



621.689
HEL
C.2



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

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

**“Diseño De Un Sistema Para Extracción De Petróleo Acoplado A Un
Camión”**



TESIS DE GRADO

Previo a la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentada por:

Carlos Gabriel Helguero Alcívar

GUAYAQUIL – ECUADOR

Año: 2004



D-33117

AGRADECIMIENTO

A todos quienes me ayudaron a culminar con éxito esta tesis, a mis padres, mis hermanos, mis amigos y al Ing. Alfredo Torres, director de tesis, por su gran ayuda.

A Ti, por ayudarme a conseguir ese segundo aire, esto es por ti... por mí... por nosotros.

DEDICATORIA

A mi Padre, mi ejemplo a seguir, el hombre que me ha inspirado toda mi vida, gracias por enseñarme lo hermosa que es la Ingeniería Mecánica.

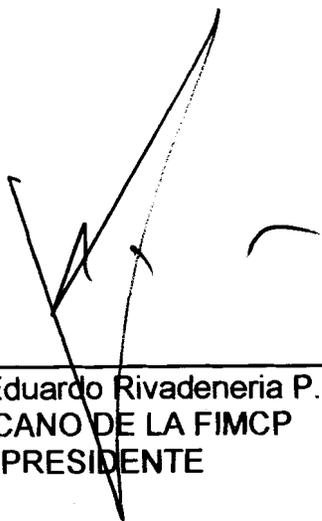
A mi Madre, mi pilar, la mujer más importante de mi vida, gracias por enseñarme a luchar aunque todo este en contra.

A mi abuelo Carlos y mi abuela Carmen, los ángeles que me han cuidado toda mi vida.

Los amo con toda mi alma, va por ustedes.



TRIBUNAL DE GRADUACIÓN



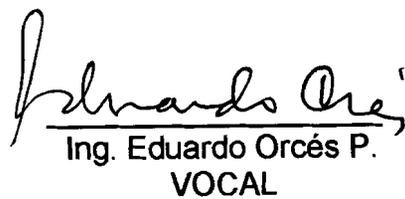
Ing. Eduardo Rivadeneria P.
DECANO DE LA FIMCP
PRESIDENTE



Ing. Alfredo Torres G.
DIRECTOR DE TESIS



Ing. Manuel Helguero G.
VOCAL

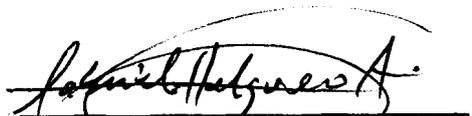


Ing. Eduardo Orcés P.
VOCAL

DECLARACIÓN EXPRESA

“La responsabilidad del contenido de esta Tesis de Grado, me corresponden exclusivamente; y el patrimonio intelectual de la misma a la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”

(Reglamento de Graduación de la ESPOL)


Carlos Gabriel Helguero Alcívar

RESUMEN

En los campos de extracción de la Península de Santa Elena, concretamente, los campos de extracción de Ancón, se utilizó durante mucho tiempo sistemas de extracción de petróleo mecánicos en los que se colocaba una máquina de balancín en los pozos para la explotación de los mismos. Actualmente estos pozos tienen mucha antigüedad por lo que se ha procedido a utilizar técnicas de extracción especiales, como el llamado achique del pozo, pistoneo o "suaveo", además la cantidad de años en que estos pozos han venido siendo explotados hace que ya no sea justificable dejar un balancín trε bajando en cada pozo.

Por esta razón la concesionaria de estos campos de extracción se ve en la necesidad de trabajar con unidades transportables, es decir, montadas en camiones, los cuales se trasladarán, gracias a una ruta especificada, de pozo en pozo explotándolo. Esto además elimina la construcción de una red de tuberías que conecte a todos los pozos con un reservorio ya que cada camión está acompañada de un camión cisterna que recoge el producto extraído para su posterior almacenamiento. Las unidades que la concesionaria había adquirido en primera instancia se encuentran ya en desuso, muchas de ellas presentan

innumerables problemas de mantenimiento y algunas otras ya han sobrepasado su tiempo de vida útil.

El objetivo de esta tesis apunta a realizar un diseño óptimo de nuevas unidades para la explotación de estos campos, las cuales permitirían en primera instancia, eliminar los problemas de las unidades ya existentes. Estas deberán ser diseñadas para tener la menor contaminación posible, refiriéndonos en este caso, tanto a los derrames de petróleo que pudieran ocurrir, como a los altos niveles de contaminación por ruido que tienen las unidades actuales.

Para lograr este objetivo se identificaron los problemas de las unidades anteriores y se rediseñó el sistema para obtener unidades más eficientes y ecológicas. Además se juntaron nuevos requerimientos del cliente. Esto nos llevó a investigar en el mercado cuales eran las alternativas de solución más adecuadas según mejoramos el diseño de las unidades anteriores y cumplamos con las necesidades tanto del cliente como de los mismos pozos de extracción, refiriéndonos con esto a las condiciones geográficas de estos campos.

Con esta metodología esperamos en primer lugar, optimizar el sistema de explotación utilizado actualmente por medio de nuevas unidades totalmente rediseñadas, cumplir con los requerimientos del cliente y ofrecer un sistema enmarcado en un ambiente ecológico.

INDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN.....	II
ÍNDICE GENERAL.....	III
ABREVIATURAS.....	IV
SIMBOLOGÍA.....	V
INDICE DE FIGURAS.....	VI
INDICE DE TABLAS.....	VII
INDICE DE PLANOS.....	VIII
INTRODUCCIÓN.....	1

CAPÍTULO 1

1. SISTEMAS PARA EXTRACCIÓN O LEVANTAMIENTO DE PETRÓLEO.....	3
1.1 Sistemas naturales de empuje de petróleo hacia la superficie.....	3
1.1.1 Empuje de gas disuelto.....	5
1.1.2 Empuje de la capa de gas.....	6
1.1.3 Empuje de gas.....	7
1.2 Sistemas artificiales de empuje de petróleo hacia la superficie.....	9

1.2.1 Levantamiento mecánico.....	9
1.2.2 Bombeo neumático.....	12
1.2.3 Bombeo hidráulico.....	17
1.2.4 Bombeo electrocentrífugo sumergible.....	21
1.3 Achique del pozo.....	25

CAPITULO 2

2. DISEÑO DE FORMA.....	31
2.1 Partes constitutivas necesarias para la operación.....	31
2.1.1 Plataforma.....	35
2.1.2 Techo.....	36
2.1.3 Sistema de pivoteo del brazo giratorio.....	38
2.1.4 Brazo giratorio.....	39
2.1.5 Tanque de almacenamiento.....	41
2.1.6 Malacate y motor hidráulico.....	43
2.1.7 Poleas.....	44
2.2 Análisis del vehículo en el cual se colocarán los equipos.....	45
2.3 Distribución física de los equipos en el camión.....	46
2.4 Alternativas de solución y selección del diseño óptimo.....	49
2.4.1 Selección del motor.....	49
2.4.2 Selección del diseño del brazo giratorio.....	52

CAPITULO 3

3. DISEÑO DE LAS PARTES CONSTITUTIVAS.....	55
3.1 Selección del cable.....	55
3.2 Diseño de las poleas.....	62
3.3 Diseño del brazo giratorio.....	89
3.4 Diseño del árbol para pivoteo del brazo giratorio.....	105
3.5 Diseño del tanque de almacenamiento.....	117
3.6 Otros elementos: plataforma y techo.....	122

CAPITULO 4

4. DISEÑO DEL SISTEMA HIDRÁULICO.....	132
4.1 Determinación de parámetros y selección del diseño óptimo....	132
4.2 Cálculo y selección de la bomba.....	139
4.3 Selección del malacate.....	153

CAPITULO 5

5. ANÁLISIS DE COSTOS.....	158
----------------------------	-----

CAPITULO 6

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	163
--	-----

APÉNDICES

BIBLIOGRAFÍA

ABREVIATURAS

m	metro
m ²	metro cuadrado
m ³	metro cúbico
cm	centímetro
cm ⁴	centímetro a la cuarta
mm	milímetro
mm ²	milímetro cuadrado
in	pulgada
in ⁴	pulgada a la cuarta
N	Newton
N.m	Newton por metro
kN	Kilo Newton
kN/m ²	Kilo Newton – metro cuadrado
Kg	Kilogramo
Kg/m	Kilogramo – metro
Kg/m ³	Kilogramo – metro cúbico
Kg/mm ²	Kilogramo – milímetro cuadrado
Pa	Pascal
MPa	Mega Pascal
GPa	Giga Pascal
Bar	Bar
Psi	libras - pulgadas al cuadrado
m/min	metro – minuto
m/seg.	metro – segundo

m^2/seg	metro cuadrado - segundo
m^3/seg	metro cúbico – segundo
m/seg^2	metro – segundo al cuadrado
$^{\circ}\text{C}$	grados Centígrados
gpm	galones por minuto
Kg/l	Kilogramos – litro
Lbm/pie ³	Libra masa – pie cúbico
cm^3/rev	centímetro cúbico – revolución
W	Vatios
cSt	centi Stoke
dB	decibel
RPM	Revoluciones por minuto
I.V.A.	Impuesto al valor agregado.

SIMBOLOGÍA

A	Área
V	Volumen
D	Diámetro
r	radio
h	Altura
π	Pi
W	Peso
ρ	Densidad
g	Gravedad
m	Masa
F	Fuerza
σ	Esfuerzo Normal
τ	Esfuerzo de corte
L	Longitud
Re	Número de Reynolds
μ	Viscosidad
M	Momento
η	Eficiencia
n	Factor de seguridad
I	Segundo momento de inercia
J	Segundo momento polar de inercia
G	Centro de gravedad
Q	Caudal
P	Presión
ΔP	Caída de presión
\$	Dólares americanos
f	factor de fricción
E	módulo de elasticidad

v velocidad
T Torque
S_u Resistencia última
S_y Resistencia de fluencia o resistencia de punto cedente

ÍNDICE DE FIGURAS

	Pag.
Figura 1.1 Empuje por gas disuelto.....	6
Figura 1.2 Empuje por capa de gas.....	7
Figura 1.3 Empuje por agua.....	8
Figura 1.4 Bomba de subsuelo.....	10
Figura 1.5 Equipo de bombeo superficial.....	11
Figura 1.6 Flujo continuo.....	14
Figura 1.7 Flujo intermitente.....	15
Figura 1.8 Válvula de Nitrógeno con resorte.....	16
Figura 1.9 Bombeo Electrocentrífugo.....	23
Figura 1.10 Copas y Portacopas.....	26
Figura 2.1 Diagrama de conjunto.....	32
Figura 3.1 Polea superior.....	64
Figura 3.2 Brazo Giratorio.....	94
Figura 3.3 Extensión del brazo giratorio.....	94
Figura 3.4 Apoyo posterior del brazo.....	95
Figura 3.5 Acople de unión entre brazo giratorio y eje de pivoteo.....	98
Figura 3.6 Diagrama de configuración de soldadura 1.....	98
Figura 3.7 Diagrama de configuración de soldadura 2.....	103
Figura 3.8 Perfil del cuerpo exterior del brazo giratorio.....	107
Figura 3.9 Perfil del cuerpo interior del brazo giratorio.....	108
Figura 3.10 Árbol del brazo giratorio.....	112
Figura 3.11 Diagrama de cuerpo libre del brazo giratorio.....	114
Figura 3.12 Cálculo de distancias perpendiculares 1.....	115
Figura 3.13 Cálculo de distancias perpendiculares 2.....	115
Figura 3.14 Medidas del tanque de almacenamiento.....	118
Figura 3.15 Soportes de tanque de almacenamiento en plataforma.....	123
Figura 3.16 Soportes de sistema de pivoteo de brazo giratorio.....	124
Figura 3.17 Cubierta en plancha antideslizante.....	124
Figura 3.18 Ubicación de placas de sujeción.....	125
Figura 3.19 Medidas de placas de sujeción.....	125
Figura 3.20 Vista superior del techo.....	128

Figura 3.21 Apoyo frontal del techo.....	129
Figura 3.22 Diagrama del techo.....	130
Figura 4.1 Gráfica de la bomba.....	141
Figura 4.2 Layout del ariete de elevación.....	143

ÍNDICE DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1.1	Matriz de decisión para el motor.....50
Tabla 1.2	Matriz de decisión para el brazo giratorio.....52
Tabla 3.1	Matriz de decisión según el tipo de construcción.....59
Tabla 3.2	Matriz de decisión según el tipo de alma.....60
Tabla 3.3	Matriz de decisión según el tipo de torzal.....60
Tabla 3.4	Matriz de decisión según el tipo de acero.....62
Tabla 4.1	Características técnicas del aceite.....139
Tabla 4.2	Capacidad del malacate.....156
Tabla 5.1	Costos de materiales.....159
Tabla 5.2	Costos de mano de obra.....160
Tabla 5.3	Costos de maquinaria.....160
Tabla 5.4	Costos del sistema hidráulico.....161
Tabla 5.5	Costos del malacate.....162

INDICE DE PLANOS

Plano 1	Conjunto
Plano 2	Soporte posterior del brazo giratorio
Plano 3	Tanque de almacenamiento
Plano 4	Techo
Plano 5	Apoyos posteriores
Plano 6	Polea superior
Plano 7	Polea inferior
Plano 8	Brazo giratorio
Plano 9	Plataforma
Plano 10	Eje de pivoteo de brazo giratorio
Plano 11	Malacate y motor hidráulico
Plano 12	Circuito Hidráulico
Plano 13	Ariete de elevación
Plano 14	Arietes posteriores
Plano 15	Ariete de extensión del brazo giratorio

INTRODUCCIÓN

La presente tesis trata acerca del Diseño de un Sistema de Extracción de Petróleo acoplado a un Camión, el diseño de un sistema de este tipo surge de la necesidad de optimizar el sistema de extracción de petróleo utilizado en los campos de Ancón, en donde, se utilizaba hasta hace poco, unidades obsoletas que habrían sobrepasado ya su tiempo de vida útil.

Con esta tesis se pretende entonces, encontrar las falencias de las unidades anteriores, reunir los requerimientos de los operadores de las unidades y diseñar un sistema nuevo que sea más eficiente y que sea amigable al medio ambiente en donde estas unidades se van a desarrollar. Una vez identificados todos los problemas, el siguiente paso será, encontrar y diseñar las soluciones que nos brinden un equilibrio entre lo económico y lo eficiente, ambas características que el cliente busca.

Se pretenderá además demostrar que se puede realizar un buen diseño que cumpla con las características requeridas en nuestro país, ya que en el campo petrolero por lo general se elige lo extranjero.

Empezaremos estilizando un diseño de forma con todos los requerimientos y a partir de estos se empezará a diseñar utilizando las teorías básicas de Goodman y Von Misses en la mayoría de los casos, sin embargo, se especificarán las fuentes cuando esto no se de. Se realizará también

selección de ciertos elementos del sistema, como por ejemplo el malacate y los rodamientos.

A lo largo del desarrollo de la tesis se eligió dejar de lado ciertos diseños como el de la plataforma y el techo de la unidad, ya que debido a su grado de dificultad representarían por sí solas materia de una nueva tesis. En estos casos se especificó el diseño con el que fueron construido, el cual se encuentra en este momento en operación sin problemas de fallas de ningún tipo.

Para algunos otros diseños se realizaron ciertas asunciones válidas, especialmente al tratarse el sistema hidráulico.

Con esta metodología se espera llegar a una alternativa sólida y atractiva para el cliente en el que el objetivo principal sea mejorar su sistema de extracción de petróleo.



CAPÍTULO 1

1. SISTEMAS PARA EXTRACCIÓN (LEVANTAMIENTO) DE PETRÓLEO

1.1 Sistemas naturales de empuje de petróleo hacia la superficie

El petróleo ocurre en estratos de rocas, las cuales son tan sólidas como la piedra caliza o arenisca que se utilizan en la construcción de un edificio. Las rocas que contienen petróleo son conocidas como arenas petrolíferas. El petróleo yace en los poros pequeños de estas rocas, de la misma manera que la piedra de la fachada de un edificio puede ser saturada con agua después de una intensa lluvia.

El agua y el gas se mueven a través de las rocas con mayor facilidad que el petróleo, esto hace que si de repente se disminuyera la presión en el fondo del pozo, dejando que el petróleo salga ligero, el gas en el yacimiento bajará desde la parte superior y el agua ascenderá desde la inferior antes que el petróleo pueda mover parejo de los dos lados. El agua en vez de presionar uniformemente todo el fondo del yacimiento puede subir en forma de cono directamente debajo del pozo, esto es lo que se llama conificación de agua; si esto ocurriera, el agua puede pasar y sellar una gran área de formación productiva. El pozo prontamente producirá más gas y agua que petróleo, y grandes cantidades de éste último se perderían.

En los primeros días de la industria petrolera, estos factores de presiones e impulsos en los yacimientos, no eran muy bien comprendidos y permitían que los pozos nuevos produjeran a capacidad máxima hasta que la presión natural fuera totalmente usada y podían entonces bombear el pozo. En la actualidad se tiene mucho cuidado para evitar producción excesiva de un pozo, lo cual es muy perjudicial. Lo que se trata es de controlare la producción del pozo para que éste fluya el mayor tiempo posible utilizando su flujo natural y a una tasa de producción permisible, de manera que el drenaje del pozo en sus alrededores sea uniforme y no queden en el interior del yacimiento residuos irrecuperables de petróleo. Esto se consigue por medio de un válvula estranguladora en el tope o en el fondo del pozo; así, el agua

debajo del petróleo y el gas sobre, presionan uniformemente sobre toda la capa de petróleo y éste fluye desde los lados del yacimiento hacia el pozo. La importancia de este estrangulador en la superficie es tal, que hoy en día existen varios métodos computarizados de diseño, en base a varios parámetros, para determinar el tamaño del orificio de los mencionados estranguladores.

Las fuerzas que mueven el petróleo a través de las rocas subterráneas son conocidas como sistemas o mecanismo de empuje o impulsión, y se conocen tres tipos principales.

1.1.1 Empuje del gas disuelto

En condiciones vírgenes, en este tipo de yacimientos, se consideran totalmente disueltos el gas y el petróleo, sin capa de gas libre arriba y sin entrada efectiva de agua abajo, puesto que está aislado en un depósito de rocas impermeables. La producción de petróleo y gas se fundamenta en la diferencia de presión existente entre la superficie y el yacimiento, circunstancia por la cual el gas en solución tiende a expandirse o liberarse formando inicialmente burbujas estáticas separadas que luego se juntan constituyendo una fase continua a través de la formación hasta el pozo. En ese momento el flujo de gas comienza, avanzando hacia la superficie arrastrando consigo el



petróleo. El recobro de petróleo es bajo con este mecanismo de empuje, se estima entre 10% y 30% del volumen de petróleo original en el lugar.

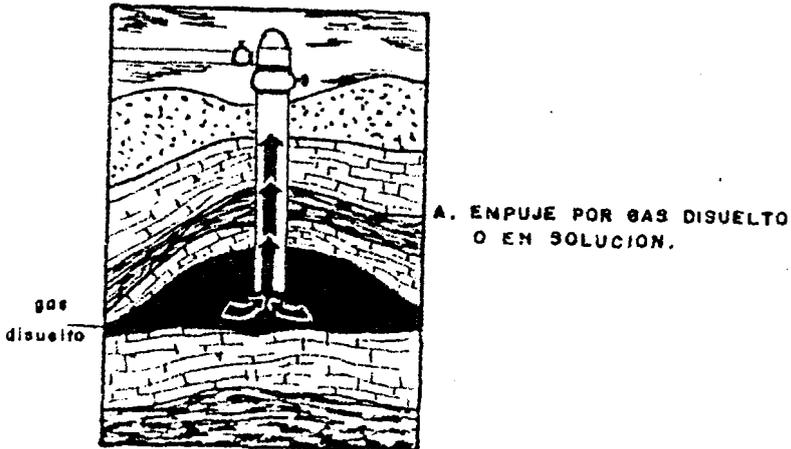


FIGURA 1.1 EMPUJE POR GAS DISUELTO

1.1.2 Empuje de la capa de gas

Este mecanismo se presenta cuando el petróleo contiene más materiales livianos (gases) que los que puede recibir en solución bajo las condiciones existentes de presión y temperatura; los cuales burbujan hasta el tope y se liberan de la solución para formar la capa de gas. La producción de petróleo y gas se fundamenta en que esta capa expansiva de gas excesivo se convierte en una fuente de energía junto con aquella que queda disuelta en el petróleo, actuando como un pistón para desplazar y levantar el fluido a la superficie. Los recobros obtenidos con este mecanismo de empuje se estiman entre 20% y 60% del volumen de petróleo original del lugar.

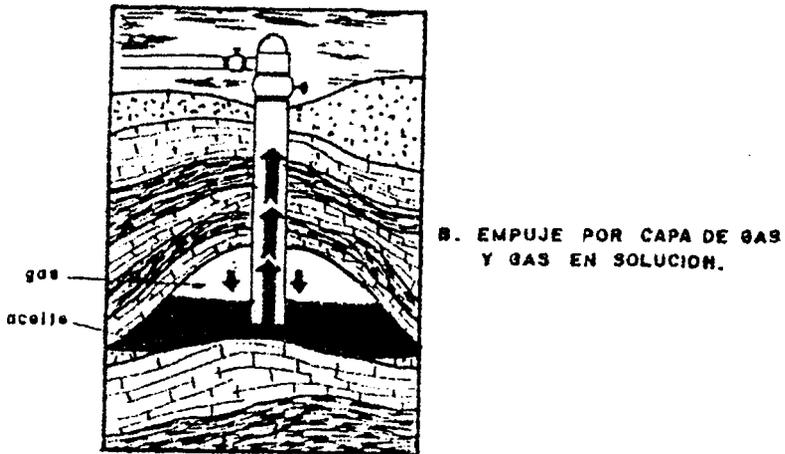


FIGURA 1.2 EMPUJE POR CAPA DE GAS

1.1.3 Empuje de agua

Este tipo de mecanismo se manifiesta cuando el agua que se encontraba comprimida o el agua que está reemplazando activamente en el fondo del yacimiento, aumenta su volumen en una proporción semejante al volumen de petróleo y gas que se produce desde la parte superior del mismo. De esta manera, la producción de petróleo y gas se fundamenta en el empuje efectivo que tiene el agua hacia arriba. Los recobros obtenidos por este mecanismo de empuje se consideran entre 50% y 70% del volumen de petróleo original en el lugar.

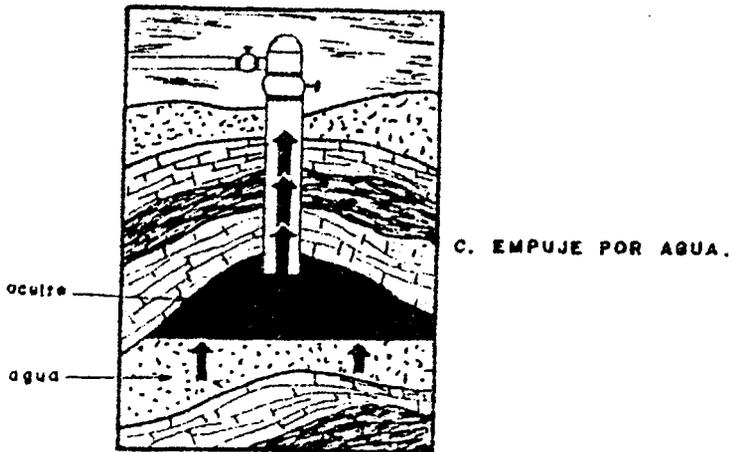


FIGURA 1.3 EMPUJE POR AGUA

En muchos yacimientos, varios mecanismos de empuje pueden funcionar simultáneamente, pero generalmente solo uno o dos predominan. Más tarde, durante la vida productiva de un yacimiento, cuando su presión se haya agotado en gran extensión, puede inyectarse agua o gas, como fluidos desplazantes, en pozos seleccionados, para desplazar y aumentar la recuperación de petróleo a otros pozos. Tales procedimientos se denominan comúnmente recuperación secundaria o mejorada.

Cuando un nuevo campo petrolífero es descubierto, es preocupación de Ingeniería de Petróleos tratar de saber tan pronto como sea posible cual de éstos mecanismos de empuje o que combinación de ellos proveerá la energía para mover el petróleo hacia los pozos. La información provista por geólogos y geofísicos puede proporcionar indicios del tipo de empuje que será encontrado, antes que el pozo haya sido perforado.

1.2 Sistemas artificiales de empuje de petróleo hacia la superficie

1.2.1 Levantamiento Mecánico

Este tipo de sistema de producción es el más antiguo de todos. En la etapa final de producción de un yacimiento normalmente se aplica el bombeo mecánico. El hecho de la numerosa aplicación de este sistema ha dado lugar a que sea ampliamente estudiado y que sus equipos, materiales de construcción sean de la más alta tecnología. En Ecuador este sistema está ampliamente difundido en los campos petroleros de la Península, exclusivamente.

Los componentes principales de este sistema de levantamiento, en orden secuencial de importancia desde el fondo hasta la superficie, son los siguientes:

1.- Bomba de Subsuelo.- en la figura se establecen los elementos de la bomba y en particular el viaje hacia arriba y hacia debajo de ella. La función de la bomba consiste en admitir fluido de la formación y levantarlo, posteriormente hasta la superficie.

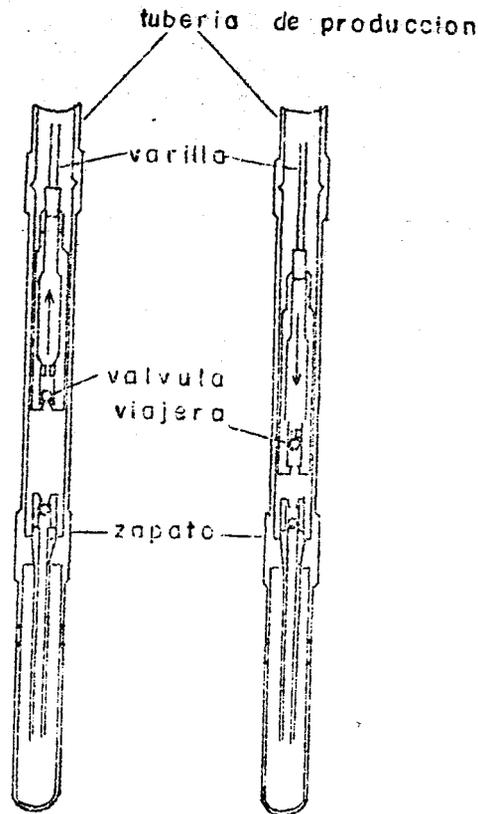


FIGURA 1.4 BOMBA DE SUBSUELO

2.- Varilla de transmisión de succión.- la energía proporcionada por el equipo superficial a la bomba de subsuelo se transmite por medio de un conjunto de varillas de acero unidas entre sí en forma de telescopio, las de mayor diámetro se ubican en la parte superior ya que allí se encontrará la mayor tensión debido a que soportan el peso de todas las varillas. Un adecuado diseño de varillas de transmisión representará una disminución sustancial en el costo de este sistema.

3.- Equipo de bombeo superficial.- en la figura se representa en forma esquemática una instalación de bombeo mecánico relevando los elementos

mecánicos sobresalientes de ella. La función del equipo superficial es el de transferir la energía del motor primario a las varillas de transmisión, es decir, cambiar el movimiento rotatorio del motor primario a un movimiento recíprocante para las varillas.

Las dimensiones del equipo son en función de la profundidad del pozo, del volumen de petróleo que se desea producir y de las condiciones del yacimiento.

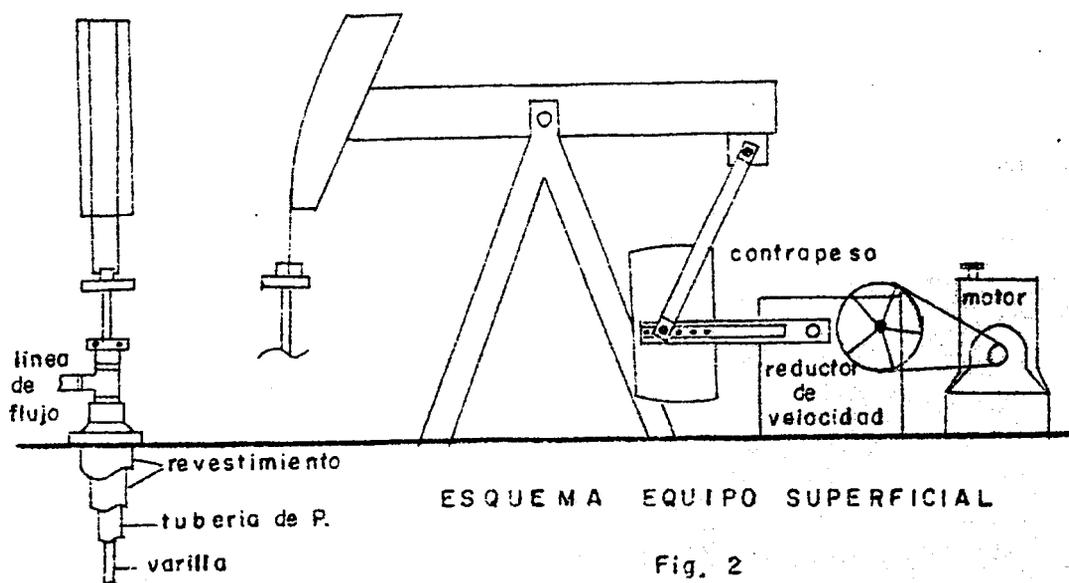


FIGURA 1.5 EQUIPO DE BOMBEO SUPERFICIAL

4.- Motor primario.- la función del motor primario es generar energía mecánica para transmitir al equipo de bombeo y posteriormente a la bomba para poder levantar fluido. La potencia que debe tener este motor depende de las tasas de producción que se desean obtener.

Este tipo de levantamiento artificial tiene su fundamento en el principio básico de disminuir la densidad del aceite que se encuentra en la tubería de producción al disolver el gas en el líquido existente, es decir, aumenta la relación gas – líquido.

Los pozos en que se puede aplicar este sistema, pueden tener altos y bajos índices de productividad con altas o bajas presiones de fondo, que cuantificando numéricamente la condición cualitativa enunciada se tiene: altos índices de productividad se denominan cuando su valor es mayor a 1 y altas presiones de fondo cuando ellas son mayores a la presión que se tiene de una columna de fluido en donde se considera el 70% de la profundidad del pozo, de lo contrario lleva el prefijo de bajos. Se puede concluir que la aplicación del bombeo neumático es muy amplia y comparada con los demás métodos de levantamiento presenta muchas ventajas, de allí que en lo posible se debe analizar siempre la conveniencia de aplicar este método.

El levantamiento artificial por inyección de gas a la tubería de producción es la práctica común, aunque se puede realizar la inyección por el espacio anular, estos procedimientos se los puede realizar de dos formas:

1.- Flujo Continuo.- existe una inyección continua de gas por las válvulas de inyección, como se observa en la figura.

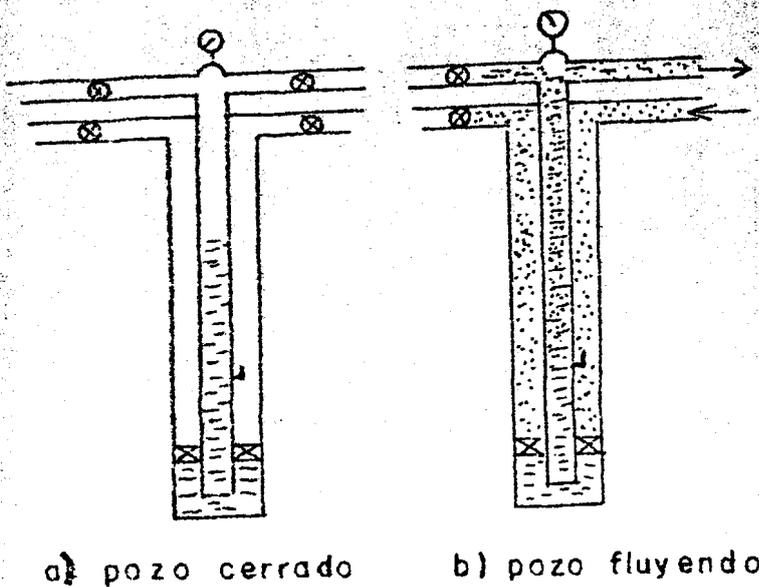


FIGURA 1.6 FLUJO CONTINUO

2.- Flujo Intermitente.- la inyección de gas en este método es instantánea y a grandes volúmenes para un período muy corto de tiempo, dando origen que en la tubería de producción viaje hacia la superficie una cantidad de gas llevando consigo fluido de formación que es impulsado en el trayecto por el resto de válvulas colocadas una más arriba que la otra como lo muestra la figura. Debido a la amplia aplicación y al hecho de que el bombeo neumático usa válvulas especiales en su diseño, las compañías que elaboran estas válvulas y especialmente los grupos de investigación han dado un impulso sustancial en los distintos métodos de diseño de válvulas y del espaciamiento entre ellas para ser localizadas en la tubería de producción.

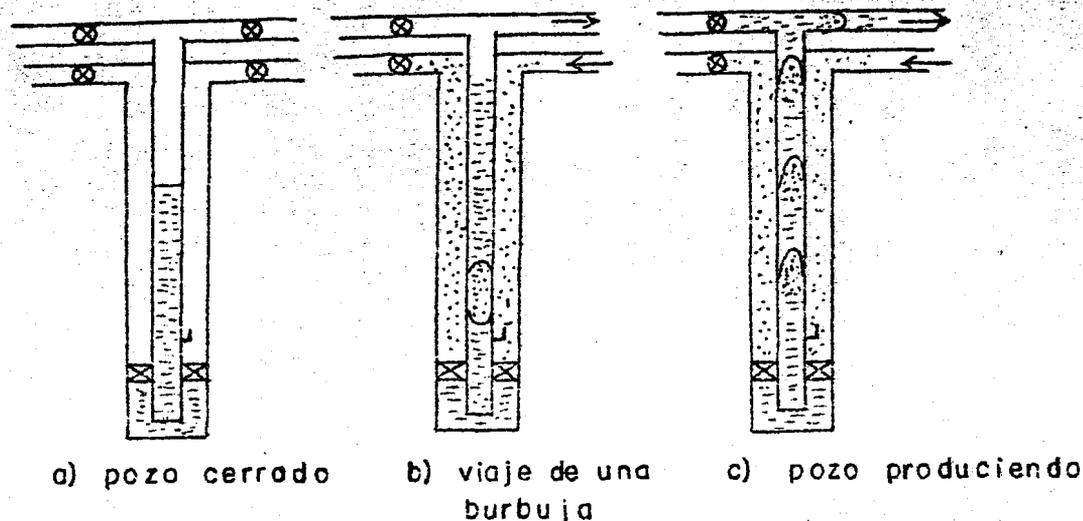


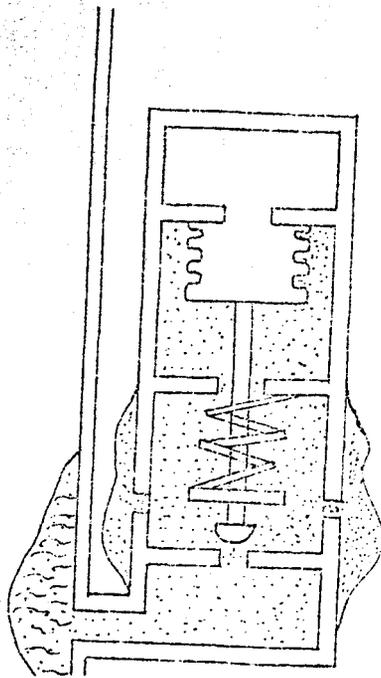
FIGURA 1.7 FLUJO INTERMITENTE

Los componentes principales de este sistema en la superficie son: líneas de gas, control de inyección, compresores. En el subsuelo: tubería de producción, obturadores (mandriles), y válvulas.

Es necesario anotar que las características de un pozo productor con bombeo neumático es el resultado de combinar las características del pozo y las del equipo, entre las cuales anotamos: presiones de fondo, índice de productividad, relación gas - petróleo, porcentaje de agua producido, diámetros de la tubería de producción y revestimiento, profundidad del pozo y esencialmente el mecanismo de empuje en el yacimiento.

Las características del equipo se refiere al espaciamento y presión de operación de las válvulas, ya que son ellas las que permiten el paso del gas

a la tubería de producción. En la siguiente figura se muestra un esquema de una válvula con resorte.



**FIGURA 1.8 VÁLVULA DE NITRÓGENO
CON RESORTE**

El diseño de un sistema de bombeo neumático consiste en: determinar el tipo de válvula, calcular el espaciado entre válvulas y la presión de operación de cada una, la presión de inyección y estimar los requerimientos de gas.

Las principales ventajas del bombeo neumático son: su flexibilidad, permite que prácticamente se ajuste a cualquier tasa de flujo y profundidad, tiene una sola unidad de control que puede estar localizada distante del pozo, se puede convertir de flujo continuo a flujo intermitente con relativa facilidad, es práctica la reparación con unidades de línea de acero, no presenta dificultad para pozos desviados y tiene buena aplicación costa afuera.

Entre las desventajas de este sistema están: es ineficiente para campos pequeños o en pozos individuales, debido a los requerimientos de los equipos de compresión, el gas del levantamiento no es siempre disponible, tiene problemas de condensado en las líneas, no es eficiente para pozos profundos y yacimientos repletados, finalmente cuando se manejen altas presiones en las líneas de gas se prestará mucha atención a la seguridad.

1.2.3 Bombeo hidráulico

En la última década se ha desarrollado un nuevo sistema de levantamiento artificial que sus características y principio que le gobiernan son los de la hidráulica clásica, es decir, aprovecha la energía del fluido motriz para transmitir al fluido de producción y de esta manera obtener petróleo en la superficie. El bombeo hidráulico se clasifica en dos tipos: Pistón y Jet, la diferencia entre los dos se debe a las características de la unidad de bombeo. De allí que sea conveniente describir los elementos más relevantes de este sistema:

Los componentes principales de este sistema son:

1.- Sistema de fluido motriz, existen dos tipos:

- a) Sistema de fluido motriz cerrado (FMC).- El fluido de superficie y de profundidad se mantienen separados en



circuito cerrado, es decir, el fluido motriz y el producido no se mezclan.

b) Sistema de fluido motriz abierto (FMA).- El fluido motriz se mezcla con el fluido de producción a la profundidad de la formación.

2.- Unidades.- es un conjunto de instalaciones adyacentes al pozo, realiza las funciones que normalmente se efectúan en una planta central. Los componentes básicos son: un separador gas – líquido, separadores centrífugos para sacar los sólidos del fluido motriz y una bomba de superficie.

3.- Bombas de superficie.- están diseñadas especialmente para servicio de fluido motriz, usualmente utiliza émbolos, camisas metal – metal y válvulas tipo bola para petróleo limpio a alta presión. Para agua suele usarse émbolos y camisas empaquetadas, válvulas de disco. Las líneas de descarga de las válvulas de alivio y control de contrapresión deben conectarse a una línea independiente de retorno al tanque.

4.- Bombeo de gas.- las instalaciones de más bajo costo son las que no ventean gas, pero no son factibles en pozos que tienen una baja presión de fondo y una alta relación gas – petróleo.

El venteo de gas de las instalaciones se convierte en una necesidad cuando la relación gas – petróleo es mayor a 50 scf/Bls y la presión de fondo fluyente es menor de 400 LPC.

5.- Cabezal del pozo.- un cabezal debe cumplir las siguientes funciones:

- a) Dirigir el fluido motriz hacia abajo para operar la bomba.
- b) Dirigir el fluido motriz hacia el conducto adecuado para levantar la bomba
- c) Cerrar la línea de fluido motriz y proveer un medio para liberar la presión de la tubería de producción.
- d) Disponer de un dispositivo de seguridad para evitar que la alta presión sea aplicada accidentalmente a la tubería de revestimiento.

6.- Tubería de producción.- Dado que el sistema de flujo motriz abierto (FMA) es el más utilizado se presenta las disposiciones características de este sistema.

- a) Libre y paralelo.- la unidad de bombeo en esta disposición es asentada por el fluido motriz conducido por la tubería de producción. El petróleo producido más el fluido motriz circulan a través de una tubería paralela y se ventea gas por el espacio anular.
- b) Libre acoplada a la tubería de revestimiento.- es una disposición similar a la anterior para la producción más el fluido motriz no circula por una tubería paralela sino a través del espacio anular, el gas es producido junto con el petróleo. Dado que el sistema de fluido motriz cerrado no es de amplio uso en la industria petrolera por su alto costo no se presentará una reseña de sus disposiciones de tubería de producción.

Para proceder al diseño de un sistema de bombeo hidráulico son necesarios los siguientes datos característicos:

1. Profundidad total (perforaciones)
2. Tasa de flujo (nivel de fluido)
3. Diámetros de tubería de producción y revestimiento.
4. Propiedades del fluido.
5. Condiciones de presión de fondo del yacimiento.

Entre las principales ventajas del sistema de bombeo hidráulico TIPO PISTÓN, tenemos que no tiene límite de profundidad y puede levantar grandes volúmenes de fluido a varias tasas, en pozos desviados presenta problemas mínimos, puede usar gas o electricidad como fuente de poder, fácil instalación de la bomba y aplicables a completaciones múltiples, y a operación costa afuera. Las desventajas de este sistema son: la producción alta de sólidos es problemática siendo menos para las bombas Jet, los costos de operación y las instalaciones con venteo de gas son más altos.

