equipo de marca STHEPEN ADAMSON, modelo 84" x 14'-6", es un alimentador de mineral de procedencia americana, de capacidad de 1000 ton/hra. La capacidad de la planta esta limitada por la capacidad de la faja que es de 1000 ton/hra, la frecuencia de sus movimientos es de 13 estrobadas por minuto (strokes/min.), con una longitud de carrera de 5-1/2".

Para reducir la velocidad del motor, emplea un reductor de ejes cruzados (ejes en 90°), y una transmisión de piñón y engranaje, logrando así aumentar el torque que le permitirá vencer la resistencia de la bandeja cargada de mineral. En la figura 3.1 se muestra el esquema del sistema original.

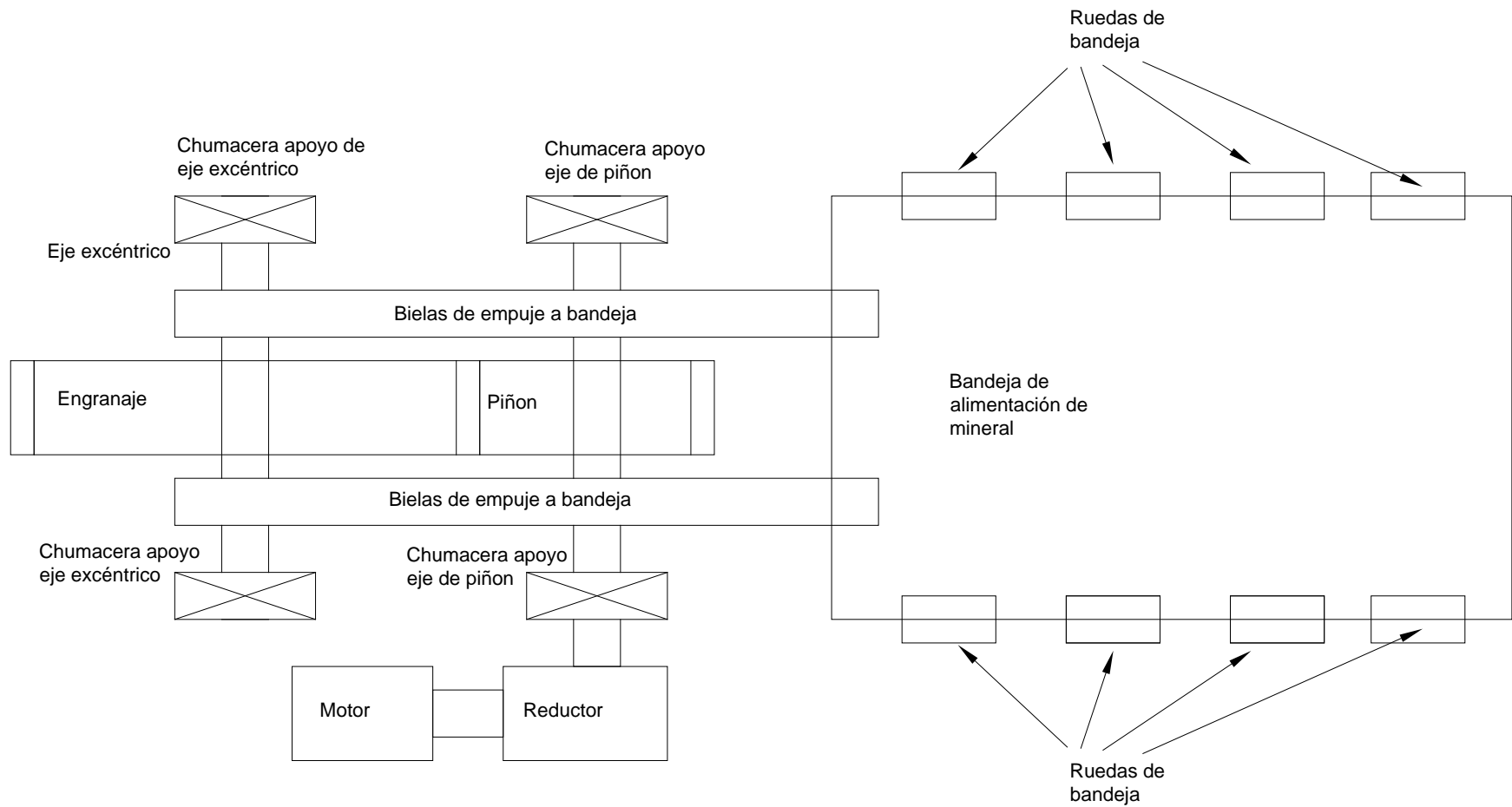


Figura 3.1 Esquema del Sistema de transmisión mecánico

3.1.1 Funcionamiento

Su sistema de transmisión es del tipo mecánico. La transmisión se origina desde un motor de 40 hp que acciona un reductor de ejes de 90 grados que reduce la velocidad, el eje de salida del reductor esta acoplado a un eje que tiene en el centro un piñón de 17 dientes, este último transmite potencia y movimiento a un engranaje de 70 dientes, a su vez, este engranaje esta enchavetado a un eje. Este ultimo eje esta unido a dos platos excéntricos, cada plato está unido a una biela. Las bielas están unidas por sus extremos a la bandeja de mineral por medio de pines. Al ser excéntricos los platos, hacen que las bielas se muevan recíprocamente, este movimiento es transmitido a la bandeja, la cual se mueve alternativamente produciendo así la alimentación de mineral hacia la chancadora.

Debido a la velocidad del motor que es constante e invariable y por el sistema de transmisión de potencia, la velocidad de alimentación hacia la chancadora es siempre la misma. Si se quisiera variar la velocidad habría que desmontar los platos y cambiar la excentricidad para darle otra carrera a la bandeja, pero solo nos daría una velocidad específica, la cual puede ser muy lenta originando baja alimentación o a su vez muy rápida que produzca atoros de chancadora. Otra manera de querer variar la velocidad de alimentación es cambiar la velocidad por medio de un variador de velocidad, pero podría haber problemas con la transmisión de potencia. Ambos trabajos requieren tiempo y parada de planta, lo cual se quiere evitar.

3.1.2 Componentes del sistema de transmisión mecánico

A continuación muestro en la tabla 3.1 los componentes principales del sistema de transmisión mecánico del alimentador Stephen Adamson.

Tabla 3.1 Componentes del equipo	
Componente	Descripción de funcionamiento
Motor	Su función es la de transmitir potencia eléctrica al sistema. El motor es de marca Westinghouse. Tiene una potencia de 40 hp, con una velocidad de 1175 rpm, trifásico, de 220/440 V, 105/210 Amp.
Reductor. (Fig. 3.2 y 3.3)	Reductor de ejes rectos, de marca Sumitomo, modelo SM7050R3-RL-22-4, serie A105348. Reduce la velocidad del motor con un ratio de 22.530. La velocidad de entrada es de 1175 rpm y de salida de 52.15 rpm y un factor de servicio de 2.55 (relativamente alto). Transmite el movimiento al piñón por medio de su eje de baja velocidad acoplado al eje que esta unido al piñón por chaveta.
Piñón (Fig. 3.4)	Es un piñón de 17 dientes rectos, su función es transmitir la velocidad del reductor hacia el engranaje, aumentando de esa manera el torque.
Engranaje (Fig. 3.5)	Es un engranaje de dientes rectos de 70 dientes, su función es transmitir el movimiento del piñón hacia al eje al que esta unido, aumentando aun más el torque y reduciendo las rpm a 12.7 (este es el ciclo real de estrobadas del alimentador).
Platos excéntricos	Son 2 platos, cuya función es la transmitir el movimiento alternativo a la bandeja de mineral por medio de su excentricidad.
Brazos de conexión o bielas (connecting Rod)	Son 2 brazos que están unidos a los platos excéntricos y a la bandeja de mineral. Estos se mueven recíprocamente y están encargados de llevar el movimiento alternativo del plato excéntrico hacia la bandeja.



Figura 3.2 Reductor

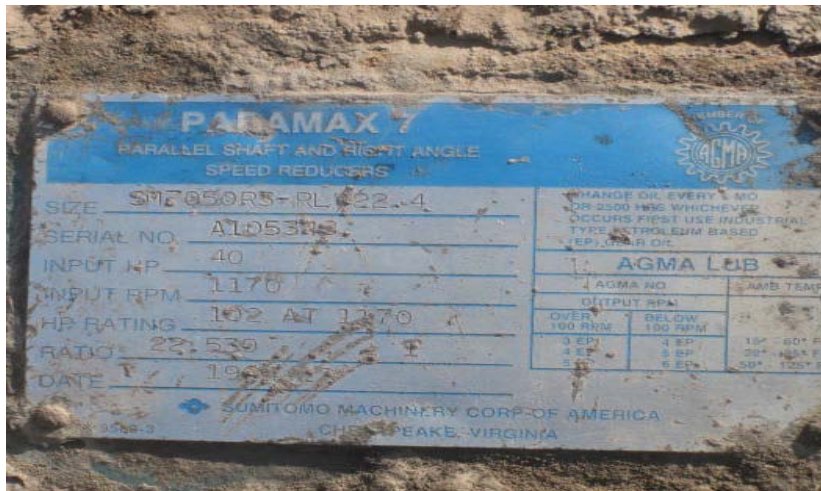


Figura 3.3 Placa del reductor



Figura 3.4 Piñon



Figura 3.5 Engranaje y eje

3.2 SISTEMA NUEVO – ALIMENTADOR DE MINERAL HIDRÁULICO

3.2.1 Funcionamiento

El equipo es un alimentador de mineral, su función es recepcionar el mineral que descargan los camiones de acarreo y trasladarlo hacia la boca de alimentación de la chancadora primaria de mandíbulas. El diseño de este sistema tiene la capacidad de recepcionar hasta 400 toneladas de mineral y poder descargarlo a la chancadora sin ningún problema. Tiene un sistema de transmisión hidráulico, que al funcionar produce el movimiento a 3 cilindros, los cuales están conectados por medio de sus vástagos, a la bandejas de recepción de mineral. Esta bandeja esta soportada sobre rodillos especiales, que a su vez se desplazan a través de unos rieles.

3.2.2 Componentes del equipo

El equipo se compone de dos partes principales:

- El sistema de transmisión hidráulico
- La bandeja de alimentación de mineral

3.2.2.1 Sistema de transmisión hidráulico

El sistema de transmisión hidráulico es la parte principal del equipo, está es la que controla el movimiento y transmite la potencia a la bandeja de alimentación.

Inicialmente se fabrico un sistema hidráulico completo (Figura 3.6 y Figura 3.7), pero en la actualidad para aumentar la disponibilidad y la capacidad del equipo y previniendo algún tipo de falla, se decidió fabricar un sistema hidráulico alternativo que reemplaza al inicial y que actualmente esta trabajando (Figura 3.8), quedando el inicial como repuesto. En caso de que el sistema actualmente trabajando falle, inmediatamente el otro sistema se

pondría operativo, logrando tiempos mínimos de paradas. La diferencia del sistema actual, al del repuesto, es la bomba y el motor. La bomba del sistema actual, es del tipo de pistones axiales, que reemplaza a las 2 bombas de paletas que emplea el sistema de repuesto, el motor es de 150 hp, superando al motor de las bombas de paletas de 50 hp.

El modelo de bombas de paletas que tenemos en el sistema de repuesto son de menor capacidad tanto en presión y en caudal que el de la bomba de pistones. En la siguiente tabla 4 muestro los componentes del sistema hidráulico actualmente trabajando.



Figura 3.6 Sistema hidráulico con bomba de paletas



Figura 3.7 Detalles del sistema hidráulico con bomba de paletas



Figura 3.8 Sistema hidráulico con bomba de pistones

Tabla 3.2 COMPONENTES DEL SISTEMA ACTUALMENTE TRABAJANDO				
N°	DENOMINACIÓN	MARCA	CANT	N° PARTE
01	Motor eléctrico 150 HP – 1775 rpm 4 polos-440 VAC / 60 Hz	WEG	01	IEC 280 S/M
02	Bomba de Pistones Axiales 190 ccr	HARTMANN	01	PVX12190
03	Acoplamiento Flexible	FALK	01	Wrapflex 40R10
03A	Elemento Flexible para acople	FALK	01	Wrapflex 40R10
04	Tanque hidráulico	Fabricado	01	Planchas ASTM-514B
05	Respiradero y tapón de llenado	STAUFF	01	SES3-40-S80
06	Indicador de nivel y temperatura	STAUFF	01	SNA254-B-S-T1-U
07	Filtro de succión 3”NTP	STAUFF	01	TES – 300 - 0
08	Cabezal de filtro de retorno	STAUFF	02	SMF - 2215
08A	Elemento de filtro de retorno 25 um	STAUFF	04	SF - 6711
08B	Manómetro de saturación para filtro de retorno	STAUFF	02	SPG-063-0-250-1-S-N
09	Válvula de alivio	SUN	01	RDHA - LCN
10	Manómetro con glicerina 0- 210 bar 1/4” NTP	STAUFF	01	SPG – 63 – 3000S
11	Válvula direccional	INTERNATIONAL	01	DG03-6C-220VAC-81-DN
11 A	Bobina para válvula direccional 220 VAC	INTERNATIONAL	02	DG03DNA220A220
12	Subplate 1- ½ “SAE 61	POWERMATIC	02	24-073-ME03
13	Sensor de nivel y temperatura	STAUFF	01	SLTS-18-140-1L-N16-G115
14	Intercambiador de calor aire aceite	API AIRTECH	01	MODELO 14 DE 1 PASO
15	Cilindros Hidráulicos	HANNA	03	MP12H-C-C.8.00”-16.00” R.A.L-1E
16	Tablero de control de 150 hp	TELEMECAN IQUE	01	varios

En la tabla 3.3, menciono los componentes del sistema hidráulico alternativo que varían con respecto al actualmente trabajando. El resto de componentes son iguales en ambos sistemas.

TABLA 3.3 COMPONENTES DEL SISTEMA ALTERNATIVO				
N°	DENOMINACIÓN	MARCA	CANT	N° PARTE
01	Motor eléctrico trifásico 50 HP – 4 polos –440 VAC / 60 HZ	WEG	01	IEC 250 S/M
02	bomba de paletas	BOSCH	01	PVR-PSSO-40ER-01
03	bomba de paleta	BOSCH	01	PVR-PSSO-40EL-01
04	Acoplamiento flexible	REXNORD	02	Omega E10

3.2.2.2 La bandeja de alimentación de mineral

Esta parte del equipo, es la que recibe el mineral y lo transporta hacia la chancadora. Se compone de tres partes: 1 Estructura rectangular, 8 ruedas tipo rodillos de tractores, y 8 tramos de rieles.

La estructura rectangular de plancha ASTM 514 B, está protegida con planchas de acero antidesgaste T1 (450 Br) de 1" de espesor, divididas de tal manera, que protegen un área de 11.5' de largo y 6.8' de ancho, estas dimensiones conforman el área de la bandeja. La bandeja está en la parte inferior de la tolva de descarga de mineral de los camiones de acarreo.

Esta parte del equipo no va a tener modificación., ya que hasta la fecha no presenta problemas, el único mantenimiento que se le hace es el cambio de planchas por desgaste abrasivo y de impacto. (Figura 3.9 y Figura 3.10)

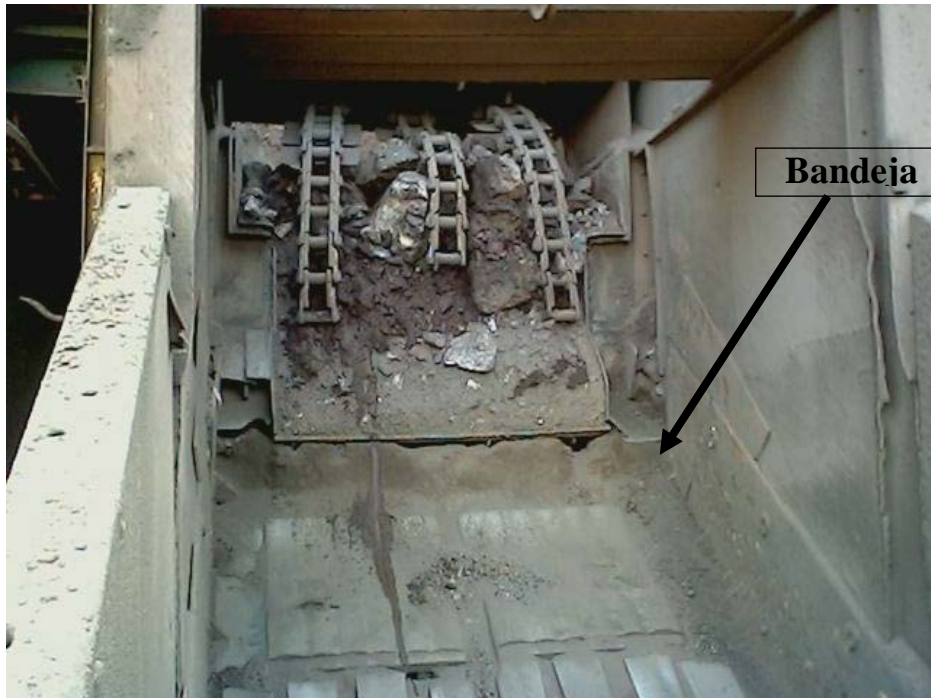


Figura 3.9 Bandeja de alimentación

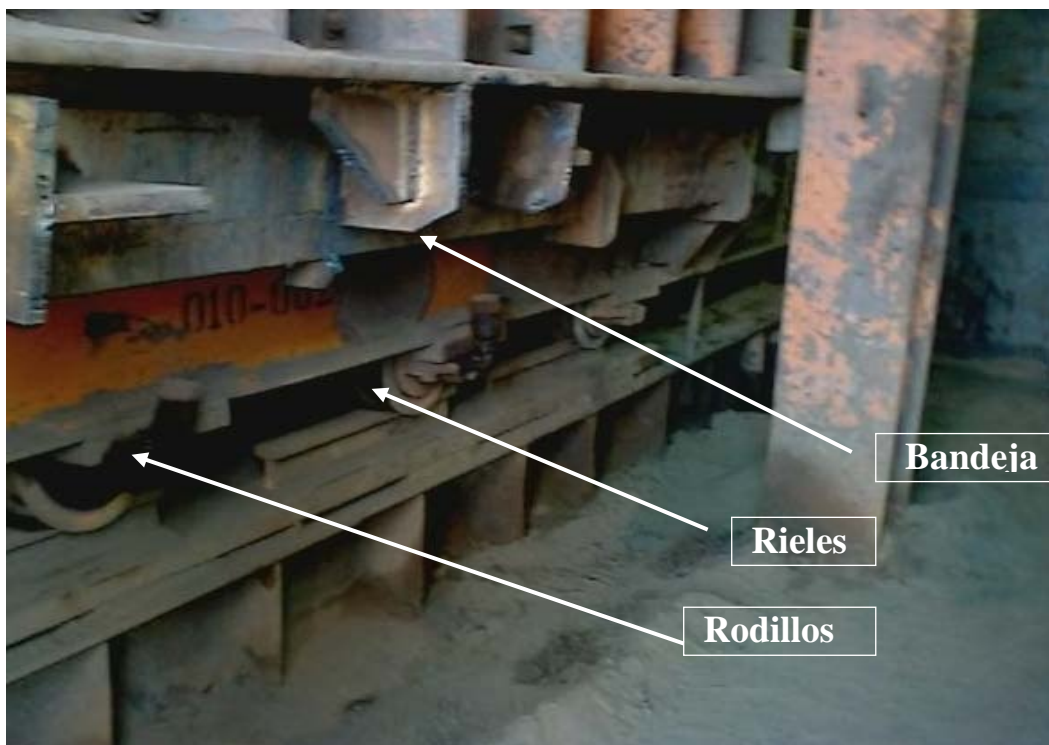


Figura 3.10 Disposición de los componentes de la bandeja de alimentación

3.2.3 Funcionamiento de partes principales

Explicaré la descripción y el funcionamiento de los componentes principales.

3.2.3.1 Bomba

Bomba de pistones axiales.- la bomba del sistema de hidráulico actualmente operando, es del tipo pistones axiales en línea con regulador de caudal y válvula de alivio incluida (Figura 3.11). Para regular el caudal, solo hay que presionar el bloque basculante que contiene a la placa circular por medio de un tornillo empujador, de esa manera el ángulo de la placa circular variara para aumentar o disminuir la carrera de los pistones.



Figura 3.11 Bomba de pistones

Bomba de paletas.-La bomba del sistema hidráulico alternativo o de repuesto es del tipo de paletas (Figura 3.12), el funcionamiento está explicado en el capítulo 2 (tipos de bombas). Este sistema alternativo consta de 2 bombas de paletas accionados por un motor eléctrico

. La presión es determinada por la resistencia al caudal. En nuestro caso el peso del mineral transportado es el que va a determinar la presión.

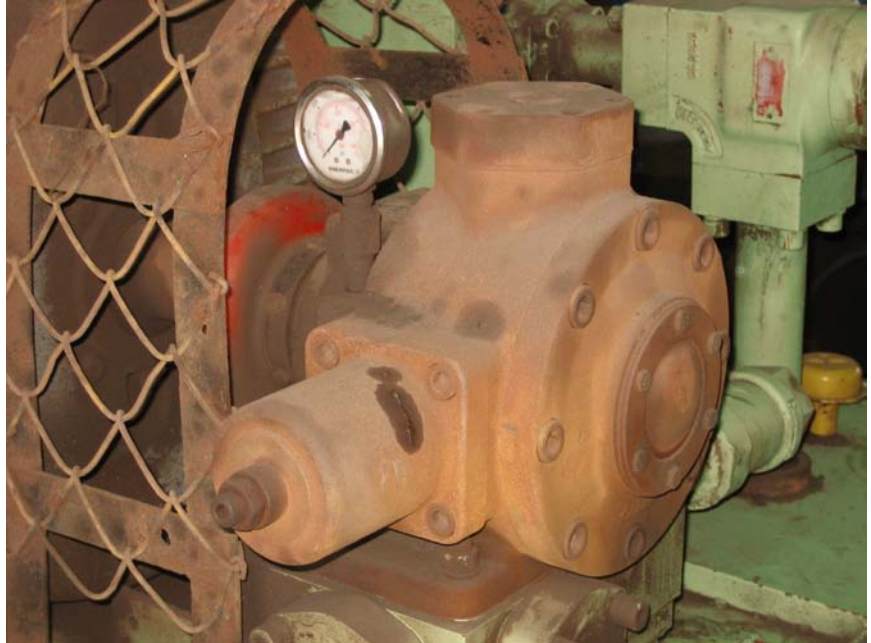


Figura 3.12 Bomba de paletas

3.2.3.2 Válvula de control o direccional

Esta es una válvula de control de dos etapas, esta es especial para controlar grandes caudales de fluido a presiones elevadas, el funcionamiento de esta válvula se explica en el capítulo 2 (válvulas de 2 etapas).

La válvula de control de dos etapas (Figura 3.13), que se emplea en el diseño de este sistema es del tipo controlada eléctricamente y pilotada hidráulicamente. Cuando la válvula direcciona el fluido hacia el cilindro, entonces se produce el movimiento de la bandeja, dependiendo de la posición de la válvula, el vástago puede estar saliendo o recogándose.



Figura 3.13 Válvula de control

3.2.3.3 Válvula de alivio

Este sistema consta de 2 válvulas de seguridad, una de ellas se encuentran en la bomba (Figura 3.14), y viene con la misma bomba, la segunda (Figura 3.15), está colocada en la línea de presión a 300 psi más que la presión de alivio de la bomba, y es para proteger todo el sistema en caso de que la válvula de alivio de la bomba falle.



Figura 3.14 Válvula de alivio de la bomba



Figura 3.15 Válvula de alivio del sistema en la válvula direccional

3.2.3.4 Cilindros

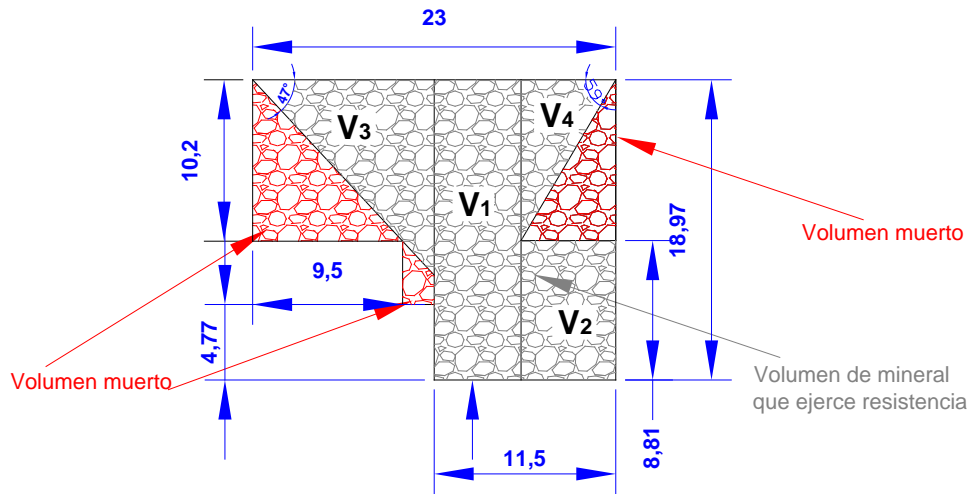
Los cilindros que se emplean son de doble efecto (Figura 3.16) debido a las características del funcionamiento del equipo, ya que se requiere potencia a la entrada y salida del vástago. El funcionamiento de estos cilindros se explica en el capítulo 2 (cilindros hidráulicos)



Figura 3.16 Cilindros Hidráulicos

3.2.4 Características generales

Esquema del volumen que ocupa el mineral sobre la bandeja



Las características del alimentador hidráulico.

- Dimensiones de la bandeja de transporte de mineral (m): 11.5'x 6.8' (3.5 x 2.07)
- Peso a transportar (ton) : 134.06
- Carrera de la bandeja o carrera del vástago del cilindro (mm) : 5" (127)
- Cantidad de cilindros de empuje : 3
- Capacidad de alimentación : 15 ciclos completo por minuto.

La capacidad de alimentación está limitada, debido, a la capacidad de alimentación de la chancadora y de la faja que transporta el mineral chancado, ya que si aumentamos el número de ciclos de alimentación, produciríamos atoros en la chancadora o sobrecargas en la faja, con lo cual, tendría que parar la planta para aliviar las cargas en los equipos mencionados.

- Tipo de Material a transportar : oxido de fierro, Cuarsita, hematita – marmita.
- Peso especifico del material a transportar (Ton/m³) : 3.2

- Potencia del motor eléctrico de la bomba : aprox. 80 a 150 HP.

3.2.5 Empleo de Normas

- Norma DIN 24334. Establece cual es el método para seleccionar diámetros de cilindros.
- Especificaciones del American Institute of Steel Construction (AISC), que establece las ecuaciones para determinar si hay fallas por pandeo.
- Grafica de la norma ISO 44C6 – NIVEL DE CONTAMINACION y la TABLA DE CODIGOS ISO, para diseño del sistema de filtración.
- La norma JIC (Joint Industry Conference), para diseños de depósitos o tanques.
- Normas AISI y ASTM para selección de materiales.

En el apéndice se muestra la siguiente información Técnica:

- Manual de selección de bombas:
HARTMANN
- Manual de productos STAUFF:
Respiraderos, filtros, indicadores de nivel, manómetros, sensores, etc.
- Air cooler: API AIRTECH
- Catálogo de válvulas de control:
INTERNATIONAL
- Catálogo de selección de acoplamientos:
WRAPFLEX de FALK CORPORATION
- Catálogo de motores marca Weg, otros

3.3 DIAGRAMA DE FLUJO DE ACTIVIDADES

El diagrama de flujo de las actividades del proceso de extracción y transformación del mineral en pelets, se muestra con la finalidad de identificar al equipo en diseño dentro del proceso y de esta manera saber cual es su grado de importancia.

Las actividades comienzan desde la perforación, disparo, carguio, chancado, transporte y transformación del mineral en pelets en la planta concentradora. El equipo en diseño se encuentra ubicado en el proceso de chancado, este proceso se produce en las plantas de chancado 1 y 2.

El proceso de chancado comienza desde la descarga de mineral por el camión de acarreo hacia la tolva de vaciado esta a su vez esta transfiriendo el mineral al alimentador (equipo en diseño), desde el alimentador 010-010, se transfiere mineral hacia la chancadora primaria 012-004, pasando previamente por un chute parrilla 019-003 que transfiere el mineral fino hacia la faja transportadora 011-008, el mineral grueso que proviene del alimentador y no es separado por el chute parrilla se transfiere hacia la chancadora para reducir su tamaño y posteriormente transferirla a la faja transportadora 011-008. Desde la faja transportadora 011-008 se transfiere el mineral hacia el siguiente chute parrilla 019-009, el cual separa los minerales de menor tamaño y deja pasar los de mayor tamaño hacia la chancadora secundaria 012-010, el mineral de menor tamaño es transferido hacia la siguiente faja transportadora 011-011 al igual que el mineral que es reducido en la chancadora secundaria 012-010. Desde la faja 011-011 el mineral es transportado hacia un chute repartidor 019-012, este chute reparte el mineral hacia 2 fajas transportadoras 011-013 y 011-015, los cuales apilan el mineral en stock de crudos. Este stock de crudos es transportado por un conjunto de fajas de 15 km. hacia la planta concentradora donde es transformado en pelets para su embarque en el puerto de San Nicolás a los diferentes países a los cuales se

comercializa. En la figura 3.17 se muestra el diagrama de flujo de las actividades para producir pelets de hierro. En el apéndice se muestra el plano del proceso de producción del área mina con los códigos de identificación de los equipos.

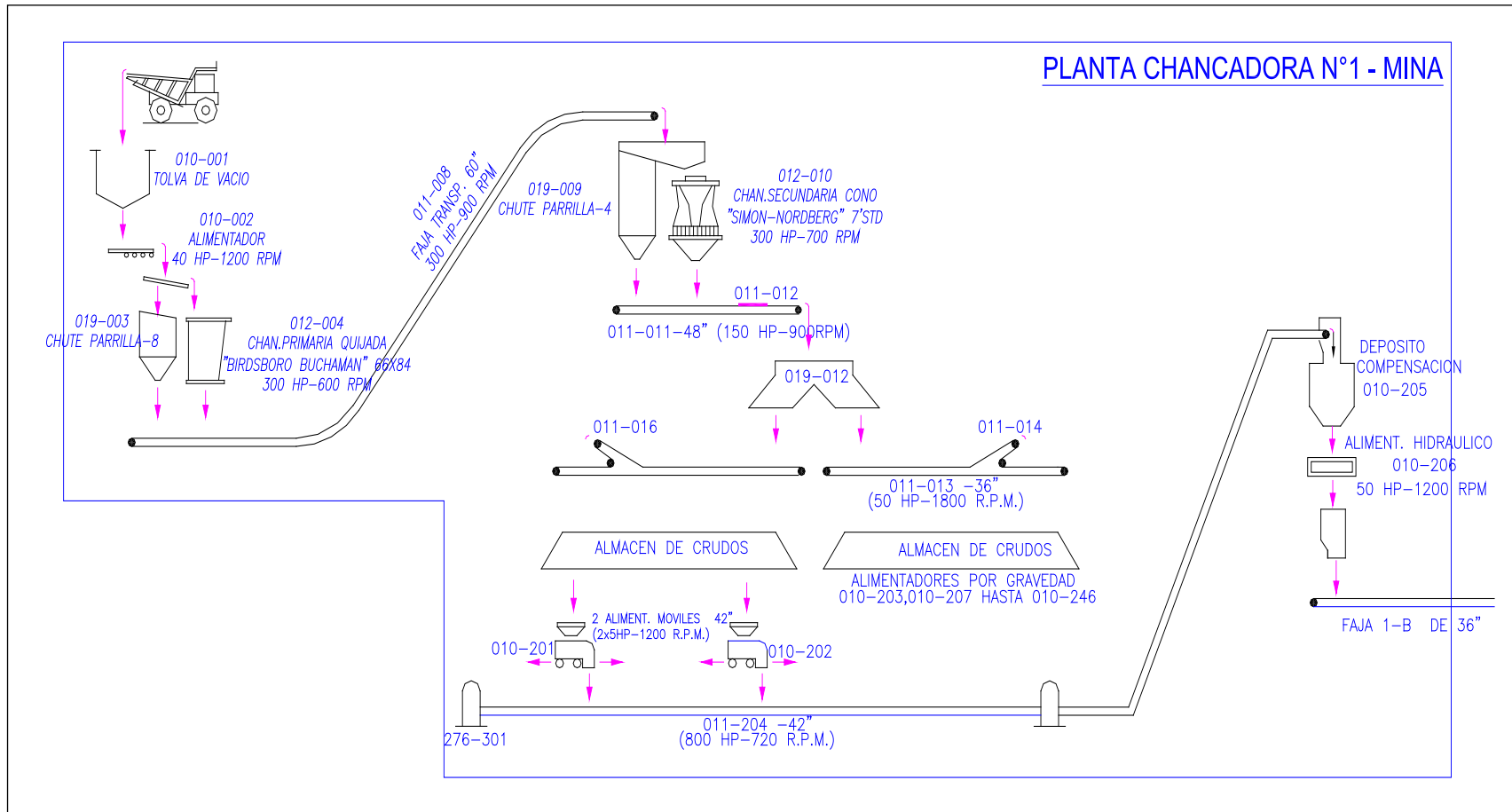


Figura 3.17 Diagrama de flujo de actividades

3.4 CÁLCULO DE LOS PARÁMETROS DE DISEÑO

Consideramos los parámetros de diseño a las fuerzas con la que comenzaremos a diseñar todos los componentes.

