

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

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

**“Mejoramiento de una Estación de Bombeo de Mayor
Capacidad para un Buque Tanquero”**

TESIS DE GRADO

Previo a la Obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentado por:

Juan Pedro Strahm Alarcón

GUAYAQUIL – ECUADOR

Año : 2005

AGRADECIMIENTO

A mi padre por todo su ejemplo y ayuda. A mi esposa y a mi hija por su apoyo y su comprensión.

DEDICATORIA

A mi abuela Anna para
quien fue desde hace
muchos años una gran
ilusión que yo llegue a ser
un ingeniero.

TRIBUNAL DE GRADUACIÓN



Ing. Omar Serrano V.
DELEGADO POR EL
DECANO DE LA FIMCP
PRESIDENTE



Ing. Mario Patiño A.
DIRECTOR DE TESIS



Ing. Jorge Felix N.
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)

Juan Pedro Strahm Alarcón

RESUMEN

El objetivo del proyecto fue incrementar el rendimiento y la operatividad del buque tanque Cautivo, de la empresa Navipac S.A. mediante la mejora de su capacidad de bombeo. Ésta se incrementó de 230 m³/h a 350 m³/h, logrando superar el caudal promedio de descarga requerido en un 10%.

La empresa realiza operaciones de cabotaje de hidrocarburos entre los principales puertos país, comercializando IFO (Intermediate Fuel Oil) para buques de tránsito internacional y transportando residuo de petróleo para Petroecuador y para las distintas plantas termoeléctricas del litoral.

En primer lugar se hizo un análisis de los tiempos y caudales de descarga típicos en una entrega en el terminal petrolero del Salitral, de acuerdo a esto se definió el caudal mínimo requerido para la estación de bombeo. El siguiente paso fue determinar las cargas generadas en el sistema por pérdidas de cabezal hidráulico y redimensionar las tuberías de succión.

Finalmente se realizó la selección de los nuevos equipos, iniciando con una bomba de tornillos, para la cual se seleccionó un motor diesel que la impulse y una nueva transmisión oleohidráulica para transmitir el movimiento del motor a la bomba.

La mejora en su capacidad de bombeo permitió que el buque participe en otros negocios de transporte de hidrocarburos complementarios a su actividad original, gracias a esto se incrementó la operatividad del buque, se redujeron costos operativos y se obtuvo un incremento en su rentabilidad del 5.8 al 8.3%, que permitió recuperar la inversión hecha en el proyecto en menos de un año.

ÍNDICE GENERAL

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

CAPÍTULO 1

1. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA.....	3
1.1. Descripción de las operaciones de transporte de fuel oil.....	3
1.2. Descripción de las operaciones de comercialización de fuel oil intermedio (IFO).....	10
1.3. Limitaciones del buque tanque cautivo.....	13
1.4. Rentabilidad actual del buque.....	17

CAPÍTULO 2

2. CALCULOS Y SELECCIÓN DEL EQUIPO DE BOMBEO.....	23
---	----

2.1. Cálculos de pérdidas en tuberías de carga de bunker.....	33
2.2. Selección de la bomba de descarga.....	72
2.3. Selección del motor hidráulico y la bomba hidráulica.....	86
2.4. Selección del motor diesel.....	105
2.5. Diseño integral del sistema hidráulico.....	108

CAPÍTULO 3

3. EVALUACIÓN ECONÓMICA.....	114
3.1. Costos del proyecto.....	114
3.2. Rentabilidad esperada y recuperación del capital.....	117

CAPÍTULO 4

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	124
4.1. Conclusiones.....	124
4.2. Recomendaciones.....	125

APÉNDICES

BIBLIOGRAFÍA

ABREVIATURAS

ANSI	American National Standards Institute
B/T	Buque Tanque
Bb	Babor
Bar	Bares
C	Central
ced	cédula, tipo grosor de tuberías
CSt	Centistokes
Eb	Estribor
FLOPEC	Flota Petrolera Ecuatoriana
GLP	Gas licuado de petróleo
gal/h	galones americanos por hora
Gal	Galones de volumen americanos
HFO	Heavy Fuel Oil (Fuel pesado)
HP	Caballos de Fuerza
h	horas
IFO	Intermediate Fuel Oil (Fuel Oil intermedio)
IACS	International asociatin of clasification societies
KW	Kilovatios
Kg	Kilogramos
kPa	Kilo Pascales
km	kilómetros
L	litros
m ³	metros cúbicos
m ³ /h	metros cúbicos por hora
min	minutos
m	metros
rpm	revoluciones por minuto
rev	revolución
TM	Tonelada métrica
°API	Densidad API, American Petroleum Institute
°C	grados Celsius
°F	grados Fahrenheit

SIMBOLOGÍA

Pot	Potencia
P	Presión
Q	Caudal
T	Torque
H	altura
L	longitud
D	diámetro
V	Velocidad
g	aceleración de la gravedad
α	coeficiente de energía cinética
A	área o sección
m	masa
h_l	pérdida de carga
h_l	pérdida de carga por accesorios
f	factor de fricción para tubería
Re	número de Reynolds
log	logaritmo decimal
μ	viscosidad dinámica o absoluta
ρ	densidad
ν	viscosidad cinemática
r	radio de curvatura
L_e	longitud equivalente
η	Eficiencia
η_m	Eficiencia mecánica
η_v	Eficiencia volumétrica
η_t	Eficiencia total
ΔP	Gradiente de presión
e	rugosidad de tuberías
ω	velocidad angular
∇	Volumen

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1	B/T SIR IVOR descargando GLP en terminal de tres Bocas.....	5
Figura 1.2	B/T Bonito atracando el muelle de tres bocas para Descargar Fuel Oil para industria.....	6
Figura 1.3	B/T Bonito descargando Fuel Oil para la central Térmica Trinitaria.....	7
Figura 1.4	Descripción de rutas de cabotaje de hidrocarburos Nacional.....	8
Figura 1.5	Mezclador a bordo del B/T cautivo.....	12
Figura 2.1	Distribución de tanques de carga del buque.....	24
Figura 2.2	Esquema General Terminal de tres bocas.....	34
Figura 2.3	Ubicación del cuarto de bombas en el buque.....	36
Figura 2.4	Múltiple de válvulas en cuarto de bombas del buque.....	38
Figura 2.5	Esquema del Sistema de Bombeo.....	42
Figura 2.6	Bomba Bornemann de doble tornillos con engranajes Sincronizadas externos lubricados con aceite.....	76
Figura 2.7	Motor Hidráulico de Pistones axiales, eje angular.....	88
Figura 2.8	Bomba Hidráulica de pistones axiales, eje angular.....	102
Figura 2.9	Diseño integral del Sistema Hidráulico.....	108

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1	Parámetros Operativos / Económicos del B/T cautivo.....	19
Tabla 2	Índices Operativos / Económicos.....	20
Tabla 3	Proceso de descarga actual.....	27
Tabla 4	Caudal Promedio (en m ³ /h)de descarga en función del tamaño de la tubería de succión y la capacidad de la bomba de descarga.....	32
Tabla 5	Porcentaje de tiempo de descarga con cavitación esperado durante la descarga en función del tamaño de tubería de succión y la capacidad de la bomba de descarga.....	32
Tabla 6	Características Generales del Buque.....	37
Tabla 7	Características Tramo No. 1.....	40
Tabla 8	Características de cada tramo de tuberías.....	44
Tabla 9	Dimensión de tubería de acero comercial según ANSI B36.10.....	47
Tabla 10	Régimen de Flujo en cada tramo de tuberías.....	48
Tabla 11	Factor de fricción para cada tramo de tubería.....	49
Tabla 12	Caudal máximo sin cavitación (P _{succión} >-0.62 BAR) en cada tubería original del tramo No. 1.....	55
Tabla 13	Caudal máximo sin cavitación (P _{succión} >-0.62 BAR) en cada tubería nueva del tramo No. 1.....	56
Tabla 14	Coeficiente K y L/D para accesorios de tubería usados en el Sistema de bombeo.....	59
Tabla 15	Cálculo factor de corrección de caudal por viscosidad.....	81
Tabla 16	Determinación del factor de corrección de potencial por viscosidad.....	85
Tabla 17	Eficiencia de equipos hidráulicos.....	91
Tabla 18	Características tuberías hidráulicas.....	94
Tabla 19	Potencia de varios motores Detroit Diesel serie 71.....	107
Tabla 20	Costos del Proyecto.....	116
Tabla 21	Costos fijos para el B/T cautivo.....	118
Tabla 22	Costos variables para el B/T cautivo.....	119
Tabla 23	Parámetros e Índices operativos-económicos con la nueva estación de bombeo.....	112
Tabla 24	Comparación de los parámetros e Índices operativos- económicos entre operación de comercialización y combinada entre comercialización y transporte para Industrias.....	122

BIBLIOGRAFÍA

1. BAUMEISTER & MARKS, Manual del Ingeniero Mecánico de Marks, Primera Edición en Español, Editorial Uteha, México 1967.
2. FOX, Robert W.; McDONALD, Alan T, Introducción a la mecánica de fluidos, Cuarta Edición, Editorial Mc Graw Hill, México 1995.
3. CRANE, Flujo de Fluidos en Válvulas, Accesorios y Tuberías; Editorial McGraw Hill, México 1985.
4. MCNAUGHTON, KENNETH, Bombas, Selección Uso y Mantenimiento, McGraw Hill, Primera Edición, México 1984.
5. TURNBULL, D.E., Fluid Power Engineering, Newnes-Butterworths, Scotland 1976.
6. MCCLOY D., Control of Fluid Power: Analysis and Design, Second Edition, Ellis Horwood, West Sussex, England 1980.

APÉNDICES

- Apéndice A: Diagrama de Moody
- Apéndice B: Diagrama selección tamaño básico para bombas Bornemann
doble tornillo
- Apéndice C: Curvas operación bombas tamaño básico 7T
- Apéndice D: Curvas de operación de bombas conocidas
- Apéndice E: Catálogo de motores hidráulicos Mannesmann Rexroth de
pistones axiales
- Apéndice F: Catálogo de bombas hidráulicas Mannesmann Rexroth de
pistones axiales
- Apéndice G: Curvas de operación motor Detroit Diesel 12V71
- Apéndice H: Programación de tareas (diagrama Gant)
- Apéndice I: Plano 1, Distribución de tuberías de succión

INTRODUCCIÓN

Navipac S.A. es una compañía ecuatoriana con 50 años de experiencia en el transporte y comercialización de hidrocarburos. En el año 2000 adquirió el B/T Cautivo, un buque tanque de origen danés construido en Frederikshavn en el año 1970 para el transporte de derivados del petróleo.

Desde su adquisición el buque ha operado exclusivamente en la comercialización de IFO (Intermediate Fuel Oil) para buques de tránsito internacional, dejando de lado la oportunidad de transportar residuo de petróleo (Fuel Oil No. 4) para el sector termoeléctrico del litoral negocio que resulta más rentable para los buques tanque.

La razón de este impedimento radica en la limitada capacidad de descarga del buque tanque con residuo. Otros buques de la compañía alcanzan caudales de descarga de hasta 128000 galones por hora ($485\text{m}^3/\text{h}$), mientras que el Cautivo no ha logrado superar los 50000 galones por hora ($190\text{ m}^3/\text{h}$) en este sector, lo cual es crítico, especialmente considerando que la mayoría de los terminales tienen bombas booster las cuales tienen que recibir un caudal mínimo para poder funcionar libres de cavitación.

Esta limitación ha hecho que el buque pierda la oportunidad de alcanzar una mayor rentabilidad al combinar su operación entre la comercialización y el

transporte para industria, lo cual sería ideal para un buque con la capacidad de carga del B/T Cautivo.

El propósito de esta tesis es definir el camino más conveniente para incrementar la capacidad de descarga del buque de modo que pueda cumplir con los requerimientos mínimos de los terminales de Fuel Oil, especialmente el del “Salitral” (Tres Bocas) por ser el más usado.

El proyecto inicia creando un régimen de descarga deseado para alcanzar los caudales mínimos requeridos. Se revisan las pérdidas en tuberías y accesorios, se selecciona una bomba apropiada, se rediseña la transmisión hidrostática y por último se selecciona un motor diesel apropiado para impulsar el sistema.

CAPÍTULO 1

1. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

La flota nacional de cabotaje de hidrocarburos está compuesta por 10 compañías navieras que en total poseen 19 buques tanqueros. De éstos 7 realizan transporte de residuo de petróleo para el sector termoeléctrico e industrial, además de gasolina y diesel para Petrocomercial; 12 se dedican a la comercialización de IFO para sector marítimo internacional y 2 alternan sus operaciones en ambos sectores.

1.1. Descripción de las operaciones de transporte de residuo

El residuo de la destilación del petróleo con no más de 500 centi-Stokes de viscosidad absoluta (a 50°C) se clasifica como Fuel Oil # 4 y es el combustible que se consume en las principales plantas termoeléctricas del país. Las centrales térmicas Gonzalo Cevallos (Electroguayas) y Aníbal Santos (Categ) reciben el producto a través de un poliducto que parte desde el terminal de Tres Bocas donde

también se entrega el bunker que comercializa Petrocomercial. En este terminal se recibe el 85% del bunker que se transporta para el sector industrial.

En el terminal de Tres Bocas se entrega también hidrocarburos ligeros como el diesel, las naftas para la producción de gasolina, y el gas licuado de petróleo proveniente del Perú. Ver figuras 1.1 y 1.2.

La central térmica Trinitaria (Electroguayas) recibe el bunker en su propio muelle en el estero Santa Ana. Ver figura 1.3. La transportación de estos productos son contratados por instituciones públicas (CATEG, Electroguayas, CONECEL, Petroecuador, etc.) a través de concursos públicos, para los cuales se establecen requerimientos como capacidad mínima de transporte, disponibilidad, caudal de descarga, calado, eslora, manga máxima, entre otros.

Los contratos de fletamento de buques para transporte de residuo para industria usualmente requieren la disponibilidad eventual de un buque alternativo para reemplazar al ofertado en el caso de que por razones operativas o de mantenimiento no esté disponible.



FIGURA 1.1. B/T SIR IVOR DESCARGANDO GLP EN TERMINAL DE TRES BOCAS.



FIGURA 1.2 B/T BONITO ATRACANDO AL MUELLE DE TRES BOCAS PARA DESCARGAR FUEL OIL PARA INDUSTRIA.



FIGURA 1.3 B/T BONITO DESCARGANDO FUEL OIL PARA LA CENTRAL TÉRMICA TRINITARIA.

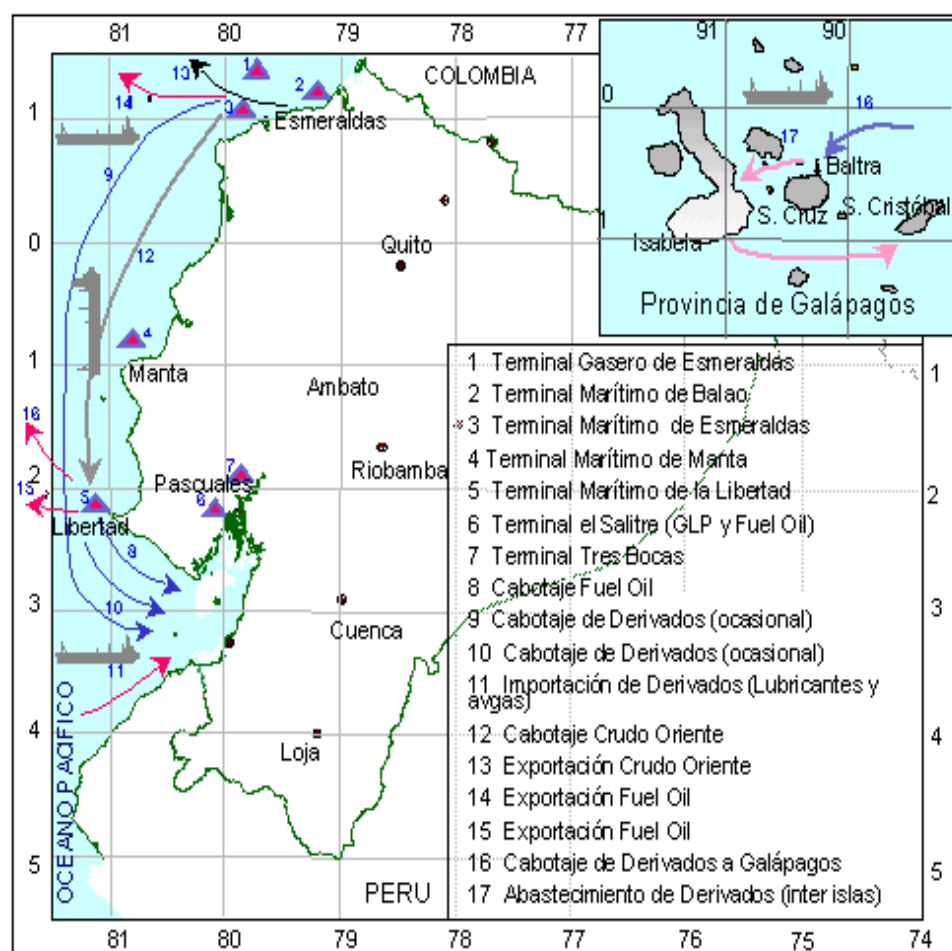


FIGURA 1.4 DESCRIPCIÓN DE RUTAS DE CABOTAJE DE HIDROCARBUROS NACIONAL

Anualmente hay temporadas de alta demanda de combustible en las cuales se contrata buques por uno o varios fletes. Entre los seis buques de la flota de Navipac S.A. dos se dedican casi exclusivamente al transporte para industria, dos se dedican exclusivamente a la comercialización de IFO y 2 alternan sus actividades entre estas dos.

Desde hace 50 años Navipac S.A. ha operado casi en forma exclusiva en el transporte de residuo para la industria, siendo actualmente, junto con la comercialización de IFO, sus dos actividades esenciales. La operatividad de un buque dedicado 100% al transporte de bunker para la industria tiene las siguientes características:

- Viajes redondos realizados al mes (1): 8
- Distancia recorrida por viaje (promedio): 260 millas náuticas
- Volumen promedio transportado por viaje: 3800 m³.
- Tiempo anual en operación (2): 5660 horas (65%)
- Tiempo anual en espera de carga: 3100 horas (35%)

Estos pueden ser La Libertad - Guayaquil (Tres Bocas) ó La Libertad - Guayaquil (Trinitaria).

Incluye tiempo en navegación, tiempo en operaciones de carga y tiempo en operaciones de descarga.

El transporte de hidrocarburos para el sector industrial y eléctrico es un mercado de demanda limitada. La aparición de nuevas compañías navieras en el transporte de hidrocarburos ha hecho que Navipac alterne cada vez más sus actividades con la comercialización de residuo para el sector de transporte internacional. El transporte de hidrocarburos ha demostrado ser una inversión de alto riesgo, pero a la vez de alto rendimiento, razón por la cual se trata de mantener en lo posible una flota de buques que puedan participar en concursos de transporte para empresas estatales.

1.2. Descripción de las operaciones de comercialización de IFO.

Los residuos de petróleo o Heavy Fuel Oil se mezclan con destilados de petróleo como el kerek o el diesel para formar Fuel Oil Intermedio (IFO, según sus siglas en ingles). Cada industria puede decidir las características del IFO que necesitan, habiendo una infinidad de posibilidades. En el sector marítimo de tránsito internacional los IFO más utilizados son el IFO 380 y el IFO 180, con viscosidades cinemáticas de 380 y 180 centi-Stokes (3) respectivamente.

Viscosidades tomadas con temperatura fija de 50°C

El Fuel Oil Pesado (HFO según sus siglas en inglés) adquirido por los operadores de los buques tanque es cargado en el terminal petrolero de La Libertad y, menos frecuentemente, a través de alijes con buques de la Flota Petrolera Ecuatoriana (FLOPEC) los cuales cargan HFO en el terminal petrolero de Esmeraldas.

Los residuos de petróleo son mezclados luego con destilados de petróleo No. 1 (Kérex) o No. 2 (Diesel) a bordo de los buques para producir los denominado IFO, para esto los buques cuentan con sistemas de recirculación para todos sus tanques de carga que usan las bombas de carga del buque y un agitador en serie con el circuito que genera la turbulencia necesaria para esta mezcla. Ver figura 1.5. El IFO se entrega por alije directamente a los buques cliente. Los sitios más comunes para dichas entregas son:

- Puerto Bolívar
- Puerto Marítimo (Guayaquil)
- Cuarentena (Guayaquil)
- Bananapuerto
- Río Guayas
- La Libertad
- Manta
- Esmeraldas



FIGURA 1.5 MEZCLADOR A BORDO DEL B/T CAUTIVO

Las características de la operatividad de un buque dedicado 100% a la comercialización de IFO son las siguientes:

- Entregas promedio al mes: 8
- Cantidad promedio de cada entrega: 732 TM
- Entregas por cada carga completa del buque: 5
- Tiempo en operación anual: 2338 horas (27%)
- Tiempo anual en esperas: 6364 horas (73%)

La oferta de bunker para el sector marítimo internacional en el Ecuador ha crecido vertiginosamente en los últimos 10 años con la creación de nuevas empresas y la llegada de nuevos buques. Navipac S.A. ha enfrentado esta competencia incrementando su preocupación en el mejoramiento continuo de la calidad de sus productos y servicios, controlando sus costos operativos y alternando sus actividades con el transporte para el sector industrial.

1.3. Limitaciones del buque tanque cautivo

El buque tanque Cautivo, adquirido por Navipac S.A. en mayo de 2000 como un paso más en la continua renovación de su flota, entró en operación en Agosto de 2000 para el sector de comercialización de IFO. Todos los buques que se adquieren para el cabotaje de

hidrocarburos en el Ecuador son de segunda mano, por tres razones principales:

- a) El alto riesgo financiero del país, especialmente en negocios con el estado.
- b) El alto costo de nacionalización de naves en el Ecuador.
- c) La gran diferencia en costos de mantenimiento del país con respecto a otras naciones de Europa.

Los buques adquiridos por Navipac S.A. son preferiblemente de origen Europeo y clasificados por sociedades IACS (International Association of Classification Societies), con lo cual se tiene una mayor confiabilidad en el estado y la calidad del mantenimiento del buque.

El B/T Cautivo de origen Danés operaba en el mediterráneo en el transporte de aceites de palma. Debido a que en este tipo de terminales los caudales de descarga son bajos, al adquirir el buque sus bombas lograban una rata máxima de apenas 200 m³/h. Luego de una reparación completa de las bombas se logró llevarlas a su capacidad nominal de 235 m³/h con 5 bares de presión diferencial, sin embargo al bombear Fuel Oil No. 4, debido a problemas de cavitación, no se lograba bombear a más de 166 m³/h.

Uno de los requisitos de los contratos de transporte para los buques que entregan bunker en el terminal de Tres Bocas es que puedan alcanzar una rata de descarga promedio de $227 \text{ m}^3/\text{h}$. A pesar de que aparentemente el buque podría cumplir con este caudal, en la práctica no es cierto. El caudal promedio considerado por los clientes es la relación entre el volumen entregado y el tiempo total de la entrega. Tomando en cuenta el proceso de descarga de buques similares se determina que para alcanzar este caudal promedio la bomba debe lograr un caudal mínimo de $300 \text{ m}^3/\text{h}$.

La razón para que se exija un caudal mínimo se explica no solamente por los requisitos operativos del cliente sino porque en el terminal existe una estación de bombeo booster que envía el bunker a las centrales termoeléctricas a una distancia de hasta 10 km. El caudal mínimo tiene por objetivo mantener una presión mínima en la succión de esta bomba de modo que se logre un funcionamiento libre de cavitación. El reducir el caudal hará que la bomba cavite obligando a los operadores del terminal a pararla y arrancar una bomba de menor capacidad alargando así el tiempo de la entrega lo cual puede ser causa de reclamos por los clientes finales como petroecuador y las centrales termoeléctricas.

El poliducto no tiene calentamiento, de modo que entre la descarga de un buque a otro el producto se enfría. Cuando pasan más de 12 horas sin que se haya bombeado a través de éste, en la primera entrega que se haga se debe operar al menos por 2 horas con una bomba de desplazamiento positivo, de menor capacidad que permite desplazar el producto altamente viscoso de las líneas. Durante este proceso el buque tiene que abrir una válvula de recirculación para disminuir la presión y el caudal de descarga hasta 50m³/h. En muchas ocasiones este proceso se extiende hasta por 5 horas.

La capacidad máxima de descarga del B/T Cautivo es apenas superior a 230m³/h, por lo tanto, considerando lo expuesto nunca va a lograr una rata de descarga promedio de 230 m³/h, ni tampoco ayudar a evitar la cavitación de la bomba booster de Tres Bocas.

Otro aspecto negativo del buque es su velocidad de crucero y su respuesta para maniobras. El buque tiene la relación Potencia / Peso más baja de la flota y además tiene la mayor cantidad de superficie expuesta al viento. Debido al primer aspecto el buque tiene una velocidad de crucero baja, máximo 10.5 nudos y debido a lo segundo requiere siempre de la asistencia de un remolcador para las maniobras de abarloadamiento a los buques clientes. Lo ultimo

afecta su rendimiento e idoneidad como buque de comercialización de IFO, ya que los compromisos de venta tienen tiempos de entrega que se tienen que cumplir estrictamente y el uso frecuente de remolcadores disminuye la rentabilidad del buque.

Estos aspectos no influyen en la capacidad del buque para transportar bunker para la industria ya que los viajes de La Libertad a Guayaquil se realizan normalmente en la noche. Con una velocidad de 10.5 nudos, las 130 millas de distancia que se recorren típicamente, toman apenas 13 horas, y el uso de remolcador viene normalmente definido por las normas de los terminales. Es decir que es indiferente de la maniobrabilidad del buque.

Lo que sí impide que el buque se dedique a la industria exclusivamente es su baja capacidad de descarga aun cuando ésta no afecta su rendimiento como buque para comercialización.

1.4. Rentabilidad actual del buque

En concordancia con las características operativas expuestas en la sección 1.2 se determinan 5 índices que permitirán comparar las condiciones de operación del buque antes y después de las modificaciones:

- a) **Taza retorno anual:** Es la relación porcentual entre la utilidad neta y los ingresos totales por las operaciones del buque.

- b) **Tiempo real de operación anual:** Es el tiempo total anual de navegación, carga y descarga. No se considera los tiempos de espera, tanto para cargar como para realizar entregas.

- c) **Índice de operatividad:** Esta la relación entre toneladas métricas de producto transportadas o comercializadas por cada hora de operación del buque.

- d) **Rentabilidad operativa:** Es la relación entre la utilidad neta anual y el total de horas operadas en el año.

- e) **Índice de costos operativos:** Es la relación entre los costos totales (sin incluir costo materia prima) por la totalidad de toneladas métricas de producto transportado o comercializado.

En la Tabla 1 se resume los parámetros operativos-económicos del buque.

TABLA 1

PARAMETROS OPERATIVOS / ECONOMICOS DEL B/T CAUTIVO

B/T Cautivo - Parámetros operativos / económicos	
Tipo de operación	Comercialización
Cantidad entregas por mes	6
Volumen promedio por entrega	732 TM
Costos fijos (US)	\$1.017.133
Costos variables (US)	\$12.878.797
Costos operativos (US)	\$1.188.996
Utilidad neta (US)	\$861.189

A continuación se muestran los valores de los 5 índices indicados anteriormente para la operación de comercialización:

TABLA 2

ÍNDICES OPERATIVOS / ECONÓMICOS

B/T Cautivo - Índices operativos / económicos	
Taza de retorno anual	5,8 %
Tiempo real de operación anual	1753 h
Índice operatividad	30,1 TM/h
Rentabilidad operativa	\$491 \$/h
Índice de costos	\$23 \$/TM

Al ver estos índices se puede observar lo siguiente:

a) La rentabilidad del negocio es baja, apenas 5.8%, sin embargo, se debe considerar que en la comercialización de combustibles se manejan grandes sumas de dinero con las cuales estos porcentajes ya son atractivos. Además la rotación de la inversión en materia prima es elevada.

b) El buque opera apenas 1753 horas anuales, es decir apenas el 20% del tiempo disponible anual. Esto es un indicativo de que hay mucho tiempo desperdiciado que podría aprovecharse al combinar la operación del buque con otro tipo de actividad como el transporte para industria.

c) El índice de costos es muy alto. Se evidencia el bajo tiempo de operación del buque que hace que los costos fijos se incrementen al ser menos las horas en las que opera. El valor típico de costos operativos en buques de transporte exclusivo para industria es de \$3.4 por tonelada métrica transportada.

En resumen al lograr que el buque sea apto para realizar entregas de producto para industria se podría reemplazar a un buque

contratado cuando éste se encuentre en mantenimiento, o bien podría trabajar en conjunto con éste durante temporadas de alta demanda de hidrocarburo como en los hastiajes eléctricos. Finalmente si en algún momento la compañía no tiene buques suficientes para satisfacer la demanda del sector industrial, podría ofertar este buque.

CAPÍTULO 2

2. CÁLCULOS Y SELECCIÓN DEL EQUIPO DE BOMBEO

El primer paso en el proceso de planificación de la mejora de la capacidad de bombeo del B/T Cautivo fue el estudio de un proceso de descarga típico en el terminal del Salitral.

Como se indicó en el capítulo anterior para llegar hasta los clientes finales, el bunker bombeado por el buque y la bomba booster del terminal tiene que recorrer varios kilómetros de tuberías desprovistas de sistema de calentamiento. Esto hace que al inicio del bombeo el bunker frío, altamente viscoso en las tuberías del terminal y del poliducto siguiente debe ser desplazado antes de poder operar las bombas a su máxima capacidad. Para este fin el terminal utiliza una bomba de desplazamiento positivo de 50m³/h de capacidad.