Además de todas las ventajas del bombeo hidráulico Pistón el bombeo tipo Jet no tiene partes móviles lo que significa que no necesita lubricación, las unidades son más durables y más económicas, puede manejar alta relación gas petróleo, son tolerantes a la corrosión y la abrasión.

Su principal desventaja es que su eficiencia no es mayor del 45% y los cuidados que se debe tener al manejar las presiones altas.

1.2.4 Bombeo electro centrífugo sumergible.

El bombeo electro centrífugo sumergible se ha convertido en un método común para levantar grandes volúmenes de fluido que pueden alcanzar los 20.000 B/d en pozos de hasta 12.000 pies, siendo la electricidad la energía utilizada por este método, es necesario establecer todos los aspectos que implica esta necesidad, en la práctica es este factor el más importante para considerar o no la implementación de este sistema de levantamiento artificial.

En el país se ha tomado como alternativa para aprovechar el gas asociado en los campos petrolíferos, al implementar turbogeneradores eléctricos que consumen este recurso. Cuando se dispone de una red eléctrica pública cercana al campo la instalación de este sistema es rápido y las inversiones iniciales son apreciablemente menores, caso contrario implica mayor inversión y además la utilización de una tecnología adecuada al sistema, por lo tanto la diversificación del personal técnico para instalar y operar el sistema.

Los componentes principales para un sistema de bombeo electro centrífugo son los siguientes:

Equipo de superficie:

- Transformador trifásico
- Panel de control
- Caja de empalme
- Cabezal del pozo
- Cable de alta tensión

Equipo de fondo (subsuelo):

- Sensor de presión y temperatura
- Motor trifásico
- Separador de gas
- Bombas
- Cables
- Válvulas de retención.

La siguiente figura indica la forma en que comúnmente se dispone una unidad de bombeo de este tipo.

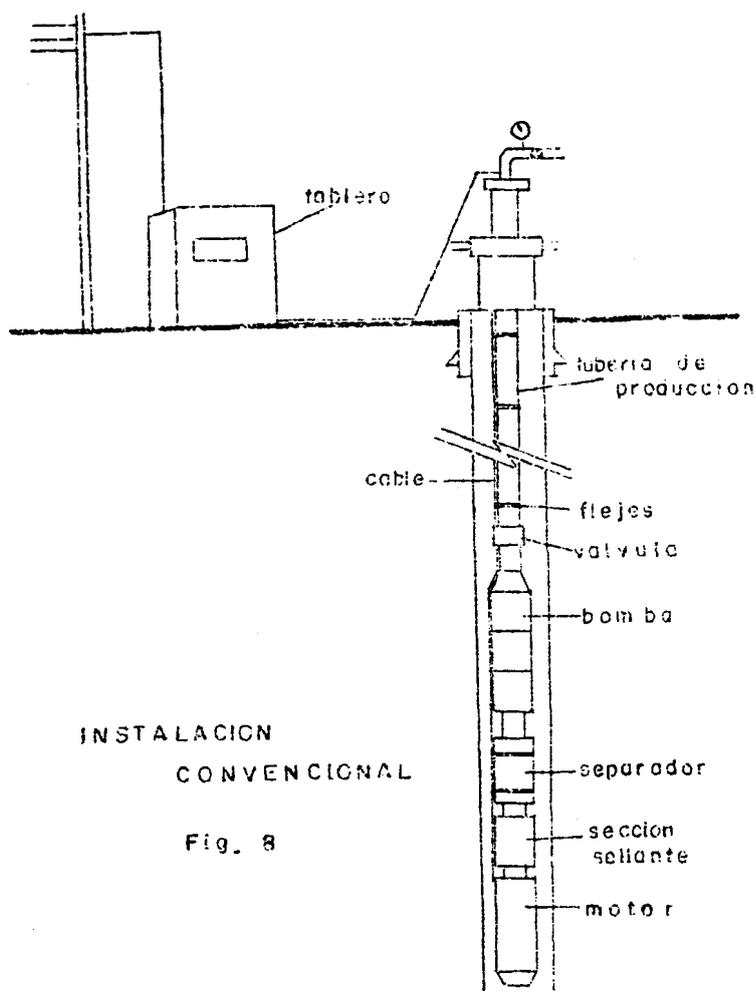


FIGURA 1.9 BOMBEO ELECTROSUMERGIBLE

El motor eléctrico se encuentra en la parte inferior del aparato y recibe a través de un cable eléctrico la energía proveniente de una fuente ubicada en la superficie. El protector o sección sellante está localizado arriba del motor y es utilizado para prevenir que los fluidos del pozo entren en el, esta ensamblado herméticamente tanto al motor como a la bomba o al separador de gas si este es necesario para ventear el gas en la instalación, en su

interior existe un eje cuya función es transmitir el movimiento del motor a la bomba y al separador de gas.

Los datos característicos necesarios de un pozo para el diseño de bombeo electro centrífugo son:

1. Profundidad total (perforaciones)
2. Tasa de flujo.
3. Diámetros de tubería de producción y revestimiento.
4. Presiones de fondo del pozo.
5. Propiedades del fluido.



Los datos obtenidos a partir del diseño de bombeo electro centrífugo son:

1. Tipo y tamaño de bomba
2. Tamaño del motor
3. Profundidad de asentamiento de la bomba
4. Presión de admisión

Este sistema ofrece las siguientes ventajas: produce altos volúmenes de petróleo, es sencillo de operar, no presenta problemas en pozos desviados aplicable en operaciones costa afuera y sus costos son relativamente bajos para altos volúmenes de producción.

Las desventajas son: la profundidad, la temperatura y calidad de fluido son limitantes para la instalación de este sistema, ya que esto causa incremento en la potencia del motor de superficie y el cable tenga recubrimiento especial lo involucra incremento en la inversión, carece de flexibilidad en la tasa de producción, lo limita el tamaño del revestimiento, y mayor pérdidas de tiempo y producción cuando tiene problemas su unidad de fondo.

1.3 Achique del pozo (pistoneo o “suaveo”)

Puesto que los pozos de los campos de la península ya tienen varios años de haber sido descubiertos, y por consiguiente, explotados, son pozos que no fluyen naturalmente. En estos casos es necesario recurrir a uno de los métodos más antiguos y más usados para estimular un pozo, el cual es por medio del achique, llamado también de “swab” o de pistoneo. Se baja el achicador o copas del swab desde la superficie, libremente a través de la tubería de producción como se muestra en la figura, hasta que llegue el nivel del fluido.

La profundidad a la que se sumerge el achicador antes de elevarse se determina por la cantidad y peso de fluido que puede sacarse convenientemente en la tubería por medio de la fuerza del malacate.

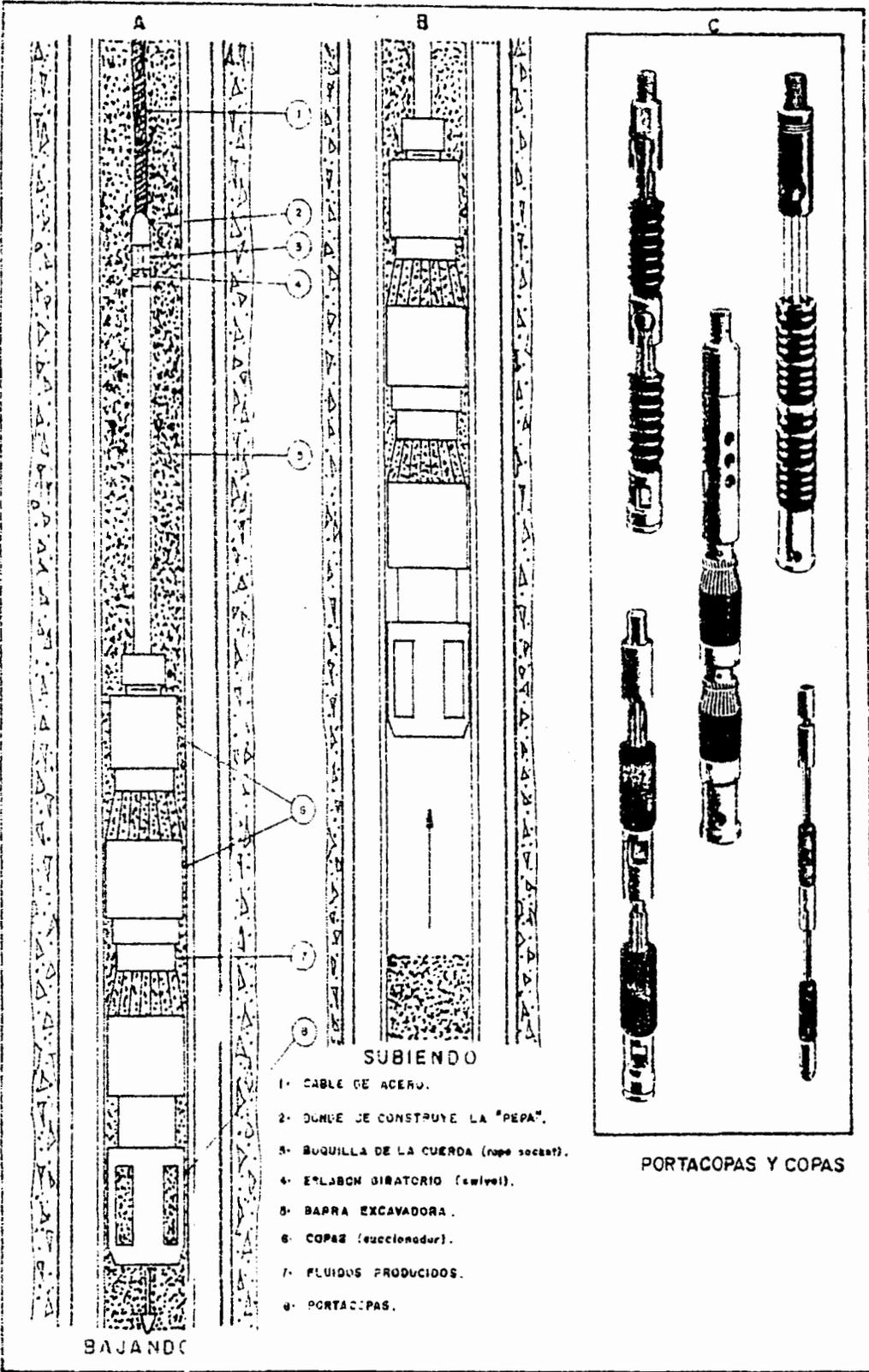


FIGURA 1.10 COPAS Y PORTACOPAS



Dependiendo del tipo de fluido en el pozo, tipo de equipo de pistoneo empleado y condiciones de la línea de alambre, las cargas del fluido pistoneado (bajo el nivel del fluido) no deben ser de más de 8897 N. Esto sería cerca de 366 m en tubería de 60 mm de diámetro, 244 m en tubería de 75 mm de diámetro y 153 m en tubería de 90 mm; asumiendo que el fluido es agua salada de 182 Kg. por barril.

El achicador es especialmente útil cuando extrae volúmenes apreciables de agua desde el fondo del pozo, aliviando a la formación de la carga de este peso, constituida por la columna hidrostática contenida en la tubería. El agua y petróleo traídos a la superficie en la formación proporcionalmente. Esta reducción de presión hace que la formación empiece a fluir. Frecuentemente un pozo produce luego de algunos viajes del achicador en unas cuantas horas, aunque en ocasiones la experiencia ha demostrado que se requieren de algunos días. Esto, en todo caso, es controlable; puesto que se puede seguir achicando (pistoneando o swabeando) un pozo mientras se siga sacando agua salada de matado del pozo, es decir, agua con la que se controló el pozo. En el momento en que se obtenga agua de formación, determinada por las partes por millón (PPM) de cloruro de sodio, y el pozo continúe sin producir, puede darse por terminada la operación de pistoneo o achicamiento. En estos casos se concluye que la formación no es capaz de fluir naturalmente y es evaluada por pistoneo.

El achicador se baja a través del cabezal del pozo (también llamado “árbol de navidad”). El petróleo extraído se descarga a través de la línea en el quemadero. Sobre el árbol de navidad está un “economizador de petróleo” (oil saver), que es una goma dura con una ranura que permite ser enchufada alrededor del cable de acero. Cuando el achicador está en el pozo, el “economizador de petróleo” evita que el petróleo que sube se derrame.

Como protección, en caso de que el pozo empiece a fluir, se instala un “lubricador” sobre el árbol de navidad, y el “economizador de petróleo” sobre el “lubricador”. El achicador puede subirse completamente dentro del lubricador, permitiendo que la válvula maestra se cierre en el árbol de navidad para controlar el flujo del pozo. El achicador se saca por la parte superior del lubricador. En los pozos que pueden desarrollarse presiones muy altas, el economizador de petróleos está diseñado de modo que se enchufe muy apretado alrededor del cable de acero para así evitar un reventón.

El equipo de achicamiento es ligero y solo necesita una cuadrilla pequeña por lo que la operación no es costosa. Requiere copas de achique de acuerdo al diámetro de la tubería de producción y economizadores de petróleo de acuerdo al diámetro del lubricador. El cable de pistoneo existe en varios tamaños de diámetro.

La mayoría de unidades de pistoneo incluyen una barra larga de 40 mm de diámetro por 13 m, para proveer el peso necesario para activar adentro del pozo. Usan una, dos y hasta tres copas de swab para hacer un mejor sellamiento del fluido durante la carrera ascendente; también usan un economizador de aceite en la parte superior del lubricador para minimizar la filtración del fluido y el consecuente riesgo de rociamiento alrededor del pozo durante el pistoneo; y utilizan aceite lubricante bombeado sobre el lubricador, el cual es esencial para limpiar la línea de alambre, la barra excavadora y el succionador, para que la válvula master pueda ser cerrada en un momento de emergencia.

Las precauciones durante una operación de pistoneo son las siguientes:

- a. Chequear todas las uniones de rosca del ensamblaje de pistoneo al inicio de trabajo. La tuerca de seguridad debajo de las copas de swab deben ser chequeadas para ser ajustadas cada vez después de pocas corridas.
- b. La línea de alambre para el pistoneo debe estar señalada con flecos, usando tiras de cuero o nylon amarradas en la cuerda, al menos 15 m sobre la boquilla de la cuerda (rope socket).
- c. Cuando se activa el ensamblaje de pistoneo dentro del hueco, todo el personal debe permanecer lejos del área de trabajo cerca e la cabeza del pozo, excepto el maquinista y de ser necesario, la persona que bombeará

el líquido lubricante. La cuerda de pistoneo debe ser detenida para ajustar o aflojar el economizador de aceite. En caso de existir un contador no debe intentarse leer un metro de profundidad mientras la cuerda esté en movimiento.

- d. Siempre cuente el número de vueltas que se desenrolla el tambor o carrete del cable de pistoneo para alcanzar la profundidad necesaria para topár el nivel del fluido, la parte alta del revestidor o para cualquier otro propósito.
- e. Una cuerda de alambre de acero enrollará con mejor control en el carrete si pintura blanca o amarilla es usada para la señal del fondo en vez de amarrar una tira de yute o trapo.
- f. El cable de acero debe ser chequeado detenidamente antes y durante la operación de pistoneo para prevenir y controlar rascamientos que pueden ocasionar su rompimiento y los consecuentes problemas de un pescado.

CAPÍTULO 2

2. DISEÑO DE FORMA

2.1 Partes constitutivas necesarias para la operación

En la presente tesis se pretende diseñar un sistema para extracción de petróleo acoplado a un camión, luego de repasar brevemente todos los conceptos asociados al levantamiento del petróleo, procederemos a analizar brevemente ahora, cada uno de los elementos que constituyen este sistema. En este capítulo no pasaremos de un diseño de forma, el diseño definitivo se encuentra especificado en el siguiente capítulo.

Los partes constitutivas necesarias para la operación de este sistema, sin un orden específico, son las siguientes:

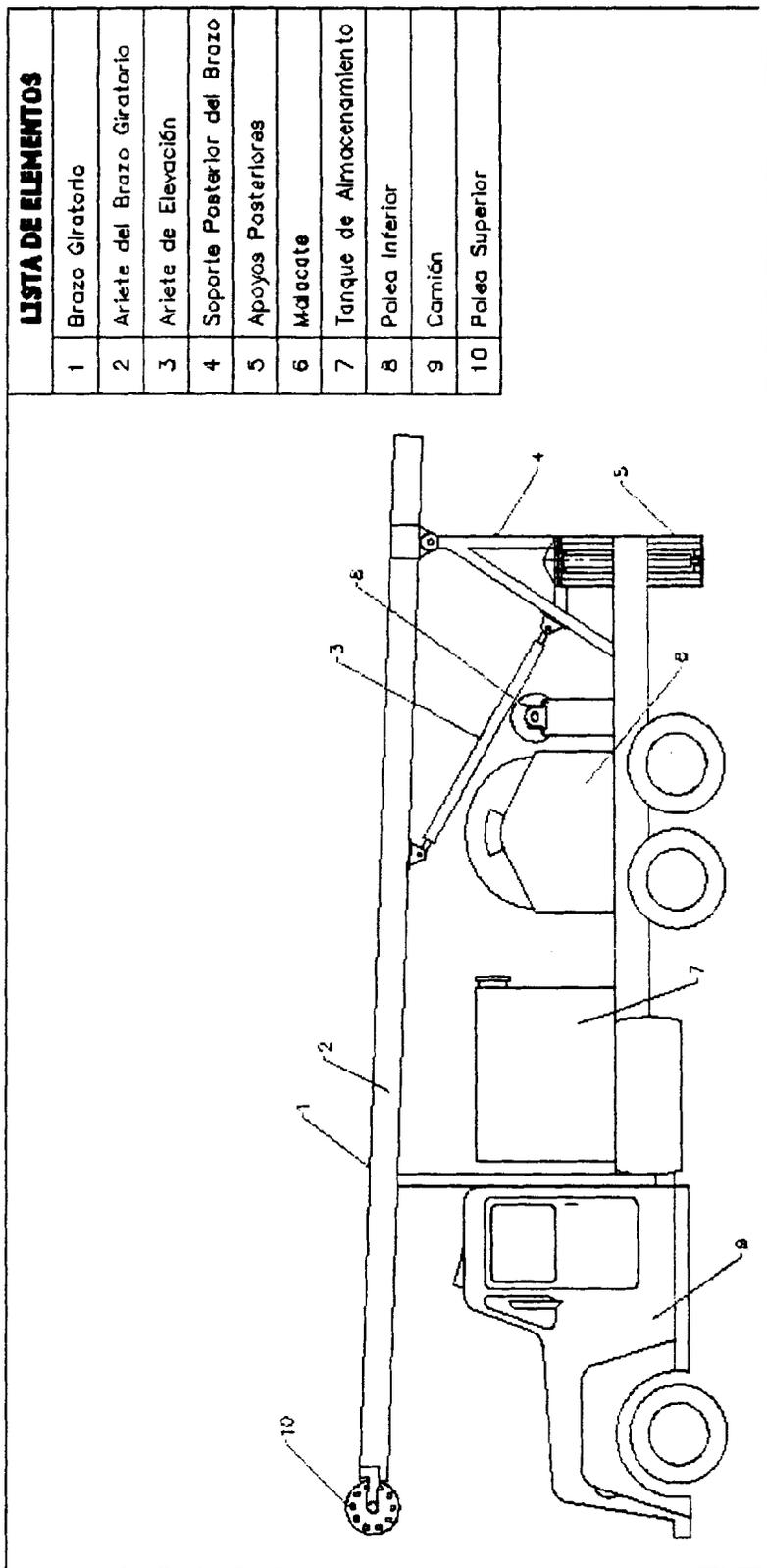


FIGURA 2.1 DIAGRAMA DEL CONJUNTO

1. El camión en el que va a ir acoplado todo el resto de componentes.
2. La plataforma que se acopla al chasis del camión y que soportará el peso de todo el resto de componentes
3. El techo que protegerá a los componentes que van sobre la plataforma de posibles salpicaduras de petróleo
4. El sistema de pivoteo del brazo giratorio, el cual permite el desplazamiento angular de dicho brazo hasta su colocación en la posición óptima para empezar el levantamiento del petróleo.
5. El brazo giratorio propiamente dicho el cual sostiene en la parte superior una polea para el desplazamiento del cable necesario para la extracción del petróleo.
6. El tanque de almacenamiento del crudo extraído
7. Un malacate accionado por un motor hidráulico, en el cual se envuelve el cable que se conecta a la polea superior, anteriormente nombrada.
8. Todo un sistema hidráulico que accione dos anietes traseros para nivelación del camión, un aniete telescópico para extensión del brazo giratorio y un aniete de extensión que sirva para el levantamiento y giro del brazo en mención. Este sistema deberá estar accionado por una bomba, la cual, ya viene acoplada en el camión.

El sistema funciona de la siguiente manera, una vez que la unidad montada en el camión llegue al pozo de exploración deberá ubicarse en la posición

óptima para empezar la extracción. Dos arietes hidráulicos ubicados en la parte trasera del camión, uno a cada lado, se accionarán independientemente para cumplir dos funciones, la una, nivelar el camión, debido al accidentado terreno de los campos petroleros de Ancón, y la otra, evitar un posible volteo del camión debido a que sin ellos, toda la plataforma se encontraría en cantiliber. Una vez en posición estos arietes se acciona otro ubicado, este sí, encima de la plataforma, este es un ariete de elevación el cual al ser accionado levantará poco a poco el brazo, el cual girará apoyado en un sistema de pivoteo. Una vez ubicado el brazo en la posición angular óptima (esta puede variar entre 8 y 10° dependiendo de la configuración del terreno donde está ubicado el pozo) se asegura el brazo en un sistema de acoplamiento, el cual se detallará más adelante. Luego, se accionará el ariete telescópico ubicado dentro del brazo giratorio y que permitirá su extensión hasta lograr la altura deseada, lo cual también dependerá de la configuración y profundidad del pozo a ser explotado. Cuando esto termine se accionará el motor hidráulico el cual permitirá el giro del malacate y por ende el movimiento del cable el cual sostiene el sistema de extracción a ser utilizado, los cuales ya se explicaron en el capítulo 1. Al terminar esta operación todo el petróleo extraído se almacena en el tanque del que la unidad también dispone. Luego se retraen todos los arietes en el orden contrario al de expansión, todo este movimiento lo realiza un solo operador desde un tablero de mando, para evitar salpicaduras sobre los

componentes de la plataforma, el brazo giratorio descansa sobre un techo, el cual deberá estar diseñado en forma de cuneta con drenaje para no dejar perder nada del crudo que ha sido extraído, este sistema de drenaje estará conectado al tanque de almacenamiento. Además deberá tener una bandeja específica donde se alojará la polea superior.

A continuación explicaremos la función de cada uno de estos elementos y que condiciones deberían reunir sus respectivos diseños.

2.1.1 Plataforma

La plataforma deberá estar diseñada para soportar el peso de todos los elementos mencionados, esto nos da la idea de que el mayor esfuerzo que este elemento soportará será de flexión. Para albergar todos los componentes anteriormente citados la longitud del chasis del camión suministrado no será suficiente por lo que la longitud de la plataforma será mayor, para evitar cualquier volteo del camión al momento de ser accionado el brazo giratorio.

La plataforma, además de proporcionar espacio para todos los elementos que conforman la unidad de extracción de petróleo, deberá estar diseñada para un fácil montaje y desmontaje del

chasis del camión, por si éste se averiará y hubiera la posibilidad de utilizar la unidad en otro camión.

En la parte superior de este elemento, se deberá colocar plancha antideslizante, para evitar cualquier accidente sobre ella debido a algún derrame involuntario de petróleo.

Puesto que el ambiente de trabajo de la plataforma es muy agresivo (debido a los altos niveles de salinidad de Ancón) deberá tener un buen recubrimiento de pintura especial.

2.1.2 El techo

Ya se ha indicado que para el proceso de extracción se requiere, entre otras cosas, un cable, el cual va a ser alimentado por un malacate, este cable se sumergirá en el pozo, lo que hará que se empape en crudo. Debido a la velocidad a la que el cable debe ser transportado para lograr una óptima operación es bastante alta (aproximadamente 400 metros por minuto) es probable que existan salpicaduras durante la misma, por lo que en el diseño de este sistema se deberá incluir un techo que proteja los componentes que se encuentran sobre la plataforma (malacate, tanque de almacenamiento, etc.) Este techo deberá ser en primer lugar,

bastante ligero, puesto que su única función es la de proteger, no soportará mayores esfuerzos que los que se produzcan por el movimiento del camión en los campos de extracción y esto se puede contrarrestar con la colocación acertada de soportes y de rigidizadores, es por esto que, tomando en cuenta el peso de todos los demás componentes, no podremos diseñar un techo muy pesado puesto que tendríamos que diseñar una plataforma más robusta y esto sería más costoso e innecesario.

Otra condición importante que el techo deberá cumplir es que deberá ser funcional, es decir, debe cumplir ciertas características, como tener un espacio destinado para la colocación del anete de elevación del brazo giratorio el cual no podrá ser cubierto, además deberá alojar una bandeja en la que descansará la polea superior y que además servirá de sumidero para cualquier resto de crudo que se escurra de la misma, por esto deberá ser dimensionado correctamente para la posición acostada del brazo giratorio.

Las planchas utilizadas deberán ser antideslizantes puesto que en algunas ocasiones se requerirán hacer inspecciones del brazo giratorio y se necesitará subir a él, es de suponer que se encuentren restos de crudo en los que pudiera derrapar cualquier operador. Por último deberá tener una escalera de acceso.

2.1.3 Sistema de pivoteo del brazo giratorio

Este elemento requerirá un diseño sumamente riguroso, luego de revisar la breve explicación del funcionamiento del sistema de la sección 2.1, podremos intuir entonces que el sistema de pivoteo del brazo giratorio, servirá como punto soporte de toda el brazo giratorio, éste se apoyará completamente aquí cuando se encuentre en posición vertical. Deberá entonces estar diseñado, en primer lugar, para soportar el peso de todo el brazo giratorio, incluyendo la polea superior.

Otra consideración especial a tomar en cuenta en este elemento es el gran esfuerzo de torsión al que va a estar sometido, debido al momento de fuerzas que se formará cuando comience a funcionar el malacate y el cable comience a extraer petróleo por medio de cualquiera de los sistemas explicados en el primer capítulo. El sistema entonces deberá tomar en cuenta esta característica de funcionamiento de toda la unidad.

Como es de suponerse, este elemento deberá estar diseñado para girar, por lo que deberá estar diseñado para recibir el menor desgaste por fricción posible, esto, además, hace suponer un correcto sistema de lubricación, fácil y accesible al operador de la unidad.

Todas las bases de este sistema deberán estar correctamente ancladas a la plataforma y se deberá colocar cilindros hidráulicos que sirvan de apoyo al camión al momento de operar la unidad, para evitar riesgos de volteo debido a la gran velocidad del cable.

2.1.4 Brazo Giratorio

Si el sistema de apoyo del brazo giratorio es la parte crítica en lo que se refiere a esfuerzos en nuestro sistema debido a que es la sustentación de la unidad, el brazo giratorio proporciona el movimiento de salida de la misma. Es decir, el brazo giratorio, con sus movimientos (rotación y traslación) y con la ayuda del respectivo motor y bomba hidráulicos, es el encargado final de la extracción del petróleo.

Existirán varios requerimientos para este elemento, los cuales se definirán puntualmente cuando se realice el diseño del mismo, sin embargo, basándonos en el esquema de funcionamiento presentado, podemos mencionar algunos. Al momento de visitar dos campos de explotación en que utilizan este tipo de unidades (Ancón – Ecuador, Máncora – Perú), pudimos ver básicamente dos alternativas para el diseño de estos elementos, el uno más complejo en forma de cercha o castillo que ocupa mayor espacio, este diseño se aplica

especialmente cuando se requiere un brazo telescópico en el que se alcancen grandes alturas, el otro es más sencillo, económico y fácil de construir, y consiste en un brazo de sección rectangular. En nuestro diseño, se requiere combinar ambas alternativas, en el que tendremos un brazo de sección rectangular que se desliza dentro de otro de mayor área transversal conectados interiormente con un ariete hidráulico telescópico. Debido a que estas unidades serán utilizadas en Ancón y por la configuración de los pozos de este campo de explotación se requiere alcanzar como mínimo una altura de trece metros esto para que el cable que pase por un lado de la polea superior se encuentre lo más paralelo posible al cable de regreso. No se puede construir un solo brazo de esta longitud, en primer lugar, porque el camión en el que se va a montar la unidad no llega a trece metros y tendremos gran parte del brazo suspendido fuera del camión, y en segundo lugar, porque tendríamos que diseñar un brazo muy robusto debido a la gran altura del mismo y al gran esfuerzo de flexión al que estará sometido por su propio peso, por esta razón, se hace necesario el montaje de un ariete hidráulico dentro de dos cuerpos conectados. Con esto la unidad podría trabajar a cualquier altura entre seis y nueve metros, dando más libertad a las operaciones que con la misma se puedan realizar.

El brazo giratorio estará diseñado, en su parte superior, con un sistema de apoyo y anclaje para una polea. Ésta última es parte inherente de todo el

brazo, y deberá estar diseñada con un grado de libertad (rotación) y con una protección en su parte superior para evitar cualquier salpicadura del cable.

El diseño del material utilizado en el brazo giratorio deberá responder a los requerimientos de su longitud y de la cantidad de petróleo que se extrae por ciclo (un ciclo es la carrera del cable desde que ingresa en el pozo hasta que sale cargado de petróleo). Esto es de suma importancia ya que un mal diseño podría terminar en la fractura de todo el brazo.

El brazo deberá tener a todo lo largo un sistema de apoyo para un tubo que estará conectado a la bandeja de recolección de petróleo de la polea, y de esta manera perder lo mínimo en el crudo extraído por salpicaduras o escurrimientos.

Por último, se deberá diseñar un sistema de “amarre” de la parte inferior del brazo a la plataforma. El brazo giratorio estará soldado al soporte dejando tres cuartos de su longitud a un lado y otro cuarto al otro, es decir, un extremo libre, éste, al momento de posicionarse el brazo, deberá ser sostenido por algún sistema en la plataforma para evitar el sacudimiento del brazo al momento de la operación.

2.1.5 Tanque de almacenamiento

En ambos campos de explotación visitados para el desarrollo de esta tesis se sigue la misma metodología de trabajo, se

selecciona una ruta de pozos a ser explotados, se dirige el camión con la unidad de extracción montada y junto a el un camión cisterna. Éste último es un camión que comienza a rotar entre todos los pozos que están siendo explotados y que recolecta todo el crudo extraído por las unidades, se conecta a la unidad por medio de conexiones flexibles (mangueras). Debido a que nuestras unidades serán diseñadas con motores hidráulicos (diferentes a las actualmente en uso que utilizan motores de combustión interna), tenemos espacio suficiente en el camión para colocar un tanque de almacenamiento que recolecte directamente el crudo sin necesidad de recurrir a un camión cisterna. Esto hace mucho más funcional nuestra unidad, y si bien es cierto, pudiera resultar más riesgoso, esto se compensa con un manual de seguridad apropiado.

Este tanque de almacenamiento deberá equilibrarse entre dos condiciones referentes a su tamaño, deberá responder a las necesidades de almacenamiento de crudo que justifiquen su construcción, es decir, que almacene lo suficiente como para no tener que recurrir a un viaje del camión cisterna, y segundo, deberá tener un tamaño que lo permita acomodarse tranquilamente en nuestra plataforma.

Debido a cualquier situación especial (como por ejemplo limpieza o pesca de algún objeto) deberá tener una entrada para hombre. Además deberá tener un sistema de venteo para desfogar de gases que se produzcan debido al

agitación del mismo. El tanque además deberá tener minillas que permitan en todo momento controlar su nivel. Como es de suponerse deberá constar con una entrada y una salida y con sus respectivas válvulas para el transporte del fluido.

Por último, el tanque deberá ser recubierto en su interior con pintura especial, la cual será especificada cuando se realice el diseño del mismo en el siguiente capítulo.

2.1.6 Malacate y motor hidráulico

La fuerza motriz de este sistema de extracción de petróleo lo da el conjunto malacate – motor hidráulico.

El malacate consiste en una base en la que va montado un tambor en el que se enrollará el cable de acero que sostendrá las diferentes herramientas necesarias para la extracción del crudo. Añadido al malacate se encuentra el motor hidráulico, el cual es en dimensiones mucho más pequeño que un motor de combustión interna. Los requerimientos, propiamente dichos, de este conjunto tienen relación con la velocidad necesaria a la que debe transportarse el cable para la extracción efectiva del petróleo, en base a este parámetro se puede realizar el diseño o la selección de este elemento del sistema. Sin embargo, podemos apresurarnos a decir que el tambor a mayor diámetro,



asegurará una mayor velocidad del cable si se mantiene constante la velocidad de rotación. Este tambor deberá tener además un sistema de sujeción del cable para que este no se deslice sobre el mismo, sino que se desenrolle uniformemente y no se formen enredos, para esto es necesario una nueva polea a la salida del cable, junto al malacate, por la que pase el cable antes de pasar por la polea superior. Esta nueva polea inferior deberá estar montada en un eje lo que le dará dos grados de libertad (rotación y translación en un sentido) con esto ayudará a que el cable no se enrede y se deslice uniformemente en toda la longitud del malacate.

El motor deberá estar en una posición que proporcione un acceso fácil para su mantenimiento, preferiblemente lo más cerca de la bomba posible para tener menos longitud de conexiones flexibles. El tambor deberá tener en su parte inferior una bandeja de recolección de crudo con su respectivo drenaje. Además deberá tener una cubierta superior con una tapa de acceso, ésta servirá para evitar salpicaduras. Esta tapa deberá tener una ranura por donde pasará el cable al momento de la operación.

Este conjunto deberá tener una base especial anclada debidamente a toda la plataforma, puesto que este es el elemento que tendrá mayores vibraciones y sacudimientos debido a las arrancadas y a las paradas que tendrá la unidad.



2.1.7 Poleas

Dos partes constitutivas del sistema, que podrían pasarse de alto son los dos poleas con las que el sistema cuenta. La una, la superior, que tiene un solo grado de libertad (rotación), soportará la fuerza producida por el petróleo a ser extraído, el peso del sistema de extracción (como ya se explicó en el capítulo 1), y el peso del cable propiamente dicho. La segunda, la inferior, se encuentra ubicada a la salida del malacate y tiene dos grados de libertad, rotación y traslación, esta polea guía el cable que se va desenrollando del malacate, el cable al irse liberando del malacate se va trasladando de un lado a otro del malacate, por lo que si no existiera esta polea el cable se enredaría y la operación sería demasiado lenta. Esta polea soporta la fuerza de tensión producida por el cable a la salida del malacate y además soporta la fuerza de reacción del cable (sumatoria del peso del cable, peso del petróleo y peso del sistema de extracción en el cable)

2.2 Análisis del vehículo en el cual se colocarán los equipos.

El vehículo escogido para el acoplamiento de toda la unidad extractora es marca MACK, modelo GRANITE y responde a las siguientes especificaciones técnicas:

- Marca: MACK
- Modelo: CV713 "Granite" año 2004
- Motor: MACK E7350-E-TECH 350 HP a 1800 RPM Turbo Diesel

- Embrague: EATON FULLER CL798 con platos dobles de cerámica
- Transmisión: MACK T3090, 9 velocidades montañera, manual
- Chasis: Bastidor de 10.625" x 3.25" x 0.3125" (270 mm x 83 mm x 8 mm) con doble canal de acero de ¼ de espesor
- Dimensiones generales: distancia entre ejes: 5.44 m (214"), longitud de plataforma: 5.08 m (200")
- Neumáticos: 12R 22.5
- Reservorios de combustible: 2 tanques de 55 galones C/U
- Relación diferencial: 5.73:1
- Peso total: 7848 Kg.
- Capacidad de carga: eje delantero: 5988 Kg. , eje posterior: 19959 Kg.
- Carga útil: 19641 Kg. (volqueta)
- Aros: tipo araña 22.5 x 8.25 (210 mm)
- Frenos: de aire tipo cámara, freno de motor Jacobs
- Sistema Eléctrico: Motor de arranque de 12 V, 100 Amp., alternador de 12 voltios, sistema de luces reglamentarias, 3 baterías de 12 V. (Este dato del sistema eléctrico es muy importante para la conexión de ciertos elementos del sistema hidráulico como el enfriador).

2.3 Distribución física de los equipos en el camión

Es de suma importancia la ubicación de los equipos en el camión, debido, en primer lugar, a la funcionalidad que este

llegue a tener, según coloquemos tal o cual elemento en algún lugar específico de la plataforma. A continuación detallaremos donde se encuentra cada uno de los elementos que componen toda la unidad de extracción y explicaremos el porqué de dicha ubicación.

Empezando con el sistema de sujeción y rotación del brazo giratorio, este está ubicado en la parte posterior de la plataforma, justa al final de la misma, este sistema no puede ubicarse en ningún otro lado puesto que para tener menores esfuerzos de flexión en el brazo giratorio al momento de la operación la pluma debe estar casi perpendicular a la plataforma con un error de 10 a 15 grados según la configuración del terreno en el que esté ubicado el pozo que obligará al camión a parquearse en un sitio que no esté totalmente plano. Sería totalmente ilógico colocar este sistema en otro lugar que el mencionado. Debido a la diferencia entre la longitud del camión (aproximadamente 5 m) y la longitud requerida de la plataforma (5.5 m) el sistema de rotación del brazo giratorio no estará soportado directamente por el camión, al momento de la operación del brazo y debido a la magnitud de las fuerzas que soportará el cable pudiera existir un riesgo de volteo del camión, pensando en esto se colocaron dos apoyos uno a cada lado del camión que son actuados por anietes hidráulicos, estos serán accionados al momento de realizar la operación, antes permanecerán retraídos.

Se ubicó el conjunto malacate – motor hidráulico hacia el centro del camión, en primer lugar, porque era necesario que éste se apoye directamente en el chasis del camión, este conjunto es el que proporcionará la mayor cantidad de fuerzas de reacción en la plataforma, además de fuerzas de sacudimiento y fuerzas de inercia, todas ellas transmitidas a su anclaje, a fin de cumplir con una cierta estabilidad requerida en todo el camión este conjunto debe ubicarse lo más cerca del centro de gravedad del camión o alineado con el mismo. Entre el sistema de pivoteo de la pluma y el conjunto motor – malacate no puede existir ningún otro elemento que no sea la polea guía, puesto que sería inútil y estorbaría. Por esto es que el conjunto motor – malacate se colocó junto al sistema de pivoteo de la pluma hacia el centro de la plataforma.

El siguiente elemento que ocupa la plataforma es el tanque de almacenamiento de petróleo. Debido a su uso este elemento pudiera ser colocado en cualquier lugar de la plataforma, no existe ninguna razón que nos obligue a ubicarlo en una posición específica, el bombeo del producto se realizará a través de conexiones flexibles (como mangueras) que se colocan al momento que se requiera bombear y se retiran cuando se termine con la operación. Una vez dicho esto, la ubicación del tanque de almacenamiento será hacia delante, al principio de la plataforma, y esto no responde a ningún requerimiento, simplemente es el único lugar libre que queda.

Además a lo largo de la plataforma se han colocado apoyos para el techo distribuidos uniformemente, se han colocado además dos apoyos acoplados al parachoques del camión en el extremo del techo para que este no pandee cuando el carro se encuentre en movimiento, con esto eliminamos esfuerzos a lo largo del techo.

El brazo giratorio, mientras no esté trabajando, se encontrará paralelo a la plataforma, descansando sobre el techo y con su anete de extensión retraído.

2.4 Alternativas de solución y selección del diseño óptimo

A lo largo de este capítulo se ha mencionado brevemente diversas alternativas para la unidad de extracción, sin embargo, en esta sección detallaremos diversas opciones y basados en las características del proceso de extracción requeridas realizaremos la selección óptima.

2.4.1 Selección del motor

La primera elección que nos toca tomar se refiere al sistema de potencia de nuestro camión. Se conocen en el mercado dos tipos, el primero, un motor de combustión interna, el segundo, un motor hidráulico. Actualmente el sistema con motor de combustión interna es el más usado, pero esto no le quita muchas desventajas, primero el ruido excesivo de

estos motores, lo cual atenta contra la salud del personal que labora en las unidades. El gran peso de estos motores hace mucho más difícil su instalación y manipulación. La cantidad de elementos con que ellos cuentan nos obligaría a tener una gran variedad de repuestos en stock, el almacenaje de estos representa un gasto. Debido a su gran volumen, ocupan mucho espacio en la plataforma obligándonos a retirar el tanque de almacenamiento de la misma, es decir, que el camión deberá estar siempre acompañado por un camión cisterna que recoja el petróleo extraído, esto representa un nuevo gasto y le quita funcionalidad a toda la unidad. Un motor de combustión interna necesita una reserva de combustible acoplada al camión, este elemento deberá ser ubicado en la plataforma. Por último, un motor de combustión interna emitirá gases tóxicos al ambiente contribuyendo a la contaminación.

Por otro lado, el motor hidráulico no adolece de todos estos defectos, su tamaño es aproximadamente cuatro veces más pequeño que un motor de combustión interna, es mucho más fácil de manipular, su funcionamiento es más sencillo por lo que no se requiere un amplio stock de repuestos (aunque los pocos que se necesitan si son más caros que en un motor de combustión interna normal), no tiene ningún tipo de emanación de gases y además es mucho menos ruidoso que un motor de combustión interna. Si tendríamos que anotar alguna desventaja en un motor hidráulico esta sería la cantidad de conexiones y elementos adicionales que requiera para su normal



operación, como por ejemplo un reservorio de aceite hidráulico, un enfriador, válvulas y lo más importante una bomba que cumpla con los requerimientos de caudal. Esta última es tal vez el punto más débil al momento de escoger un motor hidráulico ya que para nuestra aplicación necesitaremos una bomba de gran caudal.

