

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

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

“Metodología para la Selección y Configuración de los Equipos
Hidráulicos para una Estación de Bombeo Tipo Búster”

TESIS DE GRADO

Previo a la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentada por:

Cristhian Mauricio Verdy Viteri

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2004

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).

Cristhian Mauricio Verdy Viteri

TRIBUNAL DE GRADUACIÓN

Ing. Eduardo Rivadeneira P.
DECANO DE LA FIMCP
PRESIDENTE

Ing. Mario Patiño A.
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Marcelo Espinosa L.
VOCAL

Ing. Vicente Adum G.
VOCAL

AGRADECIMIENTO

A todas las personas que de uno u otro modo colaboraron en la realización de este trabajo y especialmente al Ing. Mario Patiño Director de Tesis, por su invaluable ayuda.

DEDICATORIA

A MI MADRE

A MI PADRE

A MIS HERMANOS

RESUMEN

El desarrollo de la presente tesis expone el caso en que para descargar combustible desde un B/T acoderado mar adentro necesita un sistema de apoyo o búster que se encargue de adicionar la energía requerida para transportar el fluido hacia los tanques de almacenamiento en tierra, teniendo como finalidad que el sistema de bombeo pueda garantizar la recepción del producto en cualquiera de las condiciones de bombeo que se presenten en el Terminal.

Para comenzar la selección de los equipos y los análisis hidráulicos de la estación de bombeo tipo búster, en su primera parte se revisan los conceptos y las variables que se manejan en este campo de la ingeniería, luego se desarrolla los fundamentos teóricos que sustentan los cálculos y análisis posteriores.

En su parte central, la tesis expone una metodología para la selección y configuración de los equipos hidráulicos de una estación de bombeo tipo

búster, la cuál expone los conceptos en forma metódica para seguir el proceso de selección del diámetro de la tubería de succión, selección del diámetro mas económico de la línea de impulsión, selección de la bomba búster y el cálculo del golpe de ariete.

Para finalizar la tesis de grado expone como caso de estudio un problema de ingeniería que puede ser resuelto aplicando la metodología anteriormente desarrollada, y para realizar el diseño de la estación de bombeo se utilizan hojas electrónicas desarrolladas en el programa Microsoft Excel y basadas en los conceptos que expone la tesis en su metodología, poniendo en práctica de esta manera la selección de los equipos y los análisis hidráulicos con la metodología que se proponer solucionar un problema de ingeniería de estas características.

INDICE GENERAL

Pág.

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

CAPITULO 1

1. GENERALIDADES DE UNA ESTACIÓN DE BOMBEO TIPO BÚSTER.	1
1.1 Estación de Bombeo Tipo Búster.....	2
1.2 Condiciones de Recepción y Despacho en el Terminal.....	12
1.3 Estudios Varios.....	32

CAPÍTULO 2

2.	FUNDAMENTOS TEÓRICOS.....	34
2.1	Definiciones.....	35
2.2	Estimación del diámetro económico de la tubería de un sistema de bombeo.....	49
2.3	Parámetros de Selección de una bomba.....	59
2.4	Fenómeno del Golpe de Ariete.....	74

CAPÍTULO 3

3.	EQUIPOS Y ACCESORIOS.....	83
3.1	Válvulas y Accesorios.....	84
3.2	Equipos de protección de alivio de presión.....	98

CAPÍTULO 4

4.	METODOLOGÍA DE CÁLCULO Y SELECCIÓN.....	102
4.1	Parámetros y Especificación de Operación.....	104
4.1.1	Parámetros Oceanográficos.....	105
4.1.2	Parámetros Geológicos.....	107
4.1.3	Condiciones de Operación.....	111
4.2	Selección del Diámetro de Tubería Óptimo para la Línea de Succión.....	116
4.3	Selección del Diámetro mas Económico de la Línea de	

Descarga.....	134
4.4 Selección del Tipo de Bomba Búster.....	143
4.4.1 Alternativas de Selección y Configuración.....	146
4.4.2 Análisis de Alternativas.....	153
4.5 Descripción de la Estación de Bombeo.....	159
4.5.1 Configuración.....	160
4.5.2 Operación.....	163
4.6 Análisis del Golpe de ariete.....	165
4.6.1 Datos de las Instalaciones a considerarse.....	165
4.6.2 Método de Cálculo.....	166

CAPÍTULO 5

5. CASO DE ESTUDIO.....	172
5.1 Desarrollo de una hoja electrónica.....	173

CAPÍTULO 6

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	215
6.1 Conclusiones.....	216
6.2 Recomendaciones.....	223

APÉNDICES

BIBLIOGRAFÍA

ABREVIATURAS

ANSI	Instituto Americano de Estándares y Normas
API	Instituto del Petróleo Americano
B/T	Buque Tanque
gpm	Galones por minuto
Kg	Kilogramos
Kg/cm ²	Kilogramos por centímetro cuadrado
Kg/cm ³	Kilogramos por centímetro cúbico
Km	Kilómetros
Lb	Libras
Lb/pie	Libras por pie
Lb/pie ³	Libras por pie cúbico
Lb/pulg ²	Libras por pulgada cuadrada
Min	Minutos
m ²	Metros cuadrados
m ³	Metros cúbicos
m ³ /h	Metros cúbicos por hora
m/seg	Metros por segundo
PLEM	Manifold al Final de la Línea
Pulg	Pulgada
Tons	Toneladas
ULCC	Transportadores Ultra Grandes de Crudo
VLCC	Transportadores Grandes de Crudo

SIMBOLOGÍA

A	Área
C	Centígrados
d	Longitud de línea
d/m	Días al mes
L	Longitud de corrida
La	Longitud Actual recorrida por el PIG
HP	Caballos de Fuerza
Q	Caudal
Qn	Caudal Necesario
Qp	Caudal Promedio
R	Radio
Ra	Lectura actual en medidor de flujo
Ro	Lectura anterior en medidor de flujo
t	Tiempo
tp	Tiempo de toma de lectura
td	Desplazamiento de toneladas de la embarcación
V	Volumen
Vi	Volumen acumulado en la línea
Vo	Volumen acumulado anterior
Vpig	Velocidad del PIG
Vti	Volumen Total interno de Línea
#	Número

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1	Arreglo de bombas en paralelo.....	8
Figura 1.2	Arreglo de bombas en serie.....	9
Figura 1.3	Tamaño relativo de los Buques.....	14
Figura 1.4	Sistema de amarre por Multiboyas	22
Figura 1.5	Sistema de amarre por Monoboya tipo CALM	25
Figura 1.6	Sistema de amarre por Monoboya tipo SALM	26
Figura 1.7	Detalle de un sistema de amarre por Monoboya	28
Figura 1.8	Mangueras marinas de despacho	31
Figura 2.1	Curva de costos totales en Valor presente vs. Caudal de Bombeo.....	57
Figura 2.2	Curva de los costos totales en Valor presente vs. Diámetro de la línea.....	58
Figura 2.3	Variación de la velocidad específica con el tipo de bomba....	70
Figura 2.4	Curva general del fabricante: Caudal vs. Altura dinámica Total.....	73
Figura 3.1	Válvula de compuerta.....	87
Figura 3.2	Válvula de bola.....	89
Figura 3.3	Válvula mariposa.....	90
Figura 3.4	Válvula de retención.....	92
Figura 3.5	Tipos de tanques igualadores de presión: a) Simple, b) De Orificio, c) De diferencial, d) Cerrado, e) De una vía.....	99
Figura 4.1	Caída de presión para diferentes cotas con tuberías de diámetro ϕ_1 .	
Figura 4.2	Distribución de la línea.....	134
Figura 4.3	Alternativas de selección de la bomba búster; a) Bomba Búster sola, b) Una bomba búster para cada condición de Bombeo, c) Arreglo de bombas en paralelo.....	147
Figura 5.1	Costos Totales vs. Diámetro de la línea en la línea de Impulsión.....	195

ÍNDICE DE TABLAS

		Pág.
Tabla 1	Tamaños típicos de buques tanque.....	13
Tabla 2	Bombas utilizadas en un Buque tanque.....	17
Tabla 3	Comparación entre sistemas de amarre costa afuera.....	29
Tabla 4	Relación empírica a presión de bombeo constante, entre: Costo de tubería instalada vs. Caudal.....	51
Tabla 5	Relación empírica a potencia aplicada constante, entre: Aumento del caudal vs. Aumento del diámetro.....	52
Tabla 6	Sensibilidad económica del diámetro de la tubería.....	53
Tabla 7	Forma de la curva de carga del sistema en función de la característica del flujo en la tubería.....	65
Tabla 8	Maniobras en los sistemas de bombeo y características del golpe de ariete.....	75
Tabla 9	Influencia de la longitud de la tubería en la elección de la fórmula para el cálculo del golpe de ariete.....	81
Tabla 10	Parámetros oceanográficos y geológicos.....	110
Tabla 11	Información de los B/T que ingresan al Terminal mar Adentro.....	112
Tabla 12	Condiciones extremas de bombeo de los B/T que ingresan al Terminal mar adentro.....	113
Tabla 13	Presión de bombeo requerida por el aumento de la cota IGM de la estación de bombeo.....	129
Tabla 14	Caída de presión para diferentes cotas con tubería de Diámetro \varnothing_1	131
Tabla 15	Identificación de las hojas electrónicas.....	174
Tabla 16	Información de los buques tanque que ingresará a descargar al Terminal.....	177
Tabla 17	Longitud de la línea entre: B/T – Estación de bombeo.....	178
Tabla 18	Longitud equivalente de accesorios utilizados en la línea de succión.....	180
Tabla 19	Condiciones de caudal y caída de presión en equipos, para Iteración en la Hoja 1.....	182
Tabla 20	Resultados de la iteración en la Hoja electrónica 1, para un Diámetro de tubería de 254.32 (10 in).....	183

Tabla 21	Resultados de la iteración en la Hoja electrónica 1, para un Diámetro nominal de tubería de 304.57 (12in).....	184
Tabla 22	Longitud equivalente de accesorios utilizados en el Tramo 1 de la línea de descarga o impulsión.....	187
Tabla 23	Información de la longitud de la línea.....	188
Tabla 24	Diámetros para iteración en la Hoja 2, correspondientes al Tramo 2 de la línea de impulsión.....	189
Tabla 25	Longitud equivalente de accesorios utilizados en el Tramo 2 de la línea de descarga o impulsión.....	190
Tabla 26	Resultado del cálculo del TDH en la sección 1 de la Hoja 2.....	191
Tabla 27	Diámetros de análisis para la tubería del Tramo 2.....	193
Tabla 28	Resultados de la Iteración en la Hoja 2.....	194
Tabla 29	Resultado de la construcción de la curva característica del Sistema para la condición mínima en la sección 1 de la Hoja 3.....	198
Tabla 30	Resultado de la construcción de la curva característica del Sistema para la condición máxima en la sección 1 de la Hoja 3.....	201
Tabla 31	Resultado de la construcción de la curva característica del Sistema para la condición máxima en la sección 1 de la Hoja 3.....	201
Tabla 32	Alternativa 1: Operación de la estación de bombeo con Una sola bomba.....	206
Tabla 33	Alternativa 2: Operación en la estación de bombeo con una bomba para la condición máxima y una bomba para la condición mínima.....	208
Tabla 34	Alternativa 3: Operación en la estación de bombeo con un Arreglo de 2 bombas en paralelo.....	210
Tabla 35	Cálculo de las presiones que soporta la tubería.....	213
	Resultados del cálculo del golpe de ariete en la Hoja 4.....	214

ÍNDICE DE PLANOS

Plano 1	Terminal marítimo – Caso de estudio, vista general
Plano 2	Recorrido de la línea de impulsión – Caso de estudio, vista general.
Plano 3	Estación de bombeo búster – Caso de estudio, vista isométrica.
Plano 4	Detalles de la vista isométrica – Caso de estudio, detalles 1, 2 y 3.

INTRODUCCIÓN

La presente tesis trata acerca de la selección y la configuración de equipos hidráulicos en una estación de bombeo tipo búster, realizando una metodología para la ejecución de este trabajo, y mostrando una aplicación de los conceptos para analizar y seleccionar los equipos hidráulicos en un ejemplo denominado caso de estudio.

La tesis en su conjunto proporcionará un método para realizar la selección del diámetro de tubería óptimo para la línea de succión, la selección de la bomba búster y el análisis para seleccionar el arreglo de bombas que se debe usar en la estación, la selección del diámetro de tubería más económico para la línea de descarga o impulsión y el análisis del golpe de ariete en la tubería en caso de falla del suministro eléctrico que alimenta a las bombas.

Se realizará también una descripción de la estación de bombeo y los equipos que se utilizan en la industria del petróleo, teniendo en cuenta el uso de equipos que cumplan las normativas proporcionadas por institutos como API se deben revisar antes de elegir al fabricante los mismos, para de esta manera instalar en la industria equipos certificados y reducir los posibles accidentes.

La aplicación de los conceptos y la metodología que se expone en la parte central de la tesis permitirá seleccionar y configurar los equipos de la estación de bombeo búster, de manera que se pueda transportar el fluido desde los B/T impulsados por las bombas de los B/T más la energía adicional que necesita para llegar hasta los tanques en tierra.

CAPÍTULO 1

1. GENERALIDADES DE UNA ESTACIÓN DE BOMBEO TIPO BÚSTER

En el siguiente capítulo se desarrollará una descripción de varias áreas de estudio, relacionados con una estación de bombeo tipo búster, y algunas de las actividades que se realizan en la industria del petróleo. En la sección 1.1 se presentará las necesidades de la industria del petróleo que

llevan a la instalación de un sistema de bombeo, para una estación de bombeo tipo búster. En la sección 1.2 se realizará una descripción de las condiciones de recepción y despacho en un terminal marítimo. Para finalizar, en la sección 1.3 se mencionarán algunos de los estudios que son necesarios para diseñar el sistema de bombeo búster, y que los realizan otras áreas de la ingeniería.

1.1 ESTACIÓN DE BOMBEO TIPO BÚSTER

El Petróleo es una de las fuentes de energía con mayor demanda en el mundo, su utilización se remonta desde hace miles de años a.C., pero el procesamiento del petróleo crudo para obtener los derivados tiene su inicio con “La industria moderna del Petróleo” en el año 1858, y ha sido incentivada en gran parte por la industria automotriz. La transportación del crudo es el puente entre la fase de exploración y la distribución final de los derivados, además la relativa facilidad con que esta fuente de energía puede ser transportada en comparación con otras, marcan una gran diferencia en la demanda. El transporte de grandes cantidades de petróleo es vital para el desarrollo de la industria, debido a la necesaria distribución que tiene éste en el mundo y a la naturaleza de su desarrollo. Además, el Petróleo crudo

es transportado por Oleoductos o en grandes Buques tanque. A menudo, ambas formas son utilizadas en diferentes fases de la transportación.

La creación de una estación de bombeo tipo búster, tiene su origen cuando el petróleo y los derivados se traslada grandes distancias, y se utiliza la vía marítima como medio de transporte. Los Buques tanque almacenan y trasladan el combustible hacia las refinerías o centros de distribución ubicados en cualquier parte del mundo. La carga y descarga del producto se la realiza en un Terminal marítimo adecuado para el ingreso de este tipo de embarcaciones. La labor de este tipo de estación de bombeo, es la de complementar el trabajo de bombeo que realizan las bombas de los B/T.

Cuando se hable de una estación de bombeo tipo búster dentro de esta tesis, se está haciendo mención a un sistema de bombeo de apoyo o ayuda, que se instala en los Terminales de recepción y despacho del combustible, cuyo propósito es suministrar energía adicional al bombeo que realizan las bombas de los B/T, para vencer las pérdidas de presión que se producen a lo largo de toda la línea.

El caudal de diseño con el que debe funcionar este sistema de bombeo de apoyo debe ser de:

- Caudal igual al que despachan las bombas de los B/T.

En las tuberías frecuentemente circulan diferentes tipos de crudo, cada uno de ellos llamado batch o lotes. Algunas veces estos lotes deben ser separados, para lo cuál se utiliza kerosén, agua, PIGs, o balones de caucho inflables. Sin embargo, estos lotes pueden ser pasados por la tubería sin utilizar estos separadores, ya que las propiedades de cada lote, prevendrán que estos lleguen a mezclarse en una gran cantidad.

De la misma manera en la recepción y despacho de producto de los Buques tanque, el diseño de los sistemas de bombeo debe garantizar el mantenimiento de flujo o caudal, para condiciones específicas.

Los derivados de petróleo que van a ser descargados por los B/T en el Terminal Marítimo, se descargan a través de una tubería submarina que conecta al PLEM Submarino con la tubería ubicada en tierra. La presión que mantiene en circulación al fluido dentro de la tubería submarina, está dada por las bombas de los B/T y varía de acuerdo al caudal de despacho. Generalmente, esta presión de bombeo no es suficiente para vencer las pérdidas por fricción y de cabezal estático, necesarios para garantizar la recepción de los productos derivados de petróleo en los tanques de almacenamiento en tierra.

Debido a la necesidad de garantizar la recepción de los derivados de petróleo en los tanques de almacenamiento ubicados en tierra, es necesario implementar un sistema de bombeo de apoyo o búster, que proporcione energía adicional de bombeo al combustible que está circulando por las tuberías, para vencer las pérdidas por fricción y de cabezal estático que las bombas de los B/T no han logrado conseguir.

Sistemas de Bombeo

Los sistemas de bombeo están compuestos de diferentes dispositivos y condiciones que se presentan en determinados procesos, y que permiten transportar fluidos a través de tuberías o líneas de petróleo.

Los dispositivos más significativos dentro del sistema de bombeo son las bombas, las cuales efectúan el trabajo de adicionar energía al líquido, pero el sistema de bombeo se complementa con el uso de tuberías, válvulas, filtros y accesorios.

El diseño del sistema de bombeo lo debe realizar un experto en el área, para seleccionar el sistema de bombeo adecuado para cada caso. Dentro de la información que se debe obtener, entre otros detalles, es la siguiente:

1. Propiedades del fluido que se va a bombear.
2. Volumen que se va a transportar.
3. Condición de bombeo en la succión.
4. Condición de bombeo en la descarga.
5. Cabeza total de la Bomba.
6. Tipo de sistema al que la bomba está entregando el fluido.

7. Fuente de alimentación de energía.
8. Limitaciones de peso, espacio y posición.
9. Condiciones ambientales.
10. Costo de la bomba e instalación.
11. Costo de operación de la bomba.
12. Códigos y estándares.

El conocimiento de esta información ayuda a la correcta selección del elemento más importante del sistema de bombeo, que es la bomba. Pero, la información principal que describe las características de la bomba en la aplicación que funcionará, es la solicitada en la hoja del fabricante (Ver Apéndice 1).

Arreglos de los sistemas de bombeo

La configuración de las bombas en una estación de bombeo, depende del requerimiento de la instalación, y en algunas ocasiones, más de una bomba es requerida en la estación. Las conexiones de los sistemas de tuberías y válvulas pueden proporcionar la facilidad de disponer de rangos en las condiciones de operación y capacidad, pero en general existen sólo dos tipos de arreglos que se pueden dar

a las bombas, y estos son: arreglo de bombas en serie, y arreglo de bombas en paralelo.

Arreglo de Bombas en Paralelo

En la configuración de bombas en paralelo, más de una bomba tiene acceso a la succión desde la fuente, y la descarga de las bombas se realiza a una línea común que lleva el fluido hasta su destino. Esta configuración se utiliza para variar las condiciones de caudal de bombeo en la descarga, pero manteniendo la presión aproximadamente constante.

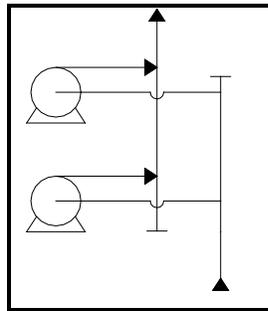


FIGURA 1.1. ARREGLO DE BOMBAS EN PARALELO

Arreglo de bombas en Serie

En la configuración de bombas en serie, la primera bomba tiene acceso a la succión desde la fuente y descarga el fluido en la succión de la segunda bomba, y así sucesivamente. Esta configuración de bombas se utiliza para variar las condiciones en la descarga, manteniendo el caudal aproximadamente constante. La última bomba descarga en la línea que lleva el fluido hasta su destino, y la presión con que descarga es igual a la suma de las presiones de descarga de todas las bombas, menos las pérdidas que se puedan dar en la conexión.

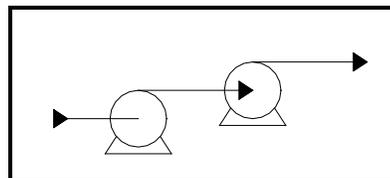


FIGURA 1.2. ARREGLO DE BOMBAS EN SERIE

Los arreglos de válvulas y tuberías en los sistemas de bombeo varían dependiendo de las limitaciones de espacio o los requerimientos que se tengan en cada estación de bombeo, pero los principios de

conexión para cada arreglo de bombas, se mantienen constantes en toda estación de bombeo.

Tipos de Bombas

Las bombas pueden ser clasificadas en dos tipos generales:

- Desplazamiento positivo
 - Rotatorias
 - De engranajes
 - De paleta
 - De tornillo
 - De cavidad progresiva
 - De lóbulo o alabe
 - Reciprocantes
 - De pistón
 - De inmersión
 - De diafragma
- Cinéticas
 - Centrífuga
 - De flujo radial
 - De flujo axial

En la industria del petróleo está muy generalizado el uso de bombas de desplazamiento positivo reciprocantes de pistón, debido a la gran presión que se obtiene de este tipo de bombas. Se utilizan en operaciones como: bombeo de Petróleo Crudo, adición de presión en operaciones de limpieza interna de tuberías, entre otras. Todos los elementos que se utilizan en la industria del petróleo deben cumplir códigos y estándares.

Las normas dictadas por el Instituto Americano de Petróleo (API), rigen las características constructivas de la mayoría de los equipos que se utilizan en las refinerías, además este código especifica muchos de los procedimientos de inspección y diseño que se ejecutan en este medio.

El sistema de bombeo propuesto en esta tesis, considera como fluido de bombeo productos blancos, los cuales son los derivados de petróleo, tales como: Diesel, gasolina, entre otros. Las características físicas y de diseño de la bomba está determinado por la norma API estándar 610, de la cuál se puede encontrar un extracto en el Apéndice 1.

La bomba búster que se va a implementar en el sistema de bombeo de la estación de bombeo tipo búster, debe cumplir la norma API estándar 610, con lo que queda determinado que la bomba a seleccionarse es de tipo centrífuga.

1.2 CONDICIONES DE RECEPCIÓN Y DESPACHO EN EL TERMINAL

Las condiciones de recepción y despacho en un Terminal Marítimo, están relacionadas con la capacidad de almacenamiento de los tanques en tierra, los Buques tanque que hacen uso del terminal, y el diseño del sistema de recepción y despacho utilizado.

Tanques de Almacenamiento

Los tanques de almacenamiento tienen diferentes dimensiones y usos, pero generalmente se utiliza como lugar de almacenamiento de combustible antes de iniciar su distribución.

Las dimensiones están regidas por el Instituto Americano de Petróleo (API), como se puede observar en el Apéndice 2.

Buques Tanque

Los Buques tanque son embarcaciones que almacenan y transportan el petróleo crudo y los derivados de petróleo, recorriendo grandes distancias a través del mar. Es un medio de transporte característico en la industria del Petróleo, y sus diseños son tan grandes que hay pocos puertos que pueden recibirlos.

TABLA 1
TAMAÑOS TÍPICOS DE BUQUES TANQUE (*)

TIPO DE BUQUES	DIMENSIÓN EN DWT
Portador General	Mayor a 25.000
B/T Super tanque y Grandes	25.000 – 150.000
Portadores de crudo muy grandes (VLLCC)	150000 – 300.000
Portadores de crudo ultra grandes (ULCC)	Mayor que 300.000

*TOMADO DE ELEMENTS OF OIL TANKERS TRANSPORTATION

Los Buques más grandes, conocidos como VLCC, y ULCC, pasan su tiempo en el mar en varios puntos del globo, cargando y descargando crudo sin entrar alguna vez a un puerto.

Plataformas marinas, islas artificiales, o sistemas de amarre de boyas lejos de la costa se utilizan para la carga y descarga de los productos que transportan estos Buques tanque.

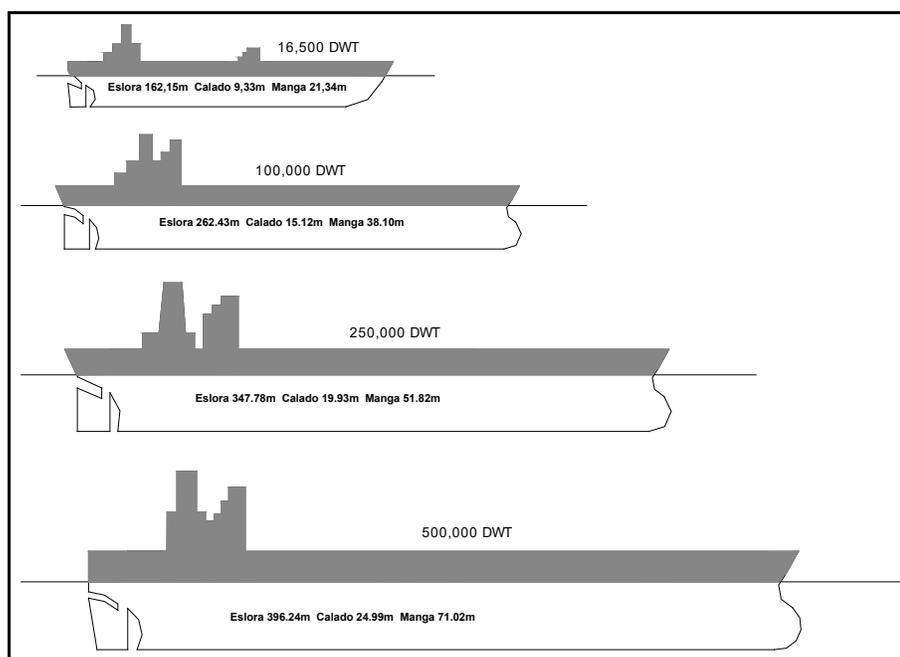


FIGURA 1.3. TAMAÑO RELATIVO DE LOS BUQUES. TOMADA DE ELEMENTS OF OIL –TANKERS TRANSPORTATION.

Recepción y despacho de producto

Las operaciones de recepción y despacho de producto, son realizadas principalmente por los sistemas de bombeo con los que cuenta el Buque tanque y la estación de bombeo búster en tierra.

En ambas operaciones de bombeo, el Buque tanque conecta las mangueras submarinas flexibles al manifold del B/T. Se denomina operación de recepción de producto, cuando los compartimientos del B/T son llenados utilizando las bombas de la estación de bombeo en tierra.

La segunda operación de bombeo, es la operación de reversión. Esta operación consiste en el bombeo del producto hacia los tanques de almacenamiento en tierra, y para este efecto se utiliza las bombas del B/T, para descargar el producto desde el Buque hacia tierra.

Las bombas del B/T deben garantizar la recepción del producto en la estación búster, para luego bombear el producto hacia los tanques de almacenamiento utilizando las bombas búster.

Generalmente al viajar, los Buques mantienen almacenado lastre de agua, por lo que es común que los B/T realicen las operaciones de deslastre cuando existe la infraestructura en los puertos donde hacen su ingreso, es decir, una línea habilitada para esta actividad. La capacidad de manejar agua por parte del Buque, además permite realizar las operaciones de limpieza en la línea.

El lastre de agua que llevan los Buques tanque en los compartimientos, muchas compañías lo utilizan para la limpieza de las líneas submarinas.