3.4.1 Cálculo del peso del mineral a transportar: W

Las dimensiones para poder calcular el volumen y posteriormente el peso (W), las tomo del plano de la tolva de recepción de mineral ubicada sobre la bandeja de mineral (Figura 3.18)

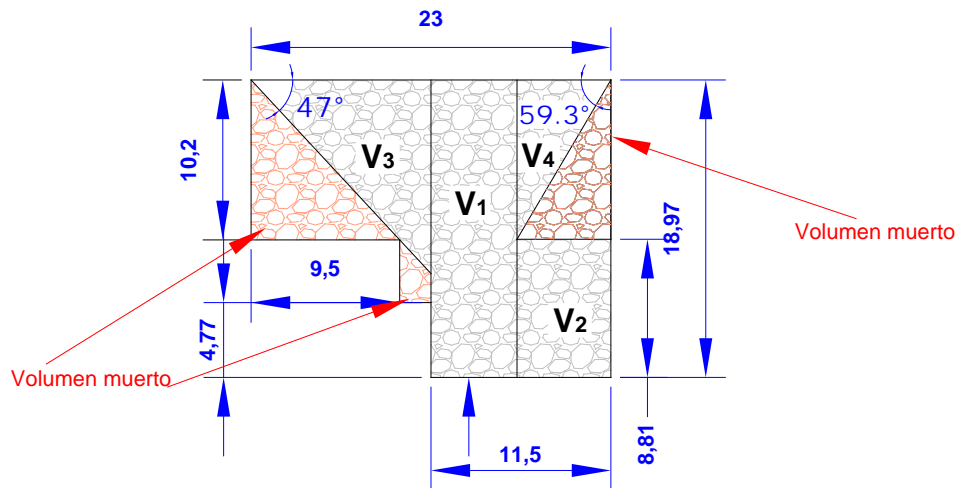


Figura 3.18 Esquema de la disposición del volumen de mineral en la tolva

Los volúmenes V_3 y V_4 ejercen fuerzas hacia abajo, que se suman al peso del volumen V_1 y V_2 . De la figura 3.18 se obtiene que las fuerzas de los volúmenes V_3 y V_4 son: $W_3 \text{sen}^2(47)$ y $W_4 \text{sen}^2(59.3)$ respectivamente.

Ancho de bandeja = 6.8' (dato de características del alimentador 3.2.4)

Peso Especifico de mineral (Ton/m³) = 3.2.....(1)

De la figura 50, se obtienen las medidas de los volúmenes:

$$V_1 = 18.97' \times 5.5' \times 6.8' = 709.47 \text{ pie}^3 \dots\dots\dots(2)$$

$$V_2 = 8.81' \times 6' \times 6.8' = 359.44 \text{ pie}^3 \dots\dots\dots(3)$$

$$V_3 = [(10.2' + 2.13') \times (9.5' + 2') \times 6.8'] / 2 = 482.1 \text{ pie}^3 \dots\dots\dots(4)$$

$$V_4 = [10.16' \times 6' \times 6.8'] / 2 = 207.26 \text{ pie}^3 \dots\dots\dots(5)$$

$$W = W_1 + W_2 + W_3 \text{sen}^2(47) + W_4 \text{sen}^2(59.3) \dots\dots\dots 1$$

Reemplazando (1), (2), (3), (4) y (5) en 1

$$W \text{ (Ton)} = \text{Peso} = 134,06$$

$$W \text{ (N)} = \text{Peso} = 1313788 .00 \dots\dots\dots(6)$$

3.4.2 Cálculo de las fuerza de empuje de la bandeja

a- Fuerza de Empuje F_1

Denominaré fuerza F_1 , a la fuerza que ejercen los vástagos, cuando salen de los cilindros, y empujan la bandeja con el mineral, en el sentido de descarga a la chancadora. Haciendo un diagrama de cuerpo libre a la bandeja (Figura 3.19), notamos que al ejercer los vástagos la fuerza F_1 , la única fuerza que se le va a oponer, es la fuerza de fricción entre las ruedas y los rieles, a la que denominaremos F_r , ya que no existe movimiento relativo entre la bandeja y el mineral. Por tanto según el esquema, el sistema se encuentra en equilibrio, con lo cual, aplicamos la segunda ley de newton en la coordenada X, y tercera ley de Newton en la coordenada Y, para calcular F_1 , N y F_r .

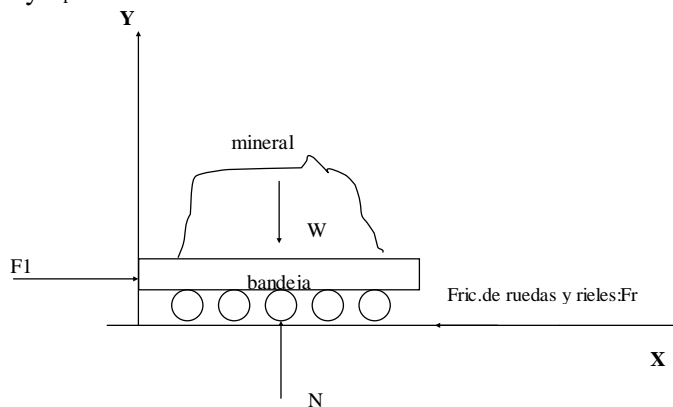


Figura 3.19 Esquema del sentido de fuerzas cuando el vástago sale del cilindro

- Para el cálculo de la fuerza normal N, aplico la tercera ley de newton en el eje Y, luego tengo:

$$N - W = 0$$

$$N = W \dots\dots\dots 2$$

Reemplazando (6) en 2

$$N = 134.06 \text{ Ton}$$

$$N = 1313788.00 \text{ (N)} \dots\dots\dots (7)$$

Considerando el peso de la bandeja despreciable con respecto al peso del mineral, su consideración no va a tener mucha influencia en los valores obtenidos.

- Para el cálculo de la fuerza de fricción entre las ruedas y rieles (F_r), he considerado un coeficiente de fricción $\mu_r = 0.1$ (dato obtenido de bibliografía N° 1).

Luego se cumple:

$$F_r = \mu_r \times N \dots\dots\dots 3$$

Reemplazando (7) en 3

$$F_r = 0.1 \times 1313788.00$$

$$F_r = 131378.80 \text{ (N)} \dots\dots\dots (8)$$

- Calculo de F_1 , aplicando la segunda ley de Newton en el eje X., el equipo trabaja a velocidad constante, por tanto la aceleración es 0.

$$F_1 - F_r = m \times a \dots\dots\dots 4$$

$$a = 0$$

$$F_1 = F_r$$

Reemplazando (8) en 4

$$F_1 = 131378.80 \text{ (N)} \dots\dots\dots (9)$$

Donde:

a = aceleración de la bandeja

m = masa del mineral

b- Fuerza de empuje F_2

Denominare F_2 , a la fuerza que ejercen los vástagos, cuando ingresan a los cilindros jalando la bandeja de mineral. Ya que la bandeja se mueve a velocidad constante, aplico la segunda ley de newton con respecto a la coordenada X, y la tercera ley de newton con respecto a la coordenada Y. En la figura 3.19, se observa que en la coordenada X, existen 3 fuerzas; estas fuerzas son:

F_2 = Fuerza que ejercen los vástagos al ingresar a los cilindros, jalando la bandeja.

F_b = Fuerza de fricción entre la bandeja y el mineral

F_r = Fuerza de fricción entre las ruedas y rieles.

Con relación al cálculo de la fuerza F_1 , en la figura 3.20, se observa que aparece una nueva fuerza, a la que denominare F_b . Esta fuerza aparece, debido, a que en el momento de regresar la bandeja cargada de mineral; el mineral es detenido por la pared metálica de la tolva de vaciado del alimentador, mientras que la bandeja continúa desplazándose simultáneamente con el ingreso de los vástagos al cilindro. Por tanto, existe movimiento relativo entre el mineral y la bandeja, con lo cual se crea la fuerza de fricción F_b .

Para determinar la fuerza F_2 , aplico la segunda ley de newton en la coordenada X (bandeja se mueve a velocidad constante), luego se tiene:

$$F_2 - F_b - F_r = (m) \times (a)$$

$$a = 0$$

$$F_2 = F_b + F_r \dots\dots\dots 5$$

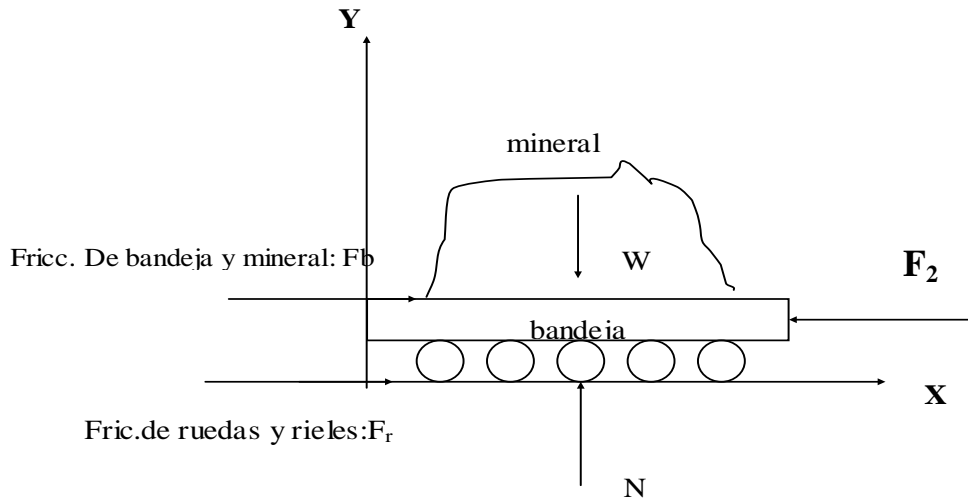


Figura 3.20 Esquema del sentido de fuerzas cuando el vástago ingresa al Cilindro.

- Para el cálculo de la fuerza de fricción entre la bandeja y el mineral (F_b), he considerado un coeficiente de fricción $\mu_b = 0.5$, dado que el mineral ejerce una mayor fricción debido a que sus superficies tienen diferentes formas rugosas. (dato obtenido de bibliografía N° 1). Luego se tiene:

$$F_b = \mu_b \times W \dots\dots\dots 6$$

Reemplazando (6) en 6:

$$F_b = 0.5 \times 1313788.00$$

$$F_b = 656894 \text{ (N)} \dots\dots\dots (10)$$

Reemplazando (8) y (10) en 5

$$F_2 = 656894 + 131378.80$$

$$F_2 = 788272.80 \text{ (N)} \dots\dots\dots (11)$$

3.5 DISEÑO DE LOS COMPONENTES PRINCIPALES

En esta parte, voy a calcular las dimensiones de los componentes hidráulicos, como son: cilindros, tanque de almacenamiento de aceite, sistema de enfriamiento así como también los

elementos estructurales: estructura del bastidor de los cilindros, horquillas, pines, etc. Para los cálculos se van a emplear las recomendaciones de la bibliografía N°3, N°4, N°5, N°6, N°7, N°8, N°9, N°10 y N°11.

3.5.1 Diseño del cilindro hidráulico de empuje del alimentador

Para el cálculo del cilindro he considerado las indicaciones de la Norma DIN 24334 y como referencia el ábaco de esfuerzos a compresión y a tracción de la bibliografía N°7 (ver apéndice pagina N° 235), las ecuaciones de pandeo de la bibliografía N°3.

Cálculo de las dimensiones del cilindro hidráulico

Para el dimensionado de los cilindros hidráulicos voy a considerar para el diseño, al sistema accionado por 3 cilindros, para lo cual se va a considerar a la fuerza resultante mayor. Esta fuerza se va dividir entre 3, para obtener la fuerza que se ejerce en cada cilindro. De los anteriores cálculos (acápite 3.5.2), tomamos la fuerza resultante mayor, que es la fuerza F_2 . Esta fuerza esta sometiendo a los vástagos a tracción. Entonces se tiene:

$$F_{2i} = F_2 / 3 \dots\dots\dots 7$$

Donde:

F_{2i} (N) = Fuerza de tracción en un vástago

Reemplazando (11) en 7

$$F_{2i} = 788272.80 / 3$$

$F_{2i} = 262757.60 \text{ N}$(12)
--------------------------------	----	---------

Para asumir una presión de acuerdo a la norma DIN 24334, hay que calcular la presión real de trabajo o presión de sistema y luego aproximar a las presiones que recomienda la norma. En cuanto a los diámetros de cilindro y vástago asumiré un diámetro interior

de cilindro de 8" (203.2 mm) y un diámetro de vástago de 4" (101.6 mm) Tomando estas dimensiones aproximadas a la norma, debido a que son dimensiones de cilindros americanos que tienen mayor representación en el Perú como son: EATON y VICKERS representadas por Marco Peruana, PARKER hydraulics representada por Derteano & Stucker, Hanna importada por MINCO SALES CORPORATION, se calcula:

$$P_s = F_{2i} / A_3 \dots\dots\dots 8$$

Donde:

P_s = Presión del sistema o presión real de trabajo

A_3 = Diferencia entre área interior del cilindro y vástago

F_{2i} = Fuerza de tracción en un vástago

Cálculo de A_3

$$A_3 = A_1 - A_2$$

$$A_3 = (\pi / 4) \times (d_1^2 - d_2^2) \dots\dots\dots 9$$

Donde:

A_1 = Área interior del cilindro

A_2 = Área de vástago

d_1 = Diámetro interior de cilindro = 203.2 mm

d_2 = Diámetro de vástago = 101.6 mm

Reemplazando d_1 y d_2 en 9

$$A_3 = (\pi / 4) \times (203.2^2 - 101.6^2)$$

$$A_3 = 24322 \text{ mm}^2 = 0.0243 \text{ m}^2 \dots\dots\dots (13)$$

Reemplazando (12) y (13) en 8

$$P_s = 262757.60 / 24322$$

$$P_s = 10.79 \text{ N} / \text{mm}^2$$

$P_s = 110.13 \text{ kg/cm}^2$(14)
--------------------------------	-----------

Teniendo en consideración la Norma DIN 24334, se puede asumir una presión de diseño de 160 kg/cm² que es la presión mas cercana a P_s (110.13 kg/cm²), esta presión de diseño será a la que se regulará la válvula de alivio del sistema. Con estos datos asumidos, se calcula la fuerza disponible. Esta fuerza disponible debe ser mayor a la requerida (mayor a F_{2i}).

Luego se tiene:

$$F_d = P \times A_3 \dots\dots\dots 10$$

Donde:

F_d = fuerza disponible

P= Presión asumida de norma DIN 24334 = 160 kg/cm² = 15690640 N/m²(15)

Reemplazando (13) y (15) en 10

$$F_d = 15690640 \times 0.0243 \text{ N}$$

$$F_d = 381282.55 \text{ N}$$

Comparando ambas fuerzas F_d y F_{2i}, se observa que la fuerza disponible F_d es mayor que la fuerza de trabajo F_{2i}, por tanto los datos asumidos están correctos.

a- Calculo del espesor (e_m) mínimo de la pared del cuerpo del cilindro

Según DIN 2413 (teoría de cálculo de cilindros de paredes gruesas), se tiene:

$$e_m = d_1 / ((200 \times K_{adm} / 1.11P) - 2) \dots\dots\dots 11$$

donde:

e_m = Espesor del cilindro (mm)

K_{adm} = Esfuerzo admisible del material del cuerpo del cilindro (Kg/mm²)

d₁ = Diámetro interior del cilindro (mm)

P= Presión de trabajo del aceite en el cilindro (kg/cm²)

Para la fabricación del cilindro voy a considerar el material AISI 4140, o en la norma DIN: 42CrMo 4/41 CrMo 4, aquí en el Perú, este material lo tiene la empresa BOEHLER, con el código: V320. Este material es un acero especial de bonificación con aleación de cromo molibdeno. Muy resistente a la tracción y a la torsión, como también a cambios de flexión. Se suministra en estado bonificado, lo que permite, en la mayoría de los casos, su aplicación sin necesidad de tratamiento térmico adicional. Se puede usar en partes de maquinaria y repuestos de dimensiones medianas, con grandes exigencias en las propiedades arriba mencionadas y también ciertos elementos para la construcción de motores, engranajes, pernos, tuercas, pines, émbolos, árboles de transmisión, ejes de bombas, cañones de armas para la cacería. Aceros bohler, lo suministra en varias medidas, para lo cual se muestra la tabla 3.4, donde se indica además las propiedades mecánicas.

Tabla 3.4 Propiedades mecánicas del cilindro

Resistencia en estado Recocido				CARACTERISTICAS MECANICAS EN ESTADO BONIFICADO			
Durez a Brinell máx.	Diámetro mm.		Limite de fluencia N/mm ²	Resistencia a la tracción N/mm ²	Elongación (Lo=5d) % min.	Estricción % min.	Resiliencia según DVM JOULE (Kpm.cm ²)
	Desde	hasta					
241	16	16	835	1030-1250	10	40	34(5)
	16	40	715	930-1130	11	45	41(6)
	40	100	595	830-1030	12	50	41(6)
	100	160	530	730-900	13	55	41(6)
	160	250	490	690-840	14	55	41(6)

De la tabla 3.4, voy a considerar un limite de fluencia = 490 N/mm² (50 kg/mm²) para diámetros comprendidos entre 160 y 250 mm, ya que $d_1 = 203.2$ mm. Para los cálculos se va a considerar:

$$K_{adm} = \text{Limite de fluencia de cilindro} / 2 \dots\dots\dots 12$$

Reemplazando Límite de fluencia de cilindro en 12

$$\text{Por tanto se tiene un } K_{adm} = 25 \text{ kg/mm}^2 \dots\dots\dots(16)$$

Reemplazando d_1 , (15) y (16) en 11:

$$e = 203.2 / ((200 \times 25)/(1.11 \times 160) - 2)$$

$e = 7.7 \text{ mm.}$	$\dots\dots\dots(17)$
-----------------------	-----------------------

b- Calculo del diámetro mínimo del vástago

Puesto que este equipo realiza mayor fuerza al tratar de ingresar los vástagos al cilindro entonces los vástagos están sometidos a carga de tracción, por tanto para calcular el diámetro mínimo, se tiene:

$$d_v^2 = 4 \times F / (\pi \times K_{adm}) \dots\dots\dots 13$$

donde:

d_v = diámetro mínimo de vástago

F = fuerza axial de tracción del vástago = F_{2i}

K_{adm} = esfuerzo admisible del material del vástago

Para el material del vástago se va considerar un acero AISI 4340 o en DIN 34CrNiMo6., aquí en el Perú, este material lo tiene la empresa BOEHLER, con el código: V155.

Este es un acero especial de bonificación al cromo níquel molibdeno, altamente resistente a la tracción, a la torsión y a cambios de flexión. Insensible al sobrecalentamiento en el forjado y libre de propensión a fragilidad de revenido. Por su estado de suministro permite en la mayoría de los casos su aplicación, sin necesidad de tratamiento térmico adicional.

Se puede aplicar en partes de maquinaria y repuestos de mayores dimensiones, sometidas a muy altos esfuerzos dinámicos y otras altas exigencias mecánicas.

Cigüeñales, ejes de leva, árboles de transmisión, barras de torsión, ejes cardán, ejes

para bombas, ejes para hélice de aviones, pernos y tuercas de alta tensión, rodillos de transportadora, VÁSTAGOS y pines, muñones; brazos de dirección, ciertos engranajes, discos de embrague, etc.

Al igual que el material para fabricación del cilindro, aceros Bohler, lo proporciona en varias medidas, así se muestra en la tabla 3.5, donde se detalla también las propiedades mecánicas.

Tabla 3.5 *Propiedades mecánicas del vástago*

Resistencia en estado Recocido		CARACTERISTICAS MECANICAS EN ESTADO BONIFICADO						
máx. N/mm ²	Dureza Brinell máx.	Diámetro mm.		Limite de fluencia N/mm ²	Resistencia a la tracción N/mm ²	Elongación (Lo=5d) % min.	Estricción % min.	Resiliencia según DVM JOULE (Kpm.cm ²)
		desde	Hasta					
800	248		16	980	1180-1380	9	40	41(6)
		16	40	885	1080-1280	10	45	48(7)
		40	100	785	980-1180	11	50	48(7)
		100	160	685	880-1080	12	55	48(7)
		160	250	590	780-930	13	55	48(7)

De la tabla 3.5, voy a considerar un limite de fluencia = 685 N/mm² para diámetros comprendidos entre 100 y 160 mm, ya que $d_2 = 101.6$ mm. (El análisis de la variación del límite de fluencia con respecto a la medida de diámetros de vástagos se realizara en el capítulo 4)

Luego se tiene:

$$K_{adm} = \text{Límite de fluencia de vástago} / 2 \dots\dots\dots 14$$

Reemplazando Límite de fluencia de vástago en 14

$$\text{Por tanto se tiene un } K_{adm} = 342.5 \text{ N/mm}^2 \dots\dots\dots (18)$$

Reemplazando (12) y (18) en 13

$$d_v^2 = 4 \times 262757.60 / (\pi \times 342.5)$$

dv = 31.25 mm(19)
----------------------	-----------

Comparando el diámetro de vástago mínimo con el diámetro de vástago asumido d_2 , observamos que el diámetro d_2 es mayor que dv , por tanto no hay problema con la dimensión del vástago.

c- Calculo del factor de seguridad por esfuerzo de tracción

$$m_T = S_y / \sigma_T \dots\dots\dots 15$$

donde:

σ_T = Esfuerzo de tracción sobre el vástago (kg/cm²)

S_y = 685 N/mm² (Límite de fluencia del material del vástago)

m_T = factor de seguridad por tracción

$$\sigma_T = F_{2i} / A_2 \dots\dots\dots 16$$

$$A_2 = (\pi / 4) \times (d_2^2) \dots\dots\dots 17$$

Reemplazando d_2 en 17

$$A_2 = 8107.3 \text{ mm}^2 \dots\dots\dots (20)$$

Reemplazando (12) y (20) en 16

$$\sigma_T = 262757.60 / 8107.3$$

$$\sigma_T = 32,41 \text{ N/mm}^2 \dots\dots\dots (21)$$

Reemplazando el limite de fluencia del vástago y (21) en 15

$$m_T = 685 / 32,41$$

$$m_T = 21 \dots\dots\dots (22)$$

d- Calculo del esfuerzo admisible de tracción o de diseño del vástago

$$\sigma_{aT} = S_y / N_T \dots\dots\dots 18$$

donde

σ_{aT} = Esfuerzo admisible de tracción

$N_T =$ Factor de diseño por tracción (considerando igual a 3).....(23)

Reemplazando S_y del vástago y (23) en 18

$$\sigma_{aT} = 685 / 3$$

$$\sigma_{aT} = 228.3 \text{ N/mm}^2 \dots\dots\dots(24)$$

Si se considerará, que solo un cilindro soportaría la fuerza total de tracción, entonces se tendría:

$$\sigma_T = F_2 / A_2 \dots\dots\dots 19$$

Reemplazando (11) y (20) en 19

$$\sigma_T = 788272.80 / 8107.3$$

$$\sigma_T = 97.23 \text{ N/mm}^2 \dots\dots\dots(25)$$

Reemplazando S_y del vástago y (25) en 15

$$m_T = 685 / 97.23$$

$$m_T = 7 \dots\dots\dots(26)$$

Del resultado (26) se observa que hasta un cilindro podría accionar la bandeja sin sufrir fallas por tracción.

e- Cálculo de seguridad para los esfuerzos de pandeo

Debido a que el vástago también trabaja a compresión, es necesario comprobar su comportamiento respecto a esta y ver si las condiciones de estabilidad al pandeo están garantizadas.

Para conseguir que este no se doble, es preciso que la fuerza total que lo comprime sea inferior a un valor que la resistencia de materiales permite calcular y que depende de las condiciones de fijación de los extremos de la pieza. Para este caso, la fuerza que comprime a los 3 vástagos esta dada por $F_1 = 131378.80$ (N), por tanto la fuerza de compresión por vástago es:

$$F_{li} = F_1 / 3 \dots\dots\dots 20$$

Reemplazando (9) en 20

$$F_{li} = 43792.66 \text{ N} \dots\dots\dots(27)$$

Donde:

F_{li} = Fuerza de compresión por cada vástago.

Para calcular la resistencia al pandeo emplearé las especificaciones del American Institute of Steel Construction (AISC), que indica, que de acuerdo al grado de esbeltez (λ) se empleara las siguientes ecuaciones:

Si $\lambda > C_c \rightarrow$ utilizamos Euler

EULER

$$F = K (\pi^2 \times E) / L^2 \dots\dots\dots 21$$

$$\sigma_{cr} = \pi^2 E / \lambda^2 \dots\dots\dots 22$$

Si $\lambda < C_c \rightarrow$ utilizamos

$$\sigma_{cr} = S_y (1 - (S_y \times \lambda^2) / 4\pi^2 E) \dots\dots\dots 23$$

donde:

K = Coeficiente cuyo valor depende del sistema de fijación del cilindro por sus extremos

L = longitud del vástago.

σ_{cr} = Esfuerzo crítico que origina pandeo

S_y = esfuerzo de fluencia de vástago = 685 N/mm² para diámetros de 100 a 160 mm (Acero BOHLER V155 o DIN: 34Cr Ni Mo6).....(28)

E = Modulo de elasticidad del material del vástago = 2.1 x 10⁴ Kg/mm²(29)

C_c = Razón real de delgadez

$$\lambda = L_e / r_{min} = (L \times (1 / K)^{1/2}) / r_{min} \dots\dots\dots 24$$

$$r_{min} = (I / A_2)^{1/2} \dots\dots\dots 25$$

$$I = (\pi \times d_2^4) / 64 \dots\dots\dots 26$$

Reemplazando 17 y 26 en 25

$$r_{\min} = d_2 / 4 \dots\dots\dots 27$$

donde:

λ = Grado de esbeltez

r_{\min} = radio de giro mínimo.

I = momento de inercia de la sección transversal del vástago

A_2 = sección transversal del vástago.

Para este caso los cilindros se encuentran articulados con charnelas en la fijación del cilindro y en el extremo del vástago apoyado con guía no rígida.

Por tanto se tiene:

- $K = 4$, (ver apéndice para los diferentes valores de K , de acuerdo a las diferentes formas de fijación de cilindros y vástagos).(30)

- La longitud del vástago sometida a pandeo es $L = 515$ mm.....(31)

Reemplazando diametro de vástago (d_2) en 27

$$r_{\min} = 101.6/4$$

$$r_{\min} = 25.4 \text{ mm} \dots\dots\dots(32)$$

Reemplazando (30), (31) y (32) en 24

$$\lambda = 515 \times (1/4)^{1/2} / 25.4$$

$$\lambda = 10.13 \dots\dots\dots(33)$$

Razón real de delgadez

$$C_c = (2\pi^2 E / S_y)^{1/2} \dots\dots\dots 28$$

donde:

$E = 20.58 \times 10^4$ N/mm² (modulo de elasticidad)

$S_y = 685$ N/mm² (Limite de fluencia de vástago)

Reemplazando (28) y (29) en 28

Luego se tiene:

$$C_c = (2\pi^2 \times (20.58 \times 10^4 / 685))^{1/2}$$

$$C_c = 77 \dots\dots\dots(34)$$

Como $\lambda=10.13 < C_c=77$, se empleará la siguiente ecuación:

$$\sigma_{cr} = S_y [1 - (S_y \times \lambda^2) / (4\pi^2 E)]$$

Reemplazando (28), (29) y (33) en 23

$$\sigma_{cr} = 685 \times [1 - (685 \times 10.13^2) / (4\pi^2 \times 20.58 \times 10^4)]$$

$$\sigma_{cr} = 679 \text{ N/mm}^2 \dots\dots\dots(35)$$

También se cumple:

$$\sigma_c = F_{li} / A_2 \dots\dots\dots 29$$

$$\sigma_{ac} = \sigma_{cr} / N_c \dots\dots\dots 30$$

$$m_c = \sigma_{cr} / \sigma_c \dots\dots\dots 31$$

donde:

σ_c = Esfuerzo compresión real que se aplica al vástago

σ_{ac} = Esfuerzo admisible o diseño de compresión

N_c = factor de diseño por compresión (considerando $N_c = 3$).....(36)

m_c = factor de seguridad de compresión

Reemplazando (27) y (20) en 29

$$\sigma_c = 5.4 \text{ N/mm}^2 \dots\dots\dots(37)$$

Reemplazando (35) y (37) en 31

$$m_c = 679 / 5.4$$

$$m_c = 125 \dots\dots\dots(38)$$

Reemplazando (35) y (36) en 30

$$\sigma_{ac} = 679 / 3$$

$$\sigma_{ac} = 226 \text{ N/mm}^2 \dots\dots\dots(39)$$

f- Cálculo del embolo y tapa guía

En todo cilindro hidráulico se distingue la tapa guía y la longitud del embolo.

Para el caso de cilindros de doble efecto, las dimensiones indicadas de las guías se calculan por las siguientes expresiones:

$$Lf_1 = (K_1)d_1 \dots\dots\dots 32$$

$$Lf_2 = (K_2)d_2 \dots\dots\dots 33$$

Donde:

Lf_1 = Longitud del embolo (mm)

K_1 = Constante que varía entre 0.4 a 0.6

Lf_2 = Longitud de la tapa guía (mm)

K_2 = Constante que varía entre 0.8 a 1.2

d_1 = Diámetro interior del cilindro

d_2 = Diámetro de vástago

Tomando $K_1 = 0.5$ y reemplazando d_1 en 32:

$$Lf_1 = 0.5 \times 203.2$$

$$Lf_1 = 101.6 \text{ mm} \dots\dots\dots (40)$$

Tomnado $K_2 = 1$ y reemplazando d_2 en 33

$$Lf_2 = 1 \times 101.6$$

$$Lf_2 = 101.6 \text{ mm} \dots\dots\dots (41)$$

Tabla 3.6 DIMENSIONES Y PROPIEDADES MECANICAS DEL CILINDRO HIDRAULICO	
P= Presión asumida de norma DIN 24334 (kg/cm ²)	160
A ₃ = Área interior del cilindro – Área de vástago (mm ²)	24322
A ₁ = Área interior del cilindro (mm ²)	32429.3
A ₂ = Área de vástago (mm ²)	8107.3
d ₁ = Diámetro interior de cilindro (mm)	203.2
d ₂ = Diámetro de vástago (mm)	101.6
e _m = espesor mínimo del cilindro (mm)	7.7
Sy = Limite de fluencia del material del cilindro (N/mm ²)	490
dv = diámetro mínimo de vástago (mm)	31.25
σ _T = Esfuerzo de tracción sobre el vástago (N/mm ²)	97.23
Sy = Limite de fluencia del material del vástago (N/mm ²)	685
m _T = factor de seguridad por tracción en vástago	7
σ _{aT} = Esfuerzo admisible de tracción en vástago (N/mm ²)	228.3
N _T = Factor de diseño por tracción de vástago	3
L: Longitud de vástago (mm)	515
λ = Grado de esbeltez	10.13
r min. = radio de giro mínimo (mm)	25.4
σ _{cr} = Esfuerzo de compresión critico que origina pandeo (N/mm ²)	679
E = modulo de elasticidad del material del vástago (N/mm ²)	20.58 x 10 ⁴
σ _c = Esfuerzo compresión real que se aplica al vástago (N/mm ²)	5.4
K = Constante de Fijación de cilindro	4
σ _{ac} = esfuerzo admisible o de diseño de compresión (N/mm ²)	226
N _c = Factor de diseño por compresión	3
m _c = Factor de seguridad por compresión	125
Lf ₁ = Longitud del embolo (mm)	101.6
Lf ₂ = Longitud de la tapa guía (mm)	101.6

3.5.2 Diseño del bastidor de los cilindros hidráulicos

Geoméricamente voy a considerar el siguiente esquema (figura 3.21), para la estructura que conforma al bastidor. Este diseño geométrico esta condicionado por las dimensiones de la bandeja y por el espacio reducido donde quedará montado este bastidor. La sección del bastidor es rectangular de espesor “b”, este espesor es el que se calculará empleando la teoría de Resistencia de Materiales.