Otro aspecto importante es que durante la descarga cada uno de los 17 tanques del buque debe ser vaciado completamente y todas las líneas deben ser sopladas de modo que no se retenga Fuel Oil del cliente en el buque, esto implica reducir el caudal en determinados momentos.

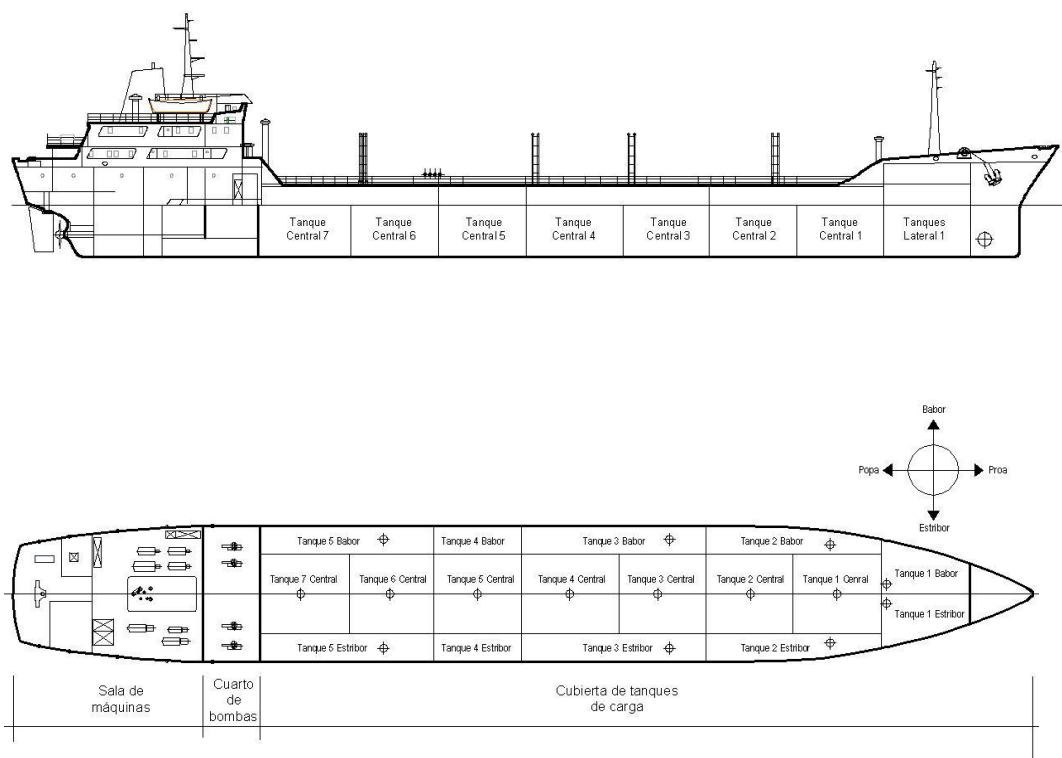


FIGURA 2.1 DISTRIBUCIÓN DE TANQUES DE CARGA DEL BUQUE

La tabla 3 muestra los caudales promedios y los tiempos aproximados de lo que sería un proceso de descarga de Fuel Oil # 4 con este buque en el Terminal de Tres Bocas. El bombeo inicia desde los tanques que están más hacia proa del buque, es decir, más lejanos al cuarto de bombas y continúa hasta los tanques que colindan con el cuarto de bombas. Para lograr los resultados mostrados se realizó un cálculo similar al que se realizará en el numeral 2.1 y se consideraron los siguientes aspectos:

- Tiempo en el que se opera en el terminal la bomba de menor capacidad del terminal para desplazar el bunker frío del poliducto.
- Caudal máximo al que se puede operar las bombas de descarga del buque sin cavitación excesiva (no menos de -0.64bar en la succión) de acuerdo al tanque del que se succiona y al nivel del mismo.
- Capacidad máxima de la bomba de descarga.
- Tiempo promedio de secado de cada tanque de carga, durante el cual se bombea con un caudal mínimo, se vacían las líneas y se hace el cambio de válvulas.

Al analizar la Tabla se observa que el bombeo desde los tanques 1 Babor (1 Bb) y 1 Estribor (1 Eb) está limitado por el uso de la bomba de baja capacidad en el terminal. Para cuando el terminal enciende la bomba principal estos tanques se encuentran casi vacíos y el bajo nivel hace que haya muy baja presión en la succión de la bomba del buque y por lo tanto

ésta cavite. Para evitarlo el caudal de la bomba se disminuye abriendo hasta un 60% la válvula de recirculación. Los tanques centrales (1C, 2C, 3C y 4C) son los que menos caudal permiten, esto se debe a que desde estos solo se puede bombear de uno en uno y no de dos a la vez como en el caso de los tanques laterales (1 Bb y 1 Eb, 2 Bb y 2 Eb, 3 Bb y 3 Eb, 4 Bb y 4 Eb, 5 Bb y 5 Eb).

El problema de la cavitación disminuye a medida que se bombea desde tanques que están más cercanos al cuarto de bombas así desde los tanques 4 Bb, 4 Eb, 5 Bb, 5 Eb, 6C y 7C, el problema de la cavitación es despreciable y se puede bombear a la capacidad máxima de la bomba de carga.

El estudio de este proceso permitió identificar tres factores que limitan la rata promedio de descarga:

- a) El tiempo que se opera en el terminal con la bomba booster pequeña.
- b) El caudal máximo de descarga de la bomba de carga.
- c) El caudal máximo que se puede alcanzar para poder operar sin cavitación especialmente cuando se bombea desde los tanques más lejanos a la bomba cuando el nivel de éstos es bajo.

TABLA 3
PROCESO DE DESCARGA ACTUAL

	Evento	Tanques origen	Volumen total en tanques (m³)	Nivel medio tanque por evento (m)	Caudal máximo por evento (m³/h)	Volumen total bombeado (m³)	Tiempo (h)
1	Inicio, desplazado producto frío en poliducto	1 Bb / Eb	302,4	4,00	50	100,0	2,00
2	descarga tanque			2,00	50	100,0	2,00
3	Vaciado de los tanques			0,00	95	102,4	1,16
4	Inicio descarga	1 C	353,5	4,00	75	117,8	1,57
5	descarga tanque			2,00	58	117,8	2,03
6	Vaciado de los tanques			0,00	42	117,8	2,89
7	Inicio descarga	2 Bb / Eb	384,2	4,00	230	128,1	0,56
8	descarga tanque			2,00	190	128,1	0,67
9	Vaciado de los tanques			0,00	135	128,1	1,03
10	Inicio descarga	2 C	375,3	4,00	85	125,1	1,47
11	descarga tanque			2,00	67	125,1	1,87
12	Vaciado de los tanques			0,00	48	125,1	2,69
13	Inicio descarga	3 C	375,3	4,00	105	125,1	1,19
14	descarga tanque			2,00	82	125,1	1,53
15	Vaciado de los tanques			0,00	58	125,1	2,24
16	Inicio descarga	3 Bb / Eb	578,0	4,00	230	192,7	0,84
17	descarga tanque			2,00	230	0,0	0,00
18	Vaciado de los tanques			0,00	195	192,7	1,07
19	Inicio descarga	4 C	421,3	4,00	118	140,4	1,19
20	descarga tanque			2,00	92	140,4	1,53
21	Vaciado de los tanques			0,00	66	140,4	2,21
22	Inicio descarga	4 Bb / Eb	273,4	4,00	230	91,1	0,40
23	descarga tanque			2,00	230	91,1	0,40
24	Vaciado de los tanques			0,00	230	91,1	0,48
28	Inicio descarga	5 C	374,2	4,00	180	124,7	0,69
29	descarga tanque			2,00	140	124,7	0,89
30	Vaciado de los tanques			0,00	100	124,7	1,33
31	Inicio descarga	6 C	375,3	4,00	230	125,1	0,54
32	descarga tanque			2,00	205	125,1	0,61
33	Vaciado de los tanques			0,00	150	125,1	0,92
25	Inicio descarga	5 Bb / Eb	535,4	4,00	230	178,5	0,78
26	descarga tanque			2,00	230	178,5	0,78
27	Vaciado de los tanques			0,00	230	178,5	0,86
34	Inicio descarga	7 C	402,0	4,00	230	134,0	0,58
35	descarga tanque			2,00	230	134,0	0,58
36	Vaciado de los tanques			0,00	230	134,0	0,67

De estos tres factores el primero está completamente fuera del control de la Compañía. El Fuel Oil bombeado desde el terminal de Tres Bocas hacia las centrales eléctricas recorre de 4 a 11 km (de acuerdo a su destino final) en un poliducto que carece de un sistema de calentamiento.

Entre mayor sea el tiempo que pasa entre la descarga de un buque y otro, menor será la temperatura del hidrocarburo que queda en la tubería, mayor será su viscosidad y mayor la carga en la bomba booster del terminal. Debido a esto el terminal posee una bomba de engranajes que puede manejar mayor presión, pero mucho menos caudal. Su capacidad nominal es de apenas 50 m³/h.

Esta bomba opera siempre al inicio de la descarga de un buque por un tiempo promedio de 3 horas, pero de acuerdo a la temperatura y viscosidad del Fuel Oil que se encuentra en el poliducto este tiempo puede prolongarse hasta 2 horas más.

Cada vez que se termina la descarga de un tanque del buque se realiza el “concheo” o secado del tanque. Durante este proceso se abre parcialmente una válvula de recirculación que permite el retorno de una parte del producto descargado por la bomba hasta la succión. Durante este proceso el caudal de descarga del buque disminuye y el terminal

debe parar la bomba de carga principal y arrancar por corto tiempo la bomba booster pequeña.

Durante todo el proceso de descarga el caudal de salida de la bomba puede ser controlado mediante la válvula de recirculación, esto se realiza especialmente para controlar la cavitación que se genera cuando el nivel del líquido en el tanque es bajo y en mayor grado en los tanques que se encuentran más lejos de la bomba de carga.

Al monitorear varios procesos de descarga del buque se puede apreciar que la cavitación de las bombas es un problema permanente incluso con fluidos menos viscosos como los IFO que pueden ser un 25 a 60% menos viscosos que el Fuel Oil # 4. Debido a esto solo el 25% del tiempo de descarga se puede operar al máximo de la capacidad de la bomba. El resto del tiempo el caudal debe ser reducido con la válvula de recirculación para evitar la cavitación.

Otros buques de la flota de Navipac que descargan Tres bocas tienen capacidades máxima de descarga 450 a 530 m³/h y logran un caudal promedio de 300 a 340 m³/h. El B/T Cautivo alcanza un caudal máximo de apenas 230 m³/h, se concluye entonces que para mejorar su caudal

promedio se debe incrementar también su capacidad máxima de descarga.

Antes de seleccionar una nueva bomba o revisar en qué grado se debe mejorar las tuberías de succión para disminuir la cavitación y mejorar la capacidad de descarga se debe definir exactamente cuanto caudal se requiere. Para esto se repitió el análisis de la tabla 3 variando 2 parámetros:

- a) Incrementando el tamaño de la tubería de succión.
- b) Incrementando la capacidad de la bomba de descarga.

Para lograr estos resultados se realizaron cálculos de pérdidas hidráulicas en las tuberías de succión y se comparó con el cabezal mínimo de succión permitido para este tipo de bombas con un Fuel Oil de 500 cSt de viscosidad cinemática (-0.62 bar). Los cálculos necesarios para llegar a estos resultados serán descritos completamente más adelante en este capítulo. Los resultados se muestran en las tablas 4 y 5.

Al incrementar la capacidad de bombeo de 230 a 300 y a 350 m³/h se ve que es imprescindible primero incrementar el tamaño de las tuberías de succión. En el caso de continuar con la tubería original de 6" se

trabajaría todo el tiempo contra la cavitación y con caudales muy limitados, es decir, que la bomba nunca trabajaría a su máxima capacidad.

Debido a la gran longitud y cantidad de accesorios que tienen las tuberías de succión de los tanques el costo de cambiarlas por unas tuberías de mayor tamaño es considerable y por lo tanto debe ser seleccionado con cuidado. En el anexo I, el plano 1 muestra una distribución de las tuberías de succión de los 17 tanques de carga, en las tablas 7 y 8 se encuentran resumidas todas las características de estas tuberías.

Al pasar al tamaño inmediato superior (8 pulgadas) se incrementaría el caudal promedio con la bomba actual en un notable 51%, sin embargo, el caudal máximo sería de $170\text{m}^3/\text{h}$, que es menor que el caudal del objetivo mínimo de $227\text{ m}^3/\text{h}$. Conservando la bomba original, un cambio de la tubería de succión a 10" lograría un incremento en el caudal promedio de 69%, pero el caudal promedio logrado ($190\text{ m}^3/\text{h}$) todavía es menor al requerido.

Si se cambia esta bomba por la siguiente mayor disponible y se incrementa el tamaño de los tubos de succión a 10" se lograría un caudal promedio de $228\text{ m}^3/\text{h}$ y se podría bombear un 81% del tiempo con caudal máximo.

Este caudal es justo el requerido, sin embargo, es preferible superar este valor en un 10%, por esta razón se debe seleccionar una bomba con una capacidad máxima de al menos 350 m³/h.

TABLA 4

CAUDAL PROMEDIO (EN METROS CÚBICOS POR HORA) DE DESCARGA EN FUNCIÓN DEL TAMAÑO DE LA TUBERÍA DE SUCCIÓN Y LA CAPACIDAD DE LA BOMBA DE DESCARGA

Capacidad bomba descarga	Tamaño tubería de succión		
	Succión 6" (actual)	Succión 8"	Succión 10"
230 m ³ /h (actual)	112	170	190
300 m ³ /h	no apropiado	191	228
350 m ³ /h	no apropiado	200	250

TABLA 5

PORCENTAJE DE TIEMPO DE DESCARGA CON CAVITACIÓN ESPERADO DURANTE LA DESCARGA EN FUNCIÓN DEL TAMAÑO DE LA TUBERÍA DE SUCCIÓN Y LA CAPACIDAD DE LA BOMBA DE DESCARGA.

Capacidad bomba descarga	Tamaño tubería de succión		
	Succión 6" (actual)	Succión 8"	Succión 10"
230 m ³ /h (actual)	73%	36%	6%
300 m ³ /h	83%	50%	19%
350 m ³ /h	91%	53%	20%

Al seleccionar una bomba de 350 m³/h de capacidad nominal con tuberías de succión de 10" se lograría 250m³/h promedio y se trabajaría tan solo un 20% del tiempo con caudal limitado para evitar cavitación.

2.1. Cálculos de pérdidas en tuberías de carga de bunker

El sistema de tuberías analizado abarca desde la campana de succión dentro de cada tanque de carga en el buque hasta la bomba booster del terminal. Ver figura 2.2.

Todos los cálculos de pérdidas en tubería de carga de producto en el buque y en el terminal se realizaron considerando los siguientes parámetros:

- El producto bombeado es Fuel Oil # 4 a 50°C y 500 cSt de viscosidad cinemática y 0.97 de viscosidad relativa (14°API).
- El caudal nominal de la nueva bomba de carga a seleccionar es de 350 m³/h.
- La presión mínima que debe haber en la succión de la bomba para trabajar sin cavitación es de -0.62 bar (-62kPa).

$$P_s \geq -0.62 \text{ bar}$$

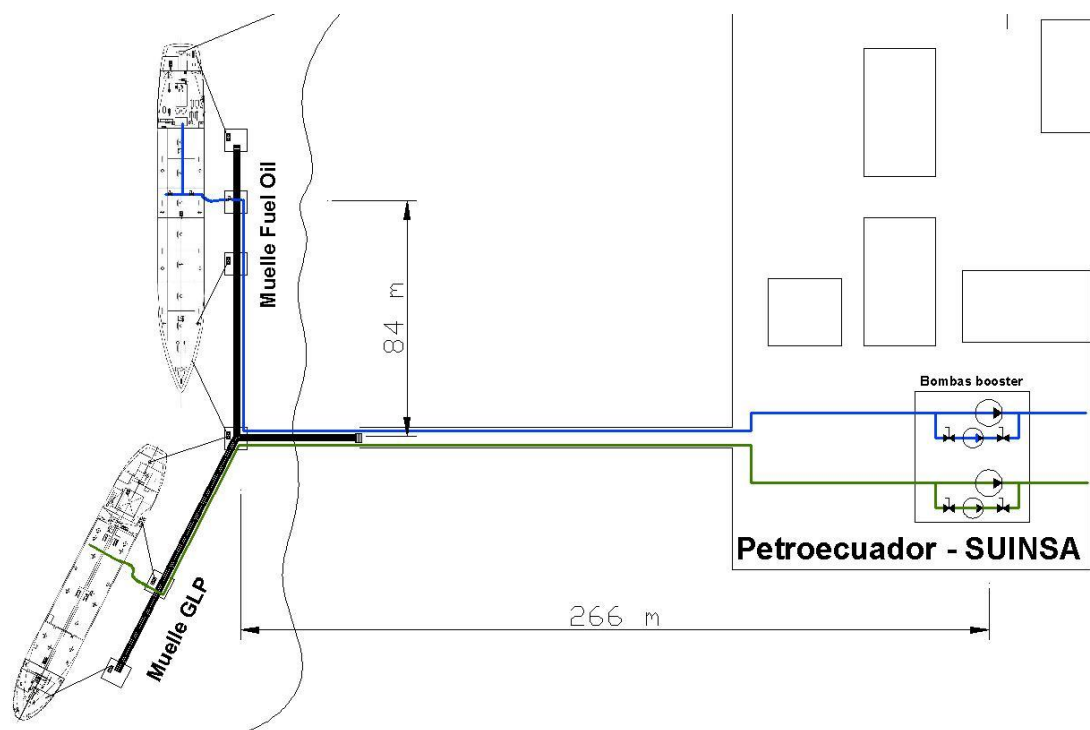


FIGURA 2.2 ESQUEMA GENERAL TERMINAL DE TRES BOCAS

El buque tiene 17 tanques, 7 centrales y 5 laterales en cada banda (ver figura 2.1 y plano 1 en el Anexo I). Los tanques laterales son idénticos en pares por razones de estabilidad. Los tanques están numerados desde proa hacia popa empezando en los tanques 1 babor (1Bb) , 1 estribor (1Eb), y 1 centro (1C). A popa de los tanques 7 C, 5 Babor y 5 Estribor y a proa de la sala de máquinas (ver figura 2.3) se encuentra el cuarto de bombas, un espacio aislado del resto de maquinaria del buque por la naturaleza volátil de la carga que manejan las bombas.

Dentro del cuarto de bombas no hay motores diesel ni eléctricos. Las 4 bombas de carga son impulsadas por motores hidráulicos que reciben aceite a alta presión desde las 4 motobombas localizadas en la sala de máquinas (Ver figura 2.4). Cualquier motobomba puede mover cualquier bomba de carga.

Hay 12 tuberías de succión para los 17 tanques de carga, 4 en babor para los 5 tanques laterales de babor y 4 en estribor para los 5 tanques laterales de estribor; hay 4 líneas centrales, la primera para los tanques 4C y 5C, la segunda que se usa para el tanque 6C, la tercera para el tanque 7C y la cuarta para los tanques 1C, 2C, y 3C.

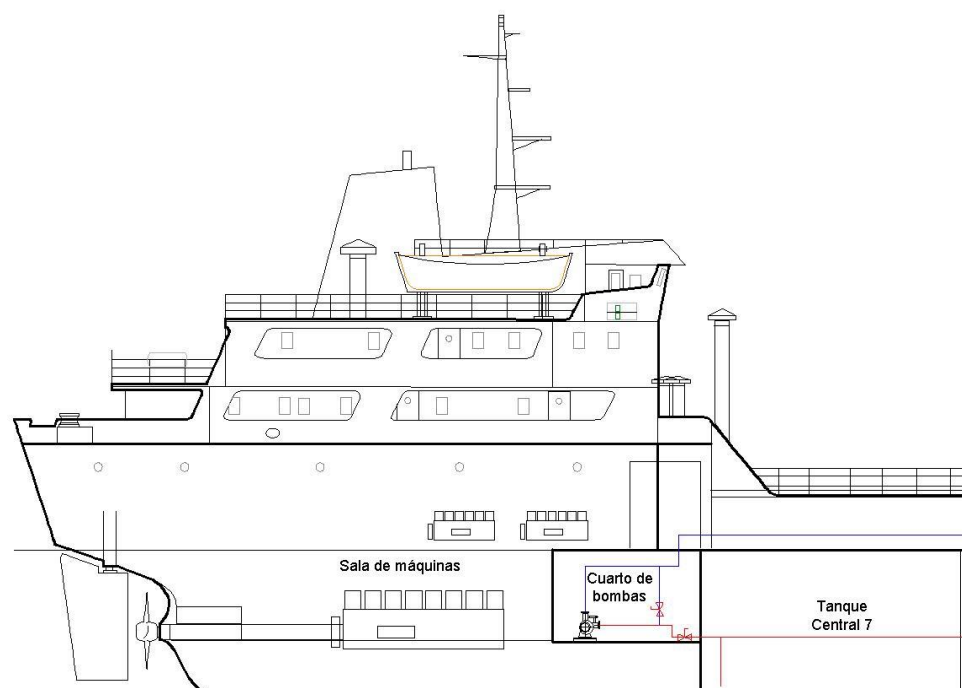


FIGURA 2.3 UBICACIÓN DEL CUARTO DE BOMBAS

TABLA 6

CARACTERÍSTICAS GENERALES DEL BUQUE

Nombre	B/T Cautivo
Año Construcción	1970
Eslora total (metros)	107,38
Manga (metros)	14
Francobordo (metros)	1,93
Capacidad de carga (m ³)	4750
Tanques carga	17
Número de productos segregados posibles	4
Velocidad crucero (nudos)	10,5
Altura tanques carga (metros)	5,3

Estas tuberías llegan hasta un múltiple en el cuarto de bombas (figura 2.3) donde al final de cada línea hay una válvula para seleccionar los tanques desde los cuales se va a bombear el Fuel Oil.

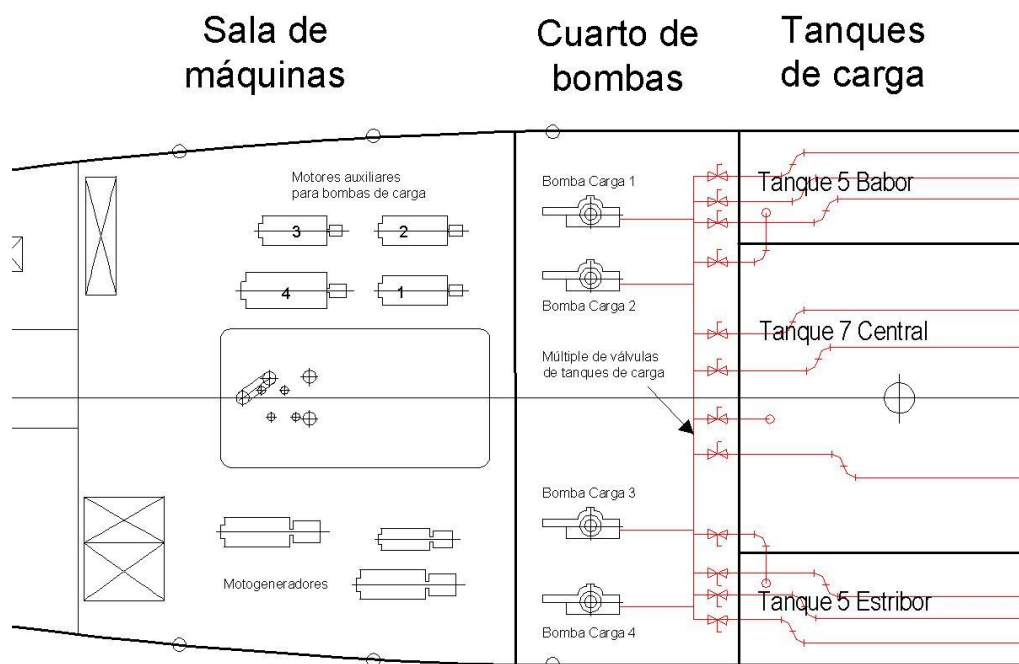


FIGURA 2.4 MÚLTIPLE DE VÁLVULAS EN EL CUARTO DE BOMBAS

Para las tuberías que toman producto de más de un tanque hay válvulas dentro de los tanques operadas desde la cubierta mediante mecanismos especiales.

El sistema de tuberías analizado abarca desde las tuberías de succión para cada tanque, las tuberías en el cuarto de bombas, en el túnel, en la cubierta, la manguera de carga y la tubería del terminal que llega hasta la bomba booster.

Para efectos de cálculo el sistema de tuberías ha sido dividido en 5 tramos diferentes:

Tramo No. 1. Sección que va desde la campana de succión de cada tanque hasta la válvula selectora dentro del cuarto de bombas. Todas las tuberías son de 6 pulgadas cédula 40. Su longitud varía desde 1.46 metros hasta 65.11 metros de acuerdo al tanque de carga del que se trate. A continuación se presenta un cuadro con las características del tramo 1 para cada tanque de carga.

TABLA 7
CARACTERÍSTICAS TRAMO NO. 1

Tanque origen	Tamaño nominal tubo	Longitud del tubo (metros)	Accesorios de tubería							
			Entrada	Codos 90°	Codos 45°	Ensanchamiento 6" – 10"	Válvulas compuerta	Válvulas bola	"T" en derivación	"T" directa
1 Bb/Eb	6"	65,11	1	9	2	0	1	0	0	0
1C	6"	56,44	1	13	0	0	2	0	0	3
2 Bb/Eb	6"	47,36	1	6	0	0	1	0	0	0
2C	6"	47,36	1	10	0	0	2	0	1	2
3C	6"	38,68	1	8	0	0	2	0	1	1
3 Bb/Eb	6"	28,41	1	4	0	0	1	0	0	0
4C	6"	28,41	1	8	0	0	2	0	1	0
4 Bb/Eb	6"	19,73	1	4	0	0	1	0	0	0
5C	6"	19,73	1	6	0	0	1	0	0	0
6C	6"	10,65	1	4	0	0	1	0	0	0
5 Bb/Eb	6"	1,46	1	2	0	0	1	0	0	0
7C	6"	1,46	1	2	0	0	1	0	0	0

Tramo No. 2. Comprende la tubería de 10" que va desde la válvula selectora del tanque hasta la bomba de carga. Incluye varias válvulas y el filtro de succión del sistema. Debido a que la longitud de este tramo varía un poco de acuerdo al tanque del que se esté succionando se seleccionó el caso más crítico.

Tramo No. 3. Empieza en la descarga de la bomba de carga, y termina en la brida donde se empata la manguera en la cubierta principal. Su diámetro nominal es 8".

Tramo No. 4. Corresponde a la manguera de descarga, de diámetro nominal 6", y 15 m de largo. Para efectos de cálculo se lo considera un tubo recto de 15 m con dos codos de 90° de radio estándar.

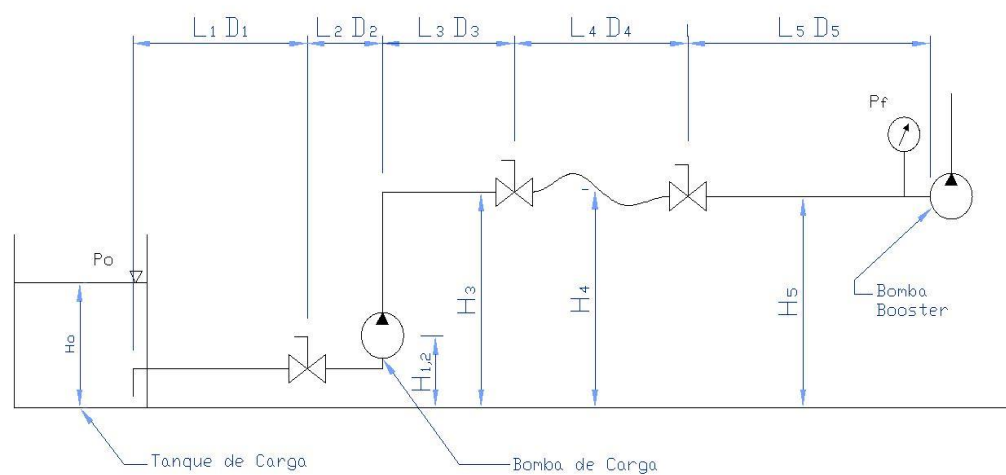
Tramo No. 5. Empieza en la brida de acople de la manguera de descarga en el terminal hasta la succión de la bomba booster del terminal. Esta tubería es de 8" de diámetro nominal.

En la figura 2.5 se muestra un esquema del sistema de bombeo. L_i es la longitud total de la tubería de cada tramo i . D_i es el diámetro

nominal de tubería de cada tramo i . H_i es la altura final de cada tramo medida con respecto al fondo del tanque de carga, H_0 es el nivel del líquido en el tanque de carga en un momento determinado. El subíndice “ i ” se usa para identificar a cada uno de los 5 tramos descritos. Los valores de H_i , D_i , y L_i se encuentran en la tabla 8.

FIGURA 2.5

ESQUEMA DEL SISTEMA DE BOMBEO



En la tabla 8 se muestran las características de los tramos 2, 3, 4 y 5. Los tramos 2 y 3 mostrados no son únicos, hay 4 cuatro recorridos distintos para cada una de las bombas de descarga. En este caso solo se considera las tuberías relacionadas con la bomba de carga No. 1, que es la que será cambiada.

La pérdida de carga a lo largo de una tubería está dada por la expresión:

$$\left(\frac{p_1}{\rho} + \alpha_1 \frac{\bar{V}_1^2}{2} + gH_1 \right) - \left(\frac{p_2}{\rho} + \alpha_2 \frac{\bar{V}_2^2}{2} + gH_2 \right) = h_{l_T}$$

que no es más que un balance en energía entre dos puntos. Aquí h_{l_T} representa la pérdida de carga a lo largo de la tubería y α es el coeficiente de energía cinética definido según la expresión:

$$\alpha = \frac{\int_A \rho V^3 dA}{\dot{m} \bar{V}^2}$$

para fluidos con número de Reynolds grande, α es aproximada a la unidad y para fluidos laminares en tuberías $\alpha = 2$.