TABLA 2
BOMBAS UTILIZADAS EN UN BUQUE TANQUE (*)

Bombas Típicas Utilizadas en el Servicio Marino	
Servicio	Tipo Usual de Bomba
Aceite Lubricante	Rotatoria
Sanitario o purga	Centrífuga
Protección de fuego	Centrífuga
Lastre	Centrífuga
Producto	Centrífuga
Transmisión de fuel oil	Rotatoria
Agua fresca	Centrífuga
Agua helada	Centrífuga

*EXTRACTO TOMADO DE ELEMENTS OF OIL TANKER
TRANSPORTATION

Sistemas de recepción y despacho de productos a Buques

Tanque

Los sistemas de recepción y despacho de productos tienen diseños muy variados, sin embargo son muy similares entre ellos.

Terminal Marítimo

Un terminal marítimo es una instalación con la infraestructura necesaria par realizar operaciones de despacho de productos, a través de poliductos, oleoductos y líneas submarinas.

Los sistemas se pueden clasificar de manera general, de la siguiente manera:

- Muelles
- Terminales Mar Adentro

Muelles

Es una instalación ubicada en costa, que cuenta con la infraestructura necesaria para realizar la carga y descarga de producto hacia el Buque. En este sistema de despacho los Buques tanque se acoderan

al muelle, por lo que este sistema se utiliza cuando existe la profundidad suficiente para la navegación de estas embarcaciones.

El sistema de tuberías en el muelle, consiste en un arreglo de tuberías que recorren el muelle hacia uno o varios manifolds de distribución que consta de mangueras de despacho que se conectan al manifold del Buque.

Terminales mar adentro

Los terminales mar adentro son instalaciones que no están en contacto directo con la costa, aunque pueden estar comunicados con el terminal en tierra a través de tuberías submarinas.

Estos sistemas se clasifican generalmente en: Plataformas Marinas, amarre de Multiboyas y amarre de Monoboyas.

Cada uno de estos sistemas tiene tres partes principales:

1. Medios para mantener al B/T en posición.

2. Medios para transferencia de carga desde el manifold del Buque hacia un manifold en la plataforma de carga, o un manifold en el fondo del mar.
3. Una tubería submarina entre el manifold y la costa.

Manifold es la palabra Inglesa utilizada para caja de válvulas, o distribuidor, se utiliza comúnmente para describir un arreglo de válvulas en una línea.

Sistema de amarre por Multiboyas

Este sistema consta de 3 a 7 boyas que son instaladas formando un patrón semicircular alrededor de la popa del Buque. El ancla del Buque tanque se utiliza normalmente como un punto de amarre delantero. Las boyas son orientadas en la dirección que predomina el viento y las olas. Este sistema se utiliza en aguas tranquilas, y lugares donde la dirección del viento y las olas son estables y en una sola dirección. En conclusión, para la configuración de este sistema, la colocación y número de boyas depende en gran medida de las características del lugar.

El Buque con este tipo de amarre es mantenido en posición de manera rígida. La conexión al manifold del Buque se realiza a través de mangueras sumergibles, que son levantadas desde el fondo del mar una vez que el barco se encuentra amarrado. Las líneas submarinas conectan el manifold del final de la línea o PLEM con la costa.

PLEM viene de Pipeline end Manifold, cuando se haga referencia de él, indicará que el final de la línea tiene un manifold.

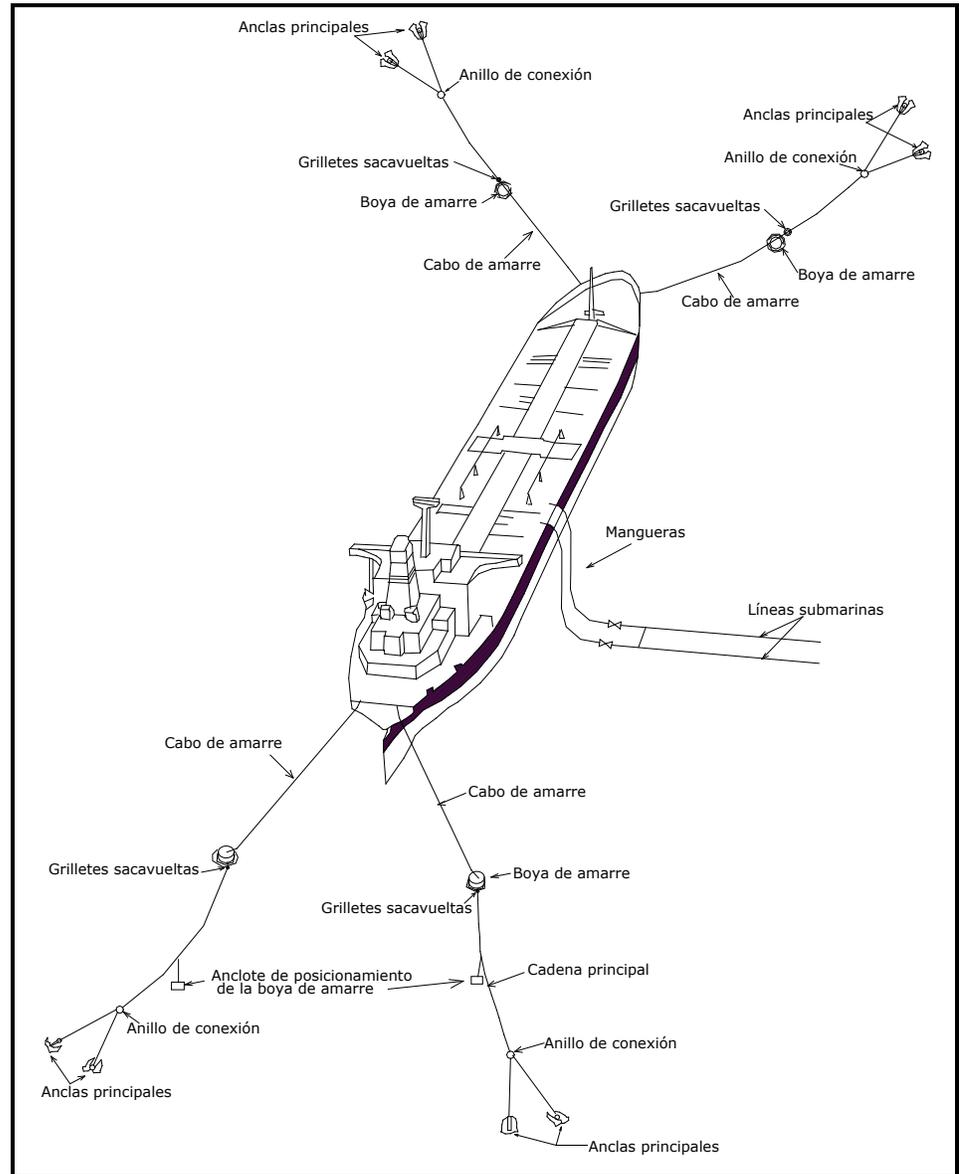


FIGURA 1.4. SISTEMA DE AMARRE POR MULTIBOYAS.

Sistema de Amarre por Monoboyas

Los sistemas de amarre por Monoboya se utilizan para condiciones climáticas severas, donde la dirección del viento y las olas, no tienen un patrón estable y definido. Son muy comunes para amarrar Buques de gran capacidad, como los VLCC.

Los tipos de sistema de amarre de un solo punto de mayor uso son:

- 1.- Amarre pierna de ancla catenaria (CALM).
- 2.- Amarre pierna de ancla única (SALM).
- 3.- Torre de punto único con brazo de armadura.
- 4.- Torre de punto único con manguera flotante.

Los dos tipos más comunes son los sistemas CALM y SALM.

Sistemas CALM

Esta instalación consta de una boya de amarre hacia la cuál el Buque tanque se conecta mediante la línea de amarre. La transferencia de carga se realiza desde la boya hacia el B/T a través de una manguera flotante que se conecta al manifold del Buque y a una mesa giratoria

en la boya. La conexión hacia el PLEM se realiza mediante una manguera conectada debajo de la boya. La boya se mantiene firme, pero con la capacidad de girar en su parte superior, hacia la cuál la línea de amarre es conectada para permitir al B/T resistir a las perturbaciones de la intemperie con ayuda de la boya, en respuesta a los cambios en olas, corrientes y vientos.

Otras características del sistema CALM son:

- a) Usa de 4 a 8 piernas de cadena de catenaria anclada.
- b) La boya se mantiene siempre sobre la superficie del agua.
- c) La boya permanece fija durante las operaciones; solamente la plataforma giratoria montada sobre la boya gira.



FIGURA 1.5. SISTEMA DE AMARRE POR MONOBOYA TIPO CALM.

Sistemas SALM

Un sistema SALM típico consiste de una boya amarrada en la superficie del mar mantenida fija hacia una base de amarre en el piso marino por una sola pierna de anclaje. La boya es estirada hacia abajo en contra de su flotación mediante la tensión en la pierna del ancla. Los Buques tanque son amarrados mediante líneas a la boya,

y una pieza giratoria en la pierna de ancla permite al Buque tanque girar alrededor del punto de amarre.



FIGURA 1.6. SISTEMA DE AMARRE POR MONOBOYA TIPO SALM.

En el sistema SALM, el Buque tanque es libre para adaptarse al clima, este se alinea por sí mismo de acuerdo a las condiciones predominantes de viento, olas y corrientes.

Para transferir carga a través del sistema de amarre, se monta una pieza giratoria concéntricamente por encima del anclaje, o en lo alto de la base o en lo alto de una elevación pivoteada en la base, y formando parte del sistema de anclaje de la boya. Una tubería submarina, lleva el producto hacia o desde el amarre, y esta se encuentra unida a la base o al fondo de la elevación mediante mangueras. Las mangueras de despacho son conectadas hacia un brazo ubicado sobre la elevación de la mesa giratoria, y hacia la superficie donde estas flotan y se extienden hacia el manifold del Buque tanque.

Otras características del sistema SALM son:

- a) Tiene una base, la cuál es acumulada para sostener en contra de la línea de carga de la línea de amarre.
- b) La manguera se conecta por debajo de la zona de la ola activa.
- c) La boya gira de acuerdo a las perturbaciones de la intemperie que recibe el barco.
- d) La boya es diseñada para sumergirse de acuerdo al incremento de carga en la línea de amarre.

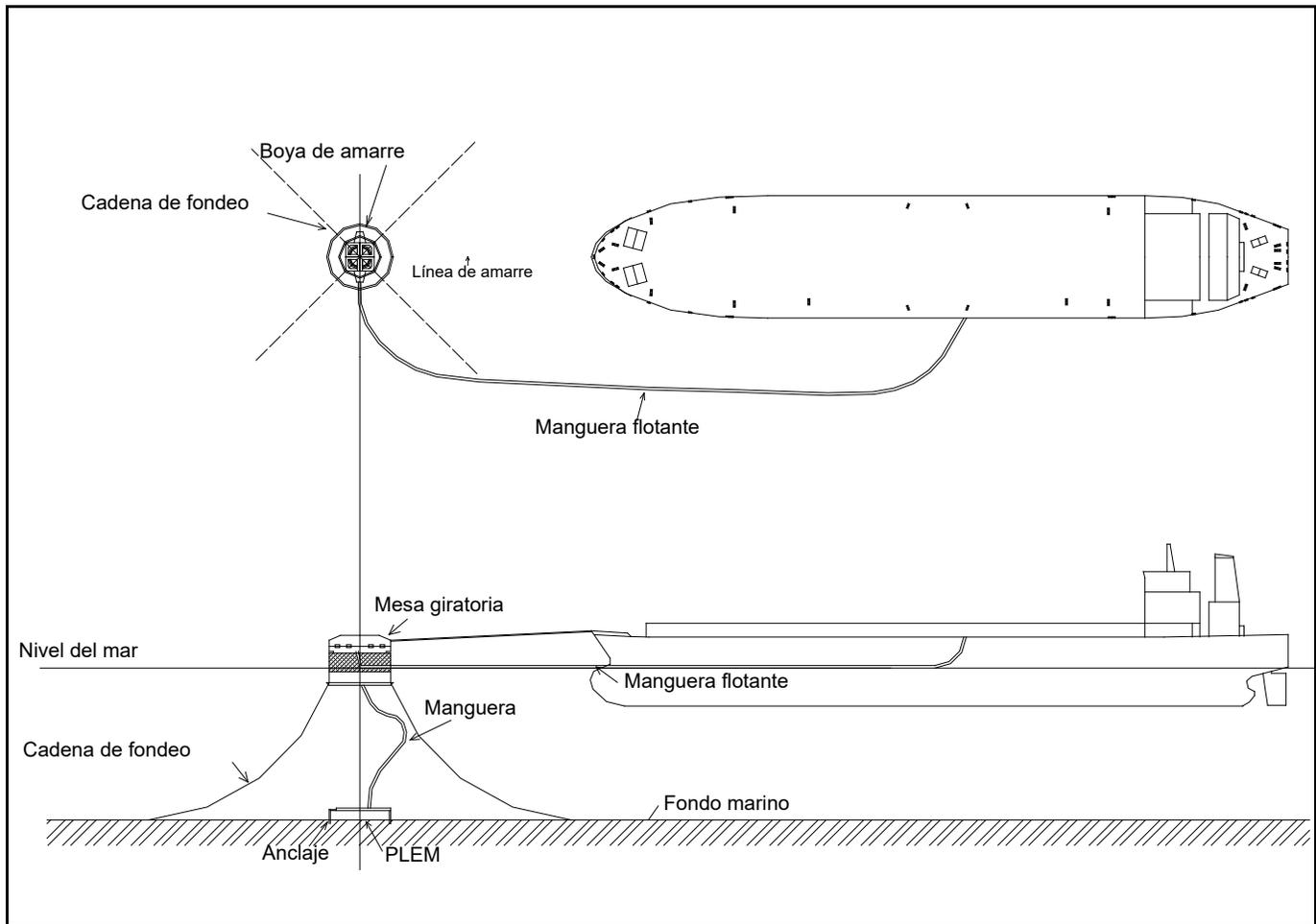


FIGURA 1.7. SISTEMA DE AMARRE POR MONOBOYA

TABLA 3

COMPARACIÓN ENTRE SISTEMAS DE AMARRE COSTA AFUERA

CONDICION OPERATIVA		MONO BOYA	MULTI BOYA
Durante el amarre	Olas	6 – 8 pies	6 – 8 pies
	Vientos	25 nudos	25 nudos
Amarrado	Olas	Sobre los 15 pies	3 – 10 pies
	Vientos	60 nudos	30 – 50 nudos
Durante la transferencia de carga	Olas	10 – 12 pies	3 – 10 pies
	Vientos	40 nudos	25 – 35 nudos
Distancia desde tierra		Más distante	Mediano
Espacio de giro		Grande	Mediano
Maniobra de amarre		Más fácil	Más complicado
Requerimiento de remolcador		SÍ	NO
Requerimiento. de lancha		SÍ	SÍ
Susceptible de accidente		Moderado a bajo	Bajo
Inversión		Moderada	Baja

PLEM submarino y mangueras de despacho

El PLEM submarino es un distribuidor de válvulas ubicado al final de una línea submarina. La configuración y diseño de cada PLEM, depende de las características del lugar, el número de líneas existentes, entre otras.

Las mangueras de despacho sirven de interfase entre la línea y el Buque, estas se conectan a la línea posterior al manifold, en la última válvula existente. En el caso de Monoboyas, la manguera se conecta a esta, y la descarga se realiza entre la Monoboja y el B/T.

Estas mangueras son fabricadas de caucho, con características similares a los materiales que se utilizan en llantas para automóvil. Son flexibles, y soportan presiones y temperaturas elevadas, de acuerdo a la especificación de la manguera. Por lo general, se utilizan bridas deslizantes como acoples.

El largo de una manguera va desde 10.67 metros (35 pies) a 13.72 metros (45 pies). En caso de requerirse una extensión grande de manguera, estas se conectan sucesivamente hasta tener la longitud

adecuada. Este arreglo, permite realizar convenientemente la reparación en un sector de una línea de manguera de despacho extensa, en caso de problemas.

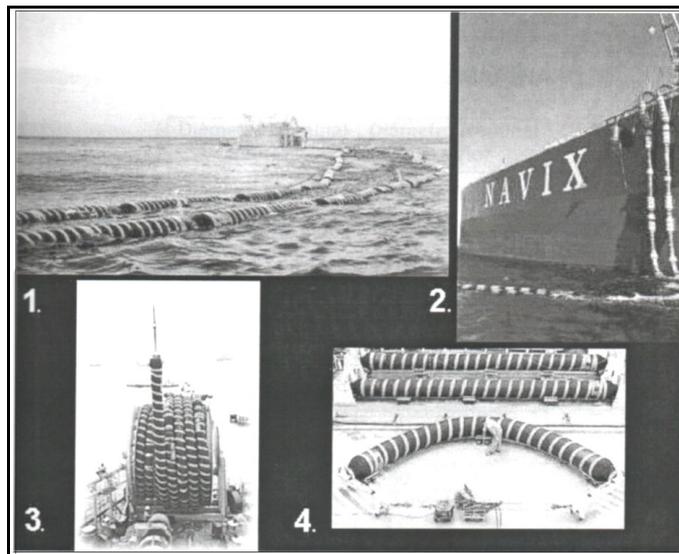


FIGURA 1.8. MANGUERAS MARINAS DE DESPACHO; 1) MANGUERAS COLOCADAS ENTRE UNA MONOBOYA Y PUNTO DE DESCARGA, 2) MANGUERAS DE DESPACHO CONECTADAS A BUQUE PARA UN DESPACHO, 3) CARRETE DE ALMACENAMIENTO, 4) PRUEBAS DE FÁBRICA.

Las operaciones que se realizan en el PLEM submarino, y el manejo de las mangueras de despacho, son realizadas por buzos profesionales. La planificación de estas operaciones debe considerar factores de seguridad para este personal, sobre todo cuando la profundidad del PLEM submarino es mayor a 6 m.

1.3 ESTUDIOS VARIOS

Para el diseño del sistema de bombeo, es necesario obtener los resultados del Levantamiento topográfico del sector en tierra donde estará ubicada la estación de bombeo búster, y los resultados del Levantamiento batimétrico del lecho marino por donde la tubería submarina hace su recorrido hasta conectarse con el PLEM. Estos estudios los realizan otras áreas de la Ingeniería, pero son de vital importancia para realizar el análisis hidráulico de la selección de las bombas búster.

El Levantamiento Topográfico del sector permite conocer al diseñador del sistema de bombeo las irregularidades del terreno por donde va a recorrer la tubería, y los desniveles que existen en el sector, así como

la cota en la que se encuentra la estación de bombeo y los Tanques de almacenamiento.

El Levantamiento Batimétrico del lecho marino por donde recorre la tubería submarina, proporciona información acerca de la profundidad del océano en este sector, así como las características del suelo y el relieve del terreno en este sector, entre otras.

CAPÍTULO 2

2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS

En el presente capítulo se desarrollarán las bases teóricas para realizar varios análisis y selecciones que se exponen más adelante dentro del presente trabajo.

En la sección 2.1 se explican varios conceptos y términos utilizados en esta tesis. En la sección 2.2, 2.3 y 2.4 se desarrollan las bases teóricas de: La estimación del diámetro económico de la tubería de un sistema de

bombeo, Parámetros de selección de una bomba y Fenómeno del golpe de ariete, respectivamente.

Los conceptos que se van a exponer en el presente capítulo, servirán como sustento teórico en parte de la metodología que se desarrollará en el capítulo 4.

2.1 DEFINICIONES

La definición de varios términos utilizados en el desarrollo de esta tesis, se los expondrá conceptualmente en esta sección para una mejor comprensión, y se los ha ordenado de acuerdo al área de estudio, tal como se desarrolla más adelante.

Propiedades físicas de los fluidos

Las características fundamentales de los fluidos deben ser consideradas cuando se diseña un sistema de tuberías. Sin embargo, sólo cuando las propiedades físicas afectan el almacenamiento de los combustibles en terminales y su flujo a través de tuberías, serán consideradas.

Estas características son:

- Densidad de peso
- Peso específico
- Viscosidad
- Temperatura
- Presión

La definición de estos términos se los desarrolla a continuación:

Densidad de Peso

La densidad es una medida de la concentración de materia, el peso es una medida de la fuerza de gravedad. La densidad de peso es el peso por unidad de volumen; el peso añadido hace el movimiento del fluido más difícil.

Peso específico

El peso específico (S), es una medida relativa de la densidad, también llamado gravedad específica (SG). Como la presión tiene un efecto insignificante sobre la densidad de los líquidos, la temperatura es la única variable que debe ser tomada en cuenta al sentar las bases

para el peso específico. La densidad relativa de un líquido es la relación de su densidad a cierta temperatura, con respecto a la del agua a una temperatura normalizada. A menudo, estas temperaturas son las mismas y se suele utilizar a 60°F/60°F (15.6°C/15.6°C).

$$S = \frac{\rho \text{ (cualquier líquido a cierta temperatura)}}{\rho \text{ agua a } 15^{\circ}\text{C (60}^{\circ}\text{F)}} \quad 2.1$$

Se usa un hidrómetro para medir directamente la densidad relativa de un líquido. Normalmente se utilizan dos escalas hidrométricas a saber:

- La escala API, se utiliza para productos de petróleo.
- La escala Baumé, que a su vez usa 2 tipos: uno para líquidos más densos que el agua y otro para líquidos más ligeros que el agua.

Las relaciones entre estas escalas hidrométricas y el peso específico son:

- Para productos de petróleo:

$$S(60^{\circ}F / 60^{\circ}F) = \frac{141.5}{131.5 + ^{\circ}API} \quad 2.2$$

- Para líquidos más ligeros que el agua:

$$S(60^{\circ}F / 60^{\circ}F) = \frac{140}{130 + ^{\circ}Baumé} \quad 2.3$$

- Para líquidos más pesados que el agua:

$$S(60^{\circ}F / 60^{\circ}F) = \frac{145}{145 - ^{\circ}Baumé} \quad 2.4$$

El peso específico es conocido por algunos autores como gravedad específica, con sus siglas en inglés SG, o también llamado densidad relativa.

Viscosidad

La viscosidad expresa la facilidad que un fluido tiene para fluir cuando le es aplicada una fuerza externa. El coeficiente de viscosidad absoluta, o simplemente la viscosidad absoluta de un fluido, es una

medida de su resistencia al deslizamiento o a sufrir deformaciones internas. Las unidades de la viscosidad son en términos de la fuerza necesaria para mover una unidad de área una distancia.

La viscosidad absoluta o dinámica, es medida en el sistema internacional (SI) como pascal por segundo ($Pa \times s$) o también newton por segundo por metro cuadrado $\left(\frac{N \times s}{m^2}\right)$, o sea kilogramo para metro por segundo $\left(\frac{Kg}{m \times s}\right)$. El poise es la unidad correspondiente en el sistema CGS de unidades y tiene dimensiones de dina segundo por centímetro cuadrado o de gramos por centímetro segundo. El submúltiplo centipoise (cP), 10^{-2} poises, es la unidad más utilizada para expresar la viscosidad dinámica. La relación entre el pascal segundo y el centipoise es:

$$1 \text{ Pa s} = 1 \text{ N s/m}^2 = 1 \text{ kg/(m s)} = 10^3 \text{ cP} \quad 2.5$$

$$1 \text{ cP} = 10^{-3} \text{ Pa s} \quad 2.6$$

El símbolo μ se utiliza para representar la viscosidad dinámica.

La viscosidad cinemática, es el cociente entre la viscosidad dinámica y la densidad. En el Sistema Internacional (SI) la unidad de viscosidad cinemática es el metro cuadrado por segundo (m²/s). La unidad CGS correspondiente es el store (St), con dimensiones de centímetro cuadrado por segundo y el centistoke (cSt), 10⁻² stokes, que es el submúltiplo más utilizado.

$$1 \text{ m}^2/\text{s} = 10^6 \text{ cSt} \quad 2.7$$

$$1 \text{ cSt} = 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \quad 2.8$$

$$\nu (\text{Centistokes}) = \frac{\mu (\text{centipoise})}{\rho (\text{gramos} / \text{cm}^3)} \quad 2.9$$

Temperatura

Las características anteriores son afectadas por la temperatura. El volumen y la gravedad específica API incrementan con la temperatura mientras que la densidad, gravedad específica, y viscosidad varían inversamente. Debido a estos efectos de la temperatura, todas las medidas son corregidas a 60° F. Ésta es la temperatura normal para el diseño y operación de sistemas de tuberías.

Presión

En el diseño de sistemas de tuberías, la elevación de combustibles de algún nivel a otro, su movimiento desde un lugar hacia otro, o ambos, están regidos por principios hidráulicos. Para el diseño de los sistemas de tuberías, las áreas de interés son:

- Comportamiento de líquidos en reposo (presión y equilibrio hidrostático), como en tanques de almacenamiento o líneas inactivas.
- Fuerzas ejercidas sobre líquidos, realizados por objetos en movimiento (hidrodinámica), como equipos de bombeo.

En las aplicaciones actuales, todas las fuerzas que producen flujo en la tubería y aquellas opuestas pueden describirse en términos de presión o cabezal.

El Cabezal (o presión) en una tubería es estático o dinámico. Sin embargo, se debe considerar la presión atmosférica y la presión de vapor.

- 1.- Cabezal estático.-El cabezal estático es una medición de presión en líquidos en reposo. Esta es además una medición de la energía potencial. El cabezal estático es el peso vertical de un punto dado en una columna o cuerpo de agua calmada a esa superficie (usualmente expresada en presión diferencial o en unidades de cabezal de líquido circulante).
- 2.- Cabezal dinámico.- El cabezal dinámico es una medida de presión o energía cinética de los líquidos en movimiento.
- 3.- Presión atmosférica.- La presión atmosférica es comparable con la presión estática de líquidos debido a que esta es causada por el peso de aire sobre la superficie de la tierra. La presión atmosférica es cercana a 14.7 psi al nivel del mar y disminuye un poco con la altitud.
- 4.- Presión de vapor.- Todos los líquidos, particularmente los combustibles livianos tienen una tendencia a vaporizarse. Esta tendencia a la evaporación (volatilidad), incrementa con la temperatura y disminuye con la presión. La presión de vapor de un sistema es una función de la temperatura y la presión del sistema. Sin embargo, el efecto de la presión total en la presión de vapor es pequeño, así que normalmente se considera sólo la

presión de vapor de un sistema como una función de la temperatura

Tuberías

La denominación que se utiliza para referirse a las tuberías en los diferentes tipos de industrias, dependen del fluido que transportan, como son:

Acueducto → Agua

Oleoducto → Petróleo

Poliducto → Varios derivados de petróleo para la misma línea, generalmente diesel y gasolina

Gasoducto → GLP (Gas licuado de petróleo), o gas natural

Para simplificación de términos, cuando se hable de tuberías que se utilizan como Oleoducto, Poliducto y Gasoducto, se hará referencia a estas como líneas, la cuál es una denominación común entre los operadores de estos sistemas.

Tipos de Líneas

En la industria del petróleo o gas, la mayoría de las líneas utilizadas para la transportación, se pueden agrupar en tres grupos:

- Líneas de agrupación
- Líneas de transmisión (arterias)
- Líneas de distribución

Líneas de agrupación

Estas líneas se utilizan para reunir el producto desde los diferentes pozos que tiene un campo petrolífero, hasta la instalación central. Generalmente tienen diámetros menores a 8 in (20.32 cm), y de longitud no muy extensa. Sin embargo, un solo campo petrolífero puede tener miles de kilómetros de líneas.

El destino del petróleo es una batería de tanques, el cuál puede servir a varios pozos en un campo. Una vez aquí se almacena el petróleo y se realizan algunos procesos antes de ser transportado hacia la instalación central.