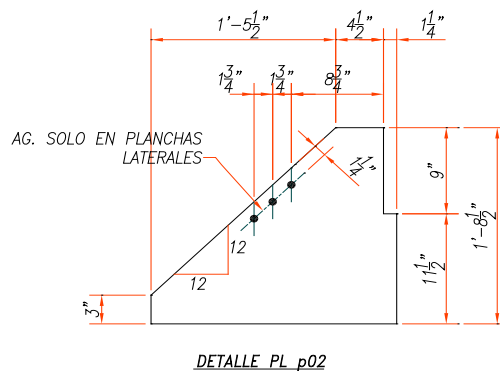


Figura 3.21 Bastidor

3.5.2.1 Determinación de la fuerza de diseño

Para el diseño del bastidor voy a calcular las fuerzas que generan los vástagos sobre el bastidor al ingresar y salir de los cilindros. La mayor fuerza será la que determine el diseño del bastidor. Considerando al bastidor una estructura simétrica con respecto a cada cilindro, entonces consideraremos las fuerzas que se generen solo en un cilindro.

Para el cálculo de las fuerzas voy a considerar dos casos:

a.-Vástago ingresa al cilindro.

Cuando el vástago ingresa al cilindro para que la bandeja recepcione mineral, se generará dos fuerzas. Una fuerza es la que empuja al pistón a ingresar hacia el cilindro y la otra fuerza es la empuja al cilindro en sentido contrario. Así como se muestra en la figura 3.22.

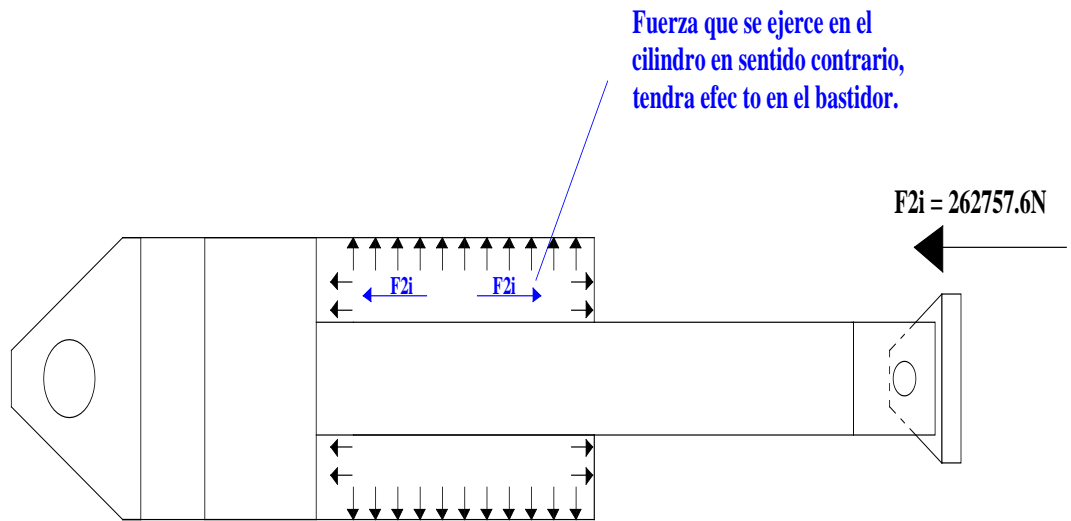


Figura 3.22 Distribución de fuerzas cuando vástago ingresa al cilindro

En la figura 3.22, la fuerza que empuja al cilindro en sentido contrario, tiene el mismo valor que la fuerza que empuja al pistón hacia al interior del cilindro, esto es, debido a que la presión es la misma en todas las direcciones y que las áreas de acción de esta presión son de iguales dimensiones.

Por tanto al estar unido la horquilla posterior del cilindro, por medio de un pin a la horquilla del bastidor, se tiene que la fuerza que actúa sobre el bastidor F_{b1} es la misma que la fuerza F_{2i} .

Luego se tiene:

$$F_{b1} = 262757 \text{ N} \dots\dots\dots(42)$$

La dirección de la fuerza se muestra en la Figura 3.23

BASTIDOR

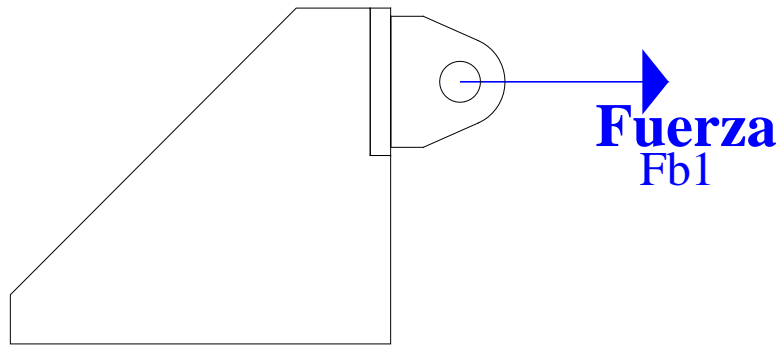


Figura 3.23 Distribución de fuerza sobre el bastidor (vástago ingresa al Cilindro)

b.-Vástago sale del cilindro.

De la misma manera como en el caso “a”, cuando el vástago sale del cilindro se generara dos fuerzas, la fuerza F_{1i} (la fuerza F_1 anteriormente calculada dividida entre 3), y la fuerza que empuja al cilindro en sentido contrario. Tomando el principio del caso anterior, la fuerza que actúa en el cilindro será la fuerza que actúa sobre el bastidor F_{b2} .

Luego se tiene:

$$F_{b2} = 43792.9 \text{ N} \dots\dots\dots(43)$$

La dirección de la fuerza se muestra en la Figura 3.24

BASTIDOR

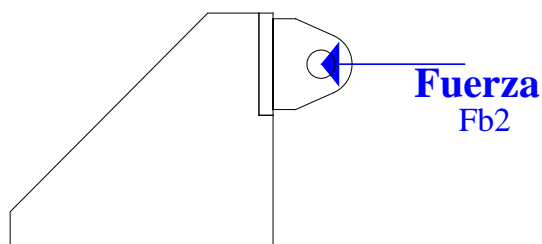


Figura 3.24 Distribución de fuerza sobre el bastidor (vástago sale del Cilindro)

3.5.2.2 Cálculo del espesor (b) del bastidor

Para el cálculo del espesor, tomare como fuerza de diseño a la fuerza que se ejerce sobre el bastidor cuando el vástago ingresa, ya que es esta, la que produce el mayor esfuerzo sobre el bastidor ($F_{b1} > F_{b2}$). Además asumiré que el bastidor se comporta como una viga empotrada y en voladizo. Empotrada debido a que la parte inferior del bastidor esta unido a la base por medio de soldadura, a su vez, estoy considerando al bastidor como material homogéneo y que obedece a la ley de Hooke, siendo su modulo de elasticidad en tracción igual que en compresión.

3.5.2.2.1 Cálculo de los máximos esfuerzos

Para calcular el espesor del bastidor se tiene que graficar los diagramas de fuerza cortante y momento flector y hallar los esfuerzos máximos que determinaran que falle el material. Estos valores máximos de esfuerzo serán reemplazados en las ecuaciones de criterios de fallas que seleccione. Para la determinar el esfuerzo de fluencia del material de bastidor, he considerado un acero estructural ASTM A-36. Finalmente considerare un factor de seguridad prudente que me permita obtener un espesor que garantizará la fabricación de un bastidor resistente a las condiciones de trabajo a la que estará sometido.

Para trazar los diagramas de momento y fuerza cortante hay que determinar primero las reacciones en el punto A (zona de empotramiento, debido a la soldadura).

De la figura 3.25, aplicando sumatoria de momentos en A. se tiene:

$$\underline{\Sigma M_A = 0}$$

$$M_A = F_{b1} \times (11.5''+4.5'') \dots\dots\dots 34$$

Reemplazando (42) en 34

$$M_A = 262757.6 \times (11.5'' + 4.5'')$$

$$M_A = 4204121.6 \text{ N-pulg} \dots\dots\dots(44)$$

$\Sigma F_{\text{verticales}} = 0$

$$R_A - F_{b1} = 0 \dots\dots\dots 35$$

Reemplazando (42) en 35

$$R_A = 262757.6 \text{ N}$$

Con estos datos calculados se traza el diagrama de fuerza cortante y momento flector como se muestra en la figura 57.

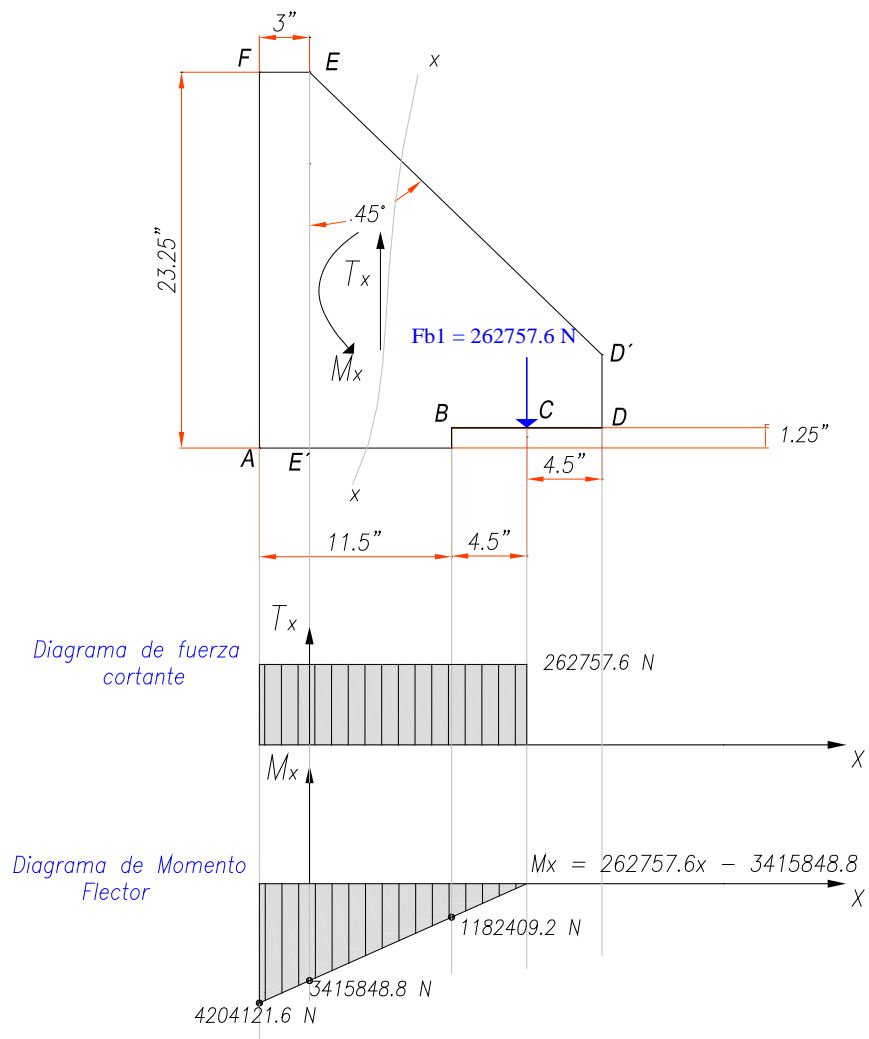


Figura 3.25 Diagrama de fuerza cortante y momento flector del bastidor

Del diagrama se observa que en el punto C el momento flector es cero, y conforme se acerca al punto A, el momento flector va aumentando. El comportamiento del momento flector obedece al de una recta cuya ecuación es la siguiente:

$$M_x = 262757.6X - 3415848.8 \text{ (Eje de momentos en línea E-E')} \dots\dots\dots 36$$

Analizaremos tramos por tramos el comportamiento de los esfuerzos, debido a que la sección del bastidor tiene sectores que son variables (tramos E'- B y B-C).

Tramo A-E'

a.- Máximo esfuerzo de compresión

En este tramo del bastidor la sección es uniforme, por tanto el esfuerzo de compresión debido al momento flector se determina de la siguiente manera:

$$\sigma = (6/b)(M/Y^2) \dots\dots\dots 37$$

Donde:

$$b = \text{Ancho de bastidor} \dots\dots\dots(45)$$

$$Y = \text{Distancia A-F} = 23.025'' \dots\dots\dots(46)$$

El máximo esfuerzo está dado en el punto A, que es donde se observa actúa el mayor momento, por tanto:

$$M = 4204121.6 \dots\dots\dots(47)$$

Reemplazando (44), (45), (46) y (47) en 37

$$\sigma = (6/b)(4204121.6/23.025^2)$$

$$\sigma = 7930.05(6/b) \dots\dots\dots 38$$

b.- Máximo esfuerzo de corte

De acuerdo al diagrama de fuerza cortante se observa que la fuerza es constante, por tanto el esfuerzo cortante es constante en este tramo.

$$\tau = (3/2)(Q/A) \dots\dots\dots 39$$

donde

$$Q = \text{Fuerza cortante} = Fb1$$

$$A = \text{Área de la sección del tramo del bastidor} = 23.025 \times b \dots\dots\dots 40$$

Reemplazando (42) y 40 en 39

$$\tau = (3/2)(262757.6/23.025b)$$

$$\tau = 2852.95(6/b) \dots\dots\dots 41$$

Tramo E'-B

En este tramo del bastidor (figura 3.26), se observa que la sección del bastidor es variable. Esta sección varía de acuerdo a la ecuación $Y = -X + 23.025$, para

$$0 \leq X \leq 8.5$$

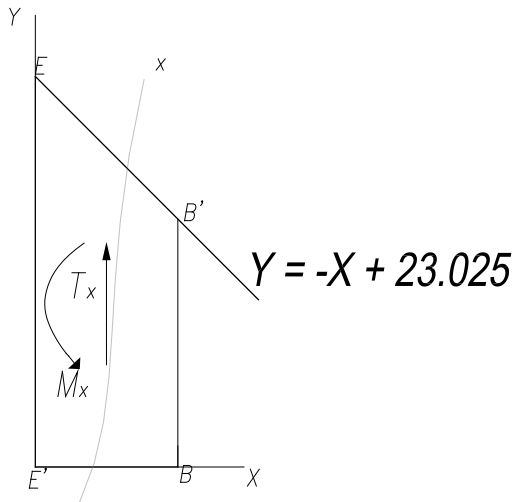


Figura 3.26 Tramo E-B del bastidor

a.- Máximo esfuerzo de compresión

El máximo esfuerzo de compresión debido al máximo momento está dado por:

$$\sigma = (6/b)(M/Y^2) \dots\dots\dots 37$$

$$M = 262757.6X - 3415848.8 \dots\dots\dots 36$$

$$Y = -X + 23.025 \dots\dots\dots 42$$

Reemplazando (45), 36 y 42 en 37

$$\sigma_{(x)} = (6/b)[(262757.6X - 3415848.8)/(-X + 23.025)^2] \dots\dots\dots 43$$

Para hallar el máximo valor de $\sigma_{(x)}$ en ese tramo, se tiene que derivar $\sigma_{(x)}$ e igualar a cero. Para poder derivar $\sigma_{(x)}$ voy a hacer un cambio de variable:

$$a = -X + 23.025 \dots\dots\dots 44$$

Reemplazando 44 en 43:

$$\sigma_{(23.025-a)} = (6/b)[(-262757.6a + 2634144.9)/(a)^2]$$

$$\sigma_{(23.025-a)} = (6/b)(-262757.6a^{-1} + 2634144.9a^{-2}) \dots\dots\dots 45$$

Derivando 45 e igualando a 0:

$$d(\sigma_{(23.025-a)}) = (6/b)[262757.6a^{-2} - (2)(2634144.9a^{-3})] = 0$$

$$262757.6a^{-2} - 5268289.8a^{-3} = 0$$

$$a = 20.05, X = 2.97 \dots\dots\dots (48)$$

Reemplazando (48) en 43

$$\sigma_{(x)} = 6552.55(6/b)$$

b.- Máximo esfuerzo de corte

$$\tau_{(x)} = (3/2)(Q/A)$$

$$Q = 262757.6 = F_{b1}$$

$$A = (Y)(b) \dots\dots\dots 46$$

De a figura 58 se tiene:

$$Y = -X + 23.025 \dots\dots\dots 47$$

Reemplazando 47 en 46

$$A = (-X + 23.025)(b) \dots\dots\dots 48$$

Reemplazando 48 y (42) en 39:

$$\tau_{(x)} = (3/2)[262757.6/((-X + 23.025)b)] \dots\dots\dots 49$$

$\tau_{(x)}$ es máximo cuando $(-X+23.025)$ es mínimo. Lo anterior se cumple cuando:

$$X = 8.5 \dots\dots\dots(49)$$

Reemplazando (49) en 49

$$\tau_{(x)} = 4522.6(6/b) \dots\dots\dots 50$$

Tramo B-C

De la figura 57 se tiene:

$$Y = -X+23.025-1.25 = -X + 21.775$$

$$Y = -X + 21.775 \dots\dots\dots 51$$

para $8.5 \leq X \leq 13$

a.- Máximo esfuerzo de compresión

El máximo esfuerzo de compresión debido al máximo momento está dado por:

$$\sigma = (6/b)(M/Y^2)$$

$$M = 262757.6X-3415848.8$$

Reemplazando 51 y 36 en 37

$$\sigma_{(x)} = (6/b)[(262757.6X-3415848.8)/(-X+21.775)^2] \dots\dots\dots 52$$

Al igual que el tramo anterior, para hallar el máximo valor de $\sigma_{(x)}$ en ese tramo, se tiene que derivar $\sigma_{(x)}$ e igualar a cero. Para poder derivar $\sigma_{(x)}$ voy a hacer un cambio de variable:

$$a = -X+21.775 \dots\dots\dots 53$$

Reemplazando 53 en 52:

$$\sigma_{(21.775-a)} = (6/b)[(-262757.6a+2305697.94)/(a)^2]$$

$$\sigma_{(21.775-a)} = (6/b)(-262757.6a^{-1}+2305697.94a^{-2}) \dots\dots\dots 54$$

Derivando 54 e igualando a 0:

$$d(\sigma_{(21.775-a)}) = (6/b)[262757.6a^{-2}-(2)(2305697.94a^{-3})] = 0$$

$$262757.6a^{-2} - 4611395.88a^{-3} = 0$$

$$a = 17.55, X = 4.225 \dots\dots\dots(50)$$

Analizando el resultado que se ha obtenido, se observa que en este tramo, el máximo valor del esfuerzo está dado para el menor valor de X que es 8.5

$$\sigma_{(x)} = 6709.63(6/b) \dots\dots\dots 55$$

b.- Máximo esfuerzo de corte

Reemplazando 51 en 46

$$A = (-X+21.775)b \dots\dots\dots 56$$

Reemplazando (42) y 56 en 39

$$\tau_{(x)} = (3/2)[262757.6/((-X+21.775)b)] \dots\dots\dots 57$$

$\tau_{(x)}$ es máximo cuando $(-X+21.775)$ es mínimo. Lo anterior se cumple cuando $X = 13$, por tanto el máximo esfuerzo de corte es:

$$\tau_{(x)} = 7485.97(6/b) \dots\dots\dots 58$$

Tramo C-D

En este tramo no existen esfuerzos de compresión ni de corte, ya que el momento flector y fuerza cortante tienen valor cero.

La tabla 3.7 muestra el resumen de los esfuerzos calculados en cada tramo del bastidor.

Tabla 3.7 Resumen de valores de esfuerzos en los tramos de bastidor		
Tramos	Esfuerzo máximo de compresión	Esfuerzo máximo de Corte
A-E'	7930.05(6/b)	2852.95(6/b)
E'-B	6552.55(6/b)	4522.6(6/b)
B-C	6709.63(6/b)	7485.97(6/b)
C-D	0	0

3.5.2.2.2 *Aplicando criterio de fallas*

De acuerdo a la tabla anterior, aplicaré el criterio de fallas de máximo esfuerzo normal en el tramo AE' y máximo esfuerzo cortante en el tramo BC que es donde se observa los mayores esfuerzos y que harán que falle el bastidor.

Tramo A-E'

Criterio del máximo esfuerzo normal dice que fallará si $\sigma_{max} \geq S_y$,

En el punto más alejado de la sección de este tramo del bastidor, es donde se da el máximo esfuerzo de compresión debido al momento flector.

$$\sigma_{max} = (\sigma_x + \sigma_y)(1/2) \pm [((\sigma_x - \sigma_y)(1/2))^2 + \tau_Q^2]^{(1/2)} \dots\dots\dots 59$$

$$\sigma_x = 7930.05(6/b)$$

$$\sigma_y = 0 \dots\dots\dots(51)$$

$$\tau_Q = 0 \dots\dots\dots(52)$$

Reemplazando (51), (52) y 38 en 59

$$\sigma_{max} = 7930.05(6/b) \dots\dots\dots(53)$$

$$\sigma_{max} = S_y \dots\dots\dots 60$$

$$S_y \text{ para aceros estructurales ASTM A-36 es } 250 \text{ MPa} \dots\dots\dots(54)$$

(ver apéndice Norma ASTM A-36)

Reemplazando (53) y (54) en 60

$$\sigma_{max} = 7930.05(6/b) = 250 \text{ MPa} = 250 \times 10^6 \text{ N/m}^2 = 250 \times 10^6 \text{ N}/(39.37^2 \text{ pulg}^2)$$

$$b_{\text{critico}} = 0.29 \text{ pulg} = 7.49 \text{ mm} \dots\dots\dots(55)$$

Tramo B-C

Criterio del máximo esfuerzo cortante dice que fallará si $\tau_{max} \geq 0.5S_y$.

En el centro de la sección de este tramo del bastidor, es donde se da el máximo esfuerzo cortante:

$$\tau_{max} = [((\sigma_x - \sigma_y)(1/2))^2 + \tau_Q^2]^{(1/2)} \dots\dots\dots 61$$

$$\sigma_x = 0 \dots\dots\dots(56)$$

$$\sigma_y = 0 \dots\dots\dots(57)$$

Reemplazando (56) y (57) en 61:

$$\tau_Q = 7485.97(6/b) \dots\dots\dots(58)$$

$$\tau_{max} = 0.5S_y \dots\dots\dots 62$$

Reemplazando (54) y (58) en 62:

$$\tau_{\max} = 7485.97(6/b) = 0.5 \times 250 \times 10^6 \text{ N} / (39.37^2 \text{ pulg}^2)$$

$$b_{\text{crítico}} = 0.557 \text{ pulg} = 14.14 \text{ mm} \dots\dots\dots(59)$$

Después de comparar ambos resultados observamos que el $b_{\text{crítico}}$ del tramo B-C (14.14 mm) es mayor al $b_{\text{crítico}}$ del tramo A-E' (7.49 mm). Por tanto para el diseño tomare el $b_{\text{crítico}} = 14.14 \text{ mm}$ del tramo B-C.

Finalmente para calcular el espesor b del bastidor consideraré un factor de seguridad = 2.5, luego se tiene:

$$F.S. = 0.5 S_y / \tau_{\max} \dots\dots\dots 63$$

Reemplazando (54) y (58) en 63

$$2.5 = [0.5 \times 250 \times 10^6 / (39.37^2)] / [7485.97(6/b)]$$

$$b = 1.39''$$

Con el espesor calculado consideraré un espesor estándar de 1.5". Por tanto el espesor final del bastidor será $b = 1.5''$.

3.5.3 Diseño de los pines de unión del bastidor y bandeja a las horquillas de los cilindros y selección de horquillas

Los pines son elementos que están unidos tanto a las horquillas del cilindro como a la del bastidor y bandeja. Los pines que unen la horquilla del bastidor con la horquilla de cabeza de cilindro soportan la fuerza que ejerce el cilindro cuando sale e ingresa el vástago en el cilindro, convirtiéndose de esa manera en un apoyo, ya que el bastidor es fijo. Los pines que unen la horquilla de la bandeja con la horquilla de vástago transmiten el movimiento del vástago a la bandeja. Como cada pin soporta la tercera parte de la fuerza que se requiere para mover la bandeja, entonces se tomara la misma fuerza que se uso para diseñar el bastidor ($F_{2i} = 262757.6 \text{ N}$).

Para el diseño de las horquillas solo bastará con determinar el diseño de los pines, para luego emplear el catalogo normalizado N° 0106-5 de Parker Cilinder (bibliografía N°11), con la finalidad de determinar las dimensiones de las horquillas tanto del bastidor como de las bandejas.

3.5.3.1 Diseño del pin de unión del bastidor a horquilla de cabeza de cilindro

En la figura 3.29 y 3.30 se muestra el esquema de unión entre horquilla de bastidor y horquilla de cabeza de cilindro por medio del pin.

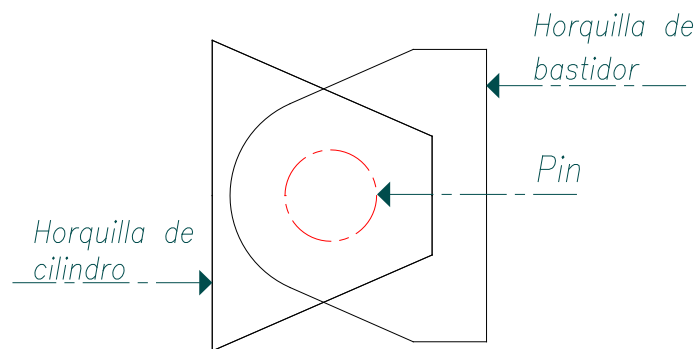


Figura 3.29 Esquema de unión entre horquilla de bastidor y horquilla de cabeza de cilindro

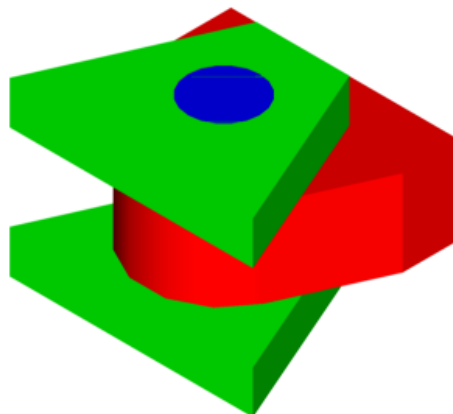


Figura 3.30 Horquillas y Pin

Para diseñar el pin, solo hay que calcular el diámetro “D”, puesto que la longitud ya esta determinada por las horquillas tanto del cilindro como del bastidor. La fuerza para diseñar va a ser F_{2i} , ya que es esta la de mayor valor y es la que se ha empleado para diseñar los anteriores componentes.

A continuación determinaré las reacciones en el pin (fuerzas y momentos de flexión), que me permitirán hallar los puntos de mayor esfuerzo y posteriormente poder aplicar los criterios de fallas que determinarán el diseño del material.

En la figura 3.31 se muestran las fuerzas y momentos que actúan sobre el pin, las medidas donde actúan las fuerzas se pueden verificar en los planos de fabricación (ver apéndice). Como el pin está empotrado en sus extremos a la horquilla de la cabeza del cilindro figura 3.29 y 3.30, entonces se producirá momentos en sus apoyos cuando la fuerza P ($P=F_{2i}$), se genere. En la figura 61 se observa que el número de momentos y reacciones desconocidas es mayor que el de ecuaciones disponibles del equilibrio estático, por tanto su comportamiento es igual a la de una viga estáticamente indeterminada. Para resolver este caso voy a utilizar las ecuaciones que provienen de las deformaciones de las vigas. El método a emplear es del Área de momentos: primer y segundo teorema de área de momentos.

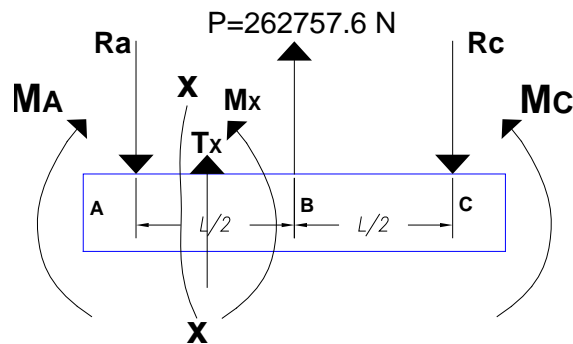


Figura 3.31 Distribución de fuerzas y momentos en el Pin de unión

Cálculo de las reacciones.

Del gráfico 3.31, por equilibrio:

$$R_A + R_C = P \dots\dots\dots 64$$

$$\sum M_A = 0$$

$$-(PL/2) + R_C L + M_A - M_C = 0$$

$$M_A - M_C = PL/2 - R_C L \dots\dots\dots 65$$

Con las reacciones por hallar, voy a trazar el diagrama de momentos por partes (Figura 3.32), para posteriormente aplicar los teoremas de Áreas de momentos.

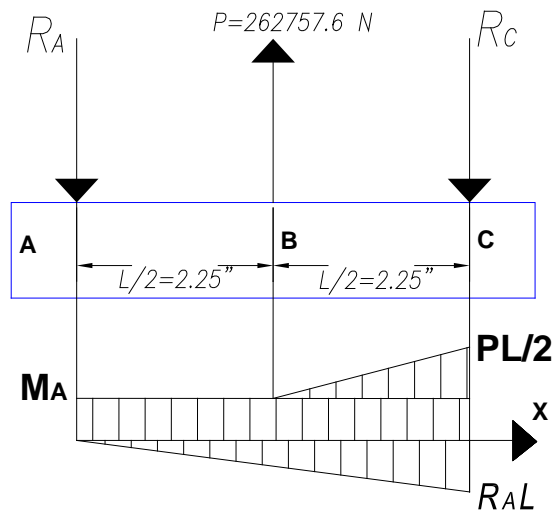


Figura 3.32 Diagrama de momentos por parte

Aplicando el primer teorema del área de momentos: El ángulo de las tangentes en A y C a las curvas de las deformaciones es igual al área del diagrama de momentos flectores en esos dos puntos, divididos por el producto EI.

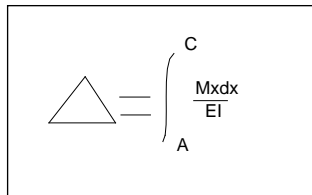
$$\theta = \int_A^C \frac{M dx}{EI}$$

Como el ángulo θ que forman ambas tangentes es cero, entonces $Mdx = 0$, por tanto de la figura 3.32 se tiene:

$$-(R_A)(L)(L/2) + (M_A)(L) + (PL/2)(L/2)(1/2) = 0$$

$$R_A L = 2M_A + PL/4 \dots\dots\dots 66$$

Aplicando el segundo teorema del área de momentos: la distancia en vertical entre el punto C de la curva de deformación y la tangente trazada a la curva por A es igual al momento respecto a la vertical por C del área del diagrama de momentos flectores entre A y C divididos por EI.



Como la distancia $\Delta = 0$, entonces $Mxdx = 0$, por tanto de la figura 3.32 se tiene:

$$(PL/2)(L/2)(1/2)(1/6) + (M_A)(L)(L/2) - (R_A)(L)(L/2)(L/3) = 0$$

$$R_A L = PL/8 + 3M_A \dots\dots\dots 67$$

Igualando 66 con 67:

$$2M_A + PL/4 = PL/8 + 3M_A$$

$$PL/8 = M_A \dots\dots\dots (60)$$

Remplazando en (60) en 66

$$R_A = P/2 \dots\dots\dots (61)$$

Remplazando (61) en 64

$$R_C = P/2 \dots\dots\dots (62)$$

Remplazando (62) en 65 y (61) en 66

$$M_A = M_C = PL/8 \dots\dots\dots (63)$$

Remplazando $P= 262757.6 \text{ N}$ y $L = 4.5''$ en (61),(62) y (63):

$$R_A = R_C = 131378.8 \text{ N} \dots\dots\dots (64)$$

$$M_A = M_C = 147801.15 \text{ N-pulg} \dots\dots\dots(65)$$

Con estos valores hallados trazamos el diagrama de momento (Figura 3.33).

En el diagrama de momentos se puede observar que los puntos A, B y C son los que soportan el máximo esfuerzo 147801.15 N-pulg. Para el diseño del pin solo bastará analizar uno de los puntos ya que los tres puntos están sometidos a los mismos esfuerzos. Por tanto solo analizare el punto A.