Sin embargo, todas las válvulas, las conexiones flexibles e inclusive la bomba ya son necesarios para accionar todos los arietes (para los apoyos posteriores, levantamiento y extensión de la pluma), luego, la elección de un motor hidráulico no representa un nuevo gasto, sino más bien, aprovechar todo el conjunto de accesorios que ya hemos instalado.

Luego de este análisis procederemos a elaborar una matriz de decisión:

	Costo	Peso y Tamaño	Contaminación	Total
Motor Hidráulico	3	4	4	11
Motor Combustión Interna	2	2	2	6

TABLA 1.1 MATRIZ DE DECISIÓN PARA MOTOR

• Puntaje del 1 al 5 donde 5 es el mejor, los totales representan la suma de los tres factores

Luego de esto podemos observar que más conveniente resulta un motor hidráulico

2.4.2 Selección del diseño del brazo giratorio

Luego de realizar inspecciones en dos campos de extracción de condiciones similares (Ancón – Ecuador, Máncora – Perú) se pudo apreciar que existían dos diseños para brazos giratorios, el primero es una torre tipo cercha y el segundo es un modelo más rígido de sección rectangular. Dada la configuración de los pozos en Ancón, puesto que son pozos de mucha antigüedad, deben ser extraídos con el proceso de bombeo neumático (gas lift) previo achique o pistoneo del pozo, los accesorios necesarios para realizar estos procedimientos nos darán ciertos requerimientos de la pluma luego de analizar los esfuerzos a los que va a estar sometida.

Analizando el primer tipo de brazo giratorio, la torre tipo cercha, esta podría pensarse, nos brinda mayor rigidez, la cual es sumamente necesaria en un elemento de tal tamaño (trece metros), sin embargo, es demasiado pesada, representa una elevada inversión de material, y el volumen que ocupará en el camión es grande. Como ya se ha explicado serán necesarios

dos cuerpos ya que es demasiado difícil llevar un solo brazo de trece metros en un camión de cinco metros. El acoplamiento de dos cuerpos tipo cercha es complicado y requiere de guías interiores y exteriores en cada cuerpo.

En un brazo giratorio de sección transversal rectangular tendremos varias ventajas sobre la torre tipo cercha, la mas notoria es el espacio y el peso que en el caso de un brazo de sección transversal rectangular es mucho menor. El acoplamiento de dos cuerpos para alcanzar los trece metros deseados es mucho más fácil en este caso ya que el uno se desliza sobre el otro, teniendo con esto una mayor área de contacto, si ambos cuerpos se lubrican correctamente esta operación resulta ser mucho más simple que en el caso anterior porque los pesos son menores. Quizá se pueda pensar que no tendremos la rigidez necesaria para soportar el sistema, pero realizando un correcto diseño se pueden obtener las medidas necesarias y eliminar este problema, inclusive podremos diseñar con un alto factor de seguridad y se ha podido comprobar que aún así este método resulta más barato y conveniente que una torre tipo cercha.

Luego de este análisis elaboramos una matriz de decisión:

	Costo	Peso y tamaño	Rigidez	total
Brazo tipo cercha	2	2	4	8
Brazo rectangular	4	4	3	11

TABLA 1.2 MATRIZ DE DECISIÓN PARA BRAZO GIRATORIO

- Puntaje del 1 al 5 donde 5 es el mejor, los totales representan la suma de los tres factores

Es por esto que decidimos que una selección óptima sería la de un brazo giratorio de sección transversal rectangular, rígido elaborado en correas tipo "C" soldadas a todo lo largo.

CAPÍTULO 3

3. DISEÑO DE LAS PARTES CONSTITUTIVAS

3.1 Selección del cable

Los cables metálicos se fabrican según dos tipos de torcido o torzal. El torzal regular, que es el de uso común, tiene los alambres torcidos en un sentido para formar los torones o cordones, y éstos se tuercen en sentido contrario para formar el cable. En el cable terminado todos los alambres quedan aparentemente paralelos al eje del cable. Los cables de torzal regular no se retuercen o destuercen, y son fáciles de manejar.

Los cables con torzal Lang tienen los alambres de cada torón y los torones que forman el cable, torcidos en el mismo sentido y, por tanto, los alambres se ven exteriormente en dirección diagonal según el eje del cable. Este tipo de cables es más resistente al desgaste por abrasión y a la falla por fatiga que los de torzal regular, pero tienen más tendencia a torcerse y destorcerse.

Los cables de tipo estándar tienen una parte central, o alma, de fibra textil, que soporta y lubrica los torones. Cuando los cables han de estar sometidos a calor, deben utilizarse los de alma simple de acero o con alma de torón de alambre. El alma de fibra textil tiene mayor flexibilidad y menor resistencia a la tracción. El alma de acero es de menor flexibilidad y mayor resistencia a la tracción. El de alma de acero tiene un mayor módulo de elasticidad con lo que se reduce el alargamiento del cable cuando está soportando carga.

Un cable con alma de fibra es más resistente al aplastamiento que uno con alma de acero, ya que ésta da mayor soporte a los torones e impide su deformación.

Los cables metálicos se designan, por ejemplo, como cable de arrastre o tracción de 1 1/8 in 6 x 7. El primer número es el diámetro del cable. El segundo y el tercero son el número de torones y de alambres en cada torón, respectivamente. El área metálica en cablería estándar de izar y de arrastre es $A_m = 0.38d^2$.

Cuando un cable metálico pasa sobre una polea, como en nuestro caso, se produce cierto acomodo de sus elementos. Cada uno de los alambres y torones debe deslizarse sobre varios otros, y es de esperar que ocurra alguna flexión. Es probable que en esta acción compleja se produzca cierta concentración de esfuerzos.

La flexibilidad de un cable de acero está en proporción inversa al diámetro de los alambres externos del mismo, en cuanto que la resistencia a la abrasión es directamente proporcional al diámetro. Un cable flexible tenderá a doblarse con mayor facilidad. Esta característica del cable es usada en servicios de elevación donde se requiere que el cable pase por diferentes poleas. Un cable flexible tiene un ciclo de vida más largo que uno rígido. Si el cable va a estar en contacto continuo y en movimiento relativo con alguna superficie se recomienda un cable resistente a la abrasión, como es nuestro caso.

Se utilizan tres tipos de acero para alambre: el de acero arado, el de acero arado mejorado y el de acero arado extramejorado. El acero tipo arado tiene una resistencia aproximada a la tracción de 140-160 Kg/mm², es usado en la fabricación de cables donde es más importante la flexibilidad que la resistencia a la tracción. El acero tipo arado mejorado tiene una resistencia a la tracción de 180-200 Kg/mm², es usado en cables donde se requieran las características de tracción, abrasión y torsión, simultáneamente. El acero tipo

arado extra mejorado tiene una resistencia a la tracción aproximada de 200-230 kg/mm². Son los alambres más resistentes empleados en la fabricación de cables de acero, con excelentes características de flexión y resistencia a la tracción.

Luego de haber hecho una pequeña introducción acerca de la terminología y materiales utilizados para la construcción de cables procederemos a establecer lo que nosotros consideramos los criterios para realizar la selección de los mismos. En primer lugar el cable deberá tener una tiempo de vida que se adapte a los requerimientos del trabajo, para esto son importantes los parámetros del diámetro de la polea, una adecuada lubricación, flexibilidad y resistencia a la abrasión superiores y una correcta instalación del cable en el malacate. Es muy importante que el cable tenga una resistencia a la tracción que sea mayor que la carga máxima que soportará el cable, la cual calcularemos más adelante, para esto también es necesario establecer factores de seguridad, los cuales por lo general los da el fabricante.

El cable que elijamos deberá soportar todas las condiciones de trabajo para las cuales va a ser sometido, incluyendo el ambiente, el cual puede ser altamente corrosivo como en nuestro caso en los campos de extracción de Ancón en la Península de Santa Elena. Por último hay que tomar en cuenta

arado extra mejorado tiene una resistencia a la tracción aproximada de 200-230 kg/mm². Son los alambres más resistentes empleados en la fabricación de cables de acero, con excelentes características de flexión y resistencia a la tracción.

Luego de haber hecho una pequeña introducción acerca de la terminología y materiales utilizados para la construcción de cables procederemos a establecer lo que nosotros consideramos los criterios para realizar la selección de los mismos. En primer lugar el cable deberá tener una tiempo de vida que se adapte a los requerimientos del trabajo, para esto son importantes los parámetros del diámetro de la polea, una adecuada lubricación, flexibilidad y resistencia a la abrasión superiores y una correcta instalación del cable en el malacate. Es muy importante que el cable tenga una resistencia a la tracción que sea mayor que la carga máxima que soportará el cable, la cual calcularemos más adelante, para esto también es necesario establecer factores de seguridad, los cuales por lo general los da el fabricante.

El cable que elijamos deberá soportar todas las condiciones de trabajo para las cuales va a ser sometido, incluyendo el ambiente, el cual puede ser altamente corrosivo como en nuestro caso en los campos de extracción de Ancón en la Península de Santa Elena. Por último hay que tomar en cuenta

que mientras mayor sea el número de alambres por torón o según el tipo de alma, cambia el precio del cable.

A continuación clasificaremos como buena, mala o regular ciertas características de ciertos cables en el mercado clasificándolos según su construcción, su tipo de alma, su tipo de torzal o su material.

En primer lugar, analizaremos según el tipo de construcción:

	6 x 7	6 x 19	6 x 37
Flexibilidad	Mala	Regular	Buena
Resistencia a la abrasión	Buena	Regular	Regular
Resistencia a la tracción	Regular	Buena	Buena
Resistencia aplastamiento	—	—	—
Precio por metro	Menor	Medio	Alto
Precio por kilogramo	Medio	Alto	Alto
Disponibilidad en el mercado	Buena	Buena	Buena

TABLA 3.1 MATRIZ DE DECISION SEGÚN TIPO DE CONSTRUCCIÓN

Luego analizaremos según el tipo de alma

	Alma de acero	Alma de fibra
Flexibilidad	Regular	Buena
Resistencia a la abrasión	—	—

Resistencia a la tracción	Buena	Regular
Resistencia al aplastamiento	Buena	Mala
Precio por metro	Medio	Bajo
Precio por kilogramo	Alto	Medio
Disponibilidad en el mercado	Buena	Buena

TABLA 3.2 MATRIZ DE DECISION SEGÚN TIPO DE ALMA

Ahora analizaremos según el tipo de torzal:

	Torzal regular	Torzal Lang
Flexibilidad	Regular	Buena
Resistencia a la abrasión	Regular	Bueno
Resistencia a la tracción	Regular	Bueno
Resistencia al aplastamiento	Buena	Regular
Precio por metro	---	---
Precio por kilogramo	---	---
Disponibilidad en el mercado	Buena	Mala

TABLA 3.3 MATRIZ DE DECISION SEGÚN TIPO DE TORZAL

Por último según el tipo de acero:

	Acero Arado	Acero Arado mejorado	Acero Arado extramejorado

Flexibilidad	Buena	Regular	Regular
Resistencia a la abrasión	Mala	Regular	Buena
Resistencia a la tracción	Mala	Regular	Buena
Resistencia al aplastamiento	Mala	Regular	Buena
Precio por metro	Bajo	Medio	Alto
Precio por kilogramo	---	---	---
Disponibilidad en el mercado	Mala	Mala	Buena

TABLA 3.4 MATRIZ DE DECISION SEGÚN TIPO DE ACERO

Como podemos apreciar, hemos calificado cada una de las características de los cables según sean estas buenas, malas o regulares. El precio por metro o por kilo lo hemos calificado como alto, medio o bajo. Toda esta información la hemos obtenido de diversos proveedores de cables en el mercado. Existen características que no pudieron ser calificadas según el tipo.

Según esto podemos comenzar a analizar que combinación adecuada de características se ajusta a nuestros requerimientos, debido al ambiente en que va a trabajar el cable debemos prestar considerable atención a la resistencia a la abrasión. Para esto el acero arado extramejorado es el que nos da las mejores condiciones. Necesitamos que el cable tenga también una excelente flexibilidad ya que va a estar enrollado en el malacate en

varias capas. Por la naturaleza misma del trabajo necesitamos una gran resistencia a la tracción debido a que las cargas a las que va a estar sometido el cable son elevadas, estas son calculadas a lo largo de las siguientes secciones. Al investigar encontramos que en el mercado solo existe disponibilidad del acero arado extramejorado, y los de tipo de torzal regular

Basado entonces en las matrices de decisión y en estos criterios de selección y restringidos por la disponibilidad en el mercado podemos ver que un cable 6 x 19 con alma de acero con torzal regular arado extra mejorado sería la elección más apropiada. A medida que calculemos las fuerzas que intervienen en el sistema nos daremos cuenta si este cable resiste las condiciones de trabajo a las que estará sometido.

3.2 Diseño de las poleas

En el diseño de nuestro camión tenemos dos poleas tensoras del cable, una de ellas se encuentra ubicada a la salida del malacate hidráulico y cumple la función de guiar el cable que se va enrollando (o desenrollando) en el mismo malacate. Esta polea fue introducida en el diseño del camión al observar los problemas que tenían los operadores con otras unidades que no contaban con este accesorio puesto que al salir directamente el cable del malacate hacia la polea

superior (ubicada al final del brazo giratorio) este se enredaba y era necesario un operador que la vaya guiando con un tubo u otro instrumento. Esta polea inferior se guía y se traslada en un eje que tiene una longitud ligeramente mayor a la longitud del malacate.

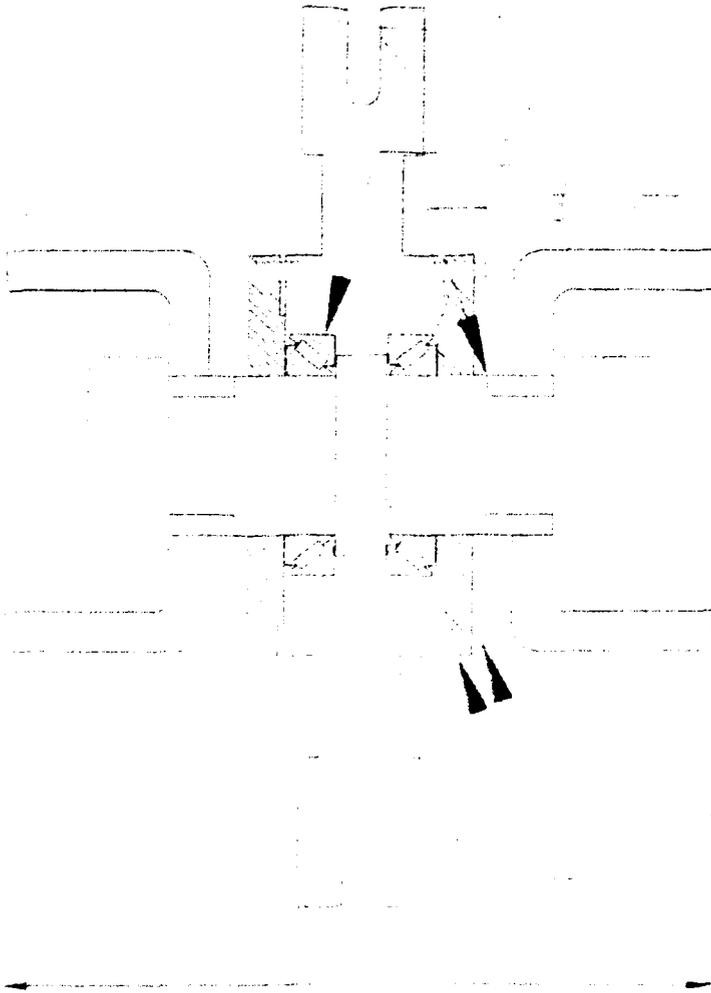
La otra polea es la superior y es la que recibe el cable de la polea inferior y la que soporta directamente la fuerza ejercida por el peso del cable, el peso de los accesorios necesarios para la extracción del petróleo, el peso del petróleo extraído y la fuerza de fricción entre el petróleo y las paredes del tubo al momento de la extracción.

- Diseño de la polea superior

- Diseño del eje de la polea superior

El diseño de este eje lo vamos a realizar contra una falla por fatiga debido a las condiciones de operación, aquí no existe una carga estática sino más bien variable ya que la extracción del petróleo (como ya se ha explicado) se realiza por ciclos.

En primer lugar calcularemos los esfuerzos que actúan sobre este eje, que son dos, el primero, un esfuerzo de flexión producido por el peso de la polea (la cual está ubicada en el centro del eje), se debe considerar la figura mostrada y un esfuerzo torsional producido por la



LISTA DE ELEMENTOS

1	Polea
2	Rodamiento 30216
3	Eje de la Polea
4	Viga CPN 200
5	Tuerca de Fijacion
6	Perno de Sujecion
7	Tapa de Sujecion



FIGURA 3.1 POLEA SUPERIOR

resultante de las fuerzas que actúan sobre el cable y que se traducen en el eje como un torque.

Procedemos entonces a calcular, en primer lugar, el peso de la polea, cuyas dimensiones son las siguientes:

Diámetro exterior: 0.4 m

Diámetro interior: 0.105 m

Espesor: 0.06 m

Además la polea cuenta con nueve agujeros distribuidos simétricamente elaborados para disminuir el peso de la misma, el diámetro de estos agujeros es 0.05 m

El volumen de la polea (si no tuviera ningún agujero sería el siguiente)

$$V_{\text{polea sin agujeros}} = \pi D^2 h = \pi (0.4)^2 (0.06) = 0.030159 \text{ m}^3$$

El volumen que ocupan los agujeros y que habría que restar sería el siguiente:

$$V_{\text{diámetro interior}} = \pi D^2 h = \pi (0.105)^2 (0.06) = 0.0020781 \text{ m}^3$$

$$V_{\text{agujeros}} = \pi D^2 h = \pi (0.05)^2 (0.06) = 0.0042411(9) = 0.0044241 \text{ m}^3$$

El volumen neto de la polea sería:

$$V_{\text{polea}} = 0.030159 - 0.0020781 - 0.0044241 = 0.023839 \text{ m}^3$$

Para calcular la masa de la polea se debe considerar la densidad del acero, vamos a tomar 7850 Kg/m^3 y con la fórmula de la densidad, tendremos:

$$\rho = \frac{m}{V} \Rightarrow m = \rho V = (7850)(0.023839) = 187.1437 \text{ Kg}$$

Al multiplicar por el valor de la gravedad (9.8 m/s^2) tendremos el peso de la polea:

$$W_{polea} = mg = (187.1437)(9.8) = 1834.01 \text{ N}$$

Este valor del peso de la polea nos ayudará a obtener el esfuerzo flexionante sobre el eje.

Para calcular el valor del esfuerzo torsional deberemos tomar en cuenta todas las fuerzas que actúan sobre el cable las cuales son: el peso de los accesorios necesarios para la extracción (los portacopas y succionadores de tubing), el peso del cable, el peso del petróleo extraído en cada ciclo (6 barriles), la fuerza de fricción entre el petróleo que se extrae y el tubo enterrado y la fuerza de arranque del motor. El eje será diseñado para soportar la mayor carga, es decir la suma de todas estas anteriormente nombradas.

El peso de los accesorios necesarios para la extracción, los cuales son los portacopas y succionadores de tubing (también llamados simplemente copas), los cuales se vieron en más detalle en el primer capítulo, el peso de estos accesorios está calculado en aproximadamente 30 N.

La masa del cable elegido, 6 x 19 alma de acero con torzal regular arado extra mejorado, según tablas dadas por el fabricante es de 0.88 Kg/m, existen 13 m de longitud del cable los cuales no están sumergidos, y bajo tierra la longitud del cable es de 1524 m, esta es una longitud promedio debido a que la configuración de cada pozo es diferente.

$$m_{\text{cable}} = 0.88(13 + 1524) = 1352.56 \text{ Kg}$$

Luego multiplicando por el valor de la gravedad tendremos el peso del cable:

$$W_{\text{cable}} = (1352.56)(9.8) = 13255.088 \text{ N}$$

El volúmen del petróleo extraído calculado para 6 barriles por ciclo y luego de realizar las conversiones adecuadas es el siguiente:

$$\nabla_{\text{petroleo}} = (6\text{barriles}) \left(\frac{42\text{galones}}{1\text{barril}} \right) \left(\frac{3.79\text{litros}}{1\text{galon}} \right) \left(\frac{0.001\text{m}^3}{1\text{litro}} \right) = 0.95508 \text{ m}^3$$

La densidad del petróleo se obtiene de los grados API del petróleo extraído de la península el cual es de 45 grados, con la siguiente fórmula en unidades inglesas:

$$\rho_o = \frac{8829.6}{131.5 + ^\circ \text{API}} = \frac{8829.6}{131.5 + 45} = 50.03 \text{ Lbm/pe}^3$$

Realizando las conversiones a sistema internacional:

$$50.03 \frac{\text{lbm}}{\text{pe}^3} \times \frac{0.4536\text{kg}}{1\text{lb}} \times \frac{1\text{pe}^3}{0.02832\text{m}^3} = 801.33 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

Una vez con la densidad del petróleo podemos calcular la masa usando la fórmula:

$$\rho = \frac{m}{\forall} \Rightarrow m = \rho \forall = (801.33)(0.95508) = 765.3323 \text{ Kg}$$

Y por consiguiente el peso del petróleo:

$$W_{\text{petróleo}} = mg = (765.3323)(9.8) = 7500.26 \text{ N}$$

Para calcular la fuerza de fricción entre el petróleo y las paredes del tubo usamos la definición del esfuerzo (la magnitud de la fuerza aplicada en un área determinada), despejando tendremos:

$$F_f = (A_{\text{contacto}})(\tau_{\text{corriente}})$$

Para calcular, en primer lugar, el área de contacto debemos considerar el volumen de petróleo que se extrae en forma de un largo cilindro (el petróleo toma la forma de la tubería de transporte de diámetro 0.0635 m), calculamos entonces el área de la sección transversal la cual es circular:

$$A_{\text{transversal}} = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi (0.0635)^2}{4} = 0.0031669 \text{ m}^2$$

Y para calcular la longitud a lo largo de la cual el petróleo fricciona con la tubería usamos la fórmula del volumen de un cilindro (área de la sección transversal multiplicada por la altura) sabiendo el volumen del petróleo que se extrae en cada ciclo, tendremos entonces:

$$\forall = AL \Rightarrow L = \frac{\forall}{A} = \frac{0.95508}{0.0031669} = 301.582 \text{ m}$$

El área de contacto será entonces el desarrollo del cilindro

$$A_{\text{contacto}} = \pi DL = \pi(0.0635)(301.582) = 60.163 \text{ m}^2$$

Para calcular el esfuerzo cortante el primer paso es calcular el número de Reynolds:

$$Re = \frac{\rho VD}{\mu}$$

Donde:

ρ es la densidad del petróleo: 801.33 Kg/m^3

V es la velocidad del fluido, la cual es la velocidad de elevación del cable óptima para que la extracción sea exitosa, esta es de 400 m/min (6.67 m/seg) según datos entregados en los campos de extracción donde se recopiló información.

D es el diámetro de la tubería

μ es la viscosidad absoluta del fluido (petróleo) la cual es de 0.005 Kg/(m seg)

Reemplazando en la fórmula del número de Reynolds y llevando todo a las mismas unidades tendremos:

$$Re = \frac{\rho VD}{\mu} = \frac{(801.33)(0.0635)(6.67)}{0.005} = 67879.86$$

Puesto que este valor es mayor a 2000 concluimos que el régimen es turbulento.

La fórmula del esfuerzo cortante para un régimen laminar o turbulento es la siguiente:

$$\tau_{\text{corte}} = \left(\frac{r}{2}\right) \left(\frac{\partial p}{\partial x}\right)$$

Donde r es el radio de la tubería, p es la presión a la que está sometido el fluido y x es la distancia a lo largo de la cual se desea calcular el esfuerzo.

Integrando para la toda la distancia recorrida por el petróleo tendremos

$$\tau_{\text{corte}} = \left(\frac{r}{2}\right) \left(\frac{\Delta P}{\Delta L}\right)$$

El segundo factor de esta ecuación se calcula con la siguiente fórmula:

$$\frac{\Delta P}{\Delta L} = (\rho)(f) \left(\frac{V^2}{2D}\right)$$

Para tuberías lisas y números de Reynolds menores a 10^5 , el factor de fricción viene dado por:

$$f = \frac{0.3164}{\text{Re}^{0.25}} = \frac{0.3164}{67879.86^{0.25}} = 0.019602$$

Reemplazando tendremos:

$$\frac{\Delta P}{\Delta L} = (\rho)(f) \left(\frac{V^2}{2D}\right) = (801.33)(0.019602) \left(\frac{3.048^2}{2(0.0635)}\right) = 1149.048$$

Introduciendo este valor en la fórmula del esfuerzo de corte:

$$\tau_{\text{corte}} = \left(\frac{r}{2}\right) \left(\frac{\Delta P}{\Delta L}\right) = \left(\frac{0.0635/2}{2}\right) (1149.048) = 18.24 \text{ N/m}^2$$

Finalmente la fuerza de fricción será:

$$F_f = (A_{\text{contacto}})(\tau_{\text{corriente}}) = (60.163)(18.24) = 1097.44 \text{ N}$$

El cálculo de la carga de arranque¹ se justifica debido a que puede ser más elevada que el resto de cargas, esto debido a la carga de golpe cuando el cable deja de jugar en la polea y se levanta la carga. El modelo que vamos a utilizar para este cálculo es el de un sistema de masa distribuida, debido a la longitud del cable, con una masa concentrada al final del cable, lo que representa el peso de todos los accesorios y el fluido que está en juego.

El movimiento longitudinal del cable puede ser descrito por una ecuación de la forma $x = f(s, t)$, donde s es un parámetro que representa los puntos de masa del cable y t es el tiempo.

A lo largo del eje x el movimiento ocurre debido a la distribución de la carga de tensión a todo lo largo del cable. La función que describe este movimiento satisface la siguiente ecuación:

$$\partial^2 x / \partial t^2 = c^2 (\partial^2 x / \partial s^2)$$

Donde c es la velocidad de la onda longitudinal. $c^2 = E/\rho$

E es el módulo de elasticidad del cable y ρ es su densidad.

Las condiciones a las que está sometida el cable son: una masa en el extremo inferior del cable de longitud l con esfuerzo inicial cero, esto último debido a que el embolo descansa en el fondo del pozo al inicio. El otro punto repentinamente se mueve longitudinalmente con una velocidad constante v_0 .

Asumiendo que el esfuerzo desarrollado en el cable es aproximadamente

constante a lo largo de su longitud (pero variable con el tiempo), la coordenada x de la masa m en el tiempo t será:

$$x = v_o (t - (l/\omega) \text{sen}\omega t)$$

y el esfuerzo esta dado por:

$$\sigma / E = v_o / c \sqrt{m / m_c} \text{sen}\omega t$$

$$\omega^2 = EA / lm$$

donde m_c es la masa del cable y A es la sección transversal del cable.

El área de la sección transversal tomando el diámetro de prueba de

$$9/16'' \rightarrow 0.0142 \quad A = \frac{\pi(0.0142)^2}{4} = 1.60 \times 10^{-4}$$

Para un cable 6 x 19 con alma de acero se tiene que el modulo de elasticidad es de $6000 \text{ Kg/mm}^2 \rightarrow 58.8 \text{ GPa}$. Su densidad es $0.88/0.00016 = 5500 \text{ Kg/m}^3$

La velocidad del cable es de 6.67 m/s . La masa del cable es de 1488.42 Kg .

La masa de la carga es 1085 Kg .

La máxima fuerza en el cable al arranque será:

$$F_a = AE(v_o / \sqrt{E/\rho}) \sqrt{m/m_c}$$

$$F_a = 1.60 \times 10^{-4} \sqrt{(58.8 \times 10^9)} \sqrt{5500} \times 6.67 \times \sqrt{\frac{1085}{1488.22}}$$

$$F_a = 16386.842$$

La fuerza máxima que soportará este eje será la suma de todas estas fuerzas, es decir:

$$F_{\max} = 30 + 13255.088 + 7500.26 + 1097.44 + 16386.842 = 38269.63 \text{ N}$$

Una vez que hemos calculado la fuerza podemos calcular el torque sobre el eje multiplicando por la distancia desde el punto en el que está aplicada la fuerza hasta el centro del eje, esta distancia es el radio de la polea el cual es 0.2 m:

$$T = Fr = (38269.63)(0.2) = 7653.926 \text{ N.m}$$

Este es el torque máximo que soportará el eje. Procederemos ahora a determinar el factor de seguridad contra fatiga del mismo, el detalle del eje se puede observar en el plano adjunto.

El material a ser usado es acero AISI 4340, luego de realizar el maquinado del mismo se lo hará pasar por un tratamiento térmico de templado y revenido para soportar temperaturas de hasta 650 °C, para este material las propiedades según la tabla A-21 del libro Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley son:

Resistencia última: $S_{ut} = 965 \text{ MPa}$

Resistencia de fluencia: $S_{yt} = 855 \text{ MPa}$

Como $S_{ut} < 1400 \text{ MPa}$:

$$S_e' = (0.504)(965) = 486.36 \text{ MPa}$$

El factor de superficie se calcula con la fórmula siguiente, donde los coeficiente a y b que corresponden a un maquinado son los mostrados según la tabla 7-4 del libro Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley

$$K_a = aS_{ut}^b = (4.51)(965)^{-0.265} = 0.8988$$



El factor de tamaño dado que nuestro eje tiene más de 51 mm de diámetro, Shigley recomienda un valor entre 0.60 y 0.75 en flexión y torsión, escogemos entonces 0.70

$$K_b = 0.70$$

Los demás factores tienen el valor de la unidad, calculamos entonces el límite de resistencia a la fatiga modificado:

$$S_e = K_a K_b S_e' = (0.8988)(0.70)(486.36) = 305.998 \text{ MPa}$$

Calcularemos ahora los factores de corrección para los concentradores de esfuerzo en flexión y torsión. El concentrador de esfuerzo se da en el eje al aumentar el diámetro en una sección del mismo para que encaje en la polea, este entalle se lo suavizó dándole un radio de curvatura.

Para flexión se utilizó la figura A-15-9 del libro Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley donde $D = 102 \text{ mm}$, $d = 80 \text{ mm}$ y $r = 3 \text{ mm}$, tendremos entonces:

$$\frac{r}{d} = \frac{3}{80} = 0.0375$$

$$\frac{D}{d} = \frac{102}{80} = 1.275$$

Con estos valores se entra en el gráfico, interpolando tenemos $K_t = 2.05$, luego pasamos a la figura 5-16 del mismo libro y obtenemos la sensibilidad a la muesca $q = 0.75$, utilizamos entonces la fórmula para calcular el factor de concentradores de esfuerzos:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) = 1 + 0.75(2.05 - 1) = 1.7875$$

Para el análisis en torsión se utiliza la grafica A-15-8 del libro Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley entramos con los mismo valores para D , d y r en la tabla e interpolamos para obtener $K_{ts} = 1.8$. Para calcular la sensibilidad de la muesca vamos a la figura 5-17 del mismo libro y obtenemos $q = 1$, entonces:

$$K_{fs} = 1 + q(K_{ts} - 1) = 1 + 1(1.8 - 1) = 1.8$$

Estos dos valores de K_f y K_{fs} afectan directamente a los valores de esfuerzos de flexión y torsión respectivamente, procedemos ahora a calcular dichos valores.

El esfuerzo de flexión se calcula con la fórmula:

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

Donde:

- M es el máximo momento producido por el peso de la polea el cual se obtiene del diagrama de momento del eje. Para la condición de simple apoyo y una sola fuerza actuando en la mitad del eje tenemos que el momento máximo también se puede calcular directamente con la fórmula:

$$M = \frac{Fl}{2} = \frac{(1834.01)(0.098)}{2} = 89.866 \text{ N.m}$$

Donde l es la distancia a la mitad del eje.

- c viene dado por $d/2$, es decir:

$$c = \frac{d}{2} = \frac{0.08}{2} = 0.04$$

- I es el segundo momento de área y se calcula como:

$$I = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi(0.08)^4}{64} = 2.0106 \times 10^{-6}$$

El esfuerzo de flexión será entonces:

$$\sigma_x = \frac{Mc}{I} = \frac{(89.866)(0.04)}{2.0106 \times 10^{-6}} = 1787854.173 \text{ Pa}$$

El esfuerzo de torsión viene dado por

$$\tau_c = \frac{Tc}{J}$$

Donde:

- T es el torque que soporta el eje: 7653.926 N.m
- c es igual que en el caso anterior d/2, es decir 0.04
- J es el segundo momento polar de área y se calcula como:

$$J = \frac{\pi d^4}{32} = \frac{\pi(0.08)^4}{32} = 4.0212 \times 10^{-6}$$

El esfuerzo de torsión, reemplazando estos valores, será:

$$\tau_c = \frac{Tc}{J} = \frac{(7653.926)(0.04)}{4.0212 \times 10^{-6}} = 76135740.575 \text{ Pa}$$

Luego de esto se modifican los valores de los esfuerzos calculado con los factores de concentradores de esfuerzo, la magnitud de los esfuerzos quedaría como sigue:

$$\sigma_x = 1.787854.173(1.7875) = 3.1958 \text{ MPa}$$

$$\tau_{xy} = 76135740.575(1.8) = 137.0443 \text{ MPa}$$

Calculamos ahora los esfuerzos principales mediante un análisis con círculo de Mohr, de la siguiente manera:

$$\sigma_A, \sigma_B = \frac{\sigma_x}{2} \pm \left[\left(\frac{\sigma_x}{2} \right)^2 + \tau_{xy}^2 \right]^{\frac{1}{2}} = \frac{3.1958}{2} \pm \left[\left(\frac{3.1958}{2} \right)^2 + (137.0443)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma_A = 138.6515 \text{ MPa}$$

$$\sigma_B = -135.4557 \text{ MPa}$$

El esfuerzo de Von Mises será:

$$\sigma' = \left(\sigma_A^2 - \sigma_A \sigma_B + \sigma_B^2 \right)^{\frac{1}{2}} = \left[(138.6515)^2 - (138.6515)(-135.4557) + (-135.4557)^2 \right]^{\frac{1}{2}} =$$

$$\sigma' = 237.3892 \text{ MPa}$$

Calculamos entonces el factor de seguridad contra una falla por fatiga:

$$n = \frac{S_e}{\sigma'} = \frac{305.998}{237.3892} = 1.29, \text{ el cual es un factor de seguridad que podría parecer}$$

bajo, sin embargo es suficiente para el trabajo al que estará sometido este eje.

Para calcular el factor de seguridad contra una falla de fluencia se realiza el mismo procedimiento anterior, solo que no se considera el uso de los factores de concentradores de esfuerzos porque el material es dúctil.

Tendremos entonces:

$$\sigma_x = 1.7878 \text{ MPa}$$

$$\tau_{xy} = 76.1357 \text{ MPa}$$

El esfuerzo de Von Mises viene ahora dado por:

$$\sigma' = \left(\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2 \right)^{\frac{1}{2}} = \left[1.7878^2 + 3(76.1357)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = 131.883 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad será:

$$n = \frac{S_e}{\sigma'} = \frac{305.998}{131.883} = 2.32, \text{ este es un valor aceptable para este tipo de factor de}$$

seguridad.

Luego de esto, el siguiente paso será confirmar la medida del diámetro de la polea según el tipo de cable escogido. El libro de Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley nos proporciona para el cable 6 x 19 un rango de diámetro mínimo de polea que va desde 26d hasta 34d donde d es una medida de tamaño estándar que varía entre ¼ y 2¾ pulgadas. Como tenemos un amplio rango, escogeremos puntos medios. Es decir trabajaremos con un diámetro mínimo de 28d con un tamaño estándar para d de 9/16 pulgadas. Entonces:

$$D_{\text{minimo}} = 28d = 28 \left(\frac{9}{16} \right) = 15.75 \text{ pulgadas, esto nos da } 400.05 \text{ mm, por lo que}$$

podemos aproximarlo a 400 mm que es diámetro que hemos escogido y con el que hemos hecho todos los cálculos. Este análisis también se aplica para la polea inferior ya que estará sometida a las mismas condiciones y al mismo cable, por lo que tendremos el mismo diámetro de polea.

Selección de rodamientos

Debido a que nuestro sistema estará sometido a un empuje axial y a una carga radial el tipo de rodamiento que escogeremos será el de rodillos cónicos.

La selección de este rodamiento la haremos en base al diámetro de nuestro eje que es de 80 mm. Usamos el catálogo general de rodamientos SKF, para este diámetro tenemos una variedad de rodamientos para escoger que difieren únicamente en su espesor, escogeremos pues, en primera instancia, al de menor espesor, esto nos ayudaría a disminuir la longitud del eje, además que el peso será menor. La numeración del rodamiento que cumple con estas características es **30216**, según el catálogo este rodamiento tiene una capacidad de carga dinámica de 140000 N y una capacidad de carga estática de 104000 N. Los factores de carga correspondientes son los siguientes:

$$e = 0.43$$

$$Y = 1.4$$

$$Y_0 = 0.8$$

El fabricante recomienda las siguientes relaciones para analizar las condiciones de carga y el empuje axial que soportarán los cojinetes de rodadura.

$$\text{Si } \frac{F_{rA}}{Y_A} \geq \frac{F_{rB}}{Y_B} \text{ y } K_a \geq 0 \text{ entonces } F_{aA} = \frac{0.5F_{rA}}{Y_A} \text{ y } F_{aB} = F_{aA} + K_a$$

Donde F_{rA} y F_{rB} son las fuerzas radiales que actúan sobre los rodamientos A y B (en nuestro caso el peso de la polea repartido en partes iguales a cada uno de los dos rodamientos) es decir $W_{\text{polea}} / 2$, y K_a es la magnitud de la fuerza axial aplicada, que en nuestro caso es cero porque no existe ninguna fuerza en ese sentido, F_{aA} y F_{aB} son las fuerzas de empuje axiales sobre los rodamientos A y B a ser calculadas. Puesto que F_{rA} y F_{rB} son iguales se cumple esta condición y se calculan las fuerzas axiales sobre el rodamiento como sigue:

$$F_{aA} = \frac{0.5F_{rA}}{Y_A} = \frac{(0.5)(917.005)}{0.8} = 573.128 \text{ N}$$

$$F_{aB} = F_{aA} + K_a = 573.128 + 0 = 573.128 \text{ N}$$

Con estos valores podemos calcular las cargas dinámicas equivalentes sobre los rodamientos, las relaciones propuestas por el fabricante son las siguientes:

$$P = F_r \text{ donde } F_a/F_r \leq e$$

$$P = 0.4F_r + YF_a \text{ donde } F_a/F_r > e$$

Puesto que en nuestro caso los resultados van a ser los mismos para ambos rodamientos (A y B) haremos el análisis una sola vez:

$\frac{F_a}{F_r} = \frac{573.128}{917.005} = 0.625 > e$ por lo que usamos la segunda relación, tenemos lo

siguiente:

$$P = 0.4(917.005) + 1.4(573.128) = 1169.1812 \text{ N}$$

De igual manera calcularemos las cargas estáticas equivalentes sobre los rodamientos, con la siguiente relación propuesta por el fabricante:

$$P_o = 0.5F_r + Y_oF_a = 0.5(917.005) + 0.8(573.128) = 917.005 \text{ N}$$

P y P_o son las cargas a las que estarán sometidos los rodamientos en condiciones estáticas y dinámicas.

Vida útil de los rodamientos

Para calcular la vida útil de los rodamientos antes de que éstas deban ser reemplazadas utilizamos la siguiente fórmula propuesta por el libro *Diseño en Ingeniería Mecánica* de Shigley, la cual es:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^a$$

Donde:

- L_{10} es la vida útil del rodamiento en millones de revoluciones
- C es la capacidad de carga dinámica del rodamiento
- P es la carga equivalente

- a es un factor que depende del tipo de rodamiento, es 3 para rodamiento de bolas y es 10/3 para rodamientos de rodillos.

Reemplazando los valores tendremos lo siguiente:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^a = \left(\frac{140000}{1169.1812} \right)^{\frac{10}{3}} = 8462279.67 \text{ millones de revoluciones.}$$

- Diseño de la polea inferior

- Diseño del eje de la polea inferior

Al igual que en el diseño del eje anterior realizaremos la consideración para fatiga y fluencia, las fuerzas que actúan son las mismas ya calculadas para el eje de la polea superior, es decir, la fuerza en el cable y el peso de la polea. La diferencia de este eje con respecto al anterior es que aquí la polea tendrá dos grados de libertad (rotación y traslación a lo largo del eje) permitiendo con esto un correcto desplazamiento del cable sin que este se enrede.