La instalación central, generalmente conocida como Tank Farm (Granja de Tanques), es un campo en el cual se encuentra un número significativo de tanques de gran capacidad. Este almacenamiento agrupa a varios campos petrolíferos.

Existen equipos de conteo que se utilizan durante el transporte entre las baterías de los tanques y las granjas de tanques, para realizar el control de la cantidad de producto que viene de cada pozo o campo petrolífero.

La presión de operación en estas tuberías son bajas, debido a la magnitud de los diámetros. El material de las tuberías utilizadas para la configuración de estas líneas, son normalmente de acero.

Líneas de Transmisión

Estas líneas se utilizan para transportar el Petróleo desde los grandes campos de tanques o granjas de tanques de almacenamiento, hacia refinerías u otros lugares donde se almacenará para su posterior distribución.

En estas líneas se requieren diámetros grandes de tuberías, debido a que en esta etapa su longitud de transporte es considerable, dependiendo de la ubicación de los campos petrolíferos con respecto a las refinerías u otros centros de distribución.

La energía de bombeo necesaria para circular a lo largo de toda la longitud de la línea, se suministra al inicio, y se complementa con estaciones de bombeo ubicadas entre la trayectoria entre los campos de petróleo y el destino final. Estas estaciones de bombeo son necesarias, para mantener la presión requerida en el sistema, la cual puede sufrir pérdidas debido a fricción, cambios en la elevación o los diferentes accesorios en la línea.

En estas líneas las presiones de operación son altas, y sus secciones son añadidas a la línea por medio de soldadura.

Líneas de distribución

Las líneas de distribución llevan los productos derivados de Petróleo entre las Refinadoras y los centros de distribución o centros de almacenamiento. Varios de estos segmentos son altamente flexibles,

tanto en capacidad como en tipos de productos a transportar por una misma línea.

Algunos de los productos que se transportan por una misma línea incluyen varios grados de gasolina, gasolina de aviación, diesel y aceites.

Este tipo de línea es también conocido como líneas de producto, porque puede transportar variedades de productos en la misma línea. Este concepto de transportar varios productos por una misma línea, es conocido como Poliducto. A pesar de las cortas longitudes que existen en el recorrido de toda la línea, en las cuales dos lotes de diferentes productos pueden mezclarse, métodos operativos permiten mantener la pureza de cada producto.

Para la transportación de varios lotes de diferentes productos, se lo puede realizar utilizando o no barreras físicas entre cada producto. El uso de barreras físicas para que no se mezcle el producto puede incluir esferas de goma o poliuretano para separar dos productos en una misma línea. En caso de no existir ninguna barrera física, la

diferencia en las densidades de cada producto mantiene la separación, en el cuál una longitud corta permite la mezcla.

Generalmente las líneas de producto deben operar a presiones más altas que las líneas que transportan crudo, debido a que fluidos con densidad más baja requiere presiones de operación más altas para evitar la formación de gas en las líneas. Se tener precaución con la presencia de gas en las bombas de las líneas, debido a que esto puede causar que la eficiencia de la bomba desminuya, o incluso producir daños a la misma.

Los diámetros que son más comunes en este tipo de línea, va desde las 8" (20.32 cm) hasta las 16" (40.64 cm).

2.2 ESTIMACIÓN DEL DIÁMETRO ECONÓMICO DE LA TUBERÍA DE UN SISTEMA DE BOMBEO

La estimación del diámetro económico de la tubería de un sistema de bombeo, consiste en determinar un diámetro de tubería que equilibre los gastos energéticos y los gastos de inversión, tal que proporcione una rápida amortización de los dispositivos utilizados en este sistema, así como un funcionamiento económico durante toda la operación de esta instalación.

Con esta premisa planteada, la necesidad de contar con un método que tenga en cuenta los factores que intervienen en un sistema de bombeo para la determinación del diámetro económico de la tubería de impulsión, es vital para la optimización de recursos en la industria.

Base económica de la selección de diámetros de tuberías grandes

La transportación de fluidos por tuberías, es el medio más eficiente y de bajo costo para recorrer grandes distancias, cuando las líneas son operadas a una tasa óptima para un tamaño de línea particular. En la industria de las tuberías, así como en muchas otras industrias se maneja el concepto de “economía de escala”. Al transportar grandes

volúmenes en líneas grandes, es posible alcanzar las más bajas unidades de costo, o costos por el volumen de fluido despachado.

Una primera base de esta economía, es la diferencia que existe entre el incremento del caudal en la línea, con respecto al aumento del diámetro de la tubería para una presión de bombeo constante. Por lo tanto, en términos económicos se puede acotar que los costos de inversión por unidad de volumen bombeado disminuyen “rápidamente”, debido a la rapidez con que aumenta el caudal de bombeo.

A manera de ejemplo de esta relación, en la Tabla 4 se muestra el bombeo de Fuel Oil # 2 que circula en una línea de abastecimiento sin diferencias de elevación y recorre una longitud de 100 millas (169 kilómetros).

TABLA 4
RELACIÓN EMPÍRICA A PRESIÓN DE BOMBEO CONSTANTE,
ENTRE: COSTO DE TUBERIA INSTALADA VS. CAUDAL

Presión de bombeo: 600 psi	Diámetro de la Línea, in		
	24	30	36
<i>Caudal: barril/hora</i>	9500	16900	28000
$\frac{\text{Costo de tubería instalada}}{\text{Caudal de operación}} : \frac{\text{Lb}_{\text{ACERO}}/\text{milla}}{\text{barril/hora}}$	35.24	27.89	20.23

* TOMADO DE OIL AND GAS PIPELINING HANDBOOK

Una segunda base de esta economía se da analizando: La relación del aumento de caudal en la línea vs. La relación de aumento del diámetro de la línea, para una misma cantidad de unidades de potencia de bombeo aplicada. Comparando estas dos relaciones se puede notar que el aumento de caudal en la línea tiene una relación mayor a la proporcional.

TABLA 5
 RELACIÓN EMPÍRICA A POTENCIA APLICADA CONSTANTE,
 ENTRE: AUMENTO DEL CAUDAL VS. AUMENTO DEL DIÁMETRO

Potencia aplicada: 5000 HP	Diámetro de la Línea, in		
	24	30	36
Caudal: <i>barril/hora</i>	11600	17200	23600
Relación de diámetros: 24 – 30 in	1.25		-.-
Relación de caudales: 11600 – 17200 <i>barril/hora</i>	1.48		-.-
Relación diámetros: 24 – 36 in	1.5		
Relación de caudales: 11600 – 23600 <i>barril/hora</i>	2.03		

* TOMADO DE OIL AND GAS PIPELINING HANDBOOK

Las condiciones de bombeo para la Tabla 5, son similares a las características anteriormente mencionadas para la Tabla 4.

Diámetro económico

La selección del diámetro económico de la tubería, se lo desarrolla a partir de la relación que existe entre: el diámetro de la línea, las pérdidas por fricción, los gastos de inversión, y los gastos por energía que acontecen en todo sistema de bombeo. Esta relación se ilustra en la Tabla 6.

TABLA 6
SENSIBILIDAD ECONÓMICA DEL DIÁMETRO DE LA TUBERÍA

Diámetro	Pérdidas por Fricción	Gastos de Inversión	Gastos por Energía
<i>Aumenta</i>	Disminuye	Mayor	Menor
<i>Disminuye</i>	Aumenta	Menor	Mayor

Como se puede notar, con el aumento del diámetro de la tubería, los gastos de inversión aumentan y las pérdidas por fricción disminuyen, lo cual ocasiona que los gastos energéticos disminuyan también. Cuando el diámetro disminuye, el efecto es exactamente inverso.

Para determinar el diámetro económico, es necesario definir los gastos de inversión y los gastos por energía, así como el alcance que tiene cada una de estas variables.

Gastos de inversión

Los gastos de inversión, son aquellos que se realizan una sola vez durante la instalación, aunque también se incluye en este rubro al mantenimiento que se le da a los equipos del sistema de bombeo durante toda la vida útil, e involucra los siguientes parámetros:

- Bomba, tubería y accesorios
- Obras civiles
- Montajes
- Mantenimiento (en valor presente)
- Reposición o depreciación

Gastos por energía

Los gastos por energía, son un gasto permanente en la industria debido al funcionamiento de los equipos hidráulicos en el sistema de bombeo. Para el análisis de la sensibilidad económica, se estudia el ahorro de energía que diariamente se puede obtener en la industria.

Los gastos por energía involucran los siguientes cálculos que deben ser determinados:

- Potencia de consumo
- Potencia instalada

Costos totales en valor presente

Los costos totales se lo obtiene de la suma algebraica de los gastos de inversión más los gastos por energía. Para obtener los costos totales en valor presente, se debe conocer el tiempo de vida útil de los equipos, así como la tasa de amortización con que se va a trabajar.

Los costos a determinarse, son los siguientes:

- Costo total de la tubería instalada
- Costo total del equipo de bombeo
- Costo anual de operación de energía consumida
- Costo anual de mantenimiento

Determinado el valor de los costos, se traslada estos rubros a Valor presente, obteniendo los siguientes valores presentes:

- Valor presente de inversiones totales
- Valor presente de reposiciones totales
- Valor presente de explotaciones totales

Obtenido los valores presentes, finalmente se determina:

- Valor presente de los costos totales

El Valor presente total está conformado por la suma de todos los valores presente.

La relación que existe entre los gastos de inversión y los gastos por energía es inversa, y la suma de los gastos se los denomina como costos totales. Para analizar la sensibilidad económica del diámetro, se lo realiza transformando el valor de costos totales a valor presente.

El caudal de bombeo óptimo, fundamentalmente depende del diámetro de la Línea.

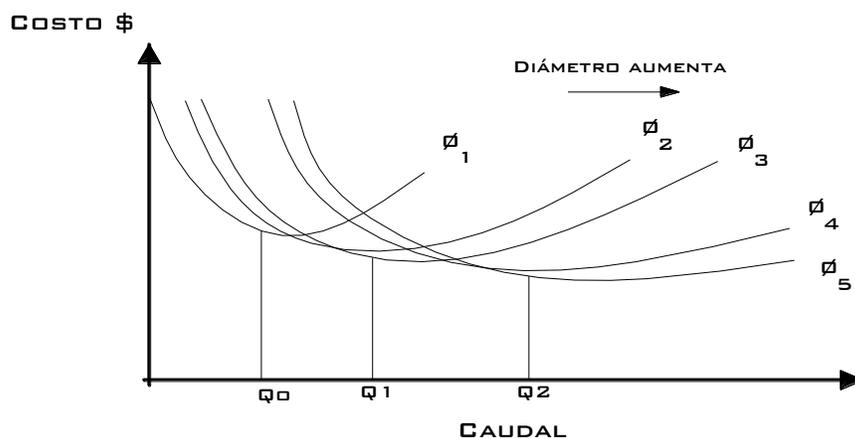


FIGURA 2.1. CURVA DE COSTOS TOTALES EN VALOR PRESENTE VS. CAUDAL DE BOMBEO. TOMADO DE OIL AND PIPELINE HANDBOOK.

En la “parte intermedia” de la curva de los costos para cada diámetro de tubería, la curva toma la forma de “U”. Esta forma se debe a la relación inversa entre los gastos de inversión (I) y los gastos por energía (E), lo cuál indica que existe un diámetro para el que la suma de los gastos es mínima.

Para obtener la curva de: “Costos totales en valor presente” vs. “Diámetro de la línea”, debe estar establecido el caudal de operación para determinar el valor de los costos totales para los diferentes diámetros de tubería que se van a considerar dentro del análisis de sensibilidad económica de la tubería.

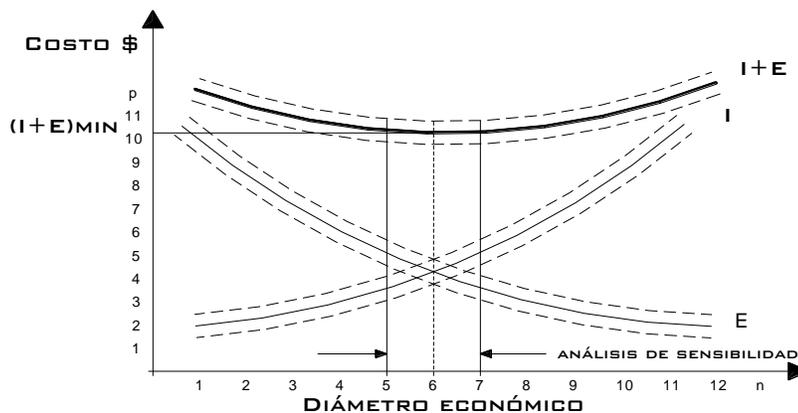


FIGURA 2.2. CURVA DE LOS COSTOS TOTALES EN VALOR PRESENTE VS. DIÁMETRO DE LA LÍNEA.

2.3 PARÁMETROS DE SELECCIÓN DE UNA BOMBA

La selección de una bomba es la más importante de los elementos del sistema de bombeo; se escoge dependiendo de las necesidades del proceso en que funcionará, y se realiza sobre la base del conocimiento completo del sistema.

En la industria, se pueden presentar diversas condiciones de bombeo, lo cuál implica la existencia de diferentes tipos de bombas, dependiendo de la aplicación que se analice. Por lo tanto, la selección de una bomba que funcione adecuadamente en un sistema de bombeo, se la realiza dentro de un amplio grupo de alternativas y opciones de diferentes tipos de bombas.

Los parámetros de selección de una bomba que se desarrollan en esta tesis, se refieren a una bomba centrífuga que trabaja con productos blancos derivados de petróleo.

Antes de desarrollar de los parámetros de selección de una bomba, es necesario definir los siguientes conceptos:

Caudal de bombeo (Q).- Es el caudal de circulación en el interior de la Línea, depende del caudal de despacho en los B/T y el diámetro de la Línea; en el caso de descargar productos desde los B/T.

Altura dinámica total (TDH).- Representado por la diferencia geométrica del nivel de cotas entre la línea de mar y los tanques de almacenamiento en tierra, las pérdidas de carga totales (fricción, locales y en equipos) desarrolladas durante la succión y descarga, y se resta la presión de bombeo suministrada por las bombas de los B/T.

Altura de impulsión.- Se lo obtiene por: la diferencia de nivel entre la estación de bombeo búster y los tanques de almacenamiento, y las pérdida de carga total (fricción, local y en equipos) durante dicho tramo.

Altura de succión.- A la presión de bombeo suministrada por las bombas de los B/T se le resta las siguientes caídas de presión: la diferencia de nivel entre la línea de mar y la estación de bombeo búster, las pérdida de carga total (fricción, local y en equipos) durante

dicho tramo. Esta altura de succión debe ser mayor a cero, en unidades de cabezal o presión.

La altura de succión esta condicionada por el valor de la presión barométrica en el lugar de instalación del equipo y de la presión que se origina en la entrada del impulsor el cual debe ser mayor a la presión de evaporación del fluido para que no se produzca el fenómeno de cavitación, que causa en los alabes del impulsor impactos que pueden provocar su destrucción en las zonas donde ello ocurre.

Curva característica del sistema

La curva característica del sistema, presenta gráficamente el requerimiento de carga del sistema para diferentes condiciones de caudal. La ecuación general del sistema es el primer paso para determinar el requerimiento de bombeo, y esta ecuación expresa la carga de energía requerida en unidades de cabezal de una columna de líquido.

En general, la ecuación general del sistema de bombeo puede contener los siguientes términos:

- Cabezal de carga estática
- Cabezal de presión
- Pérdidas de cabezal de fricción
- Pérdidas de cabezal menores
- Cabezal de velocidad

La ecuación general del sistema se puede escribir como:

$$H_{SISTEMA}(m) = (z_2 - z_1) + \frac{(P_2 - P_1)}{\rho g} + \frac{(V_2^2 - V_1^2)}{2g} + \frac{V^2}{2g} \left[\left(\sum \frac{fL}{D} \right) + (\sum K) \right] \quad 2.10$$

, en donde:

$H_{SISTEMA}$: Carga total de cabezal requerida para el proceso, medida en metros de columna de líquido.

z_2, z_1 : Desniveles de altura estática, en metros.

V_2, V_1 : Velocidad de circulación del líquido en diferentes puntos, en m/seg.

- V: Velocidad nominal de circulación del líquido, en m/seg.
- ρ : Densidad del fluido, en Kg/m³.
- g: Gravedad, en m/seg².
- f: Coeficiente de fricción, sin dimensiones.
- L: Longitud de la tubería
- D: Diámetro de la tubería
- K: Rugosidad absoluta, en mm.

En la mayoría de las aplicaciones se pueden tener condiciones de bombeo que simplifican la ecuación general, tales como:

- Flujo estable: $V_2 \sim V_1 \sim 0$
- Presión estática: $P_2 = P_1 = P_{\text{atmosférica}}$

Aplicando estas condiciones, la ecuación general del sistema puede reducirse a:

$$H_{\text{SISTEMA}}(m) = (z_2 - z_1) + \frac{V^2}{2g} \left[\left(\sum \frac{fL}{D} \right) + \left(\sum K \right) \right] \quad 2.11$$

La magnitud de la pérdida de carga, está en función de las propiedades del fluido de bombeo, la condición del flujo, así como de las características superficiales de la tubería y accesorios.

La condición de flujo del fluido que se bombea, puede ser laminar, en transición o turbulento. En caso de presentarse un flujo turbulento, se debe determinar si es un flujo dominado o no por la rugosidad.

La forma de la curva de carga del sistema varía con respecto al flujo, en forma diferente si el flujo es laminar o turbulento. En caso de presentarse un flujo turbulento, se debe determinar si es un flujo dominado o no por la rugosidad. Considerando además que la velocidad es proporcional al caudal, la curva de la ecuación se puede modelar con las ecuaciones que se presentan en la Tabla 7.

TABLA 7
FORMA DE LA CURVA DE CARGA DEL SISTEMA EN FUNCIÓN DE
LA CARACTERÍSTICA DEL FLUJO EN LA TUBERÍA

$H_{\text{SISTEMA}} = a + bQ$	Flujo Laminar
$H_{\text{SISTEMA}} = a + cQ^{1.75}$	Flujo turbulento con paredes lisas
$H_{\text{SISTEMA}} = a + dQ^2$	Flujo turbulento con dominio de la rugosidad

, donde:

H_{SISTEMA} : Pérdidas de carga en el sistema, en metros.

a, b, c, d: Constantes de la ecuación.

Q: Caudal, en litros/segundo.

Cuando el cabezal total del sistema H_{SISTEMA} es graficado en función del caudal Q, se obtiene la curva del sistema. Esta curva muestra el cabezal requerido por la bomba para transportar el fluido desde una posición inicial, hasta una final para diferentes caudales.

Selección de la bomba centrífuga

La bomba centrífuga es una de las bombas más usadas a nivel mundial, porque es la más adecuada para manejar mayor cantidad de líquido que la bomba de desplazamiento positivo. Las necesidades de una bomba específica, es generalmente determinada sobre la base de caudales y presiones a partir de un análisis completo del proceso. Aunque la presión y el caudal o flujo pueden variar entre un valor de operación y el de diseño, una de las características de la bomba se suele basar en presión diferencial o en unidades de cabezal de líquido circulante, esta se debe considerar como solo un valor de referencia.

Realizados los cálculos hidráulicos de los requerimientos de carga del sistema, se procede a la selección de la bomba. La selección de una bomba centrífuga puede ser un problema complejo en el caso de no tener la información suficiente para relacionar todos los datos pertinentes.

En las bombas centrífugas esta relación tiene el siguiente orden:

- Curva característica tipo de la bomba.
- Diseño del impulsor.
- Número de etapas.
- Carga neta positiva de succión.
- Diseño de las carcasas y caracol.
- Diseño del difusor y montajes.

A continuación, se van a desarrollar alguno de los ítems mencionados anteriormente.

Curva característica tipo de la bomba

La curva característica tipo de una bomba la representa un conjunto de curvas de las características de funcionamiento. Las curvas de funcionamiento son proporcionadas por el fabricante, y en condiciones de funcionamiento a su velocidad de diseño, es decir, la capacidad, carga, eficiencia y entrada de potencia con las cuales la curva de eficiencia llega a su máximo, se consideran como norma de 100% para comparación.

Estas curvas se pueden utilizar para predecir la forma aproximada de las características de una bomba cuando se conoce la velocidad específica de ella. La principal curva es la de H vs. Q . Esta curva representa el cabezal que es capaz de entregar una bomba en particular a diferentes condiciones de caudal. Este cabezal será el necesario para vencer el cabezal estático, de velocidad, de presión y las pérdidas del sistema hidráulico donde se va a instalar este elemento.

Otras curvas que forman parte de la curva característica tipo, y que también se deben considerar durante el proceso de selección de una bomba son:

- Eficiencia (η) vs. Caudal de bombeo (Q)
- Potencia de la bomba vs. Caudal de bombeo (Q)
- Carga neta positiva de succión (NPSH) vs. Caudal de bombeo (Q).

La información de la capacidad de la bomba en una curva: “Pérdidas de presión (H)” vs. “Caudal de bombeo (Q)”, es proporcionada por

el fabricante, y para determinar el punto de operación se puede modelar esta curva utilizando la ecuación 2.12.

$$H = C_0 + C_1Q + C_2Q^2 + C_3Q^3 + C_4Q^4 \quad 2.12$$

Esta ecuación generalmente representa bastante bien esta relación. La aproximación es suficientemente buena hasta el término de segundo grado, y los coeficientes C_0 , C_1 , C_2 , C_3 , y C_4 son constantes que pueden ser determinadas a través de un análisis de regresión lineal, a partir de los datos dados por el fabricante en una tabla de datos, o de forma gráfica.

Diseño del impulsor

Se debe prever que la forma de la curva característica de la bomba se reflejará en el diseño físico y, además, que puede haber cierto grupo o clase de curvas relacionadas con una clase o tipo de construcción de bomba. En el caso de la relación con los impulsores, las curvas se identifican en forma matemática en la expresión para la velocidad específica.

$$N_s = \frac{3.65 \times N \times \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad 2.13$$

, en donde:

N_s : Velocidad específica de la bomba, en RPM.

N : Velocidad de rotación o revoluciones del equipo de bombeo, en RPM

Q : Caudal de bombeo, en litros/segundo.

H : Altura dinámica total, en metros.

La velocidad específica es un parámetro adimensional.

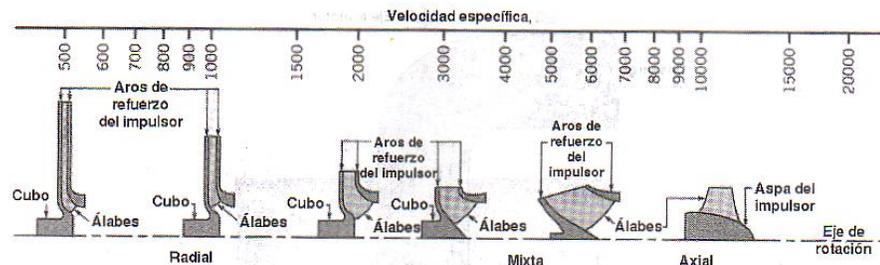


FIGURA 2.3. VARIACIÓN DE LA VELOCIDAD ESPECÍFICA CON EL TIPO DE BOMBA. TOMADO DE FUNDAMENTOS DE MECÁNICA DE FLUIDOS.

Número de etapas

Una bomba de etapas múltiples en caso de ser requerida, puede proporcionar un diseño más fácil de la bomba, reducir los elevados empujes axiales que se desarrollarían en otra configuración por la elevada carga diferencial a través de los impulsores, y mantener los valores de velocidad específica cerca de valores para los cuales la eficiencia es alta.

En las bombas de etapas múltiples se emplean varios impulsores en un eje común, y la carcasa dirige la descarga desde la periferia de un impulsor hasta la succión del siguiente.

Carga neta positiva de succión

La finalidad de especificar la NPSH, es evitar la cavitación que ocurre si el líquido cae a una presión inferior a la de ebullición en cualquier lugar dentro de la bomba.

Curva general del fabricantes

Para la selección de la bomba, los fabricantes de bombas proporcionan una curva general que contiene todos los modelos de bombas de un mismo tipo, en las que una de otra difiere de las siguientes características:

- Frecuencia de la corriente.
- Velocidad de rotación del eje (RPM).
- Diámetro del impulsor.
- Arreglo entre el diámetro de succión, y el diámetro en la descarga.

La nomenclatura utilizada por los fabricantes, es la siguiente:

$$\emptyset_A \times \emptyset_B - \emptyset_C \qquad 2.14$$

, donde:

\emptyset_A : Diámetro en la succión

\varnothing_B : Diámetro en la descarga

\varnothing_C : Diámetro del impulsor

La curva general de un fabricante de bombas, para un tipo de bomba, es una curva de “Cabezal total” vs. “Capacidad”, como se muestra en la Figura 2.4.

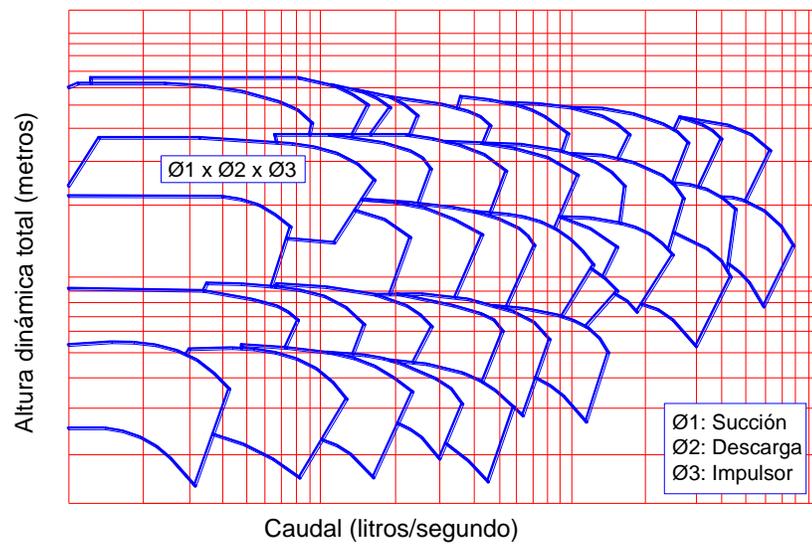


FIGURA 2.4. CURVA GENERAL DEL FABRICANTE: “CAUDAL”
VS. “ALTURA DINÁMICA TOTAL”

2.4 FENÓMENO DEL GOLPE DE ARIETE

El fenómeno del golpe de ariete puede ser causa de accidentes en un sistema de bombeo, a causa de un exceso de presión al interior de un conducto. Estos accidentes, deben ser prevenidos en los diseños, para evitar errores en la operación o equipos en mal funcionamiento.

Importancia de la consideración del golpe de ariete en las tuberías

La consideración del análisis del fenómeno del golpe de ariete en el diseño hidráulico de un sistema de tuberías, va a proporcionar que la industria tenga un sistema de protección para una variación de presión al interior de la tubería, dando mayor seguridad en la operación de este sistema y aumentando la vida útil de los equipos.

Cálculo general del golpe de ariete

El golpe de ariete se produce al variar la velocidad del líquido que circula por la tubería, y esta perturbación de la velocidad del líquido conducido en la tubería se puede presentar por diferentes circunstancias, pero especialmente a los dos casos siguientes:

1. Puesta en marcha o parada de la bomba (En tuberías de impulsión).
2. Apertura o cierre de la válvula (En circulación por gravedad).