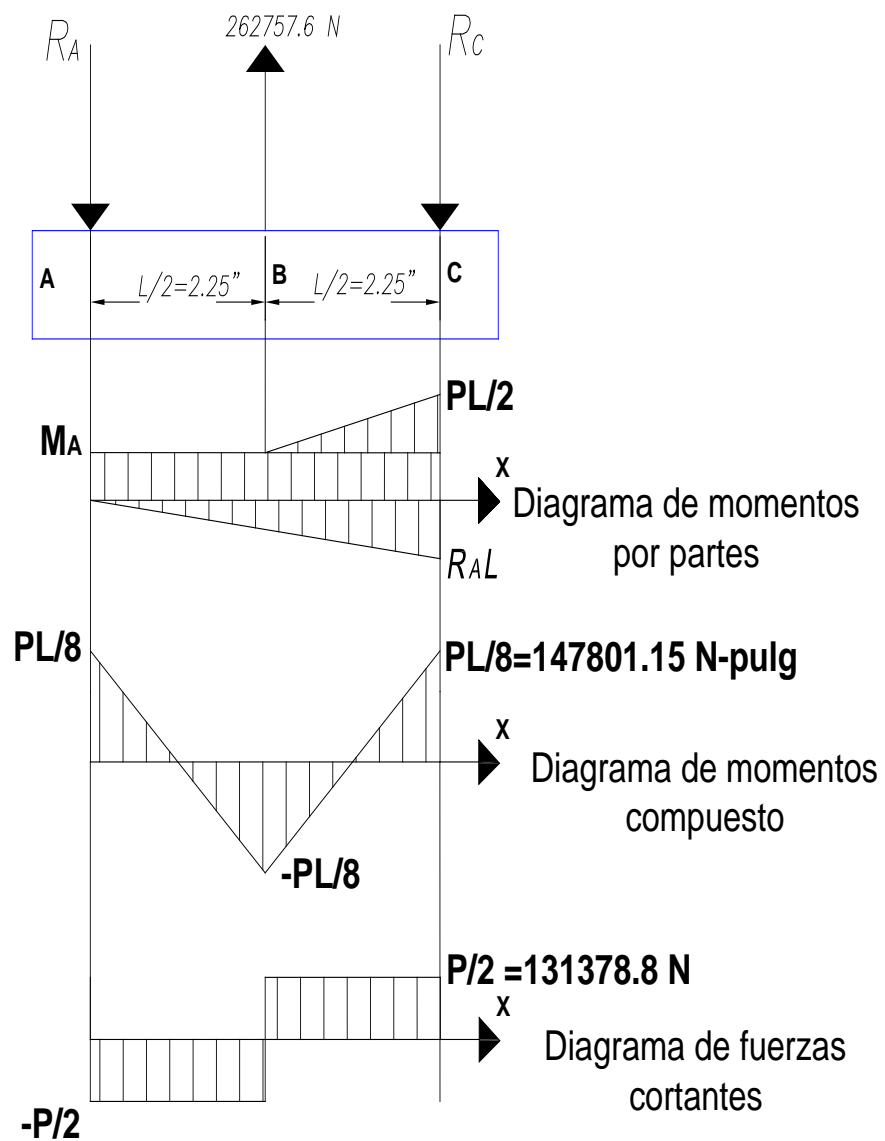


Figura 3.33 Diagrama de fuerza cortante y momento flector del Pin

Para analizar el punto crítico A, se tiene que graficar su estado tensional. En el punto A analizare el estado tensional del punto 1 y punto 2, según la figura 3.34.

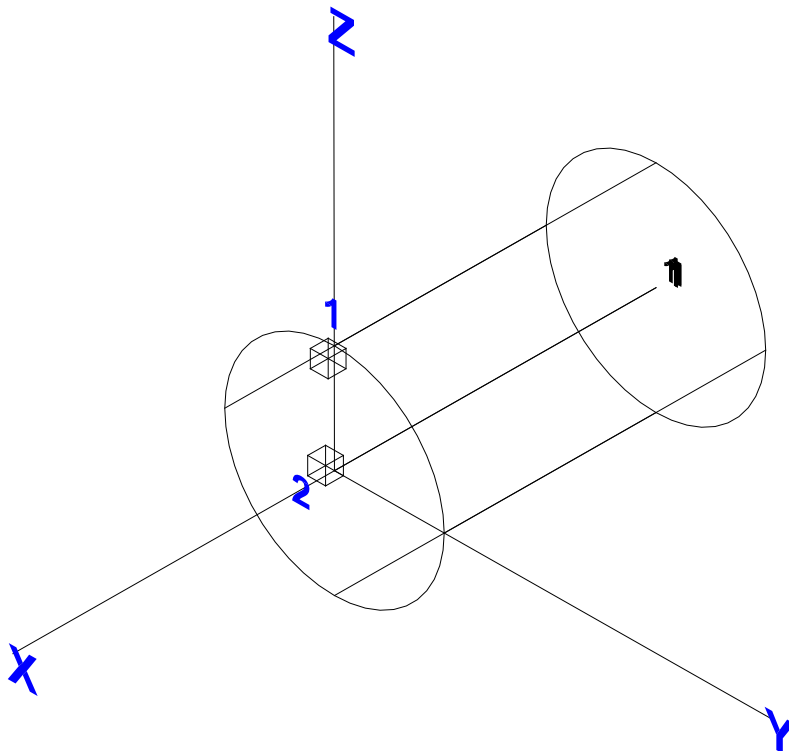


Figura 3.34 estado tensional del unto A

Punto 1

Análisis del estado tensional del punto 1, figura 3.35

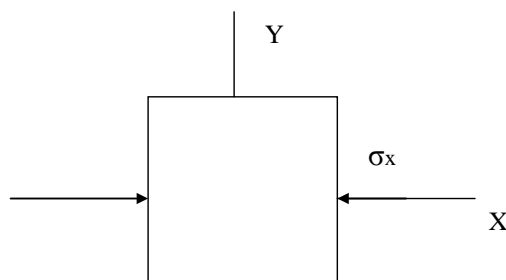


Figura 3.35 Análisis del estado tensional-punto 1

Aplicare el criterio del máximo esfuerzo normal: $\sigma_{max} \geq S_y$

$$\sigma_{max} = (\sigma_x + \sigma_y)(1/2) \pm [((\sigma_x - \sigma_y)(1/2))^2 + \tau_Q^2]^{(1/2)} \dots\dots\dots(59)$$

Como se observa en la figura 65, no existe esfuerzo cortante, ya que el esfuerzo cortante en los extremos siempre es cero, por tanto se tiene:

$$\tau_Q = 0 \dots\dots\dots(69)$$

El máximo esfuerzo debido al momento flector para ejes, esta dado por:

$$\sigma_x = (32 M)/(\pi D^3) \dots\dots\dots(68)$$

Reemplazando (65) en 68

$$\sigma_x = 1505486.63/ D^3 \dots\dots\dots(70)$$

$$\sigma_y = 0 \dots\dots\dots(71)$$

Reemplazando (69), (70) y (71) en 59 se tiene:

$$\sigma_{max} = \sigma_x = 1505486.63/ D^3 \dots\dots\dots(72)$$

luego voy a considerar un factor de seguridad de 3.5, con esto se tiene:

$$F.S. = S_y / \sigma_{max} = 3.5 \dots\dots\dots (69)$$

Donde:

F.S. = factor de seguridad.

Para el esfuerzo de fluencia voy a considerar un acero AISI 4140 muy resistente a la tracción y a la torsión, como también a cambios de flexión. Este acero se aplica en partes de maquinarias y repuestos de dimensiones medianas, con grandes exigencias en las propiedades antes mencionadas y también ciertos elementos para la construcción de motores, engranajes, pernos, tuercas, pines, émbolos, árboles de transmisión, ejes de bombas, etc. En el Perú la empresa ACEROS BOHLER lo suministra con el nombre V320. El esfuerzo de fluencia para diámetros comprendidos entre 40 y 100 mm es:

$$S_y = 595 \text{ N/mm}^2 \dots\dots\dots(73)$$

Reemplazando (73), (72) en 69:

$$F.S = [595 (25.4)^2]/[1505486.63/D^3] = 3.5$$

Luego se tiene:

$$D = 2.39'' \dots\dots\dots(74)$$

con este valor voy a considerar un diámetro estandar de:

$$D = 2.5'' \dots\dots\dots(75)$$

Punto 2

Análisis del estado tensional del punto 2, figura 3.36.

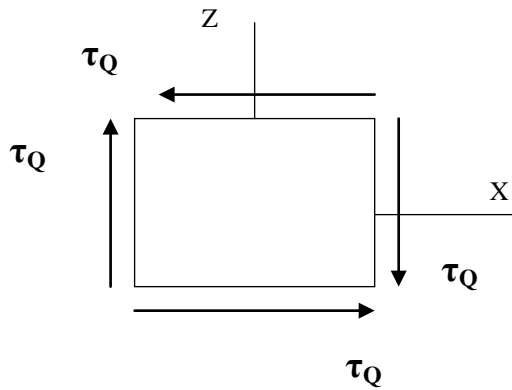


Figura 3.36 Análisis del estado tensional del punto 2

Aplicare el criterio del máximo esfuerzo cortante: $\tau_{max} \geq 0.5S_y$

$$\tau_{max} = [((\sigma_x - \sigma_y)(1/2))^2 + \tau_Q^2]^{(1/2)} \dots\dots\dots(61)$$

El máximo esfuerzo para ejes debido a la fuerza cortante, esta dado por:

$$\sigma_x = (16/3)(R_A)/(\pi D^2) \dots\dots\dots(70)$$

Reemplazando (61) en 70

$$\tau_Q = (16/3)(P/2)/(\pi D^2) = 223035.05D^2 \dots\dots\dots(76)$$

como se observa de la figura 3.36, no existe esfuerzo normal ya que el esfuerzo producido por el momento en el centro del pin siempre es cero. Por tanto se tiene:

$$\sigma_x = 0 \dots\dots\dots(77)$$

$$\sigma_y = 0 \dots\dots\dots(78)$$

Reemplazando (76), (77) y (78) en 61 se tiene:

$$\tau_{max} = \tau_Q = 223035.05/ D^2 \dots\dots\dots(79)$$

luego voy a considerar un factor de seguridad de 3.5, con esto se tiene:

$$F.S. = (0.5S_y) / \tau_{max} = 3.5 \dots\dots\dots(63)$$

Reemplazando (73) y (79) en 63:

$$F.S = [0.5 \times 595 (25.4)^2] / [223035.05/D^2] = 3.5$$

$$D = 2.017 \text{ pulg.}$$

De ambos resultados el diámetro calculado con el criterio de máximo esfuerzo normal es el que será el que determine el diseño, ya que $D = 2.39 > D = 2.017$, por tanto seleccionaremos el diámetro estandar de 2.5”.

Reemplazando (75) en (72)

$$\sigma_{max} = 96351 \text{ N/pulg}^2 \dots\dots\dots(80)$$

Reemplazando (73) y (80) en 69, el factor de seguridad real será:

$$F.S = 3.984$$

También como referencia de seguridad, ingreso al catalogo de Parker N° 0106-5 (bibliografía N° 11), y compruebo si el diámetro calculado puede resistir el esfuerzo al que esta sometido. El catalogo de Parker indica que para el diámetro de 2.5” y longitud de 6.1875”, la carga máxima que puede soportar es de 214700 Lbs (955033.2 N). En el caso del diseño la carga que se esta aplicando al pin es de 262757.6 N.

Por tanto según Parker (catalogo 0106-5 – bibliografía N°11) Figura 68 y 69, el Factor de Seguridad sería: $F.S. = (955033.2 \text{ N}/262757.6 \text{ N}) = 3.63$. Con esto se comprueba que el pin no fallará.

La longitud del pin viene determinado por las dimensiones de las horquillas, para este diseño será de $L = 6.1875''$.

3.5.3.2 Diseño del pin de unión de la bandeja a horquilla de vástago de cilindro

Para el diseño del pin de unión del bastidor a la horquilla de vástago de cilindro, se procede de la misma manera que en el diseño del pin de horquilla de bastidor a cabeza de cilindro, esto es, debido a que las medidas son iguales y las fuerzas son las mismas, por tanto los esfuerzos a los que esta sometido el pin, serán los mismos que en el caso anterior. Las dimensiones del pin calculado anteriormente es válido para este caso. Para mayor aclaración se muestra el esquema de la figura 3.37.

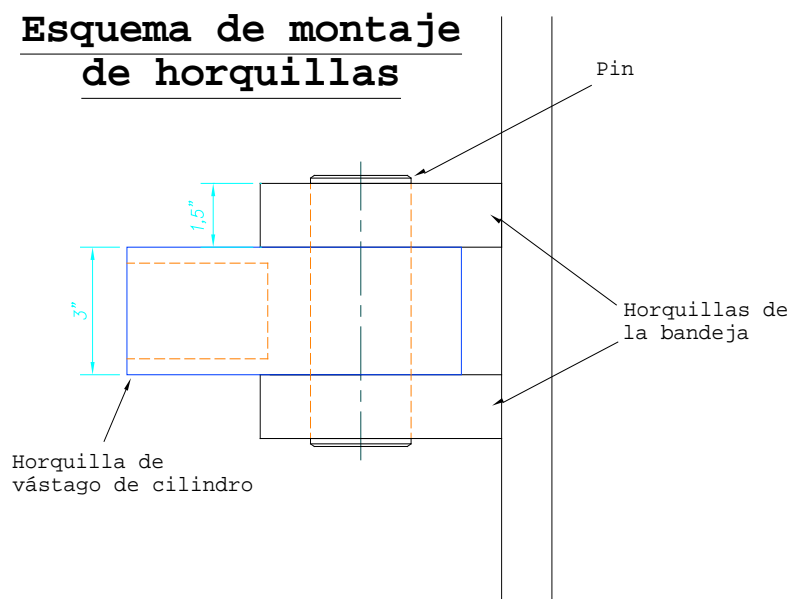


Figura 3.37 Esquema de montaje de horquillas

3.5.3.3 Selección de horquilla de bastidor o Mounting Plate

Una vez que se ha calculado el diámetro de los pines, se ingresa con ese valor a las tablas estandarizadas del catalogo de Parker cilindros 0106-5 (bibliografía N°11) y se calcula el factor de seguridad dividiendo la capacidad de carga de diseño de la horquilla dada por la tabla entre la fuerza aplicada a la horquilla. El factor de seguridad determinara si la horquilla falla o no.

Capacidad de carga de diseño (Parker - Figura 3.38y 3.39) = 94200 lb (419022.5 N)

Fuerza aplicada = 262757.6 N

F. S. = 419022.5 N / 262757.6 N

F. S. = 1.59

El factor de seguridad es mayor a 1, por tanto la horquilla no fallará.

3.5.3.4 Selección de horquilla de bandeja o Clevis Bracket for Knuckle

Del mismo modo que el caso anterior, se ingresa con el diámetro de los pines y se determina la capacidad de carga de diseño de la horquilla dada por la tabla. La fuerza aplicada es la mitad debido a que la horquilla soporta la fuerza en dos apoyos, ver figura 3.37.

Capacidad de carga de diseño (Parker - Figura 3.38 y 3.39) = 34900 lb (155242.9 N)

Fuerza aplicada = 262757.6/2 N = 131378.8 N

F. S. = 155242.9 N / 131378.8 N

F. S. = 1.18

El factor de seguridad es mayor a 1, por tanto la horquilla no fallará.

3.5.3.5 Selección de horquilla de vástago o Knuckle (Female rod eye)

Idénticamente a los casos anteriores, se ingresa con el diámetro de los pines y se determina la capacidad de carga de diseño de la horquilla dada por la tabla.

Capacidad de carga de diseño (Parker - Figura 3.38 y 3.39) = 98700 lb (439039.5 N)


Fuerza aplicada = 262757.6 N

F. S. = 439039.5 N / 262757.6 N

F. S. = 1.67

El factor de seguridad es mayor a 1, por tanto la horquilla no fallará.

Cylinder Accessories 7" and 8" Bore Sizes



Cylinder Accessories
Parker offers a complete range of cylinder accessories to assure you of greatest versatility in present or future cylinder applications.

Rod End Accessories
Accessories offered for the rod end of the cylinder include Rod Clevis, Eye Bracket, Knuckle, Clevis Bracket and Pivot Pin. To select the proper part number for any desired accessory, refer to Chart A below and look opposite the thread size of the rod end as indicated in the first column. The Pivot Pins, Eye Brackets and Clevis Brackets are listed opposite the thread size which their mating Knuckles or Clevises fit.

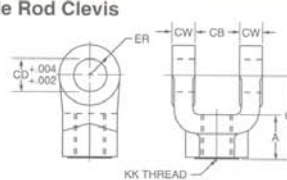
Chart A

Thread Size	Mating Parts			Mating Parts			Alignment Coupler
	Rod Clevis	Eye Bracket	Pin	Knuckle	Clevis Bracket	Pin	
5/16-24	51221	74077	—	74075	74076	74078	144500-0105
7/16-20	50940	69195	68368	69089	69205	68368	144500-0107
1/2-20	50941	69195	68368	69090	69205	68368	144500-0108
3/4-16	50942	69196	68369	69091	69206	68369	144500-0112
3/4-16	133284	69196	68369	69091	69206	68369	144500-0112
7/8-14	50943	*85361	68370	69092	69207	68370	144500-0114
1-14	50944	*85361	68370	69093	69207	68370	144500-0116
1-14	133285	*85361	68370	69093	69207	68370	144500-0116
1 1/4-12	50945	69198	68371	69094	69208	68371	144500-0120
1 1/4-12	133286	69198	68371	69094	69208	68371	144500-0120
1 1/2-12	50946	*85362	68372	69095	69209	68372	Consult Factory
1 3/4-12	50947	*85363	68373	69096	69210	69215	
1 7/8-12	50948	*85363	68373	69097	69210	69215	
2 1/4-12	50949	*85364	68374	69098	69211	68374	
2 1/2-12	50950	*85365	68375	69099	69212	68375	
2 3/4-12	50951	*85365	68375	69100	69213	69216	
3 1/4-12	50952	73538	73545	73536	73542	73545	
3 1/2-12	50953	73539	73547	73437	73542	73545	
4-12	50954	73539	73547	73438	73543	82181	
4 1/2-12	—	—	—	73439	73544	73547	

*Cylinder accessory dimensions conform to NFPA recommended standard NFPA/T3.6.8 R1-1984. NFPA recommended standard fluid power systems — cylinder — dimensions for accessories for cataloged square head industrial types. Parker adopted this standard in April, 1985. Eye Brackets or Mounting Plates shipped before this date may have different dimensions and will not necessarily interchange with the NFPA standard. For dimensional information on older style Eye Brackets or Mounting Plates consult Drawing #144805 or previous issues of this catalog.

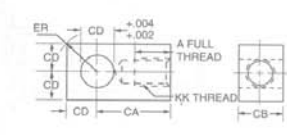
Series 3H 7" & 8" Bore Heavy Duty Hydraulic Cylinder

② Female Rod Clevis



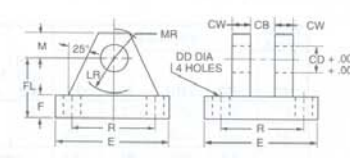
Order to fit thread size.

③ Knuckle (Female Rod Eye)



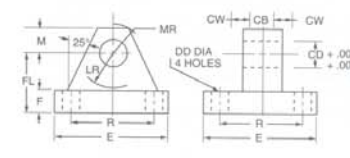
Order to fit thread size.

④ Clevis Bracket for Knuckle



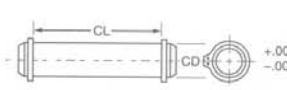
Order to fit Knuckle.

⑧ Mounting Plate or ⑤ Eye Bracket



- When used to mate with the Rod Clevis, select from Chart A.
- When used to mount the Style BB cylinders, select from the Mounting Plate Selection Table. See Chart B at lower left.

⑥ Pivot Pin



- Pivot Pins are furnished with Clevis Mounted Cylinders as standard.
- Pivot Pins are furnished with (2) Retainer Rings.
- Pivot Pins must be ordered as separate item if to be used with Knuckles, Rod Clevises, or Clevis Brackets.

For additional information – call your local Parker Cylinder Distributor.

Figura 3.38 Especificaciones técnicas normalizadas de accesorios de cilindros

Series 3H 7" & 8" Bore Heavy Duty Hydraulic Cylinders

Cylinder Accessories 7" and 8" Bore Sizes

	Female Rod Clevis Part Number																			
	51221 ¹	50940	50941	50942	133284	50943	50944	133285	50945	133286	50946	50947	50948	50949	50950	50951	50952	50953	50954	
A	13/16	3/4	3/4	1 1/8	1 1/8	1 5/8	1 5/8	1 5/8	2	2	2 1/4	3	3	3 1/2	3 1/2	3 1/2	3 1/2 [†]	4 [†]	4 [†]	
CB	1 1/32	3/4	3/4	1 1/4	1 1/4	1 1/2	1 1/2	1 1/2	2	2	2 1/2	2 1/2	2 1/2	3	3	3	4	4 1/2	4 1/2	
CD	5/16	1/2	1/2	3/4	3/4	1	1	1	1 3/8	1 3/8	1 3/4	2	2	2 1/2	2	2	2 1/2	3	3 1/2	4
CE	2 1/4	1 1/2	1 1/2	2 1/8	2 3/8	2 15/16	2 15/16	3 1/8	3 3/4	4 1/8	4 1/2	5 1/2	5 1/2	6 1/2	6 3/4	6 3/4	7 3/4	8 13/16	8 13/16	
CW	13/64	1/2	1/2	5/8	5/8	3/4	3/4	3/4	1	1	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/2	1 1/2	1 1/2	2	2 1/4	2 1/4	
ER	19/64	1/2	1/2	3/4	3/4	1	1	1	1 3/8	1 3/8	1 3/4	2	2	2 1/2	2 1/2	2 3/4	2 3/4	3 1/2	4	4
KK	15/16-24	7/16-20	1/2-20	3/4-16	3/4-16	7/8-14	1-14	1-14	1 1/4-12	1 1/4-12	1 3/4-12	1 7/8-12	2 1/4-12	2 1/4-12	2 3/4-12	3 1/4-12	3 1/4-12	3 1/2-12	4-12	
Load Capacity Lbs. (G)	2600	4250	4900	11200	11200	18800	19500	19500	33500	33500	45600	65600	65600	98200	98200	98200	156700	193200	221200	

	Knuckle Part Number																	
	74075	69089	69090	69091	69092	69093	69094	69095	69096	69097	69098	69099	69100	73536	73437	73438	73439	
A	3/4	3/4	3/4	1 1/8	1 1/8	1 5/8	2	2 1/4	2 1/4	3	3 1/2	3 1/2	3 5/8	4 [†]	5	5 1/2	5 1/2	
CA	1 1/2	1 1/2	1 1/2	2 1/16	2 3/8	2 13/16	3 7/16	4	4 3/8	5	5 13/16	6 1/8	6 1/2	7 5/8	7 5/8	9 1/8	9 1/8	
CB	7/16	3/4	3/4	1 1/4	1 1/2	1 1/2	2	2 1/2	2 1/2	2 1/2	3	3	3 1/2	4	4	4 1/2	5	
CD	7/16	1/2	1/2	3/4	1	1	1 3/8	1 3/4	2	2	2 1/2	3	3	3 1/2	3 1/2	4	4	
ER	19/32	23/32	23/32	1 1/16	1 7/16	1 7/16	1 31/32	2 1/2	2 27/32	2 27/32	3 9/16	4 1/4	4 1/4	4 31/32	4 31/32	5 11/16	5 11/16	
KK	5/16-24	7/16-20	1/2-20	3/4-16	3/4-16	7/8-14	1-14	1 1/4-12	1 1/2-12	1 3/4-12	1 7/8-12	2 1/4-12	2 1/4-12	2 3/4-12	3 1/4-12	3 1/2-12	4-12	4 1/2-12
Load Capacity Lbs. (G)	3300	5000	5700	12100	13000	21700	33500	45000	53500	75000	98700	110000	123300	161300	217300	273800	308500	

	Clevis Bracket for Knuckle Part Number												
	74076	69205	69206	69207	69208	69209	69210	69211	69212	69213	73542	73543	73544
CB	15/32	3/4	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2	2 1/2	3	3	3 1/2	4	4 1/2	5
CD	7/16	1/2	3/4	1	1 3/8	1 3/4	2	2 1/2	3	3	3 1/2	4	4
CW	3/8	1/2	5/8	3/4	1	1 1/4	1 1/2	1 1/2	1 1/2	2	2	2	2
DD	17/64	13/32	17/32	21/32	21/32	29/32	1 1/16	1 3/16	1 5/16	1 5/16	1 13/16	2 1/16	2 1/16
E	2 1/4	3 1/2	5	6 1/2	7 1/2	9 1/2	12 3/4	12 3/4	12 3/4	12 3/4	15 1/2	17 1/2	17 1/2
F	3/8	1/2	5/8	3/4	7/8	7/8	1	1	1	1 1/16	1 15/16	1 15/16	1 15/16
FL	1	1 1/2	1 7/8	2 1/4	3	3 5/8	4 1/4	4 1/2	6	6	6 11/16	7 11/16	7 11/16
LR	5/8	3/4	1 3/16	1 1/2	2	2 3/4	3 3/8	3 1/2	4 1/4	4 1/4	5	5 3/4	5 3/4
M	3/8	1/2	3/4	1	1 3/8	1 3/4	2 1/4	2 1/2	3	3	3 1/2	4	4
MR	1/2	5/8	29/32	1 1/4	1 21/32	2 1/32	2 25/32	3 1/8	3 19/32	3 19/32	4 1/8	4 7/8	4 7/8
R	1.75	2.55	3.82	4.95	5.73	7.50	9.40	9.40	9.40	9.40	12.00	13.75	13.75
Load Capacity Lbs. (G)	3600	7300	14000	19200	36900	34000	33000	34900	33800	36900	83500	102600	108400

	Eye Bracket and Mounting Plate Part Number										
	74077	69195	69196	85361*	69198	85362*	85363*	85364*	85365*	73538	73539
CB	5/16	3/4	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2	2 1/2	3	3	4	4 1/2
CD	5/16	1/2	3/4	1	1 3/8	1 3/4	2	2 1/2	3	3 1/2	4
DD	17/64	13/32	17/32	21/32	21/32	29/32	1 1/16	1 3/16	1 5/16	1 13/16	2 1/16
E	2 1/4	2 1/2	3 1/2	4 1/2	5	6 1/2	7 1/2	8 1/2	9 1/2	12 5/8	14 7/8
F	3/8	3/8	5/8	7/8	7/8	1 1/8	1 1/2	1 3/4	2	1 11/16	1 15/16
FL	1	1 1/8	1 7/8	2 3/8	3	3 3/8	4	4 3/4	5 1/4	5 11/16	6 7/16
LR	5/8	3/4	1 1/4	1 1/2	2 1/8	2 1/4	2 1/2	3	3 1/4	4	4 1/2
M	3/8	1/2	3/4	1	1 3/8	1 3/4	2	2 1/2	3	3 1/2	4
MR	1/2	9/16	7/8	1 1/4	1 5/8	2 1/8	2 7/16	3	3 1/4	4 1/8	5 1/4
R	1.75	1.63	2.55	3.25	3.82	4.95	5.73	6.58	7.50	9.62	11.45
Load Capacity Lbs. (G)	1700	4100	10500	20400	21200	49480	70000	94200	121900	57400	75000

	Pivot Pin Part Number													
	74078	68368	68369	68370	68371	68372	68373	69215	68374	68375	69216	73545	82181	73547 [†]
CD	7/16	1/2	3/4	1	1 3/8	1 3/4	2	2	2 1/2	3	3	3 1/2	4	4
CL	15/16	17/8	2 5/8	3 1/8	4 1/8	5 3/16	5 3/16	5 11/16	6 3/16	6 1/4	6 3/4	8 1/4	8 5/8	9
Load Capacity Lbs. (G)	6600	8600	19300	34300	65000	105200	137400	137400	214700	309200	309200	420900	565800	565800

*Cylinder accessory dimensions conform to NFPA recommended standard NFPA/T3.6.8 R1-1984, NFPA recommended standard fluid power systems — cylinder — dimensions for accessories for cataloged square head industrial types. Parker adopted this standard in April, 1985. Eye Brackets or Mounting Plates shipped before this date may have different dimensions and will not necessarily interchange with the NFPA standard. For dimensional information on older style Eye Brackets or Mounting Plates consult Drawing #144805 or previous issues of this catalog.

†See Accessory Load Capacity note on previous page.
 †These sizes supplied with cotter pins.
 †Includes Pivot Pin.
 †Consult appropriate cylinder rod end dimensions for compatibility.

For Cylinder Division Plant Locations — See Page II.



Figura 3.39 Especificaciones técnicas normalizadas de accesorios de cilindros

3.5.4 Diseño del depósito o tanque de almacenamiento de aceite

Para la construcción del depósito me basare en la norma JIC (Joint Industry Conference), que es un diseño rectangular, tiene una altura aproximada con respecto al piso de 8" desde la base inferior del depósito, esto es para permitir una mayor circulación de aire, y transferencia de calor desde el fondo y las paredes del tanque. El espesor de las planchas que conformarán el depósito va a ser de 3/4", esto es debido a que va a soportar el peso del motor, bomba y accesorios.

TAMAÑO DEL DEPOSITO

La norma JIC recomienda una longitud de aproximadamente 2 veces su anchura, por tanto se tiene:

$$L_D = 2 \times A_D \dots\dots\dots(71)$$

Donde:

L_D = Longitud del depósito

A_D = Ancho del depósito

También para uso industrial, se utiliza la siguiente regla general aproximada:

$$V_D = Q_b \times (K_D) \dots\dots\dots 72$$

Donde:

V_D = Volumen del depósito (galones)

Q_b = Caudal de bomba (GPM)

K_D = factor de multiplicación, puede ser 2 o 3

Luego tomando:

$$K_D = 3 \dots\dots\dots(81)$$

$$Q_b = 92 \text{ GPM} \dots\dots\dots(82)$$

Reemplazando (81) y (82) en 72:

$$V_D = 276 \text{ galones} \dots\dots\dots(83)$$

Tambien en un depósito rectangular, se tiene:

$$V_D = L_D \times A_D \times H_D \dots\dots\dots(73)$$

Donde :

$$H_D = \text{Altura del deposito}$$

Para el caso de la altura se va a considerar una altura que permita realizar un fácil mantenimiento a los componentes que estaran encima del deposito. Para esto voy a considerar una altura de 30", que adicionado a la altura desde la base inferior del deposito con respecto al piso de 8", da como resultado una altura total de 40". Esta altura total garantizará una mejor maniobrabilidad para un fácil mantenimiento.

$$H_D = 30'' \dots\dots\dots(84)$$

Reemplazando (83), 71 y (84) en 73, se tiene:

$$276 \times 231 = (2A_D) \times (A_D) \times (30'')$$

$$A_D = 32.3'' \dots\dots\dots(85)$$

Reemplazando (85) en 71:

$$L_D = 64.6'',$$

$$\text{redondeando se tiene } L_D = 65'' \dots\dots\dots(86)$$

Para tener un acceso al deposito con mayor maniobrabilidad, voy a considerar un ancho del depósito $A_D = 42''$, ya que es por el ancho del deposito por donde se ingresa para poder realizar mantenimiento al mismo. Por tanto las medidas finales la presentamos en la tabla 3.8.

Tabla 3.8 Dimensiones del depósito		
ANCHO (A_D)	LARGO (L_D)	ALTO (H_D)
Pulgadas	Pulgadas	Pulgadas
42	65	30

3.5.5 Cálculo y selección del sistema de enfriamiento del aceite hidráulico

La temperatura del aceite en un circuito oleohidráulico en condiciones de trabajo, debe estar comprendida, ordinariamente entre 38 °C y 65 °C, siendo la temperatura optima de 50 °C a 55 °C. Si la temperatura del aceite excede de 70 °C, empiezan a presentarse problemas y los fallos desastrosos comienzan a ocurrir alrededor de los 90 °C.

El sistema de enfriamiento del aceite hidráulico va a ser del tipo AIR COOLER, aceite enfriado por aire. Para seleccionar el air cooler, hay que calcular el flujo de calor a enfriar.

$$Q = (m^{\circ})(C_p)(\Delta T) \dots\dots\dots(74)$$

Donde:

Q = Flujo de calor a enfriar

m° = Flujo másico

C_p = Calor específico del aceite

ΔT = Diferencia de temperaturas del aceite (entrada y salida del air cooler)

$$m^{\circ} = (\rho)(V^{\circ}) \dots\dots\dots(75)$$

Donde:

ρ = Densidad del aceite ISO 68 VG

V° = flujo volumétrico o caudal de aceite de la bomba hacia el air cooler.

Datos:

$$V^{\circ} = 25 \text{ gpm} \dots\dots\dots(87)$$

$$\rho = 880 \text{ kg/m}^3 \dots\dots\dots(88)$$

$$C_p = 0.43 \text{ BTU/Lb}^{\circ}\text{F} \dots\dots\dots(89)$$

$$T_e = \text{Temperatura de entrada de aceite} = 65 \text{ }^{\circ}\text{C} = 149 \text{ }^{\circ}\text{F} \dots\dots\dots(90)$$

$$T_s = \text{Temperatura de salida de aceite (ambiente)} = 30 \text{ }^{\circ}\text{C} = 86 \text{ }^{\circ}\text{F} \dots\dots\dots(91)$$

$$\Delta T = (T_e - T_s) \dots\dots\dots(76)$$

Reemplazando (90) y (91) en 76 :

$$\Delta T = 63^\circ\text{F} \dots\dots\dots(92)$$

Reemplazando (87) y (88) en 75:

$$m^\circ = (\rho)(V^\circ) = (880\text{kg/m}^3)(25\text{gpm}) = 183.21 \text{ lb/min} \dots\dots\dots(93)$$

Reemplazando (93), (89) y (92) en 74:

$$Q = (183.21 \text{ lb/min})(0.43 \text{ BTU/Lb}^\circ\text{F})(63)^\circ\text{F} = 4963.16 \text{ BTU/min}$$

$$Q = 4963.16 \text{ BTU/min.} \dots\dots\dots(94)$$

Con el flujo de calor calculado, y teniendo en consideración los factores de corrección que indica el fabricante y empleando sus tablas y gráficas, se selecciona el modelo adecuado de air cooler de la marca API AIRTECH FACILITIES. (Las tablas y gráficas se muestran en el apéndice)

El procedimiento a seguir es el siguiente:

- a.- Se determina la capacidad de carga C_C empleando los factores de corrección por capacidad de fluido F_1 y por ambiente F_2 .

$$C_C = (Q)(F_1)(F_2) / (\Delta T) \dots\dots\dots(76)$$

Donde :

C_C = Capacidad de carga

F_1 = Corrección por capacidad de fluido.