Empezamos entonces escogiendo el mismo material es decir acero AISI 4340 con las siguientes resistencias a esfuerzos:

Resistencia última: $S_{ut} = 965 \text{ MPa}$

Resistencia de fluencia: $S_{yt} = 855 \text{ MPa}$

Como $S_{ut} < 1400$ MPa:

$$S_e' = (0.504)(965) = 486.36 \text{ MPa}$$

El factor de superficie se calcula con la fórmula siguiente, utilizando los mismos coeficientes para a y b que en el caso anterior, usando además la misma fuente bibliográfica.

$$K_a = aS_{ut}'^b = (4.51)(440)^{-0.265} = 0.8988$$

Dado que nuestro eje tiene más de 51 mm de diámetro, el factor de tamaño recomendado por Shigley esta entre 0.60 y 0.75 en flexión y torsión, escogemos entonces 0.75

$$K_b = 0.75$$

Los demás factores tienen el valor de la unidad, calculamos entonces el límite de resistencia a la fatiga modificado:

$$S_e = K_a K_b S_e' = (0.8988)(0.75)(486.36) = 327.855 \text{ MPa}$$

Calculamos ahora los valores de los factores de corrección para los concentradores de esfuerzo, esto se da al existir un cambio de sección en el eje, en nuestro caso desde un diámetro de 75 mm a un diámetro de 90 mm

Para flexión se utilizó la figura A-15-9 del libro Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley donde $D = 90$ mm, $d = 75$ mm y $r = 3$ mm, tendremos entonces:

$$\frac{r}{d} = \frac{3}{75} = 0.04$$



$$\frac{D}{d} = \frac{90}{75} = 1.2$$

Con estos valores interpolamos para obtener $K_t = 1.95$, luego pasamos a la figura 5-16 del mismo libro y obtenemos la sensibilidad a la muesca $q = 0.89$, utilizamos entonces la fórmula para calcular el factor de concentradores de esfuerzos:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) = 1 + 0.89(1.95 - 1) = 1.8455$$

Para el análisis en torsión se utiliza la grafica A-15-8 del libro Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley entramos con los mismo valores para D , d y r en la tabla e interpolamos para obtener $K_{ts} = 1.61$. Para calcular la sensibilidad de la muesca vamos a la figura 5-17 del mismo libro y obtenemos $q = 1$, entonces:

$$K_{fs} = 1 + q(K_{ts} - 1) = 1 + 1(1.61 - 1) = 1.61$$

Estos dos valores de K_f y K_{fs} afectan directamente a los valores de esfuerzos de flexión y torsión respectivamente, procedemos ahora a calcular dichos valores.

El esfuerzo de flexión se calcula con la fórmula:

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

Donde:

- M es el máximo momento producido por el peso de la polea el cual se obtiene del diagrama de momento del eje. Para este caso calcularemos aproximando a la condición de una sola fuerza actuando en el centro del eje aunque sabemos que la polea no está fija sino que se traslada deslizando en el mismo, tenemos entonces:

$$M = \frac{Fl}{2} = \frac{(1834.01)(0.7)}{2} = 641.9035 \text{ N.m}$$

Donde l es la distancia a la mitad del eje.

- c viene dado por d/2, es decir:

$$c = \frac{d}{2} = \frac{0.075}{2} = 0.0375$$

- I es el segundo momento de área y se calcula como:

$$I = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi(0.075)^4}{64} = 1.5531 \times 10^{-6}$$

El esfuerzo de flexión será entonces:

$$\sigma_x = \frac{Mc}{I} = \frac{(641.9035)(0.0375)}{1.5531 \times 10^{-6}} = 15.499 \text{ MPa}$$

El esfuerzo de torsión viene dado por

$$\tau_c = \frac{Tc}{J}$$

Donde:

- T es el torque que soporta el eje: 7653.926 N.m

- c es igual que en el caso anterior d/2, es decir 0.0375

- J es el segundo momento polar de área y se calcula como:

$$J = \frac{\pi d^4}{32} = \frac{\pi(0.075)^4}{32} = 3.11 \times 10^{-6}$$

El esfuerzo de torsión, reemplazando estos valores, será:

$$\tau_c = \frac{Tc}{J} = \frac{(7653.926)(0.0375)}{3.11 \times 10^{-6}} = 92.29 \text{ MPa}$$

Luego de esto se modifican los valores de los esfuerzos calculado con los factores de concentradores de esfuerzo, la magnitud de los esfuerzos quedaría como sigue:

$$\sigma_x = 15.499(1.8455) = 28.6034 \text{ MPa}$$

$$\tau_{xy} = 92.29(1.61) = 148.59 \text{ MPa}$$

Calculamos ahora los esfuerzos principales mediante un análisis con círculo de Mohr, de la siguiente manera:

$$\sigma_A, \sigma_B = \frac{\sigma_x}{2} \pm \left[\left(\frac{\sigma_x}{2} \right)^2 + \tau_{xy}^2 \right]^{\frac{1}{2}} = \frac{28.6034}{2} \pm \left[\left(\frac{28.6034}{2} \right)^2 + (148.59)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma_A = 163.58 \text{ MPa}$$

$$\sigma_B = -134.975 \text{ MPa}$$

El esfuerzo de Von Mises será:

$$\sigma' = \left(\sigma_A^2 - \sigma_A \sigma_B + \sigma_B^2 \right)^{\frac{1}{2}} = \left[(163.58)^2 - (163.58)(-134.975) + (-134.975)^2 \right]^{\frac{1}{2}} =$$

$$\sigma' = 258.9515 \text{ MPa}$$

Calculamos entonces el factor de seguridad contra una falla por fatiga:

$$n = \frac{S_e}{\sigma'} = \frac{327.855}{258.9515} = 1.266, \text{ este es un buen factor de seguridad para las}$$

condiciones de trabajo de nuestro eje.

Para calcular el factor de seguridad contra una falla de fluencia se realiza el mismo procedimiento anterior, solo que no se considera el uso de los factores de concentradores de esfuerzos porque el material es dúctil.

Tendremos entonces:

$$\sigma_x = 15.499 \text{ MPa}$$

$$\tau_{xy} = 92.29 \text{ MPa}$$

El esfuerzo de Von Mises viene ahora dado por:

$$\sigma' = (\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2)^{\frac{1}{2}} = [15.499^2 + 3(92.29)^2]^{\frac{1}{2}} = 160.601 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad será:

$$n = \frac{S_e}{\sigma'} = \frac{327.855}{160.601} = 2.04, \text{ este es un buen valor para un factor de seguridad en}$$

las condiciones que tenemos, se acepta este valor.

Selección de las chumaceras

La configuración de este eje es diferente al de la polea superior, aquí la polea no queda encerrada entre los cojinetes sino que queda libre. Para apoyar este eje y darle libertad de rotación deberemos usar chumaceras de piso (o también llamadas de soporte de pie), para esto usamos el catálogo de



chumaceras NTN escogemos una chumacera en primer lugar en función del diámetro que tenemos que es de 75 mm, luego de entre todos los tipos de chumaceras de pie para esta medida, y puesto que no tenemos restricciones de espacio escogemos la que soporte mayor carga.

El número de la chumacera escogida es UCP315D1 la cual es una chumacera tipo soporte con alojamiento de acero fundido con tornillo de fijación (prisionero), el rodamiento que corresponde según el catálogo es de numeración UC315D1 que es un rodamiento de bolas con tornillo de fijación, este rodamiento tiene una capacidad de carga dinámica C_r de 113000 N y una capacidad de carga estática C_{or} de 77000 N.

En este caso las chumaceras están únicamente sometidas a carga radial la cual será el peso de la polea repartido en ambos rodamientos, sin embargo, como la polea se desplaza existirá un momento en que uno de los dos rodamientos soporte casi en su totalidad todo el peso de la polea, por esto la fuerza máxima que soportará cada rodamiento en un momento dado será de 1834.01 N el cual es el peso de la polea.

Vida útil de las chumaceras

Para calcular la vida útil de las chumaceras antes de que éstas deban ser reemplazadas utilizamos la siguiente fórmula propuesta por el libro Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, la cual es:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^a$$

Donde:

- L_{10} es la vida útil del rodamiento en millones de revoluciones
- C es la capacidad de carga dinámica del rodamiento
- P es la carga equivalente, la cual es el peso de la polea puesto que no tenemos empuje axial
- a es un factor que depende del tipo de rodamiento, es 3 para rodamiento de bolas y es $10/3$ para rodamientos de rodillos.

Reemplazando los valores tendremos lo siguiente:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^a = \left(\frac{113000}{1834.01} \right)^3 = 233900.006 \text{ millones de revoluciones.}$$

3.3 Diseño del brazo giratorio

Para diseñar el brazo giratorio lo consideraremos en su posición más crítica, es decir cuando se está realizando la extracción del petróleo y además está a 90° del eje horizontal. En este caso asumiremos al brazo giratorio como una columna libre en su parte superior y empotrada en su parte inferior sometida a la acción de dos cargas, la primera, al peso mismo de todo el brazo el cual está ubicado en el centro de gravedad de la pluma, y la segunda, a la fuerza sobre el cable, la cual también actúa sobre el brazo giratorio pero excéntricamente. Procederemos a examinar la resistencia de la

columna y el material escogido para cada caso por separado, primero calcularemos para el peso propio de la columna.

El procedimiento nos obliga primero a calcular la llamada razón de transición de delgadez o constante de la columna C_c .

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}}$$

Donde E es el coeficiente o módulo de elasticidad del material con que está hecha la columna el cual es acero común 30×10^6 psi (207 GPa) y S_y es la resistencia a punto cedente del material, esto es, acero A36, es decir 36000 psi.

Con estos datos procedemos a reemplazar en la fórmula:

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}} = \sqrt{\frac{2\pi^2 (30 \times 10^6)}{36000}} = 128.255$$

Este valor debe ser comparado con la razón de delgadez o razón de esbeltez que se define como:

$$\frac{L_e}{r_{\min}} = \frac{KL}{r_{\min}}$$

Donde L_e es la longitud efectiva de la columna, K es una constante que depende del tipo de empotramiento de la columna y r_{\min} es el radio de curvatura que está definido como:

$$r_{\min} = \sqrt{\frac{I}{A}}$$

Donde I es la inercia de la sección transversal de la columna y A es el área de la sección transversal, según los datos del fabricante del material que usamos para las columnas. Como tenemos dos secciones calcularemos para la sección de menor área transversal, con esto quedará sobre dimensionado el cuerpo exterior, sin embargo esta diferencia de medidas entre ambas áreas de sección transversal responde primeramente a la configuración telescópica que debe tener el brazo giratorio mas no a un análisis de esfuerzos sobre la misma. El perfil utilizado es canal C 240 x 80 x 6 mm.

Para una inercia aproximada de 2031.09 cm^4 y un área transversal de 23.42 cm^2 , el radio de curvatura será:

$$r_{\min} = \sqrt{\frac{I}{A}} = \sqrt{\frac{2031.09}{23.42}} = 9.32 \text{ cm}$$

La constante K para nuestra columna que está empotrada en un extremo y libre en el otro es 2, y la longitud de nuestra columna es, completamente extendida, de 13 metros (1300 cm). Reemplazando en la fórmula para la relación de esbeltez tenemos:

$$\frac{L_e}{r_{\min}} = \frac{KL}{r_{\min}} = \frac{(2)(1300)}{9.32} = 279$$

Comparamos entonces el valor de C_c con el valor de L_e/r_{\min} y observamos que el valor de la constante de la columna es menor, entonces consideramos la columna como larga, por lo que debemos utilizar para calcular la carga crítica la fórmula de Euler, la cual se describe de la siguiente manera:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EA}{\left(\frac{KL}{r}\right)^2}$$

A es el área de la sección transversal, K es la constante de longitud efectiva, L es la longitud real de la columna, E es el módulo de elasticidad del material y r es el radio de curvatura, tenemos todos estos valores, por lo que procedemos a reemplazar en la fórmula, no sin antes, realizar las conversiones respectivas al Sistema Internacional S.I. y multiplicar por dos el valor del área ya que la considerada corresponde solamente a la mitad del área de sección transversal que está compuesta por dos canales soldados a todo lo largo.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 (207 \times 10^9) (0.004684)}{\left(\frac{(2)(13)}{0.0932}\right)^2} = 122962.33 \text{ N}$$

El peso del brazo giratorio, que será calculado en detalle en la siguiente sección, es 10588.94 N, esto nos indica que la columna construida soportará la fuerza a la que está siendo sometida con un factor de seguridad de aproximadamente 12, en este caso no se debe escatimar en gastos puesto que si llegase a colapsar el brazo giratorio pudiera ocasionar un accidente muy grave, atentando inclusive con los operadores de los equipos que se encuentren en ese momento en sitio. Además debemos considerar que estamos trabajando en un ambiente altamente inflamable y peligroso. No pudiéramos escoger columnas de menor sección transversal de área porque

nuestro diseño nos obliga a colocar un ariete telescópico dentro de estas, por lo que debemos escoger un área donde este ariete pueda ser instalado y mantenido sin ningún problema.

Procedemos entonces a calcular la resistencia del brazo giratorio para la fuerza del cable la que actúa excéntrica a la misma. Esta carga ejerce flexión además de la acción de columna que resulta en la forma deflexionada. La tensión o esfuerzo máximo en la columna deflexionada se presenta en las fibras que están más hacia fuera de la sección transversal en el punto medio de la columna en el que se genera la deflexión máxima, y_{max} . Denotemos la flexión en este punto como, $\sigma_{L/2}$. Entonces, para cualquier carga aplicada, P , tenemos:

$$\sigma_{L/2} = \frac{P}{A} \left[1 + \frac{ec}{r^2} \sec \left(\frac{L_e}{2r} \sqrt{\frac{P}{AE}} \right) \right]$$

Donde P en nuestro caso es la fuerza sobre el cable, la cual fue calculada en la sección anterior, y es 38269.63 N, e es la excentricidad de la fuerza, que es el radio de la polea, es decir 0.2 m, c es para nuestro caso 80 mm (la mitad de la distancia en el eje x de la sección transversal), r es el radio de curvatura ya calculado, L_e es la longitud efectiva KL , A el área de la sección transversal y E el módulo de elasticidad. Teniendo todos estos valores reemplazamos en la fórmula:

$$\sigma_{L/2} = \frac{38269.63}{0.004684} \left[1 + \frac{(0.2)(0.008)}{(0.0932)^2} \sec \left(\frac{26}{2(0.0932)} \sqrt{\frac{38269.63}{(0.004684)(207 \times 10^9)}} \right) \right] = 10521851.55 \text{ Pa}$$



FIGURA 3.2 BRAZO GIRATORIO

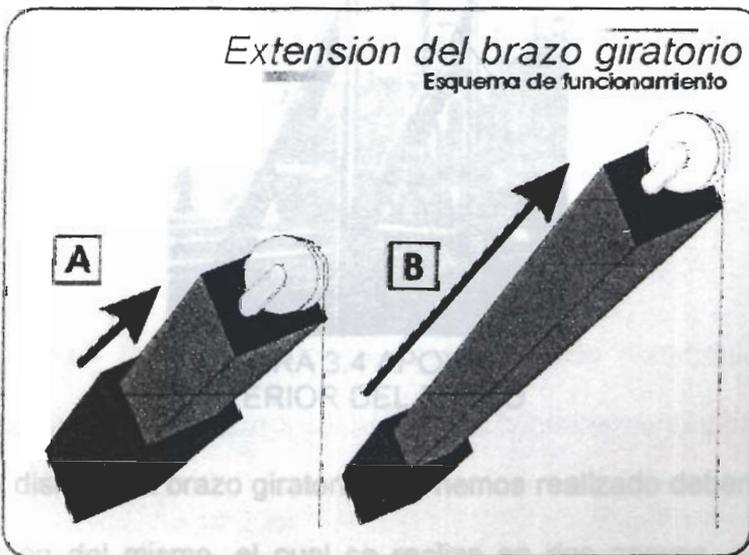


FIGURA 3.3 EXTENSIÓN DEL BRAZO GIRATORIO

Este valor es menor que la resistencia a punto cedente del material, por lo que podemos concluir que esta columna también soporta el esfuerzo que esta carga excéntrica le produce. De igual manera, podemos apreciar que vamos a tener un alto valor de factor de seguridad, sin embargo, como también ya explicamos, no podemos cambiar las medidas del brazo giratorio, haciendo por ejemplo, el área de la sección transversal menor, debido a que en nuestro diseño nos obliga a colocar un ariete telescópico dentro del mismo brazo.

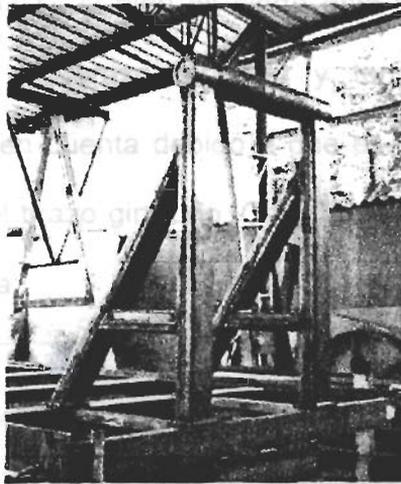


FIGURA 3.4 APOYO POSTERIOR DEL BRAZO

Además del diseño del brazo giratorio que hemos realizado debemos diseñar la sustentación del mismo, el cual se realiza en dos apoyos, que también consideraremos como columnas, y un eje que llamamos eje de pivoteo del brazo giratorio, para éste último dedicaremos una sección más adelante, en

este momento procederemos a diseñar los apoyos del eje de pivoteo del brazo giratorio los que también deberán soportar el peso de la pluma y la fuerza excéntrica del cable, en este caso, estas fuerzas están repartidas simétricamente en ambas columnas, cada una de ellas resiste la mitad de la fuerza analizada.

El material utilizado para la construcción de estos apoyos es canal tipo "C" 150 x 50 x 6.

La primera fuerza que analizaremos es el peso del brazo giratorio, la reacción que soportará cada columna es la mitad de este peso, es decir: $10588.94 / 2 = 5294.47$ N, si bien es cierto esta fuerza está ubicada en el centro de gravedad del brazo giratorio y tendrá cierta excentricidad, decidimos no tomarla en cuenta debido a que es muy pequeña comparada con la longitud total del brazo giratorio. Calculamos la constante de columna con la fórmula conocida:

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}} = \sqrt{\frac{2\pi^2 (30 \times 10^6)}{36000}} = 128.255$$

Luego calculamos la relación de esbeltez, con una constante K de 0.5, puesto que en este caso nuestra columna está doblemente empotrada

$$\frac{L_e}{r_{\min}} = \frac{KL}{\sqrt{\frac{I}{A}}} = \frac{(0.5)(157)}{\sqrt{\frac{416.69}{13.82}}} = 14.296$$

Comparamos entonces el valor de C_c con el valor de L_e/r_{\min} y observamos que el valor de la constante de la columna es mayor, entonces consideramos

la columna como corta, por lo que debemos utilizar para calcular la carga crítica la fórmula de J.B. Jhonson, la cual se describe de la siguiente manera:

$$P_{cr} = (A)(S_y) \left[1 - \frac{S_y \left(\frac{KL}{r} \right)^2}{4\pi^2 E} \right] = (0.002764)(248040000) \left[1 - \frac{(248040000) \left(\frac{(0.5)(1.57)}{0.05491} \right)^2}{4\pi^2 (207 \times 10^9)} \right] = 681329.63 N$$

Como conclusión podemos sacar que estos apoyos si van a soportar la carga requerida, analizamos ahora la carga excéntrica del cable, utilizando la misma fórmula anterior:

$$\sigma_{L/2} = \frac{P}{A} \left[1 + \frac{ec}{r^2} \sec \left(\frac{L_e}{2r} \sqrt{\frac{P}{AE}} \right) \right]$$

Reemplazando valores tendremos:

$$\sigma_{L/2} = \frac{38269.63}{0.002764} \left[1 + \frac{(0.2)(0.005)}{(0.05491)^2} \sec \left(\frac{(0.5)(1.57)}{2(0.05491)} \sqrt{\frac{38269.63}{(0.002764)(207 \times 10^9)}} \right) \right] = 18450398.43$$

Pa

Este valor es menor que la resistencia a punto cedente del material por lo que podemos concluir que estos apoyos también van a soportar esta carga.

En el diseño de estos apoyos se ha incluido un apoyo inclinado el cual sirve simplemente para darle estabilidad al sistema debido al sacudimiento que puede tener el brazo giratorio al momento de trabajar, sin embargo, los apoyos, considerados como columnas, por sí solos, ya soportarán las fuerzas que están involucradas en el sistema.

Procederemos ahora a analizar la resistencia de la soldadura de unión entre el brazo giratorio y el eje de pivoteo de dicho brazo, para esto se preparó una pieza de sujeción la cual se observa en la siguiente foto.

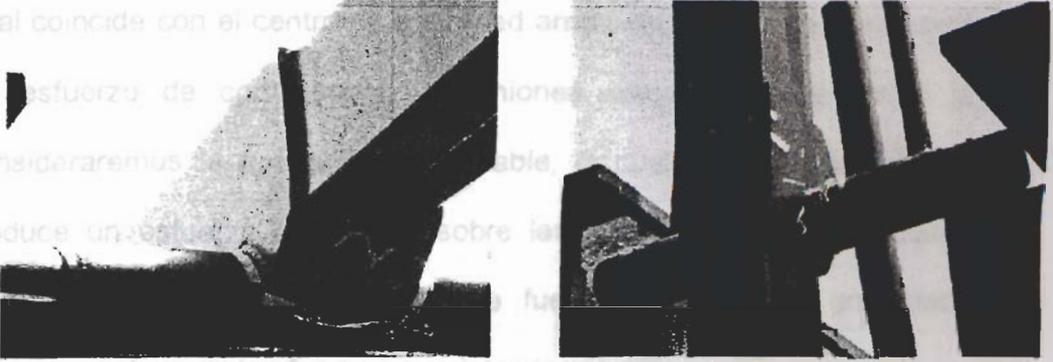


FIGURA 3.5 ACOPLE DE UNIÓN ENTRE BRAZO GIRATORIO Y EJE DE PIVOTEO

Primero calcularemos la soldadura de unión entre el acople y el brazo giratorio, esta tiene la siguiente forma



FIGURA 3.6 DIAGRAMA DE CONFIGURACIÓN DE SOLDADURA 1

El libro Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley nos da los valores para ubicación del centro de gravedad y los momentos de inercia. Las fuerzas que vamos a tomar en cuenta son, en primer lugar, el peso del brazo giratorio, el cual coincide con el centro de gravedad arriba indicado, esta fuerza produce un esfuerzo de corte sobre las uniones soldadas, en segundo lugar, consideraremos la fuerza sobre el cable, la cual fue ya calculada, y que produce un esfuerzo de torsión sobre las uniones soldadas producto del momento que resulta al trasladar la fuerza al centro de gravedad. En resumen, entonces, las fuerzas que intervienen son:

$$F + W = 38269.63 + 10588.94 = 48858.57 \text{ N}$$

$$M = (F)(d) = (38269.63)(0.153846) = 5887.63 \text{ N.m}$$

Para calcular la distancia d arriba indicada se consideró el radio de la polea que es 0.2 y la distancia al centroide que según el libro de Shigley se calcula como:

$$\bar{x} = \frac{b^2}{2b + d} = \frac{(0.24)^2}{2(0.24) + 0.3} = 0.073846 \text{ m}$$

La distancia será entonces el radio de la polea 0.2 menos la mitad de la distancia del acople 0.12 más x , es decir 0.153846.

Del diagrama de la configuración de la soldadura podemos establecer que los puntos que soportan mayor esfuerzos son A y B, esto debido a que ambos soportan torsión producida por el momento M y esfuerzo cortante producido por la fuerza $F + W$, ambos esfuerzos en ambos puntos tienen la

misma dirección por lo tanto se suman, además su distancia al centroide es mayor que a cualquier otro punto.

Calculamos en primer lugar el esfuerzo cortante:

$$\tau = \frac{V}{A}$$

Donde V es 48858,57 y el valor de A representa el área de garganta que Shigley recomienda calcular, para la configuración mostrada, como:

$$A_{\text{garganta}} = 0.707h(2b + d) = (0.707)(0.018)[(2)(0.24) + 0.3] = 0.00992628\text{m}^2$$

Reemplazando en la fórmula tenemos:

$$\tau = \frac{V}{A} = \frac{48858.57}{0.00992628} = 4922143.039 \text{ Pa}$$

Para calcular el esfuerzo torsional utilizamos la fórmula:

$$\tau = \frac{Mr_a}{J}$$

El valor de r_a es la distancia desde el centroide hasta el punto A, esto se puede calcular aplicando el teorema de Pitágoras con la ayuda de las componentes del centroide que hemos calculado, restando ésta de 0.24.

$$r_a = \sqrt{(0.1662)^2 + (0.15)^2} = 0.224 \text{ m}$$

El valor de J, Shigley lo recomienda calcular como:

$$J = \frac{8b^3 + 6bd^2 + d^3}{12} - \frac{b^4}{2b + d}$$

Los valores de b y d son las dimensiones presentadas en el diagrama de configuración, b es 0.24 y d es 0.3, el valor de J será entonces:

$$J = 0.02652 \text{ m}^4$$

Con estos valores obtenemos el valor del esfuerzo torsional:

$$\tau = \frac{Mr_a}{J} = \frac{(5887.63)(0.224)}{0.02652} = 49729.6 \text{ Pa}$$

Ambos esfuerzos tienen la misma dirección por lo que sumamos:

$$\tau_{\text{total}} = 4922143.039 + 49726.6 \text{ Pa}$$

Realizamos un análisis de resistencia a la fatiga, para un electrodo tipo E7018, que tiene un $S_y = 393 \text{ MPa}$ y un $S_{ut} = 482 \text{ MPa}$ calculamos primero S_e' :

$$S_e' = 0.504S_{ut} = (0.504)(482) = 242.93 \text{ MPa}$$

El factor de tamaño para una superficie sin acabado, que es la que se debe usar para soldadura, será:

$$K_a = aS_{ut}^b = (272)(482)^{-0.995} = 0.582$$

Para calcular el factor de tamaño debemos calcular primero el diámetro equivalente que para una sección rectangular es:

$$d_e = 0.808(hb)^{\frac{1}{2}}$$

h y b son las dimensiones ya indicadas en el diagrama de configuración de la soldadura, d_e es 0.21681 m entonces como es un diámetro mayor a 51 mm,

K_b se recomienda 0.7.

K_c es 0.577 para torsión y $K_e = 1/K_f$, donde K_f para un tipo de soldadura de filetes paralelos en el extremo es 2.7, luego $K_e = 0.370$, todos los demás factores tienen el valor de la unidad, S_{se} será entonces:

$$S_{se} = 0.582 \times 0.7 \times 0.577 \times 0.370 \times 242.93 = 21.1 \text{ MPa}$$

Utilizamos la teoría de Goodman donde los esfuerzos alternantes y medios serán iguales y equivalen a la mitad del esfuerzo total calculado, es decir 2485936.32 Pa. Por recomendación para casos de torsión pulsante se usa:

$$S_{su} = 0.67S_{ut} = (0.67)(482) = 322.94 \text{ MPa}$$

Calculamos el factor de seguridad con la teoría nombrada:

$$n = \frac{1}{\frac{\tau_a}{S_{se}} + \frac{\tau_m}{S_{su}}} = 7.9$$

Este es un buen valor para el factor de seguridad, es alto y esto se justifica debido que este punto es crítico en el sistema, de llegar a fallar la soldadura en este punto se pudiera ocasionar un grave accidente que pudiera atentar con la salud ocupacional.

Analizamos ahora la soldadura de unión del acople al eje de pivoteo del brazo giratorio. En este punto la configuración de la soldadura es la siguiente

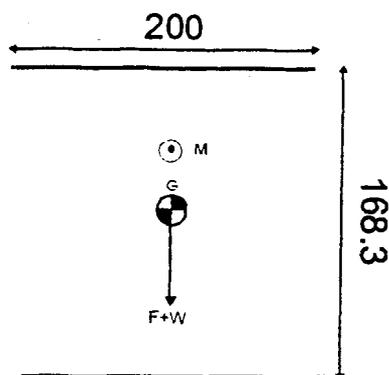


FIGURA 3.7 DIAGRAMA DE CONFIGURACIÓN DE SOLDADURA 2

Como podemos apreciar actúan las mismas fuerzas pero esta vez el momento se encuentra en otro plano. En cualquiera de los extremos el esfuerzo es máximo, debido a la distancia al centroide. Tendremos un esfuerzo de compresión producido por las fuerzas $F + W$ y un esfuerzo torsional producido por el momento. En este caso ambos esfuerzos están perpendiculares entre sí y hay que realizar una suma vectorial de los mismo.

Calculamos las propiedades de la configuración de la unión soldada, área de la garganta, distancia a cualquiera de los extremos y segundo momento polar de inercia.

$$A = 1.414hb = 1.414 \times 0.018 \times 0.2 = 0.0051 \text{ m}^2$$

$$r = \sqrt{(0.1)^2 + (0.08415)^2} = 0.131 \text{ m}$$

$$J = \frac{b(3d^2 + b^2)}{6}, \text{ donde } b = 0.2 \text{ m y } d = 0.1683 \text{ m, } J = 0.0042 \text{ m}^2$$

El esfuerzo de compresión será:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{48858.57}{0.0051} = 9580111.765 \text{ Pa}$$

y el esfuerzo torsional es:

$$\tau = \frac{Mr_a}{J} = \frac{[(38269.63)(0.2 + 0.12 + 0.08415)](0.131)}{0.0042} = 482412.83 \text{ Pa}$$

Como los esfuerzos son perpendiculares entre sí:

$$\tau_T = (\tau^2 + \sigma^2)^{\frac{1}{2}} = [(482412.83)^2 + (9580111.765)^2]^{\frac{1}{2}} = 9592250.183 \text{ Pa}$$

Realizamos un análisis de resistencia a la fatiga, para un electrodo tipo E7018, que tiene un $S_y = 393 \text{ MPa}$ y un $S_{ut} = 482 \text{ MPa}$ calculamos primero S_e' :

$$S_e' = 0.504S_{ut} = (0.504)(482) = 242.93 \text{ MPa}$$

El factor de tamaño para una superficie sin acabado, que es la que se debe usar para soldadura, será:

$$K_a = aS_{ut}^b = (272)(482)^{-0.995} = 0.582$$

Para calcular el factor de tamaño debemos calcular primero el diámetro equivalente que para una sección rectangular es:

$$d_e = 0.808(hb)^{\frac{1}{2}}$$

h y b son las dimensiones ya indicadas en el diagrama de configuración de la soldadura, d_e es 0.148 m entonces como es un diámetro mayor a 51 mm, K_b se recomienda 0.7.

K_c es 0.577 para torsión y $K_e = 1/K_f$, donde K_f para un tipo de soldadura de filetes paralelos en el extremo es 2.7, luego $K_e = 0.370$, todos los demás factores tienen el valor de la unidad, S_{se} será entonces:

$$S_{se} = 0.582 \times 0.7 \times 0.577 \times 0.370 \times 242.93 = 21.1 \text{ MPa}$$

Utilizamos la teoría de Goodman donde los esfuerzos alternantes y medios serán iguales y equivalen a la mitad del esfuerzo total calculado, es decir 4796125.1 Pa. Por recomendación para casos de torsión pulsante se usa:

$$S_{su} = 0.67 S_{ut} = (0.67)(482) = 322.94 \text{ MPa}$$

Calculamos el factor de seguridad con la teoría nombrada:

$$n = \frac{1}{\frac{\tau_a}{S_{se}} + \frac{\tau_m}{S_{su}}} = 4.13$$

Al igual que el caso anterior este es un buen factor de seguridad, tenemos que tomar en cuenta además que la soldadura en estos puntos no es la única que soporta todas las fuerzas ya que el brazo giratorio se apoya, cuando llega a su óptima posición, en su parte inferior.

3.4 Diseño del árbol para pivoteo del brazo giratorio

Este eje es uno de los puntos más críticos del sistema puesto que soporta directamente los esfuerzos producidos por la extracción del petróleo, además de soportar el peso de la pluma al momento de su elevación y cuando se está realizando la operación de extracción. Debido a sus dimensiones y su ubicación resultaría



muy costoso y pesado diseñar un eje macizo por lo que se pensó en colocar un tramo de tubo de diámetro 168.3 mm (6 pulgadas) cédula 80, además esta configuración nos ofrece una mayor inercia, en los extremos del tubo se colocaron bocines en los que irán acoplados cojinetes de deslizamiento para permitir la rotación del eje.

Para diseñar este eje lo haremos desde dos puntos de vista, el primero, considerando el peso del brazo giratorio al momento del levantamiento del mismo, este peso produce un torque en el eje. El segundo enfoque lo haremos cuando el brazo giratorio está completamente elevado y se comienza a realizar la extracción del petróleo, en este caso también deberemos considerar el peso del brazo giratorio, pero además la fuerza sobre el cable al momento de la extracción.

Procedemos entonces a calcular el peso del brazo giratorio, como ya hemos indicado este está formado por dos cuerpos, uno externo y otro interno que se desliza en el primero, el cuerpo externo tiene nueve metros de longitud y el interno tiene cuatro metros, ambos están unidos por un ariete hidráulico telescópico el cual en el momento de su extensión hace que el brazo giratorio alcance los trece metros necesarios para el proceso de extracción.

Ambos cuerpos están formados por dos canales tipo "C" soldados a todo lo largo, para el cuerpo exterior las medidas son 240 x 100 x 6 mm y para el cuerpo interior 230 x 80 x 6 mm, primero calcularemos el área de la sección

transversal de ambos cuerpos y luego calcularemos el volumen total multiplicando por la longitud, luego de esto utilizaremos la fórmula para la densidad del acero, despejando la masa y multiplicando por el valor de la aceleración de la gravedad tendremos el peso requerido:

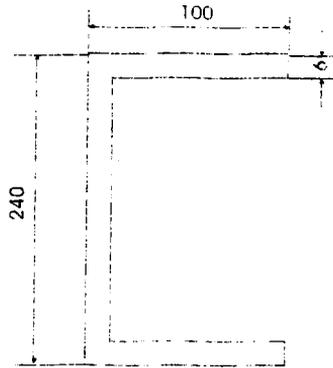


FIGURA 3.8 PERFIL CUERPO EXTERIOR BRAZO GIRATORIO

$$A_{\text{sección transversal}} = [2(100)(6)] + [(240 - 12)(6)] = 2568 \text{ mm}^2$$

$$\nabla = (2568)(9000) = 23112000 \text{ mm}^3 = 0.023112 \text{ m}^3$$

Como son dos canales tendremos: $2 \times 0.023112 = 0.046224 \text{ m}^3$

Considerando la densidad del acero como $\rho = 7850 \text{ Kg/m}^3$ podemos calcular la masa del cuerpo exterior así:

$$\rho = \frac{m}{\nabla} \Rightarrow m = \rho \nabla = (7850)(0.046224) = 362.8584 \text{ Kg.}$$

Debido a que el brazo giratorio debe ser sujetado en su parte posterior al momento de realizar la extracción este deberá acoplarse al eje con un voladizo de 1.5 m, esto quiere decir que el eje (al ser analizado bajo esta consideración) no soportará todo el peso del brazo giratorio sino que se debe

restar el peso de 1.5 m del cuerpo exterior, esto quedaría de la siguiente manera:

$$\nabla_{\text{volado}} = (2568)(1500) = 3852000 \text{ mm}^3 = 0.003852 \text{ m}^3$$

$$\rho = \frac{m}{\nabla} \Rightarrow m = \rho \nabla = (7850)(0.003852) = 30.2382 \text{ Kg}$$

Restando este valor del primero obtenido tenemos el peso que debemos usar para nuestro cálculo:

$$m_{\text{canalexterior}} = 362.8584 - 30.2382 = 332.6202 \text{ Kg}$$

Para el cuerpo interior tendremos:

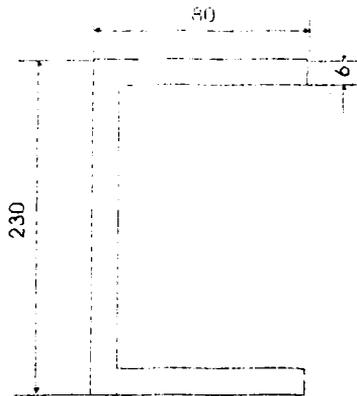


FIGURA 3.9 PERFIL CUERPO INTERIOR BRAZO GIRATORIO

$$A_{\text{sección transversal}} = [2(80)(6)] + [(230 - 12)(6)] = 2268 \text{ mm}^2$$

$$\nabla = (2268)(4000) = 9072000 \text{ mm}^3 = 0.009072 \text{ m}^3$$

Como son dos canales tendremos: $2 \times 0.009072 = 0.018144 \text{ m}^3$

Considerando la densidad del acero como $\rho = 7850 \text{ Kg/m}^3$ podemos calcular la masa del cuerpo interior así:

$$\rho = \frac{m}{V} \Rightarrow m = \rho V = (7850)(0.018144) = 142.4304 \text{ Kg}$$

Sumando las masas de ambos cuerpos y multiplicando por el valor de la aceleración de la gravedad tendremos el peso de ambos cuerpos:

$$332.6202 + 142.4304 = (475.0506 \text{ Kg.}) \times (9.8 \text{ m/seg}^2) = 4655.49588 \text{ N}$$

Además se debe considerar el peso de la polea superior y todos sus componentes, así tendremos lo siguiente:

El peso de la polea se calcula en la sección 3.4.1.1, este es 1834.01 N

El peso del eje de la polea de longitud 196 mm y diámetro 102 mm es el siguiente:

$$V = \pi(0.102)^2 (0.196) = 0.006406 \text{ m}^3$$

$$\rho = \frac{m}{V} \Rightarrow m = \rho V = (7850)(0.006406) = 50.29 \text{ Kg}$$

$$W_{\text{eje-polea}} = (50.29)(9.8) = 492.842 \text{ N}$$

También se deben considerar los soportes de la polea que son de viga UPN 200, el fabricante nos da un peso de 25.30 Kg/m, puesto que son dos tramos de 520 mm la longitud total a ser calculada será de $2 \times 520 = 1040 \text{ mm}$, la masa y el peso respectivamente serán:

$$m = 25.30 \frac{\text{Kg}}{\text{m}} \times 1.04 \text{ m} = 26.312 \text{ Kg} \times 9.8 \text{ m/seg}^2 = 257.8576 \text{ N}$$

Por último consideramos el peso de los rodamientos 30216, la masa de éstos, según el fabricante es de 1.6 Kg, debido a que son dos rodamientos y

multiplicando además por la aceleración de la gravedad tendremos que el peso de ambos rodamientos es el siguiente:

$$W_{\text{rodamientos}} = 1.6 \times 9.8 \times 2 = 31.36 \text{ N}$$

Sumando todos estos valores tendremos el peso de la polea y sus accesorios, esto quedaría así:

$$W_p = 1834.01 + 492.842 + 257.8576 + 31.36 = 2616.1 \text{ N}$$

Ahora consideraremos el peso del ariete telescópico, este ariete tiene un diámetro exterior de 106.6 mm y una longitud (retraído) de 4400 mm, el volumen aproximado del mismo (considerándolo como un cilindro macizo) es el siguiente:

$$V_{\text{telescópico}} = \frac{\pi D^2}{4} L = \frac{\pi (106.6)^2}{4} (4400) = 39269644.2761 \text{ mm}^3 = 0.03927 \text{ m}^3$$

$$m_{\text{telescópico}} = (0.03927)(7850) = 308.266 \text{ Kg}$$

$$W_{\text{telescópico}} = (308.266)(9.8) = 3021.0103 \text{ N}$$

El peso aproximado del brazo giratorio con todos sus accesorios será:

$$W_p = 2616.1 + 4951.83 + 3021.01 = 10588.94 \text{ N}$$

Análisis de la resistencia del eje durante el levantamiento del brazo giratorio

En el análisis durante el levantamiento del brazo giratorio consideramos que no se está realizando trabajo de extracción de petróleo por lo que la única



fuerza que se considera es el peso de todo el brazo giratorio (calculado en la sección anterior). La longitud que se va a abatir (incluida la polea) es de 7900 mm, por lo que el centro de gravedad donde ubicaremos la fuerza del peso está a 3950 mm del centro del eje que estamos diseñando, este valor nos sirve para calcular el torque que soporta el eje, el cual es:

$$T = (W_p)(L) = (10588.94)(3.95) = 40655.81 \text{ N.m}$$

Las especificaciones del tubo de 6" cédula 80 que vamos a utilizar son las siguientes:

- Diámetro exterior = 168.3 mm
- Espesor = 10.97 mm
- Peso = 42.56 Kg./m
- Calidad = API – 5LX42
- Resistencia última $S_{ut} = 289 \text{ MPa}$
- Resistencia de a la tracción = 413 MPa

Como $S_{ut} < 1400 \text{ MPa}$:

$$S'_p = (0.504)(289) = 145.656 \text{ MPa}$$

El factor de superficie se calcula con la fórmula siguiente, donde los coeficiente a y b que corresponden a un maquinado son los mostrados según la tabla 7-4 del libro Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley

$$K_a = aS_{ut}^b = (4.51)(289)^{-0.265} = 1$$

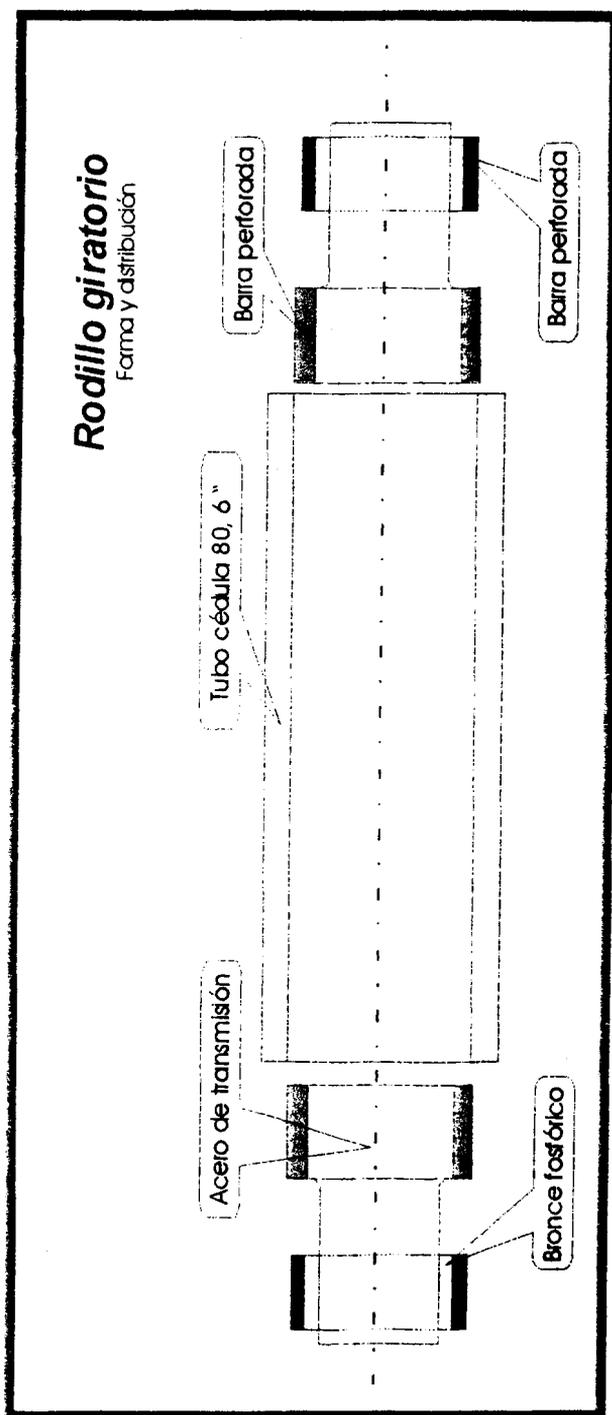


FIGURA 3.10 ÁRBOL DE SOPORTE DE BRAZO GIRATORIO

El factor de tamaño dado que nuestro eje tiene más de 51 mm de diámetro, Shigley recomienda un valor entre 0.60 y 0.75 en flexión y torsión, escogemos entonces 0.75

$$K_b = 0.75$$

Los demás factores tienen el valor de la unidad, calculamos entonces el límite de resistencia a la fatiga modificado:

$$S_e = K_a K_b S_e' = (1)(0.75)(145.656) = 109.242 \text{ MPa}$$

En este caso no existen concentradores de esfuerzos por lo que calculamos el esfuerzo de torsión directamente:

$$\tau_c = \frac{Tc}{J}$$

Donde:

- T es el torque que soporta el eje: 40655.81 N.m
- c es d/2, es decir 0.1683/2 = 0.08415
- J es el segundo momento polar de área y se calcula como:

$$J = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{32} = \frac{\pi[0.1683^4 - 0.14636^4]}{32} = 3.3716 \times 10^{-5}$$

El esfuerzo de torsión, reemplazando estos valores, será:

$$\tau_c = \frac{Tc}{J} = \frac{(40655.81)(0.08415)}{3.3716 \times 10^{-5}} = 101.46 \text{ MPa}$$

Puesto que éste es el único esfuerzo que tenemos calculamos el factor de seguridad de la siguiente manera:

$$n = \frac{S_e}{\tau_c} = \frac{109.242}{101.46} = 1.08$$

Análisis de la resistencia del eje con el brazo giratorio en posición de trabajo

Durante el trabajo de extracción de petróleo el brazo giratorio se encuentra en posición casi vertical (aunque la posición varía con respecto a la configuración del pozo un valor promedio sería cinco grados con respecto al eje de las ordenadas), esto modificaría el valor del torque producido por el peso de todo el brazo giratorio. Además debemos considerar el torque producido por la fuerza que soporta el cable al momento de la extracción que fue ya calculada y que deberá ser modificado por la distancia que será calculada a continuación. Un diagrama de cuerpo libre sobre el brazo giratorio se vería como sigue:

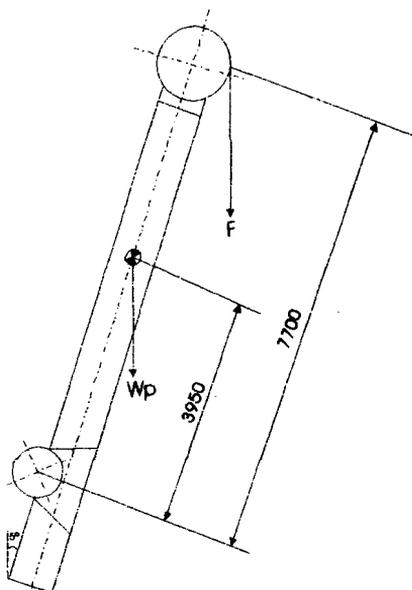


FIGURA 3.11 DIAGRAMA CUERPO LIBRE BRAZO GIRATORIO

Procedemos entonces a calcular las distancias perpendiculares al eje de rotación del brazo giratorio para con este dato tener el valor del torque que producen ambas fuerzas en el mencionado eje.