TABLA 8
MANIOBRAS EN LOS SISTEMAS DE BOMBEO Y
CARACTERÍSTICAS DEL GOLPE DE ARIETE (*)

<i>Maniobra</i>	<i>Características del golpe de ariete</i>	
	<i>Comunes</i>	<i>Particulares</i>
Apertura de la Válvula	Propagación instantánea	Pg negativo
Cierre de la válvula	Valor máximo en el tiempo , al cesar el régimen variable. ($t = T$)	Pg positivo
Puesta en marcha de la bomba		Pg positivo
Parada de la bomba	Valor máximo según posición , en la tubería ($l = L$).	Pg negativo

*TOMADO DE TUBERÍAS 1.

En el caso de bombeo, el fenómeno se presente de la siguiente manera:

Al cortar el suministro de energía eléctrica al motor, la bomba sigue girando por inercia de las partes móviles pero disminuyendo sus revoluciones y, en consecuencia, la aportación de caudal a la tubería de impulsión.

1. Al cesar la aportación de líquido, éste se estira junto a la bomba y la tubería se contrae produciendo una disminución de presión (onda negativa) que se propaga hasta el depósito.
2. Al llegar al depósito, la onda aumenta la presión en la correspondiente a la altura del depósito cambiando de signo, pasando a positiva y propagándose hasta la bomba, recuperando la tubería su diámetro primitivo.
3. Al chocar la onda contra la válvula de retención, se refleja sin cambiar de signo (sigue positiva). El líquido se comprime y el tubo se dilata. La onda se propaga nuevamente hacia el depósito.

4. Al llegar al depósito la onda se refleja, cambiando de signo y la tubería recupera su dimensión y nuevamente se repiten los ciclos anteriores.

El fenómeno en los dos casos presentados, es completamente cíclico si el cierre de la válvula o el cese de impulsión de la bomba se realizan instantáneamente $\left(T < \frac{2L}{a}\right)$. Si se realiza en un tiempo superior existen unas perturbaciones (durante el tiempo de maniobra de la válvula o de anulación de la velocidad de impulsión).

Determinación de la celeridad

La celeridad es la velocidad de propagación de las ondas, y se indica por la siguiente ecuación:

$$\frac{1}{a^2} = \frac{\gamma}{g} \left(\frac{1}{E_1} + \frac{D}{Ee} \right) \quad 2.15$$

Para el caso en que el líquido conducido sea agua, el módulo del agua es: $E_1 = 21000 \text{ Kg/cm}^2$, reemplazando en la fórmula anterior, se tiene:

$$a = \frac{9900}{\sqrt{48.3 + K \times \frac{D}{e}}} \quad 2.16$$

$$K = \frac{10^6}{E} \quad 2.17$$

, donde:

- a: Celeridad en conducción de agua a presión, en m/seg.
- γ : Peso específico del líquido, en Kg/m³.
- g: Aceleración de la gravedad, igual a 9.8 m/s².
- E: Módulo de elasticidad del material, en Kg/cm².
- K: Factor, sin dimensiones.
- D: Diámetro interior de los tubos, en mm.
- e: Espesor, en mm.

En esta tesis se va a desarrollar el análisis para el golpe de ariete producido por las bombas.

Cálculo del golpe de ariete en las tuberías de impulsión

Existe un método práctico para calcular el golpe de ariete en las tuberías de impulsión, y se lo desarrolla a continuación:

Los valores máximos para los golpes de ariete positivo y negativo, tienen lugar en los instantes siguientes a la variación de la velocidad, estos coinciden en valor absoluto y se los calcula según el caso por las fórmulas de Michaud o de Allievi.

La fórmula de Michaud es:

$$P_g = \frac{2LV}{gT} \quad 2.18$$

, y la de Allievi vale:

$$P_g = \frac{aV}{g} \quad 2.19$$

, donde:

a: Celeridad, en m/seg.

V: Velocidad, en m/seg.

g: Aceleración de la gravedad 9.8 m/seg².

P_g: Golpe de ariete en m de columna de agua.

Para la elección entre la fórmula de Allievi o de Michaud en el cálculo del golpe de ariete, se lo realiza en función de T, siendo esta variable el tiempo de cese de la circulación de fluido luego de parada la bomba (que no debe ser confundida con el tiempo de parada de la bomba). La circulación de fluido cesa con una ligera reducción de las revoluciones de la bomba (del orden del 15 por ciento)

El valor de T se obtiene de la fórmula empírica calculada por E. Mendiluce, la cuál se escribe a continuación:

$$T = 1 + \frac{KLV}{g \times H_m} \quad 2.20$$

, donde:

- L: Longitud de la tubería, en m.
- V: Velocidad de la circulación, en m/s.
- g: Aceleración de la gravedad, 9.8 m/s.
- H_m: Altura manométrica, en m.c.f.
- K: Coeficiente adimensional, se detalla en la Tabla 9.

TABLA 9

INFLUENCIA DE LA LONGITUD DE LA TUBERÍA EN LA ELECCIÓN DE LA FÓRMULA PARA EL CÁLCULO DEL GOLPE DE ARIETE.

<i>Coeficiente K</i>	
K = 2	L < 500 m
K = 1.5	500 m < L < 1500 m
K = 1	L > 1500 m
<i>Fórmula para el cálculo del Golpe de ariete</i>	
Michaud	$L < \frac{aT}{2}$ (Impulsiones cortas)
Allievi	$L > \frac{aT}{2}$ (Impulsiones largas)

Para que una impulsión sea corta o larga, no depende únicamente de la longitud física de la misma, sino también del tiempo en que concluya la circulación del fluido luego de la parada de la bomba o en su defecto de la puesta en circulación del fluido en la arrancada de la bomba (T).

Para el caso en que se deba aplicar Michaud, el golpe de ariete es constantemente creciente desde el final hasta el origen junto a la bomba, y el valor máximo queda expresado por el valor obtenido en la fórmula de Michaud.

En el caso de aplicar Allievi, el golpe de ariete es creciente desde el final hasta la longitud $L_1 \left(L_1 = \frac{aT}{2} \right)$, y a partir de este punto se mantiene constante, y se cumple la fórmula de Allievi.

El golpe de ariete positivo se adiciona a la presión estática (altura geométrica) sin considerarse la pérdida de carga ya que en estos instantes el agua está parada, y el golpe de ariete negativo se resta de la presión estática. Para el caso en que la curva resultante quede debajo del perfil del terreno, se produce depresión.

CAPÍTULO 3

3. EQUIPOS Y ACCESORIOS

En el presente capítulo se desarrollará una descripción de varios de los equipos y accesorios que se utilizan en un sistema de bombeo, y en particular, en la industria del petróleo. En la sección 3.1 se presentará una descripción de las válvulas y accesorios más utilizados en un sistema de bombeo. Para finalizar, en la sección 3.2 se describirán algunos de los métodos de protección del golpe de ariete, con la finalidad de se garantice el normal funcionamiento de las instalaciones, en caso de existir una variación de presión desfavorable en el interior de las tuberías.

3.1 VÁLVULAS Y ACCESORIOS

El complemento de un sistema de bombeo, lo conforman varios dispositivos y elementos, sin mencionar a la bomba del sistema. Entre ellos se tiene: las válvulas y accesorios cuya incidencia en la industria permite realizar maniobras y operaciones con un sistema de bombeo.

Válvulas

Las válvulas en un sistema de tuberías realizan tres elementales funciones:

- Parada o apertura de un sistema de flujo de fluidos.
- Regulación o estrangulación de algún flujo de fluidos.
- Prevención de reflujos.

La válvula se la puede definir como un dispositivo mecánico de control del flujo de fluidos en la tubería, mediante una pieza móvil que se abre, cierra u obstruye en forma parcial el conducto.

Este dispositivo permite controlar la dirección y la rapidez de un fluido en la línea, esta acción ocasiona pérdidas de energía en la misma al

actuar como una restricción en el sistema. Sin embargo, esta pérdida es pequeña comparada con la pérdida ocasionada por la fricción.

A continuación, se muestra las categorías principales de válvulas:

- Válvulas de Compuerta
- Válvulas de Globo
- Válvulas de Bola
- Válvulas de Mariposa
- Válvulas de Compresión
- Válvulas de Diafragma
- Válvulas de Obturador (macho)
- Válvulas de Retención
- Válvulas de Alivio

Estándares

Las especificaciones para válvulas metálicas y sus componentes han sido promulgadas por la ASTM y son mayormente incorporadas en ANSI, cuando el Instituto Americano de Petróleo (API) ha desarrollado varias especificaciones de válvulas para esta industria.

Además, otros estándares de beneficioso interés a los usuarios de las válvulas se encuentran disponibles, particularmente los publicados por La Sociedad de Estandarización de Fabricantes de la Industria de Válvulas y Accesorios (MSS).

Para el desarrollo de este trabajo, se presentarán los siguientes tipos de válvulas:

- Compuerta
- Bola
- Mariposa
- Retención

Válvula de Compuerta

Las válvulas de compuerta son utilizadas en su mayoría como una válvula de parada. Es una válvula de vueltas múltiples, en la que la

lumbreira se cierra por medio de un disco vertical de cara plana que se desliza en ángulos rectos sobre el asiento.

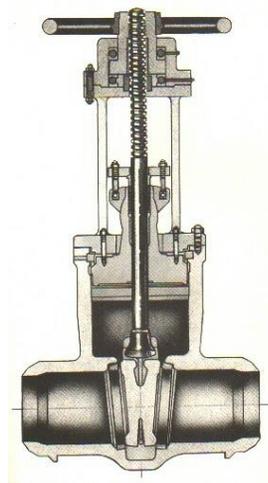


FIGURA 3.1. VÁLVULA DE COMPUERTA. TOMADO DE PRACTICAL PIPING HANDBOOK.

Aplicaciones

- Servicio general, aceite, gas, aire, pastas semi-líquidas, líquidos pesados, vapor, gases y líquidos pesados, vapor, gases y líquidos no condensables, líquidos corrosivos.

Además, facilita realizar mantenimientos o instalaciones alternas ya que es posible aislar una parte del sistema con este tipo de dispositivo.

Es usual que, en materia de oleoductos, la forma de acople de éstas válvulas sea por medio de bridas.

Es preferible operar esta válvula en forma lenta; no es un dispositivo de corte rápido.

Válvula de bola

La válvula de bola es de un cuarto de vuelta y consiste en una bola taladrada que gira entre asientos elásticos. Cuando en operación la válvula gira 90°, corta y cierra el conducto; mientras que cuando se encuentra entre abierta permite el flujo directo.

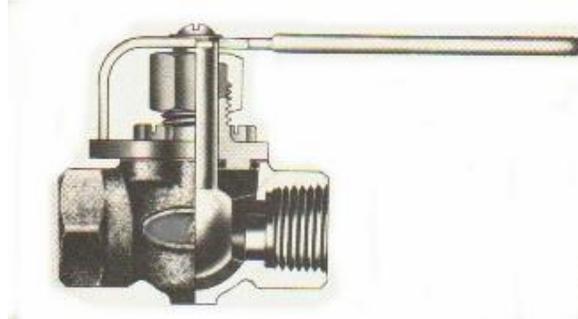


FIGURA 3.2. VÁLVULA DE BOLA. TOMADA DE PRACTICAL PIPING HANDBOOK

Aplicaciones

- Servicio general, altas temperaturas, pastas semilíquidas.

Una gran ventaja de esta válvula es la facilidad de apertura o cierre rápido. Los acoples pueden ser variados, roscados, bridados e incluso acoples rápidos para manguera.

En la instalación se debe dejar suficiente espacio para accionar la válvula con un mango largo, en caso de ser requerido.

Válvula de Mariposa

La mayoría de las partes de los componentes de la válvula de mariposa son de materiales metálicos con un vástago y disco a menudo suministrado en un material de un grado más alto que el utilizado en el cuerpo, de acuerdo a los requerimientos del servicio. Es una válvula de un cuarto de vuelta que controla el flujo por medio de un disco circular, cuyo eje de lumbrera se encuentra en ángulo recto con respecto a la dirección del flujo.

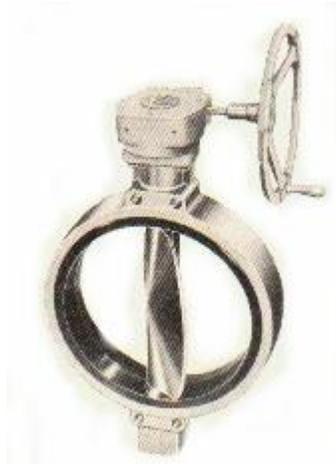


FIGURA 3.3. VÁLVULA MARIPOSA. TOMADA DE PIPING SYSTEMS DRAFTING AND DESIGN.

Aplicaciones

- Servicio general, líquidos, gases, pastas semilíquidas, líquidos con sólidos suspendidos.

Las válvulas de mariposa permiten realizar cortes rápidos de flujo y, debido a la obstrucción que presenta el disco en forma perpendicular hacia éste es posible disminuir el caudal o velocidad en la operación en caso de requerirlo.

Válvula de retención

La válvula de retención es diseñada para impedir que el flujo se invierta. Cuando el flujo se mueve en el sentido deseado, la válvula no actúa y se abre normalmente, mientras que al invertirse esta se cierra. Hay tres tipos básicos de válvulas de retención: 1) de charnela (bisagra), 2) de elevación y 3) de mariposa.

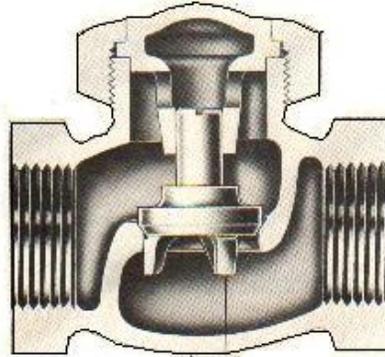


FIGURA 3.4. VÁLVULA DE RETENCIÓN. TOMADA DE PIPING SYSTEMS DRAFTING AND DESIGN.

Accesorios

Se denomina como accesorio de tubería a cualquier elemento que integra una línea, que no sea tubería. Los accesorios son elementos utilizados en las líneas, para realizar acoples entre las tuberías, realizar mediciones o como medidas de control y direccionamiento de la línea. Estos elementos son del mismo material que las tuberías y vienen en varias dimensiones.

Dentro de los accesorios se cuentan:

- Bridas
- Codos
- Tees
- Reductor

Bridas

Estos elementos sirven para unir tuberías, válvulas y otros elementos. Las bridas se sueldan a las tuberías u otros elementos y permiten realizar desmantelamiento de secciones específicas en la línea o en estaciones de bombeo, que pueden ser reemplazadas con otros sistemas.

Básicamente, estos elementos, son discos que tienen un diámetro interior similar al de la tubería a la que se va a unir. Las bridas generalmente se sueldan a las tuberías u otro elemento; en el caso de las válvulas, estas tienen las conexiones en forma de brida de tal manera que no necesitan soldarlas.

El diámetro exterior de la brida es significativamente mayor que el diámetro exterior de la tubería a la que se soldará dándole forma de

disco. En el disco la brida tiene varias perforaciones que sirven para realizar el acople con otra brida. Para este efecto se utilizan pernos sin cabeza comúnmente conocidos como espárragos, aunque pueden utilizarse también pernos convencionales. La cantidad de perforaciones y su tamaño varía acorde al tamaño de la brida.

Las bridas se clasifican acorde a dos estándares:

- ANSI
- API

Bridas ANSI

Estas bridas se fabrican para estándares ANSI de 150 lb., 300 lb., 400 lb., 600 lb., 900 lb., 1500 lb. y 2500 lb. La terminología utilizada comúnmente para estas bridas es la referencia de las libras de presión máxima a las cuales deberían trabajar. Por otro lado la referencia más formal es por clase, como Brida de clase 150.

Las bridas ANSI tienen las siguientes marcas de identificación:

1. Nombre del fabricante
2. Tamaño de tubería nominal (el diámetro externo de la tubería).
3. Clasificación primaria de presión (conocida también como clasificación de la brida), 150 lb., 300 lb., etc.
4. Designación de la cara de la brida.- es el área de empaque maquinado en la brida. La cara es la parte más importante de la brida.
5. Calibre (conocido como el espesor de la tubería a unir).- es la medida del espesor de la brida, el cuál coincide con la dimensión interior de la tubería usada.
6. Designación de material
7. Número de empaquetadura circular.
8. Código – es el número de lote del que proviene la brida cuando se fabricó.

Calibre de la Brida

Bridas del tipo cuello soldable y brida deslizable son taladradas, dejando el espesor de la brida de la misma dimensión de la tubería a soldar. Mientras mas liviana es la tubería, es mayor el calibre, mientras más pesada la tubería, el calibre es menor.

Algunas bridas son taladradas para que coincidan con el diámetro exterior de la tubería seleccionada. Estas bridas no tienen marcas de calibre para indicar la cédula de la tubería.

Bridas API

La diferencia entre las bridas tipo ANSI y las bridas tipo API, es el material del que están hechas cada una, además las bridas API trabajan a una mayor presión. Las bridas API son fabricadas primordialmente para ser operadas en la industria del petróleo en elementos tubulares de alta resistencia. Algunas bridas ANSI son similares a otras API dimensionalmente, sin embargo no pueden ser interconectadas sin afectar el funcionamiento de la presión de trabajo total.

Algunas bridas existentes en la designación API, difieren en la dimensión del diámetro principal en sus nominales. Las bridas API con hebras o hilo para el acople con la tubería, tienen una distancia mayor que la requerida por bridas de tipo ANSI.

Las bridas tipo API están marcadas con el monograma API, dimensiones, presión, tamaño de la empaquetadura circular, calibre, fabricante y número de lote tratamiento térmico en que se fabricó.

En referencia al tipo de bridas que existen, estas no se diferencian de las de tipo ANSI, de tal manera que se clasifican de la misma manera:

- Brida de cuello soldable
- Bridas de deslizamiento y traslape
- Brida Maquinada
- Brida de enchufe
- Brida de reducción
- Brida ciega

3.2 EQUIPOS DE PROTECCIÓN DE ALIVIO DE PRESIÓN

Los equipos de protección de alivio de presión, son dispositivos de control instalados en una tubería para conservar las condiciones transitorias del flujo de fluido dentro de los límites permisibles.

La condición transitoria del flujo de fluido en la línea, puede ser: presiones máximas y mínimas, sobre velocidad de la bomba, oscilación del nivel de líquido en el tanque de almacenamiento. La principal función de estos dispositivos es reducir la proporción de aceleración y desaceleración de la columna de líquido en la tubería.

Los dispositivos de control de presión en tuberías más comunes, son:

- Chimenea de equilibrio
- Cámara de aire
- Válvulas
- Volantes

Chimenea de Equilibrio

Una chimenea de equilibrio o tanque igualador de presión, es una tubería parada conectada a la línea. Este tanque almacena el exceso de líquido y lo suministra cuando la línea de pendiente hidráulica en la tubería cae bajo el nivel de líquido en el tanque.

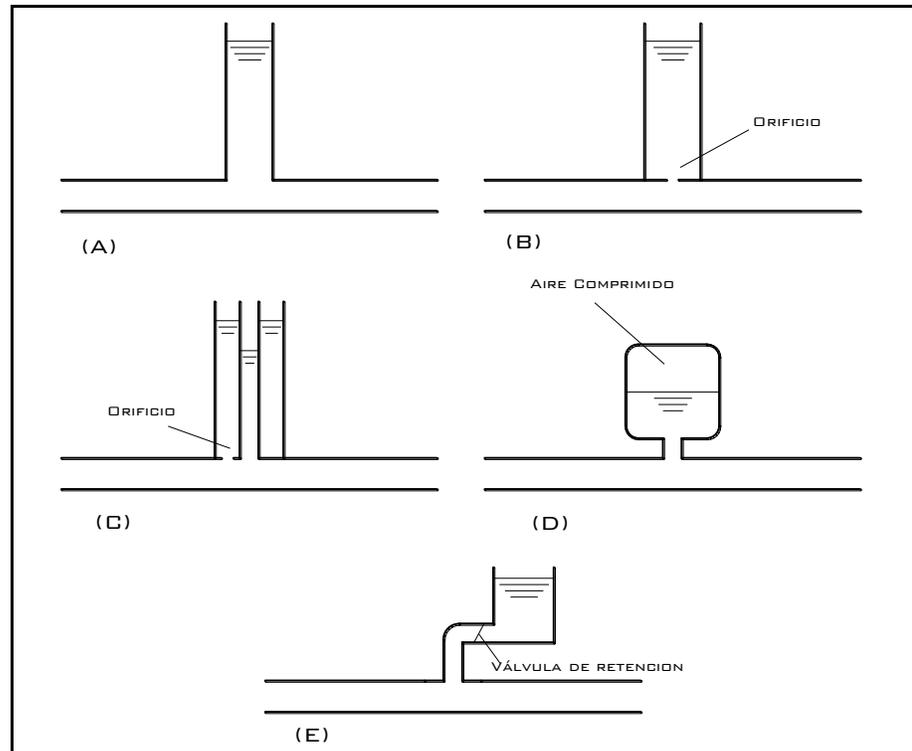


FIGURA 3.5: TIPOS DE TANQUES IGUALADORES DE PRESIÓN;
 A) SIMPLE, B) DE ORIFICIO, C) DE DIFERENCIAL, D) CERRADO,
 E) DE UNA VÍA.

Entre los varios tipos de tanques igualadores, se tiene:

- Simple
- Orificio
- Diferencial
- Cerrado
- Una vía

Cámara de aire

Una cámara de aire contiene aire comprimido en lo alto. El aire actúa como un amortiguador. Cuando la presión interior de la línea cae, el líquido fluye fuera de la cámara de aire y el aire se expande. Cuando la presión se eleva, el líquido fluye de regreso al interior de la cámara de aire y el aire es comprimido. De esta manera, el aire reduce la proporción de aceleración y desaceleración de la columna de líquido en la línea.

Válvulas

Las válvulas son utilizadas para proporcionar por medio de un by pass que el exceso de flujo sea desviado para prevenir repentinos cambios de presión. La tasa de apertura y cierre de la válvula son fijadas por la presión en la línea, o son previamente especificadas. Algunos tipos de válvulas se encuentran disponibles para control de la presión del fluido, tales como, las válvulas de alivio de presión, las válvulas reguladoras de presión, y las válvulas de seguridad. Para prevenir la caída de presión por debajo de la presión atmosférica, se instalan las válvulas de aire. Estas válvulas adicionan aire al interior de la línea para los casos en que la presión al interior del conducto cae por debajo de la presión atmosférica.

Volante

Realizando un incremento de la inercia fija del motor de la bomba o por la instalación de un volante, la fluctuación de la presión del fluido al interior de la tubería debido al golpe de ariete, puede ser mantenida dentro de los límites permisibles en el diseño del sistema. Usualmente, un incremento en la inercia de una turbo máquina se utiliza solo con algunos otros métodos de control.

CAPÍTULO 4

4. METODOLOGÍA DE CÁLCULO Y SELECCIÓN

En el presente capítulo se desarrollará una metodología para la selección y la configuración de un sistema de bombeo que funcione como apoyo a la descarga de productos refinados de petróleo desde un B/T acoderado en un Terminal mar adentro.

En la sección 4.1 se explican los parámetros y especificación de operación en un Terminal de recepción y despacho. Para una mayor comprensión del tema, esta sección ha sido dividida en sub. secciones. En la sección 4.1.1,

4.1.2 y 4.1.3, se desarrollan los parámetros oceanográficos, parámetros geológicos y las condiciones de operación, respectivamente.

El análisis del sistema de tuberías que se comunica con la estación de bombeo búster, en la sección 4.2 se hace un estudio de la selección del diámetro de tubería óptimo para la Línea de succión, y en la sección 4.3 se hace un estudio de la selección del diámetro mas económico de la Línea de descarga (impulsión).

En la sección 4.4 y 4.5 se analiza el sistema de bombeo tipo búster, con los temas: selección del tipo de bomba búster, y descripción de la estación de bombeo, respectivamente.

Finalmente, para analizar una operación segura de la estación de bombeo en caso de existir una variación de presión desfavorable en el interior de las tuberías, en la sección 4.6 se estudia el fenómeno del golpe de ariete.

4.1 PARÁMETROS Y ESPECIFICACIÓN DE OPERACIÓN

Las actividades en un Terminal de recepción y despacho de productos blancos (productos refinados de petróleo), así como en toda industria, la reducción del tiempo en las operaciones constituye de vital importancia para mantener estándares de eficiencia. En un terminal de recepción y despacho, existen además operaciones en costa y fuera de costa que son consideradas para el desarrollo de las actividades de esta instalación, tales como: maniobras de los B/T, operaciones de amarre y cabotaje, bombeo de productos derivados de petróleo, entre otras.

La reducción en el tiempo de bombeo para la descarga de productos, proporciona un ahorro de dinero en multas para posibles demoras. La selección de los equipos de todo sistema de bombeo que se implemente en una estación de bombeo búster, debe estar orientada hacia la reducción en el tiempo de bombeo, con la finalidad de que las operaciones en el terminal sean eficientes. Las variables que condicionan el tiempo de bombeo se estudiarán mas adelante.

Los parámetros de operación se encuentran determinados por las características propias que cada Terminal de descarga posea. Estas características están relacionadas con la ubicación geográfica del sector donde se encuentra el Terminal, y para el desarrollo de la presente Tesis, se analizan las características oceanográficas y geológicas del sector que se encuentren relacionadas con el análisis hidráulico del sistema de bombeo, y con las variables que limitan el tiempo de bombeo.

4.1.1 PARÁMETROS OCEANOGRÁFICOS

Los parámetros oceanográficos del sector incluyen las condiciones de vientos, olas y mareas del sector donde funciona el Terminal, así como las características del lecho marino por donde recorre la tubería submarina que se conecta al PLEM submarino, y posteriormente al Terminal mar adentro.

La ubicación del lugar donde atracarán los B/T en un Terminal marítimo mar adentro se escoge de manera que todas las embarcaciones que ingresen al Terminal a

descargar los derivados de petróleo puedan navegar libremente.

La distancia que separa la costa del Terminal en tierra con el Terminal mar adentro, es la distancia en la cuál se consigue la profundidad requerida para que los B/T puedan hacer su ingreso hasta el atracadero, de manera que se debe conocer el calado de estas embarcaciones.

Para conocer las características del suelo del lecho marino, así como los desniveles, y la profundidad lejos de costa, es necesario realizar un Levantamiento batimétrico del sector por donde se encuentra ubicado: la tubería submarina, el PLEM submarino, y el área destinada para acoderar a los B/T.

Estos estudios tienen como finalidad determinar la posición donde el B/T atracará, tomando en consideración el B/T de mayor calado que pueda llegar a descargar al Terminal.

Para el especialista en sistemas de bombeo, de los datos generados en el Levantamiento batimétrico, le debe ser suministrada la siguiente información.

- 1.- Longitud de la tubería submarina.
- 2.- Profundidad del mar en el PLEM submarino.
- 3.- Recorrido de la tubería.

4.1.2 PARÁMETROS GEOLÓGICOS

Los estudios geológicos donde se plantea construir una estación de bombeo búster, deben confirmar la viabilidad de la cimentación y adecuación de las instalaciones de acuerdo a las normas correspondientes y a los requerimientos que el Terminal disponga.

Un estudio geológico generalmente utiliza la siguiente información:

- i. Mapa geográfico del sector publicado por el IGM.
- ii. Levantamiento topográfico al detalle del sector en donde se realiza el proyecto.

- iii. Resultado del estudio hidráulico del sistema de bombeo a implementarse, lo cuál determina: la trayectoria, diámetro de la tubería, y la cota IGM donde va a estar ubicada la estación de bombeo búster.

Cuando se utiliza las siglas IGM, se hace referencia al Instituto Geográfico Militar, el cuál dispone las cotas del terreno en el país con referencia a la línea de mar.

Los estudios geológicos incluyen: Geología regional, Geología estructural y Geomorfología del sector, los mismos que deben ser desarrollados por expertos en el tema.