F_2 = Corrección por ambiente.

- De la tabla del fabricante corrección por capacidad de fluido F_1 , se ingresa con una temperatura promedio del aceite de $100^\circ\text{F} \approx 37^\circ\text{C}$ y tipo de aceite SAE 20 que es el mas parecido al ISO 68 VG, obteniendo así:

$$F_1 = 1.05 \dots\dots\dots(95)$$

- De la tabla del fabricante corrección por ambiente F_2 , se ingresa con una altura a nivel del mar y temperatura ambiente de $86 \approx 190^\circ\text{F}$, por tanto el factor de corrección:

$$F_2 = 1.02 \dots\dots\dots(96)$$

Reemplazando (94), (95), (96) y (92) en 76:

$$C_C = (4963.16 \text{ BTU/min.})(1.05)(1.02) / (63)^\circ\text{F}$$

$$C_C = 84.37 \text{ BTU/min } ^\circ\text{F} \dots\dots\dots(97)$$

b.- Con la capacidad de carga se ingresa a la gráfica del fabricante (C_C vs GPM – ver apéndice) y se selecciona el modelo. En este caso, se tiene 25 gpm y 84.37 BTU/min $^\circ\text{F}$, dando como resultado el modelo 14 Air cooler de 1 paso.

3.6 CÁLCULO PARA SELECCIONAR LAS PARTES Y ACCESORIOS DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA HIDRÁULICA.

Para poder seleccionar el motor, la bomba y demás accesorios hay que determinar los siguientes parámetros:

- 1.- Presión de aceite para accionar el sistema
- 2.- Caudal de aceite para accionar los 3 cilindros
- 3.- Potencia que consume el sistema.

3.6.1 Cálculo de los parámetros de selección

a.- Presión de aceite de sistema y presión de la bomba

La presión de aceite del sistema va a ser determinada por la presión máxima de trabajo requerido, que en este caso va a ser la presión que ejerce el aceite para que los vástagos ingresen al interior del cilindro, ya que es en este momento, en que la fuerza requerida es mayor.

$$P_s = F_{2i} / A_3 \dots\dots\dots 8$$

Donde:

P_s = Presión del sistema

A_3 = Diferencia entre área interior del cilindro y vástago = 24322 mm^2 (13)

F_{2i} = Fuerza de tracción en un vástago = 262757.6 N (12)

Reemplazando (12) y (13) en 8:

$$\boxed{P_s = 1566 \text{ PSI}} \dots\dots\dots(14)$$

Para la selección de la bomba, se va a considerar un factor de seguridad de 2, por tanto la presión máxima de la bomba (P_b) será:

$$P_b = P_s \times \text{F.S.} \dots\dots\dots 77$$

Donde:

F.S. = Factor de seguridad = 2(98)

Reemplazando (14) y (98) en 77:

$$\boxed{P_b = 3132 \text{ PSI}} \dots\dots\dots(99)$$

b.- Caudal de aceite para accionar los 3 cilindros o caudal de la bomba

Para calcular el caudal se va a considerar 15 estrobadas por minuto, esto quiere decir, cada 15 veces se va alimentar la chancadora con mineral, en cada estrobada se incluye el tiempo de ida (salida de vástago) y de regreso (entrada de vástago).

$$T_e + T_s = 60 / \text{NE} \dots\dots\dots(78)$$

Donde:

N_e = Numero de estrobadas = 15 = capacidad de alimentación de mineral(100)

T_e = Tiempo de entrada de vástago (seg.)

T_s = Tiempo de salida de vástago (seg.)

Caudal = $Q = V \times A = \text{cte.}$

$$V_s \times A_1 = V_e \times A_3 \dots\dots\dots(79)$$

$$V_s = C / T_s \dots\dots\dots 80$$

$$V_e = C / T_e \dots\dots\dots 81$$

Donde:

V_s = Velocidad de salida de vástago (mm / seg)

V_e = Velocidad de entrada de vástago (mm / seg)

$$C = \text{Carrera de vástago} = 5'' = 127 \text{ mm.} \dots\dots\dots (101)$$

Despejando V_s de 79:

$$V_s = (V_e \times A_3) / A_1$$

$$V_s = 0.75 V_e \dots\dots\dots 82$$

Despejando T_s y T_e de 80 y 81:

$$T_s = C / V_s \dots\dots\dots 83$$

$$T_e = C / V_e \dots\dots\dots 84$$

Reemplazando 83, 84 y (100) en 78:

$$T_s + T_e = 60 / 15$$

$$C / V_s + C / V_e = 4 \dots\dots\dots 85$$

Reemplazando (101) y 82 en 85:

$$127 / (0.75 V_e) + 127 / (V_e) = 4$$

$$V_e = 74.08 \text{ mm / seg} \dots\dots\dots (102)$$

$$V_s = 55.6 \text{ mm / seg} \dots\dots\dots (103)$$

Con los datos calculados se obtiene el caudal de bomba. Para el caso del área se multiplica por 3, debido a que se cuenta con 3 cilindros:

$$Q_s = A \times V \dots\dots\dots 86$$

Donde:

Q_s = Caudal del sistema

A = Área total donde actúa el flujo

Reemplazando (13) y (102) en 86

$$Q_s = 3 \times A_3 \times V_e$$

$$Q_s = 5405321.28 \text{ mm}^3/\text{seg}$$

$$Q_s = 85.8 \text{ GPM} \dots\dots\dots(104)$$

Para la selección de la bomba, se va a considerar una bomba que tenga un caudal mayor del caudal requerido, por tanto el caudal final (Q_b) será:

$$Q_b > 85.8 \text{ GPM}$$

c.- Calculo de la Potencia requerida de la bomba y del Motor

Para determinar la potencia necesaria, se debe de emplear a la fuerza F_2 como fuerza de accionamiento, ya que esta es la mayor, y la velocidad V_e (velocidad de entrada de vástago al cilindro), por tanto se empleará la siguiente ecuación:

$$\text{Potencia cilindros} = F_2 \times V_e \dots\dots\dots 87$$

Reemplazando (11) y (102) en 87:

$$\text{Potencia} = 788272.80 \times 0.07408$$

$$\text{Potencia} = 87600.75 \text{ Watts}$$

$$\text{Potencia cilindros} = 78.31 \text{ Hp} \dots\dots\dots(105)$$

La potencia hallada corresponde a la de los cilindros, la potencia mecánica para accionar la bomba será mayor puesto que el rendimiento del sistema no es del 100%. Considerando un rendimiento medio de 85% la potencia mecánica para el accionamiento de la bomba será:

$$\text{Potencia mecánica} = \text{Potencia cilindros} / \eta \dots\dots\dots 88$$

$$\eta = \text{Rendimiento medio de } 85\% \dots\dots\dots(106)$$

Reemplazando (105) y (106) en 88

$$\text{Potencia mecánica} = 92.13 \text{ Hp} \dots\dots\dots(107)$$

Para determinar la potencia del motor vamos a considerar un Factor de servicio de 1.5, por tanto la Potencia para selección del motor, se determina de la siguiente manera:

$$\text{Potencia de motor} = \text{Potencia mecánica} \times \text{F.S.} \dots\dots\dots 89$$

Donde:

$$\text{F.S.} = \text{Factor de servicio} = 1.5 \dots\dots\dots (108)$$

Reemplazando (107) y (108) en 89:

Potencia de motor = 138.2 Hp(109)
------------------------------	------------

3.6.2 Cálculo y selección de bomba, motor y acoplamiento

Con los parámetros anteriormente calculados, se ingresa a los catálogos de los fabricantes y se seleccionan los componentes principales.

Selección de bomba

La bomba seleccionada es el modelo PVX12190 de marca HARTMANN de procedencia americana, tiene un flujo teórico de 91.1 gal/min a 2200 rpm, tiene un torque de 6053 Lb-pulg (683.9 N-m), soporta una presión de 3250 PSI que es mucho mayor a la presión del sistema (1566 PSI).

Selección del motor

El motor seleccionado, es un motor trifásico de 150 HP, armazón IEC 280 S/M, de 440 V / 60 Hz, 1775 rpm de servicio continuo, temperatura ambiente de 40° C de marca WEG.

Cálculo y selección de acoplamiento

Debido a que en los sistemas hidráulicos es preferible tener acoplamientos que absorban vibraciones para no dañar la bomba, es que selecciono un acoplamiento del tipo flexible. Aprovechando los avances tecnológicos dentro de los acoplamientos de elementos flexibles, se va a seleccionar el del tipo WRAPFLEX R10 de FALK CORPORATION. Este acoplamiento es de fácil desmontaje del elemento flexible a

comparación del acoplamiento flexible de cruceta, que requiere mover el motor para su desmontaje, aumentando así el tiempo de intercambio del elemento flexible.

Para la selección del tamaño de acoplamiento adecuado, hay que tener en cuenta los siguientes datos:

- Potencia del motor
- rpm de motor
- Φ eje de motor
- Φ eje de bomba

De acuerdo a los modelos de motor y bomba seleccionados se tiene:

$$\text{Potencia de motor} = 150 \text{ hp} \dots\dots\dots(110)$$

$$\text{rpm de motor} = 1775 \dots\dots\dots(111)$$

$$\Phi \text{ eje de motor} = 2.560'' \dots\dots\dots(112)$$

$$\Phi \text{ eje de bomba} = 1.749'' \dots\dots\dots(113)$$

El método de selección a emplear es el de la guía de selección 491-110, junio 2004 de Falk Corporation (ver apéndice).

1.- Determinar el factor de servicio. Para esto emplearé la tabla 4 (Falk Corporation-ver apéndice).

De la tabla 4, voy a considerar la aplicación para bombas del tipo de desplazamiento positivo, el cual indica un factor de servicio igual:

$$F.S = 1.25 \dots\dots\dots(114)$$

2.- Determinaré la potencia equivalente (Pe)

$$Pe = (\text{Potencia de motor}) \times (\text{Factor de servicio}) \dots\dots\dots 90$$

Reemplazando (110) y (114) en 90:

$$Pe = 150 \times 1.25$$

$$Pe = 187.5 \text{ hp} \dots\dots\dots(115)$$

3.- Determinaré el tamaño del acoplamiento

A. De la tabla 3, se ingresa horizontalmente con la velocidad del motor que es 1775 rpm, hasta la potencia de 260 hp que es mayor a la potencia equivalente, subiendo verticalmente en la misma tabla, se tiene un tamaño de acoplamiento de 40R.

B. Luego se verifica, el diámetro máximo a perforar en el cubo que es de 3.375”, este diámetro es mayor a los diámetros de los ejes, tanto de la bomba como la del motor. También se verifica la velocidad máxima que soporta el acoplamiento que es de 3600 rpm, esta velocidad es muy superior a la velocidad de trabajo de 1775 rpm. Por último se verifica el torque máximo permitido por el acoplamiento.

$$\text{Torque (lb-pulg)} = ((\text{Potencia del motor}) \times 63000)/(\text{rpm}) \dots\dots\dots 91$$

Reemplazando (110) y (111) en 91:

$$\text{Torque} = (150 \times 63000)/(1775)$$

$$\text{Torque} = 5323.94 \text{ lb-pulg} \dots\dots\dots(116)$$

El torque máximo del acoplamiento de acuerdo a la tabla 3.8 (catalogo de Falk) es de 9100 lb-pulg, mayor a la requerida que es de 5323.94 lb-pulg. Por tanto el acoplamiento seleccionado es el correcto.

Tabla 3.9 Selección de componentes			
COMPONENTE	MODELO DESCRIPCION	MARCA	CANTIDAD
BOMBA	PVX 12190	HARTMAN	01
MOTOR	Motor eléctrico 150 HP – 4 polos-440 VAC / 60 Hz, 280 S/M	WEG	01
ACOPLAMIENTO	Wrapflex 40R10	FALK	01

3.6.3 Selección de filtros y otros accesorios

Evidentemente, el mantenimiento adecuado del fluido hidráulico, tanto dentro del sistema como cuando esta almacenado o se transporta, tiene un efecto importante

sobre el funcionamiento de la maquina y la dirección de los componentes del sistema.

La contaminación por partículas sólidas interfiere en los siguientes casos:

- Con la transmisión de potencia bloqueando u obstruyendo los orificios pequeños en dispositivos tales como las válvulas de control de presión y caudal. Un estudio reciente realizado por el Massachussets Technological Institute (M.T.I.) ha encontrado que el desgaste mecánico es el responsable del 50% de la degradación de las superficies y este estudio ha comprobado también que esta degradación origina el 70% de todas las inutilizaciones de las maquinas.
- Con la refrigeración formando sedimentos sobre las paredes del deposito. La transmisión de calor desde el fluido a estas superficies es dificultada por la formación de estos sedimentos y origina eventualmente una temperatura mas elevada de funcionamiento del sistema.
- Pero el efecto mas serio que puede tener la contaminación sobre el sistema es cuando afecta a la capacidad lubricadora del fluido hidráulico, lo que puede ocurrir de varias formas. Las partículas muy finas, mas pequeñas que las holguras mecánicas de los componentes pueden depositarse en ellas y bloquear eventualmente el caudal del fluido lubricante entre el pequeño espacio entre las piezas móviles y por consiguiente, interfiere con el funcionamiento del componente. Esta acumulación de partículas contaminantes muy finas se denomina sedimentación. En los actuadores giratorios, pueden dañarse las juntas y sus superficies dinámicas adyacentes. Pueden también destruirse la estanqueidad entre los dos lados opuestos de los pistones de los cilindros. Cuando las partículas son aproximadamente del mismo tamaño que la holgura por la que pasan, pueden frotar contra las piezas móviles, rompiendo la película lubricante, y originando desgaste y daño a las superficies del componente. Este desgaste crea más

contaminación, aumenta las fugas, hace disminuir el rendimiento y genera calor.

Cuanto mayor sea la presión, mayor es el problema.

Para poder seleccionar el tipo de filtración del sistema hay que determinar el nivel sugerido de limpieza para una vida satisfactoria del componente. Para esto se empleará la grafica de la norma ISO 44C6 – NIVEL DE CONTAMINACION (Figura 3.40) y la Tabla 3.10 de códigos ISO, de la siguiente manera.

1- Se identifican que tipo de componentes se tiene. Para este sistema, considerare a la bomba, válvula distribuidora y válvulas de alivio como componentes muy sensibles.

2- En la grafica se ingresa con la presión del sistema, que es de 1565 PSI, se traza una línea horizontal y se intercepta a la curva de componentes muy sensibles.

3- Desde la curva de componentes muy sensibles, se traza una vertical al código ISO de nivel deseado de contaminación. En este caso, la vertical va a interceptar al código 14/8.

4- Con el código 14/8, se ingresa a la tabla de códigos ISO y se identifica el intervalo de partículas mayores a 5 μm y 15 μm . En este caso el intervalo de partículas mayores a 5 μm es de 8000 hasta 16000, y el intervalo de partículas mayores a 15 μm es de 130 hasta 250

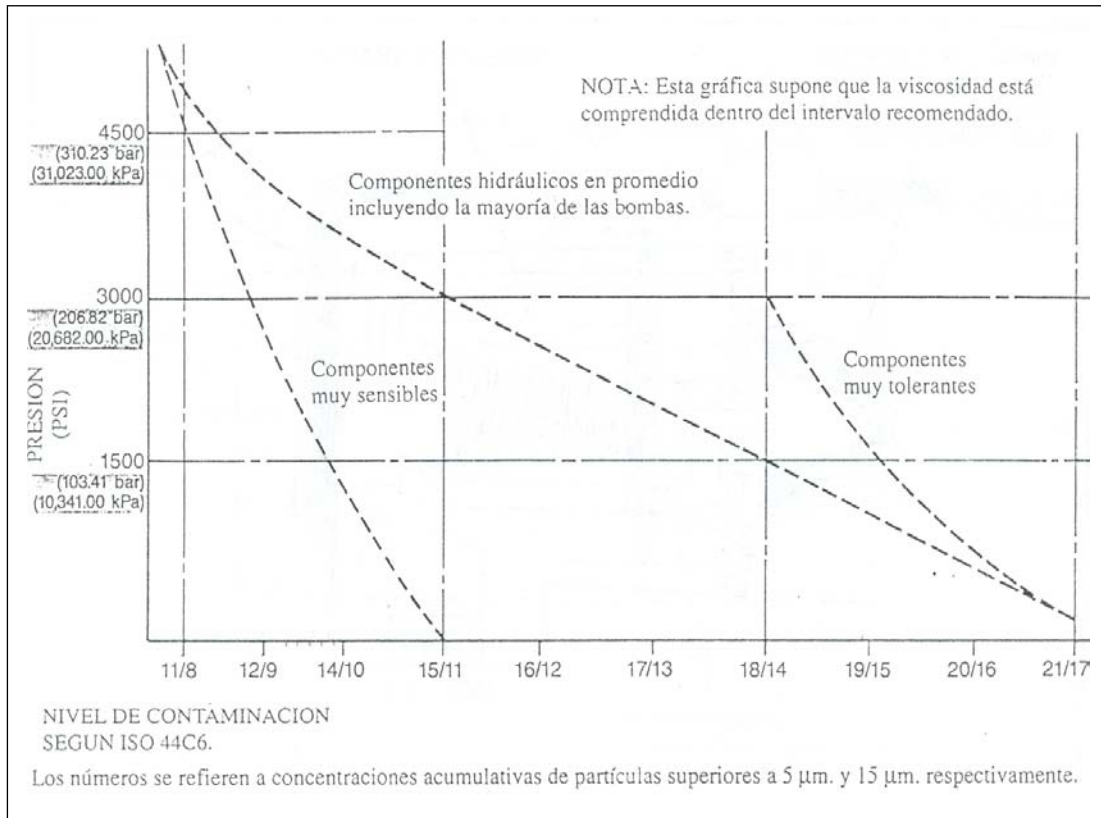


Figura 3.40 Niveles sugeridos de limpieza para una vida satisfactoria de los componentes

Tabla 3.10 Códigos ISO y sus correspondientes niveles de contaminación

Código	Número de partículas por 100 milímetros			
	Mayores 5µm.		Mayores 15 µm.	
	Más de	hasta a	Más de	hasta a
20/17	500k	1M	64k	130k
20/16	500k	1M	32k	64k
20/15	500k	1M	16k	32k
20/14	500k	1M	8k	16k
19/16	250k	500k	32k	64k
19/15	250k	500k	16k	32k
19/14	250k	500k	8k	16k
19/13	250k	500k	4k	8k
18/15	130k	250k	16k	32k
18/14	130k	250k	8k	16k
18/13	130k	250k	4k	8k
18/12	130k	250k	2k	4k
17/14	64k	130k	8k	16k
17/13	64k	130k	4k	8k
17/12	64k	130k	2k	4k
17/11	64k	130k	1k	2k
16/13	32k	64k	4k	8k
16/12	32k	64k	2k	4k
16/11	32k	64k	1k	2k
16/10	32k	64k	500	1k
15/12	16k	32k	2k	4k
15/11	16k	32k	1k	2k
15/10	16k	32k	500	1k
15/9	16k	32k	250	500
14/11	8k	16k	1k	2k
14/10	8k	16k	500	1k
14/9	8k	16k	250	500
14/8	8k	16k	130	250
13/10	4k	8k	500	1k
13/9	4k	8k	250	500
13/8	4k	8k	130	250
12/9	2k	4k	250	500
12/8	2k	4k	130	250
11/8	1k	2k	130	250

a- Selección de filtros de la línea de retorno

Con estos datos se va a seleccionar para la línea de retorno de acuerdo al plano hidráulico, el modelo de filtro SF6707 de marca STAUFF de $\beta_6 - 75$ y el modelo de filtro SF6711 de marca STAUFF de $\beta_{25} - 12$, son filtros con gran capacidad de retención de partículas, con esto se logra menos cambio de cartuchos, costes mas reducidos de mantenimiento y tiempos de parada, lo que origina una productividad mas elevada. De acuerdo al plano, la línea de retorno se va a dividir en 2 líneas con la finalidad de dividir el caudal de retorno para que los filtros no tengan problemas con los caudales nominales que el fabricante indica. (Ver apéndice - catalogo de filtro de retorno)

b- Selección del cabezal de filtro de la línea de retorno

Para seleccionar el cabezal de filtro debemos tener en cuenta lo siguiente:

- 1- Caudal de aceite
- 2- Presión de trabajo
- 3- Temperatura de trabajo
- 4- Presión diferencial debido al filtro
- 5- Otros datos (ver apéndice, catalogo de especificación de fabricante para selección)

1- El caudal de aceite total en la línea de retorno es mayor a 85.8 GPM, pero como la línea de retorno esta dividida en 2 líneas para la instalación de los filtros, entonces el caudal por cada línea también se divide en 2, con lo cual se tiene un caudal 42,9 GPM por línea de filtro.

2- La presión en la línea de retorno en base a la experiencia y comparando con equipos similares es menor a 100 psi.

3- La caída de presión por efecto del filtro se determinará de acuerdo a la grafica perdida de carga (grafica obtenida de bibliografía N° 4). En esta grafica se ingresa con el dato del caudal que es de 42,9 GPM, luego se traza una vertical y se intercepta a

la curva de 10 μm , desde este punto se traza una horizontal interceptando a la línea de pérdida de carga y se obtiene una pérdida de carga de aproximadamente 12 PSI.

4- Para la temperatura de trabajo o temperatura en la línea de retorno, se considerará una temperatura aproximada de 60°C, en base a similitudes con equipos hidráulicos.

Con los datos calculados se selecciona el cabezal de filtro Modelo: SMF2215-25-1-V de marca STAUFF de rosca NPT de 1-1/2", con válvula de by-pass de 25 PSI, con orificio para indicador de manómetro de saturación visual. (ver apéndice, catalogo de cabezal de filtros)

c- Selección de filtro de línea de succión

Para la selección del filtro de succión se va a considerar un filtro de 140 μm , el caudal de succión es el caudal total del sistema, en este caso es mayor a 85,8 GPM, para lo cual el filtro seleccionado es el modelo TFS-300-0 de marca STAUFF, de flujo nominal de 100 GPM, área filtrante de 500 pulg^2 , Port NPT de 3". (ver apéndice catalogo de filtro de succión)

d- Selección de respiradero

El respiradero es un tapón de llenado con filtro de aire incorporado para permitir el intercambio de aire debido al cambio constante de presión y temperatura dentro del depósito. Cuando los vástagos de los cilindros hidráulicos salen y entran, el aire es extraído o expulsado a través de este filtro. Generalmente, debe ser lo suficientemente grande para que pueda circular el caudal de aire requerido para mantener la presión atmosférica, tanto si el depósito está lleno o vacío (cuando mayor sea el caudal mayor ha de ser el filtro).

Para la selección del respiradero se tiene en consideración el flujo de aire para lo cual se considerará un aproximado de 25 cfm, el caudal de aceite es mayor 85.8 GPM, teniendo en cuenta estos datos se selecciona el modelo SES3-40-S80 de la marca

STAUFF, que tiene un micronaje de 40, una capacidad de flujo de aire de 26.4 cfm y un caudal de aceite de 190 GPM (ver apéndice, catalogo de selección de respiraderos).

e- Selección de indicador de nivel de aceite

Para comprobar el nivel de fluido en el deposito se instala una abertura de vidrio o dos pequeños orificios en las tapas de limpieza, lo que permite comprobar los niveles superior e inferior del fluido sin exponer el deposito a la contaminación que puede ocurrir si se utiliza una varilla de nivel.

De acuerdo a lo que se requiere se selecciona el modelo SNA254-B-S-T1-U, de la marca STAUFF (ver apéndice, catalogo de fabricante).

f- Selección de sensor de nivel

El sensor de nivel es importante, ya que este protege al equipo cuando detecta bajo nivel de aceite en el tanque, manda una señal al tablero y este automáticamente corta corriente al motor y por tanto la bomba deja de trabajar. Con esto se logra proteger a la bomba, ya que es sabido que este componente además de proporcionar potencia al aceite hidráulico, necesita del mismo aceite para refrigerarse y lubricarse.

Para este equipo seleccionaré el modelo SLTS-18-140-1L-N16-G115. Este es un sensor de nivel y temperatura de 457 mm de profundidad, con un switch de temperatura que manda una señal al tablero a los 60°C de temperatura, el sensor de nivel solo manda señal cuando es bajo nivel, es de conexión roscada de 1" NPT y de 115 voltios. De marca STAUFF. (ver apéndice, catalogo de fabricante).

g- Selección de manómetro de presión

El manómetro de presión es requerido, ya que es necesario monitorear la presión del sistema. Un aumento de presión puede no ser detectado a tiempo, si no se tuviera un manómetro. Este aumento de presión podría ocasionar fallas mayores si las válvulas de alivio fallasen. Los aumentos de presión repentinos pueden ser síntomas de una anomalía en el sistema.

De acuerdo al catalogo del fabricante se selecciona el siguiente modelo SPG-063-0-250-1-S-N, este es un manómetro de acero inoxidable con glicerina, de diámetro de dial de 63 mm. de 0 a 3600 PSI, la escala muestra en unidades de Bar y PSI, posición de pie, tipo de rosca NPT de ¼". Marca STAUFF.

h- Cálculo y selección de tubería

Debido a que el espacio donde se encuentran los cilindros hidráulicos es muy limitado y además las partículas del mineral producto de la operación de la planta es muy elevada, es que se tomo la decisión de colocar todo el conjunto hidráulico (deposito, bomba, válvulas y demás accesorios) en un salón, aproximadamente a unos 10 metros del equipo. Desde este salón se traslada el aceite hidráulico por medio de tuberías de alta presión (tubos gas), el cual se va a dimensionar adecuadamente.

h.1 Calculo del diámetro de la tubería

La velocidad recomendada se toma de la tabla 13 (recomendación bibliografía N° 7).

3.11 Tabla velocidades de circulación del aceite							
Presión Kg/cm ²	0 – 10	10 - 25	25 - 50	50 – 100	100-150	150-200	<200
Velocidad m/s	3	3.5	4	4.5	5	5.5	6

Entrando con la presión del sistema Ps igual a 1565 PSI (110 Kg/cm²), se tiene:

$$Vt = 5 \text{ m/s} = 196.85 \text{ pulg/s} \dots\dots\dots(117)$$

$$Qb = 91.1 \text{ gal/min} = 350.73 \text{ pulg}^3/\text{s} \dots\dots\dots(118)$$

$$\phi T = (Qb \times 4) / (\pi \times Vt) \dots\dots\dots 92$$

donde:

Vt = velocidad del aceite en la tubería (pulg/seg)

Qb = Caudal de la bomba (pulg³/seg)

φT = Diámetro interior de la tubería (pulg)

Reemplazando (117) y (118) en 92:

$$\phi T = 1.503 \text{ “}$$

Entonces se considerará: diámetro de Tubería nominal = 2” , con lo cual tentativamente se selecciona una tubería de diámetro nominal de 2” SCHEDULE 80 de diámetro exterior de 2.375” y diámetro interior de 1.939”, espesor de tubería igual a 0.554 cm.

$$\phi T = 2” = 4.92 \text{ cm} \dots\dots\dots(119)$$

h.2- Calculo del espesor de tubería

Para el cálculo de espesores de tuberías sometidas a presión, se aplica la siguiente formula (Bibliografía N° 9):

$$e_t = (P_s \times \phi T) / (2 \times S_y) \dots\dots\dots 93$$

Donde:

e_t = espesor de tubería mínima (cm)

S_y = Esfuerzo de fluencia para acero de tuberías = 400 a 600 Kg/cm²(120)

P_s = Presión de aceite del sistema (Kg/cm²).....(14)

Reemplazando (14), (119) y (120) en 93:

$$e_t = (110 \times 4.92) / (2 \times 600)$$

$e_t = 0.54 \text{ cm}$

Luego se observa que el espesor de la tubería seleccionada es mayor que la requerida.

i- Selección del tipo de aceite hidráulico

La función principal de un fluido hidráulico es actuar como un medio transmisor de potencia en sistemas hidráulicos, transmisiones hidrostáticas y como fluido hidráulico en sistemas de control.

Para satisfacer los requerimientos de las bombas hidráulicas de alta presión el aceite hidráulico debe ser altamente estable, fácil de filtrar y comportarse como un refrigerante para disipar el exceso de calor generado durante la operación del sistema.

Además, debe poseer las siguientes propiedades:

- Antidesgaste
- Estabilidad a la oxidación para una vida prolongada
- Protección contra la corrosión
- Protección contra la herrumbre
- Resistencia a la formación de depósitos
- Buena fluidez a bajas temperaturas
- Permitir la salida del aire de la masa de aceite

Tablas de datos técnicos de algunos aceites hidráulicos, que podemos emplear en este sistema.

Tabla 3.12 Datos técnicos del aceite Mobil

MOBIL		DTE 24	DTE 25	DTE 26
Grado ISO VG		32	46	68
Viscosidad a 40°C	cSt	32	46	68
Viscosidad a 100°C	cST	5,3	6,5	8,0
Indice de viscosidad		95	95	95
Punto de fluidez	°C	-18	-18	-18
Punto de inflamación COC	°C	201	201	204

Tabla 3.13 Datos técnicos del aceite Shell

SHELL		Tellus oil 37	Tellus oil 46	Tellus oil 68
Grado ISO VG		37	46	68
Viscosidad a 40°C	cST	37	46	68
Viscosidad a 100°C	cST	6,0	6,8	8,8
Indice de viscosidad				
Punto de fluidez	°C	-37	-30	-30
Punto de inflamación COC	°C	213	213	230

Tabla 3.14 Datos técnicos del aceite Shell

TEXACO		Rando hd 32	Rando hd 46	Rando hd 68
Grado ISO VG		32	46	68
Viscosidad a 40°C	cST	32,3	46,3	68,0
Viscosidad a 100°C	cST	5,5	6,8	8,8
Indice de viscosidad		104	101	101
Punto de fluidez	°C	-33	-33	-33
Punto de inflamación COC	°C	220	230	230

YPF		hidraulico bp 32	hidraulico bp 46	hidraulico bp 68
Grado ISO VG		32	46	68
Vicosidad a 40°C	cST	32,3	46,3	68,0
Vicosidad a 100°C	cST	5,5	6,8	8,8
Indice de viscosidad		104	101	101
Punto de fluidez	°C	-33	-33	-33
Punto de inflamación COC	°C	220	230	230

Tabla 3.15 Resumen de selección de partes

PARTES	MODELO DESCRIPCION	MARCA	CANTIDAD
Filtro de retorno	SF6707	STAUFF	02
Filtro de retorno	SF6711	STAUFF	02
Cabezal de filtro de retorno	SMF2215-25-1-V	STAUFF	02
Filtro de succión	TFS-300-0	STAUFF	01
Respiradero	SES3-40-S80	STAUFF	01
Nivel de aceite	SNA254-B-S-T1-U	STAUFF	01
Sensor de nivel	SLTS-18-140-1L-N16-G115	STAUFF	01
Manómetro de presión	SPG-063-0-250-1-S-N	STAUFF	01
Tubería de diámetro 2"	SCHEDULE 80		195 pies

3.7 OPTIMIZACIÓN DEL DISEÑO

La optimización del diseño comprende básicamente a encontrar las dimensiones adecuadas que originen un mínimo costo de fabricación del sistema que se esta diseñando. En este diseño, me enfocare a optimizar las dimensiones de los cilindros de empuje y del cálculo y selección de la bomba. Ambos componentes varían uno con el otro, debido a la presión del

sistema que es el parámetro que los une. Otros elementos o componentes como el motor y acoplamiento, entre otros dependen de la potencia que es constante. En el caso del bastidor, este depende de las fuerzas que también son constantes.

Mediante la tabla 3.16 y en base a lo que la norma DIN 24334 indica para dimensiones de cilindros, encontraré las dimensiones óptimas para el diseño de los cilindros y cálculo y selección de bomba.