La pérdida de carga h_{l_T} es la suma de las pérdidas mayores (h_l) por efectos friccionantes a lo largo de tuberías rectas de área constante, y las pérdidas menores (h_{lm}) debidas al flujo en reducciones, codos, válvulas, derivaciones, etc.

TABLA 8

CARACTERÍSTICAS DE CADA TRAMO DE TUBERÍAS

Tramo No.	1	2	3	4	5
Altura Hi (m)	1.0	1.0	8.6	7.6	6.0
Diámetro nominal (pulgadas)	ver tabla 6	10	8	6	8
Longitud total (metros)		5,6	40,4	15	350
Codos 90°		2	6	2	6
Codos 45°		2	0	0	2
TEE directa		2	2	0	2
TEE derivación		1	1	0	1
Ensanchamiento 6" - 10"		1	0	0	0
Reducción 8" - 6"		0	1	0	0
Ensanchamiento 6" - 8"		0	0	0	1
Filtro		1	0	0	0
Válvula antiretorno		0	1	0	0
Válvulas compuerta		0	3	0	0
Válvulas bola		2	1	0	2

La ecuación de Darcy expresa, en términos generales, las pérdidas mayores en función de un factor de fricción f , la relación longitud al diámetro interno de la tubería, y la velocidad media del flujo al cuadrado.

$$h_f = f \frac{L}{D} \frac{\bar{V}^2}{2}$$

donde el factor de fricción f se determina a partir de resultados experimentales, como los publicados por L. Moody (ver apéndice 1).

En el caso de flujo laminar el factor de fricción se relaciona con el número de Reynolds mediante la expresión:

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

en el caso de flujo turbulento se puede usar la correlación de Blasius para obtener un valor aproximado del factor de fricción:

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

esta expresión es válida para flujos con Reynolds menores a 100000 en tuberías lisas. Para otros casos se puede utilizar la expresión iterativa y trascendental de Colebrook:

$$\frac{1}{f^{0.5}} = -2.0 \log \left(\frac{e/D}{3.7} + \frac{2.51}{\text{Re } f^{0.25}} \right)$$

Como primer valor del factor de fricción para la primera iteración puede utilizarse el valor obtenido mediante la correlación de Blasius o también, para lograr una buena exactitud (menor al 1%) con tan solo una iteración con la expresión de Miller:

$$f_0 = 0.25 \left[\log \left(\frac{e/D}{3.7} + \frac{5.74}{\text{Re}^{0.9}} \right) \right]^{-2}$$

Empezamos por determinar el régimen de fluido en cada tramo de tubería mediante el número de Reynolds

$$\text{Re} = \frac{\rho \bar{V} D}{\mu}$$

La viscosidad dinámica (absoluta) μ es igual al producto de la viscosidad cinemática por la densidad del fluido:

$$\mu = \nu \rho$$

La viscosidad absoluta para el Fuel Oil # 4 a 50°C es:

$$\mu = 500 \text{ cSt} \cdot \frac{1 \frac{\text{m}^2}{\text{s}}}{10^6 \text{ cSt}} \cdot 972.5 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 0.486 \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}$$

TRAMO No. 1

Para el tramo No.1 el diámetro interior del tubo es 154.1 mm (en la tabla 9 se muestran las medidas estándar para tubería comercial ced. 40 según ANSI B36.10). La velocidad media del flujo es la relación entre el caudal (en este caso 350 m³/h y la sección interior del tubo.

$$\bar{V} = \frac{Q}{\pi \cdot \frac{D^2}{4}} = \frac{350 \frac{m^3}{h} \cdot \frac{1h}{3600s}}{\pi \cdot \frac{(0.1541m)^2}{4}} = 5.21 \frac{m}{s}$$

TABLA 9

DIMENSIONES DE TUBERÍA DE ACERO COMERCIAL SEGÚN

ANSI B36.10

Cédula	Tamaño nominal (pulgadas)	Diámetro exterior (mm)	Espesor (mm)	Diámetro interior (mm)
40	4	114,3	6,02	102,3
40	5	141,3	6,55	128,2
40	6	168,3	7,11	154,1
40	8	219,1	8,18	202,7
40	10	273	9,27	254,5
40	12	323,9	10,31	303,3
40	14	355,6	11,13	333,3

El número de Reynolds para este tramo es entonces:

$$Re = \frac{972.5 \frac{kg}{m^3} \cdot 5.21 \frac{m}{s} \cdot 0.1541m}{0.486 \frac{kg}{m \cdot s}} = 1606.5$$

que es el régimen correspondiente a un flujo laminar debido a que es menor de 2000. Ver tabla 10

Se repite este proceso para todos los tramos de tubería se obtienen los siguientes resultados:

TABLA 10
RÉGIMEN DE FLUJO EN CADA TRAMO DE TUBERÍA

Tramo No.	Diámetro nominal	Diámetro interior (m)	Velocidad media (m/s)	Número Reynolds	Tipo de flujo
1	6"	0,1541	5,21	1606,6	Laminar
2	10"	0,2545	1.91	972.8	Laminar
3	8"	0,2027	3.01	1221,4	Laminar
4	6"	0,1541	5,21	1606,6	Laminar
5	8"	0,2027	3,01	1221,4	Laminar

Como se puede apreciar en la tabla 10 el régimen de flujo en todos los tramos de tubería es laminar, por lo tanto el coeficiente de

energía cinética (α) será siempre 2, y el factor de fricción se puede determinar directamente obteniendo los siguientes resultados: Ver Tabla 11.

TABLA 11
FACTOR DE FRICCIÓN PARA CADA TRAMO DE TUBERÍA

Tramo No.	Diámetro nominal	Velocidad media (m/s)	Número Reynolds	Tipo de flujo	Factor fricción (f=64/Re)
1	6"	5,21	1606,6	Laminar	0,040
2	10"	3,01	1221,4	Laminar	0,052
3	8"	1,91	972,8	Laminar	0,066
4	6"	5,21	1606,6	Laminar	0,040
5	8"	3,01	1221,4	Laminar	0,052

A partir de estos valores se determina las pérdidas mayores en cada tramo de tubería, usando los valores de la tabla 6. Para el tramo No. 1 y analizando los dos casos más críticos (bombeo desde los

tanques 1 Babor (1Bb) ó 1 Estribor (1Eb) y 1 Centro (1C), se obtiene:

Succión desde Tanque 1 Bb ó 1 Eb:

$$h_{lm} = 0.040 \cdot \frac{65.11m}{0.1541m} \cdot \frac{5.21^2 m^2/s^2}{2} = 229.4 m^2/s^2$$

donde h_{lm} está expresado en unidades de carga. Si se divide este resultado para el valor de la aceleración de la gravedad se obtiene un resultado en metros o cabezal:

$$229.4 m^2/s^2 \div 9.81 m/s^2 = 23.38m$$

el cabezal puede ser expresado en unidades de presión mediante el uso de la expresión básica de la estática de los fluidos:

$$P = \rho gh = 970 \frac{kg}{m^3} 9.81 \frac{m}{s^2} 23.38m = 222.4kPa$$

un primer razonamiento nos permite llegar a la conclusión de que este valor es demasiado grande. Todavía no se han añadido las pérdidas menores de este tramo y las pérdidas totales del tramo No. 2 y aún así ya tenemos ya una pérdida que es más del doble de la presión atmosférica y más de tres veces el límite de la presión negativa necesaria para que este tipo de bombas funcionen libres de cavitación.

En vista de que en la práctica se bombea desde dos tanques laterales al mismo tiempo el caudal en cada tubería del tramo 1 para tanques laterales sería la mitad, y se obtendrían los siguientes resultados:

$$\bar{V} = \frac{Q}{\pi \cdot \frac{D^2}{4}} = \frac{175 \frac{m^3}{h} \cdot \frac{1h}{3600s}}{\pi \cdot \frac{(0.1541m)^2}{4}} = 2.61 \frac{m}{s}$$

$$Re = \frac{972.5 \frac{kg}{m^3} \cdot 2.61 \frac{m}{s} \cdot 0.1541m}{0.486 \frac{kg}{m \cdot s}} = 803.3$$

que nuevamente es un flujo laminar, por lo tanto:

$$f = \frac{64}{Re} = \frac{64}{803} = 0.080$$

$$h_f = 0.080 \cdot \frac{65.11m}{0.1541m} \cdot \frac{2.61^2 \frac{m^2}{s^2}}{2} = 115.13 \frac{m^2}{s^2}$$

lo cual equivale a un cabezal de 11.74m o 1.11 bar.

Incluso con la mitad del caudal se obtiene un valor muy por encima de la presión manométrica negativa límite para cualquier bomba e incluso mayor a la presión atmosférica. No se considera la presión positiva generada por el nivel del Fuel Oil en el tanque porque se desea diseñar para el caso más crítico, con un nivel de líquido casi nulo en los tanques.

Debido a esto resulta imposible succionar con este caudal. Al haber una caída de presión tan grande en las tuberías de succión se trabajaría con presiones cercadas al cero absoluto, con lo cual una parte considerable del líquido se evaporaría haciendo imposible lograr un caudal real de $350 \text{ m}^3/\text{h}$ además de operar con cavitación severa.

Para disminuir la cavitación se tendría que abrir la válvula de recirculación hasta obtener un caudal que incremente la presión en la succión hasta un valor mínimo. Repitiendo este cálculo con varios valores de caudal reducidos gradualmente, se encontró que cuando se bombea desde los tanques 1 Bb/Eb se puede lograr un caudal máximo de $110 \text{ m}^3/\text{h}$ sin cavitación, es decir con una presión mínima de -0.62 bares en la succión de la bomba de carga.

En la tabla 5 se muestra el porcentaje de tiempo de bombeo calculado en el que la bomba estaría operando con capacidad reducida para evitar cavitación. Con la instalación actual el 73% del tiempo se estaría evitando la cavitación reduciendo el caudal de bombeo para una entrega en Tres Bocas. Si se incrementa la

capacidad de la bomba solo se agravaría el problema y el beneficio sería despreciable.

Antes de incrementar la capacidad de descarga se necesita redimensionar las tuberías de succión de modo que permitan el funcionamiento apropiado de una bomba de 350 m³/h.

Si el cambio se hiciera a tuberías de 8" se reduciría el tiempo que se opera con capacidad reducida del 73% al 36% con la bomba actual. Con una bomba de 350 m³/h el tiempo en el que se opere con caudal disminuido se reduciría al 53%. Si el cambio se hiciera por una tubería de 10" este tiempo sería solamente el 21 % del tiempo total de bombeo. Este 21% restante corresponde al tiempo bombeo desde los tanques 1C, 2C y 3C los cuales tienen tuberías de succión con muchos accesorios, están a mayor distancia del cuarto de bombas y por la disposición de las tuberías es imposible succionar de dos tanques a la vez.

Un incremento extra del tamaño nominal de esta tubería hasta 12" permite reducir este porcentaje a tan solo 11% y el caudal medio de descarga se estima que puede alcanzar los 261 m³/h, lo cual es ideal para este trabajo. Utilizar tubería de tamaño mayor a 12" no es

posibles debido al espacio físico limitado que hay dentro del cuarto de bombas y por el incremento en costos.

La tubería de los tanques laterales 1Bb, 1 Eb, 2Bb y 2Eb deberá ser cambiada por tubería de 10". La tubería de los tanques 3Bb, 3 Eb, 4Bb y 4 Eb deberá ser cambiada por tubería de 8". La tubería de los tanques 5C y 6C deberá ser cambiada por tubería de 10". Finalmente la tubería de los tanques 5 Bb y 5 Eb podrá continuar con su medida original de 6".

Los caudales máximos logrados originalmente en las tuberías de 6" para la succión de cada tanque se muestran en la tabla 12. Los caudales máximos que se pueden alcanzar luego de la modificación de tuberías propuesta se muestran en la tabla 13.

Se muestra además el nivel mínimo en el tanque para lograr trabajar a la máxima capacidad deseada para la bomba ($350 \text{ m}^3/\text{h}$) sin cavitación. Con las tuberías originales de 6" sería necesarios niveles inalcanzables, mayores a la altura del propio tanque (6m).

TABLA 12

**CAUDAL MÁXIMO SIN CAVITACIÓN ($P_{\text{SUCCIÓN}} > -0.62 \text{ BAR}$) EN CADA
TUBERÍA ORIGINAL DEL TRAMO NO. 1.**

Tanque origen	Tamaño nominal tubo	Longitud del tubo (m)	Caudal máximo a nivel 0 m (m³/h)	Nivel en tanque para lograr caudal de 350m³/h (m)
1 Bb/Eb	6"	65,11	80	17
1C	6"	56,44	37	43
2 Bb/Eb	6"	47,36	115	11
2C	6"	47,36	42	38
3C	6"	38,68	51	30
3 Bb/Eb	6"	28,41	170	6
4C	6"	28,41	60	25
4 Bb/Eb	6"	19,73	200	4
5C	6"	19,73	90	15
6C	6"	10,65	135	9
5 Bb/Eb	6"	1,46	440	0
7C	6"	1,46	270	2

TABLA 13

**CAUDAL MÁXIMO SIN CAVITACIÓN ($P_{\text{SUCCCIÓN}} > -0.62 \text{ BAR}$) EN CADA
TUBERÍA NUEVA DEL TRAMO NO. 1.**

Tanque origen	Tamaño nominal tubo	Longitud del tubo (m)	Caudal máximo para nivel 0m (m³/h)	Nivel en tanque para lograr caudal de 350m³/h (m)
1 Bb/Eb	10"	65,11	340	0,1
1C	12"	56,44	275	1,4
2 Bb/Eb	10"	47,36	440	0
2C	12"	47,36	300	0,8
3C	12"	38,68	350	0
3 Bb/Eb	8"	28,41	355	0
4C	12"	28,41	380	0
4 Bb/Eb	8"	19,73	395	0
5C	10"	19,73	350	0
6C	10"	10,65	460	0
5 Bb/Eb	6"	1,46	440	0
7C	12"	1,46	780	0

A continuación se muestra el proceso de cálculo realizado para el tramo No.1 con la succión de los tanques 1 Bb / 1 Eb y luego para el tanque 1 C usando las dimensiones nuevas de tubería propuestas.

Succión desde tanque 1 Bb / Eb (tubería 10")

a) Pérdidas mayores

Se inicia determinando el régimen mediante el número de Reynolds, en este caso el caudal usado es la mitad debido a que en la práctica de succiona desde dos tanques laterales al mismo tiempo:

El diámetro interior del tubo comercial de 10" ced. 40 es 254.5 mm, la velocidad media del flujo es entonces:

$$\bar{V} = \frac{Q}{\pi \cdot \frac{D^2}{4}} = \frac{350 \frac{m^3}{h} \cdot \frac{1h}{3600s}}{\pi \cdot \frac{(0.2545m)^2}{4}} = 0.96 \frac{m}{s}$$

El número de Reynolds será entonces:

$$Re = \frac{972.5 \frac{kg}{m^3} \cdot 0.96 \frac{m}{s} \cdot 0.2545m}{0.486 \frac{kg}{m \cdot s}} = 486.4$$

que es como se esperaba un flujo laminar, el factor de fricción será:

$$f = \frac{64}{\text{Re}} = \frac{64}{486.4} = 0.1316$$

las pérdidas por fricción en el tubo de succión del tramo 1 para cualquiera de los tanques 1 Babor ó 1 Estribor será entonces:

$$h_f = 0.1316 \cdot \frac{65.11m}{0.2545m} \cdot \frac{0.96^2 \frac{m^2}{s^2}}{2} = 15.37 \frac{m^2}{s^2}$$

para expresar este valor en términos de cabezal (longitud) se divide este valor para la aceleración de la gravedad:

$$\frac{15.37 \frac{m^2}{s^2}}{9.81 \frac{m}{s^2}} = 1.57m$$

este es el valor de las pérdidas mayores expresada como cabezal.

b) Pérdidas menores

Para calcular las pérdidas menores se utilizan los siguientes valores tomados de la referencias bibliográficas No. 2 y 3.

TABLA 14

COEFICIENTES K Y L_e/D PARA ACCESORIOS DE TUBERÍA USADOS EN

EL SISTEMA DE BOMBEO.

Accesorio de tubería	K	L_e/D
Entrada borde cuadrado	0,5	-
Ensanchamiento brusco 6"-10" T = 180°	4,94	-
Estrechamiento brusco 10"- 8" T = 180°	0,43	-
Estrechamiento brusco 8"- 6" T = 180°	0,69	-
Ensanchamiento brusco 6"-8" T = 90°	1.38	-
Estrechamiento brusco 12" a 10" T= 90°	0,31	-
Codos estándar (r/D=1.5) 90°	-	14
Codos estándar (r/D=1.5) 45°	-	6.4
Válvulas compuerta	-	8
Válvulas bola	-	3
Válvulas antiretorno (obturador ascendente)	-	420
Válvulas antiretorno (disco oscilante)	-	50
"T" estándar flujo desviado 90°	-	60
"T" estándar flujo directo	-	20

En la tabla L_e es la longitud equivalente de tubería para cada accesorio y K se define como:

$$K = f \frac{L_e}{D}$$

de modo que puede ser reemplazada en la ecuación de Darcy, así:

$$h_{lm} = K \frac{\bar{V}^2}{2}$$

donde h_{lm} representa la pérdida de carga debido a accesorios de tuberías o pérdidas menores.

Tomado la entrada en la succión del tanque ($K=0.5$) se tiene el siguiente valor parcial:

$$h_{lm(entrada)} = 0.5 \frac{0.96^2 \frac{m^2}{s^2}}{2} = 0.24 \frac{m^2}{s^2}$$

Para el caso de los 9 codos ($L_e/D = 30$) las pérdidas menores son:

$$h_{lm(codos90)} = 9 \times 0.1316 \times 14 \cdot \frac{0.96^2}{2} = 7.64 \frac{m^2}{s^2}$$

Con los codos de 45° ($L_e/D=15$) el cálculo es muy similar,

$$h_{lm(codos45)} = 2 \times 0.1316 \times 6.4 \cdot \frac{0.96^2}{2} = 0.82 \frac{m^2}{s^2}$$

Finalmente la pérdida de carga debido a la válvula de compuerta ($L_e/D=8$):

$$h_{lm(valv.comp.)} = 1 \times 0.1316 \times 8 \cdot \frac{0.96^2}{2} = 0.48 \frac{m^2}{s^2}$$

La pérdida total en el tramo 1 para las tuberías de los tanques 1 Bb ó 1 Eb es la suma de las pérdidas mayores y menores:

$$h_{IT} = h_l + h_{lm(entrada)} + h_{lm(codos90)} + h_{lm(codos45)} + h_{lm(valv.comp.)}$$

$$h_{IT(tramo1,tq1Bb/Eb)} = 15.37 + 0.24 + 7.64 + 0.82 + 0.48 = 24.55 \frac{m^2}{s^2}$$

que en términos de cabezal equivale a

$$\frac{24.55 \frac{m^2}{s^2}}{9.81 \frac{m}{s^2}} = 2.50m$$

Succión desde tanque 1 Centro (tubería 12")

a) Pérdidas mayores

La tubería seleccionada para la succión desde el tanque 1 C es de 12 pulgadas. Considerando que se succiona desde 1 solo tanque central al mismo tiempo, la velocidad del flujo, el número de Reynolds y el factor de fricción serán:

$$\bar{V} = \frac{Q}{\pi \cdot \frac{D^2}{4}} = \frac{350 \frac{m^3}{h} \cdot \frac{1h}{3600s}}{\pi \cdot \frac{(0.3033m)^2}{4}} = 1.35 \frac{m}{s}$$

$$Re = \frac{972.5 \frac{kg}{m^3} \cdot 1.35 \frac{m}{s} \cdot 0.3033m}{0.486 \frac{kg}{m \cdot s}} = 816.3$$

$$f = \frac{64}{\text{Re}} = \frac{64}{816.3} = 0.078$$

Las pérdidas mayores en esta tubería son:

$$h_l = 0.078 \cdot \frac{56.44m}{0.3033m} \cdot \frac{1.35^2 \frac{m^2}{s^2}}{2} = 13.21 \frac{m^2}{s^2}$$

b) Pérdidas menores:

La succión desde el tanque 1C (ver tablas 6 y 13) tiene 1 entrada, 13 codos 90°, 2 Válvulas de compuerta, y 3 TEE con flujo directo.

$$h_{lm(entrada)} = 0.5 \cdot \frac{1.35^2 \frac{m^2}{s^2}}{2} = 0.45 \frac{m^2}{s^2}$$

$$h_{lm(codos90)} = 13 \times 0.078 \times 14 \cdot \frac{1.35^2}{2} = 12.92 \frac{m^2}{s^2}$$

$$h_{lm(valv.comp.)} = 2 \times 0.078 \times 8 \cdot \frac{1.35^2}{2} = 1.14 \frac{m^2}{s^2}$$

$$h_{lm(Tee.directa)} = 3 \times 0.078 \times 20 \cdot \frac{1.35^2}{2} = 4.26 \frac{m^2}{s^2}$$

$$h_{IT} = h_l + h_{lm(entrada)} + h_{lm(codos90)} + h_{lm(valv.comp.)} + h_{lm(Tee.directa)}$$

$$h_{IT(tramo1,tq1C)} = 13.21 + 0.45 + 12.92 + 1.14 + 4.26 = 31.98 \frac{m^2}{s^2}$$

que en términos de cabezal equivale a

$$\frac{31.98 \frac{m^2}{s^2}}{9.81 \frac{m}{s^2}} = 3.26m$$

Este valor es mayor que las pérdidas a través de la tubería de los tanques 1 Bb y 1 Eb, esto se debe a que tiene más accesorios y además a que todo el caudal de la bomba pasa por este tubo. Las succiones de los demás tanques son más cortas y con menos accesorios, por lo tanto causarán menos pérdidas.

TRAMO No. 2

Cambiar la tubería del tramo No. 2 es una tarea más complicada debido a corto espacio y gran cantidad de accesorios que existe dentro del cuarto de bombas, ventajosamente esta tubería es corta y tiene un diámetro nominal de 10" por lo tanto no se espera que cause pérdidas apreciables. La mayor restricción al flujo presente en este tramo se debe al filtro que protege la succión de la bomba de impurezas del producto.

a) Pérdidas mayores

Al igual que en el tramo anterior se determina velocidad media, número de Reynolds y factor de fricción:

$$\bar{V} = \frac{Q}{\pi \cdot \frac{D^2}{4}} = \frac{350 \frac{m^3}{h} \cdot \frac{1h}{3600s}}{\pi \cdot \frac{(0.2545m)^2}{4}} = 1.91 \frac{m}{s}$$

$$Re = \frac{972.5 \frac{kg}{m^3} \cdot 1.91 \frac{m}{s} \cdot 0.2545m}{0.486 \frac{kg}{m \cdot s}} = 973$$

$$f = \frac{64}{Re} = \frac{64}{973} = 0.066$$

las pérdidas mayores serán entonces:

$$h_l = 0.066 \cdot \frac{5.6m}{0.2545m} \cdot \frac{1.91^2 \frac{m^2}{s^2}}{2} = 2.64 \frac{m^2}{s^2}$$

b) Pérdidas menores

En la tabla 7 se indican los accesorios que hay en este tramo, en la tabla 13 los coeficientes utilizados para el cálculo de pérdidas menores:

$$h_{lm(ensanchamiento, brusco, 6" a 10")} = 1 \times 4.94 \cdot \frac{1.91^2}{2} = 9.02 \frac{m^2}{s^2}$$

$$h_{lm(codos 90)} = 2 \times 0.066 \times 14 \cdot \frac{1.91^2}{2} = 3.36 \frac{m^2}{s^2}$$

$$h_{lm(codos 45)} = 2 \times 0.066 \times 6.4 \cdot \frac{1.91^2}{2} = 1.54 \frac{m^2}{s^2}$$

$$h_{lm(TEE, directa)} = 2 \times 0.066 \times 20 \cdot \frac{1.91^2}{2} = 4.81 \frac{m^2}{s^2}$$

$$h_{lm(TEE, derivacion)} = 1 \times 0.066 \times 60 \cdot \frac{1.91^2}{2} = 7.21 \frac{m^2}{s^2}$$

$$h_{lm(valv. bola)} = 2 \times 0.066 \times 3 \cdot \frac{1.91^2}{2} = 0.72 \frac{m^2}{s^2}$$

$$h_{lm(filtro)} = 1.5m \times 9.8 \frac{m}{s^2} = 14.72 \frac{m^2}{s^2}$$

Para el filtro se tomó la máxima restricción permitida según el manual del filtro usado actualmente. Las pérdidas totales de carga en el tramo No. 2 son:

$$h_{lT} = h_l + h_{lm(ensanchamiento)} + h_{lm(codos90)} + h_{lm(codos45)} + h_{lm(valv.bola)} + h_{lm(Tee.directa)} + h_{lm(Tee.derivacion)} + h_{lm(filtro)}$$

$$h_{lT(tramo2)} = 2.64 + 9.02 + 3.36 + 1.54 + 0.72 + 4.81 + 7.21 + 14.72 = 44.02 \frac{m^2}{s^2}$$

Sumando las pérdidas en el tramo 1 (para la tubería 1C) y las pérdidas en el tramo 2, se tienen las pérdidas totales en la succión de la bomba:

$$h_{l(succion)} = 31.98 + 44.02 = 76.00 \frac{m^2}{s^2}$$

este valor expresado en términos de cabezal es 7.75 m, o 0.73 bar.

Tramo No. 3

El tramo No. 3 corresponde la tubería que sale de la bomba hasta la manguera de carga que une al buque con el terminal. Se trata de una tubería de acero cédula 40 de 8".

a) Pérdidas mayores:

La velocidad media del flujo en este tramo es:

$$\bar{V} = \frac{Q}{\pi \cdot \frac{D^2}{4}} = \frac{350 \frac{m^3}{h} \cdot \frac{1h}{3600s}}{\pi \cdot \frac{(0.2027m)^2}{4}} = 3.01 \frac{m}{s}$$

ahora se determina el número de Reynolds y el factor de fricción,

$$Re = \frac{972.5 \frac{kg}{m^3} \cdot 3.01 \frac{m}{s} \cdot 0.2027m}{0.486 \frac{kg}{m \cdot s}} = 1221$$

$$f = \frac{64}{Re} = \frac{64}{1221} = 0.052$$

Utilizando las características de la tabla 7 se calculan las pérdidas mayores en el tramo No. 3.

$$h_l = 0.052 \cdot \frac{40.4m}{0.2027m} \cdot \frac{3.01^2 \frac{m^2}{s^2}}{2} = 42.99 \frac{m^2}{s^2}$$

b) Pérdidas menores:

$$h_{lm(\text{estrechamiento, brusco, } 10'' \text{ a } 8'')} = 1 \times 0.43 \cdot \frac{3.01^2}{2} = 1.95 \frac{m^2}{s^2}$$

$$h_{lm(\text{codos } 90)} = 6 \times 0.052 \times 14 \cdot \frac{3.01^2}{2} = 19.98 \frac{m^2}{s^2}$$

$$h_{lm(\text{valv. comp.})} = 3 \times 0.052 \times 8 \cdot \frac{3.01^2}{2} = 5.71 \frac{m^2}{s^2}$$

$$h_{lm(valv.bola)} = 1 \times 0.052 \times 3 \cdot \frac{3.01^2}{2} = 0.71 \frac{m^2}{s^2}$$

$$h_{lm(valv.check,obturador-ascendente)} = 1 \times 0.052 \times 420 \cdot \frac{3.01^2}{2} = 99.88 \frac{m^2}{s^2}$$

este valor resulta demasiado alto, de hecho las válvulas antiretorno de obturador ascendente son las que equivalen a una mayor longitud de tubería. Por esta razón se decide integrar al cambio de tuberías de succión el cambio de esta válvula antiretorno por una de disco oscilante, disponible en el medio, con una relación Le/D mucho menor:

$$h_{lm(valv.check,disco-oscilante)} = 1 \times 0.052 \times 55 \cdot \frac{3.01^2}{2} = 13.08 \frac{m^2}{s^2}$$

$$h_{lm(TEE,directa)} = 2 \times 0.052 \times 20 \cdot \frac{3.01^2}{2} = 9.51 \frac{m^2}{s^2}$$

$$h_{lm(TEE,derivacion)} = 1 \times 0.052 \times 60 \cdot \frac{3.01^2}{2} = 14.27 \frac{m^2}{s^2}$$

$$h_{lm(estrechamiento,brusco,8" a 6")} = 1 \times 0.69 \cdot \frac{3.01^2}{2} = 3.13 \frac{m^2}{s^2}$$

$$h_{IT} = h_l + h_{lm(estrechamiento 10"-8")} + h_{lm(codos 90)} + h_{lm(valv.comp.)} + h_{lm(valv.bola)} + h_{lm(valv.check)} + h_{lm(TEE.directa)} + h_{lm(TEE.derivacion)} + h_{lm(estrechamiento 8"-6")}$$

$$h_{IT(tramo3)} = 42.99 + 1.95 + 19.98 + 5.71 + 0.71 + 13.08 + 9.51 + 14.27 + 3.13$$

$$h_{IT(tramo3)} = 111.33 \frac{m^2}{s^2}$$

Tramo No. 4

El tramo No. 4 corresponde a la manguera de carga, en este caso es de 6" de diámetro nominal (igual al interior) y de 15m de largo.

a) Pérdidas mayores:

$$\bar{V} = \frac{Q}{\pi \cdot \frac{D^2}{4}} = \frac{350 \frac{m^3}{h} \cdot \frac{1h}{3600s}}{\pi \cdot \frac{(0.1524m)^2}{4}} = 5.33 \frac{m}{s}$$

$$Re = \frac{972.5 \frac{kg}{m^3} \cdot 5.33 \frac{m}{s} \cdot 0.1524m}{0.486 \frac{kg}{m \cdot s}} = 1625$$

$$f = \frac{64}{Re} = \frac{64}{1625} = 0.039$$

$$h_l = 0.039 \cdot \frac{15m}{0.1524m} \cdot \frac{5.33^2 \frac{m^2}{s^2}}{2} = 55.07 \frac{m^2}{s^2}$$

Como se trata de la manguera no hay ningún tipo de accesorio, por lo tanto no habrá pérdidas menores, por otro lado no se consideran las curvas de la manguera ya que los radios de curvatura son

relativamente grandes (mayor a 2m) y la relación radio de curvatura por diámetro interior de la manguera es alta (mayor a 10).