Para la selección del sitio de implantación de la estación de bombeo búster y del trazado de la vía de acceso, es necesario tomar en cuenta las siguientes consideraciones:

- i. El área requerida y la ubicación para la implantación de la estación de bombeo búster, debe estar a una altura no mayor de la cota que especifique el especialista.

- ii. La estación de bombeo requiere de un fácil acceso vial desde tierra, y de un área adyacente pequeña para el estacionamiento de los vehículos.
- iii. La estabilidad de los taludes de corte, y de la vía de acceso en el trazado seleccionado.

De la información generada por los estudios geológicos y en el Levantamiento topográfico, se debe obtener la siguiente información:

- 1.- Longitud de la tubería en tierra, la Línea de succión y descarga (Línea de impulsión).
- 2.- Trayectoria de la tubería en tierra.
- 3.- Cota IGM de ubicación de la estación de bombeo, o en su defecto: rango de cotas donde sea más factible ubicar la estación de bombeo.

La información que se obtiene de los parámetros oceanográficos y geológicos del Terminal, se los puede presentar como se muestra en la Tabla 10.

TABLA 10
PARÁMETROS OCEANOGRÁFICOS Y GEOLÓGICOS

Descripción	Longitud	Accesorios	
		Tubería Submarina	L _{TS}
Línea de succión en tierra	L _{ST}	#	Codos
Línea de descarga en tierra	L _{DT}	#	Codos
Descripción	Máxima	Mínima	
Cota (IGM) de la Estación de bombeo	n _{MAX}	n _{MIN}	

, donde:

L_{TS}: Longitud de la tubería submarina.

L_{ST}: Longitud de la Línea de succión en tierra.

L_{DT}: Longitud de la Línea de descarga en tierra.

n_{MAX}: Altura de la cota máxima de la estación de bombeo.

n_{MIN}: Altura de la cota mínima de la estación de bombeo.

4.1.3 CONDICIONES DE OPERACIÓN

Las condiciones de operación en un Terminal marítimo que se definen en este capítulo, se refieren a las variables sobre las cuales se realiza la selección de los equipos del sistema de bombeo tipo búster. En un Terminal de recepción y despacho, se consideran como condiciones de operación a las capacidades de almacenamiento y las condiciones extremas de bombeo que se pueden presentar por el ingreso de los B/T al Terminal para realizar la descarga del producto.

La capacidad de almacenamiento en el Terminal, depende del espacio físico disponible para la ubicación de un Tanque de almacenamiento en tierra de gran capacidad, y la frecuencia de descarga de los B/T.

Las características de los B/T que ingresen al Terminal mar adentro, deben ser conocidas para la selección de la bomba búster más adecuada que funcione en estas condiciones, entre las cuales se tiene:

- 1.- Calado de los B/T.
- 2.- Volumen del producto que transportan.
- 3.- Presión de bombeo.
- 4.- Caudal de las bombas.

La información de los B/T que descarguen en el Terminal, se la puede tabular de la siguiente manera:

TABLA 11
INFORMACIÓN DE LOS B/T QUE INGRESAN AL
TERMINAL MAR ADENTRO

Ítem	Calado de B/T	Volumen	Presión de Bombeo	Caudal
1	D_1	V_1	P_1	Q_1
2	D_2	V_2	P_2	Q_2
3	D_3	V_3	P_3	Q_3
n	D_n	V_n	P_n	Q_n

, donde:

D_1, D_2, D_3, D_n : Calado de los B/T.

V_1, V_2, V_3, V_n : Volumen de producto que transportan los B/T.

P_1, P_2, P_3, P_n : Presión de bombeo en las bombas de los B/T.

Q_1, Q_2, Q_3, Q_n : Caudal de las bombas de los B/T.

Para cuestión de diseño y selección, se toma las condiciones máxima y mínima de las condiciones de operación.

TABLA 12
CONDICIONES EXTREMAS DE BOMBEO DE LOS B/T QUE
INGRESAN AL TERMINAL MAR ADENTRO

Condición de Trabajo	Volumen	Presión Bombeo	Caudal
Inferior	V_I	P_I	Q_I
Superior	V_S	P_S	Q_S

, donde:

V_I, V_S : Volumen de producto que transportan los B/T.

P_I, P_S : Presión de bombeo en las bombas de los B/T.

Q_I, Q_S : Caudal de las bombas de los B/T.

El caudal de bombeo al que se selecciona las bombas búster, tal como se mencionó en el capítulo 1, debe ser de al menos un caudal igual al caudal de bombeo de las bombas de los B/T.

En caso de no poseer el dato del caudal de las bombas de los B/T, se puede establecer un caudal de bombeo en base al volumen que transportan los B/T, y el tiempo en que se descarga todo el producto en otros Terminales.

$$Q_{B/B} = \frac{V_{B/T}}{t_d} \quad 4.1$$

, donde:

$Q_{B/B}$: Caudal de la bomba búster

$V_{B/T}$: Volumen de producto que transportan los B/T

t_d : Tiempo de descarga del producto.

El aumento del caudal de bombeo ocasiona que el tiempo de descarga disminuya, pero la velocidad del fluido y las pérdidas por fricción en la tubería aumentan. Por lo tanto, la reducción en el tiempo de descarga para el cálculo del caudal de bombeo se la puede realizar al tener en cuenta no exceder la velocidad recomendada para combustibles en tuberías, y que las pérdidas por fricción no originen presiones negativas en el interior de la tubería.

La capacidad de almacenamiento de los tanques en tierra depende de la frecuencia, y de la cantidad de combustible que se descargue en el Terminal. En el apéndice 2 se adjunta una tabla que contiene las dimensiones de varios tamaños de los tanques de almacenamiento API.

El Terminal mar adentro al que se hace referencia en este capítulo, utiliza un sistema de amarre para acoderar a los B/T que ingresan al Terminal, y se debe especificar el tipo de sistema de amarre que se utiliza, para determinar la pérdida de carga.

4.2 SELECCIÓN DEL DIÁMETRO DE TUBERÍA ÓPTIMO PARA LA LÍNEA DE SUCCIÓN

La selección de un diámetro de tubería óptimo para la Línea de succión, reduce el tiempo en la operación de bombeo a un valor mínimo permisible, reduciendo así las pérdidas por fricción a valores aceptables, de manera que se pueda llegar con presión positiva hasta la estación de bombeo búster.

El análisis de pérdidas de carga para la Línea de succión, se lo realiza para la tubería submarina que comunica al Terminal mar adentro por medio del PLEM submarino, con el Manifold de la estación de bombeo búster ubicada en tierra.

Debido a que la Línea de descarga del B/T debe llegar hasta la cota donde se conecta al Manifold común de distribución que se comunica con los tanques de almacenamiento, en el desarrollo de la presente tesis se analiza el sistema de bombeo para una estación de bombeo búster, y se va a analizar el caso en que la presión de bombeo suministrada por los B/T no es suficiente para vencer las pérdidas de carga que existe en la longitud total de la tubería. Por lo tanto, la

tubería que conecta a los B/T con el Manifold de distribución que va hacia los tanques de almacenamiento se ha dividido en dos, las cuales son: Línea de succión, que es la tubería submarina que comunica el PLEM submarino con la estación de bombeo búster, y la Línea de descarga o de impulsión, que es la tubería que comunica a las bombas búster con los tanques de almacenamiento.

Información inicial

El diseño hidráulico de la tubería, se lo realiza sobre la base de: las capacidades de almacenamiento, y las condiciones extremas de bombeo que se pueden presentar en los B/T. La información inicial que debe ser suministrada al especialista, es la siguiente:

- Fluido de bombeo
- Sistema de amarre
- Densidad del fluido
- Viscosidad dinámica
- Diámetro interior de la tubería
- Longitud de la tubería
- Presión mínima de las bombas de los B/T

- Presión máxima de las bombas de los B/T
- Longitud equivalente de los accesorios
- Rugosidad absoluta de la tubería
- Gravedad
- Cota IGM de análisis
- Caudal de bombeo

La información suministrada en la sección 4.1.3 correspondiente al tipo de B/T que opera, se puede utilizar para establecer la máxima capacidad de los B/T que ingresan a descargar al Terminal. Además, se debe prever que a futuro puedan ingresar a operar en una flota B/T de mayor o menor toneladas de peso muerto; es necesario estar informados de futuras inversiones de las compañías que manejan estas flotas.

Análisis de pérdidas en la Línea de succión

El cálculo de las pérdidas permite establecer si las bombas con las que descargan normalmente los B/T pueden cumplir con este propósito, o si necesita una estación auxiliar de bombeo, así como

adecuar las pérdidas de presión que se producen, realizando una variación del diámetro de tubería.

El cálculo de las pérdidas de presión se lo realiza para diferentes diámetros de tuberías, realizando las siguientes consideraciones:

- Sistema de amarre utilizado en el Terminal mar adentro.
- PLEM submarino y mangueras de despacho.
- Longitud de tubería hasta la línea de playa.
- Longitud de tubería adicional en tierra para llegar hasta la ubicación de la estación de bombeo.
- Accesorios utilizados en la tubería.
- Filtro de combustible.
- Equipos
- Cabezal estático.

La longitud total de la tubería a considerar puede variar de acuerdo al sistema de amarre que se utilice en el terminal, y del recorrido hasta la posible estación de bombeo búster. El sistema de amarre puede

ser: un sistema de amarre por Multiboyas, o un sistema de amarre por Monoboya.

La caída de presión en el atracadero debe ser analizada para cada uno de los casos que se pueden dar:

- Para un sistema de amarre por Monoboyas, existen pérdidas de presión que se producen dentro del sistema de la Monoboya, por lo tanto, esta información debe ser proporcionada por el fabricante del equipo.
- Para el sistema de amarre por Multiboyas, las pérdidas de presión por el sistema son nulas.

La caída de presión en el PLEM submarino y las mangueras de despacho, cuando sea tratada en esta tesis, se refiere a la caída de presión producida en:

- La válvula submarina, y
- La manguera flexible, que es la interfase entre el buque y la válvula submarina para un amarre por Multiboyas, mientras que

en el caso de Monoboyas, la válvula se conecta a la Monoboya por medio de la manguera submarina.

Para realizar el cálculo de la caída de presión en los filtros o algún otro equipo que se pueda emplear en la estación de bombeo, se utiliza la hoja del fabricante del equipo.

Procedimiento de cálculo para la selección del diámetro óptimo

Para seleccionar el diámetro óptimo en la tubería submarina, es necesario establecer todos los datos de pérdidas de presión que se producen a lo largo de toda la Línea.

La información reunida para realizar los cálculos de la caída de presión en la Línea de succión, será expuesta en unidades del Sistema Internacional (SI).

Debido a que es más común encontrar los valores de gravedad específica o peso específico al tratarse de combustibles, la densidad

del combustible se la determina a partir del peso específico por medio de la siguiente ecuación:

$$S = \frac{\rho \text{ (cualquier líquido a cierta temperatura)}}{\rho \text{ agua a } 15^{\circ}\text{C (60}^{\circ}\text{F)}} \quad 2.1$$

, donde:

S: Peso específico

ρ_{AGUA} : Densidad del agua, 1000 Kg/m³ en SI.

$\rho_{\text{LÍQUIDO}}$: Densidad de líquido (Kg/cm²)

Despejando la densidad de combustible de la ecuación 2.1, se obtiene:

$$\rho_{\text{COMBUSTIBLE}} = S_{\text{COMMBUSTIBLE}} \cdot \rho_{\text{AGUA}} \quad 4.2$$

Para determinar la altura de la columna de combustible con presión estática igual a la presión atmosférica, se lo determina con la siguiente ecuación:

$$h_{COMBUSTIBLE} = \frac{P_{ATMOSFÉRICA}}{\rho_{COMBUSTIBLE} \times g} \quad 4.3$$

, donde:

$h_{COMBUSTIBLE}$: Altura de cabezal de presión, en metros.

$P_{ATMOSFÉRICA}$: Presión atmosférica, equivale a 101300 Pa en SI.

$\rho_{COMBUSTIBLE}$: Densidad de combustible, en Kg/m³.

g : Gravedad, en m/s².

Diámetro de la tubería

Para obtener las primeras aproximaciones del diámetro de tubería, se establece una velocidad máxima de circulación del flujo, y se escoge para iteración a los diámetros que tengan las velocidades de circulación más altas.

Velocidad media del flujo

Para determinar la velocidad media del flujo en la tubería escogiendo para el cálculo diámetros comerciales, se utiliza la ecuación de continuidad:

$$V = \frac{4000 \cdot Q}{\pi \cdot D^2} \quad 4.4$$

, donde:

- V: Velocidad media del fluido a través de la tubería, en m/s.
- D: Diámetro interior comercial de la sección transversal de la tubería, en metros.
- Q: Caudal de bombeo igual al de diseño, en litros/segundo.

La velocidad obtenida para el bombeo se debe evitar que exceda los 3,6 m/s, y es aconsejable seleccionar un diámetro de tubería para producir una velocidad de circulación alta en la tubería, superior a 1 m/s.

Pérdida de carga en la tubería

Las pérdidas de carga que se presentan en las Líneas de succión, se dividen básicamente en tres tipos.

- Pérdida de carga por fricción
- Pérdida de carga local
- Caída de presión en equipos

Pérdida de carga por fricción

Para determinar la pérdida de carga por fricción, se puede utilizar la ecuación de Darcy – Weisbach:

$$H_L = f \cdot \frac{V^2 \cdot L}{2 \cdot g \cdot D} \quad 4.5$$

, donde:

H_L : Pérdidas de presión por fricción, en metros.

f : Coeficiente de fricción, adimensional.

V : Velocidad de circulación del fluido, en m/s.

L : Longitud de la tubería, en metros.

g : Gravedad, en m/s².

D : Diámetro de tubería, en metros.

El valor del coeficiente de fricción se lo determina por medio de la ecuación de Colebrook:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log \left(\frac{K/D}{3,71} + \frac{2,51}{\text{Re} \cdot \sqrt{f}} \right) \quad 4.6$$

, donde:

f : Coeficiente de fricción, adimensional.

K : Rugosidad absoluta, en mm.

D : Diámetro interior de la tubería, en mm.

Re : Número de Reynolds-

El número de Reynolds se lo determina con la siguiente ecuación:

$$\text{Re} = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{1000 \times \mu} \quad 4.7$$

, donde:

ρ : Densidad de fluido

V : Velocidad del fluido, en m/s.

D : Diámetro interno de la tubería, en milímetros.

μ : Viscosidad dinámica, en $N \cdot m/s^2$.

Pérdidas de carga local

Además de la pérdida de carga por fricción también se presenta en la Línea de succión pérdidas de carga denominadas locales, producto del paso de flujo a través de los accesorios instalados en la Línea y/o al cambio de dirección y/o sección en sus tramos.

La determinación de las pérdidas locales es evaluada, sólo en el caso de ser necesarias por la cantidad de accesorios o velocidades altas en la Línea.

Para esta evaluación se utiliza el teorema de Borde-Belanger.

$$H_l = \sum k \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} \quad 4.8$$

Donde k depende del accesorio por donde transita el flujo (codos, válvulas, entradas, salidas, reducciones, tees, uniones, etc.)

También se puede evaluar estas pérdidas con la ecuación de Darcy – Weisbach, y utilizando un Manual de hidráulica para obtener la longitud de tubería equivalente para cada accesorio.

Caída de presión en equipos

El uso de equipos en la Línea origina una caída de presión que debe ser considerada en la caída de presión total del sistema, para determinar esta pérdida de presión se utiliza el manual del equipo, y se revisa para las condiciones de bombeo en que se encuentra funcionando.

La selección del diámetro óptimo para la Línea de succión, debe poder evaluar la conveniencia del caudal de bombeo y la posible cota de ubicación de la estación de bombeo búster. Las pérdidas de presión se las calcula para los diferentes diámetros de tubería, considerando el aumento de la cota desde 0, hasta una cota +n IGM, tal como se muestra en la Tabla 13.

TABLA 13
 PRESIÓN DE BOMBEO REQUERIDA POR EL AUMENTO DE LA
 COTA IGM DE LA ESTACIÓN DE BOMBEO

	<i>Aumento de cota + IGM</i>			
Elevación, m	<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>n</i>
Presión, m c. f.	P_{C1}	P_{C2}	P_{C3}	P_{CN}

, donde:

P_{C1} , P_{C2} , P_{C3} , P_{CN} : Presión estática para varias cotas, en m c. f.

Los B/T que ingresan a descargar en el Terminal tienen diferentes características y capacidades; al tener diferentes capacidades para descargar el producto, la estación de bombeo búster debe ser capaz de bombear para el grupo de B/T que se ha escogido, teniendo en cuenta el no seleccionar un sistema de bombeo que despache el producto a un caudal mayor al de ingreso proporcionado por las bombas de los B/T, en cuyo caso se produciría cavitación al interior de las bombas búster y un desabastecimiento de flujo.

Para resolver este inconveniente se ha dividido en una condición máxima y una mínima condición de bombeo, tal como se mencionó anteriormente, lo cuál abarca una gama de condiciones de bombeo dando versatilidad a la estación búster siempre y cuando las condiciones de operación satisfagan eficientemente las condiciones de diseño del sistema.

Obtenidas las pérdidas de presión por fricción, pérdidas locales y en los equipos para las diferentes condiciones de caudales, seguidamente se procede a calcular el aumento de la caída de presión debido al aumento de cabezal estático con la ubicación de la cota IGM donde va a estar ubicada la estación de bombeo búster, tal como se muestra en la Tabla 14.

TABLA 14

CAÍDA DE PRESIÓN PARA DIFERENTES COTAS CON TUBERÍA DE DIÁMETRO \varnothing_1

Caudal	Pérdidas de presión, m c. f.	Cota de Estación de bombeo búster			
		1	2	3	n
Q_1	P_1	$P_{1,1}$	$P_{1,2}$	$P_{1,3}$	$P_{1,n}$
Q_2	P_2	$P_{2,1}$	$P_{2,2}$	$P_{2,3}$	$P_{2,n}$
Q_3	P_3	$P_{3,1}$	$P_{3,2}$	$P_{3,3}$	$P_{3,n}$
Q_m	P_m	$P_{m,1}$	$P_{m,2}$	$P_{m,3}$	$P_{m,n}$

Q_1, Q_2, Q_3, Q_m : Caudales de bombeo, en litros/segundo.

P_1, P_2, P_3, P_m : Caída de presión en la Línea de succión, en m c. f..

$P_{1,1}, \dots, P_{1,n}; P_{2,1}, \dots, P_{2,n}; P_{3,1}, \dots, P_{3,n}; P_{m,1}, \dots, P_{m,n}$: Caída de presión total en la Línea para diferentes cotas y para varias condiciones de bombeo.

Con la información generada en la Tabla 14 se realiza un gráfico para visualizar la caída de presión que se produce en la Línea de succión para diferentes caudales de bombeo, y para el diámetro de tubería escogido, tal como se muestra en la Figura 4.1.

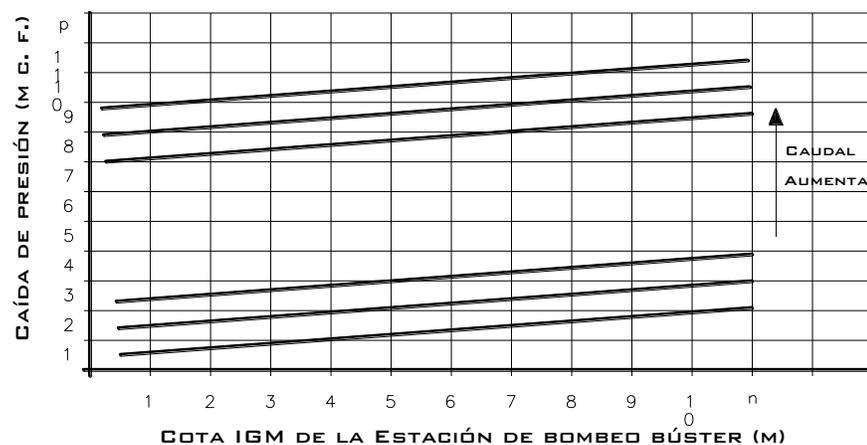


FIGURA 4.1. CAÍDA DE PRESIÓN PARA DIFERENTES COTAS CON TUBERÍA DE DIÁMETRO \varnothing_1 .

La Figura 4.1 se debe realizar para los diámetros de tubería con los que se consiga despachar el producto en el menor tiempo de bombeo, y este gráfico permite determinar visualmente si el caudal de bombeo seleccionado permite llegar hasta la cota +n IGM donde se encuentra la estación de bombeo búster.

Cuando se resta la caída de presión total a lo largo de la Línea de succión a la presión de bombeo proporcionada por las bombas de los B/T, se debe tener en cuenta que el ingreso de combustible en la estación de bombeo búster debe alcanzar una succión con presión positiva en el ojo de impulsión de la bomba, para lo cuál, el cálculo del cabezal neto de succión positiva (NPSH) no necesita ser calculado, lo que equivale a decir:

$$P_{\text{INGRESO EN BOMBA BÚSTER}} (\text{Pa}) \geq 0 \quad 4.9$$

El diámetro de tubería óptimo, se lo determina iterando para varios diámetros de tubería comercial hasta que se encuentra el menor diámetro que cumpla la condición expuesta con la ecuación 4.8. La energía con que ingresa el fluido al ojo de impulsión al ser positiva, reduce la potencia requerida de la bomba que va a seleccionarse para la estación de bombeo búster, y también debe estar tabulada para el cálculo del TDH o altura dinámica total.

4.3 SELECCIÓN DEL DIÁMETRO MAS ECONÓMICO DE LA LÍNEA DE DESCARGA

Para la selección del diámetro de tubería para la Línea de descarga o impulsión, la Línea se ha dividido en 2 tramos para su análisis, como se muestra en la Figura 4.2.

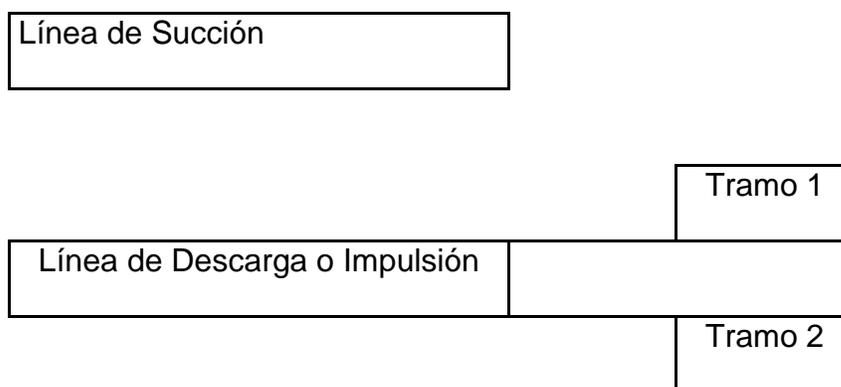


FIGURA 4.2. DISTRIBUCION DE LA LÍNEA.

El recorrido de cada tramo de tubería consiste en:

- Tramo 1.- Desde la boquilla de descarga de la bomba, hasta la salida de la estación de bombeo búster.
- Tramo 2.- Desde la salida de la estación de bombeo búster, hasta el ingreso al Tanque de almacenamiento.

En el análisis que se realizará, la selección del diámetro de tubería del tramo 2 se analizará en el presente capítulo.

Diámetro de la Tubería

Para determinar las primeras aproximaciones del diámetro de tubería, se establece una velocidad máxima de circulación del flujo, y se escoge para iteración a los primeros diámetros que tengan las velocidades de circulación más altas, de manera similar al procedimiento realizado para la Línea de descarga.

Pérdida de carga en la tubería

Para el cálculo de la pérdida de carga en la Línea de descarga o impulsión, se realiza el mismo procedimiento que se expuso para la Línea de succión cuando se necesitaba determinar el diámetro óptimo.

Potencia de Impulsión

Establecidas las pérdidas de presión, se procede a calcular la potencia necesaria para impulsar la columna de fluido desde la estación de bombeo búster hasta los Tanques de almacenamiento.

Las pérdidas de carga por fricción y locales son fundamentales en la determinación de la altura dinámica total para la obtención de la potencia que se empleará en el equipo de bombeo.

Potencia de consumo (P_C)

La Energía que requiere la bomba para su normal funcionamiento es conocida como Potencia de Consumo (P_C) y es calculada por la expresión:

$$P_C = \frac{Q \times TDH \times SG}{3960 \times \eta_B} \quad 4.10$$

, donde:

- P_C: Potencia de consumo, en Kilowatios.
- TDH: Altura dinámica total (TDH), en pies.
- Q: Caudal de bombeo, en litros.
- SG: Gravedad específica, adimensional.
- η_B: Eficiencia de la bomba, en porcentaje.

Potencia instalada (Pi)

El motor que se acopla a la bomba para su funcionamiento necesita una energía denominada potencia Instalada (Pi) y es calculada por la expresión:

$$P_I = \frac{Q \cdot TDH \cdot SG}{3960 \cdot \eta_C} \quad 4.11$$

$$\eta_C = \frac{\eta_M \times \eta_B}{100} \quad 4.12$$

, donde:

P_I: Potencia instalada, en Kilowatios.

η_M: Eficiencia del motor, en porcentaje.

η_C: Eficiencia del sistema en conjunto bomba – motor, en porcentaje,

Eficiencia de la bomba obtenida por la transformación de la energía mecánica de rotación en energía potencial de fluido y la eficiencia del motor obtenida de la transformación de la energía eléctrica en energía mecánica de rotación componen la eficiencia del sistema de

conjunto que describe el grado de aprovechamiento energético que tiene un sistema al suministrarle una energía determinada, y como este llega a convertirla en energía útil ganada por el fluido.

Análisis de sensibilidad económica

Al ser el diseño de la Línea de impulsión un problema básicamente de costos relativos al diámetro de la tubería, calidad y potencia del sistema de bombeo, es necesario realizar el análisis económico entre varias alternativas de diseño para resolverlas y escoger la que proporcione el menor costo total.

Los costos totales se componen de varios tipos de costos en el sistema:

Para el tramo 2 de la Línea de impulsión, se procede a calcular los costos totales y sus respectivos Valores Presentes.

- **Costo total de la tubería instalada** (adquisición, transporte, instalación y prueba), se calcula como:

$$CTTI = CT \times LTT \quad 4.13$$

, donde:

CTTI: Costo total de tubería instalada, en dólares americanos.

CT: Costo de tubería, en (\$ U.S./metro).

LTT: Longitud total de tubería, en metros.

- **Costo total del Equipo de bombeo** (adquisición, transporte, instalación y prueba mecánica e hidráulica) se calcula utilizando los coeficientes de costo del equipo (K,a) y su Potencia instalada (en Kilowatios)

$$CTEB = K \times (P_i)^a \quad 4.14$$

, donde:

CTEB: Costo total del equipo de bombeo, en dólares.

P_i: Potencia instalada, en Kilowatios.

K, a: Coeficientes del equipo.

Los coeficientes del equipo establecen la relación no lineal entre la potencia instalada y el costo total del equipo de bombeo, pero en

caso de no conocer estos coeficientes se puede establecer una proporcionalidad lineal con un rango pequeño de uso, y utilizando valores de costos reales determinados por la parte interesada para establecer una ecuación que relacione la potencia con el costo total del equipo de bombeo.

- **Costo Anual de Operación** (Energía consumida), se calcula de acuerdo a la potencia instalada y al costo de energía por (kW-hr/año).

$$CAO = 52 \times HBS \times P_i \times CPI \quad 4.15$$

, donde:

CAO: Costo anual de operación, en dólares.

HBS: Horas de bombeo por semana.

P_i: Potencia instalada, en Kilowatios.

CPI: Costo de la potencia instalada (*US\$/kW-hr*)

- **Costo Anual de Mantenimiento** (Repuestos, insumos, personal, herramientas, etc).