3.7.1 Cálculo de la presión de trabajo (Ps) y factores de seguridad (m_t y m_c) para diferentes medidas de cilindros

En el siguiente cálculo analizaré como varía la presión (Ps) y los factores de seguridad m_c y m_t para el caso de diámetros de cilindros y vástagos que se muestran:

$$d_1 = 200 \text{ mm} \dots\dots\dots(121)$$

$$d_2 = 90 \text{ mm} \dots\dots\dots(122)$$

Reemplazando (121) y (122) en 9:

$$A_3 = 25054.26 \text{ mm}^2 \dots\dots\dots(123)$$

Reemplazando (12) y (123) en 8:

$$P_s = 1520.57 \text{ PSI} = 106.91 \text{ Kg/cm}^2 \dots\dots\dots(124)$$

$$\text{Esfuerzo de fluencia del cilindro de tabla 6 es } 490 \text{ N/mm}^2 = 49.96 \text{ Kg/mm}^2 \dots\dots(125)$$

Reemplazando (125) en 12

$$K_{adm} = 25 \text{ Kg/mm}^2 \dots\dots\dots(126)$$

Reemplazando (122), (124) y (126) en 11:

$$e_m = 5 \text{ mm}$$

Reemplazando (122) en 17

$$A_2 = 6361.74 \text{ mm} \dots\dots\dots(127)$$

Reemplazando (12) y (127) en 16:

$$\sigma_T = 41.30 \text{ N/mm}^2 \dots\dots\dots(128)$$

Esfuerzo de fluencia del vástago de tabla 7 es $785 \text{ N/mm}^2 = 80.04 \text{ Kg/mm}^2 \dots\dots(129)$

Reemplazando (128) y (129) en 15

$$m_T = 19 \dots\dots\dots(130)$$

Reemplazando (27) y (127) en 29:

$$\sigma_C = 6.88 \text{ N/mm}^2 \dots\dots\dots(131)$$

Reemplazando (122) en 27:

$$r_{\min} = 22.5 \text{ pulg} \dots\dots\dots(132)$$

Reemplazando (132), (30) y (31) en 24:

$$\lambda = 11.44 \dots\dots\dots(133)$$

Reemplazando (29) y (129) en 28:

$$C_c = 71.93$$

$\lambda < C_c$, entonces se emplea la ecuación 23

Reemplazando (129), (133) (29) en 23:

$$\sigma_{cr} = 775.07 \text{ N/mm}^2 \dots\dots\dots(134)$$

Reemplazando (131) y (134) en 31:

$$m_c = 112.6 \dots\dots\dots(135)$$

Para las demás medidas de cilindros de acuerdo a la norma DIN 24334, se muestran en la tabla 3.16.

Fuerza: F_{2i} (N)	Diámetro de vástago (mm.)	A_2 (mm ²)	Diámetro de cilindro (mm.)	A_1 (mm ²)	A_3 (mm)	Presión de trabajo (PSI)	e_m (mm)	Caudal de bomba gpm	Presión máxima de bomba (dato de fabricante) PSI	m_T	m_C
262757.6	101.6	8107.34	203.2	32429.35	24322.02	1566.35	5.2	85.68	3250	21.1	125.7
262757.6	90	6361.74	200	31416.00	25054.26	1520.57	5.0	85.26	3250	19.0	112.6
262757.6	70	3848.46	160	20106.24	16257.78	2343.29	6.3	54.90	3250	11.5	67.5
262757.6	56	2463.01	125	12271.88	9808.86	3883.91	7.9	33.34	3250	7.4	42.7
262757.6	45	1590.44	100	7854.00	6263.57	6082.28	10.7	21.31	3250	4.8	27.1
262757.6	36	1017.88	80	5026.56	4008.68	9503.56	12.9	13.64	3250	3.4	18.7
262757.6	28	615.75	63	3117.25	2501.50	15229.57	20.3	8.48	3250	2.1	10.6
262757.6	22	380.13	50	1963.50	1583.37	24060.61	40.6	5.35	3250	1.3	5.8
262757.6	18	254.47	40	1256.64	1002.17	38014.25	899.5	3.41	3250	0.9	3.3
262757.6	14	153.94	32	804.25	650.31	58582.35	-78.9	2.20	3250	0.6	1.3
262757.6	12	113.10	25	490.88	377.78	100844.46	-23.3	1.31	3250	0.4	0.7

Donde:

A_1 = Área de cilindro

e_m = Espesor mínimo de cilindro

m_C = Factor de seguridad por esfuerzo de compresión

A_2 = Área de vástago

F_{2i} = Fuerza de tracción del vástago o de diseño

A_3 = Área de cilindro – Área de vástago m_T = Factor de seguridad por esfuerzo de tracción

Como se puede observar en el cuadro anterior, a medida que las dimensiones de los cilindros disminuyen, la presión de trabajo aumenta. El incremento de presión de trabajo en el sistema no es recomendable para un óptimo funcionamiento de la bomba, ya que la bomba al trabajar con presiones cerca de su presión máxima (seguridad de fabricante), disminuyen la vida útil de la bomba, en relación a la presión de trabajo, esto último aumentaría los costos de mantenimiento del sistema. A su vez también se observa que los factores de seguridad tanto en tracción como en compresión disminuyen notablemente.

De acuerdo al cuadro anterior las dimensiones adecuadas serían las siguientes:

Diámetro de cilindro (mm) = 200

Diámetro de vástago (mm) = 90

Presión de trabajo (PSI) = 1520.57 < (Presión máxima de bomba = 3250)

e_m (mm) = 5.0

m_T = 19

m_C = 112.6

Caudal de bomba (gpm) = 85.26 < (Caudal de bomba de fabricante = 90 gpm)

Estas dimensiones halladas serían las más adecuadas para el diseño del sistema hidráulico, pero como en párrafos anteriores he explicado que por estandarización de repuestos y a su vez que la empresa basa su tecnología en la procedencia americana, y mayor repuestos en el mercado es que he seleccionado las medidas de cilindros que son las más cercanas a las óptimas.

Diámetro de cilindro de 8 pulgadas (203.2 mm)

Diámetro de vástago de 4 pulgadas (101.6 mm).

CAPITULO 4

ANALISIS DE LOS RESULTADOS DEL DISEÑO

4.1 COMPARACIÓN DEL SISTEMA ORIGINAL Y NUEVO

En este capítulo, analizó ambos sistemas, tanto el sistema de accionamiento mecánico como la del accionamiento hidráulico. El análisis técnico comparativo de ambos sistemas me lleva a la conclusión, de que el sistema nuevo es ampliamente ventajoso con respecto al original.

El sistema original es de origen americano y es de accionamiento mecánico, sus componentes son de grandes dimensiones, los cuales requieren de mayor tiempo para su recambio en caso de falla, además requieren de equipo auxiliar como grúa para poder realizar el desmontaje, sus componentes ya no se encuentran en el mercado debido a la antigüedad del equipo. Para poder adquirir un componente hay que solicitar fabricación especial con lo que los costos de mantenimiento se elevan. Con el nuevo diseño se ha logrado que el equipo disminuya su criticidad debido a que sus repuestos son accesibles en el mercado nacional

4.2 ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS DEL DISEÑO

Después de realizar los cálculos del diseño, se observa que hay muchos factores que determinan el tamaño y potencia del equipo, entre estos factores podemos mencionar las fuerzas que tiene que vencer el equipo para poder operar, estas fuerzas van desde el peso de mineral hasta el rozamiento que existe al entrar en movimiento el equipo, también se puede

mencionar como otro factor importante al diseño de los componentes principales, específicamente el cilindro. Los componentes pueden variar en dimensiones o en forma con solo variar un parámetro de diseño, como por ejemplo al variar el tipo de mineral a alimentar se está variando el peso específico del mineral y por tanto la potencia a transmitir, que puede ser mayor o menor dependiendo si es mayor o menor el peso específico. Todos estos factores se analizarán en los siguientes párrafos. También es factible mencionar que el principio de funcionamiento de este diseño o fundamento teórico en la que se basan los cálculos, específicamente la hidráulica como medio de transmitir potencia, es muy versátil, que hasta permite transmitir potencia con sólo 2 cilindros de empuje, o variar la velocidad de alimentación de mineral en un corto tiempo con solo manipular un regulador de flujo.

4.2.1 Análisis de resultados de fuerzas

Para comenzar a diseñar el sistema tome como parámetros a las fuerzas a las que estaría sometido el sistema para comenzar a operar o funcionar, estas fuerzas varían de acuerdo al peso del mineral o al volumen a transportar.

Estas condiciones son las siguientes:

a) Si se transporta mineral con peso específico mayor a la del diseño que es de 3.2 Ton/m^3 y se mantiene el volumen de diseño o volumen máximo que puede transportar el sistema, entonces las fuerzas a la que tendría que vencer el sistema para comenzar a operar serían mayores a las que se han calculado en el capítulo 3, de esta manera las dimensiones de todos los componentes aumentarían o tendrías que mejorarse las propiedades mecánicas de los materiales. Para el caso contrario, en que el peso específico del mineral es menor a la del mineral de diseño, no se tendría que variar ninguna dimensión del componente o propiedad mecánica, ya que el sistema estaría sobredimensionado para tal situación.

b) Si se varía las dimensiones del volumen de la tolva de recepción de mineral en el sentido de aumentar las dimensiones de la tolva para tener mayor volumen y se mantiene el peso específico de diseño 3.2 Ton/m^3 , entonces las fuerzas a la que tendría que vencer el sistema para comenzar a operar serían mayores, de esta manera se tendría que variar las dimensiones de los componentes o mejorar las propiedades mecánicas de los materiales. En el caso contrario, menor volumen a la del diseño, el sistema estaría sobredimensionado para tal situación.

La fuerza que determina el diseño como se mencionó en el capítulo 3, es la fuerza (F_2), que ejerce el sistema cuando la bandeja de mineral ingresa hacia la tolva para cargar mineral y posteriormente descargarla a la chancadora. Esta fuerza es mayor debido a que, es en este momento, en que aparece la fuerza de fricción entre la bandeja y el mineral, esto se observa en el desgaste por abrasión de la plancha que protege a la bandeja. La fuerza (F_1) que hace que la bandeja descargue el mineral hacia la chancadora sólo tiene que vencer el rozamiento entre las ruedas de la bandeja del mineral y los rieles, por tanto su valor es menor a la fuerza F_2 , por lo cual no se la considera para el diseño del sistema.

4.2.2 Análisis de componentes principales

El análisis de los componentes principales, comprende básicamente al diseño de los cilindros como componente principal en el sistema de transmisión de potencia. Los cilindros son los componentes que transmitirán la fuerza necesaria para mover la bandeja de mineral y por lo tanto estarán sometidos a esfuerzos de tracción y compresión, así como al desgaste de las partes en movimiento. Estos cilindros se han diseñado de acuerdo a la Norma DIN 24334 y 2413. Las medidas de los cilindros

están en pulgadas, esto es, básicamente a que los sellos y retenes son de fácil intercambio entre otros cilindros que se usan en la empresa.

En la tabla 4.1 y 4.2 se muestran como varía la resistencia del vástago al variar las dimensiones del mismo de acuerdo a las dimensiones que indica la norma DIN 24334.

Análisis del factor de seguridad por tracción(m_T)

En el siguiente cálculo mostraré como se determina el factor de seguridad m_t para el caso de vástagos, lo cual me permitirá construir la tabla 20.

Tomando los resultado parciales del capítulo 3, se obtiene:

$$d_1 = 200 \text{ mm} \dots\dots\dots(121)$$

$$d_2 = 90 \text{ mm} \dots\dots\dots(122)$$

$$A_2 = (\pi / 4) \times (d_2^2) \dots\dots\dots 17$$

Reemplazando (122) en 17

$$A_2 = 6361.74 \text{ mm} \dots\dots\dots(127)$$

$$\sigma_T = F_{2i} / A_2 \dots\dots\dots 16$$

Reemplazando (12) y (127) en 16:

$$\sigma_T = 41.30 \text{ N/mm}^2 \dots\dots\dots(128)$$

$$\text{Esfuerzo de fluencia del vástago de tabla 7 es } 785 \text{ N/mm}^2 = 80.04 \text{ Kg/mm}^2 \dots\dots(129)$$

$$m_T = S_y / \sigma_T \dots\dots\dots 15$$

Reemplazando (128) y (129) en 15

$$m_T = 19 \dots\dots\dots(130)$$

Los factores de seguridad por tracción para las demás medidas de vástagos de acuerdo a la norma DIN 24334, se muestran en la tabla 4.1.

La longitud del vástago es una dimensión del cilindro que no se puede variar, ya que evitaría que la bandeja de mineral complete su ciclo de alimentación o

desplazamiento. El esfuerzo de fluencia varía de acuerdo a las medidas de diámetros del vástago, esto es de acuerdo a la tabla del fabricante BOHLER. En la tabla 4.1 se observa que al disminuir el diámetro del vástago el esfuerzo de tracción va aumentando, asimismo el factor de seguridad disminuye, llegando al punto crítico cuando el diámetro del vástago es de 18 mm y el factor de seguridad es menor a 1.

Tabla 4.1 Análisis de fuerzas por tracción del vástago del cilindro hidráulico de empuje						
Fuerza: F_{2i} (N)	Esfuerzo de Fluencia (N/mm ²)	Esfuerzo de Tracción (N/mm ²)	Diámetro de cilindro (mm.)	Diámetro de vástago (mm.)	A_2 (mm ²)	m_T
262757,6	685	32,41	203,2	101,6	8107,34	21,1
262757,6	785	41,30	200	90	6361,74	19
262757,6	785	68,28	160	70	3848,46	11,5
262757,6	785	106,68	125	56	2463,01	7,4
262757,6	785	165,21	100	45	1590,44	4,8
262758,6	885	258,14	80	36	1017,88	3,4
262759,6	885	426,73	63	28	615,75	2,1
262760,6	885	691,22	50	22	380,13	1,3
262760,6	885	1032,57	40	18	254,47	0,9

Donde:

A_2 = Área de vástago

σ_T = Esfuerzo de tracción

m_T = Factor de seguridad por esfuerzo de tracción

F_{2i} = Fuerza que somete a tracción al vástago

Análisis del factor de seguridad por tracción(m_C)

En el siguiente cálculo mostraré como se determina el factor de seguridad m_C para el caso de vástagos, lo cual me permitirá construir la tabla 4.2.

Tomando los resultados parciales obtenidos en el capítulo 3, se obtiene:

$$\sigma_C = 6.88 \text{ N/mm}^2 \dots\dots\dots(131)$$

$$r_{\min.} = d_2 / 4 \dots\dots\dots 27$$

Reemplazando (122) en 27:

$$r_{\min} = 22.5 \text{ pulg} \dots\dots\dots(132)$$

$$\lambda = Le/r_{\min.} = (L \times (1 / K)^{1/2}) / r_{\min.} \dots\dots\dots 24$$

Reemplazando (132), (30) y (31) en 24:

$$\lambda = 11.44 \dots\dots\dots(133)$$

$$C_c = (2\pi^2 E / S_y)^{1/2} \dots\dots\dots 28$$

Reemplazando (29) y (129) en 28:

$$C_c = 71.93$$

$$\sigma_{cr} = S_y(1 - (S_y \times \lambda^2) / 4\pi^2 E) \dots\dots\dots 23$$

$\lambda < C_c$, entonces se emplea la ecuación 23

Reemplazando (129), (133) (29) en 23:

$$\sigma_{cr} = 775.07 \text{ N/mm}^2 \dots\dots\dots(134)$$

$$m_c = \sigma_{cr} / \sigma_c \dots\dots\dots 31$$

Reemplazando (131) y (134) en 31:

$$m_c = 112.6 \dots\dots\dots(135)$$

Los factores de seguridad por compresión para las demás medidas de vástagos de acuerdo a la norma DIN 24334, se muestran en la tabla 4.1.

Analizando la tabla 4.2, se muestra que el vástago fallará o sufrirá pandeo cuando su diámetro sea de 12 mm, por tanto de ambas tablas (4.1 y 4.2), se observa que el

vástago estará sometido a mayor esfuerzo cuando se encuentre en tracción. Esto indica que fallará por tracción antes que por pandeo.

Análisis del espesor mínimo del cilindro (e_m)

En el siguiente cálculo mostraré como se determina el espesor mínimo de cilindro e_m, lo cual me permitirá construir la tabla 4.3.

Tomando los resultados parciales obtenidos en el capítulo 3, se obtiene:

$$A_3 = 25054.26 \text{ mm}^2 \dots\dots\dots(123)$$

$$P_s = F_{2i} / A_3 \dots\dots\dots 8$$

Reemplazando (12) y (123) en 8:

$$P_s = 1520.57 \text{ PSI} = 106.91 \text{ Kg/cm}^2 \dots\dots\dots(124)$$

$$\text{Esfuerzo de fluencia del cilindro de tabla 6 es } 490 \text{ N/mm}^2 = 49.96 \text{ Kg/mm}^2 \dots\dots(125)$$

$$K_{adm} = \text{Limite de fluencia de cilindro} / 2 \dots\dots\dots 12$$

Reemplazando (125) en 12

$$K_{adm} = 25 \text{ Kg/mm}^2 \dots\dots\dots(126)$$

$$e_m = d_1 / ((200 \times K_{adm} / 1.11P) - 2) \dots\dots\dots 11$$

Reemplazando (122), (124) y (126) en 11:

$$e_m = 5 \text{ mm}$$

En la tabla 4.3, se muestra la tabla resumen de las diferentes dimensiones de diámetros de cilindros y vástagos de acuerdo a la norma DIN 24334, que sometidos a la fuerza de diseño F_{2i}, generan varias dimensiones de espesor de cilindro. Este espesor mínimo varía desde 5,2 mm hasta 900 mm, posteriormente se generan valores negativos para el espesor que no se tomarán en cuenta y que de alguna manera están marcando el límite para las dimensiones de cilindro y vástago. Como se puede observar, diámetros de vástagos menor a 70 mm y de cilindro menores a 160 mm, generan presiones de trabajo o de sistema de 2343 PSI y a medida que disminuyen estas dimensiones la

presión de trabajo se incrementa. Esta presión es otro limitante por la cual no se puede seleccionar dimensiones menores de cilindros ya que esto afectaría a la bomba (esto se observa en el capítulo 3 – optimización del diseño), además, bombas con presiones altas de diseño son muy caras a la vez que es muy difícil que existan. Presiones altas a su vez son demasiadas riesgosas por que pueden originar accidentes.

Por tanto las dimensiones calculadas en el capítulo de diseño son las más recomendadas. En el capítulo 3-Optimización de diseño, se da mayores alcances con respecto al diseño del cilindro.

Tabla 4.2 Análisis de fuerzas por compresión del vástago del cilindro hidráulico de empuje								
Fuerza: F_{li} (N)	A_2 (mm ²)	Esfuerzo Compresión σ_c (N/mm2)	λ	Esfuerzo de Fluencia (N/mm2)	Esfuerzo Crítico σ_{cr} (N/mm2)	Diámetro de cilindro (mm.)	Diámetro de vástago (mm.)	m_c
43792,66	8107,34	5,4	10,14	685	679,06	203,2	101,6	125,7
43792,66	6361,74	6,88	11,44	785	775,07	200	90	112,6
43792,66	3848,46	11,4	14,71	785	768,58	160	70	67,5
43792,66	2463,01	17,8	18,39	785	759,34	125	56	42,7
43792,66	1590,44	27,5	22,89	785	745,26	100	45	27,1
43792,66	1017,88	43,0	28,61	885	806,09	80	36	18,7
43792,66	615,75	71,1	36,79	885	754,55	63	28	10,6
43792,66	380,13	115,2	46,82	885	673,70	50	22	5,8
43792,66	254,47	172,1	57,22	885	569,35	40	18	3,3
43792,66	153,94	284,5	73,57	980	375,26	32	14	1,3
43792,66	113,10	387,2	85,83	980	275,70	25	12	0,7

Donde:

A_2 = Área de vástago

σ_c = Esfuerzo Compresión

σ_{cr} = Esfuerzo Crítico

m_c = Factor de seguridad por esfuerzo de compresión

λ = Grado de esbeltez

F_{li} = Fuerza de compresión del vástago

Tabla 4.3 Análisis del espesor de pared del cilindro

Fuerza: F_{2i} (N)	Diámetro de vástago (mm.)	A_2 (mm ²)	Diámetro de cilindro (mm.)	A_1 (mm ²)	A_3 (mm)	Presión de trabajo (Kg/cm ²)	Presión de trabajo (PSI)	K admisible (Kg/mm ²)	e_m (mm)
262757,6	101,6	8107,34	203,2	32429,35	24322,02	110,13	1566,35	25	5,2
262757,6	90	6361,74	200	31416,00	25054,26	106,91	1520,57	25	5,0
262757,6	70	3848,46	160	20106,24	16257,78	164,75	2343,29	25	6,3
262757,6	56	2463,01	125	12271,88	9808,86	273,07	3883,91	27	7,9
262757,6	45	1590,44	100	7854,00	6263,57	427,63	6082,28	27	10,7
262757,6	36	1017,88	80	5026,56	4008,68	668,17	9503,56	30	12,9
262757,6	28	615,75	63	3117,25	2501,50	1070,74	15229,57	30	20,3
262757,6	22	380,13	50	1963,50	1583,37	1691,63	24060,61	30	40,6
262757,6	18	254,47	40	1256,64	1002,17	2672,67	38014,25	30	899,5
262757,6	14	153,94	32	804,25	650,31	4118,75	58582,35	36	-78,9
262757,6	12	113,10	25	490,88	377,78	7090,07	100844,46	36	-23,3

Donde:

A_1 = Área de cilindro

A_2 = Área de vástago

A_3 = Área de cilindro – Área de vástago

F_{2i} = Fuerza de tracción del vástago o de diseño

K admisible = Limite de fluencia / 2

e_m = Espesor mínimo de cilindro

4.2.3 Desventajas del sistema original

- Al ser componentes de grandes dimensiones, sus precios son demasiado elevados, a su vez requiere de mayor tiempo para cambiar un componente.
- La antigüedad del equipo, requiere repuestos de fabricaciones especiales ya que son descontinuados.
- Este sistema no puede detectar minerales de mayor tamaño. Cuando un mineral de gran tamaño produce atascamiento de la bandeja de alimentación, el sistema va a querer seguir trabajando produciendo roturas de componentes como son ejes, piñones o al mismo reductor.
- Requiere de lubricación permanente de sus componentes: ejes, chumaceras, piñones, reductor.

4.2.4 Ventajas del sistema nuevo

- Sus componentes son de menores dimensiones, lo que facilita un rápido cambio de componente, a su vez los componentes son más económicos y tienen representación en el Perú.
- No requiere de lubricación, ya que el fluido hidráulico de transmisión de potencia es también un lubricante de todos los componentes del sistema.
- En caso de ocurrir alguna falla en el sistema de bombeo, inmediatamente se pondría operativo el sistema alternativo de bombeo, evitando paradas mayores al tratar de poner operativo el sistema con falla.
- Se puede regular la velocidad de alimentación de la bandeja hacia la chancadora, con solo regular el caudal de la bomba.
- El sistema puede trabajar con 3 cilindros como con 2 cilindros. Esto se logra regulando la válvula de alivio a 2000 PSI y del sistema hasta 2200 PSI.

- En caso de atascamiento de la bandeja de alimentación por minerales de gran tamaño producto de un mal disparo, el sistema se protege al aumentar la presión hasta la presión de alivio de la bomba, produciendo el retorno del aceite hacia el tanque sin realizar trabajo. De esta manera se detecta minerales que en el antiguo sistema ocasionaban roturas de componentes y en varias ocasiones atoros de chancadoras.

4.2.5 Desventajas del sistema nuevo

Como es común en todo sistema, siempre se va a encontrar desventajas cuando el nuevo diseño entra en operación, entre los cuales puedo mencionar los siguientes:

- Un consumo de energía ligeramente mayor al del sistema original, debido a que el fluido hidráulico al transmitir potencia, genera calor que tiene que ser disipado por un sistema de enfriamiento.
- Las fugas de aceite ante algún desgaste de sello o reten, pueden ocasionar contaminación al suelo, originando impactos ambientales dañinos.
- Si ocurriese alguna falla por sobrepresión del sistema hidráulico, podría ocasionar accidente al personal mecánico u operativo que esté inspeccionando en ese momento. Por tanto requiere inspección permanente para detectar cualquier desperfecto.
- Los sistemas hidráulicos requieren ser monitoreados por análisis de aceite, ya que las partículas contaminantes son el principal motivo de las fallas.

4.3 FALLAS COMUNES DEL SISTEMA ORIGINAL O DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA MECÁNICA

Entre las fallas comunes que se presentaban en este sistema, mencionó las siguientes:

- Roturas de pernos de base de chumaceras de apoyo de los ejes.

- Falla de rodamientos al haber minerales de gran tamaño que atorán la bandeja. El esfuerzo que realiza la bandeja por tratar de desatorar tales minerales, es transmitido a todos los apoyos, en este caso lo que más se dañan son los rodamientos, de esta manera se acorta la vida útil de los mismos.
- Rotura de ejes de piñón o engranaje. El gran esfuerzo que hace el sistema al no poder tratar de trasladar los minerales de gran tamaño a la chancadora, no solo daña a los rodajes y chumaceras, sino también a los ejes. Los constantes atascamientos originan que los ejes fallen por fatiga y en varias ocasiones por esfuerzo de torsión que superan el esfuerzo permisible del material.
- Rotura de gridmember (rejilla) del acoplamiento tipo T10 de falk.
- Desalineamiento producto de la operación y de demasiados elementos de transmisión.
- Rotura de dientes de piñón o engranaje. Esto se da por fatiga de material y de sobreesfuerzos.
- Rotura del eje de alta velocidad del reductor debido a sobreesfuerzos.

Esta última falla fue un aviso preliminar de que el sistema ya estaba cumpliendo su ciclo útil de vida y que era necesario el reemplazo de todo el sistema. Después de la rotura del eje de alta velocidad del reductor, al cabo de un tiempo, se produjo la rotura del eje del engranaje. De esta manera se originó el cambio de todo el sistema por el sistema hidráulico que he diseñado.

4.4 MANTENIMIENTO DEL SISTEMA ORIGINAL Y SISTEMA NUEVO

Al explicar el tipo de mantenimiento entre ambos sistemas, se observa las grandes diferencias entre la mantenibilidad de uno y otro sistema, notándose que el sistema hidráulico es ampliamente ventajoso con respecto al mecánico.

4.4.1 Mantenimiento del sistema original o de transmisión mecánica

Con respecto al mantenimiento del equipo, solo trataré, lo que respecta al sistema de accionamiento mecánico. El mantenimiento de la bandeja es común a ambos sistemas, por tanto esta no influirá en la decisión de cambio de sistema.

En las tareas de mantenimiento del sistema mecánico, se establecían los siguientes trabajos como los más importantes:

- Cada 1500 horas hay que ajustar el backlash entre piñón y engranaje. Este punto es importante en el mantenimiento de este equipo, ya que de esto depende tener una alta confiabilidad.
- Cada 1500 horas inspeccionar el alineamiento de ejes, para evitar vibraciones, fallas de rodajes y roturas de pernos de anclaje de chumaceras.
- Debido a que los componentes de transmisión están sujetos a altos esfuerzos y que en caso de falla no puedan conseguirse en un corto plazo, es recomendable tener los siguientes repuestos en standby, estos son: un engranaje con eje instalado, piñón con eje instalado, ambos ejes con sus rodajes de apoyo. Si no ocurriese falla, es recomendable cambiar los componentes mencionados a las 6000 horas de operación. A los componentes retirados hay que realizar: inspección de rodajes, inspección de rajaduras de ejes y dientes de piñón y engranaje.
- Inspeccionar diariamente el nivel de aceite del piñón, engranaje y reductor con aceite ISO VG 220. Cambiar el aceite del reductor después de las 3000 horas de operación.
- Lubricar rodajes de chumaceras, y todos los elementos rotatorios con grasa EP1 de extrema presión.

4.4.2 Mantenimiento del sistema nuevo o de transmisión hidráulica

Para poder realizar un buen mantenimiento al equipo o poder localizar una avería, es necesario tener un buen conocimiento del sistema. Puesto que cada uno de sus

componentes tiene una finalidad determinada, debe entenderse completamente su construcción y características de funcionamiento. Es también importante conocer las capacidades del sistema, como son: el número de estrobadas, caudal del sistema, amperaje de trabajo del motor, presión máxima de operación. Si el equipo trabajase por encima de las capacidades antes mencionadas entonces la probabilidad de falla aumenta.

4.4.2.1 Recomendaciones de mantenimiento

En este punto voy a mencionar las prácticas de mantenimiento que ayudaran a mantener al equipo con una alta disponibilidad operativa.

- Cada componente de sistema debe ser compatible con los otros elementos del mismo. Por ejemplo, colocar un colador no adecuado a la entrada de una bomba puede originar cavitación con el daño consiguiente al equipo.
- Todas las tuberías deben estar libres de curvaturas restrictivas, ya que esto origina una pérdida de presión.
- Algunos componentes deben instalarse en una posición específica, con relación a otros componentes o tuberías. Por ejemplo, la carcasa de la bomba de pistones en línea, debe de estar siempre llena de fluido para fines de lubricación.
- Aunque no es esencial para el funcionamiento del sistema, la colocación de puntos adecuados de comprobación para lecturas de manómetro, facilita también la localización de averías.

El tiempo de parada puede minimizarse realizando regularmente un sistema sencillo de mantenimiento basado en los tres puntos que se exponen a

continuación, con lo que puede mejorarse mucho el funcionamiento, rendimiento, y vida del sistema.

a.- Mantener una cantidad suficiente de fluido hidráulico correcto que esté limpio y tenga la viscosidad adecuada.

b.- Cambiar y limpiar frecuentemente los filtros y coladores.

c.- Mantener las conexiones lo suficientemente apretadas de forma que el aire no pueda penetrar en el sistema, pero sin distorsionarlas.

4.4.2.2 Recomendaciones de reemplazo de componentes principales y listado de repuestos críticos.

Debido a que la mayoría de estos componentes son importados y considerando el trabajo que realizan dentro de sistema, es necesario establecer una lista de repuestos críticos, con el fin de poder evitar paradas por falta de repuestos y a su vez establecer un periodo de cambio de componentes para evitar daños mayores a los mismos.

a- Reemplazo de componentes

En base a la experiencia con otros sistemas hidráulicos y considerando al sistema como un equipo que trabaja aproximadamente 22 horas diarias durante todo el año en condiciones de extrema polución y ambiente salino, he establecido un período de cambio de componentes, que a continuación indicó en la tabla 4.4.

Tabla 4.4 Período de cambio de componentes principales	
Componente	Período (horas)
Bomba	8000
Cilindro Hidráulico	10000
Válvula de distribución	10000
Motor Eléctrico	15000
Elemento flexible del acoplamiento	10000

b- Lista de repuestos críticos

He elaborado una lista de repuestos críticos tomando en consideración sistemas hidráulicos de equipos que laboran las 24 horas del día durante todo el año y condiciones severas como son alta polución y ambiente salino. En la tabla 4.5 se muestra la lista de repuestos críticos.

Tabla 4.5 Lista de Repuestos Críticos	
Repuesto	Cantidad
Bomba	01
Válvula Direccional	01
Cilindro Hidráulico	02
Elemento flexible del acoplamiento	01
Juego de mangueras con terminales de entrada y salida del cilindro	01
Conector de cilindro a manguera	02
Bobinas de la válvula direccional	02
Válvula de alivio de bomba	01
Filtro de succión	01
Filtro de retorno	04
Switch de temperatura	01
Switch de nivel	01
Kit de sellos para cilindros hidráulicos	01

4.4.2.3 Recomendaciones de cambio de aceite y filtros

Para tener al sistema con el mayor rendimiento y alta disponibilidad se recomienda impedir la contaminación manteniendo al sistema cerrado. Establecer intervalos de cambio de fluido de forma que este se reemplace antes de que se estropee. Para poder establecer la frecuencia de cambio es necesario tomar muestras de aceite y analizarlos en el laboratorio cada cierta cantidad de horas para determinar el contenido de sílice, oxidación de aceite, contenido de agua y viscosidad. Para evitar paradas por falta de filtros o aceite, debe de considerarse siempre un stock de seguridad de estos elementos.

a- Cambio de aceite

Para el cambio de aceite hay que considerar cada 3000 horas de trabajo o cada 9 meses, cualquiera que ocurra primero. Para el cambio de aceite, se debe proseguir como sigue:

a.- Drenar el aceite del tanque sacando el tapón ubicado en la parte lateral del tanque. Colocar recipientes adecuados para recibir el aceite y poder desecharlos adecuadamente.

b.- Sacar la tapa de mantenimiento y proceder a limpiar el interior del tanque.

c.- Examinar el filtro de succión, si está sucio o saturado reemplazar por uno nuevo.

d.- Colocar la tapa de mantenimiento, tener cuidado con el oring de sellado.

e.- Llenar el aceite nuevo por el tapón de llenado. Se debe utilizar solo aceite nuevo y de depósitos sellados para asegurar una calidad uniforme de aceite.

b- Cambio de filtros

Se debe de cambiar los filtros de retorno cuando el manómetro indique saturación en la zona de color rojo. El primer cambio de filtro debe realizarse a las primeras 200 horas de trabajo, esto es debido a que los componentes nuevos siempre liberan escorias cuando se están asentando, después el cambio de filtros de retorno debe de realizarse con los cambios de aceite.

4.5 PLANO HIDRÁULICO DE CONTROL DEL SISTEMA NUEVO

La finalidad del plano hidráulico de control es la de comprender como funciona el sistema de transmisión de potencia. Cuando se presente una falla funcional, podrá ser fácilmente detectado con solo revisar el plano hidráulico. El plano hidráulico comprende la bomba, los elementos de control y protección, sensores y finalmente los actuadores.