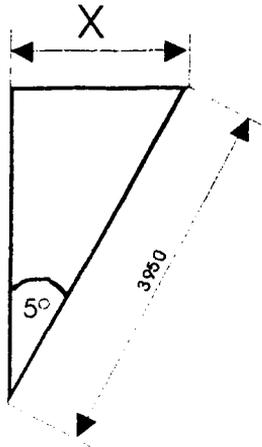


FIGURA 3.12 CALCULO DE DISTANCIAS PERPENDICULARES

Para la distancia a la fuerza W_p utilizamos la función trigonométrica del seno:

$$\sin 5 = \frac{x}{3950} \Rightarrow x = 344.3 \text{ mm}$$

Para la distancia a la fuerza F hacemos uso del mismo procedimiento, así:

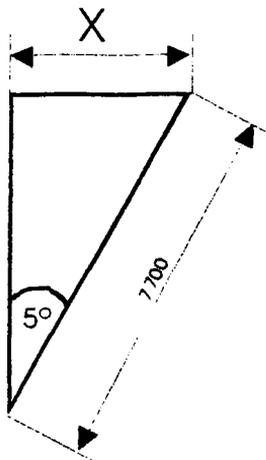


FIGURA 3.13 CALCULO DE DISTANCIAS PERPENDICULARES 2

$$\sin 5 = \frac{x}{7700} \Rightarrow x = 671.1 \text{ mm}$$

Con estas distancias procedemos a calcular el torque total sobre el eje:

$$T = (W_p)(0.3443) + (F)(0.671) = (10292.61)(0.3443) + (38269.63)(0.671) = 29219.56 \text{ N.m}$$

Recalculando el valor del torque para este caso (los valores de c y J son iguales) tendremos

$$\tau_c = \frac{Tc}{J} = \frac{(29219.56)(0.08415)}{3.3716 \times 10^{-5}} = 72.928 \text{ MPa}$$

Procedemos entonces a calcular el factor de seguridad para este caso con el mismo valor de S_e :

$$n = \frac{S_e}{\tau_c} = \frac{109.242}{72.928} = 1.5$$

Vemos que este valor de factor de seguridad es más alto que el anterior y eso era lo que en realidad buscábamos, en el primer caso el tiempo en el que el eje estará sometido a esa condición es muy corto comparado al tiempo de trabajo de extracción en el que el eje estará sometido al esfuerzo calculado en el segundo análisis. En esta segunda parte el eje estará más tiempo bajo la acción del esfuerzo y nuestro factor de seguridad si bien nos pareciera bajo es aceptable, todo este análisis se hizo solamente considerando al brazo giratorio, sin embargo, como ya hemos dicho existen otros elementos que también soportarán estas fuerzas como los apoyos posteriores (accionados por arietes hidráulicos) o los apoyos del eje de rotación del brazo giratorio, los cuales serán diseñados posteriormente.

3.5 Diseño del tanque de almacenamiento

Para el diseño del tanque de almacenamiento de petróleo hemos considerado una forma rectangular (cúbica), si bien es cierto, tanques de este tipo no soportan altas presiones este factor no es importante en nuestro caso puesto que la presión involucrada en este proceso es únicamente la atmosférica gracias al venteo incorporado en el diseño del mismo. Escogimos este diseño puesto que su fabricación es mucho más sencilla pero con mayor razón debido a la optimización del espacio disponible, con este diseño podemos almacenar mayor cantidad de producto lo cual es un requerimiento en todo nuestro sistema.

Las fórmulas utilizadas a continuación están basadas en una máxima deflexión permisible $\Delta = L/500$, donde L denota el lado más largo del tanque. Los esfuerzos permisibles para las paredes del tanque deben ser los indicados en el código ASME para tanques a presión sección VIII División 1. Los valores de α usados en las fórmulas dependen de la proporción de los lados del tanque y están graficados.

Los datos del tanque a ser usado son los siguientes, las medidas indicadas son las máximas permisibles según el espacio físico disponible en la plataforma:

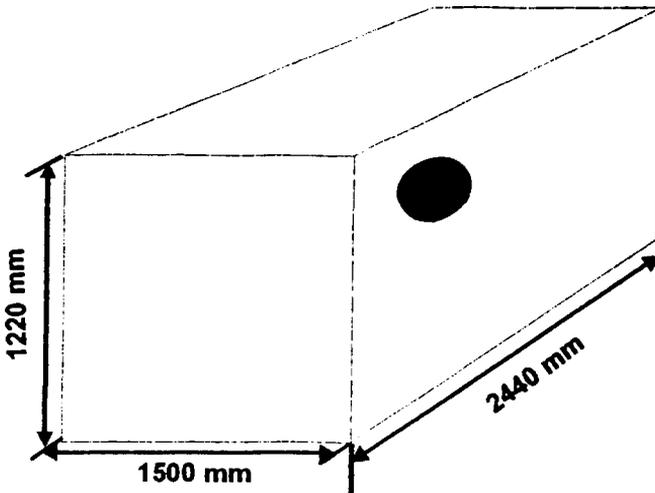


FIGURA 3.14 MEDIDAS DEL TANQUE DE ALMACENAMIENTO

Como las fórmulas que vamos a utilizar se encuentran en el sistema inglés hacemos las conversiones respectivas:

$$L = 2440 \text{ mm} = 96.1 \text{ in.}$$

$$B = 1500 \text{ mm} = 59.1 \text{ in.}$$

$$H = 1220 \text{ mm} = 48.03 \text{ in.}$$

El material a ser usado es plancha de acero A36 cuya resistencia a la tracción es de 36000 psi.

La fórmula que vamos a usar para el espesor de pared requerido es la siguiente:

$$t = 2.45L \sqrt{\frac{\alpha H 0.036G}{S}}$$

Esta fórmula fue publicada en el código ASME en el paper A-71 "Stress and Deflection of Rectangular Plates" de I. Vojtaszak, donde H y L son los valores correspondientes a las dimensiones del tanque, S es la resistencia del material a ser usado, α es un valor que se obtiene de un gráfico y G es la

gravedad específica del fluido, en nuestro caso, el petróleo, la cual, según la API se calcula de la siguiente manera:

$$G = \frac{141.5}{131.5 + {}^\circ API}$$

Como ya hemos indicado, el petróleo de la península tiene, en promedio, 45° API, reemplazando en la fórmula anterior tendremos:

$$G = \frac{141.5}{131.5 + 45^\circ} = 0.802$$

Para obtener el valor de α entramos en la tabla con el valor de H/L es decir $48.03/96.1 = 0.5$, interceptando con la recta tenemos $\alpha = 0.006$.

Reemplazando todos estos valores en la fórmula del espesor de placa obtenemos lo siguiente:

$$t = 2.45L \sqrt{\frac{\alpha H 0.036 G}{S}} = (2.45)(96.1) \sqrt{\frac{(0.006)(48.03)(0.036)(0.802)}{36000}} = 0.1132 \text{ in.}$$

Como el ambiente en que van a trabajar las unidades es altamente corrosivo el autor recomienda aumentar 1/16 pulgadas al espesor obtenido, esto es:

$$0.1132 + 0.0625 = 0.1757 \text{ pulgadas}$$

Trasladando este valor a milímetros tenemos que el espesor de pared del tanque es de 4.5 mm, el valor en el mercado de plancha de acero A36 más cercano a nuestro resultado es 5 mm.

Para calcular el espesor del fondo del tanque el mismo paper propone la siguiente fórmula:

$$t = \frac{l}{1.254 \sqrt{\frac{S}{0.036GH}}}$$

Donde todos los valores son ya conocidos, excepto "l" que es la distancia entre nervios de soporte del tanque de almacenamiento la cual es de 625 mm (24.61 pulg.), reemplazando entonces tenemos:

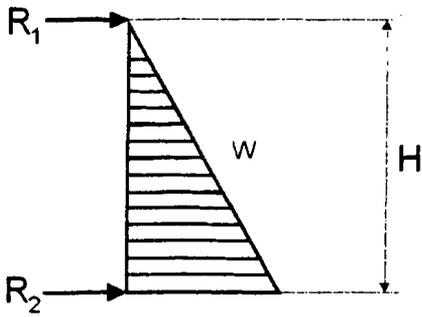
$$t = \frac{l}{1.254 \sqrt{\frac{S}{0.036GH}}} = \frac{24.61}{1.254 \sqrt{\frac{36000}{(0.036)(0.802)(48.03)}}} = 0.1218 \text{ in.}$$

Así mismo debemos aumentar el valor por corrosión (1/16 pulg.):

$$0.1218 + 0.0625 = 0.1843 \text{ in}$$

Este valor en milímetros es 4.68, el valor más cercano a ese valor para una plancha de acero A36 es 5 mm, el cual escogeremos como nuestro espesor de plancha de fondo el cual es igual que para la plancha de las paredes del tanque.

Por último calcularemos la dimensión de los ángulos del marco de refuerzo en el interior del tanque, para esto debemos calcular las fuerzas que soportan las esquinas, el autor citado propone calcular estas fuerzas en función de la siguiente fórmula que utiliza la presión que ejerce el fluido sobre las paredes del tanque:



$$w = \frac{0.036GH^2}{2}$$

$$R_1 = 0.3w$$

$$R_2 = 0.7w$$

Como tenemos todos los valores, reemplazamos:

$$w = \frac{0.036(0.802)(48.03)^2}{2} = 33.3021 \text{ lb/in}$$

Las reacciones quedarían de la siguiente manera:

$$R_1 = 0.3w = 0.3(33.3021) = 9.991$$

$$R_2 = 0.7w = 0.7(33.3021) = 23.3115$$

Todos estos valores son en libras fuerza, procedemos entonces a calcular la inercia mínima que deberá tener el ángulo en la parte superior del tanque con la siguiente fórmula propuesta por el mismo autor:

$$I_{\min} = 1.25 \frac{R_1 L^3}{E} = 1.25 \frac{(9.991)(96.1)^3}{30000000} = 0.37 \text{ in.}^4$$

E es el módulo de elasticidad en psi, para aceros al carbón es 30000000 psi.

Este valor lo trasladamos a cm^4 para entrar en un catálogo de perfilaría y escoger el ángulo que tenga como mínimo la inercia calculada. El valor es 15.4 cm^4 . Al entrar al catálogo podemos encontrar que un ángulo de $5/16'' \times 2''$ con una inercia de 17.46 cm^4 se ajusta a nuestros requerimientos.

Para el marco inferior tenemos lo siguiente:

$$I_{\min} = 1.25 \frac{R_2 L^3}{E} = 1.25 \frac{(23.3115)(96.1)^3}{30000000} = 0.86 \text{ in.}^4 = 35.8 \text{ cm}^4$$

En el catálogo escogemos un ángulo de 3/16" x 3" con una inercia de 40.01 cm⁴.

3.6 Otros elementos: Plataforma y techo

Además de todos los elementos que se han ido mencionando y diseñando el sistema cuenta con otros dos elementos cuyo diseño no está dentro del alcance de esta tesis ya que debido a su complicado diseño estaría justificada una nueva tesis para cada uno de ellos, en esta sección nos dedicaremos entonces a hablar y explicar acerca de su configuración, estos elementos son, la plataforma que se acopla al chasis y el techo del camión.

Plataforma

El diseño de la plataforma responde a la distribución de los diferentes elementos sobre el camión, este diseño, debido a que la plataforma es altamente indeterminada, se puede realizar mediante un software como ZAP, algunas características técnicas de la misma nos darán una idea más clara:

- Largo total: 5500 mm
- Ancho total: 2500 mm

- Separación entre nervios centrales transversales: 1000 mm (4 nervios)
 - Separación entre nervios de soporte de tanque longitudinales: 625 mm (tres nervios)
 - Separación entre nervios de soporte de sistema de pivoteo de brazo giratorio 850 mm (dos nervios)
 - Separación entre soportes inferiores longitudinales: 850 mm (dos soportes).
- Estos soportes se colocan a todo lo largo de la plataforma y sirven para acoplar la plataforma al chasis del camión.

La lista de materiales usados para cada uno de estos componentes es la siguiente:

- Para el marco: Viga UPN 160
- Para nervios centrales transversales: Viga HEB 160
- Para nervios de soporte de tanque longitudinales: Ángulo 60 x 6 mm

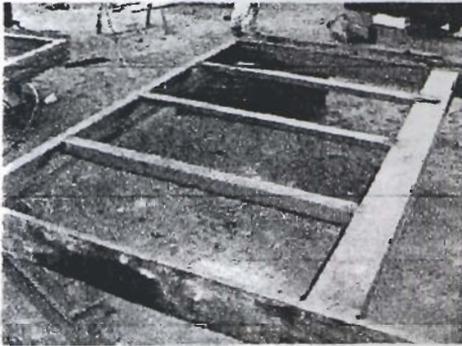


FIGURA 3.15 SOPORTES DE TANQUE DE ALMACENAMIENTO EN PLATAFORMA

- Para nervios de soporte de sistema de pivoteo de brazo giratorio: Viga UPN 100.



FIGURA 3.16 SOPORTES DE SISTEMA DE PIVOTEO DE BRAZO GIRATORIO

- Para soportes inferiores longitudinales: Viga UPN 160
- Cubierta: en plancha antideslizante de 2 mm



FIGURA 3.17 CUBIERTA EN PLANCHA ANTIDESLIZANTE

Como podemos observar para los nervios centrales se utiliza un perfil más robusto puesto que el motor hidráulico y el malacate estarán ubicados sobre estos y son los dos componentes del sistema que producirán mayores fuerzas de sacudimientos debido a sus arranques y paradas además del trabajo de extracción propiamente dicho. Sin embargo también se han

colocado soportes para el sistema de pivoteo del brazo giratorio y para el tanque de almacenamiento.

Además la plataforma cuenta con placas de sujeción a lo largo de los soportes longitudinales inferiores que fijan la plataforma al chasis, las medidas y ubicaciones de éstas se detalla a continuación:

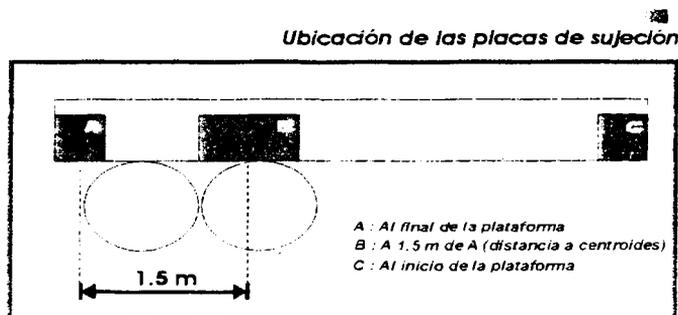


FIGURA 3.18 UBICACIÓN DE PLACAS DE SUJECIÓN

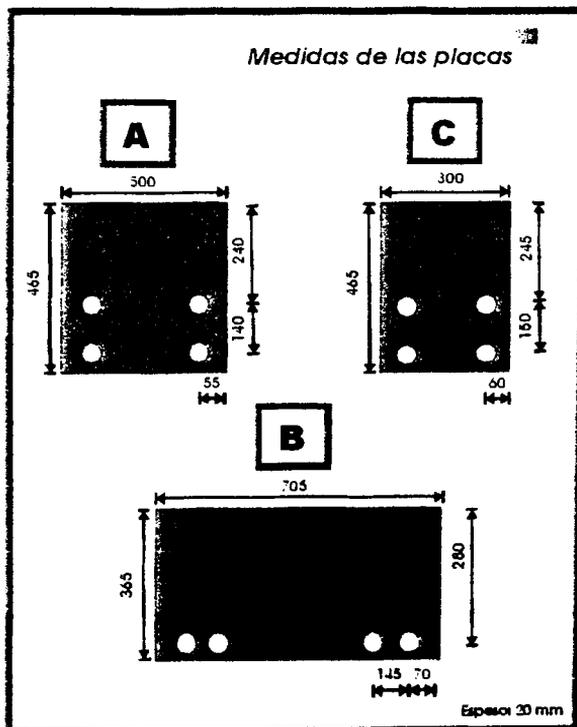


FIGURA 3.19 MEDIDAS DE LAS PLACAS DE SUJECIÓN

Techo

Al igual que para la plataforma en esta sección explicaremos la configuración del techo, sus medidas, forma y materiales, empezaremos con algunas características técnicas:

- Largo total: 8400 mm
- Ancho total: 2500 mm
- Distancia al primer apoyo (desde parte posterior de camión): 3000 mm
- Distancia al segundo apoyo (desde primer apoyo): 1500 mm
- Elevación desde plataforma (para cubierta de motor y sandrill): 1700 mm
- Elevación desde plataforma (para operación de sandrill): 1750 mm

Los materiales utilizados son los siguientes:

- Para el marco: tubo cuadrado de 2 pulgadas (50.8 mm)
- Para los nervios: tubo cuadrado de 1½ pulgadas (38.1 mm)
- Para el primer apoyo: tubo cuadrado de 2 pulgadas (50.8 mm)
- Para el segundo apoyo (justo atrás del cabezal del camión): tubo cuadrado de 2½ pulgadas (63.5 mm)
- Para el apoyo frontal (antes del cabezal): tubo redondo de 2 pulgadas (50.8 mm)
- Bandeja recolectora frontal: en plancha de 3 mm (76.2 mm)
- Cubierta: en plancha de aluminio antideslizante de 2 mm



Puesto que el marco es el que soportará en mayor medida el peso de la estructura estará construido con un perfil de mayor dimensión, los nervios aportan rigidez al sistema, por lo que no es necesario que tengan mayor medida, más bien, se elimina el peso con tubos de menos medida que tendrán el mismo efecto. La elección del material para los apoyos y demás explicaciones sobre estos se podrán encontrar a continuación.

Para la cubierta se ha escogido plancha de aluminio antideslizante de 2 mm. Se escogió este material basado en dos aspectos fundamentales, en primer lugar, peso, puesto que no queremos ubicar apoyos muy robustos porque nos restarían espacio en la plataforma, el diseño del techo deberá ser lo más ligero posible, basado en esto se coloca planchas de aluminio ya que la función de este techo es proteger el motor y el malacate de cualquier salpicadura de producto, no soportará mayores esfuerzos, el aluminio nos brinda este servicio y además es más liviano que el acero. El segundo aspecto se refiere a la estética del camión, además de elaborar unidades eficientes, se busca que éstas sean agradables a la vista, el aluminio nos brinda un acabado de estética superior. Se requiere además que estas planchas sean antideslizantes puesto que en cualquier momento, el operador requerirá subir al techo por cualquier motivo, como ya hemos dicho este techo seguramente estará cubierto con salpicaduras de petróleo, con una plancha antideslizante reducimos el riesgo del operador de derrapar y ocasionar algún accidente.



CIB-ESPOL



CIB-ESPOL



CIB-ESPOL



CIB-ESPOL

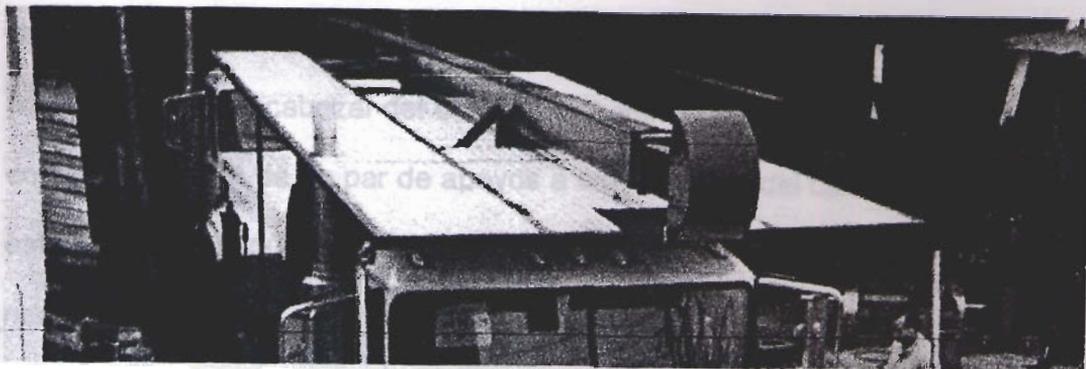


FIGURA 3.20 VISTA SUPERIOR DELTECHO

Los perfiles para los apoyos deberán ser de mayores dimensiones puesto que no solamente soportarán al techo en peso, manteniéndolo en su lugar, sino también soportarán las sacudidas que puedan ocurrir al momento de (en algún descuido) bajar el brazo giratorio del camión intempestivamente, pudiendo de esta manera causar el colapso de los mismos. Principal cuidado merecerá al que hemos denominado segundo apoyo, puesto que este por estar más alejado del punto de pivote soportará un mayor momento al caer el brazo giratorio, es por esto que para este caso se ha escogido tubo de 2½ pulgadas (63.5 mm)

Para el apoyo frontal se ha escogido tubo de dos pulgadas (50.8 mm), pero redondo, con esto este apoyo tendrá mayor inercia y será más seguro al momento de caer el brazo giratorio, este apoyo es de suma importancia ya que impide el abatimiento de la parte del techo que va desde el segundo apoyo hasta el frente, puesto que el brazo giratorio tiene una polea móvil en su parte superior, al caer ésta pudiera ocasionar un abatimiento de esta parte

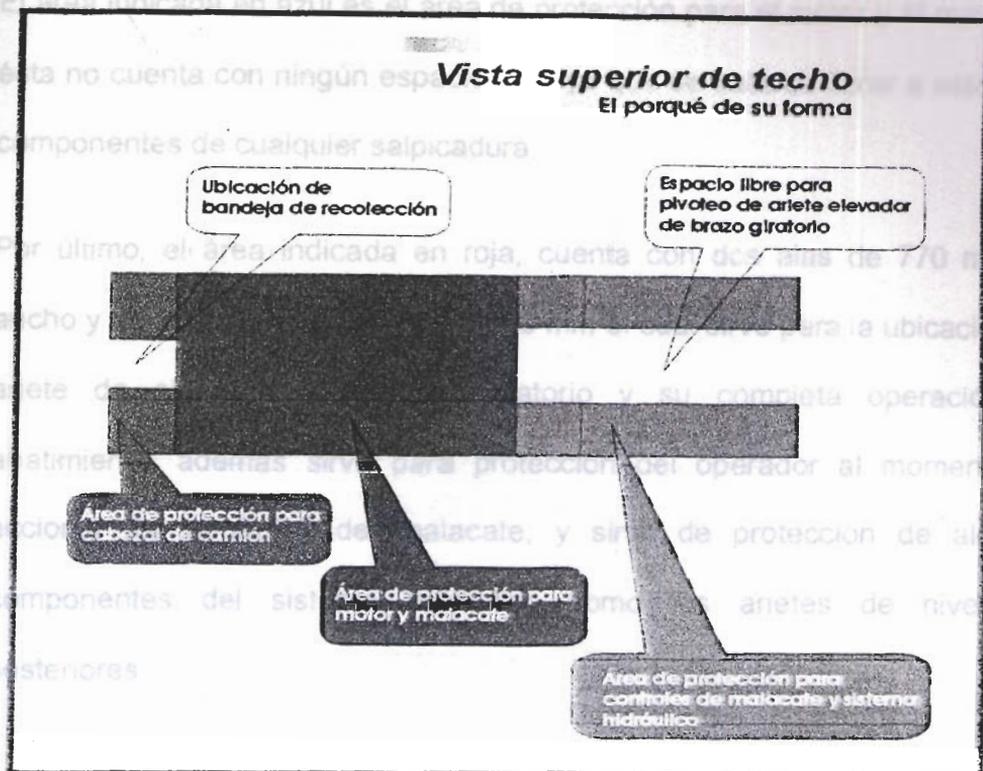


FIGURA 3.22 DIAGRAMA DEL TECHO

Como se indica en el diagrama anterior, el diseño del techo es un tanto irregular y esto se debe a la operación de la plataforma y ciertos requerimientos de diseño, en la parte frontal se tienen dos alas de 1075 mm dejando un espacio libre de 350 mm para la colocación de una bandeja de recolección de petróleo, la cual tiene forma semicircular y tiene como objetivo acumular todo el exceso de petróleo del cable que se encuentra bordeando la polea superior, esta bandeja además cuenta con un tapón roscado que permitirá la evacuación efectiva del petróleo hacia el tanque de almacenamiento.

El área indicada en azul es el área de protección para el motor y el malacate, ésta no cuenta con ningún espacio libre ya que se trata de librar a estos dos componentes de cualquier salpicadura.

Por último, el área indicada en roja, cuenta con dos alas de 770 mm de ancho y un espacio libre de 960 x 3000 mm el cual sirve para la ubicación del ariete de elevación del brazo giratorio y su completa operación de abatimiento, además sirve para protección del operador al momento de accionar los controles del malacate, y sirve de protección de algunos componentes del sistema hidráulico como los arietes de nivelación posteriores.

CAPÍTULO 4

4. DISEÑO DEL SISTEMA HIDRÁULICO

4.1 Determinación de parámetros y selección del diseño óptimo.

El sistema hidráulico de la unidad de extracción de petróleo es indispensable para el funcionamiento del mismo, consta de cuatro arietes ubicados para el movimiento y ubicación del brazo giratorio y para la estabilización del camión en sitio. Estos arietes son movidos por aceite hidráulico el cual es impulsado a través de una red de conexiones flexibles por una bomba instalada en el camión.

Existen dos arietes posteriores, ubicados para estabilizar el camión y nivelarlo, estos se instalaron como requerimientos debido al terreno irregular donde estos camiones van a trabajar, además, y

debido a la diferencia que existe entre la longitud del chasis del camión y la longitud de la plataforma, los aríetes posteriores ayudan a evitar un posible volteo del camión.

Luego existe un aríete de elevación del brazo giratorio, este pivotea en un punto para lograr la correcta posición del brazo y se encuentra también en la parte posterior del camión sobre la plataforma. Este aríete es el que soportará mayor carga puesto que además de levantar todo el brazo deberá ser capaz de mantenerlo en su lugar al momento de la extracción del petróleo.

Por último dentro del brazo giratorio se coloca un aríete para lograr un movimiento tipo telescópico, que sirve para el desplazamiento del cuerpo interior del mismo y lograr la longitud adicional adecuada para otro proceso utilizado para la extracción del petróleo que se denomina de cuchara, en donde se almacena el petróleo en un recipiente tubular que tiene 6.000 mm. de longitud, y que necesita tener ese espacio adicional al salir en tubo del pozo y debe elevarse la pluma desde los 9.000 mm convencionales hasta los 13.000 mm., pero esta condición de trabajo es mucho menor a la convencional. Este aríete tiene que desplazar entonces, el peso de este cuerpo interior y soportar también la fuerza que se produce al extraer el petróleo.

Todos estos arietes son accionados por la misma bomba, y funcionan uno solo a la vez, basado en esto calcularemos la bomba para el accionamiento del ariete que soporte mayor carga, con esto nos aseguraremos que la bomba también desplazará la carga necesaria en los otros arietes, es decir que para éstos, estará sobredimensionada.

En el diagrama del circuito hidráulico, que se presenta en la sección de planos, se detalla el sistema de control de cada cilindro, como es imperativo en todo sistema hidráulico se requiere un reservorio de aceite a presión atmosférica, una línea de succión en la que, a la entrada del reservorio se coloca una válvula de compuerta, que permitirá aislar el reservorio al momento de realizar algún mantenimiento o adecuación del sistema, tenemos además una válvula cheque que nos asegurará el movimiento del fluido solo en la dirección deseada. En este punto, son indeseados los retornos de fluido que producirían agitación en el reservorio lo que contribuiría a formar espumas que afectarían al normal desempeño de la bomba en un fenómeno conocido como cavitación gaseosa. Además se ubica un filtro que permita retener partículas que pudieran incrustarse en la bomba disminuyendo también su eficiencia, además estas partículas pueden taponar las tuberías o incrustarse en ellas produciendo fugas.

Hemos escogido para el control de los cilindros válvulas de tres posiciones con cuatro lumbreras con accionamiento manual y retorno por resorte. En

estas válvulas la posición central cierra la interconexión entre las cuatro lumbreras lo que permite sostener el émbolo del ariete en una posición determinada, lo cual es justamente lo que necesitamos debido a que durante el trabajo de extracción los arietes deben permanecer accionados. En el caso de esta válvula el ancho del émbolo es mayor que el pasaje del fluido y por ende se dice que está traslapada. El accionamiento debe ser manual ya que la posición angular del brazo giratorio no es siempre la misma, depende de cada pozo, y esto es controlado por el operador. Igual sucede con los arietes posteriores, ya que no solamente sirven para estabilizar el camión sino también para nivelarlo ya que es necesario que el cable se encuentre perpendicular al terreno para que no exista rozamiento entre el tubo de extracción y las paredes del pozo, lo cual ocasionaría una mayor fuerza, y un mayor trabajo innecesario de la bomba. Y para el ariete que permite el movimiento telescópico del brazo giratorio de igual manera, ya que la longitud del mismo variará según la profundidad del pozo que se vaya a explotar.

A la entrada de todos los arietes se coloca una válvula cheque que nos asegura que nada del fluido retornará, esto sería muy perjudicial puesto que ocasionaría un movimiento del fluido en sentido contrario del circuito y restaría la presión necesaria en los cilindros de los arietes para que éstos sean elevados.

Como hemos mencionado ya, el anete de elevación es el que soportará mayor carga por lo que a la salida del mismo, además del cheque, deberá tener una válvula de alivio que retomará el fluido a la misma tubería de alimentación si tenemos una elevada presión, mayor aún de la que se espera en el circuito. Como este es el cilindro más cargado se puede esperar este efecto.

Aceite a ser utilizado en el circuito

El aceite a ser utilizado en el circuito es SHELL TELLUS 68, este aceite se escogió por las siguientes condiciones explicadas a continuación, Shell Tellus son lubricantes de calidad premium, basados en aceites refinados con solventes y de alto índice de viscosidad, generalmente reconocidos como el producto de referencia en el campo de la lubricación hidráulica industrial y en los fluidos de potencia.

Entre las aplicaciones de estos aceites tenemos sistemas hidráulicos y fluidos de transmisión de potencia.

Algunas características del rendimiento del aceite son:

Estabilidad térmica. Este tipo de aceite es térmicamente estable en sistemas hidráulicos modernos que trabajan en condiciones extremas de

carga y temperatura. Son altamente resistentes a la degradación y a la formación de lodos.

Resistente a la oxidación. Resiste la oxidación en presencia de aire, agua y cobre. Los resultados de la Prueba de Estabilidad de Aceite de Turbina (Turbine Oil Stability Test - TOST) muestran una vida ante la oxidación hasta cuatro veces superior a la de algunos aceites minerales antidesgaste.

Notable desempeño contra el desgaste Se han incorporado aditivos antidesgaste de efectividad comprobada en todo el rango de condiciones de operación, incluyendo condiciones de servicio severo con altas cargas. Se han obtenido notables resultados en la exigente prueba Vickers 35VQ23.

Filtrabilidad superior. Adecuado para un filtrado ultra fino, un requerimiento esencial en los sistemas hidráulicos modernos. No se ve afectado por los productos usuales de la contaminación, tales como el agua y el calcio, los que provocan obstrucción de los filtros finos.

Estabilidad hidrolítica. Buena estabilidad química en presencia de humedad, lo que asegura una larga vida del aceite y reduce los riesgos de corrosión.

Baja fricción. Posee alta propiedades de lubricación y excelentes características de baja fricción en sistemas hidráulicos operando a

velocidades altas o bajas. Previene el problema de adherencia y deslizamiento en aplicaciones críticas.

Excelentes propiedades de liberación de aire y contra la formación de espuma. Un cuidadoso uso de los aditivos para asegurar una rápida liberación de aire sin excesiva formación de espuma.

Buena separación del agua. Las propiedades de separación del agua (demulsibilidad) resisten la formación de viscosas emulsiones de agua en aceite y previenen el daño consecuente del sistema hidráulico y de la bomba. Las rápidas propiedades de separación del aceite del agua se han demostrado en el prueba ASTM D-1401.

Gran versatilidad. Adecuado para un amplio rango de otras aplicaciones industriales.

Los aceites Shell Tellus, en todos sus grados, cumplen con las siguientes aprobaciones:

Cincinnati P-68, P-69, P-70

Denison HF-0, HF-1, HF-2

DIN 51517 Parte 3, 51524 Parte 2

Vickers I-286-S, M-2950-S

AGMA N° 2, Allis - Chalmers F, Black - Clawson 21, 31, Brown & Sharpe 65,

Cincinnati B-315, Continental P8,

DEF STAN 91-42/OM-58, Farrel F-2, F-2H, Monarch MO-12, OM-58, USI 4

Estos aceites no presentan ningún riesgo significativo para la salud o la seguridad cuando se usan apropiadamente en la aplicación recomendada y se mantienen buenos estándares de higiene industrial y personal. Siempre es recomendable evitar el contacto con la piel. Usar guantes con el aceite usado.

La siguiente tabla nos muestra las características técnicas del aceite:

Shell Tellus	68
Clase de aceite ISO	HM
Viscosidad Cinematica @ 40 oC cSt 100 oC cSt (P 71)	68 8.6
Indice de Viscosidad (P 226)	97
Densidad @ 15oC kg/l (IP 365)	0.880
Punto de Inflamación oC (Pensky-Martens Closed Cup) (IP 34)	223
Punto de Fluidez oC (IP 15)	-24

TABLA 4.1 CARÁCTERÍSTICAS TÉCNICAS ACEITE

4.2 Cálculo y selección de la bomba

Como ya hemos indicado calcularemos la bomba del sistema basados en el ariete que soporte mayor carga, este es el ariete de elevación ya que tiene que desplazar todo el peso del brazo

giratorio, incluyendo el cuerpo del brazo, la polea y el ariete telescópico, y además tiene que soportar la fuerza producida por el cable al momento de la extracción. Basado en esto comenzaremos especificando las características del aceite a ser usadas en unidades S.I.:

Densidad del aceite (ρ): $0.88 \text{ Kg/l} = 880 \text{ Kg/m}^3$

Viscosidad cinemática del aceite (ν): $68 \text{ CSt} = 6.8 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{seg}$

Luego especificamos la fuerza que va a desplazar el ariete, la cual fue calculada en el capítulo anterior, y que se puede aproximar a 40 kN, asumimos un 10% de pérdidas por fricción entre las empaquetaduras y el cilindro tanto en el pistón como en el vástago. Es decir que la carga a ser desplazada por el cilindro es 44 kN. El siguiente paso será seleccionar el cilindro hidráulico en función de esta carga y una presión que coincida con una bomba disponible en el mercado, tomando en cuenta que mientras mayor sea la presión menor será el tamaño del cilindro, y que deberá estar algo sobredimensionado por que la presión disponible del fluido en el cilindro será algo menor al de la bomba por las caídas de presión en las tuberías. En función de esto escogemos un ariete de 50 mm. que trabaja a 227 bares. Luego escogemos una bomba que pueda trabajar a esta presión, como primera elección del catálogo digital de bombas hidráulicas Parker (catálogo HY13-2600-600-3 US) escogemos una bomba PV046 que trabaja hasta a

1800 RPM, esta bomba a la presión de 227 bares nos da un flujo aproximado de 17 gpm, como muestra la gráfica:

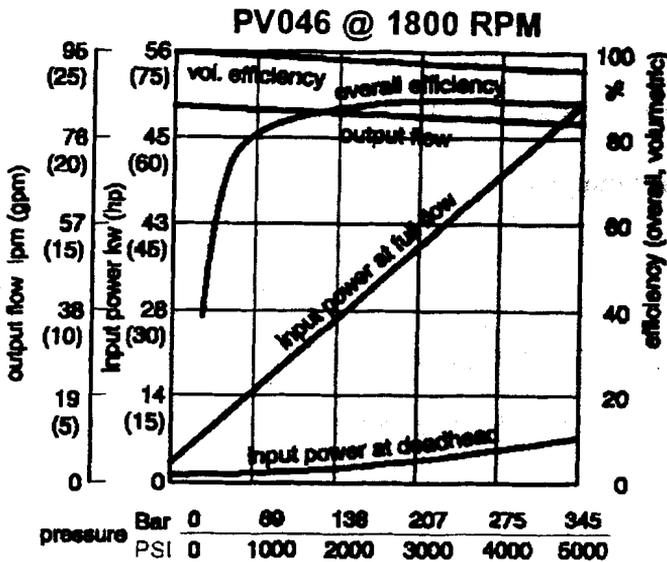


FIGURA 4.1 GRAFICA DE LA BOMBA

17 gpm representan en unidades del Sistema Internacional $1.07 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{seg}$. Chequeamos entonces si con este flujo cumplimos la primera condición que es la velocidad, nosotros necesitamos que la carga sea desplazada una distancia aproximada de 6 metros en 10 segundos, esto es una velocidad de 0.6 m/seg. El cilindro hidráulico que hemos escogido tiene un diámetro de 50.8 mm y un área de 2026.9 mm^2 y el área anular del lado opuesto del pistón de acuerdo a normas con una relación de áreas $4/3$, es:

$$\text{Área anular} = A_o = (2026.9) \left(\frac{3}{4} \right) = 1520.175 \text{ mm}^2$$

Calculamos con estos datos las velocidades de extensión y retracción del cilindro con el caudal de la bomba escogida:

$$v_{\text{extensión}} = \frac{Q_{\text{bomba}}}{A} = \frac{1.07 \times 10^{-3}}{2.0269 \times 10^{-3}} = 0.5278 \text{ m/seg}$$

$$v_{\text{retracción}} = \frac{Q_{\text{bomba}}}{A_o} = \frac{1.07 \times 10^{-3}}{1.520175 \times 10^{-3}} = 0.703866 \text{ m/seg}$$

La velocidad promedio entre las velocidades de extensión y retracción del cilindro es 0.6158, esto es muy cercano a nuestra velocidad requerida que es 0.6 m/seg.