Para la obtención de la mejor alternativa de menor costo es necesario llevar los costos anteriores a sus valores presentes de acuerdo al horizonte de anualidades considerado por el tiempo de vida útil del equipo de bombeo y tubería.

- **Valor Presente de Inversiones Totales.**- Conformado por el costo total de tubería más el costo total del equipo.
- **Valor Presente de Reposiciones totales.**- Conformado por la diferencia del Costo de Inversiones totales en un plazo de anualidades, a la tasa de descuento y el valor presente de inversiones totales.

$$VPRT = VPIT \times \left[\left(\frac{i \cdot (1+i)^N}{(1+i)^N - 1} \right) \cdot N - 1 \right] \quad 4.16$$

, donde:

VPRT: Valor presente de Reposiciones totales, en dólares.

VPIT: Valor presente de Inversiones totales, en dólares

i : Tasa de descuento.

N: Número de anualidades (tiempo de vida útil del equipo de bombeo).

- **Valor Presente de explotaciones totales.**- Conformado por el Valor presente de la suma de los costos de operación y mantenimiento anualizados de acuerdo a la tasa de descuento. Está regido por la siguiente expresión:

$$VPET = (CAO + CAM) \times \left[\left(\frac{i \cdot (1+i)^N}{(1+i)^N - 1} \right) \cdot N - 1 \right] \quad 4.17$$

, donde:

VPET: Valor presente de explotación total, en dólares.

CAO: Costo anual de operación, en dólares

CAM: Costo anual de mantenimiento, en dólares.

i: Tasa de descuento.

N: Número de anualidades.

Finalmente la elección del diámetro se realiza en función del menor Valor presente total, siendo este el resultado de la sumatoria de todos los Valores presentes anteriores.

4.4 SELECCIÓN DEL TIPO DE BOMBA BÚSTER

La bomba búster se selecciona de las alternativas de bombas del fabricante que cumpla con la norma API estándar 610 para bombas centrífugas. Para la selección de la bomba búster, primero se construye la curva de característica del sistema obteniendo el valor de la altura dinámica total o TDH para varias condiciones de caudal.

Curva característica del sistema y de la bomba búster

Realizada la selección del diámetro óptimo para la Línea de succión y la selección del diámetro mas económico para la Línea de descarga o impulsión, se puede construir la curva característica del sistema, y confrontarla con la curva característica del equipo de bombeo escogido en el desarrollo del análisis de sensibilidad económica para el diámetro económico, y así determinar el punto óptimo de operación del sistema.

La curva característica del sistema H_{SISTEMA} , se determina mediante la ecuación:

$$H_{\text{SISTEMA}} = H_L + H_I + H_{\text{EQUIPOS}} + H_{\text{ESTÁTICO}} - H_{\text{BB/T}} \quad 4.18$$

, donde:

H_{SISTEMA} : Pérdida de carga en el sistema o TDH, en metros.

H_L : Pérdida de carga en la Línea de succión y la Línea de impulsión, en metros.

H_I : Pérdida de carga locales, en metros.

H_{EQUIPOS} : Pérdida de carga en equipos, en m c. f.

$H_{\text{ESTÁTICO}}$: Pérdida de presión por el cabezal estático que debe vencer, en metros.

$H_{\text{BB/T}}$: Presión de bombeo suministrada por las bombas del B/T, en m c. f.

La ecuación de la curva característica del sistema se calcula para diferentes caudales con la finalidad de obtener información suficiente acerca de la relación entre las pérdidas de carga del sistema y el caudal del sistema de bombeo.

La curva característica de la bomba búster es proporcionada por el fabricante o proveedor dependiendo de la aplicación que se de al equipo.

Confrontando estas curvas se obtiene un punto en donde ambas curvas se interceptan, es decir, existe un valor de caudal Q para el que se obtiene un único valor de H , a este punto se le denomina punto óptimo de operación.

La variedad de embarcaciones que puedan ingresar a descargar al Terminal los derivados de petróleo, hace necesario que el sistema de bombeo tipo búster funcione eficientemente dentro del grupo de condiciones de bombeo para el que previamente se diseñe la estación búster, para lo cuál en esta sección se plantean algunas alternativas de selección y configuración que deben ser establecidas a implementarse de acuerdo a la conveniencia del usuario.

4.4.1 ALTERNATIVAS DE SELECCIÓN Y CONFIGURACIÓN

Se pueden tener muchas alternativas que solucionen un problema de bombeo, y está a criterio del diseñador establecer la configuración que opere más eficientemente.

En el Terminal mar adentro pueden ingresar a descargar B/T que posean distintos sistemas de bombeo, y para establecer el sistema de bombeo tipo búster se ha determinado que la estación de bombeo debe ser capaz de bombear al menos a 2 condiciones de bombeo:

- Condición máxima de bombeo.
- Condición mínima de bombeo.

Para satisfacer la gama de condiciones de bombeo que pueden presentarse en la estación de bombeo búster, se ha propuesto las alternativas que se muestran en la Figura 4.3.

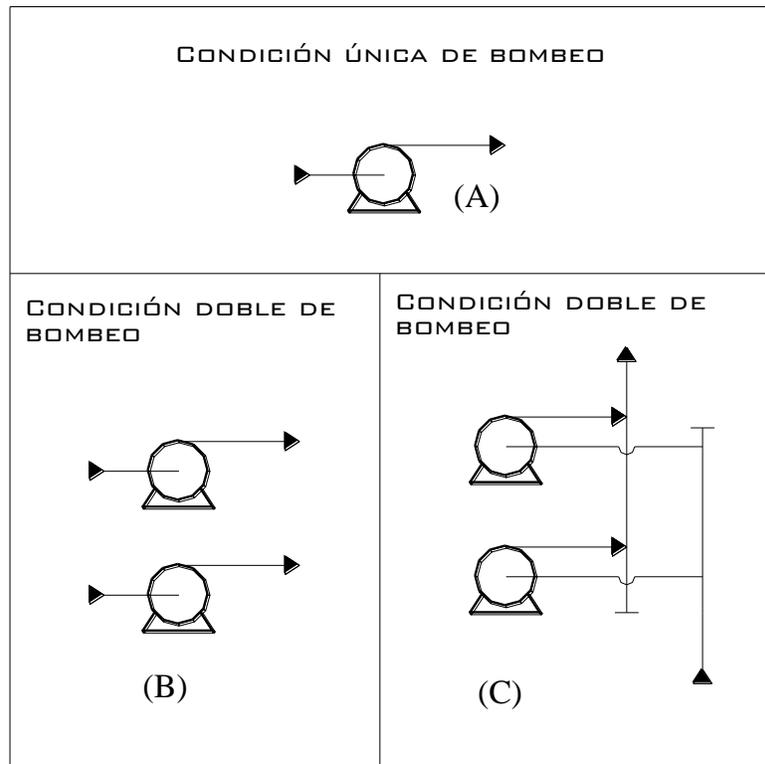


FIGURA 4.3. ALTERNATIVAS DE SELECCIÓN DE LA BOMBA BÚSTER; A) BOMBA BÚSTER SOLA, B) UNA BOMBA BÚSTER PARA CADA CONDICIÓN DE BOMBEO, C) ARREGLO DE BOMBAS EN PARALELO.

Alternativa 1

El sistema de bombeo tipo búster se encuentra conformado por una sola bomba, esta alternativa es la selección ideal

cuando se tiene una única condición de bombeo en el Terminal, pero para dos condiciones de bombeo la bomba es seleccionada para cumplir la condición de bombeo máxima, y luego es adecuada por un sistema de válvulas para satisfacer las condiciones de caudal y presión cercanas a la condición máxima. Para satisfacer la condición de bombeo mínima y obtener una eficiencia alta, se utiliza un dispositivo que modifique la frecuencia de la corriente, así como un arreglo de válvulas para afinar el caudal y la presión de bombeo en esta condición.

Para determinar el punto de operación de la bomba se utiliza un gráfico H vs. Q , donde se representa la relación entre la carga del sistema y el caudal de bombeo, respectivamente.

El punto de operación también puede ser determinado analíticamente con las ecuaciones de la carga del sistema y la bomba, pero en caso de no tener estas ecuaciones se las puede determinar con los datos de operación a varios caudales y realizando una aproximación por regresión

polinomial. Para el cálculo se plantea a una potencia de orden 2, pero el orden de la potencia puede ser mayor, el cálculo se realiza de la siguiente manera:

$$H_{\text{SISTEMA}}(Q) = A + B \times Q + C \times Q^2 \quad 4.19$$

$$H_{\text{BOMBA}}(Q) = D + E \times Q + F \times Q^2 \quad 4.20$$

, donde:

A, B, C, D, E, F: Constantes de la ecuación

$H_{\text{SISTEMA}}(Q)$: Carga total del sistema en función del caudal, en metros de columna de fluido.

$H_{\text{BOMBA}}(Q)$: Carga de operación de la bomba en función del caudal, en metros de columna de fluido.

Las constantes de las ecuaciones son conocidas, para obtener el caudal de operación se iguala las ecuaciones 4.19 y 4.20, dejando ambos lados de la ecuación en función de Q, el valor del caudal de operación corresponde al valor positivo

de las dos soluciones. El valor de carga de operación se obtiene reemplazando el caudal obtenido en cualquiera de las ecuaciones 4.19 y 4.20.

Alternativa 2

El sistema de bombeo para esta alternativa consiste en seleccionar una bomba para la condición máxima, y una bomba para la condición mínima.

Las conexiones en el Manifold permiten utilizar la bomba bústter adecuada, de acuerdo al B/T que ingrese a descargar.

El punto de operación de la bomba bústter se lo puede determinar gráfica y analíticamente, tal como se detalla en la alternativa 1; de manera individual para la condición máxima y la condición mínima, lo cuál implica dos selecciones de bombas.

Alternativa 3

El sistema de bombeo para esta alternativa utiliza un arreglo de 2 bombas en paralelo. En un arreglo de bombas en paralelo el caudal con que se despacha es aproximadamente la suma algebraica de los caudales individuales de las bombas. La manera de determinar el punto de operación de la bomba en la condición mínima, se determina de manera similar a la realizada en la alternativa 1.

Para determinar el punto de operación en un arreglo de bombas en paralelo de iguales características, se utiliza las ecuaciones de carga del sistema y la ecuación del funcionamiento de la bomba búster. Los valores de los caudales para los cuales se va a construir la curva del sistema para la condición máxima, son reemplazados en la ecuación de la curva de la bomba unitaria, pero previamente se cambia la variable del caudal (Q) por caudal sobre dos $\left(\frac{Q}{2}\right)$, para cada valor de caudal.

$$H_{\text{BOMBA UNITARIA}}(Q) = C_1 + C_2 \times Q + C_3 \times Q^2 \quad 4.21$$

$$H_{\text{ARREGLO EN PARALELO}}(Q) = C_1 + C_2 \times \frac{Q}{2} + C_3 \times \left(\frac{Q}{2}\right)^2 \quad 4.22$$

, donde:

C_1, C_2, C_3 : Constantes de la ecuación (conocidas).

$H_{\text{BOMBA UNITARIA}}(Q)$: Carga de operación de la bomba unitaria en función del caudal, en metros de columna de fluido.

$H_{\text{ARREGLO EN PARALELO}}(Q)$: Carga de operación del arreglo en paralelo en función del caudal, en metros de columna de fluido.

La ecuación 4.22 corresponde al arreglo de bombas en paralelo, y permite obtener la carga del sistema para la máxima condición. Se puede determinar analíticamente el punto de operación del arreglo de bombas en paralelo igualando la ecuación de carga de la bomba y del sistema, obtenida cada una en función del caudal de operación.

4.4.2 ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS

La conveniencia de alguna de las alternativas planteadas en la sección 4.4.1 queda a elección del diseñador. En esta sección se plantea un análisis sobre la base de un ahorro energético durante la operación del sistema de bombeo tipo búster, y se lo desarrolla de manera individual para cada una de las alternativas anteriormente planteadas.

Alternativa 1

Para la primera alternativa se utiliza una bomba para satisfacer las 2 condiciones de bombeo. La aplicación de esta solución implica un derroche de energía durante la operación para la condición mínima, así como un funcionamiento con eficiencia baja.

Desventajas:

- La inversión inicial de la bomba puede ser muy costosa si la bomba búster requerida en esta condición tiene una potencia elevada.
- Puede necesitar un arrancador para encender la bomba.

- Valor del pico de energía de arranque es alto.
- Necesita un dispositivo que modifique la frecuencia de la corriente, para funcionar en la condición mínima de bombeo en la estación de bombeo búster.
- Derroche de energía durante la operación de la bomba en la condición mínima.
- La fuente de alimentación de la red eléctrica al sistema necesita de mayor protección para evitar la inflamación del combustible que se bombea, debido a que maneja voltajes elevados.
- Poca versatilidad del equipo para realizar operaciones de bombeo en diferentes condiciones.
- Tiempo de amortización del equipo es relativamente largo.

Ventajas:

- Ahorro de dinero en transporte e instalación.
- Funciona eficientemente para la condición de bombeo máxima.

Alternativa 2

Para la segunda alternativa, se satisfacen los requerimientos de carga para cada una de las condiciones de bombeo de manera independientemente. Aunque esta alternativa es la que mejor satisface las condiciones de bombeo, resulta ser una solución poco ingeniosa.

Desventajas:

- Inversión inicial del equipo es elevada.
- Puede necesitar un arrancador para encender la bomba búster de mayor capacidad.
- Valor del pico de energía para el arranque de la bomba búster de mayor potencia es elevado.
- La fuente de alimentación de la red eléctrica al sistema necesita de mayor protección para evitar la inflamación del combustible que se bombea, debido a que maneja voltajes elevados por el consumo de energía de la bomba búster de mayor capacidad.
- Tiempo de amortización del equipo es relativamente largo.

Ventajas:

- No necesita un dispositivo que modifique la frecuencia para operar a diferentes condiciones de bombeo.
- Versatilidad en la operación.

Alternativa 3

Para la tercera alternativa, el uso de este arreglo de bombas en paralelo proporciona un sistema de bombeo que puede funcionar adaptándose a las condiciones de bombeo que se generen en el Terminal, y proporciona un funcionamiento a eficiencia alta, así como un ahorro de energía en la operación.

Desventajas:

- Aumenta la cantidad de válvulas, accesorios y los dispositivos de control en el sistema de bombeo.

Ventajas:

- Ahorro de dinero en transporte e instalación.

- No necesita arrancadores para encender la bomba búster.
- No necesita un dispositivo que modifique la frecuencia de la corriente.
- Valor pico de la energía para el arranque de las bombas es pequeño.
- La fuente de alimentación de la red eléctrica al sistema no necesita mucha protección para evitar la inflamación del combustible que se bombea, debido a que se maneja voltajes más pequeños.
- Versatilidad del sistema de bombeo para realizar operaciones.
- Tiempo de amortización del equipo es relativamente corto.

La elección de la alternativa de configuración de las bombas búster que mejor se adecue al sistema, queda a elección del diseñador.

En el caso de ingresar a descargar al Terminal buques tanque con una condición de bombeo aproximadamente estable o similar entre sí, la alternativa 1 sería la opción más apropiada en una primera instancia, pero en caso de tener un sistema de alimentación eléctrica insuficiente para abastecer a bombas con un consumo de potencia elevado se debe buscar otra alternativa.

La alternativa 3 que se expone en esta sección, proporciona al sistema de bombeo ventajas en la operación durante toda la vida útil de los elementos. En los casos para los que el sistema tenga una carga por pérdida de presión elevada a una única condición de bombeo, el uso de un arreglo de bombas pequeñas en paralelo reduce el valor pico de la corriente requerida para el arranque de la bomba, y adicionalmente proporciona versatilidad al sistema para realizar maniobras de bombeo durante la operación.

De lo expuesto anteriormente, la alternativa 3 proporciona mayores ventajas al sistema de bombeo para el caso en que la estación tenga que satisfacer 2 condiciones de bombeo.

4.5 DESCRIPCIÓN DE LA ESTACIÓN DE BOMBEO

La estación de bombeo está conformada por varios elementos y dispositivos de control, seleccionados para que al operar garanticen la recepción o despacho completa del producto en los tanques de almacenamiento.

Los sistemas de válvulas y tuberías conectan y desconectan a la bomba con la línea de succión y la línea de descarga (impulsión). Entre otros, un sistema de bombeo cuenta con los siguientes elementos:

- Tubería API.
- Válvulas de compuerta.
- Codos.
- Tee.

- Brida ciega.
- Acoples embridados
- Reducción excéntrica.
- Reducción concéntrica.
- Válvula de pie.
- Filtro.
- Bomba búster.
- Válvula de retención.

La configuración de estos elementos se expone en la siguiente sección.

4.5.1 CONFIGURACIÓN

Antes de realizar la configuración de los elementos que conforman la estación de bombeo, se debe haber realizado un proceso de selección que garantice el normal funcionamiento para las condiciones de bombeo que se presenten en el Terminal.

En la succión, la línea de la tubería conduce al fluido desde el PLEM submarino hasta la estación de bombeo, los accesorios de tubería utilizados durante este recorrido permiten a la tubería seguir la ruta seleccionada durante la etapa de diseño.

En la estación de bombeo, adicionalmente a la aplicación que tengan las válvulas en el sistema de tuberías estas se utilizan para aislar secciones de la estación de bombeo para los casos en que se realice el mantenimiento o cambio de algún elemento. Los filtros de fluido se instalan en la línea de succión antes de la bomba, en el caso de que la línea de succión tenga un diámetro mayor al de la boquilla de succión de la bomba se coloca una reducción excéntrica instalada con la protuberancia de la reducción hacia abajo. En la descarga se debe instalar una reducción concéntrica del diámetro de la tubería, en caso de ser requerido para conectar la boquilla de descarga de la bomba con la tubería secundaria. En secuencia a estos elementos se encuentra la válvula de

retención que mantiene protegida a la bomba de cualquier flujo en dirección contraria al de despacho de la bomba

En la descarga, la línea de la tubería conduce al fluido desde la estación de bombeo hasta los tanques para el almacenamiento del producto. Al igual que en la succión, los accesorios de tubería que se utilicen en esta sección permiten a la tubería seguir la ruta seleccionada durante la etapa de diseño.

Tanto la línea principal de succión, como la línea de descarga o impulsión, inician en un extremo con una brida ciega para futuras conexiones. El empalme entre la línea secundaria del interior de la estación de bombeo y las líneas principales, para formar el Manifold de succión y descarga se lo realiza con el sistema soldado llamado boca de pescado.

La configuración gráfica de estos elementos se puede observar en el apéndice 5, lámina 3.

4.5.2 OPERACIÓN

El caudal de diseño para llenar los tanques de almacenamiento en el Terminal depende del sistema de bombeo de los B/T y el diámetro de la tubería, tal como se lo ha mencionado anteriormente. El equipo de bombeo para este caso esta conformado por un arreglo de bombas en paralelo, elegido entre las alternativas 1, 2 y 3; expuesto en la sección 4.4.

Las unidades de bombeo forman un todo o paquete, por medio de un Manifold tanto en la succión como en la descarga, accionados y monitoreados tanto manual como automáticamente por dispositivos, tales como: manómetros, medidor de flujo, termómetros, sensores de flujo del nivel máximo y mínimo de almacenamiento en el tanque, controles, mandos eléctricos y electrónicos, sensores de desalineamiento; la información recibida desde estos dispositivos se las recepta en un tablero master de control.

El tablero de control ejecuta el arranque, funcionamiento y protección del motor; este trabajo es visualizado en un monitor dentro del cuarto de control, y se acciona por un software que controla toda la estación de bombeo. Estas operaciones las debe realizar personal técnico, entrenado en los rigores más exigentes de trabajo, el mismo que se encarga de solucionar cualquier problema que se presente en la estación.

4.6 ANÁLISIS DEL GOLPE DE ARIETE

El fenómeno del golpe de ariete ocurre cuando súbitamente se interrumpe la energía que propulsa la columna de fluido en la línea de impulsión, o también debido al cierre rápido de la válvula de regulación de flujo a la salida de la bomba ocasionando una presión interna a todo lo largo de la tubería, la cual es recibida en las paredes de la tubería y los accesorios como un impacto.

En esta sección se va a estudiar el caso en que debido al corte del suministro de energía eléctrica se produce el fenómeno del golpe de ariete, y se calculará las presiones que se originan en el interior de la tubería.

4.6.1 DATOS DE LAS INSTALACIONES A CONSIDERARSE

Para el cálculo del fenómeno del golpe de ariete en la Línea de impulsión que consiste en el recorrido desde la estación de bombeo búster, hasta los tanques de almacenamiento en tierra, se debe conocer la siguiente información:

- Longitud de la Línea de descarga o impulsión.

- Cota de ubicación de la estación de bombeo búster.
- Cota de ubicación de los tanques de almacenamiento.
- Altura del tanque.
- Diámetro interior de la tubería.
- Máximo caudal de bombeo en la Línea.
- Máxima presión de bombeo en la Línea.
- Cédula de la tubería.
- Material y propiedades mecánicas de la tubería.

Recopilando esta información básica, se procede al cálculo del golpe de ariete en la línea de descarga o impulsión.

4.6.2 MÉTODO DE CÁLCULO

El primer paso es realizar un cálculo estructural de la tubería de la línea de impulsión para establecer la máxima presión que puede soportar, para seguidamente compararla con la máxima presión que puede producir el fenómeno del golpe de ariete.

Cálculo estructural de la tubería

El cálculo estructural de la tubería se realiza para determinar si las características mecánicas de la tubería pueden soportar la máxima presión de operación en la línea.

Las siguientes cargas se producen sobre la Línea durante la operación:

- Peso de la tubería.
- Presión interna y externa.
- Expansión y temperatura de la tubería.

Determinación de la presión de operación

Utilizando la Norma API-RP-1111, las presiones a considerar en la tubería son:

$$P_b = 0.45 \times (SMYS + SMTS) \times Ln \left(\frac{D}{Di} \right) \quad 4.23$$

$$P_b = 0.90 (SMYS + SMTS) \cdot \left(\frac{t}{D-t} \right) \quad 4.24$$

, donde:

- P_b : Presión de reventamiento, en MPa.
 D_i : Diámetro interior de la tubería, en mm.
 D : Diámetro exterior de la tubería, en mm.
 $SMYS$: Resistencia a la fluencia., en MPa.
 $SMTS$: Resistencia última a la tensión, en MPa.
 t : Espesor de la tubería, en mm.

Las ecuaciones 4.23 y 4.24 son equivalentes para $D/t > 15$.

Pero se recomienda utilizar la ecuación 4.23 para valores de

$D/t < 15$.

$$P_{op} \leq 0.522 \cdot P_b \quad 4.26$$

$$D_i = D - 2 \cdot t \quad 4.27$$

, donde:

- P_{op} : Presión máxima de operación, en MPa.

Cálculo del golpe de ariete

Para determinar el golpe de ariete en las líneas de impulsión, en los casos en que se corta el suministro de energía eléctrica que alimenta al motor de las bombas, se va a utilizar un método práctico utilizando las ecuaciones de Michaud y la de Allievi.

El valor de la velocidad de las ondas al interior de la tubería cuando se produce el golpe de ariete se denomina celeridad, y se calcula con la ecuación 2.15 :

$$\frac{1}{a^2} = \frac{\gamma}{g} \left(\frac{1}{E_1} + \frac{D}{E \times e} \right) \quad 2.15$$

, donde:

- a: Celeridad, en m/seg.
- γ : Peso específico del líquido, en Kg/m³.
- g: Aceleración de la gravedad, igual a 9.8 m/s².
- E: Módulo de elasticidad del material, en Kg/cm².
- E₁: Módulo de elasticidad del agua, en Kg/cm².
- K: Factor, sin dimensiones.

D: Diámetro interior de los tubos, en mm.

e: Espesor, en mm.

Para el cálculo del golpe de ariete con la fórmula de Michaud, se utiliza la ecuación 2.18:

$$P_g = \frac{2LV}{gT} \quad 2.18$$

Para el cálculo del golpe de ariete con la fórmula de Allievi se utiliza la ecuación 2.19:

$$P_g = \frac{aV}{g} \quad 2.19$$

, donde:

a: Celeridad, en m/seg.

V: Velocidad, en m/seg.

g: Aceleración de la gravedad 9.8 m/seg².

P_g: Golpe de ariete, en metros de columna de agua.

La elección entre la fórmula de Allievi o la de Michaud en el cálculo del golpe de ariete, se lo realiza en función de T.

El valor de T se obtiene de la fórmula empírica calculada por E. Mendiluce, la cuál se calcula con la ecuación 2.20:

$$T = 1 + \frac{KLV}{g \times H_m} \quad 2.20$$

, donde:

T: Tiempo de cese de circulación del fluido al parar la bomba, en segundos.

L: Longitud de la tubería, en m.

V: Velocidad de la circulación, en m/s.

g: Aceleración de la gravedad, 9.8 m/s.

H_m: Altura manométrica, en m.c.f.

K: Coeficiente adimensional, se detalla en la Tabla 9.

La elección de la fórmula de Michaud o la de Allievi, se la realiza en función de la Tabla 9.

CAPÍTULO 5

5. CASO DE ESTUDIO

La metodología y el planteamiento técnico propuesto en el capítulo 4 es utilizada en el presente capítulo para realizar los cálculos en las diversas etapas del diseño de un sistema de bombeo tipo búster.

Los parámetros y criterios de selección de esta metodología se han ordenado en tablas de cálculo, dando lugar al desarrollo de una hoja electrónica en cada etapa del diseño para el manejo de la información que resuelve un problema de esta aplicación.

La información inicial que se ha recopilado, es ingresada en una hoja electrónica para cada etapa del diseño, las cuales son: hoja electrónica para la selección del diámetro de tubería óptimo, hoja electrónica para la selección del diámetro más económico en una Línea de impulsión, hoja electrónica para la selección de una bomba tipo búster, y finalmente hoja electrónica para el cálculo del golpe de ariete.

5.1 DESARROLLO DE UNA HOJA ELECTRÓNICA

La selección de los equipos hidráulicos para una estación de bombeo tipo búster, en el presente capítulo se propone desarrollarlo con la ayuda de hojas electrónicas estructuradas sobre la base de la metodología propuesta en la presente Tesis, de manera que se pueda manejar una información inicial para seguidamente ser manipulada por las ecuaciones de la Mecánica de fluidos, dando como resultado una alternativa de selección de: diámetro de tubería óptimo para la Línea de succión, diámetro mas económico de la Línea de descarga, bomba tipo búster y cálculo del golpe de ariete; el programa de Microsoft Excel es utilizado para la elaboración de la hoja electrónica.

Las hojas electrónicas que se desarrollan en el presente capítulo, se utilizan para resolver un caso de diseño del sistema de bombeo para una estación de bombeo tipo búster.

Para la identificación de cada hoja electrónica en el presente documento, se coloca en la parte superior derecha la siguiente identificación, dependiendo de la hoja que corresponda:

TABLA 15
IDENTIFICACIÓN DE LAS HOJAS ELECTRÓNICAS

Denominación	Descripción
Hoja 1	Hoja electrónica para la selección del diámetro de tubería óptimo.
Hoja 2	Hoja electrónica para la selección del diámetro más económico en una Línea de impulsión.
Hoja 3	Hoja electrónica para la selección de una bomba búster.
Hoja 4	Hoja electrónica para el cálculo del golpe de ariete.

Para obtener una alternativa de selección adecuada a los requerimientos del sistema, se puede hacer uso de una misma hoja electrónica para obtener los resultados de la iteración de una variable, para lo cuál, cada una de estas iteraciones se identifican en la parte superior derecha con el rótulo: Prueba 1, Prueba 2, Prueba 3, etc.