4.5.1 Plano hidráulico de control

En la figura 4.1, se muestra el plano hidráulico de control.

4.5.2 Funcionamiento

El motor eléctrico (1) a través del acoplamiento (3) envía potencia eléctrica a la bomba (2), esta a su vez es la que genera la potencia hidráulica a todo el sistema. La bomba succiona aceite del tanque (4) a través del filtro de succión (7) y lo envía hacia la válvula electrohidráulica distribuidora 4/3 H (11), la válvula distribuidora de acuerdo a la posición que se encuentre realiza las siguientes funciones:

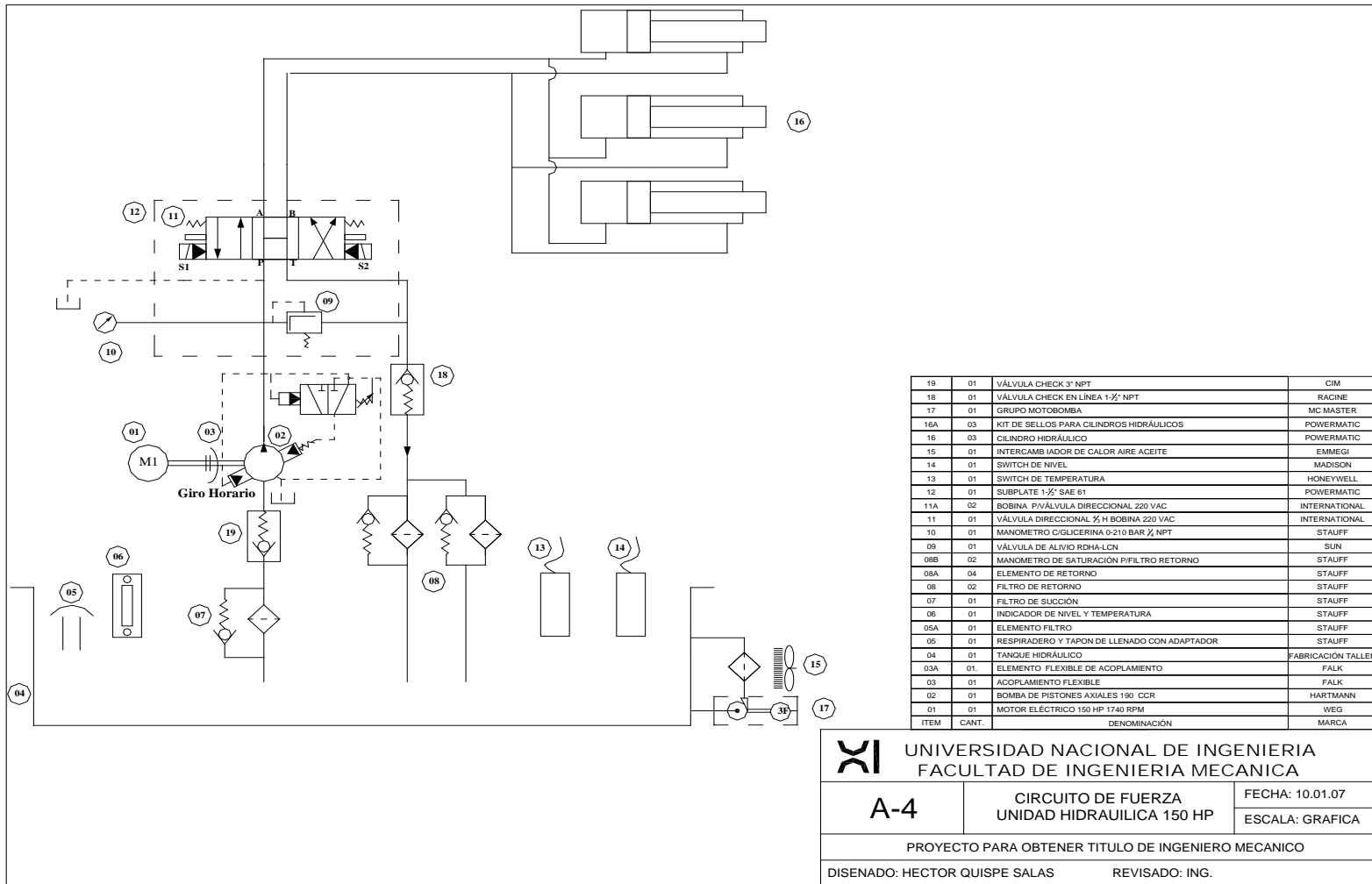
1-En su posición central o neutra permite la comunicación entre las 4 vías. El aceite ingresa desde la bomba a los cilindros, a través de los orificios de extremo de cabeza del cilindro y extremo de vástago, y por la vía T de la válvula (11) se pone en comunicación con la línea de retorno al tanque pasando por la válvula check en línea (18) y los filtros de retornos (08), en esta posición de la válvula (11) los cilindros no se mueven ya que la válvula check (18) se abre dejando pasar el aceite hacia el tanque, además la bomba trabaja en vacío con una presión mínima ya que no ejerce ningún trabajo y continuará así hasta que la válvula de control cambie a la posición S1 o S2.


2-Cuando la válvula (11) se encuentra en la posición S1, el aceite pasa de la vía P a la vía A que está conectado a los orificios de entrada de los extremos cabezas de los cilindros. De esta manera el vástago comienza a desplazarse hacia afuera del cilindro y el aceite de esa cámara comienza a salir a través del orificio de extremo de vástago que está conectado a la vía B pasando hacia la vía T que se encuentra en comunicación con la línea de retorno. Si los vástagos encontrarán alguna resistencia entonces la presión comenzará a subir hasta alcanzar la presión de alivio de la bomba (02) que está regulada a 1800 PSI. Si la válvula de alivio de la bomba fallará, entonces la válvula de alivio del sistema (09) regulada a 2000 PSI, que se encuentra unida a la

válvula de control se activaría protegiendo a todo el sistema. En la posición S1 de la válvula de control (11), la bandeja comienza a alimentar de mineral a la chancadora primaria, y se mantendrá así hasta que la válvula de control cambie a la posición S2, el cambio de posición S1 a S2 lo determinará los límites de carrera LM1 y LM2 (LM1 activará la posición S1 y LM2 activará la posición S2).

3-Cuando la válvula (11) se encuentra en la posición S2, el aceite pasa de la vía P a la vía B que está conectado a los orificios de entrada de los extremos de vástagos de los cilindros. De esta manera el vástago comienza a desplazarse hacia adentro del cilindro y el aceite de esa cámara comienza a salir a través del orificio de extremo de cabeza de cilindro que está conectado a la vía A pasando hacia la vía T que se encuentra en comunicación con la línea de retorno. Si los vástagos al ingresar a los cilindros encontrarán alguna resistencia entonces ocurriría lo mismo que en la posición S1, las válvulas de alivio del circuito hidráulico se activan protegiendo el sistema.

La bomba de pistones tiene un regulador de caudal, el cual permite regular la velocidad de los vástagos de los cilindros. La función de la válvula check (18) es la de amortiguar los cambios bruscos de presión debido a los límites de carrera. La función de la válvula check (19) es la de mantener cebada la línea de succión de la bomba.




UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA

A-4	CIRCUITO DE FUERZA	FECHA: 10.01.07
	UNIDAD HIDRAULICA 150 HP	ESCALA: GRAFICA
PROYECTO PARA OBTENER TITULO DE INGENIERO MECANICO		
DISENADO: HECTOR QUISPE SALAS		REVISADO: ING.

Figura 4.1 Plano Hidráulico de control

4.6 PLANO ELÉCTRICO DEL SISTEMA NUEVO

El sistema eléctrico en este equipo es de suma importancia ya que tiene por finalidad el de transmitir la potencia eléctrica y a la vez controlar el funcionamiento del alimentador. El sistema eléctrico se encarga también de que el sistema hidráulico trabaje con seguridad, es decir, en casos de bajos nivel de aceite o altas temperaturas de funcionamiento, el sistema eléctrico debe ser capaz de apagar el motor para proteger los componentes mecánicos. El funcionamiento se verá con más detalle en los siguientes párrafos.

4.6.1 Diagramas eléctricos

El sistema eléctrico consta de un circuito de fuerza y un circuito de control. El circuito de fuerza es el que se encarga de transmitir la potencia eléctrica al sistema hidráulico, en este circuito se encuentran los contactores de arranque del motor y el propio motor. El arranque del motor es estrella – triángulo. El circuito de control es el que controla el funcionamiento del sistema hidráulico y el arranque del motor. En la figura 4.2 se muestra el circuito de fuerza y en la figura 4.3 se encuentra el circuito de control.

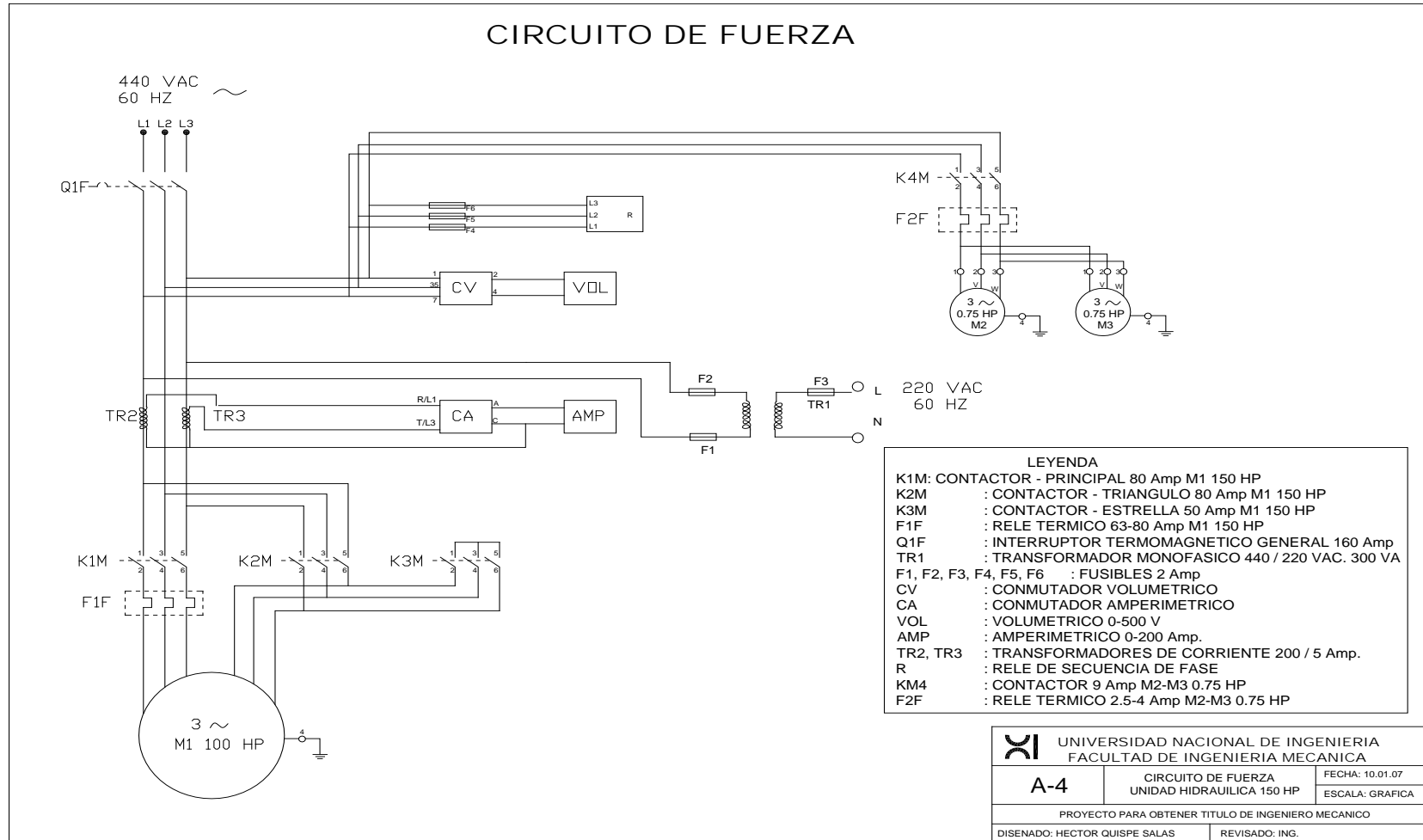


Figura 4.2 Circuito Eléctrico de fuerza

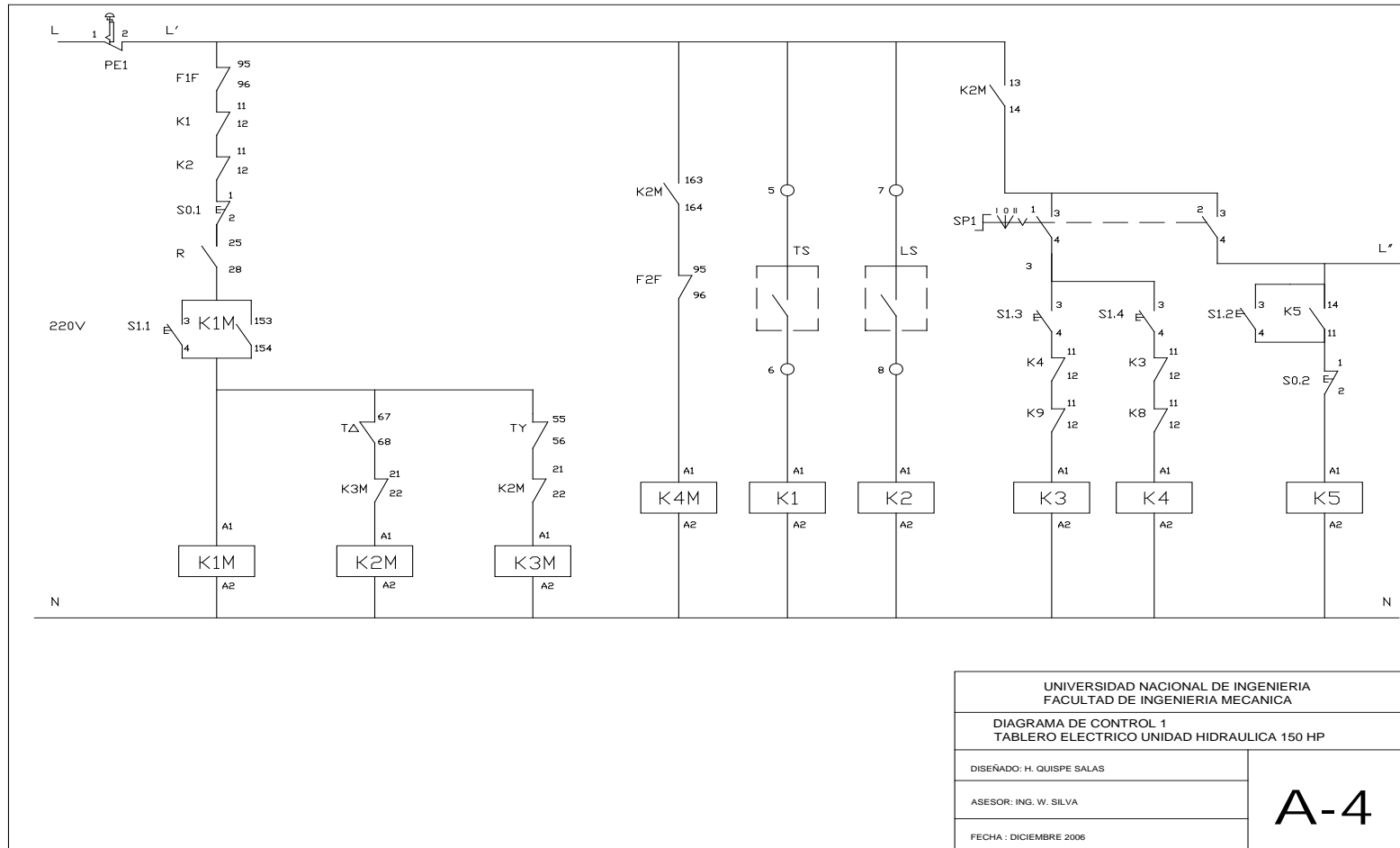


Figura 4.3 Circuito Eléctrico de control

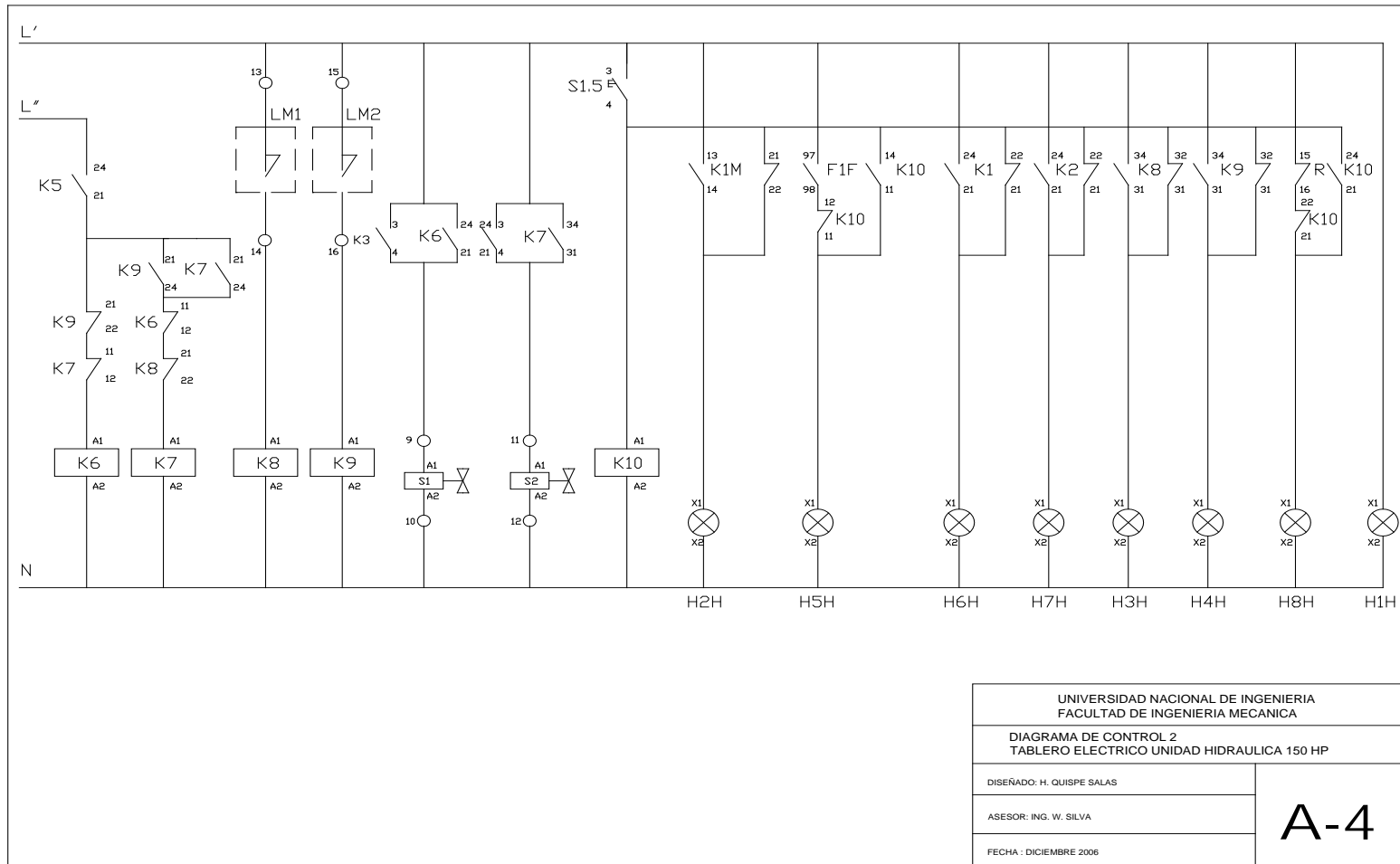


Figura 4.3 Circuito eléctrico de control (continúa)

4.6.2 Funcionamiento

Básicamente explicare el funcionamiento del circuito de control ya que es el que controla todo el funcionamiento del sistema hidráulico.

La secuencia de encendido y puesta en marcha se inicia energizando el tablero eléctrico por medio del interruptor termo-magnético de fuerza Q1F, a su vez el pulsador de parada de emergencia PE1 debe estar desactivado. Este sistema permite trabajar en operación local manual o local automático, colocando el selector SP1 en la posición deseada.

Operación en Modo Local – Manual

- 1- El selector SP1 debe colocarse en posición de mando local manual.
- 2- El motor eléctrico se enciende por medio del pulsador S1.1
- 3- Para iniciar el movimiento de la bandeja se tiene que presionar el pulsador sin enclavamiento S1.3 que energiza la bobina S1, con esto la bandeja se desplazará hasta llegar a su fin de carrera determinado por el sensor magnético LM1 desconectando la bobina S2. a su vez se prende la lámpara verde H3H indicando fin del movimiento de la bandeja.
- 4- El motor eléctrico se apagará presionando el pulsador S0.1
- 5- El pulsador PE1 es de parada de emergencia.

Operación en Modo Local – Automático

- 1- El selector SP1 debe colocarse en posición de mando local automático.
- 2- Se enciende el motor eléctrico por medio del pulsador S1.1.
- 3- Para iniciar el ciclo de vaivén del alimentador se presiona el pulsador S1.2 del tablero eléctrico, el cual permitirá el desplazamiento de la bandeja de un lado a otro en forma continua. Estos movimientos serán controlados por los sensores magnéticos

LM1 y LM2. Estos ciclos se repiten hasta que se presione el pulsador S0.2 el cual finalizará la secuencia automática.

4- El motor eléctrico se apagará por medio del pulsador S0.1

Los interruptores de temperatura (TS) y de nivel (LS) apagarán el motor al activar los contactores K1 y K2 respectivamente, esto para proteger los componentes mecánicos.

CAPITULO 5

ANALISIS ECONOMICO

En este capítulo me dedicare al cálculo del costo de fabricación, costo/beneficio y el tiempo de recuperación de inversión del nuevo sistema de transmisión de potencia del alimentador. El costo de fabricación llamado también costo de producción o de manufactura está constituido por la suma del costo directo más los gastos de fabricación o llamado también costos indirectos. Para determinar el costo de fabricación, previamente calculare los costos directos e indirectos.

5.1 COSTOS DIRECTOS

El costo directo llamado también costo primo, es el que comprende la mano de obra directa y los materiales directos. Dentro de los materiales directos voy a considerar a todos los materiales que formen parte integral del sistema que se esta diseñando y que pueden ser identificados y valorizados. Materiales que entren en pocas cantidades, y que sea muy difícil valorizarlo, se considerará como material indirecto.

5.1.1 Cálculo de mano de obra directa

El cálculo de la mano de obra directa se hará en 2 etapas. La primera etapa es la mano de obra por fabricación de todos los componentes antes del montaje en planta, y la

segunda es la mano de obra durante el montaje.

I.- En los cuadros siguientes se muestran los costos de mano de obra por fabricación de componentes antes del montaje. Con respecto a la columna N° de turnos, quiero indicar que cada día esta compuesto por tres turnos de 8 horas cada uno. Teniendo en cuenta que los turnos se dan en el siguiente horario:

- 1 turno: 8:00 A.M. – 4:00 P.M.
- turno: 4:00 P.M. – 12:00 P.M.
- turno: 12:00 P.M. – 8:00 A.M.

Los trabajos previos antes del montaje se harán solo en primer turno.

Para la tabla del costo total por mano de obra del supervisor antes del montaje (tabla 5.1), se realiza de la siguiente manera:

$$\text{Costo Total} = (\text{Cantidad}) \times (\text{S/. / Hora}) \times (\text{N}^\circ \text{ Horas})$$

$$\text{Costo Total} = 1 \times 22.54 \times 80 = \text{S/. } 1803.12.$$

Quiero indicar que dentro del costo por hora (S/ / hora), ya se está incluyendo el aporte que hace la empresa por tiempo de servicio, pago de seguro Essalud, asignación familiar, dominical, quinquenios y bonos adicionales por convenios colectivos entre el sindicato de trabajadores y la empresa. Estos datos han sido alcanzados por el departamento de planillas y remuneraciones de la empresa.

Tabla 5.1 Supervisión durante fabricación y armado de todos los componentes				
Mano de obra	Cantidad Personal	N° de Horas	S/. / Hora	Total (S/.)
Supervisor	1	80	22.54	1803.12
Costo total (S/.)				1803.12

Tabla 5.2 Fabricación de bastidor				
Mano de obra	Cantidad Personal	Nº de Horas	S/. / Hora	Total (S/.)
Soldadores	2	40	17.69	1415.2
Tornero	1	8	17.69	141.52
Pintor	1	4	17.69	70.76
Arenador	2	4	17.69	141.52
Grueso	1	4	22.54	90.16
Costo total (S/.)				1859.16

Tabla 5.3 Fabricación de depósito de aceite				
Mano de obra	Cantidad Personal	Nº de Horas	S/. / Hora	Total (S/.)
Soldadores	2	56	17.69	1981.28
Tornero	1	8	17.69	141.52
Pintor	1	16	17.69	283.04
Arenador	2	4	17.69	141.52
Grueso	1	4	22.54	90.16
Costo total (S/.)				2637.52

Tabla 5.4 Fabricación de tramos de tuberías schedule 80 para líneas hidráulicas				
Mano de obra	Cantidad Personal	Nº de Horas	S/. / Hora	Total (S/.)
Soldadores	2	80	17.69	2830.4
Tornero	1	16	17.69	283.04
Pintor	1	16	17.69	283.04
Arenador	2	4	17.69	141.52
Costo total (S/.)				3538

Tabla 5.5 Acondicionamiento de manifolds o múltiples de aceite				
Mano de obra	Cantidad Personal	Nº de Horas	S/. / Hora	Total (S/.)
Soldadores	1	8	17.69	141.52
Tornero	1	8	17.69	141.52
Pintor	1	8	17.69	141.52
Arenador	2	1	17.69	35.38
Costo total (S/.)				459.94

Tabla 5.6 Acondicionamiento de motor, acoplamiento, bomba, tuberías, filtros y demás accesorios sobre el depósito de aceite				
Mano de obra	Cantidad Personal	Nº de Horas	S/. / Hora	Total (S/.)
Soldadores	2	48	17.69	1698.24
Tornero	1	24	17.69	424.56
Mecánico	1	48	17.69	849.12
Costo total (S/.)				2971.92

2- En los cuadros siguientes se muestran los costos de mano de obra directa durante el montaje. El montaje y puesta en funcionamiento del equipo se ha realizado en 2 días y como se indico anteriormente, cada día tiene 3 turnos de 8 horas cada uno.

Para mayor aclaración de interpretación de los cuadros, se indica que en el 1 turno es donde se tiene al mayor personal, y con la finalidad de tener el mismo avance de trabajo en el 2 turno, se consideró emplear al personal estrictamente necesario para este turno, esto con la finalidad de no aumentar los costos por mano de obra. Básicamente el personal estrictamente necesario recae en el supervisor, soldadores y mecánicos.

Para el cálculo del costo total de mano de obra del supervisor durante el montaje (Tabla 5.7), se está considerando como anteriormente mencione, que debe haber un supervisor en cada turno, y como el montaje dura 2 días, entonces el número de turnos debe de ser 6 por tanto el número de horas es 48.

El cálculo es de la siguiente manera:

$$\text{Costo total} = (\text{Cantidad}) \times (\text{S/. / Hora}) \times (\text{Nº de horas})$$

$$\text{Costo total} = 01 \times 22.54 \times 48 = \text{S/. } 1081.92$$

Tabla 5.7 Supervisión durante el montaje de todos los componentes				
Mano de obra	Cantidad Personal	Nº de horas	S/. / Hora	Total (S/.)
Supervisor	01	48	22.54	1081.92
Costo total (S/.)				1081.92

Tabla 5.8 Montaje de bastidor				
Mano de obra	Cantidad Personal	Nº de horas	S/. / Hora	Total (S/.)
Soldadores	2	24	17.69	849.12
Tornero	1	8	17.69	141.52
Mecánico	1	24	17.69	424.56
Grueso	1	4	22.54	90.16
Costo total (S/.)				1505.36

Tabla 5.9 Montaje de tuberías				
Mano de obra	Cantidad Personal	Nº de horas	S/. / Hora	Total (S/.)
Soldadores	2	16	17.69	566.08
Mecánico	2	16	17.69	566.08
Costo total (S/.)				1132.16

Tabla 5.10 Montaje de soportes con horquillas de los pistones sobre la bandeja				
Mano de obra	Cantidad Personal	Nº de horas	S/. / Hora	Total (S/.)
Soldadores	2	12	17.69	424.56
Mecánico	1	12	17.69	212.28
Costo total (S/.)				636.84

Tabla 5.11 Montaje de cilindros y mangueras				
Mano de obra	Cantidad Personal	Nº de horas	S/. / Hora	Total (S/.)
Soldadores	1	12	17.69	212.28
Tornero	1	12	17.69	212.28
Mecánico	3	12	17.69	636.84
Grueso	1	4	22.54	90.16
Costo total (S/.)				1151.56

Tabla 5.12 Montaje del depósito de aceite				
Mano de obra	Cantidad Personal	Nº de horas	S/. / Hora	Total (S/.)
Soldadores	1	8	17.69	141.52
Mecánico	1	8	17.69	141.52
Costo total (S/.)				283.04

Tabla 5.13 Montaje del sistema de enfriamiento				
Mano de obra	Cantidad Personal	Nº de horas	S/. / Hora	Total (S/.)
Soldadores	1	8	17.69	141.52
Mecánico	2	8	17.69	283.04
Grueso	1	4	22.54	90.16
Costo total (S/.)				514.72

Tabla 5.14 Montaje del sistema eléctrico				
Mano de obra	Cantidad Personal	Nº de horas	S/. / Hora	Total (S/.)
Eléctricos	03	24	17.69	1273.68
Costo total (S/.)				1273.68

En la tabla 5.15 se muestra el resumen con el costo total por mano de obra directa.

Tabla 5.15 Resumen de costo por mano de obra directa	
Descripción	Costo (S/.)
Supervisión durante fabricación y armado de todos los componentes	1803.12
Fabricación de bastidor	1859.16
Fabricación de depósito de aceite	2637.52
Fabricación de tramos de tuberías schedule 80 para líneas hidráulicas	3538.00
Acondicionamiento de manifolds o múltiples de aceite	459.94
Acondicionamiento de motor, acoplamiento, bomba, tuberías. filtros y demás accesorios sobre el depósito de aceite	2971.92
Supervisión durante el montaje de todos los componentes	1081.92
Montaje de bastidor	1505.36
Montaje de tuberías	1132.16
Montaje de soportes con horquillas de los pistones sobre la bandeja	636.84
Montaje de cilindros y mangueras	1151.56
Montaje del depósito de aceite	283.04
Montaje del sistema de enfriamiento	514.72
Montaje del sistema eléctrico	1273.68
Costo total por mano de obra directa (S/.)	20848.94

5.1.2 Costo de materiales directos

Los precios de los materiales han sido tomados de las ordenes de compra que se han hecho a los distintos proveedores, otros precios que no se han podido identificar se ha tomado del catalogo McMaster-Carr Chicago Illinois catálogo 110 ultima edición.