Procedemos entonces a seleccionar la tubería para la línea de succión, para esto calculamos el área que debería tener dicha tubería para el caudal de la bomba y la velocidad requerida, así:

$$\begin{aligned} Q_{\text{bomba}} &= (v)(A) \Rightarrow \\ A &= \frac{1.07 \times 10^{-3}}{0.6} = 1.7833 \times 10^{-3} = \\ &= \frac{\pi D^2}{4} \Rightarrow D = 47.65 \end{aligned}$$

El valor más cercano para un diámetro comercial de tubería es 50 mm, esta tubería tiene un flujo de succión permitido máximo de $3.247 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{seg}$.

El diámetro nominal de la tubería de succión escogida es de 50 mm.

Se presenta a continuación un layout del ariete de elevación con las distancias necesarias:

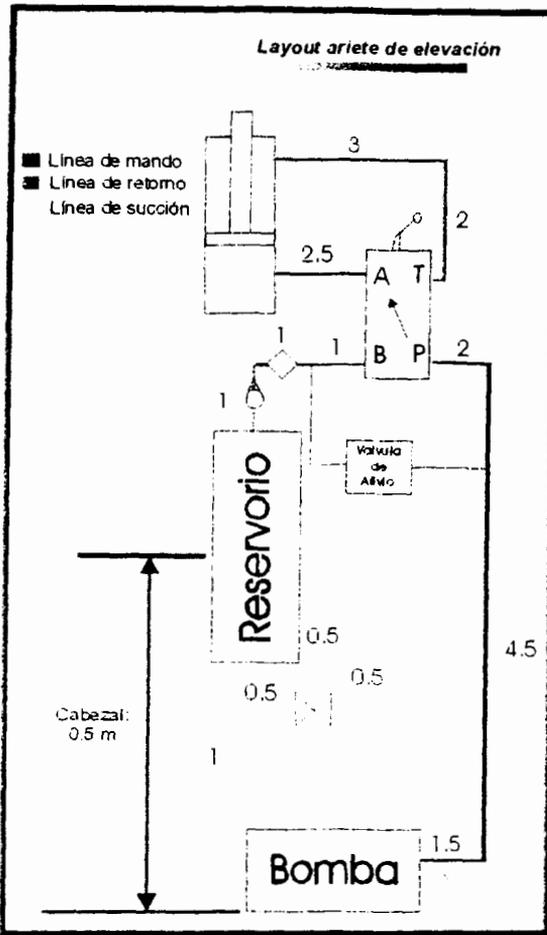


FIGURA 4.2 LAYOUT DEL ARIETE DE ELEVACIÓN

La fórmula de la caída de presión tiene la siguiente estructura:

$$\Delta P = \frac{K_x Q_{bomba}^2}{K_1}$$

Donde el subíndice "x" cambia debido a que se deben calcular diferentes constantes para la tubería, los accesorios y las contracciones presentes en el circuito, y donde K_1 se calcula de la siguiente manera:

$$K_1 = \frac{2A^2}{\rho} = \frac{2(21.649 \times 10^{-4})^2 \text{ m}^4}{880 \text{ kg/m}^3} = 2.170 \times 10^{-9} \text{ m}^7/\text{kg}$$

El área de la tubería utilizada en esta expresión viene dada por el fabricante en catálogos. Calculamos ahora el número de Reynolds con la conocida fórmula:

$$\text{Re} = \frac{K_T Q}{\nu}$$

Donde:

$$K_T = \frac{4}{\pi D} = \frac{4}{(\pi)(52.502)} = 24.25126 \text{ m}^{-1}$$

Este valor para D lo da el fabricante por medio de catálogos para la tubería de diámetro nominal 50 mm, el número de Reynolds será entonces:

$$\text{Re} = \frac{K_T Q}{\nu} = \frac{(24.25126)(1.07 \times 10^{-3})}{6.8 \times 10^{-5}} = 381.6 \text{ el flujo es laminar}$$

Para un régimen laminar el factor de fricción en tubería viene dado por:

$$f = \frac{64}{\text{Re}} = \frac{64}{381.6} = 0.167715$$

La longitud de la tubería de succión, según el layout será $0.5 + 0.5 + 0.5 + 1 = 2.5$ m. La caída de presión en la tubería será:

$$\Delta P_1 = \frac{K_L Q_{bomba}^2}{K_1}$$

Donde K_L es:

$$K_L = f \frac{L}{D} = (0.167715) \left(\frac{2.5}{52.502 \times 10^{-3}} \right) = 7.986$$

Reemplazando tenemos:

$$\Delta P_1 = \frac{K_L Q_{bomba}^2}{K_1} = \frac{(7.986)(1.07 \times 10^{-3})^2 m^6 / seg^2}{1.0652 \times 10^{-8} m^7 / kg} = 858.35 \text{ N/m}^2$$

Existen dos codos, la constante para la caída de presión de los codos (también llamada coeficiente de pérdidas) se obtiene de gráficas, las cuales se presentan en los anexos, para este caso la gráfica nos da el valor de 4, como son dos codos se multiplica por dos esta cantidad quedando $K_2 = 8$, la caída de presión será entonces:

$$\Delta P_2 = \frac{K_2 Q_{bomba}^2}{K_1} = \frac{(8)(1.07 \times 10^{-3})^2 m^6 / seg^2}{1.0652 \times 10^{-8} m^7 / kg} = 859.857 \text{ N/m}^2$$

Existe en esta línea una válvula de compuerta, el coeficiente de pérdidas también se lo obtiene de una gráfica y nos da $K_3 = 0.61$, la caída de presión será:

$$\Delta P_3 = \frac{K_3 Q_{bomba}^2}{K_1} = \frac{(0.61)(1.07 \times 10^{-3})^2 m^6 / seg^2}{1.0652 \times 10^{-8} m^7 / kg} = 65.5641 \text{ N/m}^2$$

Debemos considerar también la contracción a la entrada de la tubería desde el reservorio, el coeficiente de pérdida también se lo obtiene de las gráficas mencionadas, entrando con el número de Reynolds y con el valor de d_1/d_2 que son los diámetros a la entrada y la salida respectivamente, nosotros consideraremos d_2 infinito, este es el diámetro del reservorio el cual es

demasiado grande en comparación con d_1 , por esto el valor de d_1/d_2 es cero y

K_4 es 0.5, luego:

$$\Delta P_4 = \frac{K_4 Q_{bomba}^2}{K_1} = \frac{(0.5)(1.07 \times 10^{-3})^2 m^6 / seg^2}{1.0652 \times 10^{-8} m^7 / kg} = 53.7411 \text{ N/m}^2$$

La caída de presión total será la suma de todas las anteriores, a saber:

$$\Delta P_{total} = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 + \Delta P_4 = 858.35 + 859.857 + 65.5641 + 53.7411 = 1837.51$$

N/m^2

Por último debemos considerar el cabezal estático, el reservorio está 0.5 m sobre la bomba:

$$\Delta P_H = \rho gh = \left(880 \frac{kg}{m^3} \right) \left(9.8 \frac{m}{seg^2} \right) (0.5m) = 4312 \text{ N/m}^2$$

La presión a la entrada de la bomba será entonces:

$$4312 - 1837.5122 = 2474.488 \text{ N/m}^2$$

Esta presión es positiva por lo que los problemas de cavitación serán mínimos.

A continuación escogemos el diámetro para la tubería de mando (zona de alta presión). En este caso el flujo de la bomba es el mismo, $1.07 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{seg}$, una tubería de 20 mm de diámetro nominal tiene un flujo de $1.548 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{seg}$, como podemos observar este flujo es mayor que el de la bomba, luego, nosotros tenemos un flujo menor lo que nos asegura tener una velocidad menor que 4.5 m/seg que es lo recomendado por la experiencia. Si escogiéramos, por ejemplo, una tubería de 15 mm tenemos un flujo de

$0.8822 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{seg}$, este flujo es menor que el de la bomba por lo que si vamos a tener velocidades mayores que $4.5 \text{ m}/\text{seg}$.

Calculamos entonces las constantes, empezando por K_1

$$K_1 = \frac{2A^2}{\rho} = \frac{2(34.406 \times 10^{-5})^2 \text{ m}^4}{880 \text{ kg}/\text{m}^3} = 2.6903928 \times 10^{-10}$$

$$\text{Re} = \frac{K_T Q}{\nu} = \frac{\left(\frac{4}{\pi D}\right)(1.07 \times 10^{-3})}{6.8 \times 10^{-5}} = \frac{(60.9)(1.07 \times 10^{-3})}{6.8 \times 10^{-5}} = 958.28 \quad \text{El flujo es}$$

laminar

El factor de fricción será:

$$f = \frac{64}{\text{Re}} = \frac{64}{958.28} = 0.0668$$

Calcularemos todos los coeficientes de pérdidas y luego sacaremos factor común.

La longitud de la tubería será $1.5 + 4.5 + 2 + 2.5 = 10.5 \text{ m}$, el coeficiente de pérdidas será:

$$K_L = f \frac{L}{D} = (0.0668) \left(\frac{10.5}{20.930 \times 10^{-3}} \right) = 33.512$$

Existen dos codos de 90° en esta línea, de las gráficas obtenemos $K_2 = 1.5$, como son dos codos $K_2 = 3$.

Tenemos también una válvula direccional con conexión $P \rightarrow A$, la gráfica nos da $K_3 = 40$.

Por último tenemos expansión del fluido entrando al cilindro con $d_1/d_2 = 0$, y el Re calculado tenemos $K_4 = 1$.

Sumamos todos los coeficientes de pérdidas:

$$K_{TOTAL} = K_L + K_2 + K_3 + K_4 = 33.512 + 3 + 40 + 1 = 77.512$$

La caída de presión total será:

$$\Delta P_{\text{linea-mando}} = \frac{K_{TOTAL} Q_{\text{bomba}}^2}{K_1} = \frac{(77.512)(1.07 \times 10^{-3})^2 \text{ m}^6 / \text{seg}^2}{2.6903928 \times 10^{-10} \text{ m}^7 / \text{kg}} = 329.8534 \text{ bar}$$

La presión disponible en el cilindro será entonces:

$$P = 227 - 3.29853 = 223.70147 \text{ bar}$$

Para calcular el flujo necesario para empujar el fluido que se encuentra en el cilindro (lado opuesto) hacia el reservorio durante la carrera de extensión:

$$Q_{\text{retracción}} = (v_{\text{extensión}})(A_o) = (0.5278)(1.520175 \times 10^{-3}) = 0.0008023 \text{ m}^3/\text{seg}$$

Con el propósito de evitar el golpe de ariete en las líneas de retomo y la excesiva caída de presión debemos mantener la velocidad del fluido por debajo de 4.5 m/seg, que es lo recomendado por la experiencia, y no puede ser menor al diámetro de la tubería de mando. Con la tubería de 15 mm de diámetro nominal la velocidad del fluido sería menor a la indicada por la experiencia, pero el diámetro de la tubería nunca debe ser menor, así que tomamos la misma tubería de 20 mm de diámetro nominal. Calculamos entonces todos los coeficientes en el mismo orden:

$$K_1 = \frac{2A^2}{\rho} = \frac{2(34.406 \times 10^{-5})^2 m^4}{880 kg/m^3} = 2.6903928 \times 10^{-10}$$

$$Re = \frac{K_T Q}{\nu} = \frac{\left(\frac{4}{\pi D}\right)(0.0008023)}{6.8 \times 10^{-5}} = \frac{(60.9)(0.0008023)}{6.8 \times 10^{-5}} = 718.53 \text{ Flujo laminar}$$

$$f = \frac{64}{Re} = \frac{64}{718.53} = 0.089071$$

Existe contracción del fluido en su paso del cilindro a la tubería, esto se calcula con la gráfica para $d_1/d_2 = 0$, tenemos entonces $K_2 = 0.5$

La longitud de la tubería es: $3 + 2 + 1 + 1 + 1 = 8$ m, con esto tenemos:

$$K_L = f \frac{L}{D} = (0.089071) \left(\frac{8}{20.930 \times 10^{-3}} \right) = 34.04529$$

Tenemos cuatro codos a 90° en la línea, para el diámetro de tubería escogido y para el número Re calculado, tenemos $K_3 = (1.9)(4) = 7.6$

Debemos considerar la válvula direccional para una conexión $B \rightarrow T$ de la gráfica obtenemos $K_4 = 55$

Una tee nos da leyendo de las gráficas una $K_5 = 0.38$ y el filtro antes de la entrada al reservorio nos da $K_6 = 4$, esto también se obtiene de las gráficas.

Por último tenemos una expansión del fluido desde la tubería al reservorio con $d_1/d_2 = 0$, $K_7 = 1$.

Sumamos entonces todos estos coeficientes de pérdidas:

$$K_{TOTAL} = K_L + K_2 + K_3 + K_4 + K_5 + K_6 + K_7 = \\ = 0.5 + 34.05 + 7.6 + 55 + 0.38 + 4 + 1 = 102.53$$

Luego tenemos que la caída de presión será:

$$\Delta P_{\text{linea-retorno}} = \frac{K_{TOTAL} Q_{bomba}^2}{K_1} = \frac{(102.53)(0.0008023)^2 m^6 / seg^2}{2.6903928 \times 10^{-10} m^7 / kg} = 245.306 \text{ kN/m}^2$$

Revisamos entonces con todos estos datos que el ariete tenga suficiente energía para desplazar la carga por medio de un balance de fuerzas en el cilindro:

$$P_h A_{\text{extension}} - P_R A_{\text{retraccion}} = F$$

La presión disponible en el pistón P_h será menor a la presión de suministro de la bomba por las pérdidas de fricción y la P_R será mayor a la atmosférica para lograr que el fluido fluya hacia el tanque.

$$P_h A_{\text{extension}} - P_R A_{\text{retraccion}} = (22370.147)(2.0269 \times 10^{-3}) - (245.306)(1.520175 \times 10^{-3}) = F$$

Resolviendo tenemos:

$$F = 44.9671 \text{ kN}$$

Este valor es mayor que el requerido de 44 kN. Por esto, las características de la bomba están bien escogidas y no se requiere realizar ningún ajuste.

Procedemos a hallar entonces la eficiencia del sistema, para esto calculamos las pérdidas de energía, en este caso tendremos pérdidas por fricción durante la carrera de extensión del pistón, estas son:

Para la línea de mando:

$$(\Delta P_M)(Q_B) = (329.853)(1.07 \times 10^{-3}) = 352.94 \text{ W}$$

Para la línea de retorno:

$$(\Delta P_R)(Q_R) = (245.306)(0.0008023) = 196.81 \text{ W}$$

Las pérdidas totales serán:

$$352.94 + 196.81 = 549.75 \text{ W}$$

La potencia útil desarrollada por el ariete será:

$$W_o = F \times v_{\text{extension}} = (40)(0.5278) = 2111.2 \text{ W}$$

La energía total entregada por la bomba corresponde a la energía útil desarrollada por el pistón más la energía perdida por fricción en el fluido más la energía perdida por fricción en el ariete:

$$\text{Pérdidas por fricción en el ariete (10\%)} = (4)(0.5278) = 2111.2 \text{ W}$$

$$\text{Sumamos todas las pérdidas: } 2111.2 \text{ W} + 2111.2 \text{ W} + 549.75 \text{ W} = 23772.95 \text{ W}$$

De la curva de la bomba, en el punto de operación del sistema, sabemos que la eficiencia de la bomba será del 70%, calculamos entonces la potencia real suministrada:

$$W_T = \frac{23772.95}{0.70} = 33961.3571 \text{ W}$$

La eficiencia del sistema será el cuociente entre al potencia útil del ariete y la potencia suministrada, así

$$\eta_{\text{sistema}} = \frac{2111.2}{33961.3571} = 0.62$$

$$\eta_{\text{sistema}} = 62\%$$



Con esto podemos concluir que un 38% de la energía involucrada en el sistema se pierde por las ineficiencias, la mayor parte de esta energía se convierte en calor por fricción, esto hace que también el fluido aumente de temperatura por lo que se sugiere la instalación de un sistema de enfriamiento. Esta eficiencia solo hace relación al comportamiento energético del sistema cuando se está efectuando trabajo útil, es decir, cuando el ariete está trabajando, aquí se incluye también el sobredimensionamiento del ariete ya que estamos desplazando 45 kN, no se toma en cuenta las transformaciones de energía durante los tiempos muertos o sea los tiempos entre la extensión y retracción del pistón, en donde la bomba seguirá operando con condiciones de flujo cero, lo que obliga a que la válvula de alivio derive el fluido comprimido de regreso al tanque sin realizar trabajo útil.

Como ya explicamos, al escoger esta bomba quedan alimentados los otros arietes ya que desplazarán menos carga y durante el ciclo de trabajo actúa un cilindro a la vez. Por esto entonces seleccionamos las medidas de los otros arietes en función de la distancia que deben recorrer y su disponibilidad en el mercado, la fuerza que soportarán estos será la misma calculada para el ariete de elevación, las medidas son las siguientes:

Arietes posteriores: 76.2 x 50.8 x 1016 mm (3 x 2 x 40 pulgadas)

Ariete telescópico: 101.6 x 63.5 x 4400 mm (4 x 2½ x 173 pulgadas)

El ariete escogido tiene las siguientes dimensiones:



Ariete de elevación: 76.2 x 50.8 x 1524 mm (3 x 2 x 60 pulgadas)

Escogida entonces la bomba a ser utilizada procedemos a detallar algunas características técnicas de la misma que se encuentran en el catálogo del fabricante Parker

- Rangos de presión : 350 bar continuo
420 bar pico
- Rangos de velocidad: 600 – 2400 RPM
- Rangos de temperatura: Desde -40°C hasta 70°C
- Condición de entrada: 16 bar
- Material: hierro fundido
- Desplazamiento: 46 cm³/rev
- Niveles de ruido a plena carga, 1800 RPM y 207 bar: 62 dB
- Potencia de entrada a 1800 RPM, máximo desplazamiento y 343 bar: 50.2 kW

4.3 Selección del malacate y motor hidráulico

Revisando todos los cálculos anteriores lo único que nos falta por incluir en nuestro sistema de extracción de petróleo es el malacate que será impulsado por un motor hidráulico. El diseño de este malacate no está dentro del alcance de esta tesis por lo que va a ser seleccionado en función de todos los requerimientos que se han ido

presentando a lo largo de su desarrollo, pero aún más, con los requerimientos en el pozo mismo de extracción.

El malacate es el encargado de enrollar y desenrollar el cable que descenderá en el pozo con todos los instrumentos necesarios para la extracción, junto a este malacate se encuentra el motor hidráulico que le proporciona la energía para moverse. Este motor hidráulico es accionado por la misma bomba que hace actuar los arietes, cuando el motor está funcionando ninguno de los arietes se retrae o se extiende, para esto se coloca una válvula derivadora del flujo al momento de actuar el motor, este malacate tiene dos sentidos de giro. Este conjunto motor – malacate se controla con un mando a distancia colocado en la parte posterior del motor, el malacate deberá estar protegido por una cubierta para evitar salpicaduras del petróleo que queda en el cable.

Para la elaboración de la presente tesis se visitaron dos campos de extracción en donde la adquisición de estas unidades sería rentable, estos son Ancón (Ecuador) y Máncora (Perú), durante estos viajes se recolecto información acerca de la velocidad necesaria para la eficiente extracción del petróleo, mucha de esta información se presenta en el capítulo 1 de esta tesis.

Las profundidades de los pozos fluctúan según el sitio, pero se requiere, en el pozo más profundo, que el malacate enrolle 6000 pies (1829 m) de cable,

esto contabilizando el recorrido desde que el cable sale del malacate pasa por el brazo giratorio y desciende al pozo. Considerando que en el pozo se hace un correcto sello y vacío, la máxima velocidad requerida para la extracción del volumen de petróleo calculado que son 6 barriles, es 400 m/min, este valor nos fue proporcionado en los campos de extracción y corresponde a la experiencia de los operadores de los equipos.

Con estos datos consultamos a vendedores de malacates en el exterior puesto que no existen en el ámbito local, obtuvimos respuesta de una empresa italiana llamada Brevini Winches, la cual nos hizo llegar las características técnicas y el modelo de un malacate que viene con el motor hidráulico y que cumple con los requerimientos mencionados.

Estas características son:

- Marca: Brevini Winches
- Modelo: TNE4200TLG
- Diámetro del tambor: 1060 mm
- Longitud del tambor: 1120 mm
- Caja de engranajes:
 - Modelo: RAF60
 - Ratio: 100
 - Eficiencia mecánica: 0.91
- Modelo del freno: FL450



- Motor hidráulico:

- Modelo: H1C

- Desplazamiento: 75 cm³/rev

- Velocidad con un flujo de aceite de 1×10^{-3} m³/seg : 1900 RPM

- Eficiencia Hidromecánica: 0.95

- Eficiencia volumétrica: 0.95

- Desempeño del motor y malacate, los siguientes valores están calculados para las siguientes condiciones:

- Presión de entrada aproximada: 224.4 bar

- Presión de trabajo: 187 bar

- flujo de aceite: 1×10^{-3} m³/seg

	Capacidad de carga (N)	Velocidad (m/min)	Longitud total del cable (m)
Primera capa	42000	391	260
Segunda capa	41200	393	536
Tercera capa	39570	396	820
Cuarta capa	38340	399	1111
Quinta capa	37950	403	1409
Sexta capa	36520	408	1714
Séptima capa	35950	410	2026

TABLA 4.2 CAPACIDAD DEL MALACATE

Como podemos observar, los requerimientos de presión y flujo se ajustan a la bomba que hemos escogido, por lo que no es necesario volver a calcular la bomba o colocar una bomba exclusivamente para el motor y malacate. Los valores que se presentan en la tabla cumplen los requerimientos de velocidad y carga, indicados en el capítulo 3, necesarios para la extracción, además de la capacidad de enrollar la longitud de cable necesaria para la configuración de los pozos de la península donde van a trabajar estas unidades.

CAPÍTULO 5

5. ANÁLISIS DE COSTOS

Para realizar un correcto análisis de costos debemos considerar todos los materiales que se usaron en la construcción de todo el sistema, incluyendo el sistema hidráulico, motor y malacate. En nuestros costos no estará incluido el valor del camión, simplemente de la unidad de extracción de petróleo. Una vez analizados estos costos consideraremos el costo de mano de obra y estableceremos nuestro margen de ganancia para establecer un costo real al que pudiera ser cotizado este sistema en el mercado.

Todos los costos que a continuación se detallarán fueron cotizados en el mercado local, a excepción del motor y malacate que fueron cotizados en el exterior, concretamente a una compañía italiana. Hay

que tomar en cuenta que actualmente el precio del acero está teniendo varias fluctuaciones por esto los precios que a continuación detallados son costos a la fecha de elaboración de la presente tesis.

Material	Precio unitario	Cantidad	Precio total
Viga UPN 160	\$107.00	5	\$535.00
Viga HEB 160	\$256.00	2	\$512.00
Ángulo 60 x 6 mm	\$29.00	1	\$29.00
Viga UPN 100	\$60.50	1	\$60.50
Plancha antideslizante de 2 mm	\$35.00	5	\$175.00
Plancha aluminio antideslizante de 2 mm	\$49.00	7	\$343.00
Tubo cuadrado de 1 1/2 pulgadas	\$11.10	6	\$66.60
Tubo cuadrado de 2 pulgadas	\$17.80	4	\$71.20
Tubo cuadrado de 2 1/2 pulgadas	\$24.00	2	\$48.00
Tubo redondo de 2 pulgadas	\$14.49	1	\$14.49
Plancha de acero A36 3 mm	\$60.00	1	\$60.00
Plancha de acero A36 6 mm	\$119.55	6	\$717.30
Plancha de acero A36 18 mm	\$360.00	1	\$360.00
Plancha de acero A36 3"	\$1,520.00	1	\$1,520.00
Tubo 6 pulgadas cédula 80	\$341.85	1	\$341.85
Canal C 150 X 50 X 5	\$96.77	3	\$290.31
Canal C 240 X 100 X 6	\$85.46	3	\$256.38
Canal C 230 x 80 x 6	\$85.46	2	\$170.92
Acero SAE 1018	\$1.63	50	\$81.50
Bronce Fosfórico	\$8.17	12	\$98.04
Barra perforada acero SAE 1018	\$2.40	10	\$24.00
Rodamiento 30216	\$49.90	2	\$99.80
Tuerca de fijación KM16	\$13.22	2	\$26.44
Chumacera de piso UCP315D1	\$35.00	2	\$70.00
Costo aproximado de soldadura	\$312.00	1	\$312.00
Varios (pernos, fungibles, remaches, etc)	\$250.00	1	\$250.00
Costo de pintura	\$ 464.22	1	\$ 464.22
TOTAL			\$6,997.55

*Estos precios no incluyen I.V.A.

TABLA 5.1 COSTOS DE MATERIALES

Para construir todas las partes y acoplarlas al camión se hizo uso de cuatro soldadores con sus respectivos ayudantes y 3 operadores de máquinas herramientas, un detalle del costo de mano de obra se presenta a continuación:

Mano de obra	cantidad	Sueldo semanal	Semanas	Total
Soldadores	4	\$150.00	3	\$1800.00
Ayudantes	4	\$40.00	3	\$480.00
Tomeros	3	\$85.00	3	\$1020.00

TABLA 5.2 COSTOS DE MANO DE OBRA

Los totales se han calculado para un tiempo de cuatros semanas, que es el tiempo de construcción de una unidad completa. Este cuadro nos da un total de 3300 dólares. Además de esto se debe contratar un trabajo de pintura con dos personas durante la última semana, este trabajo tiene un costo de 200 dólares, sin incluir el material. Es decir que tendremos un total de 3500 dólares.

Además de esto deberemos considerar el costo de alquiler de las máquinas, vamos a utilizar cuatro máquinas para soldar soldar, dos tomos, una fresadora y un cepillo. El cuadro a continuación nos presenta los costos de esto.

Máquina	cantidad	Costo semanal	Semanas	Total
Máquinas para soldar	4	80.00	3	240.00

Torno	2	200.00	3	600.00
Fresa	1	200.00	3	600.00
Cepillo	1	100.00	3	300.00

TABLA 5.3 COSTOS DE MAQUINARIA

Esto nos da un total de \$ 1740, monto que debe ser sumado al total.

Hemos dejado a parte el costo del sistema hidráulico, que incluye, todas las conexiones flexibles, todas las válvulas y elementos necesarios del circuito hidráulico, todos los aríetes y la mano de obra, el detalle se presenta a continuación:

Item	Precio unitario	Cantidad	Precio total
Cilindro hidráulico 76.2 x 50.8 x 1016 mm	\$675.00	2	\$1,350.00
Cilindro hidráulico 76.2 x 50.8 x 1524 mm	\$1,053.00	1	\$1,053.00
Cilindro hidráulico 101.6 x 63.5 x 4400 mm	\$1,620.00	1	\$1,620.00
Bomba hidráulica Parker PV046 1800 RPM	\$450.00	1	\$450.00
Bloque de válvulas	\$850.00	1	\$850.00
Accesorios	\$600.00	1	\$600.00
Enfriador por aire reforzado	\$1,440.00	1	\$1,440.00
Diseño, montaje y puesta en servicio	\$2,000.00	1	\$2,000.00
TOTAL			\$9,363.00

• Estos costos no incluyen I.V.A.

TABLA 5.4 COSTOS SISTEMA HIDRÁULICO

Además consideramos el costo del malacate con el motor hidráulico, incluyendo costos de importación:

Item	Precio unitario	Cantidad	Precio total
Malacate modelo TNTE4200TLG incluye el motor hidráulico y el tambor con todos sus accesorios	\$16,400.00	1	\$16,400.00

Flete interno y marítimo	\$850.00	1	\$850.00
Verificadora	\$379.20	1	\$379.20
Seguro	\$405.00	1	\$405.00
Aranceles	\$1,438.01	1	\$1,438.01
Instalación y puesta a punto	\$2,500.00	1	\$2,500.00
		TOTAL	\$21,972.21

TABLA 5.5 COSTOS DEL MALACATE

Sumando todos los costos tenemos:

$$6997.55 + 3500 + 1740 + 9363 + 21972.21 = 43572.76 \text{ dólares}$$

Con un margen de ganancia del 15% tenemos que el proyecto tendrá un costo de:

\$ 50,108.68 + I.V.A. (CINCUENTA MIL CIENTO OCHO 68/100 DÓLARES AMERICANOS + I.V.A.)



CAPÍTULO 6

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

1. Luego del análisis realizado en los capítulos anteriores podemos, como primera conclusión, mostrar la capacidad de producción en el campo nacional. Estas unidades se venden en el ámbito internacional completas, listas para ser usadas, y por lo general, en el ámbito petrolero se tiende a preferir lo fabricado fuera de nuestras fronteras, sin embargo, todas estas unidades se han fabricado íntegramente en nuestro país, a excepción del camión. Actualmente estas unidades trabajan sin mayores inconvenientes.
2. En el ámbito económico, preferir una firma nacional para la fabricación de estas unidades también resulta positivo, en nuestro país, como es de conocimiento general, la mano de obra es mucho más barata, y aunque los materiales tal vez no lo sean, al por mayor, como fueron fabricadas estas unidades, sí es conveniente. Además hay que tomar en cuenta los

costos de importación que implicarían traer unas unidades fabricadas en el extranjero.

3. Se eliminaron muchos de los problemas existentes en las unidades que estaban en uso, todos estos se identificaron en sitio y recolectando impresiones del cliente y los operadores de las unidades, esto permitió elaborar unidades que se ajustaran perfectamente a las necesidades de los usuarios finales y a las condiciones de trabajo en que se desenvolverán.
4. Es importante la reducción de personal que logramos con las nuevas unidades, en las unidades anteriores eran necesario tres operadores, uno que opere el motor, otro que opere los arietes hidráulicos y un ayudante. En nuestras unidades es necesario un solo operador que accione el motor y los arietes hidráulicos, primero, por el ciclo de operación con el que nuestras unidades están diseñadas, es decir un orden para activar cada elemento, y segundo porque los mandos están colocados todos en el mismo sitio, a diferencia de las unidades anteriores. Con nuestro diseño es necesario un solo operador y un ayudante.
5. Recomendamos el cambio del motor impulsor del malacate de un modelo de combustión interna a un modelo hidráulico. Esto eliminaría el excesivo

ruido que un motor de combustión interna genera, principalmente debido a que algunos de los pozos que son explotados en los campos de la Península quedan a escasos metros de sitios habitados. Esto también nos deja mayor espacio en la plataforma de operación lo que se aprovecharía con un tanque de almacenamiento evitando que el camión viaje acompañado de un camión cisterna. El motor hidráulico es impulsado por la misma bomba que acciona los arietes y además genera menos vibraciones que un motor de combustión interna

6. Recomendamos el uso de un brazo giratorio elaborado por medio de canales tipo "C" soldados a todo lo largo en lugar del uso de un brazo giratorio tipo cercha o castillo, quedó demostrado en los cálculos que el primero tiene la suficiente resistencia como para soportar todas las fuerzas a las que pudiera estar sometido al momento de la extracción de crudo, además ocupa menos espacio y es más liviano.
7. Recomendamos una correcta y exhaustiva capacitación del personal que operará las unidades, especialmente en aquellas nuevas adecuaciones que se hicieron. El personal deberá estar informado de todos los problemas que pudieran presentarse y la manera de resolverlos, además deberá estar capacitado para operar las unidades de la manera más limpia posible eliminando al máximo los derrames.

8. Recomendamos un correcto plan de mantenimiento que abarque todas las partes del camión, rodamientos, chumaceras, válvulas, motor hidráulico, cable, lubricación de ejes, etc. Todos estos elementos tienen un tiempo de vida útil luego del cual deben ser reemplazados. Recordemos que la falla de algún elemento del sistema pudiera ocasionar un grave accidente, como por ejemplo al fallar el cable.

APÉNDICES

TABLA A-5
Constantes elásticas y físicas de materiales

MATERIAL	MÓDULO DE ELASTICIDAD E		MÓDULO DE RIGIDEZ G		RELACIÓN DE POISSON ν	PESO UNITARIO w		
	Mpsi	GPa	Mpsi	GPa		lb in ⁻³	lb ft ⁻³	kN.m ⁻³
Aluminio (todas las aleaciones)	10.3	71.0	3.80	26.2	0.334	0.098	169	26.6
Cobre al berilio	18.0	124.0	7.0	48.3	0.285	0.297	513	80.6
Latón	15.4	106.0	5.82	40.1	0.324	0.309	534	83.8
Acero común	30.0	207.0	11.5	79.3	0.292	0.282	487	76.5
Hierro colado (gris)	14.5	100.0	6.0	41.4	0.211	0.260	450	70.6
Cobre	17.2	119.0	6.49	44.7	0.326	0.322	556	87.3
Madera (abeto Douglas)	1.6	11.0	0.6	4.1	0.33	0.016	28	4.3
Vidrio	6.7	46.2	2.7	18.6	0.245	0.094	162	25.4
Inconel	31.0	214.0	11.0	75.8	0.290	0.307	530	83.3
Plomo	5.3	36.5	1.9	13.1	0.425	0.411	710	111.5
Magnesio	6.5	44.8	2.4	16.5	0.350	0.065	112	17.6
Molibdeno	48.0	331.0	17.0	117.0	0.307	0.368	636	100.0
Monel	26.0	179.0	9.5	65.5	0.320	0.319	551	86.6
Níquel plata	18.5	127.0	7.0	48.3	0.322	0.316	546	85.8
Acero al níquel	30.0	207.0	11.5	79.3	0.291	0.280	484	76.0
Bronce fosforado	16.1	111.0	6.0	41.4	0.349	0.295	510	80.1
Acero inoxidable	27.6	190.0	10.6	73.1	0.305	0.280	484	76.0

TABLA A-22
Resultados de pruebas a la tensión de algunos metales *

NÚMERO	MATERIAL	CONDICIÓN	RESISTENCIA				EXP. RESIST. A DEFORM., m	DEFORM. A LA FRACT., ϵ_f
			DE FLUENCIA, S_y , MPa (kpsi)	ÚLTIMA, S_u , MPa (kpsi)	DE FRACTURA, σ_f , MPa (kpsi)	COEFICIENTE DE, σ_u , MPa (kpsi)		
1018	Acero	Recocido	220 (32.0)	341 (49.5)	628 (91.1)†	620 (90.0)	0.25	1.05
1144	Acero	Recocido	358 (52.0)	646 (93.7)	898 (130)†	992 (144)	0.14	0.49
1212	Acero	HR	193 (28.0)	424 (61.5)	729 (106)†	758 (110)	0.24	0.85
1045	Acero	Q&T 600°F	1520 (220)	1580 (230)	2380 (345)	1880 (273)†	0.041	0.81
4142	Acero	Q&T 600°F	1720 (250)	1930 (210)	2340 (340)	1760 (255)†	0.048	0.43
303	Acero inoxidable	Recocido	241 (35.0)	601 (87.3)	1520 (221)†	1410 (205)	0.51	1.16
304	Acero inoxidable	Recocido	276 (40.0)	568 (82.4)	1600 (233)†	1270 (185)	0.45	1.67
2011	Aleación de aluminio	T6	169 (24.5)	324 (47.0)	325 (47.2)†	620 (90)	0.28	0.10
2024	Aleación de aluminio	T4	296 (43.0)	446 (64.8)	533 (77.3)†	689 (100)	0.15	0.18
7075	Aleación de aluminio	T6	542 (78.6)	593 (86.0)	706 (102)†	882 (128)	0.13	0.18

* Valores provenientes de uno o más grados (calores) y que se cree pueden obtenerse por especificaciones de compra apropiadas. La deformación a la fractura puede variar hasta en 100%.

† Valor derivado.

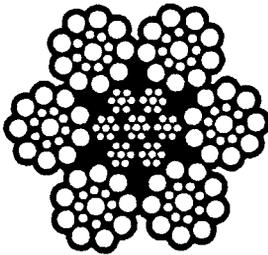
Fuente: J. Datsko, "Solid Materials," cap. 7 in Joseph E. Shigley y Charles R. Mischke (eds.), *Standard Handbook of Machine Design*, McGraw-Hill, Nueva York, 1986, pp. 7.47-7.50.

1	2	3	4	5	6	7	8
AISI NÚM.	TRATAMIENTO	TEMPERATURA °C (°F)	RESISTENCIA ÚLTIMA, MPa (kpsi)	RESISTENCIA DE FLUENCIA, MPa (kpsi)	ELONGACIÓN, %	REDUCCIÓN DE ÁREA, %	DUREZA BRINELL
4140	Q&T	425 (800)	1250 (181)	1140 (165)	13	49	370
	Q&T	540 (1000)	951 (138)	834 (121)	18	58	285
	Q&T	650 (1200)	758 (110)	655 (95)	22	63	230
	Normalizado Recocido	870 (1600)	1020 (148)	655 (95)	18	47	302
4340	Q&T	815 (1500)	655 (95)	417 (61)	26	57	197
	Q&T	315 (600)	1720 (250)	1590 (230)	10	40	486
	Q&T	425 (800)	1470 (213)	1360 (198)	10	44	430
	Q&T	540 (1000)	1170 (170)	1080 (156)	13	51	360
	Q&T	650 (1200)	965 (140)	855 (124)	19	60	280

*Templado en agua

Fuente: ASM Metals Reference Book, 2d ed., American Society for Metals, Metals Park, Ohio, 1983.