En una etapa preparatoria al diseño, se debe completar la información correspondiente a la pérdida de carga local. Para esta pérdida de carga, es necesario consultar un Manual de Hidráulica para colocar la longitud equivalente (L_e) de los accesorios utilizados en el sistema de bombeo.

Las hojas electrónicas se encuentran ubicadas en el Apéndice 3, y la identificación de la hoja se encuentra en un rótulo ubicado en la parte superior derecha.

Desarrollo de análisis para un Caso de estudio

En un Terminal de distribución de productos blancos derivados de petróleo, se va a implementar la recepción de productos refinados desde los B/T que lo transportan y circulan en el país, para establecer

un método de recepción diferente al método de recepción por tierra utilizado actualmente en el Terminal.

En un Terminal de recepción y despacho de producto, se debe garantizar que todo el combustible que los B/T ingresen a descargar, pueda ser almacenado en los tanques de almacenamiento en tierra. En este caso, la presión que suministran las bombas del B/T al fluido no es suficiente para vencer las pérdidas por fricción y de cabezal estático, por lo tanto, es necesario instalar una estación de bombeo búster para garantizar la recepción del producto.

Recolección de información

Para la implementación de la recepción de productos por vía marítima, se ha ampliado el Terminal para la colocación de nuevos tanques en los que se va a almacenar el producto, y se han realizado los estudios Topográficos del sector, así como los estudios Batimétricos del sector por donde recorrerá la tubería submarina.

La información de los Buques tanque que transportan los derivados de petróleo y que circulan en el país, e ingresarán a descargar al

Terminal se resume en la Tabla 16, sobre la base de las condiciones extremas de bombeo que se puedan presentar.

TABLA 16
INFORMACIÓN DE LOS B/T QUE INGRESARÁN A DESCARGAR
AL TERMINAL

Condiciones extremas de Trabajo	Tiempo de bombeo, horas	Capacidad, barriles	Caudal, l/s	Presión Descarga, Pa
Máxima	50	225000	198,74	688446.6
Mínima	50	100000	88.33	344223.3

El sistema de amarre mar adentro de los B/T, es un sistema de amarre por Multiboya.

De los estudios topográficos y batimétricos del sector, se ha obtenido la siguiente información:

TABLA 17
LONGITUD DE LA LÍNEA ENTRE: B/T - ESTACIÓN DE BOMBEO

Recorrido de la Línea de Succión, metros			
Manguera	Tubería Submarina	Tubería en Tierra	Total
30	1600	50	1680

La Línea se utilizará para descargar los productos blancos derivados de petróleo desde los B/T. En el Terminal se va a almacenar Diesel y Gasolina de 80 octanos; para operaciones de limpieza generalmente se utilizará agua de mar.

Selección del diámetro de tubería óptimo para la Línea de succión

Para seleccionar el diámetro óptimo en la Línea de succión se necesita calcular la pérdida de carga a lo largo de toda esta Línea, y seleccionar un diámetro de tubería para el que la presión de ingreso en el ojo de impulsión de la bomba sea mayor o igual a cero.

El fluido para el que se analizará la pérdida de carga en la Línea será el agua de mar, por ser el líquido de mayor densidad que va a circular en la línea, y con el cuál se producirá la mayor pérdida de carga.

Para obtener el diámetro óptimo en la Línea de succión se utiliza la Hoja 1, y una vez llenada la información inicial que se solicite, los cálculos se realizan automáticamente. Para esta línea se iterará con los diámetros de tubería comercial de 253,81 mm (10 in), 304.57 mm (12 in), 355.33 mm (14 in), y así sucesivamente hasta obtener una presión de ingreso positiva en el ojo de impulsión de la bomba búster.

Para el cálculo de la pérdida de carga local en los accesorios, se utiliza un Manual de Hidráulica para colocar la longitud equivalente de los dispositivos utilizados en este recorrido.

TABLA 18
LONGITUD EQUIVALENTE DE ACCESORIOS UTILIZADOS EN LA LÍNEA DE SUCCIÓN

Accesorios	Cantidad	Diámetro nominal (DN), mm					
		253,81		304,57		355,33	
		Le	Total	Le	Total	Le	Total
Codo 90°	2	4,63	9,26	5,55	11,1	6,13	12,26
Codo 45°	2	2,96	5,92	3,54	7,08	3,9	7,8
Válvula de Compuerta Submarina	1	1,62	1,62	1,95	1,95	2,29	2,29
Válvula de Compuerta	2	1,62	3,24	1,95	3,9	2,29	4,58
Tee	1	15,55	15,55	18,59	18,59	21,64	21,64
Sumatoria		Total	35,59	Total	42,62	Total	48,57

Le: Longitud equivalente de los accesorios de tubería, en metros.

Debido a la variedad de embarcaciones que pueden ingresar a descargar al Terminal, para seleccionar el sistema de bombeo buster se toma en cuenta las condiciones extremas de presión y caudal que las bombas de los B/T suministran al fluido para circular en la Línea.

Para efectos de análisis, los cálculos se realizarán considerando varias condiciones de caudal.

TABLA 19
CONDICIONES DE CAUDAL Y CAÍDA DE PRESIÓN EN EQUIPOS,
PARA ITERACIÓN EN LA HOJA 1

Condición	Caudal (Q), l/s	Caída de presión en Equipos, Pa	
		Filtro	Varios
1.a	75,71	1500	0
2.a	82,02	2000	0
Mínima	88,33	2098	0
1.b	176,66	17500	0
2.b	182,97	19000	0
Máxima	198,74	21200	0

TABLA 20
 RESULTADOS DE LA ITERACIÓN EN LA HOJA ELECTRÓNICA 1,
 PARA UN DIÁMETRO DE TUBERÍA DE 254.32 mm (10 in)

Condición	Caudal (Q), l/s	Presión de las bombas B/T, m c. f.	Total Pérdida carga m c. f.	Cota IGM, m	Energía de ingreso al ojo de impulsión	
					m c. f.	Pa
1.a	75,71	31,90	12,38	15	4,52	48788,41
2.a	82,02	31,90	14,43	15	2,47	26662,30
Mínima	88,33	31,90	16,59	15	0,31	3344,84
1.b	176,66	63,80	63,55	15	-14,75	-159188,94
2.b	182,97	63,80	68,04	15	-19,24	-207633,48
Máxima	198,74	63,80	79,75	15	-30,96	-334050,32

TABLA 21
 RESULTADOS DE LA ITERACIÓN EN LA HOJA ELECTRÓNICA 1,
 PARA UN DIÁMETRO NOMINAL DE TUBERÍA DE 304.57 mm (12 in)

Condición	Caudal (Q), l/s	Presión bombas B/T, m c. f.	Total Pérdida carga, m c. f.	Cota IGM, m	Energía de ingreso al ojo de impulsión	
					m c. f.	Pa
1.a	75,71	31,90	5,13	15	11,77	126991,53
2.a	82,02	31,90	5,99	15	10,91	117758,40
Mínima	88,33	31,90	6,86	15	10,04	108296,55
1.b	176,66	63,80	26,52	15	22,28	240455,55
2.b	182,97	63,80	28,39	15	20,41	220247,77
Máxima	198,74	63,80	33,18	15	15,62	168586,33

Para un diámetro de tubería de 304,57 mm (12 in), la presión de ingreso en el ojo de impulsión de la bomba búster es positiva, por lo que este diámetro de tubería se escoge como el diámetro de tubería óptimo para la Línea de succión, y la tubería submarina que recorre el lecho marino que comunica al PLEM submarino con la estación de bombeo búster debe construirse para este valor de diámetro.

Selección del diámetro más económico para la Línea de descarga

Para la selección del diámetro mas económico para la Línea de descarga o impulsión, adicionalmente al cálculo de la pérdida de carga, la selección de este diámetro de tubería se realiza sobre la base de un ahorro en los costos totales de operación e inversión.

El fluido que se considera para el cálculo de la pérdida de carga en la Línea será el agua de mar, por ser el líquido de mayor densidad.

El análisis de la Línea se va a realizar utilizando la distribución que se muestra en la Figura 4.2.

El diámetro de tubería del Tramo 1 se lo considera fijo, y se refiere a la tubería que se encuentra entre la descarga de la bomba búster y la salida de la estación de bombeo. En la salida de la estación de bombeo se conecta con el Tramo 2, y esta tubería se conecta con los tanques de almacenamiento.

Para determinar el diámetro más económico a instalar en la Línea de descarga, se utiliza la hoja 2. En este caso se va a iterar con los diámetros comerciales de tubería de: 304,57 mm (12 in), 355,33 mm (14 in), 406,09 mm (16 in) y 456,85 mm (18 in).

El diámetro de la tubería que se está iterando, corresponde al tramo 2 de la Línea de descarga o impulsión.

Para el cálculo de la pérdida de carga local en los accesorios se utiliza un Manual de Hidráulica para colocar la longitud equivalente de los dispositivos utilizados en este recorrido.

En base al diámetro de tubería de la Línea de succión, se va a colocar en el Tramo 1 una tubería de diámetro 253,81 mm (10 in),

que es el inmediato diámetro comercial inferior para las tuberías de acero.

En el Terminal se van a presentar dos condiciones de bombeo, pero el análisis del diámetro más económico se lo realiza sobre la base de la máxima condición de presión y caudal de bombeo.

TABLA 22
LONGITUD EQUIVALENTE DE ACCESORIOS UTILIZADOS EN EL
TRAMO 1 DE LA LÍNEA DE DESCARGA O IMPULSIÓN

Accesorios	Cantidad	Diámetro Nominal	
		253,81 mm	
		Le, m	Total, m
Codo 90°	3	4,63	13,89
Válvula de retención	1	19,81	19,81
Válvula de compuerta	1	1,62	1,62
Sumatoria		Total (m)	35,32

Le: Longitud equivalente de accesorios, en metros.

TABLA 23
INFORMACIÓN DE LA LONGITUD DE LA LÍNEA

Sección	DN (mm)	DI (mm)	Tubería	
			Longitud (m)	Le (m)
Succión	304,57	302,99	1680	42,62
Tramo 1	253,81	254,32	20	35,32
Tramo 2	.-.	.-.	250	.-.

DN: Diámetro nominal, en milímetros

DI: Diámetro interior, en milímetros.

Le: Longitud equivalente de los accesorios, en metros.

TABLA 24
 DIÁMETROS PARA ITERACIÓN EN LA HOJA 2,
 CORRESPONDIENTES AL TRAMO 2 DE LA LÍNEA DE IMPULSIÓN

Ítem	DN (mm)	DI (mm)	Le Tramo 2 (m)
1ero	304,57	302,99	139,8
2do	355,33	333,096	159,3
3ero	406,09	380,71	182,1
4to	456,85	428,33	205,6

DN: Diámetro nominal, en milímetros

DI: Diámetro interior, en milímetros.

Le: Longitud equivalente de accesorios, en metros.

TABLA 25
 LONGITUD EQUIVALENTE DE ACCESORIOS UTILIZADOS EN EL TRAMO 2 DE LA LÍNEA DE
 DESCARGA O IMPULSIÓN.

Accesorios	Cantidad	Diámetro nominal (DN), mm							
		304,57		355,33		406,09		456,85	
		Le	Total	Le	Total	Le	Total	Le	Total
Codo 90°	2	5,5	11	6,13	12,26	7,04	14,08	7,99	15,98
Codo 45°	2	3,54	7,08	3,9	7,8	4,48	8,96	5,09	10,18
Válvula de Compuerta	3	1,95	5,85	2,29	6,87	2,59	7,77	2,93	8,79
Te	1	18,59	18,59	21,64	21,64	24,69	24,69	27,74	27,74
Sumatoria		Total	42,62	Total	48,57	Total	55,5	Total	62,69

Le: Longitud equivalente de los accesorios de tubería, en metros.

Utilizando la Hoja electrónica 2, en la primera sección de cálculos se determina el TDH para los diámetros de tubería que se están analizando en la condición de máximo caudal.

TABLA 26
RESULTADO DEL CÁLCULO DEL TDH EN LA SECCIÓN 1 DE LA
HOJA 2

Ítem	DN , mm	Caudal , l/s	TDH , m
1ero	304,57	198,74	27,40
2do	355,33	198,74	25,55
3ero	406,09	198,74	24,06
4to	456,85	198,74	23,38

DN: Diámetro nominal, en milímetros.

TDH: Altura dinámica total, en metros.

Con la obtención del TDH para los diámetros de tubería iterados en la sección 1 de la hoja 2, se introduce los datos que solicita la sección 2 para realizar el análisis de sensibilidad económica del diámetro de tubería, y los resultados se muestran en la Tabla 27.

TABLA 27
DIÁMETROS DE ANÁLISIS PARA LA TUBERÍA DEL TRAMO 2

Ítem	DN (mm)	TDH (m)	Peso unitario (Kg/m)	Eficiencia bomba η bomba (%)	Eficiencia motor η motor (%)
1ero	304,57	27,40	73,84	83	80
2do	355,33	25,55	81,31	83	80
3ero	406,09	24,06	93,24	83	80
4to	456,85	23,38	105,18	83	80

DN: Diámetro nominal, en milímetros

TDH: Altura dinámica total, en metros

η bomba: Eficiencia de la bomba, en porcentaje (%).

η motor: Eficiencia del motor, en porcentaje (%).

TABLA 28
RESULTADOS DE LA ITERACIÓN EN LA HOJA 2

Ítem	DN (mm)	Costos totales (US\$)
1ero	304,57	163515,38
2do	355,33	163231,35
3ero	406,09	168051,16
4to	456,85	175794,10

DN: Diámetro nominal, en milímetros.

Obtenidos los resultados de la Hoja electrónica 2, para mejor visualización se colocan en la Figura 5.1.

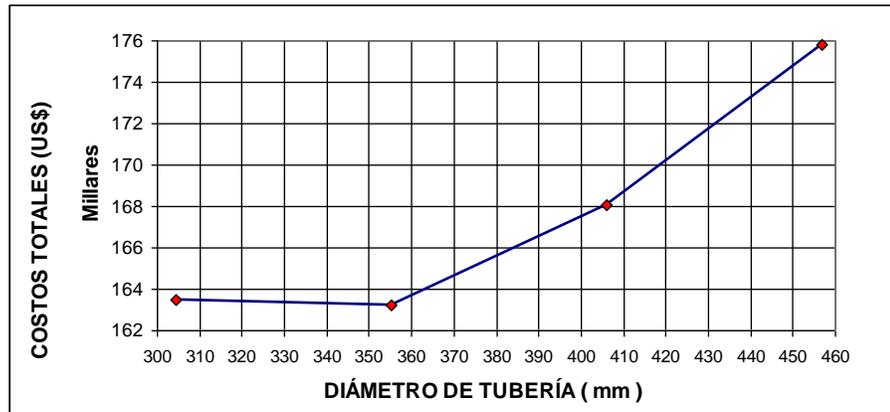


FIGURA 5.1. COSTOS TOTALES VS. DIÁMETRO DE TUBERÍA EN LA LÍNEA DE IMPULSIÓN.

En la Figura 5.1 se puede visualizar fácilmente que para un diámetro de tubería de 355,33mm (14 in) en la Línea de descarga o impulsión, la curva de Costos totales vs. Diámetro de tubería, se encuentra en el menor valor.

El desarrollo de cálculo de la hoja electrónica, se puede obtener en el Apéndice 3.

Selección de la Bomba búster

Para la selección de la bomba búster, en primer lugar se elige a un fabricante de bombas que cumpla con la norma API estándar 610, luego se establece el tipo de bomba adecuada sobre la base de la curva característica del sistema, y la curva de la bomba.

La marca de bombas Goulds Inc., en su modelo 3700 proporciona a la industria del petróleo bombas centrífugas que cumplen con la norma API estándar 610. Para la resolución del problema planteado en este caso de estudio, este es el fabricante de bombas del que se seleccionará la bomba búster.

Para la construcción de la curva característica del sistema, una vez determinados los diámetros en la Línea de succión y la Línea de descarga o impulsión, se determina la carga total o TDH (altura dinámica total) para varias condiciones de caudal.

Debido a que este sistema de bombeo tipo búster, debe adaptarse al sistema de bombeo de los B/T que descarguen en el Terminal; el caudal y la presión de bombeo de ingreso son independientes del

sistema de bombeo tipo búster, y ya han sido establecidos en 2 condiciones extremas de caudal y presión.

En el cálculo de las pérdidas de carga, se considera como fluido de bombeo al agua de mar por ser el líquido de mayor densidad.

Para construir la curva característica de carga del sistema, se determina el TDH para varios caudales alrededor de las condiciones máxima y mínima de descarga desde los B/T.

La selección de la bomba búster se la realiza con la ayuda de la Hoja 3. En la primera parte se determina el TDH del sistema para las condiciones de bombeo establecidas previamente y utilizando los diámetros de tubería para la succión y descarga ya establecidos.

TABLA 29

RESULTADO DE LA CONSTRUCCIÓN DE LA CURVA CARACTERÍSTICA DEL SISTEMA PARA LA
CONDICIÓN MÍNIMA EN LA SECCIÓN 1 DE LA HOJA 3.

Nivel en la succión: 15 m s. n. m. Nivel en la descarga: 50 m s. n. m.

Caudales (l/s)	12,62	37,85	63,09	88,33	100,95	113,56
Presión del B/T (m c. f.)	31,90	31,90	31,90	31,90	31,90	31,90
Altura geométrica (m)	35	35	35	35	35	35
Altura del Tanque (m)	16	16	16	16	16	16
ΔP equipos (m c. f.)	0,000	0,023	0,093	0,278	0,315	0,626

	Caudales (l/s)	12,62	37,85	63,09	88,33	100,95	113,56
Línea de Succión	Diámetro interior (mm)	304,57	304,57	304,57	304,57	304,57	304,57
	Factor de fricción	0,02197	0,01792	0,01660	0,01589	0,01564	0,01544
	Longitud total (m)	1680	1680	1680	1680	1680	1680
	Velocidad (m/s)	0,17	0,52	0,87	1,21	1,39	1,56
	Le (m)	42,62	42,62	42,62	42,62	42,62	42,62
	Pérdidas locales (m c. f.)	0,00	0,03	0,09	0,17	0,21	0,27
	Pérdida por fricción (m c. f.)	0,19	1,36	3,50	6,57	8,44	10,54
Línea de Impulsión (Tramo 1)	Diámetro interior (mm)	254,32	254,32	254,32	254,32	254,32	254,32
	Factor de fricción	0,02129	0,01762	0,01645	0,01583	0,01562	0,01545
	Longitud total (m)	20	20	20	20	20	20
	Velocidad (m/s)	0,25	0,75	1,24	1,74	1,99	2,24
	Le (m)	35,32	35,32	35,32	35,32	35,32	35,32
	Pérdidas locales (m c. f.)	0,01	0,07	0,18	0,34	0,44	0,55
	Pérdida por fricción (m c. a.)	0,01	0,04	0,10	0,19	0,25	0,31

	Caudales (l/s)	12,62	37,85	63,09	88,33	100,95	113,56
Línea de Impulsión (Tramo 2)	Diámetro interior (mm)	336,29	336,29	336,29	336,29	336,29	336,29
	Factor de fricción	0,02236	0,01813	0,01672	0,01596	0,01569	0,01547
	Longitud total (m)	250	250	250	250	250	250
	Velocidad (m/s)	0,14	0,43	0,71	0,99	1,14	1,28
	Le (m)	48,57	48,57	48,57	48,57	48,57	48,57
	Pérdidas locales (m c. f.)	0,00	0,02	0,06	0,12	0,15	0,19
	Pérdida por fricción (m c. f.)	0,02	0,12	0,32	0,60	0,77	0,96
	TDH del sistema (m)	19,33	20,78	23,44	27,36	29,67	32,54

TABLA 30

RESULTADO DE LA CONSTRUCCIÓN DE LA CURVA CARACTERÍSTICA DEL SISTEMA PARA LA
CONDICIÓN MÁXIMA EN LA SECCIÓN 1 DE LA HOJA 3.

Nivel en la succión: 15 m s. n. m.

Nivel en la descarga:

50 m s. n. m.

Caudales (l/s)	126,18	141,96	157,73	173,50	198,74	205,05
Presión del B/T (m c. f.)	63,80	63,80	63,80	63,80	63,80	63,80
Altura geométrica (m)	35	35	35	35	35	35
Altura de Tanque (m)	16	16	16	16	16	16
ΔP equipos (m c. f.)	0,741	0,927	1,158	1,529	1,853	2,085

	Caudales (l/s)	126,18	141,96	157,73	173,50	198,74	205,05
Línea de Succión	Diámetro interior (mm)	304,57	304,57	304,57	304,57	304,57	304,57
	Factor de fricción	0,01526	0,01509	0,01494	0,01481	0,01464	0,0146
	Longitud total (m)	1680	1680	1680	1680	1680	1680
	Velocidad (m/s)	1,73	1,95	2,17	2,38	2,73	2,81
	Le (m)	42,62	42,62	42,62	42,62	42,62	42,62
	Pérdidas locales (m c. f.)	0,33	0,41	0,50	0,60	0,78	0,83
	Pérdida por fricción (m c. f.)	12,87	16,10	19,68	23,61	30,63	32,53
Línea de Impulsión (Tramo 1)	Diámetro interior (mm)	254,32	254,32	254,32	254,32	254,32	254,32
	Factor de fricción	0,01531	0,01516	0,01504	0,01493	0,01479	0,01477
	Longitud total (m)	20	20	20	20	20	20
	Velocidad (m/s)	2,48	2,79	3,11	3,42	3,91	4,04
	Le (m)	35,32	35,32	35,32	35,32	35,32	35,32
	Pérdidas locales (m c. f.)	0,67	0,84	1,03	1,23	1,60	1,70
	Pérdida por fricción (m c. a.)	0,38	0,47	0,58	0,70	0,91	0,96

	Caudales (l/s)	126,18	141,96	157,73	173,50	189,27	205,05
Línea de Impulsión (Tramo 2)	Diámetro interior (mm)	336,29	336,29	336,29	336,29	336,29	336,29
	Factor de fricción	0,01528	0,01509	0,01492	0,01478	0,01460	0,01456
	Longitud total (m)	250	250	250	250	250	250
	Velocidad (m/s)	1,42	1,60	1,78	1,95	2,24	2,31
	Le (m)	48,57	48,57	48,57	48,57	48,57	48,57
	Pérdidas locales (m c. f.)	0,23	0,28	0,35	0,42	0,54	0,57
	Pérdida por fricción (m c. f.)	1,17	1,46	1,78	2,14	2,77	2,94
	TDH del sistema (m)	3,59	7,70	12,28	17,43	26,28	28,82

Con ayuda de la hoja 3 en la selección de la bomba búster y al tener 2 condiciones de bombeo extremas en este caso de estudio establecidas por las bombas de los B/T, las alternativas planteadas son las siguientes:

1. Operación en la estación de bombeo con una sola bomba.
2. Operación en la estación de bombeo con una bomba para la condición máxima, y una bomba para la condición mínima.
3. Operación en la estación de bombeo con un arreglo de 2 bombas en paralelo.

Para la primera alternativa, se utiliza una bomba para satisfacer las 2 condiciones de bombeo. La aplicación de esta solución implica un derroche de energía durante la operación para la condición mínima, así como un funcionamiento con eficiencia baja.

Para la segunda alternativa, se satisfacen los requerimientos de carga de manera independientemente. Aunque esta alternativa es la que mejor satisface las condiciones de bombeo, resulta ser una solución poco ingeniosa.

En la tercera alternativa, el uso de un arreglo de bombas en paralelo proporciona a la estación de bombeo un sistema que puede funcionar adaptándose a las condiciones de bombeo que se generen en el Terminal, además de un funcionamiento a una eficiencia alta, y ahorro de energía durante la operación.

Para asignar la bomba búster a cada una de las alternativas planteadas anteriormente, se utiliza la curva general del fabricante que se encuentra en el Apéndice 4.

Los resultados de los puntos de operación de las bombas seleccionadas, se muestran en las siguientes Tablas:

TABLA 31
 ALTERNATIVA 1: OPERACIÓN EN LA ESTACIÓN DE BOMBEO
 CON UNA SOLA BOMBA.

Información de la curva de la bomba búster			
Condición mínima		Condición máxima	
Caudal (l/s)	TDH (metros)	Caudal (l/s)	TDH (metros)
31,56	37,18	126,18	32,31
47,82	36,27	141,96	31,39
63,09	35,36	157,73	29,56
78,86	34,74	173,50	27,74
94,64	34,14	198,74	25,91
110,41	33,53	205,05	24,38

Punto de operación			
Condición mínima		Condición máxima	
TDH (m)	32,99	TDH (m)	24,31
Caudal (l/s)	114,15	Caudal (l/s)	203,58
Pot. (Kw.)	74,57	Pot. (Kw.)	74,57
Ef. (%)	70	Ef. (%)	81
Tamaño	8 x 10 - 13	Tamaño	8 x 10 - 13

TABLA 32
 ALTERNATIVA 2: OPERACIÓN EN LA ESTACIÓN DE BOMBEO
 CON UNA BOMBA PARA LA CONDICIÓN MÁXIMA, Y UNA BOMBA
 PARA LA CONDICIÓN MÍNIMA

Información de la curva de la bomba búster			
Bomba búster pequeña		Bomba búster grande	
Caudal (l/s)	TDH (metros)	Caudal (l/s)	TDH (metros)
12,62	35,05	126,18	32,31
37,85	34,44	141,96	31,39
63,09	32,92	157,73	29,56
88,33	29,87	173,50	27,74
100,95	28,35	198,74	25,91
113,56	26,52	205,05	24,38

Punto de operación			
Bomba búster pequeña		Bomba búster grande	
TDH (m)	28,99	TDH (m)	24,31
Caudal (l/s)	95,77	Caudal (l/s)	203,58
Pot. (Kw.)	37,29	Pot. (Kw.)	74,57
Ef. (%)	81,5	Ef. (%)	81
Tamaño	6 x 8 - 13B	Tamaño	8 x 10 - 13

TABLA 33
ALTERNATIVA 3: OPERACIÓN EN LA ESTACIÓN DE BOMBEO
CON UN ARREGLO DE 2 BOMBAS EN PARALELO

Información de la curva de la bomba búster			
Bomba búster sola		Arreglo en paralelo	
Caudal (l/s)	TDH (metros)	Caudal (l/s)	TDH (metros)
12,62	35,05	126,18	32,70
37,85	34,44	141,96	31,96
63,09	32,92	157,73	31,12
88,33	29,87	173,50	30,18
100,95	28,35	189,27	29,15
113,56	26,52	205,05	28,01

Punto de operación			
Bomba búster sola		Arreglo en paralelo	
TDH (m)	28,99	TDH (m)	27,53
Caudal (l/s)	95,77	Caudal (l/s)	211,27
Pot. (Kw.)	37,29	Pot. (Kw.)	74,57
Ef. (%)	81,5	Ef. (%)	--,--
Tamaño	6 x 8 - 13B	Tamaño	6 x 8 - 13B

La alternativa 3 en este caso de estudio es la que se escoge para aplicar en la estación de bombeo búster, por las siguientes razones: por las ventajas en el ahorro de suministro de energía, la versatilidad para realizar maniobras de bombeo y un menor tiempo de amortización de las bombas, entre otras.

Cálculo del golpe de ariete

Para el cálculo del golpe de ariete en la tubería, en primer lugar se realiza un cálculo estructural para determinar la presión de operación de la tubería y la máxima presión que esta resiste. Luego se determina el valor de la presión debida al golpe de ariete, con lo cuál se puede obtener la presión máxima y mínima al interior de la tubería.

Estos cálculos se los realiza con la Hoja electrónica 4, que se muestra en el apéndice 3.

Utilizando la Hoja 4, la presión de operación y la presión de reventamiento para la línea de impulsión (Tramo 2), es la que se muestra en la Tabla 34.