Tramo No. 5

El tramo No. 5 se trata de la tubería del terminal. Ésta es de 8" y tiene más de 300 metros de longitud.

a) Pérdidas mayores:

$$\bar{V} = \frac{Q}{\pi \cdot \frac{D^2}{4}} = \frac{350 \frac{m^3}{h} \cdot \frac{1h}{3600s}}{\pi \cdot \frac{(0.2027m)^2}{4}} = 3.01 \frac{m}{s}$$

$$Re = \frac{972.5 \frac{kg}{m^3} \cdot 3.01 \frac{m}{s} \cdot 0.2027m}{0.486 \frac{kg}{m \cdot s}} = 1221$$

$$f = \frac{64}{Re} = \frac{64}{1221} = 0.052$$

$$h_l = 0.052 \cdot \frac{350m}{0.2027m} \cdot \frac{3.01^2 \frac{m^2}{s^2}}{2} = 410.63 \frac{m^2}{s^2}$$

b) Pérdidas menores:

$$h_{lm(ensanchamiento, brusco, 6" a 8")} = 1 \times 1.38 \cdot \frac{3.01^2}{2} = 6.26 \frac{m^2}{s^2}$$

$$h_{lm(codos 90)} = 6 \times 0.052 \times 14 \cdot \frac{3.01^2}{2} = 19.98 \frac{m^2}{s^2}$$

$$h_{lm(codos45)} = 2 \times 0.052 \times 6.4 \cdot \frac{3.01^2}{2} = 3.04 \frac{m^2}{s^2}$$

$$h_{lm(TEE,directa)} = 2 \times 0.052 \times 20 \cdot \frac{3.01^2}{2} = 9.51 \frac{m^2}{s^2}$$

$$h_{lm(TEE,derivacion)} = 1 \times 0.052 \times 60 \cdot \frac{3.01^2}{2} = 14.27 \frac{m^2}{s^2}$$

$$h_{lm(valv.bola)} = 2 \times 0.052 \times 3 \cdot \frac{3.01^2}{2} = 1.43 \frac{m^2}{s^2}$$

las pérdidas totales para el tramo No. 5 son:

$$h_{IT} = h_l + h_{lm(ensanchamiento6"-8")} + h_{lm(codos90)} + h_{lm(codos45)} + h_{lm(valv.bola)} + h_{lm(Tee.directa)} + h_{lm(Tee.derivacion)}$$

$$h_{IT} = 410.63 + 6.26 + 19.98 + 3.04 + 1.43 + 9.51 + 14.27$$

$$h_{IT} = 465.12 \frac{m^2}{s^2}$$

Balance de energía hasta succión bomba de carga:

Ver figura 2.5.

$$\left(\frac{p_0}{\rho} + \alpha_0 \frac{\bar{V}_0^2}{2} + gH_0 \right) - \left(\frac{p_2}{\rho} + \alpha_2 \frac{\bar{V}_2^2}{2} + H_{z_2} \right) = h_{t_{0-2}}$$

Como se trata de flujo laminar los coeficientes de energía cinética α_0 y α_2 son iguales a 2. La presión p_0 es la presión atmosférica sobre el fluido (1 atm) y la presión p_2 es la presión en la succión de la bomba, valor que tiene que cumplir con los requerimientos mínimos

del fabricante de la bomba. Los niveles H_0 y H_2 se toman con respecto al fondo del buque.

$$\left(\frac{p_0}{\rho} + \alpha_0 \frac{\bar{V}_0^2}{2} + gH_0 \right) - \left(\frac{p_2}{\rho} + \alpha_2 \frac{\bar{V}_2^2}{2} + HZ_2 \right) = h_{t_{0-2}}$$

Despejando p_2 se obtiene:

$$p_2 = p_0 + \rho \left[g(H_0 - H_2) - \bar{V}_2^2 - h_{t_{0-2}} \right]$$

$$p_2 = 101325 Pa + 972.5 \frac{kg}{m^3} \left[9.81 \frac{m}{s^2} (0 - 1) - 1.91^2 \frac{m^2}{s^2} - 76 \frac{m^2}{s^2} \right]$$

$$p_2 = 14326 Pa(abs)$$

en términos de presión manométrica y en bares se tiene

$$p_2 = \frac{(14326 - 101325)}{100000} = -0.87 bar$$

Esta es la presión que marcará el manómetro en la succión de la bomba para estas condiciones de operación.

Balance de energía para todo el sistema

Si se aplica la ecuación de balance de energía para todo el sistema se obtiene la presión diferencial aportada por la bomba de carga:

$$\left(\frac{p_0}{\rho} + \alpha_0 \frac{\bar{V}_0^2}{2} + gH_0 \right) - \left(\frac{p_5}{\rho} + \alpha_5 \frac{\bar{V}_5^2}{2} + H_5 \right) = h_{t_{0-5}} + h_b$$

donde h_b se define así:

$$h_b = \frac{\dot{W}}{Q} = \frac{\Delta p_{bomba}}{\rho}$$

despejando para Δp_{bomba}

$$\Delta p = p_5 - p_0 + \rho \left[\bar{V}_5^2 + g(H_5 - H_0) + h_{l_{0-2}} + h_{l_{3-5}} \right]$$

como no se desea que la presión manométrica disponible a la entrada de la bomba del terminal sea negativa, se toma p_5 igual a la presión atmosférica, entonces:

$$\Delta p = 972.5 \frac{kg}{m^3} \left[3.01^2 \frac{m^2}{s^2} + 9.81 \frac{m}{s^2} (6m - 0m) + 76.0 \frac{m^2}{s^2} + 631.5 \frac{m^2}{s^2} \right]$$

$$\Delta p = 7.54 bar$$

Esta es la presión que tiene que suministrar la bomba para poder mantener un caudal de 350 m³/h con F.O. #4 de 500 cSt de viscosidad.

2.2. Selección de la bomba de descarga

Todos los cálculos de pérdidas en tuberías se realizaron para un caudal de 350 m³/h. El caudal que permita la bomba seleccionada debe estar alrededor de este valor una tolerancia $\pm 5\%$.

Los parámetros a considerar para la selección de la bomba de carga son los siguientes:

- Caudal de operación $350 \text{ m}^3 \pm 5\%$.
- Presión diferencial de operación máxima: 8.5 bar
- Presión succión mínima (manométrica): -0.84 bar
- Viscosidad fluido 500 cSt

Selección del tipo de bomba

La aplicación es muy particular. No se desea tener un sistema paralelo para cebado, los tanques de carga deben poder ser vaciados en su totalidad usando la misma bomba.

El residuo de petróleo típicamente bombeado tiene propiedades definidas con respecto a viscosidad y densidad, sin embargo es posible, que por una falla del sistema de calentamiento de tanques de carga éste se enfríe y su viscosidad suba considerablemente, incluso hasta el doble de su viscosidad original.

En resumen los requisitos que debe cumplir la bomba de carga son los siguientes:

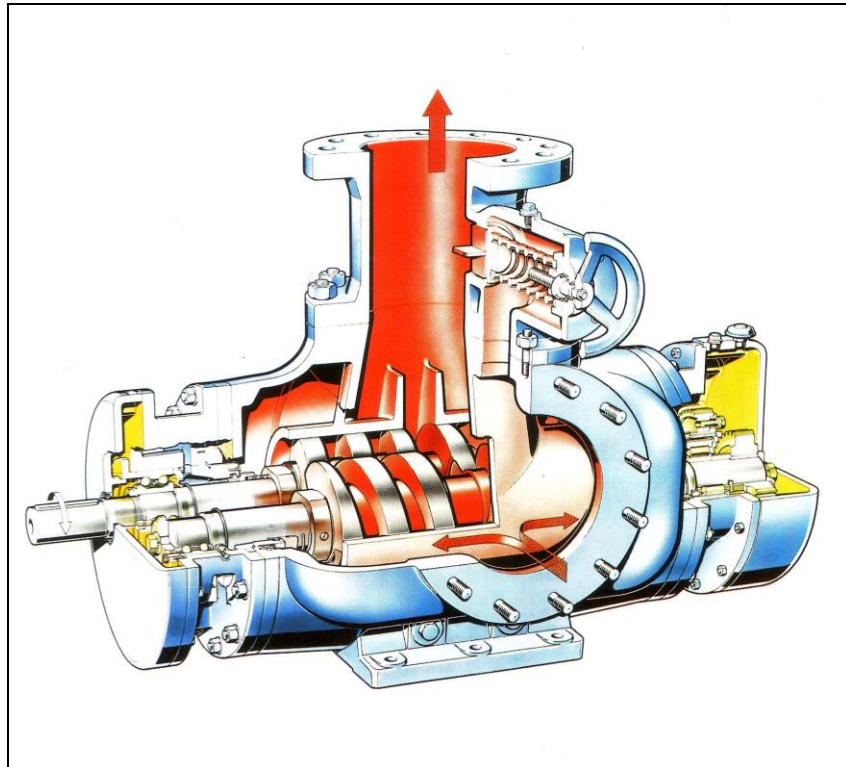
- Resistir el bombeo de fluidos con contenido gaseoso o aire.
- Resistir largos períodos de operación con cavitación.
- Manejo de fluidos con viscosidades mucho más altas (1000 cSt) que los bombeados usualmente.
- Debe ser autocebante.
- Debe tener una gran capacidad de succión, hasta -0.9 bar (equivale a 9.43m con FO#4).
- Debe ser capaz de lograr una presión diferencial de hasta 10 bar.
- Debe pertenecer a una tecnología conocida y comprobada en esta industria.
- Preferiblemente debe compartir repuestos con otras bombas de carga de la flota: Bornemann, Houttuin, IMO, Cerpelly, Gothia, Svanehoj, Ahlstrom.
- Debe tener disponibilidad de repuestos y servicio en Sudamérica.

Debido a la alta capacidad de succión, la alta presión diferencial requerida y a la capacidad para bombear fluidos con altas viscosidades, se sabe que lo ideal es una bomba de desplazamiento positivo.

En forma generalizada se usan en los buques petroleros bombas centrífugas y bombas de doble tornillo. Las bombas centrífugas se pueden usar con fluidos de baja o media viscosidad (hasta 500 cSt), pero no para secar los tanques. Donde hay una bomba centrífuga debe haber otra bomba de desplazamiento positivo para suplir sus limitaciones.

De entre las bombas de tornillo usadas en la flota la marca más común es Bornemann, de hecho el 56.5% son de esta marca. Cuentan con una fábrica en Argentina y tienen representación en el Ecuador. Las bombas Bornemann usadas en la flota son de desplazamiento positivo, de doble tornillo, con engranajes sincronizadores externos como la que se ve en la figura 2.6.

En el extremo derecho de la bomba de la figura se aprecia la caja de engranajes que permite el giro de los dos tornillos sin que estos rocen entre sí. Estos engranajes se encuentran en una cámara separada, lubricada por aceite, que también lubrica los rodamientos de este extremo. En el extremo izquierdo se encuentran otro par de rodamientos separados del fluido de trabajo y lubricados por grasa. En este lado de la bomba se encuentra el eje motriz que se conecta a un motor hidráulico, diesel o eléctrico



**FIGURA 2.6 BOMBA BORNEMANN DE DOBLE TORNILLOS CON
ENGRANAJES SINCRONIZADORES EXTERNOS
LUBRICADOS CON ACEITE.**

El fluido entra por la brida frontal es dirigido por el exterior de la carcasa a los extremos de la bomba y luego mediante los tornillos hacia el centro de donde es expulsado por la brida superior.

Este sistema permite un balanceo mecánico perfecto de la bomba que disminuye la vibración y elimina las cargas axiales al balancearlas.

En la parte superior se aprecia una válvula de alivio que redirige parte flujo de la descarga a la succión para disminuir la presión del sistema en caso de sobrecargas o restricciones excesivas.

Las bombas de doble tornillo de Bornemann tienen el aval de más de 50 años de experiencia en buques tanques. Las propiedades de estas bombas son las siguientes:

- Son autocebantes y logran funcionar libre de ruido aún con presiones muy bajas en el puerto de succión.
- Son capaces de bombear incluso cuando hay gran cantidad de gases o aire contenido en el flujo y sin necesidad de detener el bombeo durante el secado de tanques, de hecho

los tanques de carga pueden ser vaciados completamente con estas bombas.

- Logran operar con fluidos de baja y alta viscosidad, desde 1 cSt hasta 10,000 cSt.
- Logran grandes cabezales de descarga, hasta 20 bares o 285 psig.
- Logran operar con cabezales de succión tan bajos como -0.9 bares ó -9 m.
- No entregan un flujo pulsante.
- Permiten un caudal de salida relativamente constante con distinto cabezales de descarga.
- Velocidad de operación constante o variables hasta 2000 rpm.
- Los elementos que empujan el fluido funcionan sin contacto metálico entre ellos, permitiendo el funcionamiento en vacío.
- Permiten gran combinación de materiales distintos en la fabricación de las bombas incluso para la industria química y alimenticia.

Todas estas características cumplen o exceden con los requisitos expuestos. La bomba de doble tornillo Bornemann es la mejor opción para esta aplicación. El siguiente paso es dimensionar la bomba.

Dimensionamiento de la bomba

Las bombas de doble tornillo Bornemann logran diversos caudales, desde 1.0 hasta 2000 m³/h. Hay 11 tamaños básicos, 10 designados con un número desde el 1 hasta el 10, más el tamaño 7T, un poco mayor al tamaño 7. El diámetro nominal de los tornillos está definido de acuerdo al tamaño básico, sin embargo, bombas con el mismo tamaño básico pueden tener hasta 5 pasos diferentes de tornillos.

El apéndice B muestra las curvas generales de las bombas Bornemann de doble tornillo. Los caudales mostrados son los máximos posibles por cada bomba. Para 350 m³/h se pueden seleccionar los tamaños básicos 7, 7T, 8 y 10 de acuerdo a la velocidad. De todas las bombas Bornemann en la flota el 77% es de tamaño 7T. Considerando que una de las ventajas de seleccionar estas bombas es compartir repuestos, entonces se selecciona el tamaño básico 7T.

El caudal de 350 m³/h puede ser logrado con cualquier paso de tornillo en bombas 7T dependiendo de la velocidad. Esta ventana de selección se acorta si se determina la velocidad en 1450 rpm (la

velocidad de operación más común en este tipo de bombas). En el apéndice C se muestran las curvas de bombas de este tamaño con todos los pasos disponibles de tornillos.

Con una presión diferencial de 8.5 bar el paso 112 es muy corto así que habría que seleccionar el siguiente paso 120, sin embargo las curvas son hechas con agua como fluido, como la viscosidad del Fuel Oil es mayor, la eficiencia volumétrica de la bomba será mayor y la paso 112 debe ser suficiente para lograr 350 m³/h.

Bornemann no publica curvas con eficiencia volumétrica, pero entrega curvas de trabajo real para cada bomba de carga que vende. En estas se considera la presión de trabajo y la viscosidad real del fluido con el que la bomba va a trabajar.

Para estar seguro del tamaño exacto de bomba que se va a elegir se determina un factor de corrección por viscosidad en base a caudales reales obtenidos de curvas de operación de bombas conocidas. Estas curvas reales se pueden ver en el apéndice D.

En la siguiente tabla se muestran 2 puntos de operación para dos bombas tomadas de las curvas reales del apéndice 4 y de las curvas

del catálogo Bornemann. Como era de esperar el caudal con dos fluidos diferentes, pero con la misma presión diferencial aplicada no es igual. La bomba tiene menos pérdidas con fluidos más viscosos. La relación entre los dos valores obtenidos es el factor de corrección por viscosidad utilizado.

FCv = Factor de corrección por viscosidad

Qr = Caudal real tomado de curvas conocidas

Q_{h2o} = Caudal tomado de las curvas con agua.

$$FCQ_v = \frac{Q_r}{Q_{H_2O}}$$

TABLA 15

CÁLCULO FACTOR DE CORRECCIÓN DE CAUDAL POR VISCOSIDAD

Bomba @ 1450 rpm	Presión dif. (bar)	QH2O (m³/h)	QFO500 (m³/h)	FC
W7T,2-112	6,0	325	376	1.16
W7T,2-112	8,5	310	372	1.20
V7T,2-120	6,0	350	385	1,10
V7T,2-120	8,5	325	378	1,16

Para la presión de operación requerida para esta aplicación (8.5 bar) se determina un factor de corrección por viscosidad 1.18, que se obtuvo al promediar los factores de corrección obtenidos con las curvas de las 2 bombas.

$$FCQ_v = 1.18$$

Considerando esto si se seleccionaba el tornillo de paso 112 mm, el caudal del diagrama, corregido para un fluido de viscosidad 500 cSt es:

$$Q_{H_2O(\text{diagrama})} = 310 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$Q_{FO500} = 310 \times 1.18 = 365.8 \text{ m}^3/\text{h}$$

Este caudal es apenas mayor al requerido y ventajosamente logrado con la bomba más común de la flota. Las características completas y el modelo de la bomba seleccionada son:

- Bomba Bornemann de desplazamiento positivo
- De doble tornillo
- Con engranajes externos
- Tamaño básico 7T
- Paso tornillos 112mm

Según la terminología del catálogo la bomba tiene el siguiente modelo:

W7T.2zi-112

Donde:

W: significa bomba montaje horizontal

7T: tamaño básico 7T

.2: tipo de tolerancias de construcción ó modelo exacto (se definen de acuerdo al fluido de trabajo).

zk: engranajes externos lubricados independientemente

112: tornillos con 1 hélice de paso 112 mm

Parámetros operación bomba seleccionada

Para continuar con la selección del motor diesel y la transmisión hidrostática debe definirse exactamente la velocidad de operación y la potencia requerida en el eje de la bomba para funcionar en los parámetros definidos en un inicio.

Velocidad de la bomba: La velocidad de la bomba fue determinada anteriormente como 1450 rpm.

Potencia requerida en el eje: La potencia requerida por la bomba también debe ser tomada de las curvas del catálogo.

Como las curvas son hechas para agua, se tiene que determinar un factor de corrección en base a valores empíricos

Según la curva del catálogo la potencia requerida con agua a 8.5 bar de carga y 1450 rpm es:

$$Pot_{H_2O} = 108 \text{ kW}$$

En la tabla 16 se muestra valores de potencia real requeridos para bombas operando con un fluido de viscosidad 500 cSt tomados de curvas conocidas.

De esta tabla se determina un factor de corrección promedio para 8.5 bar y 1450 rpm igual a:

$$FC_{Pot_v} = 1.31$$

entonces la potencia requerida por la bomba es:

$$Pot_{FO500} = 1.31 \times 108 = 141.5 \text{ kW}$$

TABLA 16

**DETERMINACIÓN DEL FACTOR DE CORRECCIÓN DE POTENCIA POR
VISCOSIDAD**

Bomba @ 1450 rpm	Presión dif. (bar)	PotH2O (kW)	PotRO500 (kW)	FC
W7T,2-112	6,0	82	130	1,59
W7T,2-112	8,5	108	164	1,52
V7T,2-120	6,0	86	99	1.16
V7T,2-120	8,5	117	129	1,10

2.3. Selección Del Motor Hidráulico Y La Bomba Hidráulica

La bomba de carga se encuentra dentro del cuarto de bombas, el cual es un espacio dentro del buque que debe cumplir con dos requerimientos importantes:

1. No debe haber ningún equipo eléctrico que no tenga aislamiento clasificado como antiexplosivo.
2. No pueden haber motores de combustión interna dentro de este espacio.

Por estas razones la configuración original de las 4 estaciones de bombeo resulta ideal, es decir, el motor diesel se ubica en el cuarto de bombas y el movimiento es transmitido a través de una transmisión hidrostática.

Selección motor hidráulico

El motor hidráulico seleccionado debe soportar en primer lugar un torque mayor al demandado por el eje de la bomba de carga y en segundo lugar debe poder entregar el torque demandado requiriendo una presión que esté dentro de los límites del sistema hidráulico.

En este caso la velocidad de la bomba ya fue definida en 1450 rpm y la presión hidráulica es la del sistema existente que es de 200 bar nominal habiendo válvulas de alivio a 240 bar.

El torque requerido por la bomba se determina a partir de la potencia requerida y la velocidad.

$$T_{ej} = \frac{Pot}{\omega} = \frac{141500W}{1450 \cdot \frac{2\pi \text{ rad}}{60 \text{ s}}} = 931.9Nm$$

El torque máximo soportado por el motor hidráulico debe ser mayor y por lo tanto se aplica un factor de seguridad de 1.25.

$$T_{max} = T_{ej} \times FS = 931.9 \times 1.25 = 1164.9Nm$$

Selección del tipo de motor hidráulico:

El motor hidráulico, al igual que la bomba hidráulica por seleccionar, debe cumplir con los siguientes requerimientos:

1. Alta eficiencia volumétrica (superior al 90%)
2. Alta eficiencia mecánica (superior al 85%)
3. Manejo de presiones elevadas (200 a 300 bar)

Por los requerimientos de eficiencia volumétrica se descartan motores de engranajes, por el rango de presión quedan descartados motores y bombas de paletas. Ver figura 2.5.

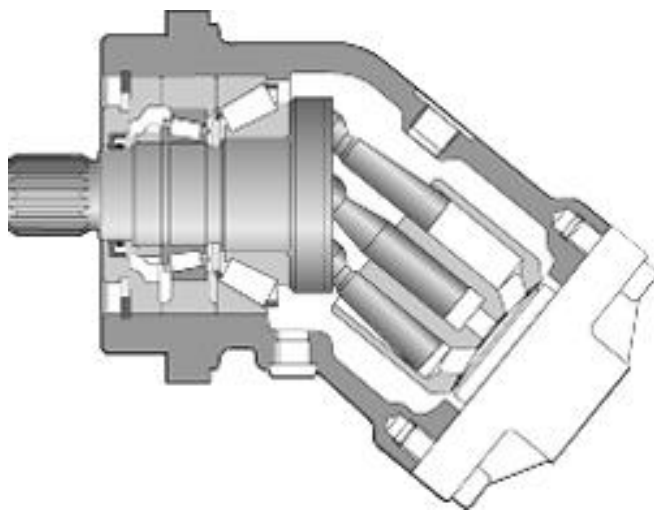


FIGURA 2.7 MOTOR HIDRÁULICO DE PISTONES AXIALES, EJE ANGULAR.

La única alternativa restante son los motores de pistones axiales o radiales. En este caso se seleccionan de movimiento axial por ser más comunes económicos y guardar similitud con otros equipos del buque.

Dimensionamiento del motor hidráulico por torque

En el apéndice 5 se encuentra un fragmento de un catálogo de motores hidráulicos Mannesmann Rexroth, en la página 6 de éste se encuentra una tabla de valores para los distintos tamaños de motores hidráulicos.

El motor inmediatamente superior al torque requerido es el de 250 cm³ de cilindrada (en cada revolución 250cm³ circulan a través del motor).

Este motor resiste 1391 Nm con 350 bar.

Revisión del tamaño del motor por la presión hidráulica

Para determinar la presión generada en el sistema hidráulico con una carga mecánica determinada en la bomba de carga se utiliza la relación:

$$Pot = P \times Q \times \eta_t,$$

$$\text{donde } \eta_t = \eta_v \cdot \eta_m$$

Los prefijos “t”, “v” y “m” se utilizan para diferenciar las eficiencias total, volumétrica y mecánica respectivamente. Para motores:

$$\eta_v = \frac{\text{Caudal}_{\text{teorico}_{\text{requerido}}}}{\text{Caudal}_{\text{real}_{\text{requerido}}}}$$

$$\eta_m = \frac{\text{Torque}_{\text{real}_{\text{generado}}}}{\text{Torque}_{\text{ideal}_{\text{generado}}}}$$

$$\eta_t = \frac{\text{Potencia}_{\text{mecanica}_{\text{generada}}}}{\text{Potencia}_{\text{hidraulica}_{\text{requerida}}}} = \eta_v \cdot \eta_m$$

Para efectos de cálculo se considerarán valores bajos de eficiencia mecánica y de eficiencia volumétrica. Estos valores fueron

proporcionados por el fabricante y comparados con valores empíricos obtenidos en pruebas de funcionamiento de equipos similares.

Caudal real requerido por el motor:

$$Q_{ideal} = \forall_{cil} \times \varpi = 250 \frac{cm^3}{rev} \frac{1L}{1000cm^3} 1450 \frac{rev}{min} = 362.5 \frac{L}{min}$$

$$Q_{real} = Q_{ideal} \div \eta_{vol} = 362.5 \frac{L}{min} \div 0.975 = 371.8 \frac{L}{min}$$

TABLA 17

EFICIENCIAS DE EQUIPOS HIDRÁULICOS

Equipo	Presión operación (bar)	Eficiencia Volumétrica (%)	Eficiencia Mecánica (%)
Motor hidráulico	100	99,0	85,0
	200	97,5	90,5
	300	96,0	96,0
Bomba hidráulica	100	99,0	84,0
	200	98,0	88,5
	300	97,0	93,0

Presión diferencial requerida por el motor:

$$\Delta P = \frac{Pot}{Q_T \cdot \eta_{vol} \cdot \eta_{mec}} = \frac{141500W}{362,5 \frac{L}{min} \cdot \frac{1m^3}{1000L} \cdot \frac{1min}{60s} \cdot 0.975 \cdot 0.905}$$

$$\Delta P = 26.5MPa = 265bar$$

Esta es la presión que se debe suministrar al motor hidráulico para que éste genere el torque requerido por la bomba de carga en las condiciones definidas desde un inicio. Este valor resulta mayor a

la presión de operación del sistema, es incluso mayor a la presión de apertura de las válvulas de alivio. Para reducir la presión se tendrá que seleccionar un motor más grande.

Tomando el inmediatamente superior (con cilindraje 355 cm³)

$$Q_{ideal} = V_{cil} \times \varpi = 355 \frac{cm^3}{rev} \frac{1L}{1000cm^3} 1450 \frac{rev}{min} = 514.75 \frac{L}{min}$$

$$Q_{real} = Q_{ideal} \div \eta_{vol} = 514.75 \frac{L}{min} \div 0.975 = 527.95 \frac{L}{min}$$

$$\Delta P = \frac{Pot}{Q_T \cdot \eta_{vol} \cdot \eta_{mec}} = \frac{141500W}{514.75 \frac{L}{min} \frac{1m^3}{1000L} \frac{1min}{60s} \cdot 0.975 \cdot 0.905}$$

$$\Delta P = 18.7MPa = 187bar$$

Esta presión ya es adecuada para el sistema, por lo tanto el motor hidráulico seleccionado es:

Mannesmann Rexroth A2FM-355

A2F se refiere a un equipo hidráulico de pistones axiales con eje inclinado.

M se utiliza para indicar que se trata de un motor hidráulico

355 es el cilindraje en cm^3 por revolución

Pérdidas de carga en tuberías hidráulicas con sistema actual

Una vez seleccionado la bomba de carga y el motor hidráulico ya está definido el caudal del sistema hidráulico. Como se está aprovechando del sistema ya existente se puede calcular ya las pérdidas de carga a lo largo de éste.

Para efectos de cálculo se ha dividido el circuito en dos tramos uno correspondiente a la tubería de alta presión y otro al retorno.

Estas tuberías tienen las siguientes características: Tabla 18

TABLA 18
CARACTERÍSTICAS TUBERÍAS HIDRÁULICAS

Tramo No.	1 (presión)	2 (retorno)
Diámetro nominal tubería ced. 80 (pulgadas)	2	2
Longitud total (metros)	29,0	27.3
Codos 90°	13	11
Codos 45°	4	4
Válvulas bola	5	3
TEE en derivación	3	1
TEE directa	2	4
Filtro	0	1

Antes de calcular pérdidas es necesario definir el aceite hidráulico a emplear. El aceite actualmente empleado tiene un grado de viscosidad ISO 68. Este aceite tiene 26 cSt a 70°C y 920 kg/m³ de densidad. La viscosidad de este aceite se encuentra en el rango óptimo para ser utilizado con el motor hidráulico seleccionado.

Los parámetros del sistema relevantes para cálculos de pérdidas son los siguientes:

- Diámetro interior de las tuberías: 49.2 mm
- Densidad del aceite: 920 kg/m³
- Viscosidad cinemática del aceite: 26 cSt (mm²/s)
- Tuberías de acero comercial laminado en buen estado con rugosidad relativa e/D de 0.00008.
- El caudal del aceite es 530 L/min

La viscosidad absoluta del aceite es:

$$\mu = \nu \cdot \rho = 26 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s} \cdot 920 \frac{kg}{m^3} = 0.0239 \frac{kg}{m \cdot s} = 23.92 cP$$

La velocidad media del flujo en la tubería es:

$$\bar{V} = \frac{Q}{\pi \cdot \frac{D^2}{4}} = \frac{530 \frac{L}{min} \cdot \frac{1m^3}{1000L} \cdot \frac{1min}{60s}}{\pi \cdot \frac{(0.0492m)^2}{4}} = 4.65 \frac{m}{s}$$

A continuación se determina el número de Reynolds:

$$Re = \frac{920 \frac{kg}{m^3} \cdot 4.65 \frac{m}{s} \cdot 0.0492m}{0.0239 \frac{kg}{m \cdot s}} = 8792$$

En este caso el flujo es completamente turbulento.