BOA



CONSTRUCCIONES:
 6 X 19 (9/9/1) SEALE
 3/16" a 2.1/4"
 6 x 25 (12/6F/6/1) FILLER
 3/8" a 2.1/4"

APENDICE 3

CARACTERÍSTICAS DE CABLE SELECCIONADO

Setie 6 x 19 con Alma de Acero

Diametro Nominal mm.	Pulgadas	Peso Aprox. Kg. Por metro	Resistencia a la ruptura mínima garantizada en toneladas métricas	
			Acero de Arado Mejorado	Acero de Arado Extra Mejorado
9.50	3/8	0.99	5.95	6.85
11.00	7/16	0.52	8.07	9.25
13.00	1/2	0.68	10.44	12.10
14.50	9/16	0.88	13.20	15.20
16.00	5/8	1.07	16.20	18.70
18.00	-	1.30	20.50	23.60
19.00	3/4	1.55	23.20	26.70
22.00	7/8	2.11	31.40	36.10
24.00	-	2.30	36.40	41.85
26.00	1"	2.75	40.70	46.90
29.00	1.1/8	3.48	51.50	59.00
32.00	1.1/4	4.30	63.00	72.50
35.00	1.3/8	5.21	75.70	87.10
38.00	1.4/2	6.19	89.70	103.00
42.00	1.5/8	7.26	104.00	120.00
45.00	1.3/4	8.44	121.00	139.00
48.00	1.7/8	9.67	138.00	158.00
52.00	2"	11.00	156.00	180.00
54.00	2.1/8	12.40	174.00	200.00
57.00	2.1/4	13.90	195.00	234.00

APÉNDICE 4

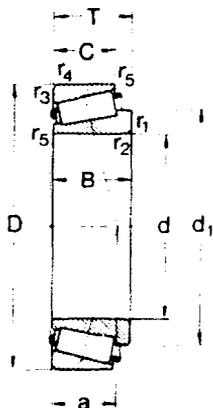
DIÁMETRO MÍNIMO DE POLEA

CONSTRUCCION DEL CABLE		
6 x 7	72 x d	42 x d
6 x 17 Seale	56 x d	37 x d
6 x 19 Seale	51 x d	34 x d
6 x 21 (6 x 16 Filler)	45 x d	30 x d
6 x 26 Warrington Seale	42 x d	28 x d
6 x 25 (6 x 19 Filler)	41 x d	27 x d
6 x 31 Warrington Seale	38 x d	25 x d
6 x 36 Warrington Seale	31 x d	21 x d
6 x 41 Warrington Seale	28 x d	19 x d
6 x 43 Filler Seale	31 x d	21 x d
6 x 49 Filler Seale	28 x d	19 x d
8 x 19 Seale	36 x d	24 x d
8 x 25 (8 x 19 Filler)	29 x d	19 x d
18 x 7 Resistente a la Rotación	51 x d	36 x d

APÉNDICE 5

CARACTERÍSTICAS DEL RODAMIENTO SELECCIONADO

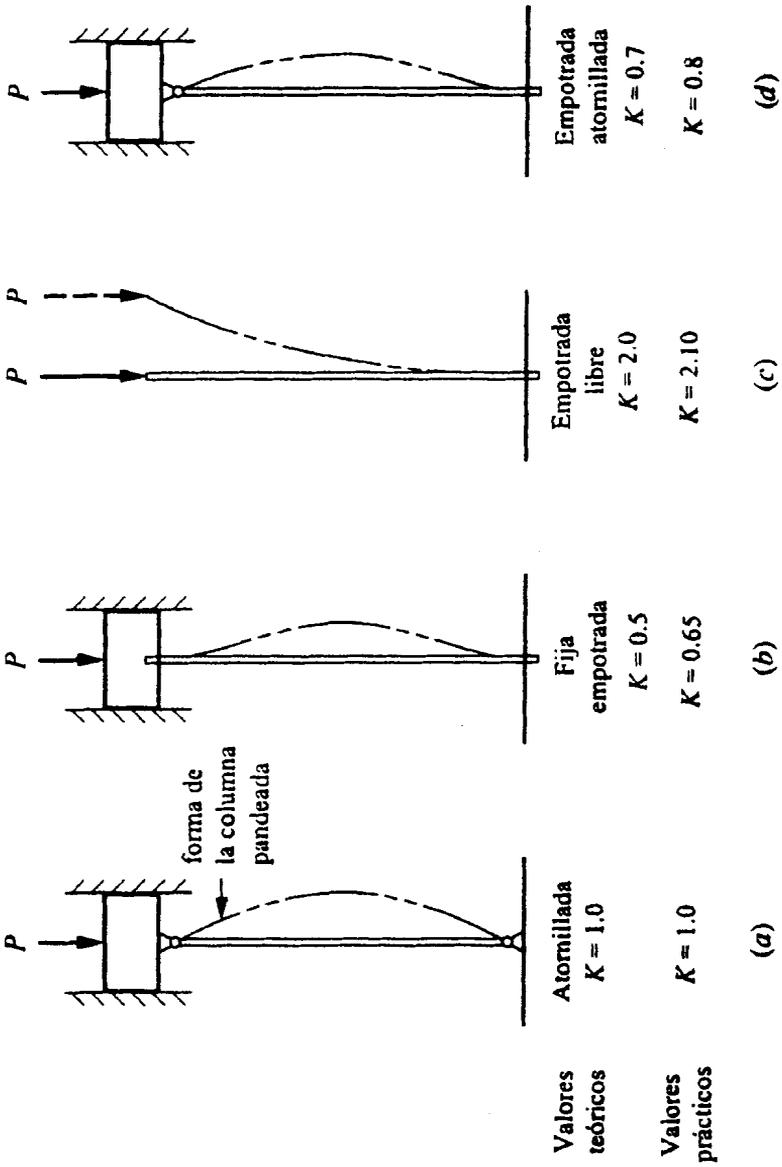
Rodamientos de una hilera de rodillos cónicos
 d 80-90 mm



Dimensiones principales			Capacidad de carga		Límite de velocidad		Masa	Designación	Serie de dimensiones según ISO 355
d	D	T	Carga dinám. C	estát. C ₀	Lubricación con grasa	aceite			
mm			N		r/min		kg	-	-
80	125	29	128 000	116 000	2 600	3 600	1,30	32016 X	3CC
	125	36	157 000	153 000	2 600	3 600	1,65	33016	2CE
	130	37	168 000	153 000	2 600	3 600	1,90	33116	3DE
	140	28,25	140 000	104 000	2 400	3 400	1,60	30216	3EB
	140	35,25	176 000	137 000	2 400	3 400	2,05	32216	3EC
	140	46	233 000	208 000	2 200	3 200	3,00	33216	3EE
	145	46	264 000	228 000	2 400	3 400	3,25	T2ED 090	2ED
	170	42,5	255 000	190 000	2 000	3 000	4,10	30316	2GB
	170	42,5	212 000	153 000	1 900	2 800	4,05	31316	7GB
	170	61,5	358 000	300 000	1 900	2 800	6,20	32316	2GD
170	61,5	336 000	300 000	1 800	2 600	5,70	32316 B	5GD	

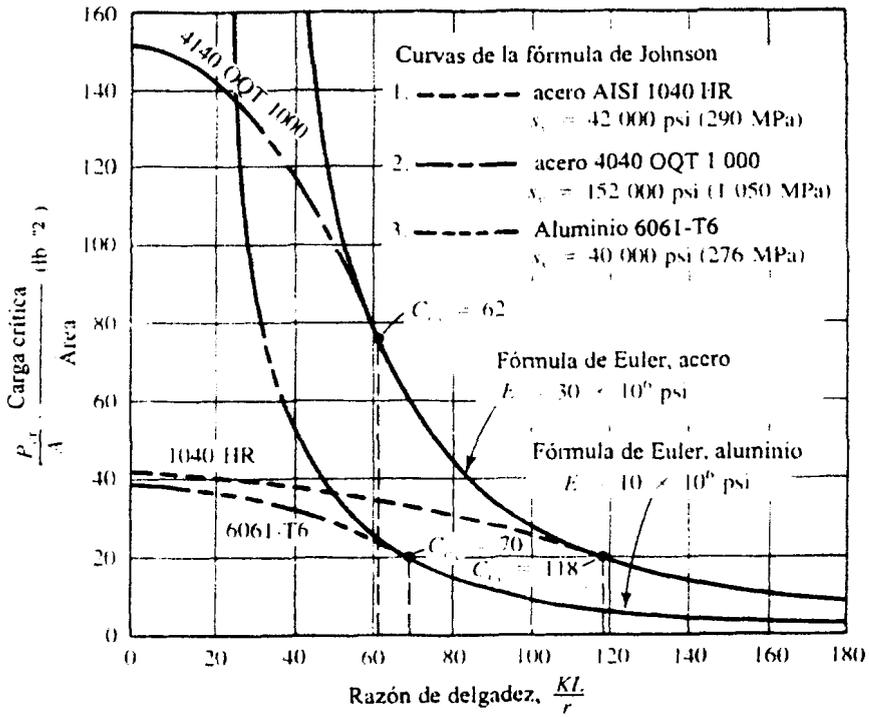
APÉNDICE 6

VALORES DE CONSTANTE DE COLUMNA



APÉNDICE 7

CURVAS DE LA FÓRMULA DE J.B. JOHNSON



APÉNDICE 8.

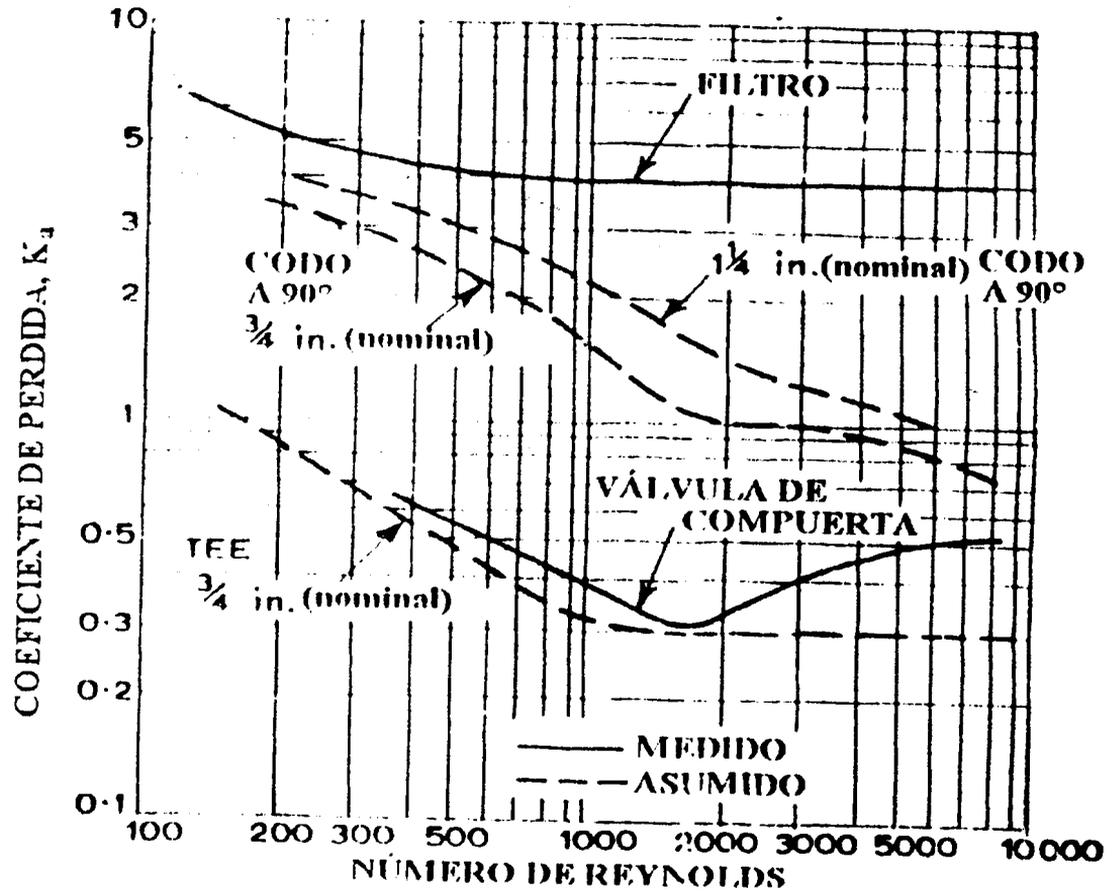
FLUJOS DE MANDO Y DE SUCCIÓN PARA TUBERÍAS DE DIFERENTE

DIÁMETRO

Diámetro nominal, mm	Área interior, m ²	Flujo de mando m ³ /s	Flujo de succión m ³ /s	K ₂
8 (1/4)	6.714 x 10 ⁻⁵	3.021 x 10 ⁻⁴	1.007 x 10 ⁻⁴	158.4
10 (3/8)	12.315 x 10 ⁻⁵	5.542 x 10 ⁻⁴	1.817 x 10 ⁻⁴	101.9
15 (1/2)	19.604 x 10 ⁻⁵	8.822 x 10 ⁻⁴	2.911 x 10 ⁻⁴	80.6
20 (3/4)	34.406 x 10 ⁻⁵	1.548 x 10 ⁻³	5.160 x 10 ⁻⁴	60.9
25 (1)	55.760 x 10 ⁻⁵	2.510 x 10 ⁻³	8.367 x 10 ⁻⁴	47.7
32 (1 1/4)	96.498 x 10 ⁻⁵	4.342 x 10 ⁻³	1.447 x 10 ⁻³	36.3
40 (1 1/2)	13.134 x 10 ⁻⁴	5.910 x 10 ⁻³	1.970 x 10 ⁻³	31.1
50 (2)	21.649 x 10 ⁻⁴	9.742 x 10 ⁻³	3.247 x 10 ⁻³	24.2

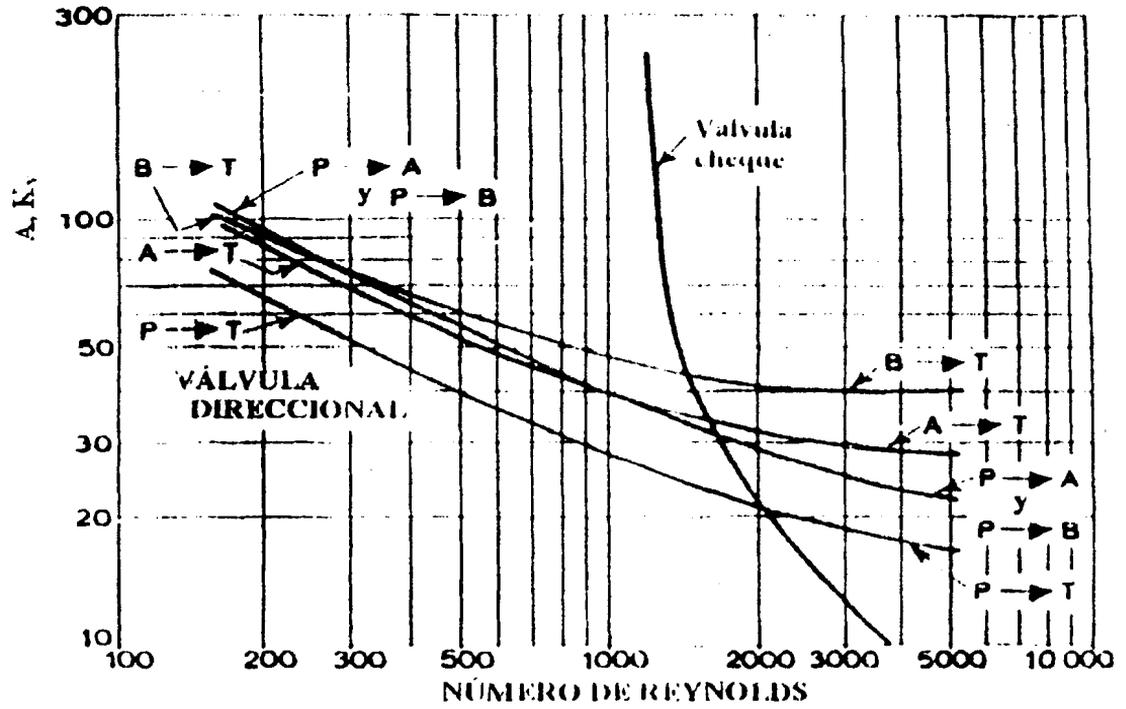
APÉNDICE 9

COEFICIENTES DE PÉRDIDAS EN ACCESORIOS



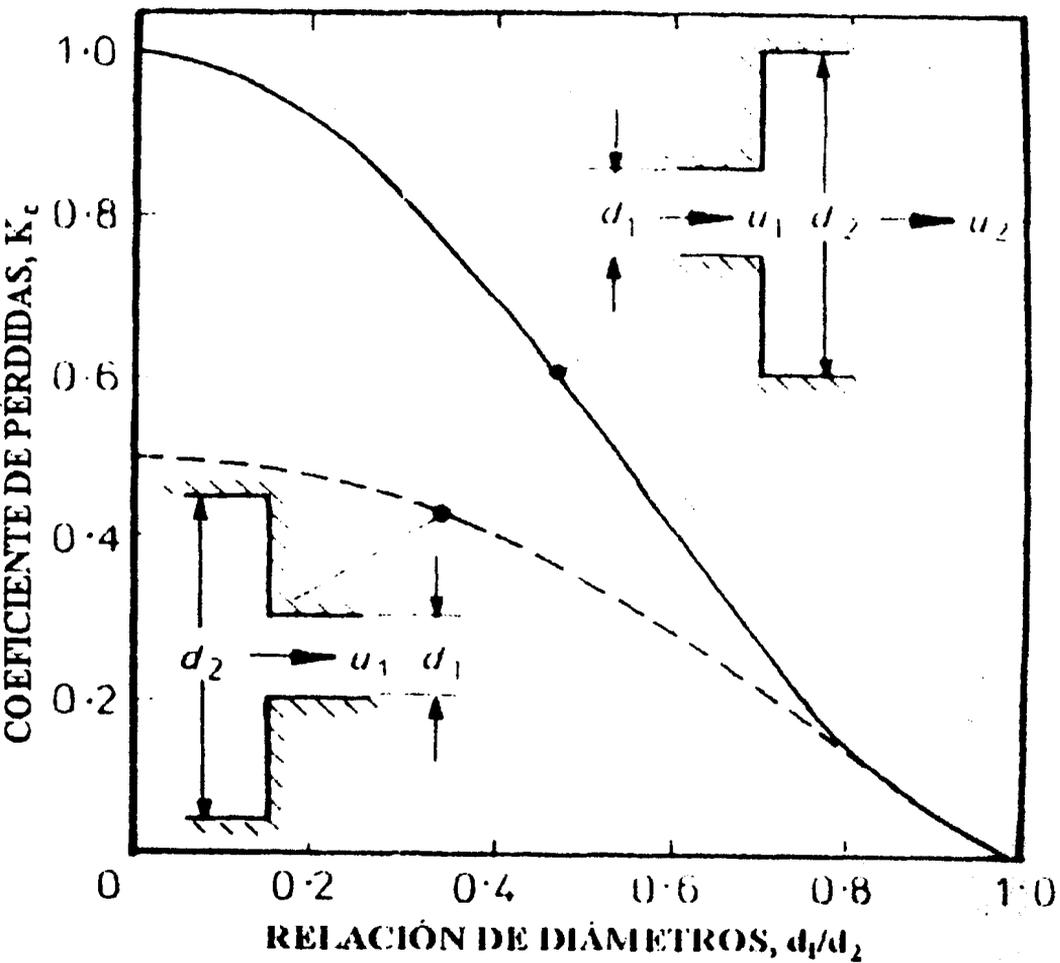
APÉNDICE 10

COEFICIENTES DE PÉRDIDAS EN VÁLVULAS DE CONTROL



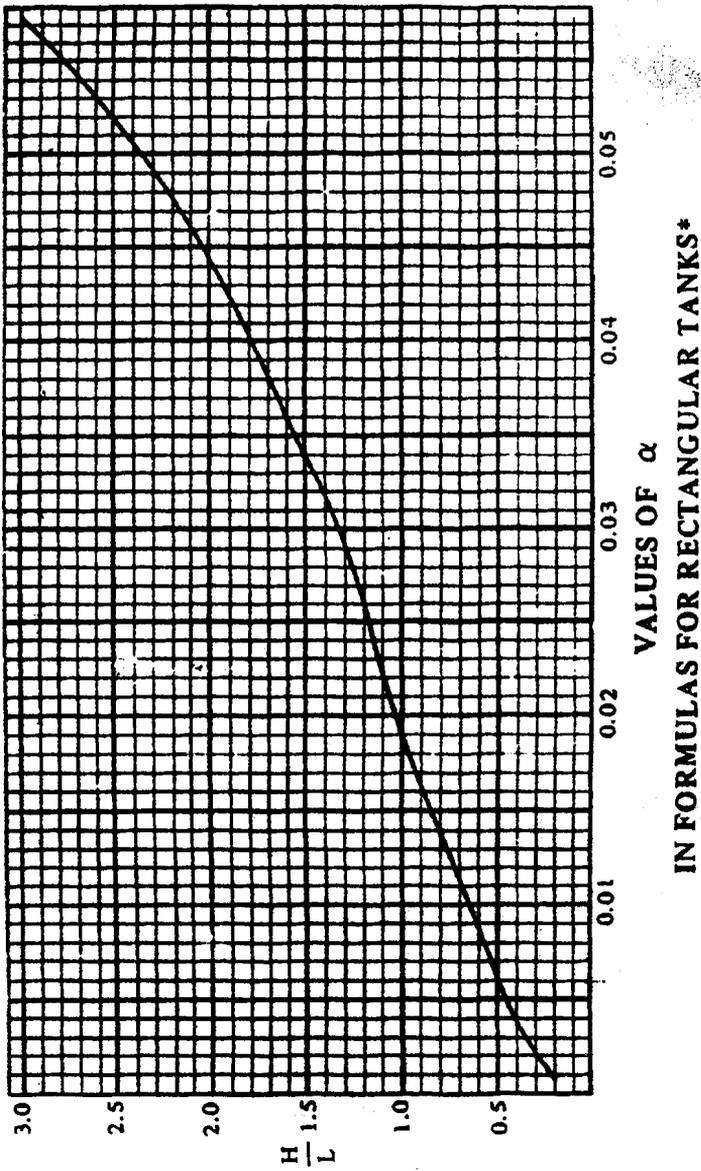
APÉNDICE 11

COEFICIENTES DE PÉRDIDAS EN ENTRADAS Y SALIDAS



APÉNDICE 13

CONSTANTE PARA FÓRMULAS DE CÁLCULO DE ESFUERZOS Y ESPEORES EN TANQUES RECTANGULARES



APÉNDICE 14

CONSTANTES DE CONCENTRADORES DE ESFUERZOS

Diagramas de factores de concentración de esfuerzo teórico K_t (Cont.)

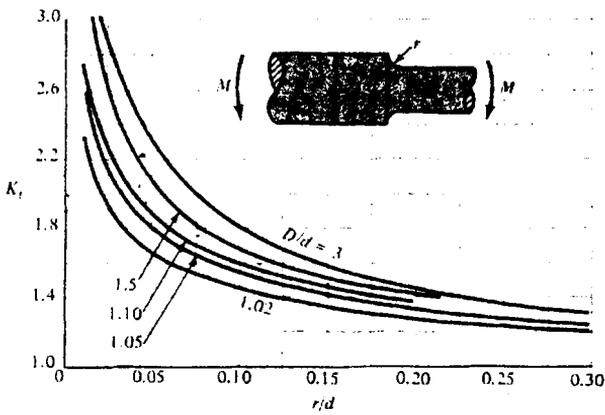


FIGURA A-15-9
Barra circular con entalle circunferencial sometida a flexión. $\sigma_0 = Mc/I$, donde $c = d/2$
e $I = \pi d^4/64$.

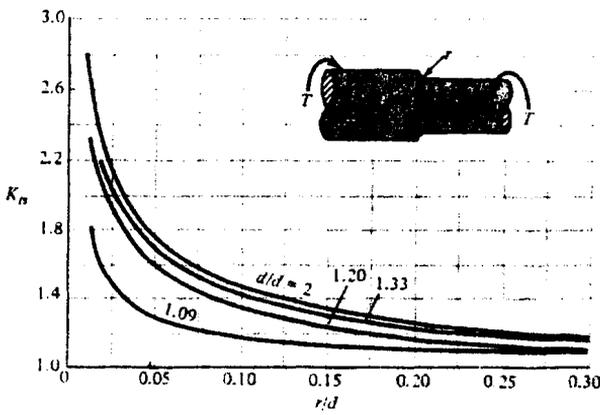


FIGURA A-15-8
Barra circular con entalle circunferencial sometida a torsión. $\tau_0 = Tc/J$, donde $c = d/2$
y $J = \pi d^4/32$.

APÉNDICE 15

FACTORES DE TAMAÑO

ACABADO DE SUPERFICIE	FACTOR <i>a</i>		EXPONENTE <i>b</i>
	kpsi	MPa	
Esmerilado (rectificado)	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o estirado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Forjado	39.9	272.	-0.995

APÉNDICE 16

DIAGRAMAS DE SENSIBILIDAD A LA MUESCA

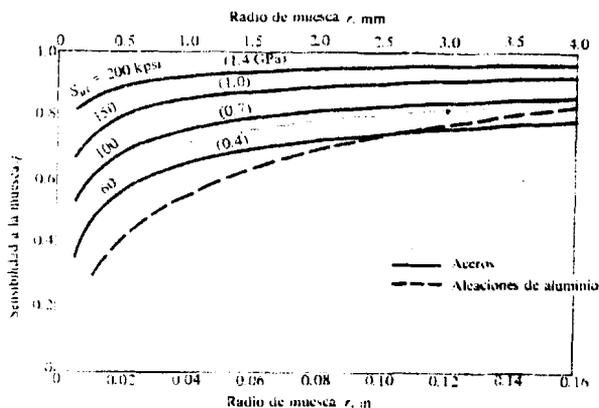


FIGURA 5-16

Diagramas de sensibilidad a la muesca para aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A9202-T sometidas a cargas de flexión y cargas axiales, con inversión ambas. Para radios de muesca mayores, use tres valores de q correspondientes a $r = 0.16 \text{ in}$ (4 mm) [Reproducida con autorización de George Sines y J. L. Waisman (compiladores), *Metal Fatigue*, McGraw-Hill, Nueva York, 1959, pags. 296, 298.]

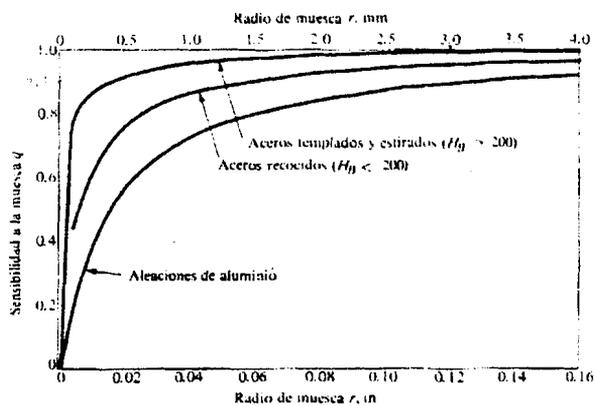
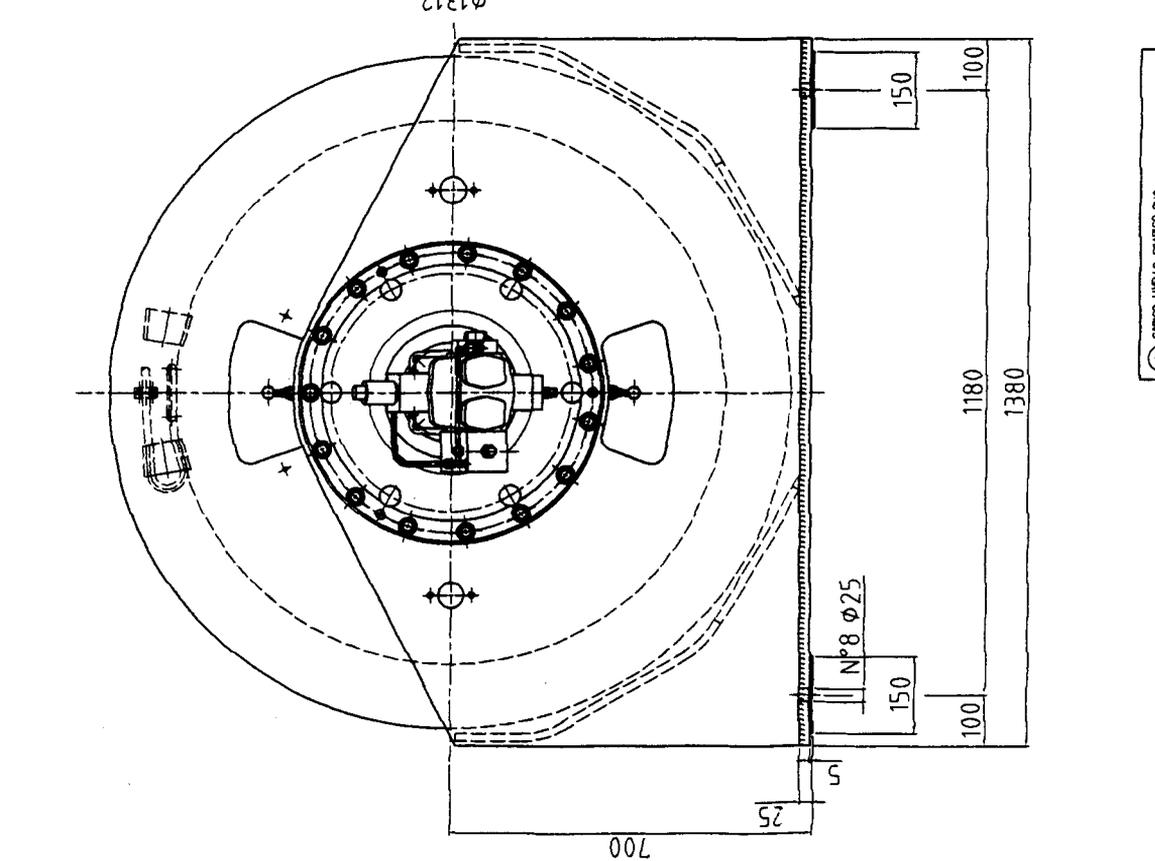
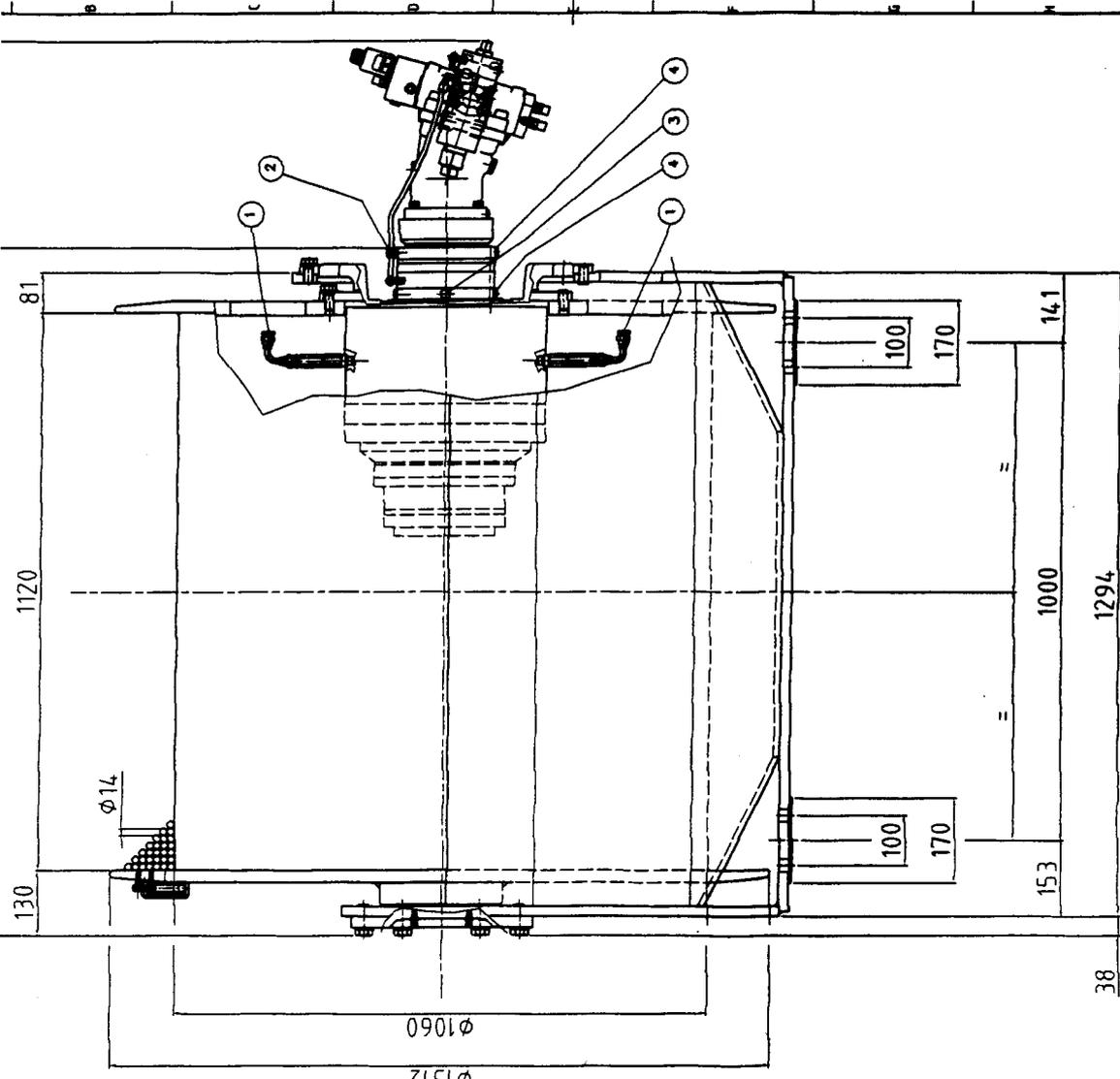


FIGURA 5-17

Curvas de sensibilidad a la muesca para materiales en torsión con inversión. Para radios de muesca mayores, use los valores de q correspondientes a $r = 0.16 \text{ in}$ (4 mm).

APÈNDICE 17
PLANO DE MALACATE



- | | | |
|---|----------------------------|------------------|
| 1 | CARICO-UNELLO-SERVISIO OLO | G 1/8" (M2x1.60) |
| 2 | USPERRICAZIONE ROSTRONE | G 1/4" |
| 3 | CARICO E SPALTO OLO | G 1/4" |
| 4 | UNELLO OLO | G 1/4" |
| | USPERRICAZIONE FRENO | G 1/4" |
| | USPERRICAZIONE FRENO | G 1/4" |

THE 4200T.L.G.
 RAF90/100/FL450/A2V75
 SALITA "02"

A1 118-1022-SD1

PLANOS

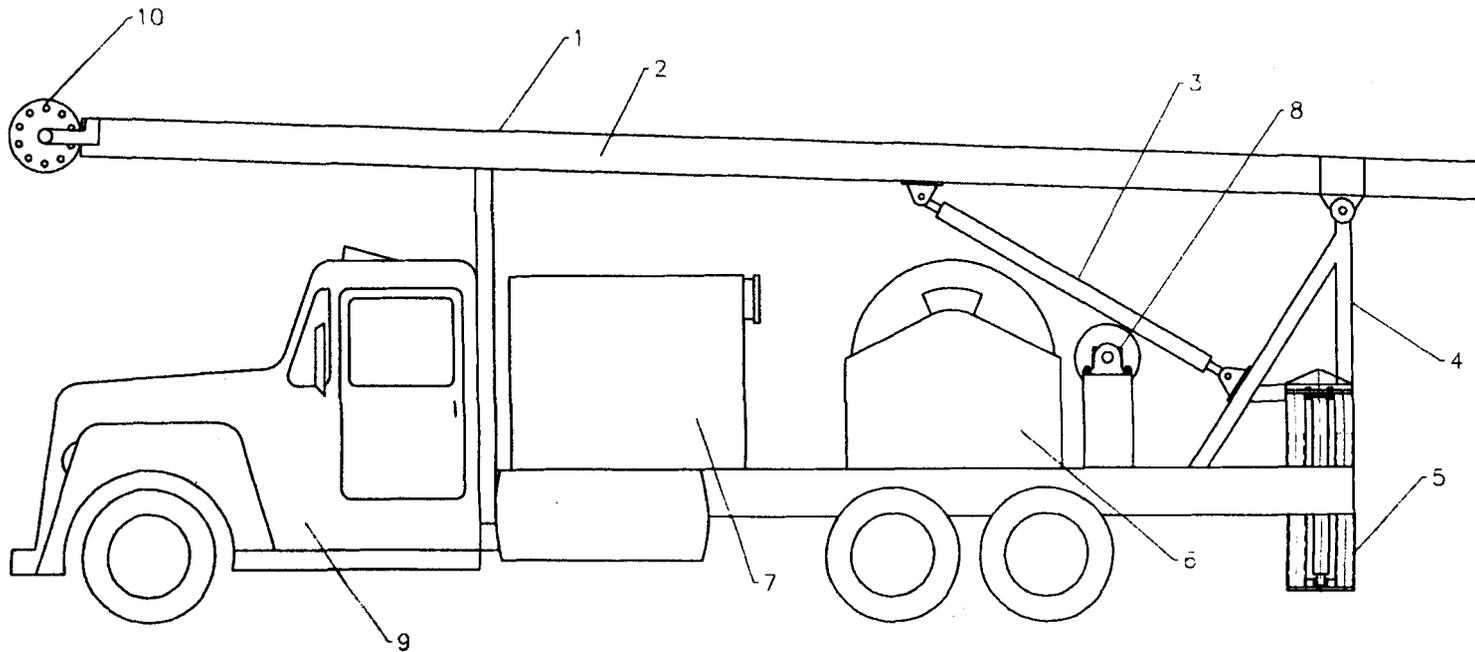
FACULTAD DE INGENIERIA EN PESQUERIA
Y COMERCIO DE LA PESQUERIA MARITIMA

GENERAL

PROGRAMA DE COMERCIO MARITIMO

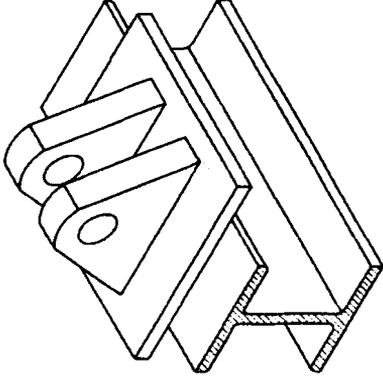
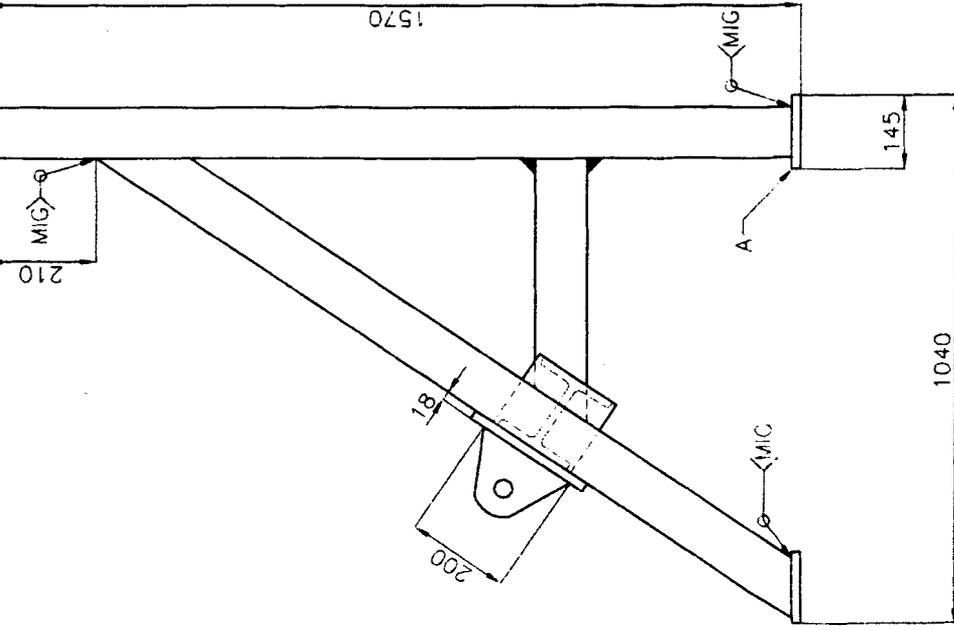
UNIVERSIDAD NACIONAL DE CHILE

VALDIVIA



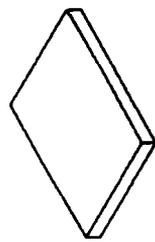
2	Trinete del Brazo
3	Ariete de Elevación
4	Soporte Posterior del Brazo
5	Apoyos Posteriores
6	Malacate
7	Tanque de Almacenamiento
8	Polea Inferior
9	Camión
10	Polea Superior

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL		FACULTAD DE INGENIERÍA EN MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN	
NOMBRE	FECHA	TEMA: DISEÑO DE UN SISTEMA PARA EXTRACCIÓN DE PETRÓLEO	
DISEÑO: G. HELGUERO	09/02/2004	CONTENIDO: DIAGRAMA DE CONJUNTO	
REVISADO: A. TORRES	09/03/2004		
APROBADO: A. TORRES	09/03/2004		
ESCALA: S/B	CANT. / PIEZAS: UNA	MATERIAL:	DIBUJO: No. 1
		REVISOR:	



DETALLE C

Escala 1 : 10

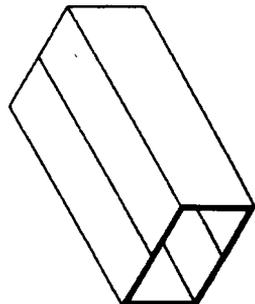


DETALLE A

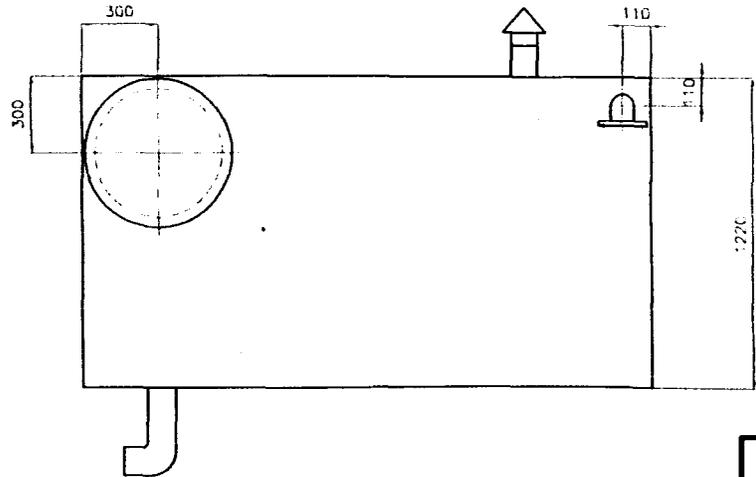
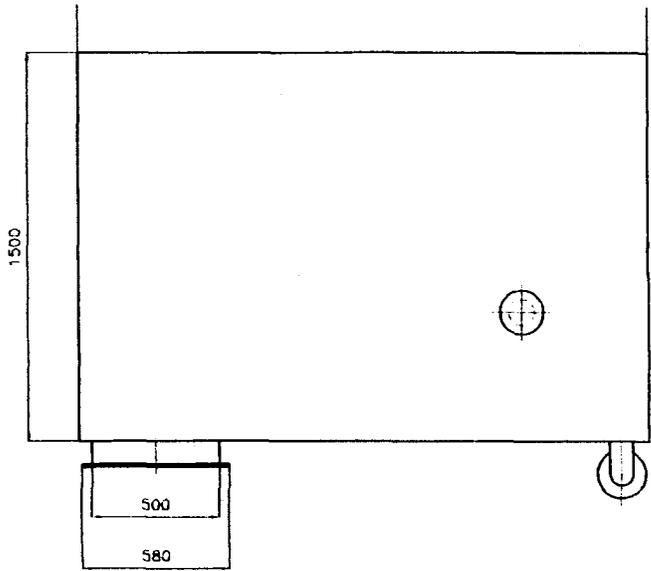
Escala 1 : 10