Todos los precios están en soles e incluye I.G.V. (19%)

Tabla 5.16 Costo de Componentes principales				
Material	Unid.	Cant.	Costo Unit. (S/.)	T otal (S/.)
Motor trifásico de 150 hp, armazón IEC 280 S/M, Marca: WEG	Ea	01	17671.5	17671.5
Bomba de pistones axiales 190 CCR, modelo: PVX12190 marca: Hartmann	Ea	01	34092.3	34092.3
Acoplamiento Wraplex Falk de elastómero, tamaño:40R10	Ea	01	797.2	797.2
Válvula direccional 4/3H, para bobina 220 VAC, marca: Internacional	Ea	01	14529.9	14529.9
Bobina para válvula direccional 220 VAC, marca: International	Ea	02	274.9	549.8
Cilindros Hidráulicos, Ø vástago: 8", Ø interior cilindro: 16", fabricado a pedido.	Ea	03	14667.3	44002.0
Intercambiador de calor aceite-aire (air cooler), marca: API AIRTECH FACILITIES	Ea	01	9378.6	9378.6
Motobomba 25 gpm de impulso de aceite al aircooler	Ea	01	2079	2079
Costo total (S/.)				123100.3

Tabla 5.17 Costo del sistema eléctrico		
Material	Unid.	Total (S/.)
Tablero eléctrico de fuerza y control con grado de protección IP54, con arrancador estrella triángulo para el motor, botoneras de arranque y parada, lámparas de señalización, reles de control y borneras, y selector manual/automático para accionamiento y control de los cilindros hidráulicos a través de sus fines de carrera. Cableado en general, switch de bajo nivel de aceite y termostato.	1 set.	5950.0
Sensores de limites de Carrera	02 Ea	550.0
Costo total (S/.)		6500

Tabla 5.18 Costo de planchas, pines, materiales de soldadura y oxicorte				
Material	Unid.	Cant.	Costo Unit. (S/.)	Total (S/.)
Plancha estructural ASTM-A36 de 3" para horquillas de bastidor.	Pie ²	1	207.5	207.5
Plancha estructural ASTM-A36 de 1-1/2" (horquillas de bandeja y bastidor)	Pie ²	19.5	174.1	3394.95
Plancha estructural ASTM-A36 de 1-1/4" (planchas base de horquillas de bandeja y bastidor)	Pie ²	9.5	85.9	816.1
Plancha estructural ASTM-A36 de 1" (base de bastidor)	Pie ²	13	68.7	893.1
Plancha estructural ASTM-A36 de 3/4" (depósito de aceite y cartelas de viga base de bastidor)	Pie ²	84	52.3	4393.2
Canal U C6x8.2, (soporte de tuberías de aceite hidráulico a cilindros).	Pie	12	10.45	125.4
Viga I S12x50, (soporte de horquilla central de bandeja)	Pie	6.5	140.6	913.9
Viga H W10x49 (base de bastidor)	Pie	4.5	66.3	298.35
Pines de 2-1/2" para unión de horquillas, AISI 4140	Pie	3	17.6	52.8
Electrodo E7018 de 1/8"	Kg	20	6.04	120.8
Electrodo E7018 de 5/32"	Kg	40	5.93	237.2
Electrodo E7018 de 3/16"	Kg	40	5.85	234.0
Oxígeno	m ³	72	10.99	791.28
Acetileno	m ³	24	31.42	754.08
Base anticorrosivo	gl	03	136	408
Pintura epóxica	gl	03	84	252
Costo total (S/.)				13892.66

Tabla 5.19 Costo de mangueras y tuberías y sus accesorios				
Material	Unid.	Cant.	Costo Unit. (S/.)	Total (S/.)
Adaptador para tubo y manguera de alta presión (2500 PSI). N°P: 32MJ-32MP, marca Gates	Ea	06	71.9	431.4
Manguera de alta presión (2500 PSI) N°P: 32C12, marca Gates	Pie	25	48.7	1217.5
Terminal de manguera female JIC37 Swivel, N°P: PCS-32FJX, Gates	Ea	12	161.9	1942.8
Ferrule PSC non-skive, N°P: 32PCSIF G3K	Ea	12	75	900.0
Adaptador # 24 a # 32, JIC37,	Ea	02	86.3	172.6

N°P : 140-5866, marca : Caterpillar				
Tubo schedule 80 de 2"	Pie	180	12.37	2226.6
Codos de 45°, 3000 PSI, ASTM A106, sin rosca para unión soldada.	Ea	12	67.5	810
Codos de 90°, 3000 PSI, ASTM A106, sin rosca para unión soldada.	Ea	04	52.1	208.4
Válvula de 2", 3000 PSI	Ea	04	1173.3	4693.2
Bridas de 2", 3000 PSI, sin rosca para unión por soldadura, tipo Slip-On	Ea	04	58.62	234.48
Subplate de 1-1/2" SAE 61	Ea	01	300	300
Formador de empaquetadura Loctite 518	Ea	02	147.3	294.6
Sellador de rosca loctite	Ea	02	65.62	131.2
Servicio de decapado de set de tuberías, pintado exterior con base epoxica, aplicación de película lubricante en el interior y tapado los extremos.	Set	01	1786.8	1786.8
Costo total (S/.)				15349.58

Tabla 5.20 Costo de filtros, aceite hidráulico y accesorios de control				
Material	Unid.	Cant.	Costo Unit. (S/.)	Total (S/.)
Filtro de aceite de succión de 3" NPT, N°P: TFS-300-0, marca: Stauff	Ea	01	270.9	270.9
Filtro de aceite de retorno, N°P: SF-6711, marca: Stauff	Ea	04	128.2	512.8
Manómetro de saturación para filtro de retorno, N°P: SMF2215 25 UM, marca: Stauff	Ea	04	56.9	227.6
Manómetro de presión del sistema de 0-5000 PSI, N°P: U-902F, Stauff	Ea	01	91.6	91.6
Aceite hidráulico ISO 68 (75% del tanque y 100% tubería)	gl	98	15.65	1534.38
Costo total (S/.)				2637.28

Tabla 5.21 cuadro resumen de costo por materiales directos	
Descripción	Costo (S/.)
Costo de Componentes principales	123100.30
Costo del sistema eléctrico	6500.00
Costo de planchas, pines, materiales de soldadura y oxicorte	13892.66
Costo de mangueras y accesorios de tuberías y mangueras	15349.58
Costo de Filtros, aceite hidráulico y accesorios de control	2637.28
Costo total por materiales directos (S/.)	161479.82

Tabla 5.22 cuadro resumen de costo directo	
Descripción	Costo (S/.)
Costo de mano de obra directa	20848.94
Costo de materiales directos	161479.82
Costo directo total (S/.)	182328.76

5.2 COSTOS INDIRECTOS

El costo indirecto o llamado también gasto de fabricación comprende al costo de los materiales indirectos, mano de obra indirecta y todos los otros gastos incurridos en el taller que no puede ser cargado al equipo en fabricación.

5.2.1 Mano de obra indirecta

La mano de obra indirecta puede ser definida por oposición a la mano de obra directa, es decir que es aquella que no afecta ni la composición, ni la constitución del equipo que se ha fabricado. A la mano de obra indirecta se le denomina también no productiva. En la tabla 5.23 se muestra el costo por mano de obra indirecta. El número de horas se ha tomado, teniendo en consideración un aproximado de tiempo en que se ha colaborado en la fabricación y puesta en operación del equipo.

Tabla 5.23 Mano de obra indirecta				
Mano de obra	Cantidad	Nº de horas	S/. / Hora	Total (S/.)
Jefe de taller	01	36	25	900
Almacenero	01	8	17.69	141.52
Secretaria	01	8	15	120
Costo total mano de obra indirecta (S/.)				1161.52

5.2.2 Material indirecto

Son aquellos que son necesarios para la fabricación del equipo, pero que su consumo con respecto al equipo es tan pequeño o es muy difícil valorizar. En la tabla 5.24, se

muestran los materiales que indirectamente:

Tabla 5.24 Material indirecto				
Material	Unid.	Cant.	Costo Unit. (S/.)	Total (S/.)
Wypes (trapo lavado)	kg	40	1.97	78.8
Filtros de mascarar de respiración	Ea	150	0.73	109.5
Faceletas para respiración	Ea	150	0.35	52.5
lentes de seguridad	Ea	25	16.34	408.5
Útiles de Limpieza: Detergente	Ea	20	1.52	30.4
Útiles de aseo: jabón	Ea	10	0.7	7
Útiles de aseo: papel	Ea	10	0.6	6
Hand cleaner	Ea	05	61.7	308.5
Guantes de seguridad	Ea	50	8.25	412.5
Tapones de oido	Ea	25	3.1	77.5
Costo total material indirecto (S/.)				1491.2

5.2.3 Otros gastos indirectos

Son gastos que se incurren en el taller pero que no pueden ser ubicados dentro de los costos de mano de obra indirecta o materiales indirectos.

En la tabla 5.25 se muestran gastos por alquiler de equipo. Para poder hallar estos gastos se ha tomado algunas consideraciones:

a) Basándome en el costo de la grúa (incluye combustible), que es información proporcionada por el departamento de costos de la empresa y empleando la relación de potencias de los equipos, he hallado el costo en soles/hora del resto de equipos. Por ejemplo, para el cálculo de soles/hora de la compresora, he procedido de la siguiente manera:

$$\text{S/Hora de compresora} = (\text{potencia compresora/potencia grúa}) \times (\text{S/Hora de grúa})$$

$$\text{S/Hora de compresora} = (60/250) \times 117.94 = 28.3.$$

b) El número de horas de empleo de cada equipo, se ha calculado, teniendo en cuenta las horas trabajadas por el personal que emplea dicho equipo. Para el caso del aire comprimido que suministra la compresora, esta tiene 61.6 horas de operación ya que

ha sido utilizado tanto por el arenador como por el pintor. El mismo caso se aplica para las máquinas de soldar (588 horas de soldador con un total de 3 máquinas, equivale a 196 horas por máquina).

c) El número de horas de empleo de la camioneta se ha considerado un aproximado de 50 horas, y para el camión un aproximado de 25 horas.

d) Para el caso del torno, se va a calcular el costo de alquiler sin considerar el costo de energía. Se emplea el procedimiento anterior y se resta el costo de energía que se calculará en la tabla 50.

Alquiler de torno (sin energía) = (potencia torno/potencia grúa)x(S/Hora de grúa)x(Nºhoras)-Costo de Energía

$$S/\text{Hora de torno} = (20.1/250) \times 117.94 \times 84 - 141.12 = 655.39$$

Tabla 5.25 Alquiler de equipos				
Descripción	Cantidad	S/. / Hora	Nº de horas	Total (S/.)
Alquiler de Compresora - aire comprimido (60 hp)	01	28.3	61	1726.3
Alquiler de Grúa (250 hp)	01	117.94	20	2358.8
Camión de 150 hp	01	70.8	25	1770
Alquiler de Camionetas (115 hp)	02	54.25	50	5425
Maquinas de soldar (50 hp)	03	23.58	196	13865.04
Torno (15 Kw o 20.1 hp)	01		84	655.39
Costo total Alquiler (S/.)				25800.53

Para el cálculo del costo de energía, estoy considerando el consumo que se hizo durante el montaje que duro 2 días (solo turno noche), esta energía corresponde al alumbrado eléctrico de 12 horas por día. El resto de días de fabricación, básicamente se trabajo en turno de día. El promedio de Kw por hora durante el montaje es aproximadamente 5 Kw (ese consumo incluye algunas herramientas eléctricas como esmeril, y el alumbrado). El consumo de energía eléctrica durante la fabricación por

concepto de herramientas eléctricas es despreciable. Solo se está considerando al empleo del torno como equipo que consume energía regular.

El costo unitario Soles/(Kw Hora) ha sido proporcionado por la empresa Shougesa S.A.A. que es la que distribuye la energía a Shougang Hierro Perú S.A.A. y ha sido verificado con el departamento de costos de la empresa. En la tabla 5.26, se muestra el costo total por consumo de energía.

Tabla 5.26 Costo de Energía				
Descripción	Kw	N° de horas	Soles/(Kw Hora)	Costo Total (S/.)
Energía eléctrica (alumbrado, esmeriles)	5	24	0.15	18
Torno	11.2	84	0.15	141.12
Costo total energía (S/.)				159.12

En la tabla 5.27 se muestra el cuadro resumen con el costo total por otros gastos indirectos.

Tabla 5.27 cuadro resumen de otros gastos indirectos	
Descripción	Costo (S/.)
Costo Alquiler de equipos	25800.53
Costo de Energía	159.12
Costo total por otros gastos indirectos (S/.)	25959.65

La tabla 5.28 muestra el costo total indirecto (suma de mano de obra indirecta, materiales indirectos y otros gastos de fabricación como alquiler y energía eléctrica)

Tabla 5.28 cuadro resumen de costo indirecto	
Descripción	Costo (S/.)
Mano de obra indirecta	1161.52
Material indirecto	1491.2
Otros gastos indirectos	25959.65
Costo indirecto total (S/.)	28612.37

5.3 COSTO DE FABRICACIÓN

Después de haber calculado el costo total directo y costo total indirecto, se puede calcular el costo total de fabricación, que es la suma de ambos costos. En la tabla 5.29, se muestra el costo total de fabricación del sistema hidráulico de transmisión de potencia.

Tabla 5.29 Costo De Fabricación		
Total Costo Directo (S/.)	Total Costo Indirecto (S/.)	Total Costo de Fabricación (S/.)
182328.76	28612.37	210941.13

5.4 CÁLCULO DEL COSTO TOTAL DE OPERACIÓN DEL SISTEMA HIDRÁULICO

Para el costo de operación del sistema hidráulico se va a considerar básicamente al costo de mantenimiento, costo de energía eléctrica, costo por mano de obra de operadores.

Por tanto:

$$CO = CM + CE + CMO + CMM$$

CO = costo operación

CM = costo materiales de mantenimiento

CE = costo energía eléctrica

CMO = costo de mano de obra de mantenimiento

CMM = costo de mano de obra de mantenimiento

Los cuadros siguientes muestran los costos anteriormente mencionados, calculados en forma anual.

5.4.1 Costo anual de mantenimiento por materiales y repuestos

En la tabla 5.30, estoy considerando solo 2 intervenciones de mantenimiento al año, en los cuales se esta considerando el cambio de aceite, filtros y los implementos de seguridad que requiere el personal que va a realizar el trabajo.

Tabla 5.30 Costo anual de mantenimiento por materiales y repuestos				
Material	Unid.	Cant.	Costo Unit. (S/.)	Total (S/.)
Filtro de aceite de succión de 3" NPT, N°P: TFS-300-0, marca: Stauff	Ea	02	270.9	541.8
Filtro de aceite de retorno, N°P: SF-6711, marca: Stauff	Ea	12	128.2	1538.4
Aceite hidráulico ISO 68 (75% del tanque y 100% tubería)	gl	196	15.65	3067.4
Wypes (trapo lavado)	kg	05	1.97	9.8
Filtros de mascarar de respiración	Ea	06	0.73	4.4
Faceletas para respiración	Ea	06	0.35	2.1
lentes de seguridad	Ea	02	16.34	32.68
Guantes de seguridad	Ea	04	8.25	33
Tapones de oido	Ea	04	3.1	12.4
Costo total material y repuestos de mantenimiento (S/.)				5229.6

5.4.2 Costo por mano de obra anual de mantenimiento

En la tabla 5.31, estoy considerando que al año solo se requiere a 2 personas para realizar las actividades de mantenimiento que se indico anteriormente. Estas actividades se realizarán en 1 día con 8 horas de trabajo, pero como se realizan 2 veces por año, finalmente considero 16 horas de trabajo.

Tabla 5.31 Costo por mano de obra anual de mantenimiento				
Mano de obra	Cantidad Personal	N° de horas	S/. / Hora	Total (S/.)
Mecánico	02	16	17.69	566.1
Costo total mano de obra de mantenimiento (S/.)				566.1

5.4.3 Costo Anual de Energía

En la tabla 5.32, calculo el consumo de energía eléctrica que requiere el equipo para operar. Para el cálculo del número de horas que opera el equipo durante el año, se procede de la siguiente manera:

Horas operadas = # Horas disponible al año – # Horas por mantenimiento programado de planta

Horas disponible al año = (365 días) x (# Horas/día)

La planta trabaja 21 horas/día, debido a que diariamente se esta considerando 1.5 horas de parada por refrigerio y 1.5 horas de paradas por cambio de turno. Por tanto:

Horas al año = (365 días) x (# Horas/día) = 365 x 21 = 7665 horas

El número de horas por mantenimiento programado de planta, son las horas que se para la planta para realizarle mantenimiento. El mantenimiento de está planta se realiza cada 21 días y las paradas demoran 8 horas. Por tanto:

Horas por mantenimiento programado de planta = (365 / 21) x 8 =139 horas.

Horas operadas = 7665 – 139 = 7526 horas

Con respecto a la potencia, estoy considerando un promedio de 75 kw (dato tomado de reporte de mediciones de corrientes), debido a que el sistema a veces no está trabajando al 100 % de su capacidad.

Tabla 5.32 Costo Anual de Energía				
Descripción	Kw	Nº de horas	Soles/(Kw Hora)	Costo Total (S/.)
Energía eléctrica por funcionamiento de motores	75	7526	0.15	84667.5
Costo total energía (S/.)				84667.5

5.4.4 Costo por mano de obra anual de operación

Para la mano de obra de operadores, estoy considerando que los operadores trabajan las mismas horas que trabaja el equipo incluyendo las horas de paradas de mantenimiento que son horas programadas de paradas. Por tanto:

$$\# \text{ Horas de operadores} = \# \text{ Horas al año} = (365) \times (24) = 8760 \text{ horas}$$

Tabla 5.33 Costo por mano de obra anual de operación				
Mano de obra	Cantidad Personal	N° de horas	S/. / Hora	Total (S/.)
Operadores	02	8760	17.69	309928.8
Costo total mano de obra de operación (S/.)				309928.8

5.4.5 Cuadro resumen de costo anual de operación sistema hidráulico

En este sistema no se tiene pérdidas por lucro cesante debido a fallas imprevistas, ya que el equipo no para, debido a un sistema de stand by. El sistema de stand by opera inmediatamente cuando el principal ha parado. Esto último no se ha dado, ya que el sistema es nuevo y es de alta confiabilidad, es por eso que en los costos de mantenimiento por repuestos y materiales no consideré los costos que implicaría una parada imprevista.

Tabla 5.34 Cuadro resumen de costo anual de operación sistema hidráulico	
Descripción	Costo (S/.)
Costo anual de mantenimiento por materiales y repuestos	5229.6
Costo por mano de obra anual de mantenimiento	566.1
Costo Anual de Energía	84667.5
Costo por mano de obra anual de operación	309928.8
Costo total de operación (S/.)	400392

5.5 CÁLCULO DEL COSTO TOTAL DE OPERACIÓN DEL SISTEMA MECÁNICO

De igual manera que en el cálculo del costo de operación del sistema hidráulico, se va a proceder para el cálculo del costo de operación del sistema mecánico. La diferencia radica en

que el costo por mantenimiento y pérdida de producción por lucro cesante es muy significativo en este sistema. En el caso del lucro cesante, se va a observar cuando se haga el cálculo del costo/beneficio.

5.5.1 Costo anual de mantenimiento por materiales y repuestos

En la tabla 5.35 estoy considerando los repuestos de precios significativos que han sido cambiados para mantener operativo el equipo durante un año, esto debido a las fallas imprevistas que ocasiona este sistema por los motivos mencionados en capítulos anteriores. Estos datos de intervenciones han sido recopilados de la base de datos del historial de mantenimiento del equipo, en esta base se detalla el tipo de mantenimiento, repuestos o materiales cambiados, así como el tiempo de intervención.

Tabla 5.35 Costo anual de mantenimiento por materiales y repuestos				
Material	Unid.	Cant.	Costo Unit. (S/.)	Total (S/.)
Conjunto Eje - Engranaje	Ea	01	59400	59400
Conjunto Eje - Piñon	Ea	01	39600	39600
Chumaceras y rodajes de Eje-Engranaje	Ea	04	6600	26400
Chumaceras y rodajes de Eje-Piñon	Ea	04	6600	26400
Acoplamiento	Ea	01	1650	1650
Aceite Mobil Gear 630	gl	110	17.4	1914
Costo total material y repuestos de mantenimiento (S/.)				128964

5.5.2 Costo por mano de obra anual de mantenimiento

En la tabla 5.36, estoy considerando que al año solo se requiere a 4 personas para realizar las actividades de mantenimiento, que como se explicó en capítulos anteriores son de montajes de componentes de grandes dimensiones y producidos por fallas imprevistas. Estas actividades de mantenimiento se realizan en un promedio de 12 veces al año con una duración en promedio de 6 horas. Prácticamente el costo por

mano de obra por mantenimiento programado es cero debido a que las intervenciones por fallas imprevistas abarcan prácticamente el mantenimiento de este sistema.

Tabla 5.36 Costo por mano de obra anual de mantenimiento				
Mano de obra	Cantidad Personal	Nº de horas	S/. / Hora	Total (S/.)
Mecánico	04	72	17.69	5094.7
Costo total mano de obra de mantenimiento (S/.)				5094.7

5.5.3 Costo Anual de Energía

En la tabla 5.37, calculo el consumo de energía eléctrica del mismo modo en que se calculo el costo para el sistema hidráulico, pero teniendo en cuenta las horas por paradas imprevistas.

$$H_{op} = H_d - H_{pm} - H_{pi}$$

Donde:

H_{op} = # Horas operadas

H_d = # horas disponible al año

H_{pm} = # horas por mantenimiento programado de planta

H_{pi} = # horas por paradas imprevistas

Calculando:

$$H_d = (365 \text{ días}) \times (\# \text{ Horas/día}) = 365 \times 21 = 7665 \text{ horas}$$

$$H_{pm} = (365 / 21) \times 8 = 139 \text{ horas.}$$

$$H_{pi} = 12 \times 6 = 72 \text{ horas}$$

$$\# \text{ Horas operadas} = 7665 - 139 - 72 = 7454 \text{ horas}$$

La potencia en Kw es menor debido a que tiene menor capacidad que el sistema hidráulico y no genera pérdidas por calor, como si ocurre en el sistema hidráulico.

Descripción	Kw	Nº de horas	Soles/(Kw Hora)	Costo Total (S/.)
Energía eléctrica por funcionamiento de motores	30	7454	0.15	33543
Costo total energía (S/.)				33543

5.5.4 Costo por mano de obra anual de operación

Se procede de la misma manera que en el cálculo del costo de operación para el sistema hidráulico. El costo por mano de obra de operación anual es un costo fijo, por tanto:

$$\# \text{ Horas de operadores} = \# \text{ Horas al año} = (365) \times (24) = 8760 \text{ horas}$$

Mano de obra	Cantidad Personal	Nº de horas	S/. / Hora	Total (S/.)
Operadores	02	8760	17.69	309928.8
Costo total mano de obra de operación (S/.)				309928.8

5.5.5 Cuadro resumen de costo anual de operación sistema Mecánico

En el siguiente cuadro se muestra el costo total de operación del sistema mecánico

Descripción	Costo (S/.)
Costo anual de mantenimiento por materiales y repuestos	128964
Costo por mano de obra anual de mantenimiento	5094.7
Costo Anual de Energía	33543
Costo por mano de obra anual de operación	309928.8
Costo total de operación anual (S/.)	477530.5

5.6 CÁLCULO COSTO/BENEFICIO POR CAMBIO DE SISTEMA MECÁNICO A HIDRÁULICO.

Para calcular el costo/beneficio por cambio de sistema hay que calcular el beneficio obtenido por la diferencia ente los costos de operación de ambos sistemas y la ganancia por mayor

producción de toneladas de mineral con respecto a los costos totales del proyecto incluyendo la inversión inicial.

Por tanto aplicaremos la formula siguiente (bibliografía N° 2):

$$C/B = VP(\text{beneficios del sistema hidráulico}) / VP(\text{costos totales del proyecto})$$

$$C/B = VP(B) / (I + VP(OyM))$$

Donde:

VP = valor presente de (B)

B = beneficios del sistema hidráulico

I = inversión inicial en el proyecto propuesto (costo de fabricación sistema hidráulico)

OyM = costos de operación y mantenimiento del sistema hidráulico

Para aplicar la formula anterior hay que calcular el valor presente del beneficio y valor presente de los costos de operación y mantenimiento en meses. Para encontrar el VP como función de i% (por período de interés) del valor futuro del beneficio y costos de operación y mantenimiento, es necesario anticipar montos futuros al presente utilizando la tasa de interés en el período de estudio apropiado, de la siguiente manera:

$$P = F (1 + i)^{-N}$$

Donde:

P = valor presente

i = tasa de interés efectiva (para el período de estudio es en meses)

F = valor futuro

N = número de períodos de capitalización en el horizonte de planeación (es decir, período de estudio para este caso es en meses)

Para calcular la tasa de interés por período mensual a partir de la tasa interés efectivo (para la empresa es 12% anual) y remplazar en la formula anterior, aplicaré la siguiente formula:

$$1 + i = (1 + r/M)^M$$

Donde:

r = tasa de interés nominal por año

M = período de capitalización al año igual 12 meses

r/M = tasa de interés por período mensual, reemplazará al valor de i de 12% anual para este caso.

Calculando: $r/M = 0.0095$

5.6.1 Cálculo del valor presente del costo de operación total

En la tabla 5.40, se muestra el costo de operación del equipo por tonelada de mineral producido. Este valor ha sido calculado en base a un año de operación.

Tabla 5.40 Costo de operación de equipo por tonelada					
	Horas operadas	Cap. Planta (ton/hor)	Producción (ton.)	Costo Operación (S/.)	Costo Operación por ton. (S./ton.)
Sistema mecánico	7454	1000	7454000	477530.5	0.0640
Sistema hidráulico	7526	1000	7526000	400392	0.0532

Con el cuadro anterior calcularé el valor presente del costo total de operación del sistema hidráulico a partir del valor futuro de S/. 400392, en un período de 12 meses.

$$VP(OyM)=VP(\text{costo de operación}) = 400392 (1 + 0.0095)^{-12}$$

$$VP(OyM)= S/. 357445.2$$

5.6.2 Cálculo del valor presente del Beneficio

En la tabla 5.41, se muestra el beneficio final por cambio de sistema. Básicamente muestro la ventaja que se obtiene al tener mayor producción de toneladas de mineral,

este es el factor fundamental que hace viable el cambio de sistema.

La columna ganancia (S./ ton. pelets), se ha obtenido teniendo como base, que antes de cambiar de sistema se estaba ganando por tonelada de pelets vendido S/. 16.5 (dato proporcionado por el departamento de costos). Con el ahorro por menor costo de operación con el sistema hidráulico, la ganancia de este último sistema se calcula de la siguiente manera:

$$\text{Ganancia sist. Hidr.} = \text{Ganancia sist. Mec.} + \text{ahorro por costo operación}$$

$$\text{Ganancia sist. Hidr.} = 16.5. + (0.0640 - 0.0532)$$

$$\text{Ganancia sist. Hidr.} = 16.5108 \text{ S/. / ton.}$$

De la producción de mineral solo se aprovecha el 65% del mineral para transformarlo en pelets, esto es por la ley del mineral (dato proporcionado por el departamento de control de calidad.)

Tabla 5.41 Beneficio por cambio de sistema							
	horas operadas	Cap. Planta (ton/hor)	Producción (ton.)	Pelets (ton)	Ganancia (S./ ton. pelets)	Ganancia (S/.)	Beneficio (S/.)
Sistema mecánico	7454	1000	7454000	4845100	16.5	79944150	825032.52
Sistema hidráulico	7526	1000	7526000	4891900	16.5108	80769182.52	

El beneficio calculado en el cuadro anterior es por un año de operación. Con el cuadro anterior calcularé el valor presente del beneficio del sistema hidráulico a partir del valor futuro de S/. 825032.52, en un período de 12 meses.

$$VP(B) = VP(\text{Beneficio}) = 825032.52 (1 + 0.0095)^{-12}$$

$$VP(B) = S/. 736538.1$$

5.6.3 Cálculo del Costo/Beneficio

Obteniendo los valores presentes del costo de operación y beneficio, reemplazamos en la formula:

$$C/B = VP(B) / (I + VP(OyM))$$

$$C/B = 736538.1 / (210941.13 + 357445.2)$$

$$C/B = 1.3$$

Como la relación $C/B > 1$, entonces indica que la inversión hecha es aceptable.

5.6.4 Cálculo del tiempo de recuperación de la inversión.

Para el cálculo del tiempo de recuperación de inversión hay que calcular el flujo de beneficio mes a mes y luego obtener una tabla donde se muestre el beneficio en valor presente por mes, para esto aplicare la siguientes formulas:

$$B = F (i / ((1+i)^N - 1))$$

Donde:

B = Beneficio constante mes a mes

i = tasa de interés por período mensual, reemplazará al valor de i de 12% anual para este caso = $r/M = 0.0095$

N = período 12 meses

F = valor futuro del beneficio.

Reemplazando se tiene:

$$B = 825032.52 (0.0095 / ((1+0.0095)^{12}-1))$$

$$B = S/. 65233.96$$

Obteniendo la tabla con la siguiente formula:

$$VP_{(i\%)} = \sum_{K=0}^N B_k(1+i)^{-k}$$

Donde:

i = tasa de interés efectiva, en el caso del empresa se trabaja con r/M mensual

k = índice para cada período de capitalización (0 ≤ k ≤ N)

B_k = Flujo de efectivo futuro al final del período k (beneficio por período constante)

N = número de períodos de capitalización en el horizonte de planeación (es decir, período de estudio, en este caso estoy considerando 12 meses)

Tabla 5.42 Recuperación de la Inversión				
Descripción	Período	Inversión /Flujo de Beneficio	F(1+r/M)^{-N}	Acumulado valor presente por período
Inversión	0	-210941,13	0	0
Beneficio mes a Mes	1	65233.96	64620.07	64620.07
	2	65233.96	64011.95	128632.02
	3	65233.96	63409.56	192041.58
	4	65233.96	62812.84	254854.43
	5	65233.96	62221.73	317076.16
	6	65233.96	61636.19	378712.35
	7	65233.96	61056.16	439768.51
	8	65233.96	60481.58	500250.09
	9	65233.96	59912.41	560162.50
	10	65233.96	59348.60	619511.11
	11	65233.96	58790.10	678301.20
	12	65233.96	58236.85	736538.05

De la tabla anterior se puede observar que la inversión se recuperara entre el tercer y cuarto mes. Interpolando se tiene:

Mes	Acumulado
3	192041.58
PRI	210941.13
4	254854.43

Inversión = Costo de fabricación = S/. 210941,13

PRI = Período de recuperación de la inversión

Interpolando:

$$(PRI - 3) / (4 - 3) = (210941.13 - 192041.58) / (254854.43 - 192041.58)$$

$$PRI = 3.3 \text{ meses} = 3 \text{ meses} + 9 \text{ días}$$

El sistema hidráulico es altamente rentable.

CONCLUSIONES

- 1.- Las constantes fallas por rotura de componentes, desalineamiento de ejes, falla de rodajes del sistema antiguo, contribuyeron a disminuir la disponibilidad de planta como la confiabilidad del equipo, por lo que se decidió diseñar este sistema que es materia de estudio de esta tesis.
- 2.- Después de analizar las constantes fallas y tomando en cuenta la necesidad de la parte operativa de aumentar la capacidad de producción del equipo, es necesario cambiar el sistema de transmisión mecánico, por un sistema, que tenga la capacidad de poder aumentar el número de estrobadas y a la vez pueda detectar minerales de gran tamaño que puedan producir atoros de chancadora o roturas de componentes.
- 3.- Los costos de mantenimiento del sistema nuevo (S/. 5229.6) representan un 4% del costo de mantenimiento del sistema mecánico (S/. 128964), lo cual es muy significativo.
- 4.- El costo total del sistema diseñado es S/. 210941.13 y se puede recuperar en 3 meses con 9 días, lo cual es un tiempo muy aceptable. Después de ese tiempo aumentaría las ganancias de la empresa. Esto se da básicamente a que el precio del hierro está en unos de sus puntos más altos.

- 5.- Aunque el sistema hidráulico puede operar hasta 16 estrobadas por minuto, solo se le ha limitado a que trabaje a una capacidad de 15 estrobadas por minuto mayor al sistema antiguo que operaba con 13 estrobadas. La confiabilidad y disponibilidad de este nuevo diseño es del 100% debido al sistema alternativo de reserva. El sistema mecánico por las características de transmisión, no posee un sistema de reserva que le permita mantener su disponibilidad operativa en caso de falla.

- 6.- La producción anual de toneladas de mineral ha aumentado en 0.96% que representa un beneficio de S/. 825032.52. Básicamente es en este punto donde se obtiene el mayor beneficio por cambio de sistema.

- 7.- El costo de operación por tonelada se ha reducido en un 16.87% (S/. 0.0640 del sistema mecánico con respecto a S/. 0.0532 del sistema hidráulico). Esto es debido al incremento de producción por menores paradas del sistema nuevo.

- 8.- La relación costo/beneficio es mayor que 1, lo cual indica que es un proyecto rentable.

BIBLIOGRAFIA

- 1- Fundamentos de Manufactura Moderna – Materiales, Procesos y Sistemas, Mikell P. Groover, Editorial Prentice Hall Hispanoamericana S.A, Edición primera, Año 1997.
- 2- Ingeniería Económica, E. Paul Degarmo, William G. Sullivan, James A. Bontadelli, Elin M. Wicks, Editorial Prentice Hall, Edición décima, Año 1997.
- 3- American Institute of Steel Construction (AISC).
- 4- Manual de Oleohidráulica Industrial, VICKERS SYSTEMS
Editorial Escuela de oleohidráulica de Vickers en España, Edición Quinta, Año 1993.
- 5- Mecanica de Materiales, Ferdinand P. Beer, E. Russell Johnston, John T. Dewolf, Edición tercera.
- 6- Norma DIN 24334 y DIN 2413.
- 7- Oleohidráulica – Conceptos Básicos, E. Carnicer Royo, C. Mainar Hasta, Editorial Paraninfo, Año 1998.
- 8- Elementos de Resistencia de Materiales, TIMOSHENKO.
- 9- Resistencia de Materiales - Teoría y 430 problemas resueltos, William A. Nash, Editorial McGraw-Hill, Edición. Primera, Año 1970.
- 10- Transferencia de Calor, J. P. Colman,
Editorial Mc Graw Hill / INTERAMERICANA DE ESPAÑA, S.A.U.
Edición Octava, Año 1998.

- 11- Industrial Actuator Products - Hydraulic and Pneumatic Cylinders Hydraulic accumulator, Parker Cylinder.

APENDICE