Una primera aproximación del factor de fricción se puede obtener mediante la correlación de Blasius:

$$f = \frac{0.3164}{\text{Re}^{0.25}} = \frac{0.3164}{8792^{0.25}} = 0.0327$$

una segunda aproximación puede obtenerse usando la expresión de Miller:

$$f_0 = 0.25 \left[\log \left(\frac{e/D}{3.7} + \frac{5.74}{\text{Re}^{0.9}} \right) \right]^{-2} = 0.0334$$

Si se utiliza este último valor como primera iteración con la correlación de Colebrook se obtiene:

$$\frac{1}{f^{0.5}} = -2.0 \log \left(\frac{e/D}{3.7} + \frac{2.51}{\text{Re} f^{0.25}} \right) = 0.033052$$

Con 2 iteraciones más se encuentra convergencia a 0.033092. Si se observa el diagrama de Moody (Apéndice 1) con una rugosidad relativa de 0.0008 y 8800 Reynolds se encuentra que el valor de fricción es 0.033.

Tramo 1 (línea de presión)

a) Pérdidas mayores

Usando la ecuación de Darcy se obtiene:

$$h_l = f \frac{L}{D} \frac{\bar{V}^2}{2} = 0.033 \frac{29m}{0.0492m} \cdot \frac{4.65^2 \frac{m^2}{s^2}}{2} = 209.9 \frac{m^2}{s^2}$$

que en términos de cabezal equivale a 21.19 m ó 1.91 bar

b) Pérdidas menores

Según los accesorios indicados en la tabla 2.16 y los parámetros de la tabla 2.12 las pérdidas menores son las siguientes:

$$h_{lm(codos90)} = 13 \times 0.033 \times 14 \cdot \frac{4.65^2}{2} = 64.8 \frac{m^2}{s^2}$$

$$h_{lm(codos45)} = 4 \times 0.033 \times 6.4 \cdot \frac{4.65^2}{2} = 9.1 \frac{m^2}{s^2}$$

$$h_{lm(valvulas_bola)} = 5 \times 0.033 \times 3 \cdot \frac{4.65^2}{2} = 5.3 \frac{m^2}{s^2}$$

$$h_{lm(TEE_derivacion)} = 3 \times 0.033 \times 60 \cdot \frac{4.65^2}{2} = 64.1 \frac{m^2}{s^2}$$

$$h_{lm(TEE_directa)} = 2 \times 0.033 \times 20 \cdot \frac{4.65^2}{2} = 14.2 \frac{m^2}{s^2}$$

Ahora las pérdidas totales para el tramo 1 son:

$$h_{lT} = h_l + h_{lm(codos90)} + h_{lm(codos45)} + h_{lm(valv.bola)} + h_{lm(Tee.derivada)} + h_{lm(Tee.directa)}$$

$$h_{lT} = 209.9 + 64.8 + 9.1 + 5.3 + 64.1 + 14.2 = 367.6 \frac{m^2}{s^2}$$

Tramo 2 (línea de retorno)

a) Pérdidas mayores

Usan la ecuación de Darcy se obtiene:

$$h_l = f \frac{L}{D} \frac{\bar{V}^2}{2} = 0.033 \frac{27.3m}{0.0492m} \cdot \frac{4.65^2 \frac{m^2}{s^2}}{2} = 197.6 \frac{m^2}{s^2}$$

que en términos de cabezal equivale a 21.19 m ó 1.91 bar

b) Pérdidas menores

Según los accesorios indicados en la tabla 2.16 y los parámetros de la tabla 2.12 las pérdidas menores son las siguientes:

$$h_{lm(codos90)} = 11 \times 0.033 \times 14 \cdot \frac{4.65^2}{2} = 54.9 \frac{m^2}{s^2}$$

$$h_{lm(codos45)} = 4 \times 0.033 \times 6.4 \cdot \frac{4.65^2}{2} = 9.1 \frac{m^2}{s^2}$$

$$h_{lm(valvulas_bola)} = 5 \times 0.033 \times 3 \cdot \frac{4.65^2}{2} = 3.2 \frac{m^2}{s^2}$$

$$h_{lm(TEE_derivacion)} = 3 \times 0.033 \times 60 \cdot \frac{4.65^2}{2} = 21.4 \frac{m^2}{s^2}$$

$$h_{lm(TEE_derivacion)} = 2 \times 0.033 \times 20 \cdot \frac{4.65^2}{2} = 14.7 \frac{m^2}{s^2}$$

Ahora las pérdidas totales para el tramo 1 son:

$$h_{IT} = h_l + h_{lm(codos90)} + h_{lm(codos45)} + h_{lm(valv.bola)} + h_{lm(Tee.derivada)} + h_{lm(Tee.directa)}$$

$$h_{IT} = 197.6 + 54.9 + 9.1 + 3.2 + 21.4 + 14.7 = 329.4 \frac{m^2}{s^2}$$

Las pérdidas totales de energía en el circuito hidráulico son:

$$h_l = h_{l(tramo1)} + h_{l(tramo2)} = 367.6 + 329.4 = 697.0 \frac{m^2}{s^2}$$

que con un fluido de 920 kg/m^3 equivale a una presión de:

$$\Delta P_{\text{pérdidas_hidraulicas}} = 697.0 \frac{m^2}{s^2} \cdot 920 \frac{kg}{m^3} = 0.64 MPa = 6.4 bar$$

Esta pérdida por presión se considera aceptable por lo tanto no se realizará ninguna modificación a las tuberías del circuito hidráulico de la bomba de carga No. 1.

Selección de la bomba hidráulica

En conformidad con lo expuesto anteriormente la bomba debe ser de pistones axiales. La bomba hidráulica seleccionada debe entregar el caudal suficiente para mantener la velocidad determinada para el motor hidráulico y debe soportar la presión generada en el sistema al operar en las condiciones establecidas.

Para la selección de la bomba hidráulica se deben tener presentes los siguientes parámetros:

- Caudal requerido por el motor hidráulico: 527.9 L/min
- Presión diferencial en el motor hidráulico: 186.9 bar
- Pérdidas de presión en el circuito hidráulico: 6.4 bar
- Eficiencia volumétrica de la bomba: 98.0%
- Eficiencia mecánica de la bomba: 88.5%
- Velocidad del motor diesel 1650 rpm

Para bombas hidráulicas los distintos tipos de eficiencia está definidos de la siguiente manera:

$$\eta_v = \frac{\text{Caudal}_{\text{real}}}{\text{Caudal}_{\text{teorico}}}$$

$$\eta_m = \frac{\text{Torque}_{\text{ideal}_{\text{requerido}}}}{\text{Torque}_{\text{real}_{\text{requerido}}}}$$

$$\eta_t = \frac{\text{Potencia}_{\text{hidraulica}_{\text{generada}}}}{\text{Potencia}_{\text{mecanica}_{\text{requerida}}}} = \eta_v \cdot \eta_m$$

Dimensionamiento de la bomba hidráulica por caudal:

La velocidad del motor diesel se determinó al buscar una velocidad media de operación para los motores diesel disponibles. A esta velocidad la bomba hidráulica debe bombear el caudal de aceite hidráulico requerido por el motor. La bombas se dimensionan

principalmente por su cilindrada o volumen desplazado en una revolución, el cual puede ser calculado con la expresión:

$$\nabla_{cil} = \frac{Q_{teorico}}{\omega}$$

Para determinar el caudal teórico se aplica la definición expuesta de eficiencia volumétrica:

$$Q_{teorico} = \frac{Q_{real}}{\eta_v}$$

$$Q_{teorico} = \frac{527.9 \frac{L}{min}}{0.98} = 538.7 \frac{L}{min}$$

ahora ya se puede determinar el cilindraje de la bomba:

$$\nabla_{cil} = \frac{Q_{teorico}}{\omega} = \frac{538.7 \frac{L}{min}}{1650 \frac{rev}{min}} = 0.326 \frac{L}{rev} = 326 \frac{cm^3}{rev}$$

Una bomba que entregue 326 cm³ en una revolución y que pueda operar hasta 200 bar es la necesaria para este sistema. En el apéndice 6 se muestra un fragmento del catálogo de bombas Mannesmann Rexroth A2FO de pistones axiales.



FIGURA 2.8 BOMBA HIDRÁULICA DE PISTONES AXIALES, EJE ANGULAR.

En la página 6 del catálogo del apéndice F se encuentra una tabla con especificaciones de las distintas bombas disponibles. El cilindraje más cercano al requerido es el idéntico al del motor hidráulico (355 cm^3), el cual es 19 cm^3 mayor al requerido, sin embargo la opción anterior es 250 cm^3 el cual es mucho menor.

La selección completa de la bomba hidráulica es:

Mannesmann Rexroth A2FO-355

Donde:

A2F se refiere a un equipo hidráulico de pistones axiales con eje inclinado.

O se utiliza para indicar que se trata de una bomba hidráulica diseñada para operar en circuitos cerrados

355 Es el cilindraje en cm^3 por revolución

Revisión de parámetros de operación de la bomba hidráulica:

El caudal real generado a 1650 rpm será:

$$Q_{real} = Q_{teorico} \times \eta_v = \forall_{cil} \times \omega \times \eta_v$$

$$Q_{real} = 355 \frac{\text{cm}^3}{\text{rev}} \cdot 1650 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \cdot 0.98 = 574 \frac{L}{\text{min}}$$

Este caudal es mayor al caudal requerido por el motor hidráulico para girar a 1450 rpm, esto hará que el motor gire más rápido (1570 rpm) lo cual incrementaría la carga mecánica y la cavitación en la

bomba de carga. Para contrarrestar este efecto se puede cambiar la velocidad de operación del motor diesel a una que permita bombear 530 L/min.

$$\omega_{motor_diesel} = \frac{527.9 \frac{L}{min} / 0.98}{\frac{355}{1000} \frac{L}{rev}} = 1518 rpm$$

Potencia requerida en el eje de la bomba:

La potencia requerida por la bomba hidráulica se determina considerando la velocidad de operación, la presión diferencial de la bomba y la eficiencia mecánica de la bomba.

La presión diferencial en la bomba es la suma de la presión diferencial en el motor hidráulico más las pérdidas de carga en las tuberías hidráulicas.

$$\Delta P_{bomba_hidraulica} = \Delta P_{motor_hidraulico} + \Delta P_{perdidas_tuberias}$$

$$\Delta P_{bomba_hidraulica} = 186.9 + 6.4 = 193.3 bar$$

La potencia requerida en el eje de la bomba será entonces:

$$Pot_{eje} = T_{real} \cdot \omega$$

$$Pot_{eje} = \frac{Pot_{hyd}}{\eta_t} = \frac{Q_{real} \cdot \Delta P_{bomba}}{\eta_v \cdot \eta_m}$$

$$Pot_{eje} = \frac{527.9 \frac{L}{min} \cdot \frac{1m^3}{1000L} \cdot \frac{1min}{60s} \cdot 193.3bar \cdot \frac{100000Pa}{1bar}}{0.98 \cdot 0.885} = 196.1kW$$

2.4. Selección del Motor Diesel

El motor Diesel que impulsará la bomba será seleccionado a partir de la una gama de motores Detroit Diesel serie 71 disponibles, tanto en línea como en “V”. La razón para preferir una marca responde a las siguientes factores:

- a) Disponibilidad de casi cualquier repuesto en stock en el medio
- b) Diversos proveedores garantizan un buen precio de repuestos
- c) Disponibilidad de varios motor Detroit usados en la compañía
- d) Disponibilidad en la compañía de personal técnico con entrenamiento en estos motores.

El motor Diesel seleccionado debe poder suministrar la potencia requerida por la bomba hidráulica a la velocidad determinada anteriormente (1518 rpm). En la tabla 19 se muestra la potencia de vario motores Detroit serie 71 a 1500 rpm.

Las potencias de la tabla 19 son potencias al freno, por lo tanto las máximas logradas por el motor a la velocidad dada.

Para lograr un funcionamiento apropiado del motor la potencia máxima disponible del motor debe ser 25% superior a la carga, con esto se logra un funcionamiento constante del motor al 20% de su capacidad.

$$Pot_{motor} = 1.25 \times Pot_{requerida}$$

$$Pot_{motor} = 1.25 \times 196.1kW = 246kW$$

Esta potencia corresponde al penúltimo motor de la tabla 19. El motor seleccionado es entonces:

Detroit Diesel serie 71, 12 cilindros en V, aspiración sin turbo (compresor estándar), inyectores 7N65. Velocidad de operación 1500 rpm. Potencia al freno 246 kW.

TABLA 19

POTENCIA DE VARIOS MOTORES DETROIT DIESEL SERIE 71

Motor	Aspiración	Inyectores	Potencia (kW) @ 1500 rpm
4L71	Compresor	7N65	82
6L71	Compresor	7N65	123
8V71	Compresor	7N60	157
8V71	Compresor	7N65	164
8V71	Compresor + turbo	7N65	194
12V71	Compresor	7N60	231
12V71	Compresor	7N65	246
12V71	Compresor + turbo	7N65	291

2.5. Diseño Integral Del Sistema Hidráulico

El conjunto motor y bomba hidráulica equivalen a una transmisión que une el movimiento giratorio del motor diesel con la bomba hidráulica. Figura 2.7.

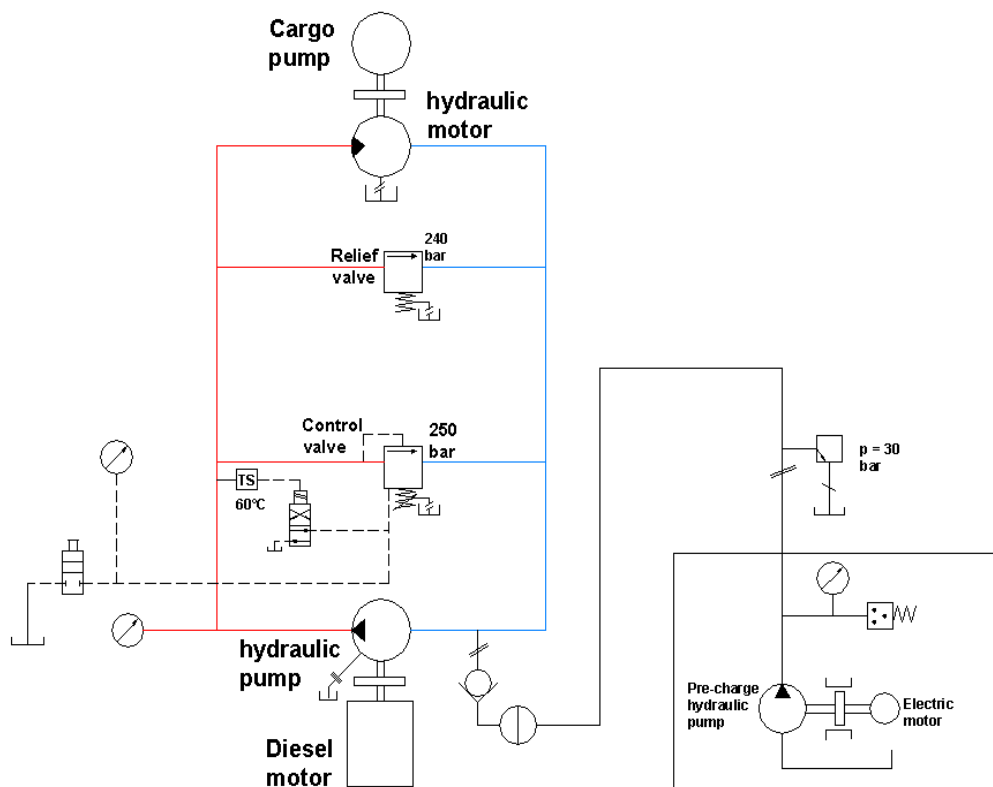
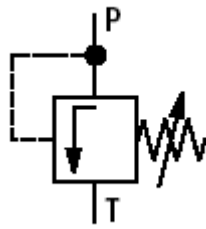


FIGURA 2.9 DISEÑO INTEGRAL DEL SISTEMA HIDRAULICO

El aceite hidráulico rota en un circuito cerrado estos dos equipos. Para el apropiado funcionamiento de este sistema son necesarios los siguientes elementos:

- a) Válvula de alivio o limitadora de presión:



En el caso de que haya algún bloqueo mecánico o una carga anormalmente elevada en la bomba de carga la presión del sistema subirá desmedidamente hasta que el motor diesel se frene. En el camino muchos elementos hidráulicos puede ser dañados. En este caso es cuando es necesario la presencia de una válvula de alivio. Ésta se regula a una presión 20 – 25% mayor a la de trabajo del sistema.

$$P_{\text{apertura}} = P_{\text{max_operacion}} \times 1.20 = 200 * 1.2 = 240 \text{bar}$$

Para la selección de la válvula de alivio se requiere especificar el tamaño nominal de la tubería y el rango de operación de ajuste, luego se verifica en el catálogo si la válvula puede manejar el caudal requerido.

Debido a que se trata de un sistema con tuberías de 2" (50mm) no hay muchas alternativas. Del catálogo de Rexroth las únicas

válvulas de este tamaño que manejen el caudal de operación del sistema (530 L/min) son de tipo DB la de la serie 3X.

La especificación completa de esta válvula es:

DB 52 F1 3X / 315 U K4 V

Que en resumen significa válvula limitadora de presión tipo DB serie 3X, tamaño nominal 52 mm. Conexión por brida, elemento de ajuste volante. Presión de apertura regulable hasta 315 bar.

b) Válvula de control del sistema

Muy similar a la válvula anterior, de hecho el mismo tipo y tamaño de válvula fue seleccionado solo que en este caso el ajuste de presión de alivio es un 5% mayor y puede ser accionada (abierta) mediante una señal piloto hidráulica o eléctrica. La señal piloto (hidráulica) se utiliza para controlar la bomba de carga desde la cubierta del buque. Cuando hay presión en este puerto la válvula está cerrada y el motor hidráulico recibe todo el caudal bombeado por la bomba hidráulica.

Esta señal se lograba en el sistema original al presionar un pulsador que accionaba un válvula selectora 4/2. Sin embargo la acción

súbita de esta válvula generaba grandes cargas en el motor diesel, por esta razón se optó por colocar válvulas de aguja que se puedan cerrar paulatinamente logrando un cerrado lento de la válvula de control.

La señal eléctrica es actuada por el sistema de emergencia del motor. Se acciona cuando hay una baja presión de aceite lubricante o alta temperatura. La posición de esta señal es normalmente abierta hasta que llega la señal eléctrica de 24V.

También existe una válvula solenoide que acciona la señal piloto en esta válvula cuando la temperatura del aceite hidráulico supera los 60°C.

c) Sistema de llenado / precarga del sistema

La velocidad de las bombas hidráulicas tiene sus limitaciones. Para este caso la velocidad máxima a la que debería operarse esta bomba en un circuito simple es de apenas 1320 rpm, esto debería ser un problema considerando que el motor puede girar hasta 2100 rpm.

Esta limitación de velocidad responde a problemas de cavitación, por esta razón si se incrementa la presión de la succión la velocidad máxima de la bomba también sube.

Para el caso de esta bomba la velocidad puede incrementarse hasta un 25% de la velocidad máxima nominal si se incrementa la presión en la succión más de 2 bares (ver pag 5 del apéndice 6).

$$V_{\max} = V_{\max_nom} \times 1.25 = 1320 \times 1.25 = 1650rpm$$

que es un 8% mayor a la velocidad de operación seleccionada (1518rpm).

El sistema de precarga debe otorgar por lo mínimo esta presión y además el caudal suficiente para mantener el circuito cerrado lleno de aceite.

El caudal de operación de la bomba de precarga se define como el 150% del caudal de pérdidas calculado:

$$Q_{\text{perd}} = Q_{\text{operacion}} \times (1 - \eta_{\text{motor}}) + Q_{\text{operacion}} \times (1 - \eta_{\text{bomba}})$$

$$Q_{\text{perd}} = 530 \times (1 - 0.975) + 530 \times (1 - 0.980) = 23.9L / \text{min}$$

El caudal requerido para la bomba de precarga es entonces:
35.8L/min.

La capacidad de la bomba originalmente instalada es de 50 L/min y la presión de entrega es regulada mediante una válvula de alivio a 30 bar.

En vista de que estas características exceden las requeridas se conserva el sistema original de precarga.

CAPÍTULO 3

3. EVALUACIÓN ECONÓMICA

3.1. Costos Del Proyecto

Los costos totales del proyecto son bajos en relación a la magnitud de la estación de bombeo obtenida gracias a que tanto la bomba de carga como el motor diesel estaban disponibles en la compañía como equipos usados procedentes de buques dados de baja.

A estos equipos se les realizó una reparación completa antes de instalarlos a bordo del buque, que en el caso de la bomba incluyó la el cambio tornillos por unos de mayor paso, de acuerdo a lo determinado en el capítulo 2.

Los equipos adquiridos fueron el motor y la bomba hidráulica, la válvula de alivio, la válvula de control y el matrimonio flexible del motor diesel.

Entre los trabajos realizados figuran la instalación del motor diesel y la bomba de carga, la reparación de las tuberías de calentamiento de los tanques de carga y la modificación de las tubería de succión, siendo éste último el de mayor envergadura y además el mayor rubro de todo el proyecto.

En el apéndice H se muestra un diagrama de Gantt que incluye todas las actividades relacionadas con el proyecto, desde el análisis del proceso de carga, los cálculos y la planificación hasta la prueba de la estación de bombeo.

La tarea que mayor tiempo requirió fue la importación de los tornillos nuevos para la bomba de carga, ya que estos se fabrican bajo pedido y el tiempo de entrega es 10 semanas.

La tarea más crítica fue la modificación de las tuberías de succión, ya que ésta requería la paralización total del buque por 21 días, además de los 15 días previos de limpieza y desgasificación de tanques de carga y la navegación hasta el dique (SIMA-Callao). Sin embargo no se incluye la paralización del barco como un costo del proyecto ya que se logró coincidir la realización de este proyecto con

el dique especial obligatorio del buque por renovación de clase y requisitos estatutarios.

En la siguiente tabla se resumen los costos del proyecto:

TABLA 20
COSTOS DEL PROYECTO

Costos directos del proyecto

Item	Descripción	Costo
1	Importación de los tornillos de la bomba de carga	\$11.315
2	Importación de los equipos hidráulicos	\$20.265
3	Compra repuestos del motor diesel	\$13.149
4	Compra rodamientos y sellos bomba de carga	\$2.160
5	Rectificación de los túneles de la bomba	\$3.000
6	Reparación del motor diesel	\$1.638
7	Reparación de la bomba de carga	\$300
8	Instalación motor diesel	\$5.550
9	Instalación de la bomba de carga	\$2.050
10	Lavado de tanques	\$0
11	Navegación a dique	\$0
12	Retorno de dique	\$0
13	Instalación de la bomba de carga	\$1.300
14	Modificación de las tuberías de succión	\$78.695
16	Pruebas	\$150
Total costos directos		\$139.572

Costos indirectos del proyecto

1	Reparación del circuito de aceite térmico	\$14.780
2	Costos administrativos	\$5.000
Total costos indirectos		\$19.780

Costo total	\$159.352
--------------------	------------------

3.2. Rentabilidad Esperada y Recuperación Del Capital

Cuantificar la mejora esperada en la rentabilidad no es simple. Para tener un valor se consideran los siguientes parámetros hipotéticos de operación del buque:

- Entregas promedio al mes para comercialización): 7
- Entregas promedio al mes para industria): 1
- Tamaño de entrega promedio (comercialización): 732 TM
- Tamaño de cada entrega para industria:
3800 TM
- Precio de venta promedio por tonelada de bunker: \$280
- Precio de transporte de bunker por tonelada: \$11

Para determinar la rentabilidad del buque se determinan primero los costos:

a) Costos fijos:

En la tabla 21 se resumen los principales costos fijos:

b) Costos Variables

Dentro de los costos variables se encuentra la adquisición de materia prima como el principal componente. En segundo lugar se encuentra el consumo de combustible del buque. Tabla 22

TABLA 21
COSTOS FIJOS PARA EL B/T CAUTIVO.

Costos Fijos anuales	Valor
RRHH buque	\$211.800
Administrativos	\$70.000
Seguros (P&I más casco)	\$250.000
Mantenimiento contratistas	\$33.333
Mantenimiento en talleres y a bordo	\$10.000
Lubricantes	\$3.000
Mantenimiento carenas	\$120.000
Insumos (materiales varios + repuestos)	\$200.000
Depreciación	\$70.000
Costos financiero	\$49.000
Total costos fijos	\$1.017.133

TABLA 22

COSTOS VARIABLES PARA EL B/T CAUTIVO

Costos variables anuales	Valor
Consumo combustible	\$182.103
Bunker adquirido	\$13.717.973
Destilado adquirido	\$1.106.784
Total costos variables	\$15.006.859

La comercialización de bunker requiere de grandes flujos caja debido a la compra de grandes volúmenes de residuo de petróleo, en cambio en el transporte el único costo variable es el consumo de combustible.

En vista de que desde el punto financiero estas dos actividades generan costos muy distintos, se crea el término costo operativo definido como la suma entre el costo fijo total y el costo del combustible consumido. Es decir, no se considera ni el bunker ni el destilado adquirido.

De acuerdo a los costos indicados y a los parámetros hipotéticos establecidos para el buque se determina la utilidad y los nuevos índices operativo-económicos según como fueron definidos en el capítulo 1.

En la tabla 23 se resumen los parámetros e índices operativo-económicos.

Para determinar los beneficios de la nueva estación de bombeo se comparan estos valores con los índices de la operación dedicada únicamente a la comercialización. Tabla 24.

TABLA 23

**PARÁMETROS E ÍNDICES OPERATIVO-ECONÓMICOS CON LA NUEVA
ESTACIÓN DE BOMBEO**

B/T Cautivo - Parámetros operativos / económicos	
Tipo de operación	Mixta
Cantidad entregas por mes (comercialización)	5
Tamaño promedio por entrega	732 TM
Cantidad entregas por mes (transporte)	1
Tamaño promedio por entrega (transporte)	3800 m3
Costos fijos (US)	\$1.017.133
Costos variables (US)	\$10.760.615
Costos operativos (US)	\$1.188.637
Utilidad neta (US)	\$1.021.451
Taza de retorno anual	8,3 %
Tiempo real de operación anual	1981 h
Índice operatividad	45,2 TM/h
Rentabilidad operativad	\$516 \$/h
Índice de costos	\$13,3 \$/TM

TABLA 24

**COMPARACIÓN DE LOS PARÁMETROS E ÍNDICES OPERATIVO-
ECONÓMICOS ENTRE OPERACIÓN DE COMERCIALIZACIÓN Y
COMBINADA ENTRE COMERCIALIZACIÓN Y TRANSPORTE PARA
INDUSTRIA.**

B/T Cautivo - Parámetros operativos / económicos		
Tipo de operación	Comercialización	Mixta
Cantidad entregas por mes (comercialización)	6	5
Tamaño promedio por entrega	732 TM	732 TM
Cantidad entregas por mes (transporte)	0	1
Tamaño promedio por entrega (transporte)		3800 m3
Costos fijos (US)	\$1.017.133	\$1.017.133
Costos variables (US)	\$12.878.797	\$10.760.615
Costos operativos (US)	\$1.188.996	\$1.188.637
Utilidad neta (US)	\$861.189	\$1.021.451
Taza de retorno anual	5,8 %	8,3 %
Tiempo real de operación anual	1753 h	1981 h
Índice operatividad	30,1 TM/h	45,2 TM/h
Rentabilidad operativad	\$491 \$/h	\$516 \$/h
Índice de costos	\$22,6 \$/TM	\$13,3 \$/TM

A partir de esta última tabla se aprecia que la utilidad anual ha tenido un incremento importante. A partir de este incremento se calcula el retorno de capital del proyecto.

$$Tiempo_retorno_capital = \frac{Costo_total_proyecto}{Incremento_anual_utilidad_neta}$$

$$Tiempo_retorno_capital = \frac{\$159,352}{\$1'021,451 - \$861,189}$$

$$Tiempo_retorno_capital = 0.99_años$$

Este tiempo de retorno es sumamente bueno para una inversión que se consideraba de mediano plazo. De hecho este valor es incluso bastante pesimista ya que se asumió que el buque tendría únicamente la oportunidad de hacer 1 viaje al mes para industria y que por causa de este viaje no podría hacer un entrega.

En la actualidad, con las condiciones de operación de los buques y con el creciente precio del petróleo, la inversión se recuperó en 8 meses.

CAPÍTULO 4

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1. Conclusiones

1. El entorno operativo y económico asumido para justificar el proyecto, previo a la realización del mismo fue poco optimista. En la realidad el retorno de capital no se dio en 12 meses, tal como se había previsto, sino tan solo en 8.
2. Mediante la mejora de esta estación de bombeo el buque pudo incrementar su tiempo de operación anual en un 13%, lo cual combinado con el incremento en la rentabilidad operativa del buque (de \$491/ hora de operación a \$516 /hora de operación) da por resultado un incremento considerable de la rentabilidad anual del buque (del 5.8% al 8.3%).