DETALLE B

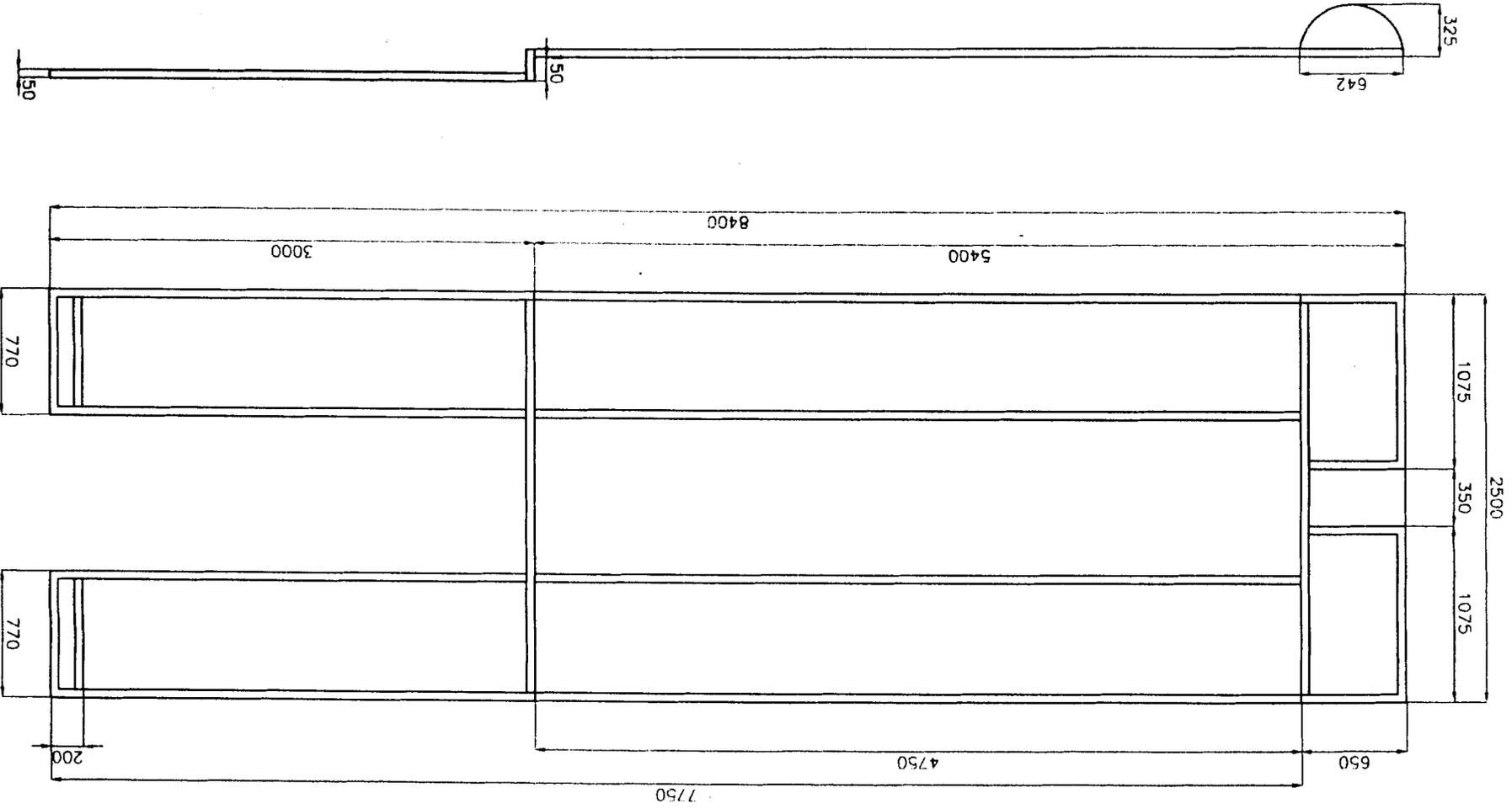
Escala 1 : 10



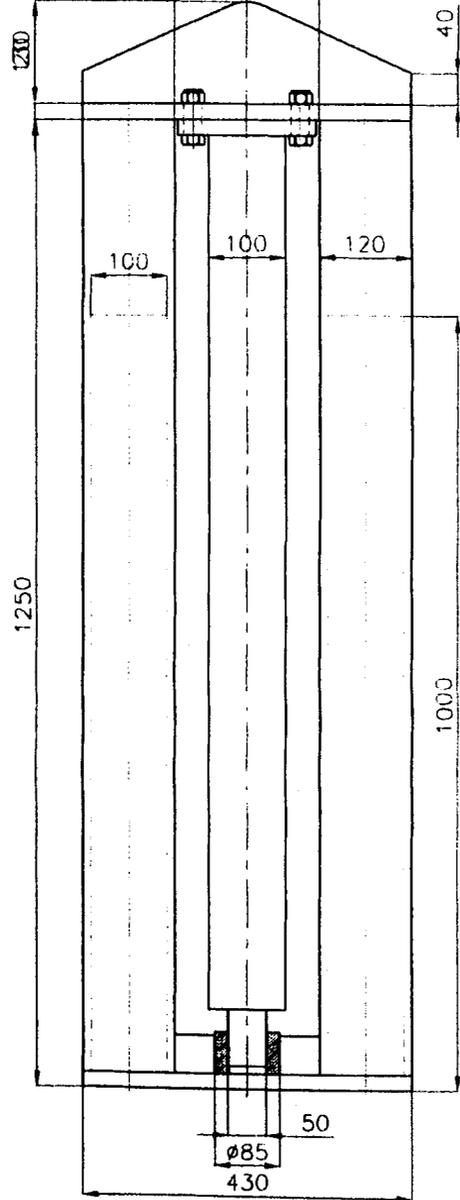
ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL		INSTITUTO DE INGENIERÍA EN MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN	
NOMBRE	FECHA	TÍTULO: DISEÑO DE UN SISTEMA PARA EXTRACCIÓN DE PETRÓLEO	
DESIGNO: G. HELGUERO	09/02/2004	CONTENIDO: SOPORTE POSTERIOR DEL BRAZO GIRATORIO	
REVISADO: A. TORRES	09/03/2004		
APROBADO: A. TORRES	09/03/2004		
ESCALA:	CANT. / PIEZAS:	MATERIAL:	
1 : 10			



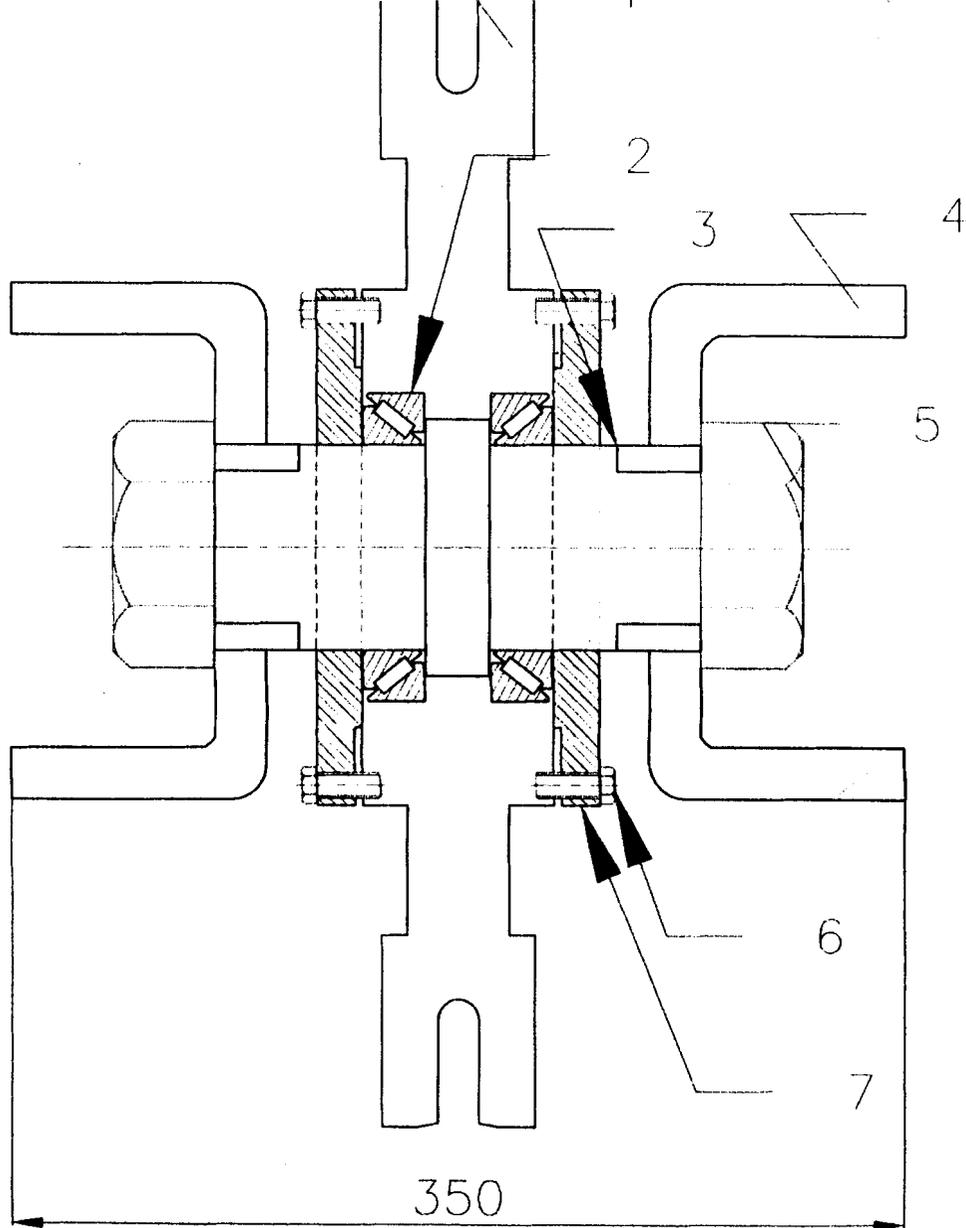
ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL		FACULTAD DE INGENIERÍA EN MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN
NOMBRE	FECHA	TEMA: DISEÑO DE UN SISTEMA PARA EXTRACCIÓN DE PETRÓLEO
DISEÑO: G. HELGUERO	09/02/2004	TANQUE DE ALMACENAMIENTO
REVISADO: A. TORRES	09/03/2004	
APROBADO: A. TORRES	09/03/2004	
ESCALA:	CAMBIO / IMPRES:	MATERIAL:



TECHO		ESCALA:	CANT. / MEDIDA:
		APROBADO: A. TORRES	09/03/2004
		REVISADO: A. TORRES	09/03/2004
		DISEÑO: G. HELGUERO	09/02/2004
TITULO: DISEÑO DE UN SISTEMA PARA EXTRACCIÓN DE PETRÓLEO		FECHA:	NOMBRE:
FACULTAD DE INGENIERÍA EN MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL	
MATERIAL:		CONTROL:	

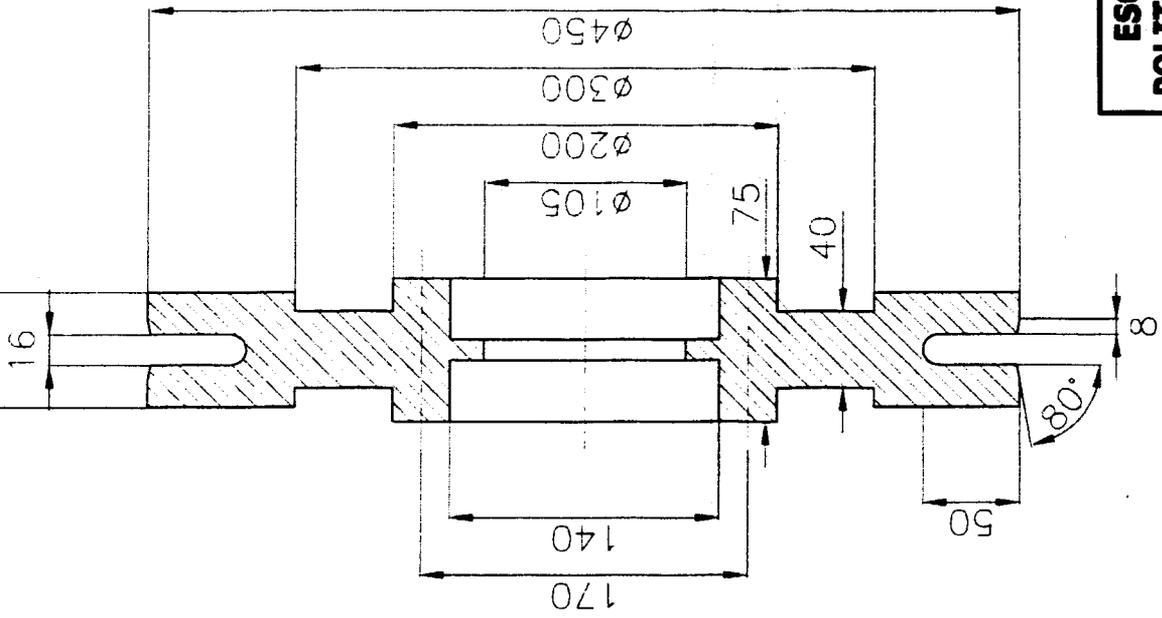


ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL		FACULTAD DE INGENIERÍA EN MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN
NOMBRE	FECHA	TÍTULO: DISEÑO DE UN SISTEMA PARA EXTRACCIÓN DE PETRÓLEO
DISEÑO: G. HELGUERO	09/02/2004	APOYOS POSTERIORES
REVISADO: A. TORRES	09/03/2004	
APROBADO: A. TORRES	09/03/2004	
ESCALA:	CANT. / PIEZAS:	MATERIAL:



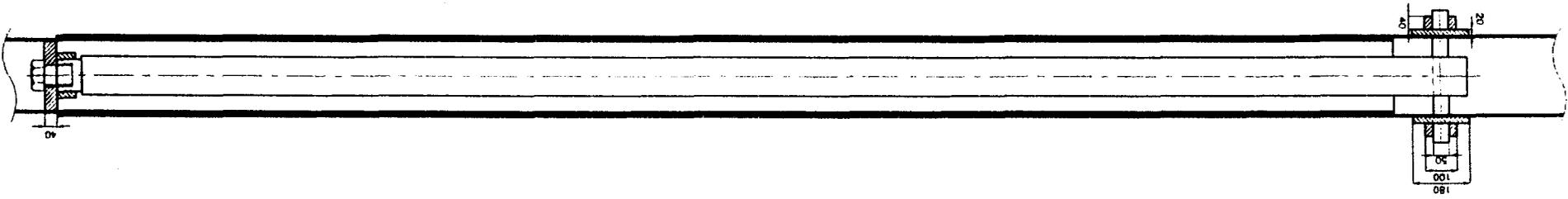
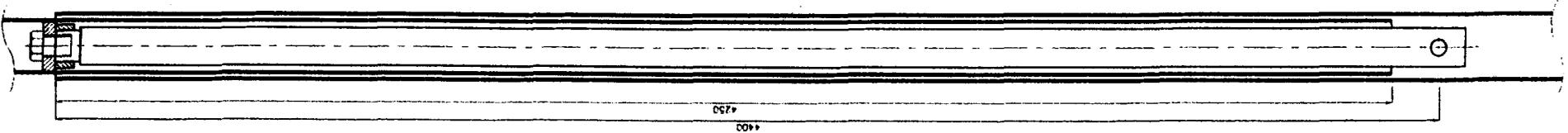
2	Rodamiento 30216
3	Eje de la Polea
4	Viga UPN 200
5	Tuerca de Fijación
6	Perno de Sujeción
7	Tapa de Sujeción

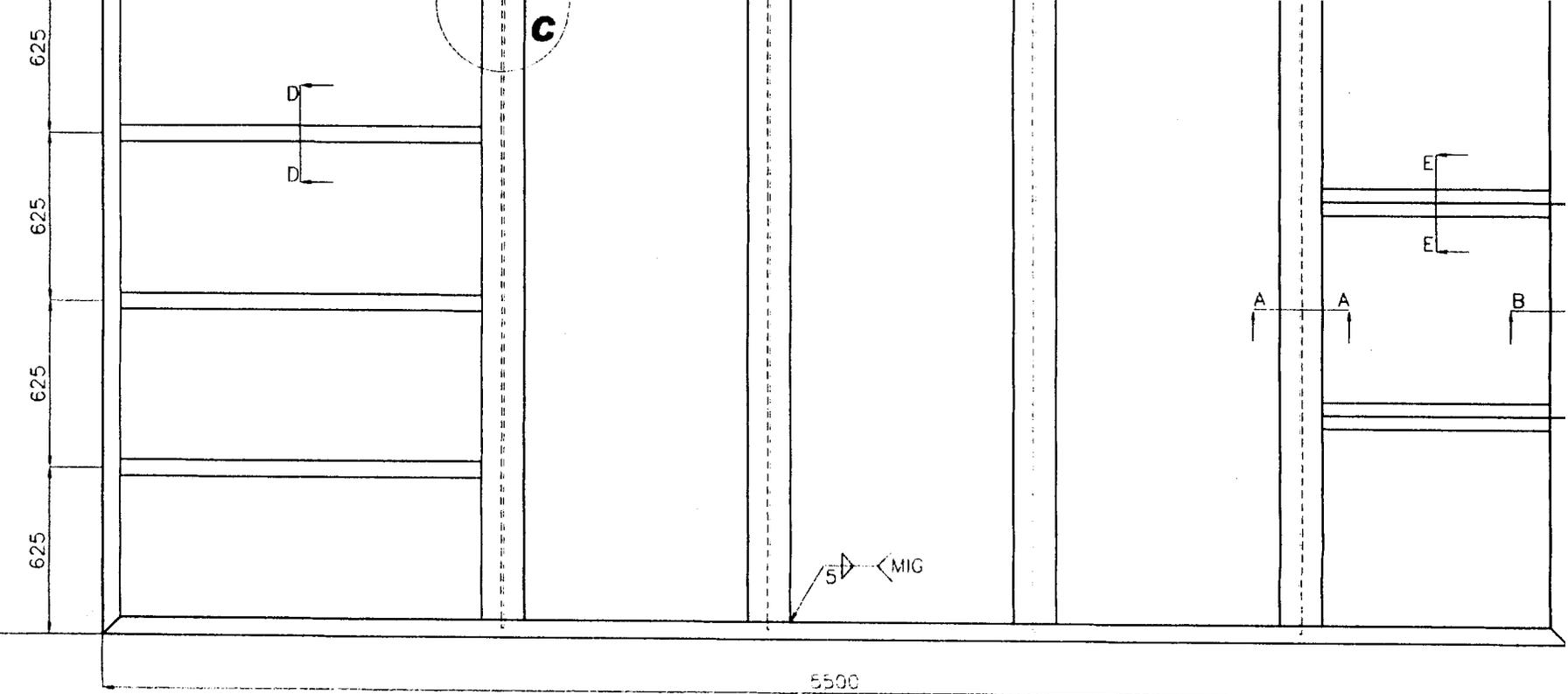
ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL		FACULTAD DE INGENIERÍA EN MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN	
NOMBRE		FECHA	
DISEÑO: G. HELGUERO		09/02/2004	
REVISADO:		CONTENIDO:	
A. TORRES		POLEA SUPERIOR	
APROBADO:		FECHA:	
A. TORRES		09/03/2004	
ESCALA:		MATERIAL:	
1:3		DIBUJO: ...	
CANT. / PIEZAS:		REVISIÓN:	
17/1			



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL		FACULTAD DE INGENIERÍA EN MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN	
NOMBRE	FECHA	TÍTULO	DISCIPLINA
DISEÑO: G. HELGUERO	09/02/2004	DESIGNO DE UN SISTEMA PARA EXTRACCIÓN DE PETRÓLEO	CONSTRUCCIÓN
REVISADO: A. TORRES	09/03/2004		
APROBADO: A. TORRES	09/03/2004		
ESCALA:	CANT. / PIEZAS:	MATERIAL:	DEBILIC:

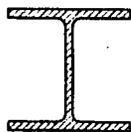
BRAZO GIRATORIO	MATERIAL:		CANT. / MEDIDA:
	DISEÑO DE UN SISTEMA PARA EXTRACCIÓN DE PETRÓLEO		CONTRATO:
	TÍTULO:		FECHA:
FACULTAD DE INGENIERÍA EN MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN	ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL		NOMBRE:
	DISEÑO DE UN SISTEMA PARA EXTRACCIÓN DE PETRÓLEO		FECHA:
	TÍTULO:		FECHA:
DISEÑO DE UN SISTEMA PARA EXTRACCIÓN DE PETRÓLEO		CONTRATO:	DISEÑO: G. HERRIGUERO
BRAZO GIRATORIO		APROBADO: A. TORRES	09/03/2004
BRAZO GIRATORIO		REVISADO: A. TORRES	09/03/2004
BRAZO GIRATORIO		APROBADO: A. TORRES	09/03/2004





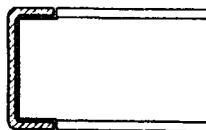
DETALLE A

Escala 1 : 10



DETALLE B

Escala 1 : 10



DETALLE C

Escala 1 : 10



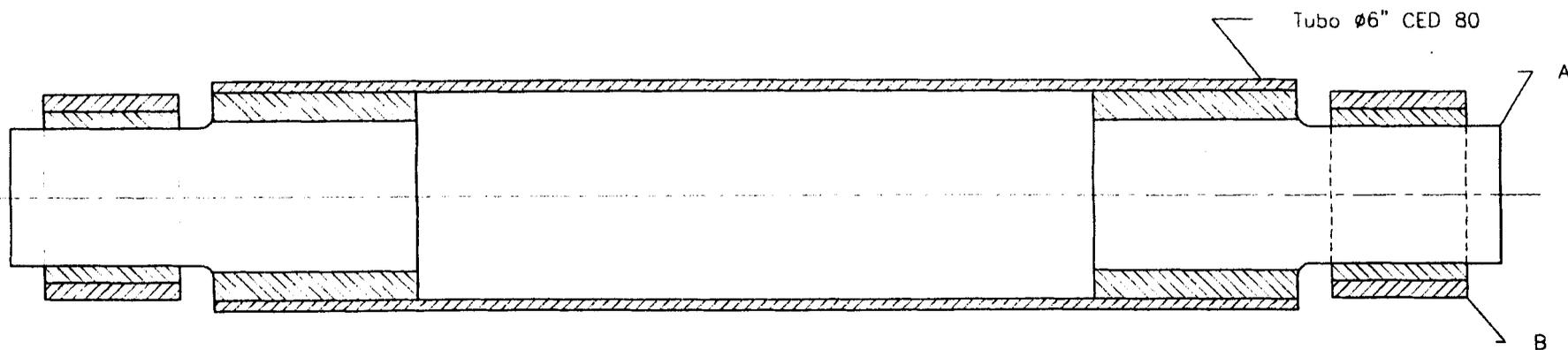
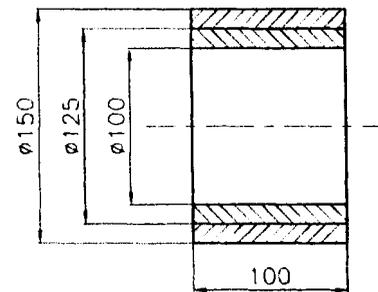
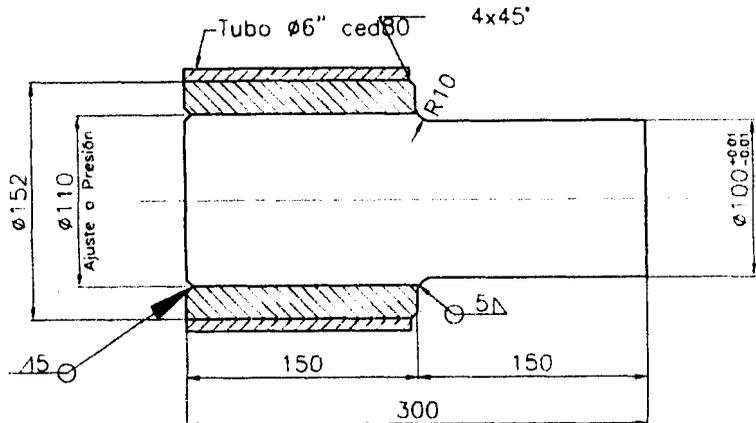
DETALLE D

Escala 1 : 5



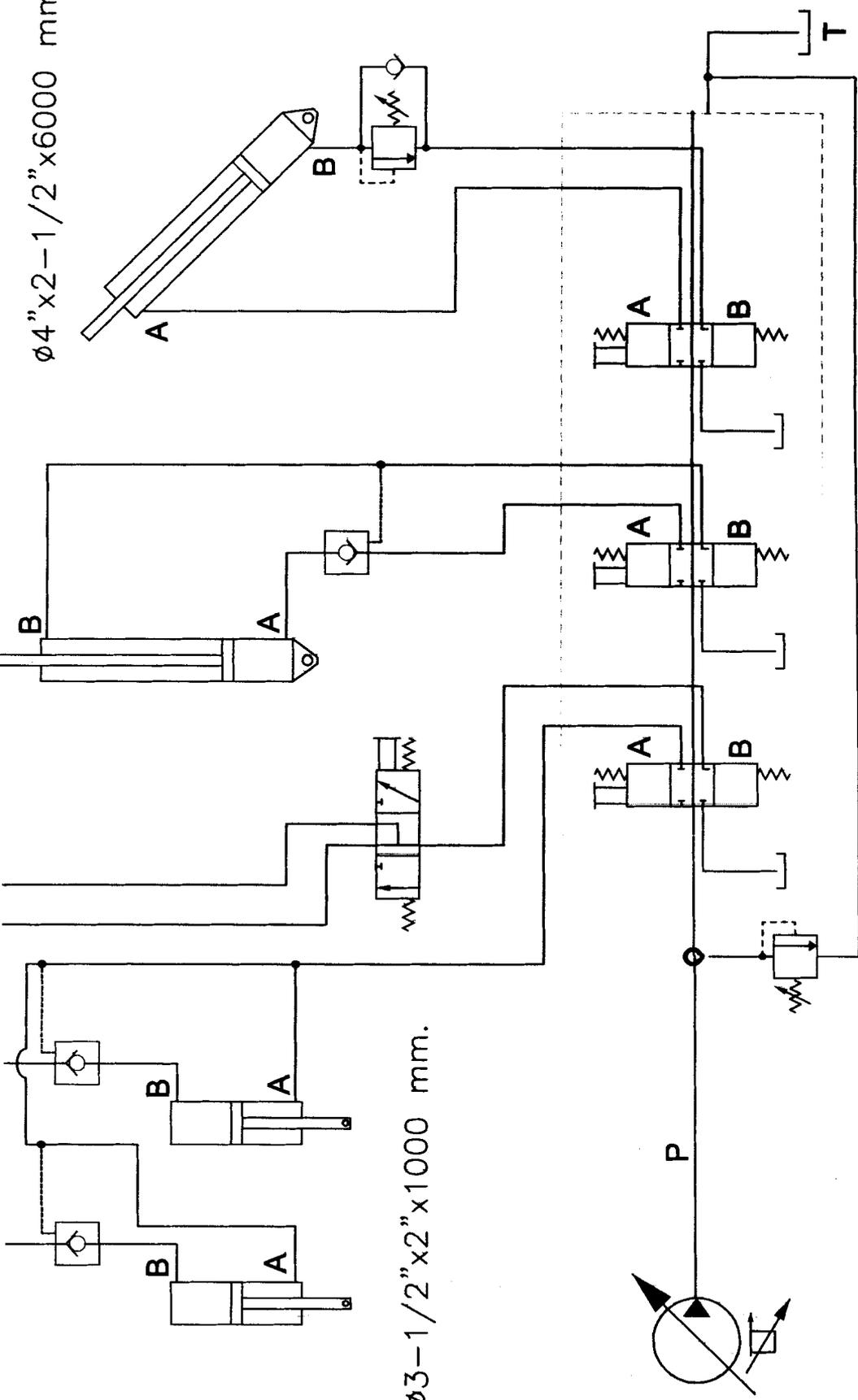
DETALLE E

Escala 1 : 10



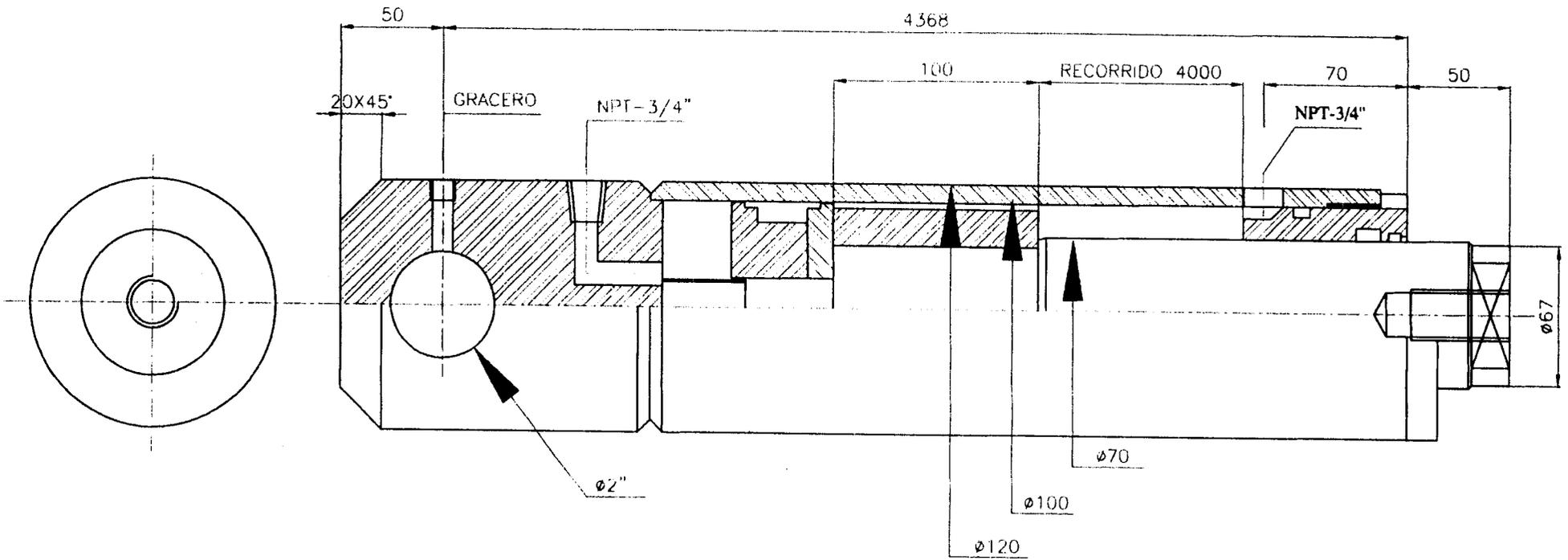
ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL		FACULTAD DE INGENIERÍA EN MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN	
NOMBRE	FECHA	TEMA: DISEÑO DE UN SISTEMA PARA EXTRACCIÓN DE PETRÓLEO	
DISEÑO: G. HELGUERO	09/02/2004	CONTENIDO: EJE DE PIVOTE DE BRAZO GIRATORIO	
REVISADO: A. TORRES	09/03/2004		
APROBADO: A. TORRES	09/03/2004		
ESCALA:	CANT. / PIEZAS:	MATERIAL:	DIBUJO:
			REVISOR:

$\phi 4'' \times 2-1/2'' \times 6000$ mm.

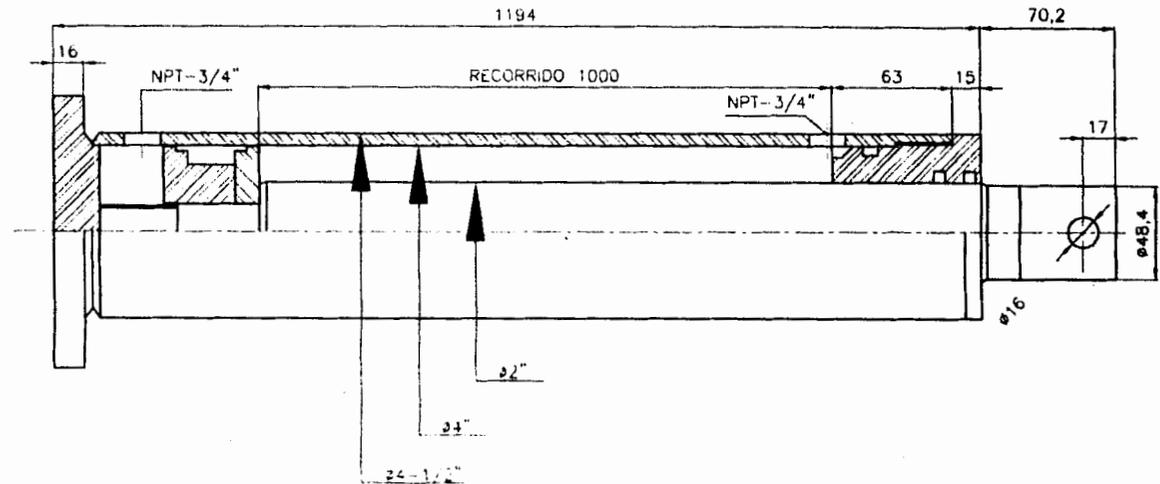
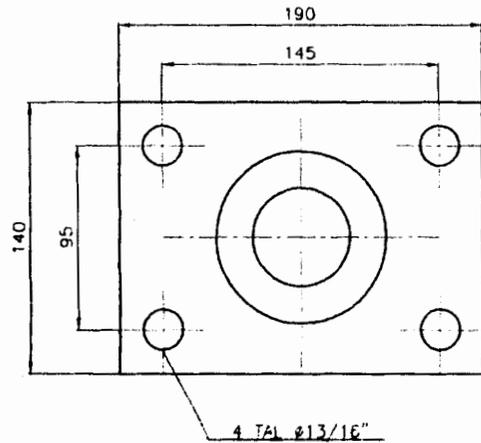


$\phi 3-1/2'' \times 2'' \times 1000$ mm.

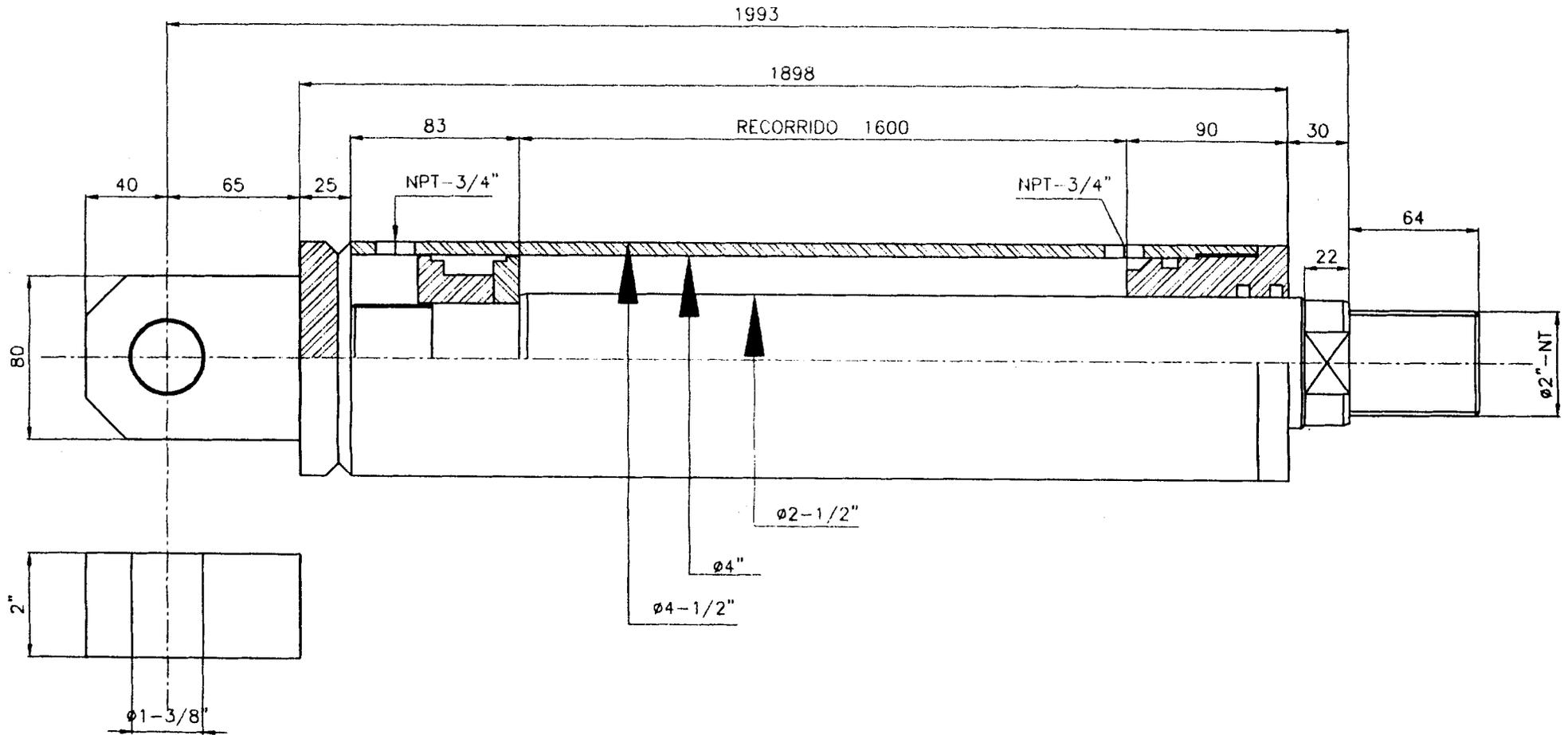
ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL		FACULTAD DE INGENIERÍA EN MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN	
NOMBRE	FECHA	TEMA: DISEÑO DE UN SISTEMA PARA EXTRACCIÓN DE PETRÓLEO	
DISEÑO: G. HELGUERO	09/02/2004	CONTENIDO:	
REVISADO: A. TORRES	09/03/2004		
APROBADO: A. TORRES	09/03/2004		
ESCALA:	CANT. / PIEZAS:		CIRCUITO HIDRÁULICO



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL		FACULTAD DE INGENIERÍA EN MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN	
NOMBRE		FECHA	
DISEÑO: G. HELGUERO		09/02/2004	
REVISADO: A. TORRES		09/03/2004	
APROBADO: A. TORRES		09/03/2004	
ESCALA:		CANT. / PIEZAS:	
MATERIAL:		DIBUJOS:	
TEMA: DISEÑO DE UN SISTEMA PARA EXTRACCIÓN DE PETRÓLEO			
CONTENIDO:			
ARIETE DE ELEVACIÓN			



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL		FACULTAD DE INGENIERÍA EN MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN
NOMBRE	FECHA	TEMA: DISEÑO DE UN SISTEMA PARA EXTRACCIÓN DE PETRÓLEO
DISEÑO: G. HELGUERO	09/02/2004	CONTENIDO: ARIETES POSTERIORES
REVISADO: A. TORRES	09/03/2004	
APROBADO: A. TORRES	08/03/2004	



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL		FACULTAD DE INGENIERÍA EN MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN	
NOMBRE	FECHA	TEMA: DISEÑO DE UN SISTEMA PARA EXTRACCIÓN DE PETRÓLEO	
DISEÑO: G. HELGUERO	09/02/2004	ARIETE DE EXTENSIÓN DEL BRAZO GIRATORIO	
REVISADO: A. TORRES	09/03/2004		
APROBADO: A. TORRES	09/03/2004		

BIBLIOGRAFÍA

1. SHIGLEY JOSEPH E., Diseño en Ingeniería Mecánica, Editorial Mac Graw Hill, México Septiembre de 1990
2. McNAUGHTON KENNETH, Bombas, Selección, Uso y Mantenimiento, Editorial Mac Graw Hill, México Agosto de 1988
3. MOTT ROBERT L., Diseño de Elementos de Máquinas, Editorial Prentice Hall, segunda edición, México 1995
4. ROTHBART HAROLD, Mechanical Design and systems handbook, páginas 31-7 a 31-9, Editorial Mc Graw Hill, 1964
5. FLOR B ANDY, "Optimización de Levantamiento Artificial en los Campos Cuyabeno y Sansahuari del Oriente Ecuatoriano" (Tesis, Facultad de Ingeniería en Geología, Minas y Petróleo, Escuela Superior Politécnica del Litoral, 1986)

6. QUIROGA KLEVER, Manual para trabajadores del equipo CEPE 2, 1994
7. VOJTASZAK, I. A., "Stress and Deflection of Rectangular Plates", ASME PAPER A – 71, Journal Appl. Mech., Vol 3 No. 2, 1936
8. TIMOSHENKO, S. y WOINOWSKY – KRIEGER: "Theory of Plates and Shells", Mc Graw Hill, 1959
9. ANDRADE S. FRANCISCO, Folleto de Oleohidráulica, ESPOL, 2003
10. SKF, Catálogo General de Rodamientos, Editorial Carl Gerber, 1982
11. NTN, Catálogo de Chumaceras No. 2400 – II/S, 1997
12. PARKER, Catálogo digital de Bombas HY13-2600-600-3/US-CD, Versión 01/01, 2002
13. DIPAC, Catálogo de productos 2003

14. NICOLAS DEL CASTILLO S. Y CIA. LTDA., Catálogo de productos 2003