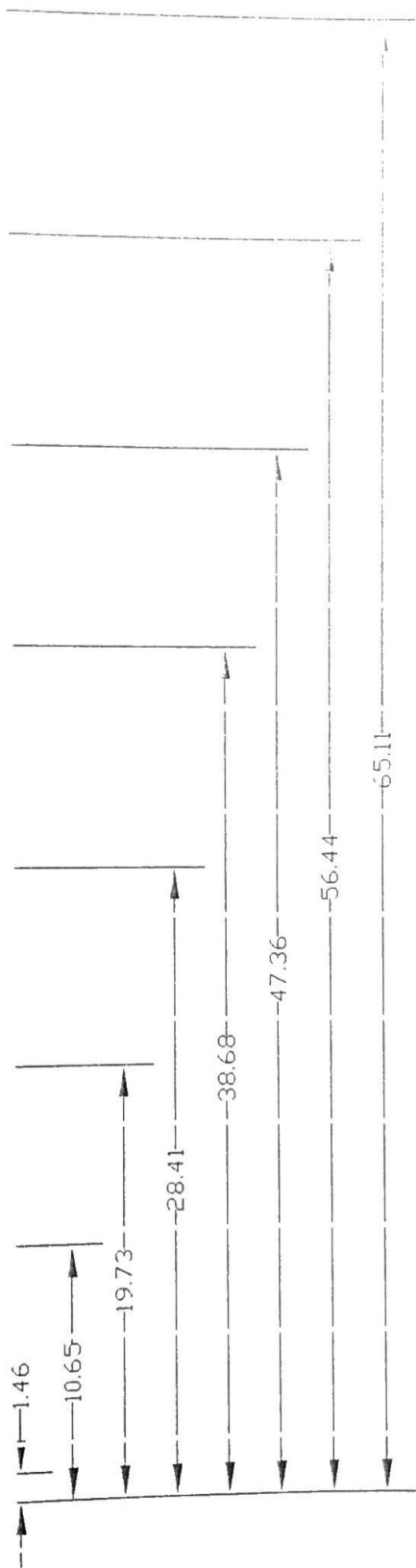
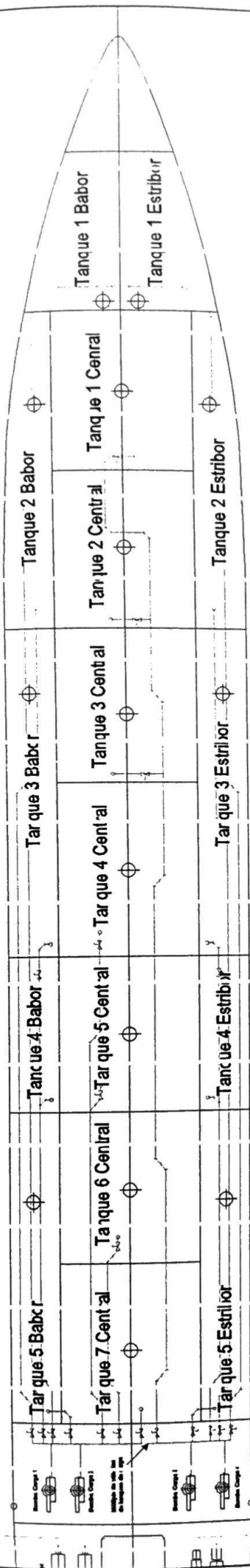
3. El haber reparado el motor diesel y la bomba de carga permitió aprovechar equipos usados de la compañía y reducir los costos del proyecto en un 28%.

5.2. Recomendaciones

1. Como una recomendación técnica al problema del uso de equipos inapropiados, deficientes o sobredimensionados, debido al desperdicio de energía, se sugiere la instalación de variadores de frecuencia en los motores eléctricos o controles mecánicos (governor) de velocidad variable para los motores diesel. Otra forma de controlar la velocidad, en el caso de las bombas de carga en los buques tanques es el uso de bombas hidráulicas de desplazamiento variable.
2. El poco tiempo de operación anual de los equipos de bombeo hace que sea necesario el recuperarlos de los buques que sean dados de baja para poder aprovecharlos en otras instalaciones donde el costo de equipos nuevos las haría más difícil de financiar.
3. Si bien el equipo de bombeo de un buque es uno de sus elementos vitales, en los tanqueros que cargan Fuel Oil pesado es necesario mantener

en excelentes condiciones el sistema de calentamiento de la carga como único medio de asegurar un bombeo eficiente y libre de cavitación.

Cuarto de bombas
Tanques de carga



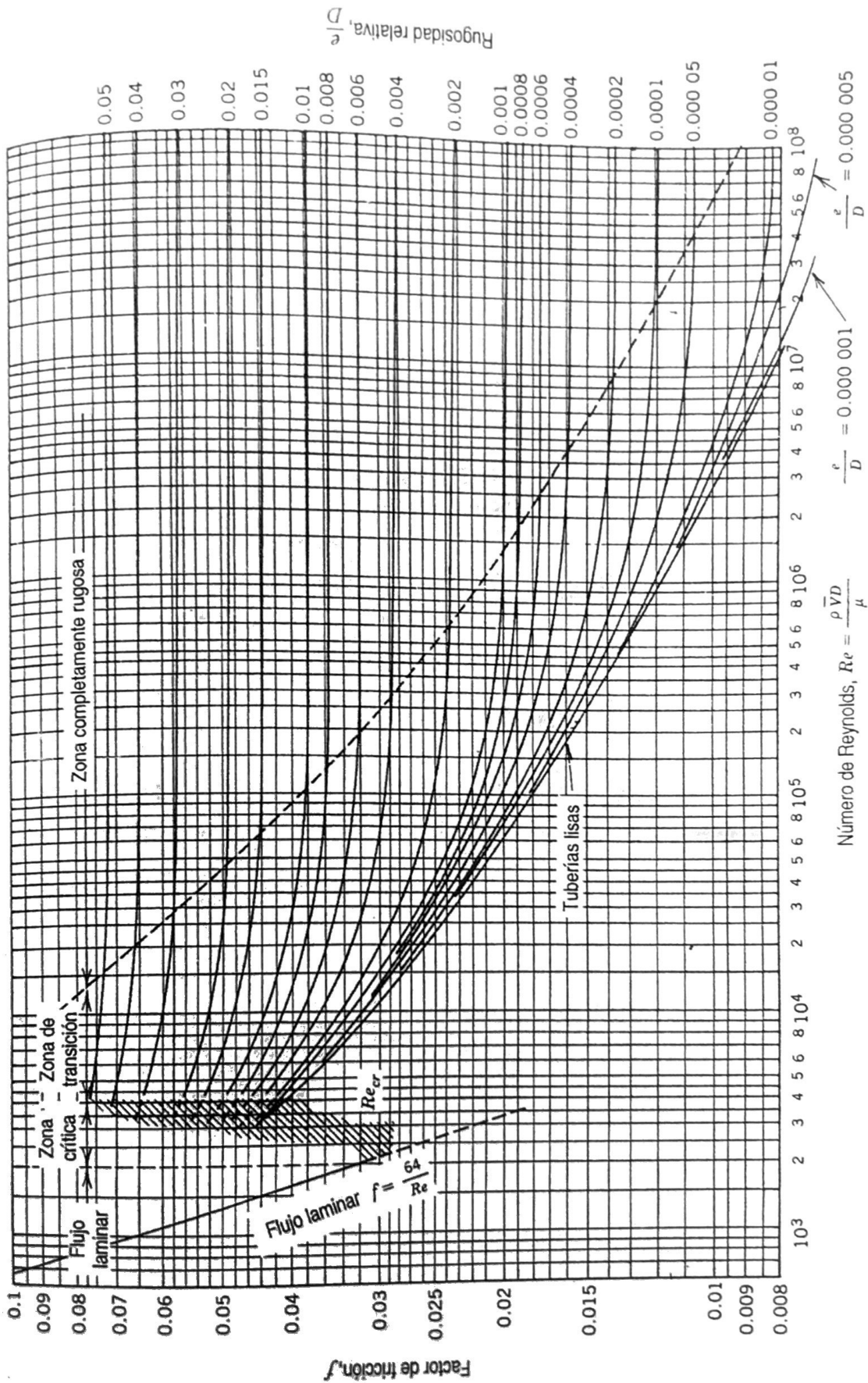
Navipac S.A.			
Distribución de tuberías de succión de tanques de carga (longitudes totales de tuberías en metros).		Dibujado por: J. Strahn	
		Aprobado por: J. Strahn	
Buque / Departamento:		Escala:	
Cautivo / Cubierta		D.T. #:	
		Plano #: Cau025	
		Fecha: 11/oct/2005	

APÉNDICES

- Apéndice A: Diagrama de Moody
- Apéndice B: Diagrama selección tamaño básico para bombas Bornemann
doble tornillo
- Apéndice C: Curvas operación bombas tamaño básico 7T
- Apéndice D: Curvas de operación de bombas conocidas
- Apéndice E: Catálogo de motores hidráulicos Mannesmann Rexroth de
pistones axiales
- Apéndice F: Catálogo de bombas hidráulicas Mannesmann Rexroth de
pistones axiales
- Apéndice G: Curvas de operación motor Detroit Diesel 12V71
- Apéndice H: Programación de tareas (diagrama Gant)



APÉNDICE A
DIAGRAMA DE MOODY

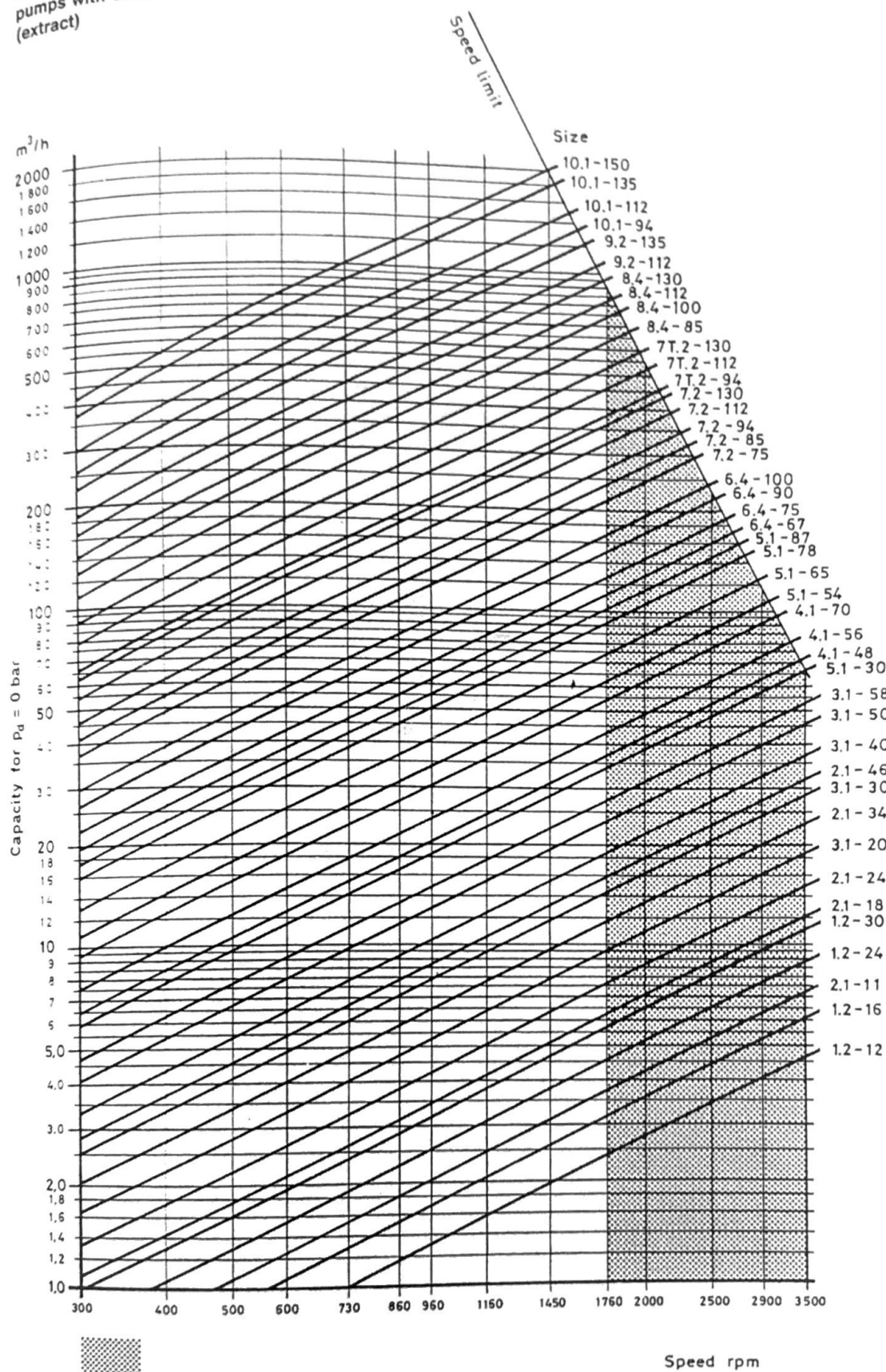


APÉNDICE B

DIAGRAMA SELECCIÓN TAMAÑO BÁSICO PARA BOMBAS BORNEMANN DOBLE TORNILLO



Sizes and capacities for screw
pumps with external bearings.
(extract)



= Exact checking of the techn.
data necessary!

APÉNDICE C

CURVAS OPERACIÓN BOMBAS TAMAÑO BÁSICO 7T



Bornemann

D-31882 Obernkirchen, Postfach 1162
Tel 0 57 24 / 390-0, Fax 0 57 24 / 43 44

2-sp. Schraubenspindelpumpe
Förderstrom und Leistungsbedarf
Baugröße 7T, Spiel 2
Drehzahl $n = 1450 \text{ min}^{-1}$

1.008.5071

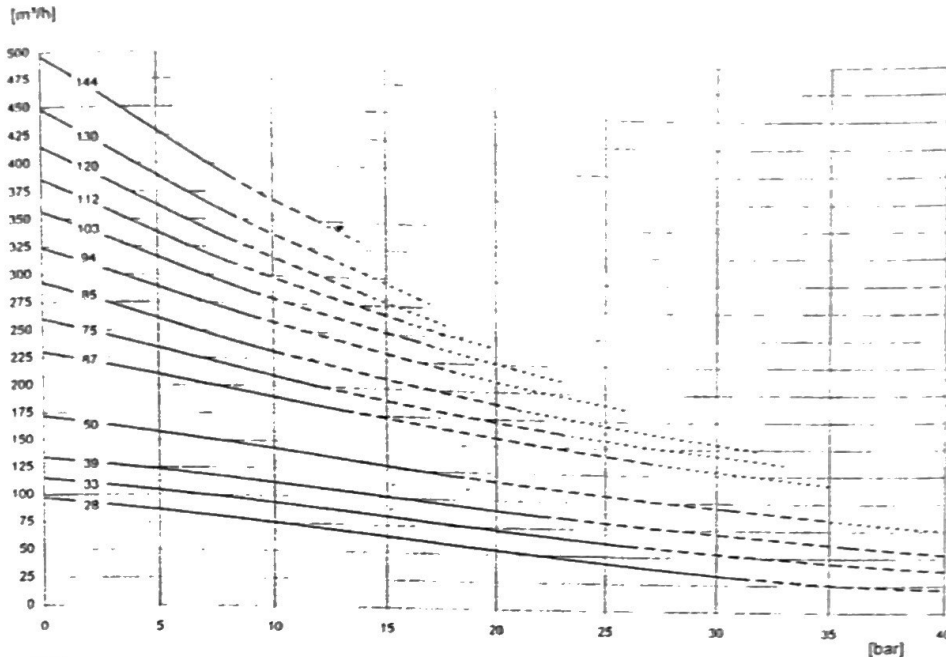
Rev 1
Stand: 01/95 Febr
geprüft *ce*

Capacity and absorbed power for
twin screw pump
size 7T, clearance 2
speed $n = 1450 \text{ rpm}$

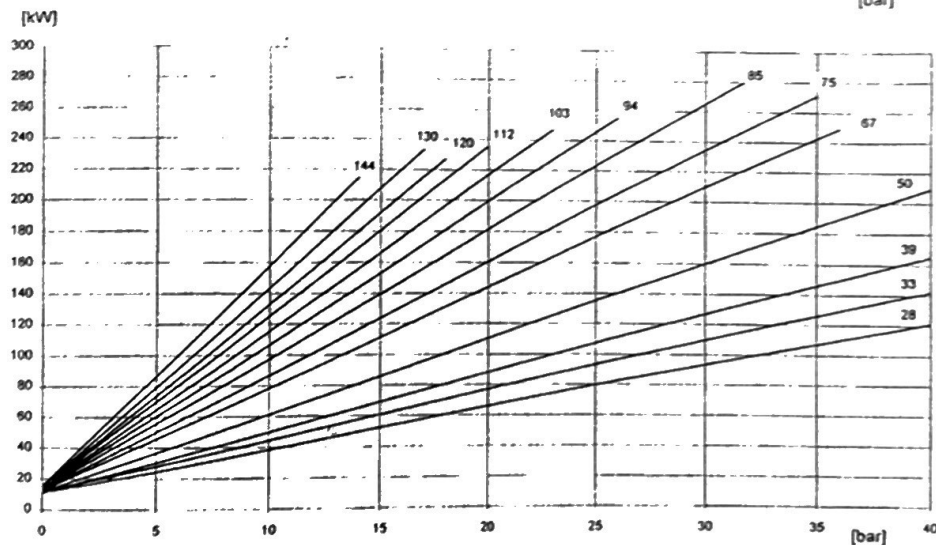
Débit et puissance absorbée pour
pompe à vis
taille 7T, tolérance 2,
vitesse $n = 1450 \text{ rpm}$

Cantidad suministrada y consumo de potencia para
bomba de 2 husillos helicoidales
tamaño 7T, tolerancia 2,
velocidad $n = 1450 \text{ rpm}$

Förderstrom / Capacity / Débit / Cantidad suministrada : Q



Leistungsbedarf / Absorbed power /
Puissance absorbée / Consumo de potencia : P



Differenzdruck / differential pressure / pression différentielle / diferencia de presión : Δp

Kurven gelten für Wasser bei 20°C (Viskosität 1 mm²/s)
Curves are valid for water at 20°C (Viscosity 1 mm²/s)
Les courbes sont valides pour l'eau de 20°C (Viscosité 1 mm²/s)
Las curvas valen para agua a 20°C (Viscosidad 1 mm²/s)

APÉNDICE D

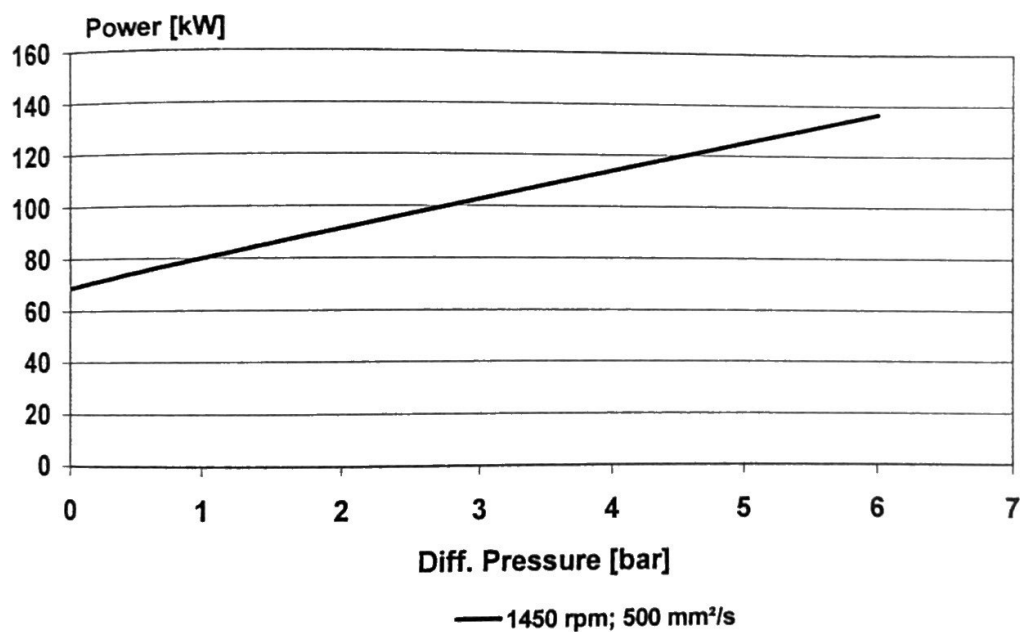
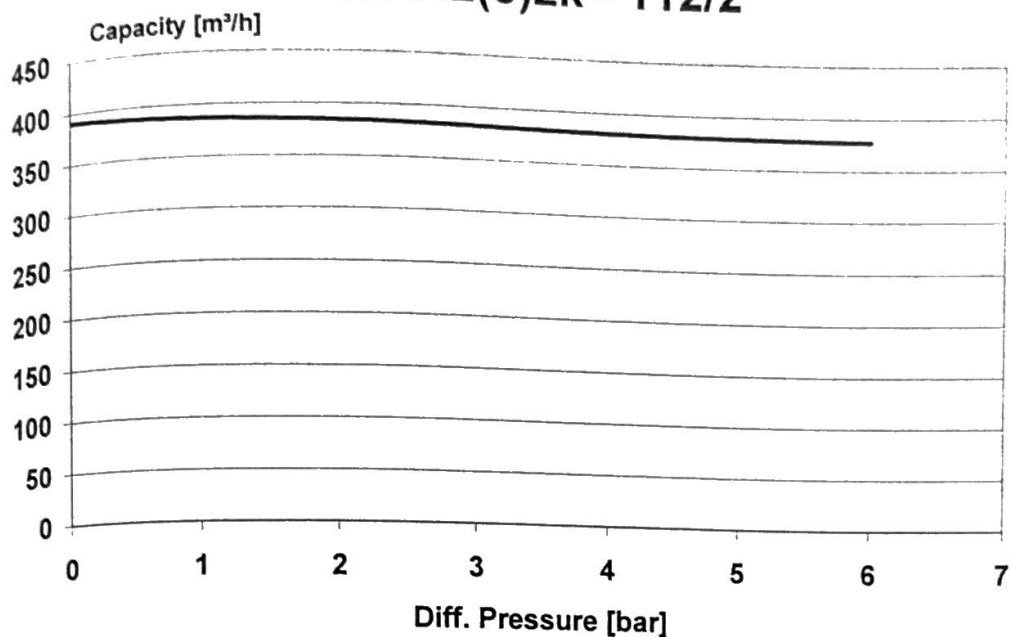
CURVAS DE OPERACIÓN DE BOMBAS CONOCIDAS



CLIENT:
PLANT:
ENQUIRY NO:
PROJECT TITLE:
PROJECT / JOB NUMBER:
ITEM- / TAG- NO.:
QUOTATION/ORDER NO.:



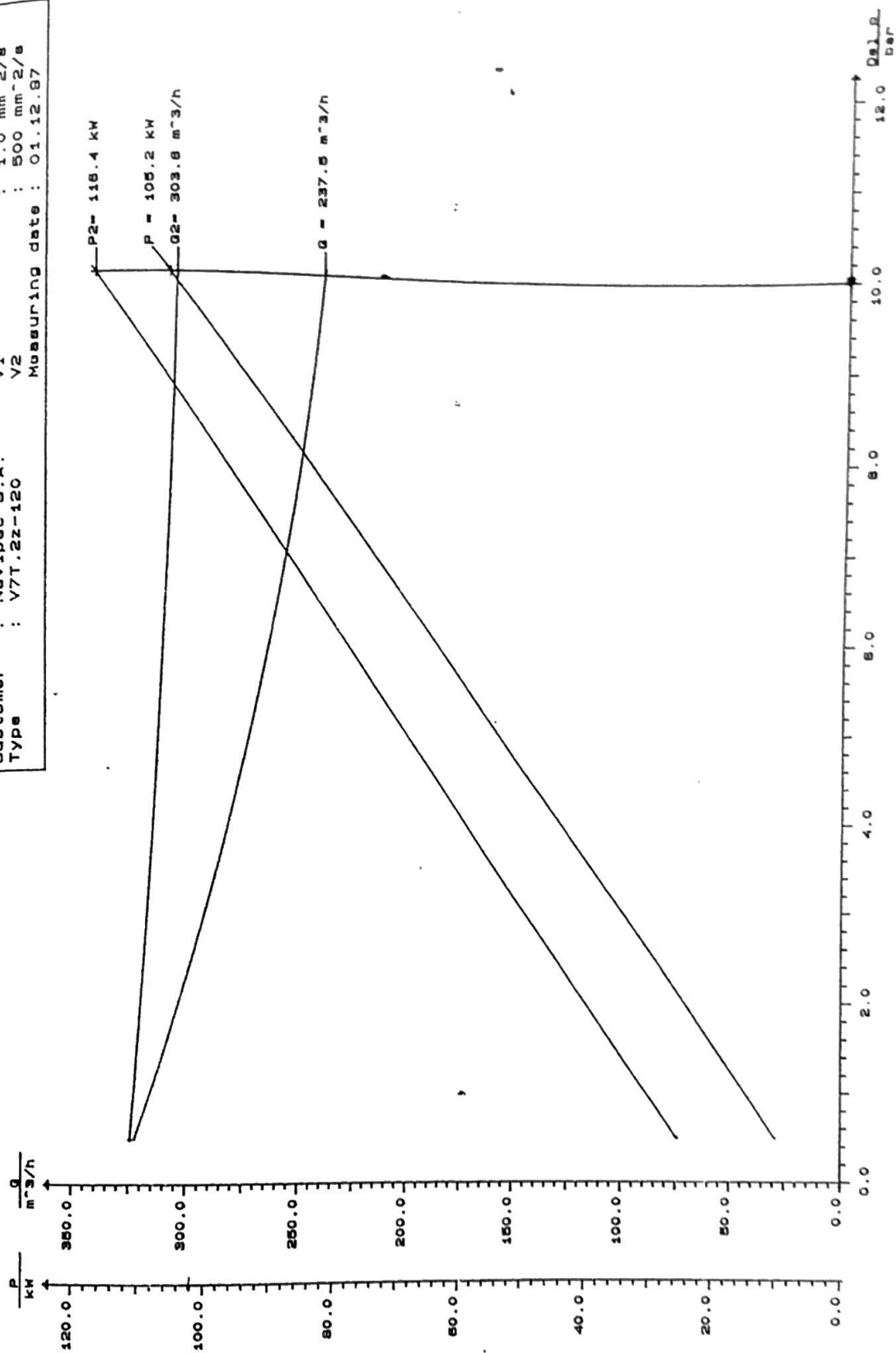
W7T.2(3)zk - 112/2



Made by: pakschys
Date: 08.07.2005
JHB_TSP_1.3

Pumpen - Prüfstand Bornemann

Serial Nr. : 73578
 Comm.- Nr. : NP 800.875
 Customer : Navipac S.A.
 Type : V7T.2z-120
 n1 : 1170 1/min
 n2 : 1170 1/min
 V1 : 1.0 mm²/s
 V2 : 500 mm²/s
 Measuring date : 01.12.87





APÉNDICE E

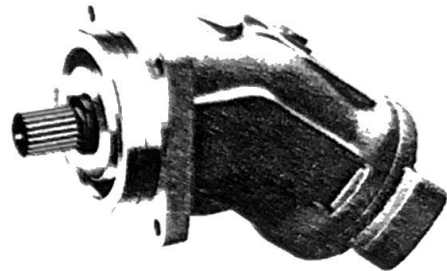
CATÁLOGO DE MOTORES HIDRÁULICOS MANNESMANN REXROTH DE PISTONES AXIALES

Axial Piston Fixed Displacement Motor A2FM

RE 91 001/11.04 1/36
Replaces: 08.04

Technical data sheet

Sizes	Nominal pressure/Peak pressure
5	315/350 bar
10...200	400/450 bar
250...1000	350/400 bar
Series 6	
Open and closed circuits	



Contents

Ordering Code / Standard Program	2...3
Technical Data	4...7
Ordering Code / Unit Dimensions, Size 5	8
Unit Dimensions, Sizes 10, 12, 16	9
Unit Dimensions, Sizes 23, 28, 32	10...11
Unit Dimensions, Size 45	12...13
Unit Dimensions, Sizes 56, 63	14...15
Unit Dimensions, Sizes 80, 90	16...17
Unit Dimensions, Sizes 107, 125	18...19
Unit Dimensions, Sizes 160, 180	20...21
Unit Dimensions, Size 200	22
Unit Dimensions, Size 250	23
Unit Dimensions, Size 355	24
Unit Dimensions, Size 500	25
Unit Dimensions, Size 710	26
Unit Dimensions, Size 1000	27
Flushing and Boost Pressure Valve	28
Pressure Relief Valves	29
Counterbalance Valve BVD	30...31
Speed Measurement	32
Installation and Commissioning Notes	33
Safety Instructions	36

Features

- Fixed displacement motor A2FM of axial piston, bent axis design, suitable for hydrostatic drives in open and closed circuits
- Use in mobile and industrial applications
- The output speed depends on the flow capacity of the pump and the displacement of the motor
- The torque increases with the pressure differential between the high and low pressure side and with increasing displacement
- Careful selection of the displacements offered, permit sizes to be matched to practically every application
- High power density
- Compact design
- High overall efficiency
- Excellent starting torque efficiency
- Economical conception
- One piece pistons with piston rings

ring Code / Standard Program

see page 8)

pressure fluid

HFC pressure fluid

piston unit

fixed displacement

shaft bearing

mechanical bearing (no code)

bearing

mode of operation

motor (plug-in motor A2FE see RE 91008)

displacement V_g (cm³)

size 200: production Elchingen plant; sizes 250...1000: production Horb plant (size 5 see page 8)

series

motor

direction of rotation

viewed on shaft end

seals

FPM (fluorocarbon)

shaft end

splined shaft

DIN 5480

cylindrical shaft

with key, DIN 6885

mounting flange

ISO 3019-2 - 4-hole

ISO 3019-2 - 8-hole

Sizes 250...1000 only in combination with long-life bearing "L" (no code)

Sizes 10...200 (no code)

Sizes 250...1000 (only in combination with long-life bearing "L")

A2F

10...200

250...500

710...1000

●

●

-

-

●

●

L

M

6

sizes 10...180

1

size 200

3

sizes 250...1000

0

W

V

10 12 16 23 28 32 45 56 63 80 90 107 125 160 180 200 250 355 500 710 1000

●	●	●	●	●	●	-	●	●	●	●	●	●	●	●	●	-	-	-	-	-	A
●	●	-	●	●	-	●	●	-	●	-	●	-	●	-	-	●	●	●	●	●	Z
●	●	●	●	●	●	-	●	●	●	●	●	●	●	●	●	-	-	-	-	-	B
●	●	-	●	●	-	●	●	-	●	-	●	-	●	-	-	●	●	●	●	●	P

10...250

355...1000

●

-

B

-

●

H

	A2F		M	/	6		W	-	V						- 4)
--	-----	--	---	---	---	--	---	---	---	--	--	--	--	--	------

- Pressure fluid
- Axial piston unit
- Drive shaft bearing
- Mode of operation
- Size
- Series
- Index
- Direction of rotation
- Seals
- Shaft end
- Mounting flange

Service line connections ¹⁾		10	12	16	23	28	32	45	56	63	80	90	107	125	160	180	200	250	355	500	710	1000	
SAE ports A and B rear	01	0	–	–	–	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	010
		7	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	●	●	○	○	017
SAE ports A and B at side, opposite side	02	0	–	–	–	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	–	●	–	–	–	–	020
		7	–	–	–	–	–	●	●	●	●	●	●	●	●	●	–	●	–	–	–	–	027
Threaded ports A and B at side, opposite side	03	0	●	●	●	●	●	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	030
Threaded ports A and B at side and rear ²⁾	04	0	●	●	●	●	●	●	●	●	–	–	–	–	–	–	–	●	–	–	–	–	040
SAE ports A and B bottom	10	0	–	–	–	–	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	–	–	●	–	–	–	100
Port plate for fitting a counterbalance valve	18	1	–	–	–	–	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	–	–	–	–	–	–	181
Port plate with integrated pressure relief valves	19	1	–	–	–	–	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	–	–	–	–	–	–	191
		2	–	–	–	–	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	–	–	–	–	–	–	192

Valves

without valves	0
with pressure relief valves (without pressure sequence range)	1
with pressure relief valves (with pressure sequence range)	2
with flushing and boost pressure valve	7

Speed measurement

Speed measurement	10...16	23...180	200	250	355...1000	
without speed measurement (no code)	●	●	●	●	●	
prepared for speed measurement with ID sensor ³⁾	—	●	—	—	—	D
prepared for speed measurement with HDD sensor ³⁾	—	●	●	●	○	F

Special design

Standard design (no code)	
Special design for slew drive applications (standard for port plate 19)	J

¹⁾ threads of fastening screws and service lines are metric

²⁾ at side (size 10...63) or rear (size 250) threaded ports plugged with locking screw

³⁾ complete order recommended (A2FM inc. speed sensor)

⁴⁾ no code = standard version, S = special version (sizes 5...200), SO = special version (sizes 250...1000),

K = combination with mounting part or mounting pump (sizes 5...200)

● = available

O = in preparation (on request)

– = not available

 = preferred program

Technical Data

Pressure fluid

starting project planning, please refer to our data RE 90220 (mineral oil), RE 90221 (environmentally friendly pressure fluids) and RE 90223 (HF pressure fluid) for detailed information regarding the choice of pressure fluid and conditions of use.

A2FM fixed displacement motor is not suitable for use with HFB, HFC and HFD or environmentally acceptable fluids are being used, the constraints regarding technical data and seals mentioned in RE 90221 and RE 90223 must be observed.

please contact us to discuss the type of fluid you intend to use.

Viscosity range

We recommend that a viscosity (at operating temperature) for efficiency and service life purposes of

v_{opt} = optimum viscosity 16...36 mm²/s

chosen, taken the circulation temperature (closed circuit) tank temperature (open circuit) into account.

Viscosity range

following values apply in extreme cases:

5...200:

= 5 mm²/s

term ($t < 3$ min)

max. permitted temperature $t_{max} = +115^{\circ}\text{C}$.

= 1600 mm²/s,

term ($t < 3$ min)

cold start ($p < 30$ bar, $n \leq 1000$ rpm, $t_{min} = -40^{\circ}\text{C}$).

250...1000:

= 10 mm²/s,

term ($t < 3$ min)

at max. permitted leakage fluid $t_{max} = +90^{\circ}\text{C}$

= 1000 mm²/s,

short term ($t < 3$ min)

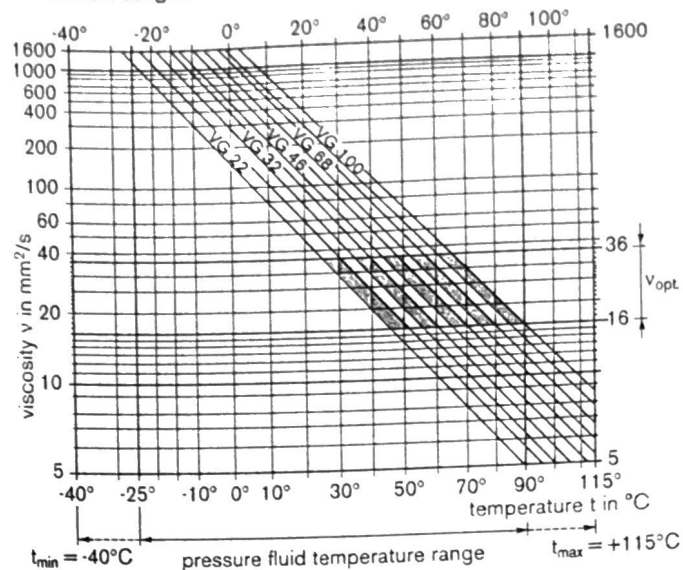
with cold start ($p \leq 30$ bar, $n \leq 1000$ rpm, $t_{min} = -25^{\circ}\text{C}$).

that the maximum pressure fluid temperature must not be exceeded locally either (e.g. bearing area).

Special measures are necessary at temperatures between -25°C and -40°C . Please contact us.

RE 90300-03-B for detailed information about use at low temperatures.

Selection diagram



Details regarding the choice of pressure fluid

The correct choice of pressure fluid requires knowledge of the operating temperature in relation to the ambient temperature: in a closed circuit the circulation temperature, in an open circuit the tank temperature.

The hydraulic fluid should be selected so that within the operating temperature range, the operating viscosity lies within the optimum range (v_{opt}) (see shaded section of the selection diagram). We recommend that the highest possible viscosity range should be chosen in each case.

Example: At an ambient temperature of $X^{\circ}\text{C}$ an operating temperature of 60°C is set in the circuit. In the optimum operating viscosity range (v_{opt} ; shaded area) this corresponds to the viscosity classes VG 46 or VG 68; to be selected: VG 68.

Please note: The leakage fluid temperature, which is affected by pressure and rotational speed, is always higher than the circulation temperature or tank temperature. At no point in the system may the temperature be higher than 115°C (sizes 28 to 200) or 90°C (sizes 250 to 1000).

If this cannot be achieved due to unusual operating parameters or high ambient temperatures, we recommend flushing of the case via port U (sizes 250 ... 1000) or the use of a flushing and boost pressure valve (see page 28).

Filtering

The finer the filtering, the cleaner the fluid and the longer the service life of the axial piston unit.

To ensure proper function of the axial piston unit, the pressure fluid must have a cleanliness level of at least

20/18/15 according to ISO 4406.

At very high pressure fluid temperatures (90°C to max. 115°C , not permitted for sizes 250 to 1000), a cleanliness level of at least

19/17/14 according to ISO 4406 is required.

Please contact us if these cleanliness levels cannot be achieved.

Technical Data

Operational pressure range

Maximum pressure on port A or B
(pressure data according to DIN 24312)

Size 5	Shaft end B	Shaft end C
Nominal pressure p_N	210 bar	315 bar
Peak pressure p_{max}	250 bar	350 bar
Summation pressure (A + B)	630 bar	630 bar

Sizes 10...200	Shaft end A, Z	Shaft end B, P
Nominal pressure p_N	400 bar	350 bar
Peak pressure p_{max}	450 bar	400 bar
Summation pressure (A + B)	700 bar	700 bar

Sizes 250...1000	
Nominal pressure p_N	350 bar
Peak pressure p_{max}	400 bar
Summation pressure (A + B)	700 bar

Please note:

Sizes 10 to 200: At the shaft end Z and P, a nominal pressure of $p_N = 315$ bar ($p_{max} = 350$ bar) is permitted for the driven shaft end that is subjected to transverse bending (pinions, V-belts)!

Sizes 250 to 1000: Please contact us.

Size 56 with shaft end Z: $p_N = 350$ bar, $p_{max} = 400$ bar

In cases of pulsating loading above 315 bar, we recommend the version with splined shaft A (sizes 10 to 200) or splined shaft Z (sizes 45, 250 to 1000).

Minimum inlet pressure, see page 7

Direction of flow

Direction of rotation, (viewed on shaft)	
clockwise	counter-clockwise
A to B	B to A

Speed range

No limit to minimum speed n_{min} . If uniform motion is required, n_{min} must not be less than 50 rpm. See table on page 6 for maximum speed.

Long-Life-bearing (sizes 250...1000)

For long service life and use with HF pressure fluids.

Same external dimensions as motor with standard bearing. A long-life bearing can be supplied.

Flushing of bearing and case via port U recommended.

Flow (recommended)

Size	250	355	500	710	1000
$Q_{v flush}$ (L/min)	10	16	16	16	16

Sealing ring

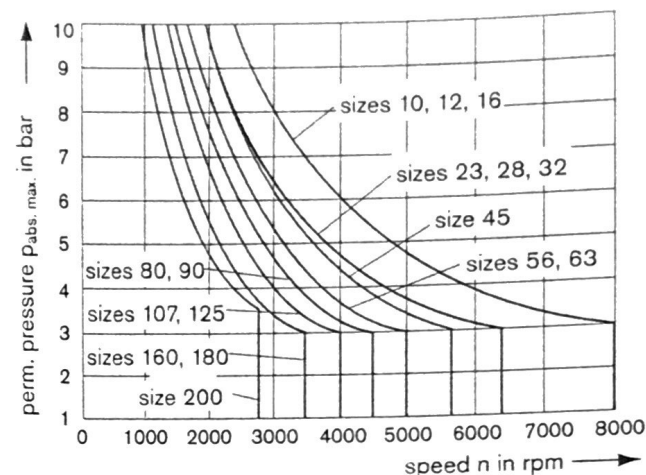
Permissible pressure load

The service life of the sealing ring is affected by the speed of the motor and the case drain pressure. The permitted loading with intermittent case drain pressure depends on the rotational speed (see chart). Short-term ($t < 5$ s) pressure spikes of up to 6 bar absolute are permitted.

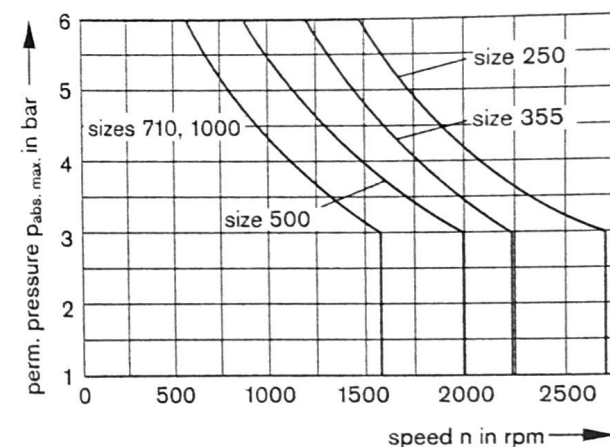
The average continuous case drain pressure must not exceed 3 bar absolute.

The pressure in the case must be equal to or greater than the external pressure on the shaft seal.

Sizes 10...200



Sizes 250...1000



Temperature range

The FKM shaft seal is admissible for a housing temperature range from

-25°C to +115°C at sizes 5...200 and

-25°C to +90°C at sizes 250...1000

Note:

For applications below -25 °C a NBR shaft seal is necessary (admissible temperature range -40 °C to +90 °C).

Please contact us.

Technical Data

Table of values (theoretical values, ignoring η_{mh} and η_v ; values rounded)

Size			5	10	12	16	23	28	32	45	56	63	80
Displacement	V_g	cm ³	4,93	10,3	12	16	22,9	28,1	32	45,6	56,1	63	80,4
Speed max.	n_{max}	rpm	10000	8000	8000	8000	6300	6300	6300	5600	5000	5000	4500
	$n_{max\ intermit.}^{1)}$	rpm	11000	8800	8800	8800	6900	6900	6900	6200	5500	5500	5000
Flow max.	$q_{V\ max}$	L/min	49	82	96	128	144	176	201	255	280	315	360
Torque constants	T_K	Nm/bar	0,076	0,164	0,19	0,25	0,36	0,445	0,509	0,725	0,89	1,0	1,27
Torque at	$\Delta p = 350\ bar$ T	Nm	24,7 ²⁾	57	67	88	126	156	178	254	312	350	445
	$\Delta p = 400\ bar$ T	Nm	–	65	76	100	144	178	204	290	356	400	508
Rotary stiffness		Nm/rad	54	120	120	120	230	230	230	330	440	440	670
Mass moment of inertia around output shaft	J	kgm ²	0,00008	0,0004	0,0004	0,0004	0,0012	0,0012	0,0012	0,0024	0,0042	0,0042	0,0072
Filling capacity		L		0,17	0,17	0,17	0,20	0,20	0,20	0,33	0,45	0,45	0,55
Mass (approx.)	m	kg	2,5	5,4	5,4	5,4	9,5	9,5	9,5	13,5	18	18	23

Size			90	107	125	160	180	200	250	355	500	710	1000
Displacement	V_g	cm ³	90	106,7	125	160,4	180	200	250	355	500	710	1000
Speed max.	n_{max}	rpm	4500	4000	4000	3600	3600	2750	2700	2240	2000	1600	1600
	$n_{max\ intermit.}^{1)}$	rpm	5000	4400	4400	4000	4000	3000	–	–	–	–	–
Flow max.	$q_{V\ max}$	L/min	405	427	500	577	648	550	675	795	1000	1136	1600
Torque constants	T_K	Nm/bar	1,43	1,70	1,99	2,54	2,86	3,18	3,98	5,65	7,96	11,3	15,9
Torque at	$\Delta p = 350\ bar$ T	Nm	501	595	697	889	1001	1114	1393	1978	2785	3955	5570
	$\Delta p = 400\ bar$ T	Nm	572	680	796	1016	1144	1272	–	–	–	–	–
Rotary stiffness		Nm/rad	670	880	880	1350	1350	2910	3733	5092	8228	18753	18753
Mass moment of inertia around output shaft	J	kgm ²	0,0072	0,0116	0,0116	0,0220	0,0220	0,0378	0,061	0,102	0,178	0,55	0,55
Filling capacity		L	0,55	0,8	0,8	1,1	1,1	2,7	2,5	3,5	4,2	8	8
Mass (approx.)	m	kg	23	32	32	45	45	66	73	110	155	325	336

¹⁾ intermittent maximum speed: overspeed at discharge and over-running travel operations, $t < 5\ sec.$ and $\Delta p < 150\ bar$

²⁾ $\Delta p = 315\ bar$

Determining the size

Flow	$q_v = \frac{V_g \cdot n}{1000 \cdot \eta_v}$	L/min	V_g = Displacement per revolution in cm ³
			Δp = Differential pressure in bar
			n = Speed in rpm
Output speed	$n = \frac{q_v \cdot 1000 \cdot \eta_v}{V_g}$	rpm	η_v = Volumetric efficiency
			η_{mh} = Mechanical-hydraulic efficiency
Output torque	$T = \frac{V_g \cdot \Delta p \cdot \eta_{mh}}{20 \cdot \pi}$	Nm	η_t = Overall efficiency
Output power	$P = \frac{2 \pi \cdot T \cdot n}{60000} = \frac{q_v \cdot \Delta p \cdot \eta_t}{600}$	kW	

Technical Data

Permissible radial and axial loading on the drive shaft

The values given are maximum values and do not apply to continuous operation.

Size			5	10	12	16	23	28	32	45	56	63	80
Radial force, max. ¹⁾ at distance a (from shaft collar)		$F_{q \max}$ N	710	2350	2750	3700	4300	5400	6100	8150 ²⁾	9200 ²⁾	10300	11500 ²⁾
Axial force, max. ³⁾		$+F_{ax \max}$ N	180	320	320	320	500	500	500	630	800	800	1000
		$-F_{ax \max}$ N	180	320	320	320	500	500	500	630	800	800	1000
Permissible axial force/bar operating pressure		$\pm F_{ax \text{ per.}}/\text{bar}$ N/bar	1,5	3,0	3,0	3,0	5,2	5,2	5,2	7,0	8,7	8,7	10,6

Size			90	107	125	160	180	200	250	355	500	710	1000
Radial force, max. ¹⁾ at distance a (from shaft collar)		$F_{q \max}$ N	12900	13600	15900	18400	20600	22900	1200 ⁴⁾	1500 ⁴⁾	1900 ⁴⁾	3000 ⁴⁾	2600 ⁴⁾
Axial force, max. ³⁾		$+F_{ax \max}$ N	1000	1250	1250	1600	1600	1600	2000	2500	3000	4400	4400
		$-F_{ax \max}$ N	1000	1250	1250	1600	1600	1600	2000	2500	3000	4400	4400
Permissible axial force/bar operating pressure		$\pm F_{ax \text{ per.}}/\text{bar}$ N/bar	10,6	12,9	12,9	16,7	16,7	16,7	5)	5)	5)	5)	5)

¹⁾ during intermittent operation (sizes 5...200)

²⁾ permissible max. radial force with shaft end Z: $F_{q \max} = 6500$ N

³⁾ max. permissible axial force when stopped or when axial piston unit working in pressureless conditions.

⁴⁾ when stopped or when axial piston unit working in pressureless conditions. Higher forces are permitted when under pressure.

Please contact us.

⁵⁾ please contact us

When considering the permissible axial force, the force-transfer direction must be taken into account.

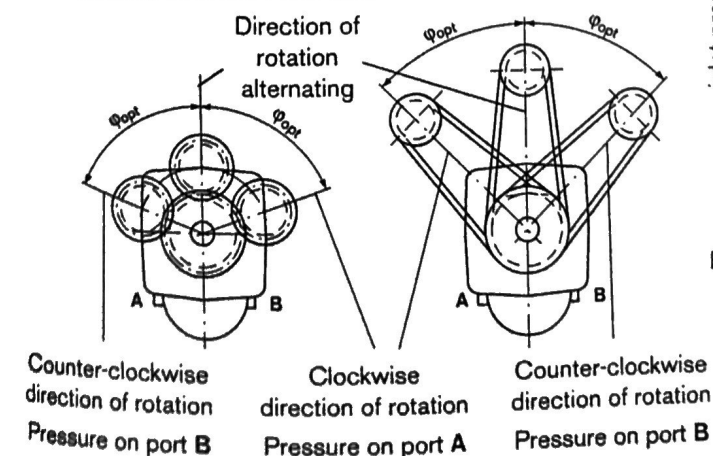
$-F_{ax \max}$ = increase in service life of bearings

$+F_{ax \max}$ = reduction in service life of bearings (avoid if at all possible)

Effect of radial force F_q on the service life of the bearings

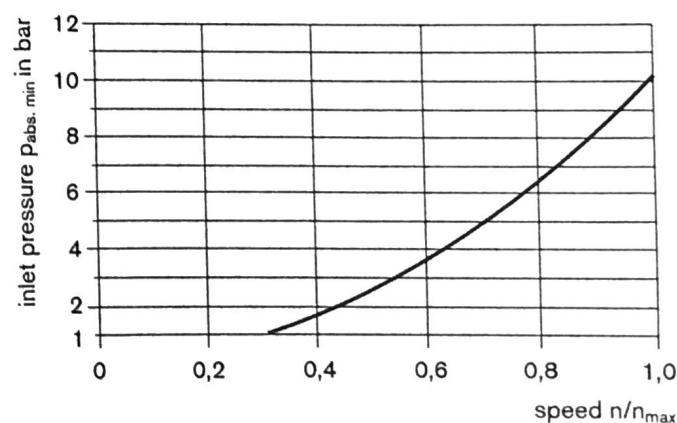
By selecting a suitable force-transfer direction of F_q , the stress on the bearing caused by the internal transmission forces can be reduced, thus achieving the optimum service life for the bearing. Recommended position of mating gear depending on direction of rotation. Examples:

	Toothed gear output	V-belt output
Size	φ_{opt}	φ_{opt}
10-180	$\pm 70^\circ$	$\pm 45^\circ$
200-1000	$\pm 45^\circ$	$\pm 70^\circ$



Minimum inlet pressure on service line port A (B)

In order to avoid damage of the motor a minimum inlet pressure at the inlet zone must be assured. The minimum inlet pressure is related to the rotational speed of the fixed motor.



Please contact us if these conditions cannot be satisfied



APÉNDICE F

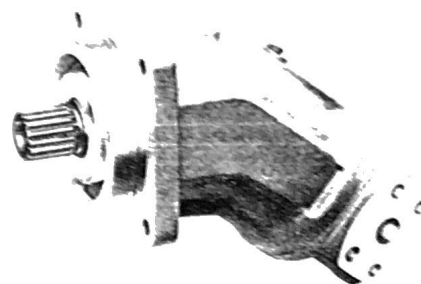
CATÁLOGO DE BOMBAS HIDRÁULICAS MANNESMANN REXROTH DE PISTONES AXIALES

Axial Piston Fixed Displacement Pump A2FO

RE 91 401/09.04 1/24
Replaces: 09.00

Technical data sheet

Sizes	Nominal pressure/Peak pressure
5	315/350 bar
10...200	400/450 bar
250...1000	350/400 bar
Series 6	
Open circuits	



Contents

Ordering Code / Standard Program	2...3
Technical Data	4...7
Ordering Code / Unit Dimensions, Size 5	8
Unit Dimensions, Sizes 10, 12, 16	9
Unit Dimensions, Sizes 23, 28, 32	10
Unit Dimensions, Size 45	11
Unit Dimensions, Sizes 56, 63	12
Unit Dimensions, Sizes 80, 90	13
Unit Dimensions, Sizes 107, 125	14
Unit Dimensions, Sizes 160, 180	15
Unit Dimensions, Size 200	16
Unit Dimensions, Size 250	17
Unit Dimensions, Size 355	18
Unit Dimensions, Size 500	19
Unit Dimensions, Size 710	20
Unit Dimensions, Size 1000	21
Installation and Commissioning Notes	22
Safety Instructions	24

Features

- Fixed displacement pump A2FO of axial piston, bent axis design, suitable for hydrostatic drives in open circuits
- Use in mobile and industrial applications
- Output flow is proportional to drive speed and displacement
- The drive shaft bearings are designed to give the service life expected in these areas of operation
- High power density
- Compact design
- High overall efficiency
- Economical conception
- One piece pistons with piston rings

Ordering Code / Standard Program

(Ordering code size 5 see page 8)

Pressure fluid

Mineral oil, HFD for sizes 250-1000 only in combination with long-life bearing "L" (no code)	
HFB-, HFC pressure fluid	Sizes 10...200 (no code)
	Sizes 250...1000 (only in combination with long-life bearing "L")
	E-

Axial piston unit

Bent axis design, fixed displacement	A2F
--------------------------------------	-----

Drive shaft bearing

	10...200	250...500	710...1000	
Mechanical bearing (no code)	●	●	—	
Long-life bearing	—	●	●	L

Mode of Operation

Pump, open circuits	O
---------------------	---

Size

Displacement V_g (cm ³)	5	10	12	16	23	28	32	45	56	63	80	90	107	125	160	180	200	250	355	500	710	1000
---------------------------------------	---	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	------

sizes 5...200: production Elchingen plant; sizes 250...1000: production Horb plant

Series

	6
--	---

Index

	sizes 10...180	1
	size 200	3
	sizes 250...1000	0

Direction of rotation

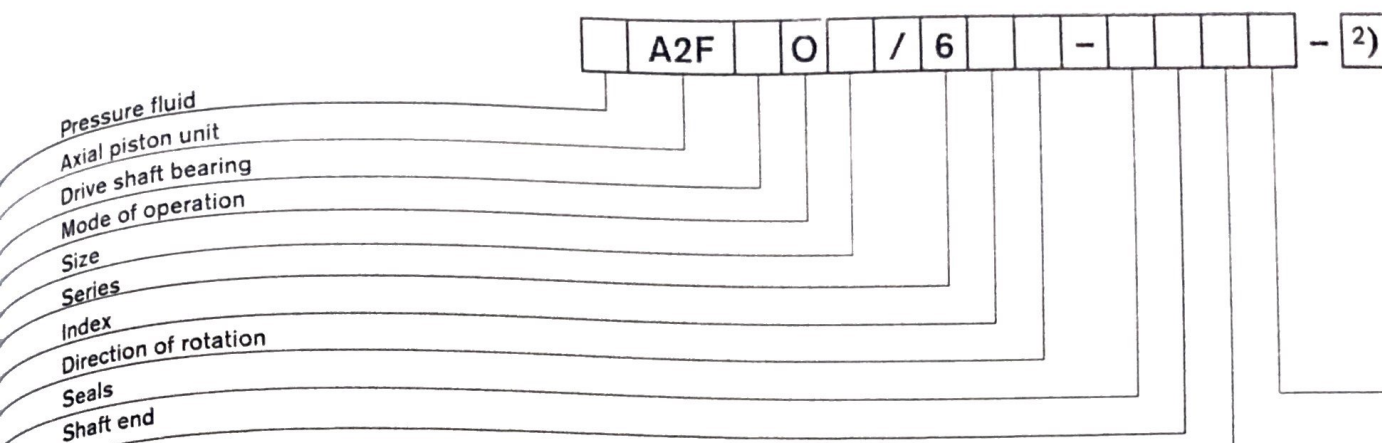
Viewed on shaft end	clockwise	R
	counter-clockwise	L

Seals

	10...200	250...1000	
NBR (nitril-caoutchouc)	●	—	P
FKM (fluor-caoutchouc)	●	●	V

Shaft end

	10	12	16	23	28	32	45	56	63	80	90	107	125	160	180	200	250	355	500	710	1000	
Splined shaft	●	●	●	●	●	●	—	●	●	●	●	●	●	●	●	●	—	—	—	—	—	A
DIN 5480	●	●	—	●	●	—	●	●	—	●	—	●	—	●	—	—	●	●	●	●	●	Z
Cylindrical shaft	●	●	●	●	●	●	—	●	●	●	●	●	●	●	●	●	—	—	—	—	—	B
with key, DIN 6885	●	●	—	●	●	—	●	●	—	●	—	●	—	●	—	—	●	●	●	●	●	P



Mounting flange

	10...250	355...1000	
ISO 3019-2 - 4-hole	●	-	B
ISO 3019-2 - 8-hole	-	●	H

Service line connections ¹⁾

	10	12	16	23	28	32	45	56	63	80	90	107	125	160	180	200	250	355	500	710	1000	
A and B SAE, at side	-	-	-	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	-	-	-	-	05
S SAE, at rear	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
A and B threads, at side	●	●	●	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	06
S threads, at rear	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
A and B SAE, at rear	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	●	●	●	●	11
S SAE, at rear	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	

¹⁾ threads of fastening screws and service lines are metric

²⁾ no code = standard version, S = special version (sizes 5...200), SO = special version (sizes 250...1000),
K = combination with mounting part or mounting pump (sizes 5...200)

● = available

- = not available

□ = preferred program



Technical Data

Pressure fluid

Before starting project planning, please refer to our data sheets RE 90220 (mineral oil), RE 90221 (environmentally acceptable pressure fluids) and RE 90223 (HF pressure fluid) for detailed information regarding the choice of pressure fluid and conditions of use.

The A2FO fixed displacement pump is not suitable for use with HFB, HFC and HFD or environmentally acceptable pressure fluids are being used, the constraints regarding technical data and seals mentioned in RE 90221 and RE 90223 must be observed.

If necessary, please contact us to discuss the type of pressure fluid you intend to use.

Viscosity range

We recommend that a viscosity (at operating temperature) for optimum efficiency and service life purposes of

$$v_{opt} = \text{optimum viscosity } 16 \dots 36 \text{ mm}^2/\text{s}$$

be chosen, taken the circulation temperature (closed circuit) and tank temperature (open circuit) into account.

Limits of viscosity range

The following values apply in extreme cases:

Sizes 5...200:

$$v_{min} = 5 \text{ mm}^2/\text{s}$$

short term ($t < 3 \text{ min}$)

at max. permitted temperature $t_{max} = +115^\circ\text{C}$.

$$v_{max} = 1600 \text{ mm}^2/\text{s},$$

short term ($t < 3 \text{ min}$)

with cold start ($p < 30 \text{ bar}$, $n \leq 1000 \text{ rpm}$, $t_{min} = -40^\circ\text{C}$).

Sizes 250...1000:

$$v_{min} = 10 \text{ mm}^2/\text{s},$$

short term ($t < 3 \text{ min}$)

at max. permitted leakage fluid $t_{max} = +90^\circ\text{C}$

$$v_{max} = 1000 \text{ mm}^2/\text{s},$$

short term ($t < 3 \text{ min}$)

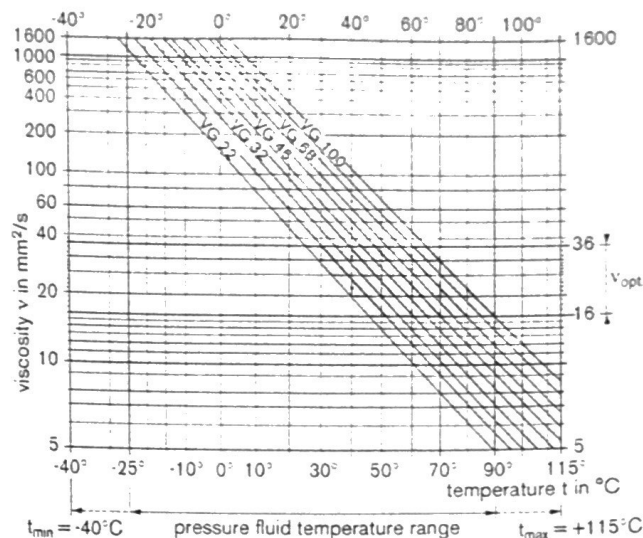
with cold start ($p \leq 30 \text{ bar}$, $n \leq 1000 \text{ rpm}$, $t_{min} = -25^\circ\text{C}$).

Note that the maximum pressure fluid temperature must not be exceeded locally either (e.g. bearing area).

Special measures are necessary at temperatures between -25°C and -40°C . Please contact us.

See RE 90300-03-B for detailed information about use at low temperatures.

Selection diagram



Details regarding the choice of pressure fluid

In order to select the correct fluid, it is necessary to know the operating temperature in the tank (open circuit) in relation to the ambient temperature.

The hydraulic fluid should be selected so that within the operating temperature range, the operating viscosity lies within the optimum range (v_{opt}) (see shaded section of the selection diagram). We recommend that the highest possible viscosity range should be chosen in each case.

Example: At an ambient temperature of $X^\circ\text{C}$ an operating temperature of 60°C is set in the circuit. In the optimum operating viscosity range (v_{opt} ; shaded area) this corresponds to the viscosity classes VG 46 or VG 68; to be selected: VG 68.

Please note: The leakage fluid temperature, which is affected by pressure and rotational speed, is always higher than the circulation temperature or tank temperature. At no point in the system may the temperature be higher than 115°C (sizes 5 to 200) or 90°C (sizes 250 to 1000).

If this cannot be achieved due to unusual operating parameters or high ambient temperatures, we recommend flushing of the case (sizes 250 ... 1000: via port U).

Filtering

The finer the filtering, the cleaner the fluid and the longer the service life of the axial piston unit.

To ensure proper function of the axial piston unit, the pressure fluid must have a cleanliness level of at least

20/18/15 according to ISO 4406.

At very high pressure fluid temperatures (90°C to max. 115°C , not permitted for sizes 250 to 1000), a cleanliness level of at least

19/17/14 according to ISO 4406 is required.

Please contact us if these cleanliness levels cannot be achieved.

Technical Data

Operational pressure range

Inlet

Minimum pressure at port S

The minimum inlet pressure depends on speed, see page 7. The following limits must not be exceeded.

$p_{abs. min}$	0,8 bar
$p_{abs. max}$	30 bar

Outlet

Maximum pressure on port A or B

(pressure data according to DIN 24312)

	Shaft end B	Shaft end C
Size 5		
Nominal pressure p_N	210 bar	315 bar
Peak pressure p_{max}	250 bar	350 bar

	Shaft end A, Z ¹⁾	Shaft end B, P
Sizes 10...200		
Nominal pressure p_N	400 bar	350 bar
Peak pressure p_{max}	450 bar	400 bar

Sizes 250...1000	
Nominal pressure p_N	350 bar
Peak pressure p_{max}	400 bar

¹⁾ Size 56 with shaft end Z: $p_N = 350$ bar, $p_{max} = 400$ bar

Please note:

Sizes 10 to 200: At the shaft end Z and P, a nominal pressure of $p_N = 315$ bar ($p_{max} = 350$ bar) is permitted for the driven shaft end that is subjected to transverse bending (pinions, V-belts)!

Sizes 250 to 1000: Please contact us.

In cases of pulsating loading above 315 bar, we recommend the version with splined shaft A (sizes 10 to 200) or splined shaft Z (sizes 45, 250 to 1000).

Direction of flow

Direction of rotation, viewed on shaft

clockwise	counter-clockwise
S to B	S to A

Long-Life-bearing (sizes 250...1000)

For long service life and use with HF pressure fluids.

Same external dimensions as pump with standard bearing. A long-life bearing can be retrofitted.

Flushing of bearing and case via port U recommended.

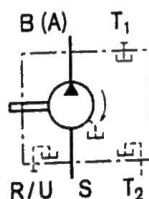
Flow (recommended)

Size	250	355	500	710	1000
$q_{v flow}$ (L/min)	10	16	16	16	16

Symbol

Connections

A, B	Service line ports
S	Suction port
T ₁ , T ₂	Drain port
R/U	Port for bearing flushing



Sealing ring

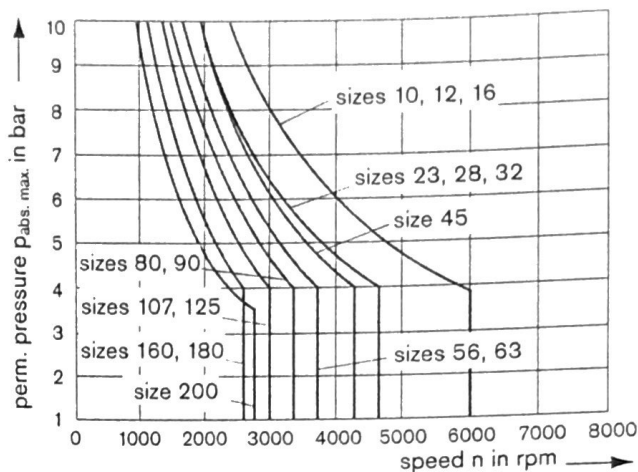
Permissible pressure load

The service life of the sealing ring is affected by the speed of the pump and the case drain pressure. The permitted loading with intermittent case drain pressure depends on the rotational speed (see chart). Short-term ($t < 5$ s) pressure spikes of up to 6 bar absolute are permitted.

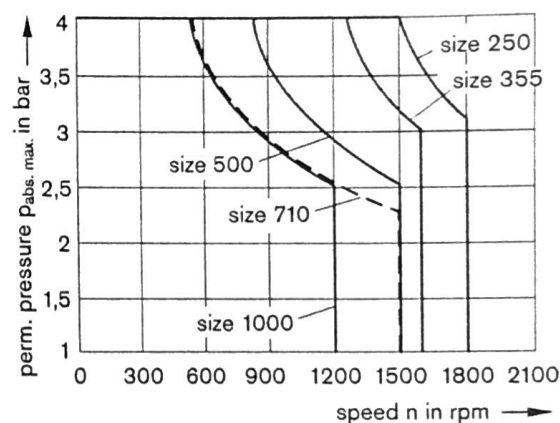
The average permanent case drain pressure must not exceed 3 bar absolute.

The pressure in the case must be equal to or greater than the external pressure on the shaft seal.

Sizes 10...200



Sizes 250...1000



Temperature range

The FKM shaft seal is admissible for a housing temperature range from

-25°C to +115°C at sizes 5...200 and

-25°C to +90°C at sizes 250...1000

Note:

For applications below -25 °C a NBR shaft seal is necessary (admissible temperature range -40 °C to +90 °C).

Special version for size 250...1000, please contact us.

Technical Data

Table of values (theoretical values, ignoring η_{mh} and η_v ; values rounded)

Size			5	10	12	16	23	28	32	45	56	63	80
Displacement	V_g	cm ³	4,93	10,3	12	16	22,9	28,1	32	45,6	56,1	63	80,4
Speed max.	$n_{max}^{1)}$	rpm	5600	3150	3150	3150	2500	2500	2500	2240	2000	2000	1800
	$n_{max\ limit}^{2)}$	rpm	8000	6000	6000	6000	4750	4750	4750	4250	3750	3750	3350
Flow max. at n_{max}	$q_{V\ max}$	L/min	27,6	32,4	37,8	50	57	70	80	102	112	126	144
Power at	$\Delta p = 350\ bar$ P_{max}	kW	14,5 ³⁾	18,9	22	29,2	33	40,1	47	59,5	65	73,5	84
	$\Delta p = 400\ bar$ P_{max}	kW	—	21,6	25	34	38	47	53	68	75	84	96
Torque at	$\Delta p = 350\ bar$ T	Nm	24,7 ³⁾	57	67	88	126	156	178	254	312	350	445
	$\Delta p = 400\ bar$ T	Nm	—	65	76	101	145	178	203	290	356	400	511
Rotary stiffness		Nm/rad	54	120	120	120	230	230	230	330	440	440	670
Mass moment of inertia around output shaft	J	kgm ²	0,00008	0,0004	0,0004	0,0004	0,0012	0,0012	0,0012	0,0024	0,0042	0,0042	0,0072
Filling capacity		L		0,17	0,17	0,17	0,20	0,20	0,20	0,33	0,45	0,45	0,55
Mass (approx.)	m	kg	2,5	6	6	6	9,5	9,5	9,5	13,5	18	18	23

Size			90	107	125	160	180	200	250	355	500	710	1000
Displacement	V_g	cm ³	90	106,7	125	160,4	180	200	250	355	500	710	1000
Speed max.	$n_{max}^{1)}$	rpm	1800	1600	1600	1450	1450	1550	1500	1320	1200	1200	950
	$n_{max\ limit}^{2)}$	rpm	3350	3000	3000	2650	2650	2750	1800	1600	1500	1500	1200
Flow max. at n_{max}	$q_{V\ max}$	L/min	162	170	200	232	261	310	375	469	600	826	950
Power at	$\Delta p = 350\ bar$ P_{max}	kW	95	100	117	135	152	181	219	273	350	497	554
	$\Delta p = 400\ bar$ P_{max}	kW	108	114	133	155	174	207	250	313	400	551	633
Torque at	$\Delta p = 350\ bar$ T	Nm	501	594	696	893	1003	1114	1393	1978	2785	3955	5570
	$\Delta p = 400\ bar$ T	Nm	572	678	795	1020	1145	1272	—	—	—	—	—
Rotary stiffness		Nm/rad	670	880	880	1350	1350	2910	3733	5092	8228	18753	18753
Mass moment of inertia around output shaft	J	kgm ²	0,0072	0,0116	0,0116	0,0220	0,0220	0,0378	0,061	0,102	0,178	0,55	0,55
Filling capacity		L	0,55	0,8	0,8	1,1	1,1	2,7	2,5	3,5	4,2	8	8
Mass (approx.)	m	kg	23	32	32	45	45	66	73	110	155	325	336

¹⁾ The values shown are valid for an absolute pressure (p_{abs}) of 1 bar at the suction inlet S and when operated on mineral oil (with a specific mass of 0,88 kg/L).

²⁾ By increase of the input pressure ($p_{abs} > 1\ bar$) the rotational speeds can be increased to the max. admissible speeds $n_{max\ limit}$ (speed limits) (see diagram page 7).

³⁾ $\Delta p = 315\ bar$

Determining the size

$$\text{Flow} \quad q_v = \frac{V_g \cdot n \cdot \eta_v}{1000} \quad \text{L/min}$$

$$\text{Input torque} \quad T = \frac{V_g \cdot \Delta p}{20 \cdot \pi \cdot \eta_{mh}} \quad \text{Nm}$$

$$\text{Input power} \quad P = \frac{2 \pi \cdot T \cdot n}{60000} = \frac{q_v \cdot \Delta p}{600 \cdot \eta_t} \quad \text{kW}$$

V_g = Displacement per revolution in cm³

Δp = Differential pressure in bar

n = Speed in rpm

η_v = Volumetric efficiency

η_{mh} = Mechanical-hydraulic efficiency

η_t = Overall efficiency

Technical Data

Permissible radial and axial loading on the drive shaft

Size			5	10	12	16	23	28	32	45	56	63	80	
Radial force, max. ¹⁾ at distance a (from shaft collar)		$F_{q \max}$	N	710	2350	2750	3700	4300	5400	6100	8150 ²⁾	9200 ²⁾	10300	11500 ²⁾
		a	mm	12	16	16	16	16	16	16	18	18	18	20
Axial force, max. ³⁾		$+F_{ax \max}$	N	180	320	320	320	500	500	500	630	800	800	1000
		$-F_{ax \max}$	N	180	320	320	320	500	500	500	630	800	800	1000
Permissible axial force/bar operating pressure		$\pm F_{ax \text{ per.}}/\text{bar}$	N/bar	1,5	3,0	3,0	3,0	5,2	5,2	5,2	7,0	8,7	8,7	10,6

Size			90	107	125	160	180	200	250	355	500	710	1000	
Radial force, max. ¹⁾ at distance a (from shaft collar)		$F_{q \max}$	N	12900	13600	15900	18400	20600	22900	1200 ⁴⁾	1500 ⁴⁾	1900 ⁴⁾	3000 ⁴⁾	2600 ⁴⁾
		a	mm	20	20	20	25	25	25	41	52,5	52,5	67,5	67,5
Axial force, max. ³⁾		$+F_{ax \max}$	N	1000	1250	1250	1600	1600	1600	4000	5000	6250	10000	10000
		$-F_{ax \max}$	N	1000	1250	1250	1600	1600	1600	1200	1500	1900	3000	2600
Permissible axial force/bar operating pressure		$\pm F_{ax \text{ per.}}/\text{bar}$	N/bar	10,6	12,9	12,9	16,7	16,7	16,7	⁵⁾	⁵⁾	⁵⁾	⁵⁾	⁵⁾

¹⁾ during intermittent operation (sizes 5...200)

²⁾ permissible max. radial force with shaft end Z: $F_{q \max} = 6500 \text{ N}$

³⁾ max. permissible axial force when stopped or when axial piston unit working in pressureless conditions.

⁴⁾ when stopped or when axial piston unit working in pressureless conditions. Higher forces are permitted when under pressure.

Please contact us.

⁵⁾ Please contact us

When considering the permissible axial force, the force-transfer direction must be taken into account.

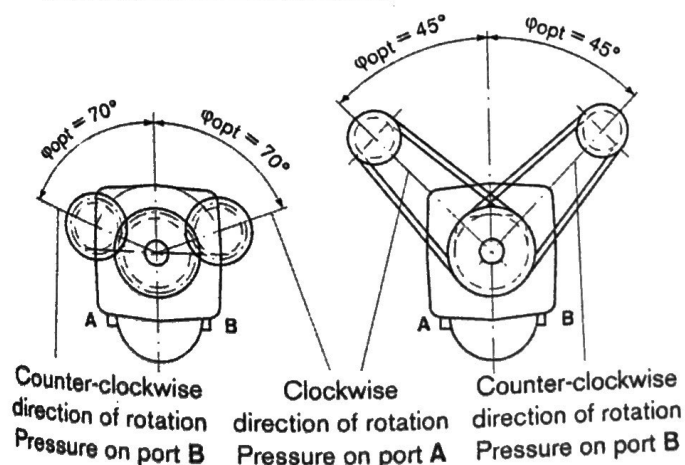
$-F_{ax \max}$ = increase in service life of bearings

$+F_{ax \max}$ = reduction in service life of bearings (avoid if at all possible)

Effect of radial force F_q on the service life of the bearings

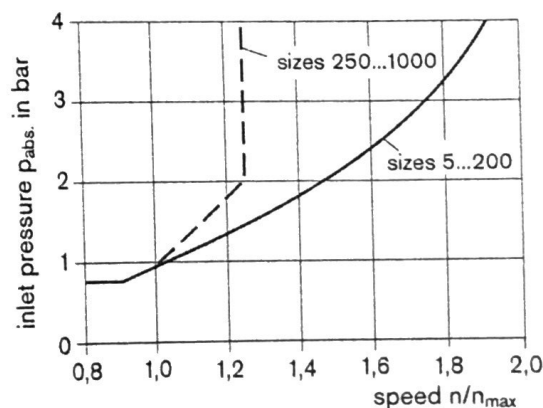
By selecting a suitable force-transfer direction of F_q , the stress on the bearing caused by the internal transmission forces can be reduced, thus achieving the optimum service life for the bearing. Recommended position of mating gear depending on direction of rotation. Examples:

	Toothed gear output	V-belt output
Size	φ_{opt}	φ_{opt}
10-180	$\pm 70^\circ$	$\pm 45^\circ$
200-1000	$\pm 45^\circ$	$\pm 70^\circ$



Minimum inlet pressure at suction port S with increased speed

In order to avoid damage of the pump a minimum inlet pressure at the suction port must be assured. The minimum inlet pressure is related to the rotational speed of the fixed pump.



Note:

- max. perm. speed $n_{\text{max limit}}$ (speed limit)
- min. perm. pressure at port S
- admissible values for the drive shaft seal



APÉNDICE G

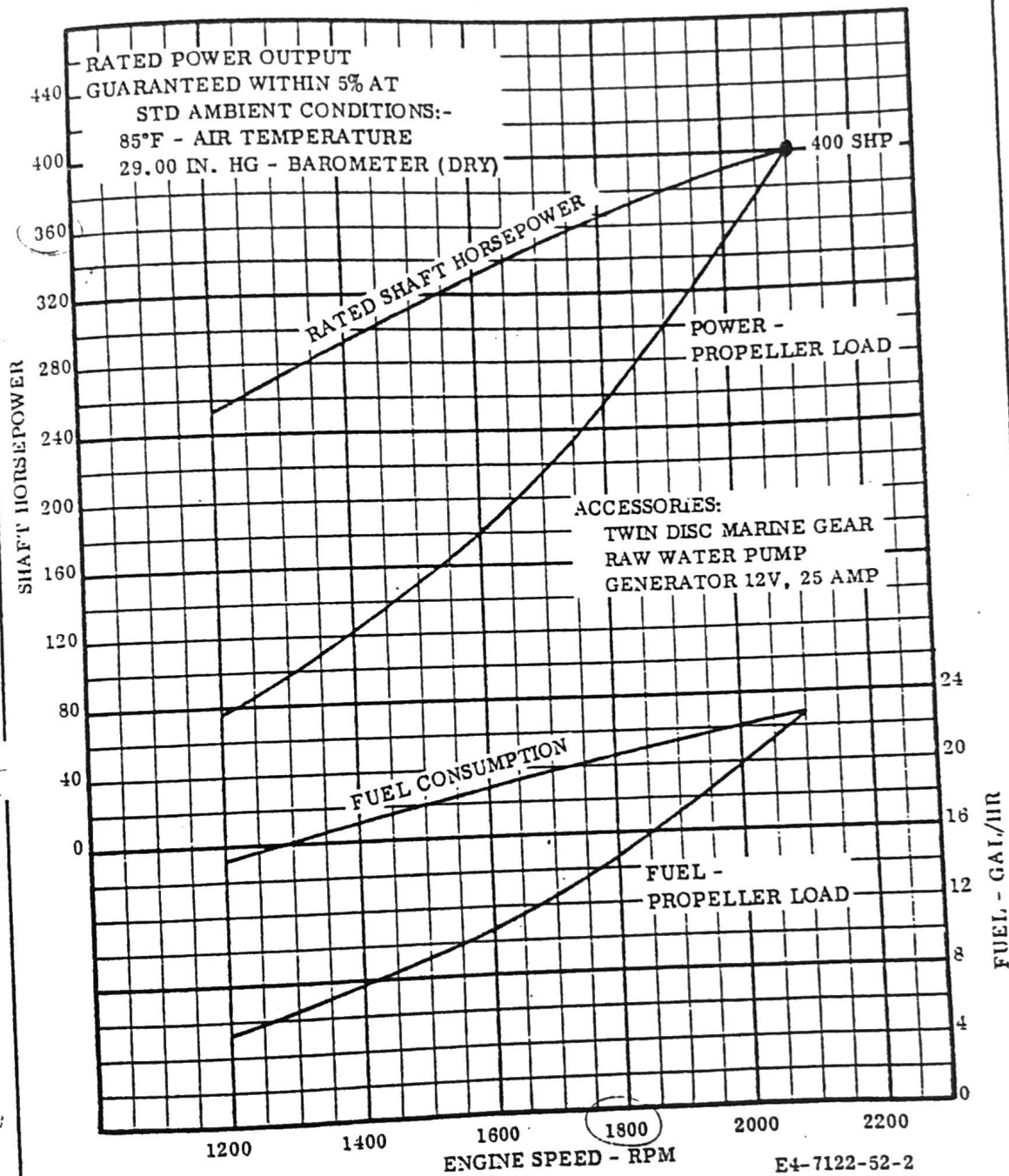
CURVAS DE OPERACIÓN MOTOR DETROIT DIESEL 12V71



Detroit Diesel Allison
Division of General Motors Corporation

NET ENGINE PERFORMANCE

MODEL: 12V-71N
APPLICATION: MARINE
INJECTORS: N60 (1.460 TIMING)
RATING: INTERMITTENT
(CREW BOAT)



ENGINEERING-TECHNICAL DATA DEPT.

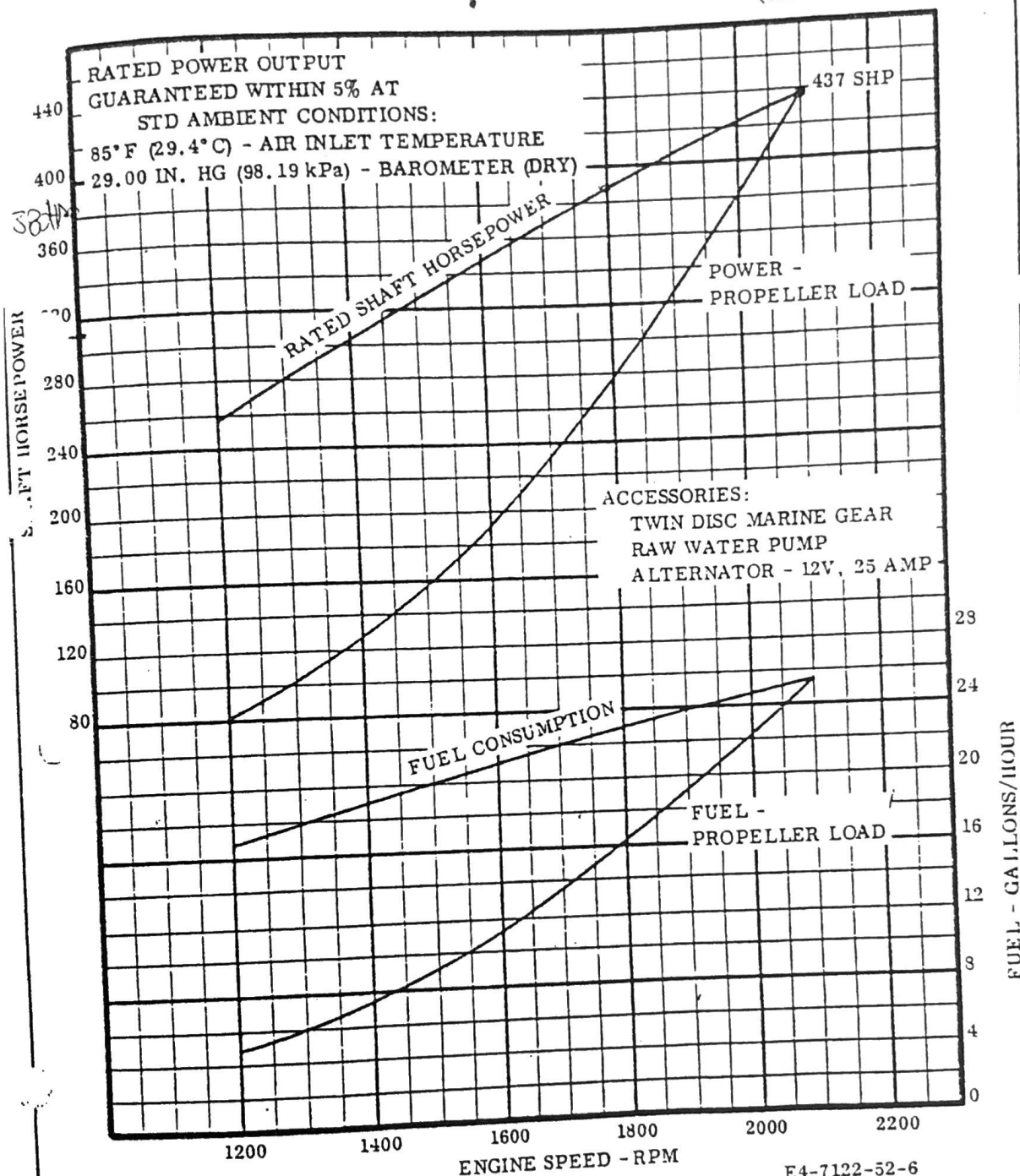
E4-7122-52-2
Rev. 1-5-82



Detroit Diesel Allison
Division of General Motors Corporation

NET ENGINE PERFORMANCE

MODEL: 12V-71N
APPLICATION: MARINE
INJECTORS: N65 (1.484 TIMING)
CAM TIMING: ADVANCED
RATING: INTERMITTENT
(CREW BOAT)



ENGINEERING-TECHNICAL DATA DEPT.

E4-7122-52-6
Rev. 1-5-82

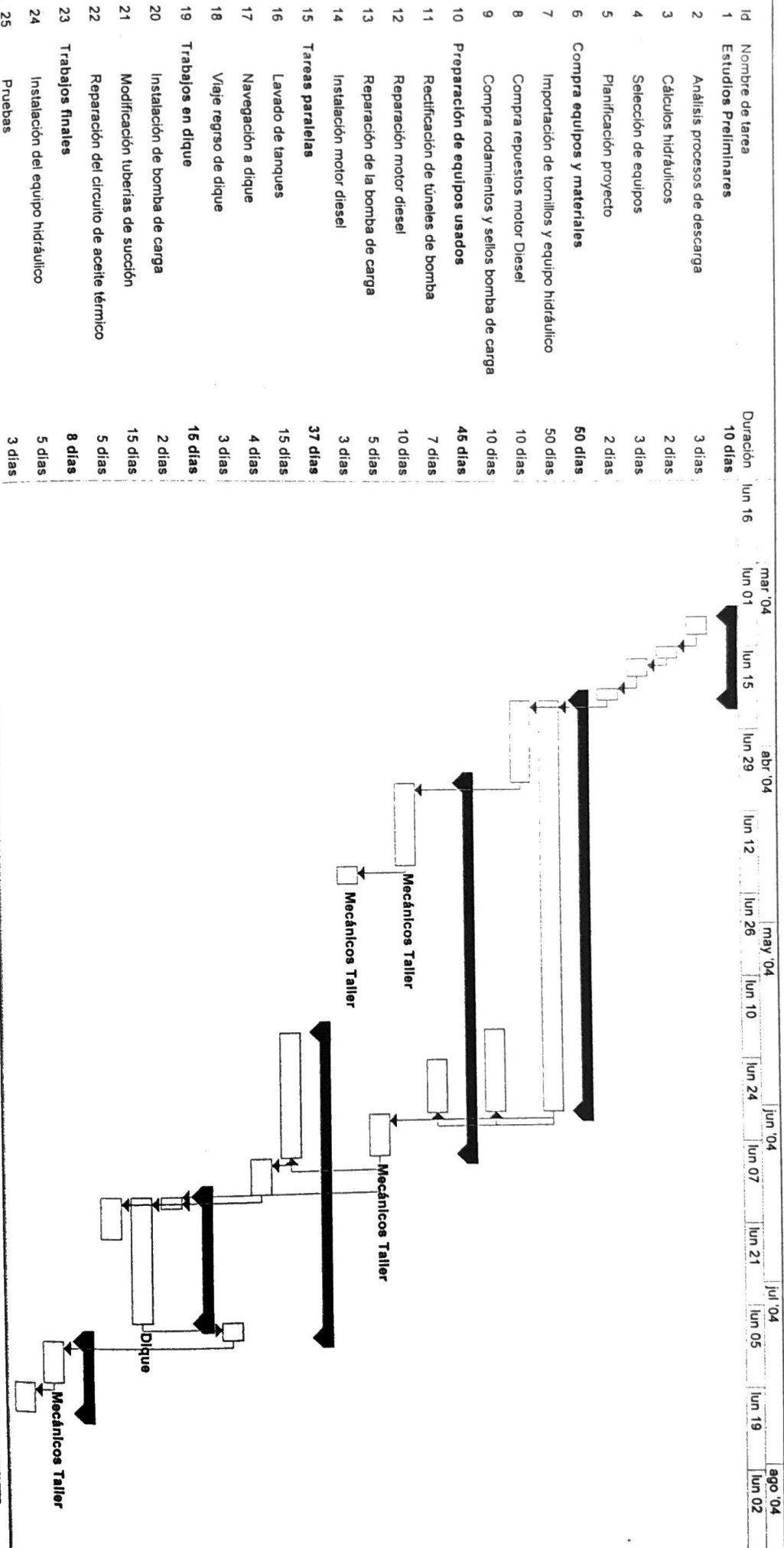


APÉNDICE H

PROGRAMACIÓN DE TAREAS (DIAGRAMA GANTT)

Mejoramiento de una estación de bombeo en el B/T Cautivo

Programación de tareas



Proyecto: Estación Bombeo 4 CAU

Tarea
Progreso
Hito

Resumen
Tarea resumida
Hito resumido

Progreso resumido
División
Tareas externas

Resumen del proyecto
Agrupar por síntesis



BIBLIOGRAFÍA

1. BAUMEISTER & MARKS, Manual del Ingeniero Mecánico de Marks, Primera Edición en Español, Editorial Uteha, México 1967.
2. FOX, Robert W.; McDONALD, Alan T, Introducción a la mecánica de fluidos, Cuarta Edición, Editorial Mc Graw Hill, México 1995.
3. CRANE, Flujo de Fluidos en Válvulas, Accesorios y Tuberías; Editorial McGraw Hill, México 1985.
4. MCNAUGHTON, KENNETH, Bombas, Selección Uso y Mantenimiento, McGraw Hill, Primera Edición, México 1984.
5. TURNBULL, D.E., Fluid Power Engineering, Newnes-Butterworths, Scotland 1976.
6. MCCLOY D., Control of Fluid Power: Analysis and Design, Second Edition, Ellis Horwood, West Sussex, England 1980.