TABLA 34

CÁLCULO DE LAS PRESIONES QUE SOPORTA LA TUBERÍA

<u>Utilizando la ecuación 4.23</u>	
Presión de reventamiento	1622456368.02 Pa (150352.74 m c.f.)
Presión de operación	846922224.11 Pa (78484.13 m c.f.)
<u>Utilizando la ecuación 4.24</u>	
Presión de reventamiento	16220455.73 Pa (1503.15 m c.f.)
Presión de operación	8467077.89 Pa (784.64 m c.f.)

En la sección 2 de la Hoja 4 se determina la altura dinámica total (TDH) para la línea de impulsión, que para el presente caso de estudio tiene el valor de 26.28 metros de columna de fluido. En la sección 3 de la Hoja 4 se realiza el cálculo del golpe de ariete, con los siguientes resultados:

TABLA 35
 RESULTADOS DEL CÁLCULO DEL GOLPE DE ARIETE EN LA
 HOJA 4

$L_{TUBERÍA} = 250 \text{ } \langle \text{ } L_i = 3493.96$	Impulsión corta
$P_{GOLPEARIETE} = 18.76 \text{ m.c.f.}$	Ecuación Michaud
P_{MAXIMA} originada por el golpe de ariete	56,15 m c.f.
P_{MINIMA} originada por el golpe de ariete	13,85 m c.f.

Comparando el valor del golpe de ariete máximo de 56,15 metros de columna de fluido, con la presión de operación dada por la ecuación 4.23 de 784.64 metros de columna de fluido que es el valor mínimo, se determina que la tubería resiste sin problemas la sobre presión máxima que se puede producir en la línea.

Para el valor mínimo de presión al interior de la tubería, el valor obtenido es de 13,85 metros de columna de fluido, con lo cuál se determina que no existe una presión negativa y el sistema no necesita un sistema de protección para este caso.

CAPITULO 6

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

En el desarrollo del presente capítulo se exponen las conclusiones y las recomendaciones de la tesis de grado, realizados sobre la base de los objetivos que tiene el presente trabajo, tales como: realizar la selección de un diámetro de tubería óptimo para la línea de succión, elegir un sistema de bombeo que pueda funcionar en cualquiera de las condiciones de bombeo del Terminal, seleccionar el diámetro de tubería mas económico para la línea de succión y analizar el golpe de ariete en la tubería en caso de una falla del suministro eléctrico que alimenta a las bombas.

Las conclusiones se las ha dividido conforme la metodología que se ha desarrollado en el capítulo 4 y los resultados obtenidos en el caso de estudio desarrollado en el capítulo 5, tal como se lo expone en la sección 6.1. Con una orientación más general, se han realizado las recomendaciones a este tema en la sección 6.2 expuesta mas adelante; dirigidas hacia el personal técnico y profesional en esta área que desee desarrollar la selección de un sistema de bombeo búster para un Terminal de recepción y despacho de combustible.

6.1 CONCLUSIONES

Las conclusiones desarrolladas por la exposición realizada en la metodología del capítulo 4, son las siguientes:

1. En el desarrollo de la metodología para la selección del sistema de bombeo tipo búster, la selección de las bombas del sistema se la realiza para cumplir las condiciones de recepción y despacho en el Terminal.
2. Las condiciones de bombeo en la recepción de combustible del Terminal las determinan las bombas de los B/T, las condiciones

batimétricas del sector por donde la tubería submarina hace su recorrido, y las condiciones topográficas de la zona donde se encuentra instalada la estación de bombeo y los tanques de almacenamiento.

3. En la realización del análisis hidráulico del diámetro de la línea de succión, es indispensable realizarlo tomando en cuenta los resultados de la batimetría del sector a recorrer por la tubería submarina. Además, se debe definir la ubicación de la estación de bombeo para realizar los análisis de pérdida de carga en la tubería, entre el PLEM submarino y la bomba búster para en caso de ser necesario ajustar el diámetro de la línea de succión.
4. El caudal de operación con el que se debe seleccionar las bombas del sistema de bombeo búster, debe ser igual al caudal de despacho de las bombas de los B/T
5. Para seleccionar el diámetro de la línea de succión, las pérdidas de presión a lo largo de toda la línea debe ser mayor o igual a cero; esto evita que se produzcan problemas de cavitación.

6. La selección del diámetro más económico de la línea de impulsión considera principalmente, el punto de equilibrio entre los gastos de inversión y los gastos por consumo de energía.
7. La iteración del diámetro de la línea de impulsión para el análisis de sensibilidad económica del diámetro de la tubería, proporciona al sistema, la reducción de los costos totales de funcionamiento; definidos como la suma algebraica de los gastos de inversión más los gastos por consumo de energía.
8. Para seleccionar la bomba búster de la estación de bombeo, se utiliza el valor de la altura dinámica total y el caudal de bombeo como variables de entrada en la curva general de bombas del fabricante.
9. El fabricante de bombas para la industria del petróleo debe proporcionar bombas que cumplan con la norma API estándar 610.

10. El arreglo de bombas en paralelo se lo utiliza en sistemas que tienen diferentes condiciones de bombeo, reduciendo el derroche de energía por potencia no utilizada y proporcionando versatilidad en maniobras de operación durante el bombeo.
11. Existen casos en los que se va a presentar una sola condición de bombeo en el Terminal, a la presión y volumen de operación determinados acorde al tipo de B/T que ingrese a descargar su producto. Para este caso la bomba búster seleccionada operaría en una conexión directa al sistema de tuberías para bombear el producto hasta los tanques de almacenamiento en tierra. Una alternativa viable en este caso es un arreglo de bombas en paralelo, que con un consumo de potencia más pequeña por bomba, funcionaría en la misma condición de bombeo y adicionalmente reduciría la capacidad requerida de la sub-estación eléctrica.
12. El golpe de ariete que se produce por el corte del suministro de energía eléctrica a las bombas, origina al interior de la tubería una presión máxima equivalente a la suma algebraica de la altura manométrica y la presión debida al golpe de ariete, y una

presión mínima igual a la diferencia entre la altura manométrica y la presión originada por el golpe de ariete.

Las conclusiones que se obtienen del desarrollo del caso de estudio que se presentó en el capítulo 5, son las siguientes:

1. Realizada la iteración en la hoja electrónica 1, para un diámetro nominal de tubería de 254,32 mm (10 in) en la línea de succión se obtiene una presión de 0,31 m c. f. para la condición mínima y $-30,96$ m c. f. para la condición máxima a la altura del ojo de impulsión de la bomba. Por lo tanto, este diámetro de tubería no se lo selecciona como diámetro óptimo para la línea de succión, porque la presión final en el interior de la tubería no es mayor o igual a cero a la altura del ojo de impulsión de las bombas búster para ambas condiciones de bombeo.
2. Realizada la prueba 2 en la hoja electrónica 1, para un diámetro nominal de tubería de 304,57 mm (12 in) en la línea de succión, se obtiene una presión de 10,04 m c. f. para la condición mínima y 15,62 m c. f. para la condición máxima a la altura del ojo de

impulsión de la bomba. Por lo tanto, este diámetro de tubería se lo selecciona como el diámetro de tubería óptimo para esta línea ,porque proporciona una presión final positiva al interior de la tubería a la altura del ojo de impulsión de la bomba.

3. El diámetro mas económico para el Tramo 2 de la línea de impulsión, realizando la prueba 1 en la hoja electrónica 2 con los diámetros de 304,57 mm (12 in), 355,33 mm (14 in), 406,09 mm (16 in) y 456,85 mm (18 in) se determina que el diámetro de 355,33 mm produce los menores costos totales con un valor de 163231,35 dólares, y los valores mas cercanos son de 163515,38 y 168051,16 dólares para los diámetros de 304,57 mm y 406,09 mm, respectivamente.

4. La bomba búster que se selecciona para la estación de bombeo es fabricada por la marca Goulds Inc. con el modelo 3700 y cumple con la norma API estándar 610, tiene las dimensiones 6 x 8 – 13B y se utiliza una sola bomba para satisfacer el bombeo de combustible en la condición mínima, y un arreglo de 2 bombas en paralelo de dimensiones 6 x 8 – 13B para satisfacer

las condiciones de bombeo de combustible en la condición máxima.

5. El golpe de ariete que se produce en la línea de impulsión para el corte brusco del suministro de energía eléctrica que alimenta a las bombas es de 21,15 m c. f. y produce al interior de la tubería las presiones de 56,15 m c. f. y 13,85 m c. f., máxima y mínima respectivamente.

6. La tubería de la línea de impulsión no necesita protección para una sobre presión, debido a que para la máxima presión por golpe de ariete es de 56,15 m c. f., la cuál es muy pequeña comparada con la presión de operación de 784,64 m c. f. que resiste la tubería. Adicionalmente, se concluye que al ser positivo el valor de la presión mínima debida al golpe de ariete, no se necesitan válvulas de aire en el sistema para proteger a la tubería de presiones negativas.

6.2 RECOMENDACIONES

1. Antes de realizar el análisis hidráulico del sistema de bombeo que se va a implementar en Terminal de recepción de combustible, se debe asegurar que sean suministrados los datos de la batimetría del lecho marino por donde recorre la tubería submarina y la topografía del terreno donde están las instalaciones del Terminal, para que se pueda determinar las diferentes cotas y los recorridos que tendrá que realizar la tubería.
2. El caudal para seleccionar las bombas búster debe ser igual al caudal de despacho desde las bombas de los B/T. Este requisito se debe cumplir tanto para la selección de las bombas búster a la máxima condición, como para la selección de las bombas búster que funcionen a la mínima condición de operación; en el caso de tener 2 condiciones de bombeo en el Terminal.
3. Cuando ingresen al Terminal embarcaciones o B/T con diferentes capacidades de bombeo, la selección de las bombas búster se puede reducir a dos condiciones de bombeo tomadas

como extremas, es decir, una con un caudal de bombeo mínimo y otra con caudal de bombeo máximo.

4. Antes de iniciar los cálculos que servirán para el análisis hidráulico del diámetro de la tubería y la selección de las bombas, es importante definir claramente todas las variables dadas en los datos de entrada, pero se debe tener en cuenta que la caída de presión en la tubería es mayor para los fluidos de mayor densidad.
5. A la salida del flujo de la bomba se recomienda siempre colocar una válvula de retención con muelle de cierre para amortiguar la presión debida al golpe de ariete.
6. Los elementos y dispositivos que se utilizan en la industria del petróleo, antes de ser seleccionados se debe revisar las normativas que rigen al equipo y seleccionar un fabricante que suministre equipos certificados. Entre las instituciones más conocidas se tiene a: el Instituto Americano de Petróleo (API), la

Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos (ASME), entre otros.

7. El fluido de bombeo que ingrese al ojo de impulsión de la bomba búster debe estar libre de partículas para evitar daños a los impulsores y el tiempo de vida útil de la bomba no se reduzca.

APÉNDICE 1
EXTRACTO DE NORMA API STD. 610
(Referencia 1)

CONTENIDO DEL APENDICE 1

Sección 1 – General

- 1.1 Alcance
- ☆ 1.2 Diseños Alternos
- ☆ 1.3 Conflicto en los requerimientos
- ☆ 1.4 Definición de Términos
- 1.5 Publicaciones de Referencia

Sección 2 – Diseño Básico

- ☆ 2.1 General
- 2.2 Presión en la carcasa
- ☆ 2.3 Conexiones de boquillas y misceláneos
- ☆ 2.4 Fuerzas y momentos externos en las boquillas
- 2.5 Elementos rotatorios
- ☆ 2.6 Anillos
- 2.7 Sellos
- ☆ 2.8 Dinámica
- ☆ 2.9 Cojinetes y caja de cojinete
- ☆ 2.10 Lubricación
- ☆ 2.11 Materiales
- ☆ 2.12 Misceláneos

Sección 3 – Accesorios

- 3.1 Controladores
- 3.2 Acoples y protecciones
- 3.3 Montaje de placas
- 3.4 Tuberías y accesorios

Sección 4 – Inspección y pruebas

- 4.1 General
- 4.2 Inspección
- 4.3 Pruebas
- 4.4 Preparación para despacho

Sección 5 – Garantía y seguro

- 5.1 Mecánico
- 5.2 Funcionamiento

Sección 6 – Datos del Fabricante

- 6.1 Propuesta
- 6.2 Información del contrato

☆ APÉNDICE A – HOJA DE DATOS DE BOMBAS CENTRÍFUGAS

APÉNDICE B – LISTA DE CHEQUEO

APÉNDICE C – EFECTO DE FUERZAS Y MOMENTOS EXTERNOS EN LAS BOQUILLAS DE LA TUBERÍA DE DISEÑO

APÉNDICE D – MECÁNICA ESQUEMÁTICA DE SELLOS Y TUBERÍAS

☆ Ítems de la norma API estándar 610 que se van a desarrollar.

BOMBAS CENTRÍFUGAS PARA USO DE SERVICIOS GENERALES EN REFINERÍAS

Sección 1 – Generalidades

1.1 Alcance

Esta norma describe los requerimientos mínimos para bombas centrífugas para uso en servicio de la refinería de petróleo. Esta norma es también aplicable para turbinas recuperadoras de potencia hidráulica.

NOTA: Una viñeta (●) en el margen indica que una decisión por el comprador es requerida. Estas decisiones deberían ser indicadas directamente en una hoja de datos cuando las provisiones son hechos para ellos; en caso contrario, ellos deberían dar información en los pedidos o en la orden.

1.2 Diseños alternativos

El vendedor podría ofrecer diseños alternativos (ver 6.1 para los requisitos propuestos). Las dimensiones métricas equivalentes, los seguros y las bridas podrían ser sustituidos cuando existe un acuerdo mutuo entre el comprador y el vendedor.

1.3 Conflicto en los requerimientos

En caso de conflicto entre esta norma y el proceso u orden, la información incluida en la orden será la prioritaria.

1.4 Definición de términos

1.4.1 Los términos utilizados en este estándar son definidos como sigue:

Normal, se denomina así a la condición en la cual el equipo será usualmente operado.

Nominal, se denomina así a lo especificado como condiciones de operación del punto de garantía, incluyendo la capacidad, el cabezal, el cabezal de succión neta positiva, la gravedad específica, la velocidad y la viscosidad del fluido.

Máxima presión de trabajo permisible en la carcasa, es la más grande presión de descarga a la temperatura de bombeo especificada para la cuál ha sido diseñada la carcasa de la bomba. El diseño deberá cumplir las reglas del diseño de bombas establecido en esta norma. Esta presión será igual a o más grande que la máxima presión de descarga.

Máxima presión de descarga, es la máxima presión de succión posible a ser experimentada más el máximo diferencial de presión que la bomba es capaz de desarrollar cuando esta opera a las condiciones especificadas de velocidad, gravedad específica, y temperatura de bombeo con el impulsor suministrado.

Presión de descarga nominal, es la presión de descarga de la bomba en el punto de garantía a capacidad, velocidad, presión de succión y gravedad específica nominal.

Máxima presión de succión, es la presión de succión más alta a la cual la bomba es sometida durante la operación.

Presión de succión nominal, es la presión de succión para las condiciones de operación en el punto de garantía.

Máxima temperatura admisible, es la máxima temperatura continua para la cual el fabricante ha diseñado el equipo (o alguna parte para la cual el término es referido) cuando se manipule el fluido especificado en la presión especificada.

Velocidad nominal, es el número de revoluciones por minuto de la bomba, requeridos para alcanzar las condiciones de operación nominal. (Para este término debería notarse que los motores de inducción funcionarán a una velocidad que es una función de la carga impuesta)

Caballos de potencia al freno nominal, es la potencia requerida por la bomba en las condiciones de operación nominal.

Máxima presión de sellado, es la más alta presión esperada en cada sello.

Velocidad específica de succión, es un índice de las características de operación de la succión de la bomba, determinada en el punto de mayor eficiencia. (Este valor sirve como un indicador del cabezal de succión positiva neto requerido para dar valores de capacidad y velocidad rotativa, y además, provee algunas valorizaciones de la sensibilidad de una bomba para recirculación interna.)

Mínimo flujo estable continuo, es el caudal más bajo en el cual la bomba puede operar sin exceder los límites de ruido y vibración impuestos por esta norma.

Mínimo flujo térmico continuo, es el flujo más bajo en el cual la bomba puede operar y sin embargo mantener la temperatura del líquido bombeado debajo en la cual el cabezal de succión positivo neto disponible iguala al cabezal de succión positivo neto requerido.

Vendedor, se refiere al fabricante de la bomba.

Un casquillo de estrangulamiento, es un anillo restrictivo de desgaste y cierre, alrededor del eje (o casco) en la salida exterior de un sello mecánico.

Un casquillo de garganta, es un anillo restrictivo de desgaste y cierre, alrededor del eje (o casco) entre el sello (o empaque) y el impulsor.

La *presión de carcasa*, es la compuesta de todas las partes estacionarias de la unidad que contienen presión, incluyendo todas las boquillas y otras partes añadidas.

Carcasa doble, se refiere al tipo de construcción en el cuál la presión de carcasa es separada y diferenciada de los elementos de bombeo contenidos en este.

Carcasa de barril, se refiere específicamente a una bomba horizontal de tipo de doble revestimiento.

Bomba vertical enlatada, se refiere especialmente a una bomba vertical de doble revestimiento.

Una turbina de recuperación de potencia hidráulica, puede ser una bomba operada con corriente invertida para distribuir energía mecánica en el empalme de la recuperación de energía liberada por la reducción de la presión del líquido (y algunas veces por la energía adicional liberada por la evolución de vapor o gas del líquido).

División radial, se refiere al acople de carcasas que son transversales a la línea central del eje.

División axial, se refiere al acople de carcasas que son paralelos a la línea central del eje.

Cabezal de succión positivo neto (NPSH), es el cabezal de succión total, en pies de líquido absoluto, determinado en la boquilla de succión y con respecto a una elevación de referencia menos la presión de vapor del líquido, en pies absolutos. La elevación de referencia es la línea central de la bomba para las bombas horizontales, la línea de centro de las boquillas de succión para bombas en línea vertical y la parte alta del cimiento para otras bombas verticales.

Cabezal de succión positiva disponible (NPSHA), es el NPSH determinada por el comprador para el sistema de bombeo con el líquido en la temperatura de bombeo.

Cabezal de succión positiva requerido (NPSHR), es la determinada por el vendedor de pruebas realizadas bombeando agua. Esta es expresada como pies de líquido absolutos, y es el mínimo NPSH en capacidad nominal requerida para prevenir fallas de trabajo debido a cavitación.

Cojinetes hidrodinámicos, son cojinetes que usan los principios de lubricación hidrodinámica creada cuando sus superficies son orientadas de tal manera que su movimiento relativo cause la presión de aceite para soportar la carga sin contacto metal con metal.

Cojinetes radiales hidrodinámicos, incluyen construcciones de muñón tubular y base inclinada.

Cojinetes de impulso hidrodinámicos, como referidos en esta norma, son limitados a tipo de segmento múltiple y base inclinada.

Para boquillas de turbinas recuperadoras de potencia hidráulica, todas las referencias en esta norma para la succión y descarga será interpretado que se debe aplicar a la salida y entrada, respectivamente.

1.4.2 Usar la palabra *diseño* en cualquier término (tal como potencia de diseño, presión de diseño, temperatura de diseño, o velocidad de diseño) debería ser evitada en las especificaciones del comprador. Esta terminología debería ser usada únicamente por el equipo de diseñadores y fabricantes.

SECCION 2 – DISEÑO BASICO

2.1 General

2.1.1 Las bombas con controladores de velocidad constantes serán capaces de en al menos un 5 por ciento incrementar el cabezal en condición nominal por la instalación de un nuevo impeler o impulsores.

2.1.2 Las bombas horizontales de acople compacto, de dos etapas, o de una sola etapa, de succión doble (tipo overhung) no serán suministradas a menos que esta sea aprobada por el comprador para la aplicación específica.

2.1.3 Las unidades de bombeo pueden ser diseñadas de una sola etapa, o de múltiples etapas. Cuando la presión de succión nominal es más de cero libras por pulgadas cuadradas medidas, o la presión diferencial es mayor a 50 libras por pulgada cuadrada (3.4 Bar); la bomba debería ser diseñada

para reducir al mínimo la presión sobre las cajas de empaquetadura, a menos que los requerimientos de balance de empuje lo dispongan de otra manera. Esto puede llevarse a cabo por los anillos en el reverso de los impulsores, o por un ajuste apretado en la angostura de la boquilla con fuga hacia la succión.

2.1.4 El vendedor especificará en la hoja de datos, el cabezal de succión neto positivo requerido (NPSHR) cuando la bomba esta funcionando sobre la fuente a la capacidad y velocidad nominal. Una reducción de hidrocarburo o un factor de corrección no serán aplicados.

2.1.5 Las bombas de turbinas controlables serán diseñadas para operar continuamente en un 105 por ciento de la velocidad nominal y operar brevemente, bajo condiciones de emergencia, hasta el 120 por ciento de la velocidad nominal (sobre velocidad de la turbina, controlada en la programación).

2.1.6 Las bombas que manejan líquidos más viscosos que el agua tendrán su funcionamiento corregido de acuerdo con la Sección de bombas centrifugas de los estándares del Instituto Hidráulico.

- **2.1.7** Las bombas que tienen curvas de cabezal y capacidad estables, las cuales incrementan continuamente hasta apagarse, son preferidas para todas las aplicaciones y éstas son las requeridas cuando el comprador especifica que las bombas van a funcionar en paralelo. Cuando la operación de bombas en paralelo es especificada, la elevación del cabezal para bombas de una y dos etapas preferiblemente será de 10 a 20 por ciento del cabezal a capacidad nominal.

2.1.8 El punto de mejor eficiencia para el impulsor suministrado debería ser entre el punto nominal y el punto normal.

- **2.1.9** El control del nivel de sonido de toda maquinaria suministrada, será un esfuerzo compartido del comprador y el vendedor. Al menos que de otro modo sea especificado, los equipos suministrados por el vendedor serán diseñados conforme a la norma API 615 y al máximo de nivel de sonido permisible especificado por el comprador.

2.1.10 Las bombas de alta energía [cabezal de líquido más alta que 650 pies (198 metros) por plataforma y más que 300 de potencia (224 kilovatios) por plataforma) requiere consideración especial para evitar las vibraciones de frecuencia al paso de la cuchilla y las vibraciones de frecuencia baja en los ritmos de caudal reducido. Para estas bombas la distancia radial entre el aspa esparcidora y el impulsor periférico no será menos que el 5 por ciento del diámetro del impulsor máximo utilizable en el revestimiento.

2.1.11 Las bombas verticales que podrían dañarse por rotación contraria del impulsor estarán provistas con un trinquete para evitar el movimiento opuesto.

2.1.12 Cuando el enfriamiento es requerido, el comprador especificará el tipo, presión y la temperatura del líquido de enfriamiento. El vendedor especificará el porcentaje de caudal requerido.

2.1.13 Las chaquetas de los sistemas de enfriamiento para las cajas de empaquetadura, rodamientos, bases, etcétera, serán diseñados para una presión de trabajo no menor a 75 libras por pulgada cuadrada calibrados (5.2 Bar calibrados), y una presión hidrostática de prueba de 115 libras por pulgada cuadrada calibrados (7.9 Bar calibrados). Donde en la práctica, ellos

tendrán las conexiones planificadas limpias por fuera para que el pasaje completo del conducto pueda ser lavado, limpiado y drenado.

2.1.14 Las chaquetas de los sistemas de enfriamiento serán diseñados a positivamente prevenir la filtración del caudal del proceso dentro del refrigerante. Las entradas de refrigerante no serán abiertas dentro de cubiertas de articulaciones.

2.1.15 Los diagramas típicos de tuberías de enfriamiento con agua son mostrados en las Figuras D-4 y D-5 del Apéndice D.

2.1.16 Al menos que de otra manera sea especificado, los sistemas de agua de enfriamiento serán diseñados para las condiciones especificadas en la Tabla 1. Las provisiones serán hechas para la completa ventilación y drenaje.

Tabla 1 – Condiciones de diseño
para los sistemas de enfriamiento con agua

Condición	Unidades habituales	Unidades métricas
Velocidad en tubos intercambiadores	5-8 fps	1.5-2.5 m/s
Máxima presión de trabajo permisible	75 psig	5.2 bar
Presión de prueba	115 psig	7.9 bar
Máxima presión de descenso	15 psig	1.0 bar
Máxima temperatura de ingreso	90 F	32 C
Máxima temperatura de salida	120 F	49 C
Máxima temperatura de aumento	30 F	17 C
Mínima temperatura de aumento	20 F	11 C
Factor de seguridad sobre el agua	0.002	0.35

2.1.17 Los depósitos de aceite y envolturas que encierran las partes lubricadas en movimiento (tales como cojinetes, sellos de ejes, partes altamente lisas, instrumentos, y elementos de control) serán diseñadas para minimizar la contaminación por humedad, polvo, y otras materias extrañas durante los procesos de operación e inactividad.

2.1.18 Todo el equipo será diseñado para permitir mantenimiento rápido y económico. La mayoría de las partes tales como componentes de envoltura y protectores de cojinete serán diseñados (soportar) para garantizar alineamiento preciso en el montaje.

- **2.1.19** El comprador especificará si la instalación es al interior del edificio (con calefacción o sin calefacción) o al aire libre (con o sin un techo), también informará acerca del clima y las condiciones ambientales en las cuales el equipo deberá operar (incluyendo temperaturas máximas y mínimas, humedad inusual, o problemas de polvo). La unidad y sus auxiliares serán apropiadas para operar en estas condiciones especificadas. Para el asesoramiento del comprador, el vendedor hará una lista en la oferta de alguna protección especial que el comprador está requerido abastecerse.

2.1.20 El funcionamiento combinado de las máquinas (y sus controladores) después de la instalación será de responsabilidad compartida del vendedor y el comprador. Las unidades funcionarán sustancialmente tan bien sobre el lugar de operación permanente, así como se hizo funcionar en el lugar de prueba del vendedor.

2.3 Conexiones de boquillas y misceláneos

2.3.1 Todas las bombas verticales y horizontales de una o dos etapas tendrán bridas de succión diseñadas para la misma presión que en las bridas de descarga. Si el diámetro interno y el diámetro externo de las boquillas son estándar, ellas podrían ser usados para tamaños de tubo de 1 ½ pulgadas y mas pequeños. Las boquillas embridadas serán usadas por tubos de tamaño de 2 pulgadas en adelante, y para todos los servicios inflamables y tóxicos.

2.3.2 Todas las bombas serán provistas con una conexión de ventilación, a menos que la bomba sea auto ventilada por el arreglo de las boquillas.

- **2.3.3** Preferiblemente, los seguros de golpeo serán suministradas en las volutas de succión y descarga o en otras áreas de alta velocidad de la bomba a menos que ellas sean esenciales para la operación de la bomba. Si el drenaje, la ventilación o conexiones medidoras de presión son requeridas, estas deberán ser especificadas por el comprador en el documento y la orden.

2.3.4 Para resistir vibraciones, las conexiones serán al menos ½ pulgada del tamaño del tubo nominal (NPS) para bombas con abertura de descarga de 2 pulgadas NPS y mas pequeñas. Las conexiones serán al menos ¾ de pulgada NPS para bombas con apertura de descarga de 3 pulgadas NPS, etcétera, excepto que las conexiones para los sellos de limpieza de tuberías y anillos de cierre hidráulico podrían ser ½ pulgada NPS sin considerar el tamaño de la bomba.

2.3.5 Las roscas de la tubería serán roscas de tuberías ahusadas, en concordancia con ANSI B2.1. Las aperturas interceptadas y las protuberancias para tuberías roscadas se diseñarán conforme a ANSI B16.5.

2.3.6 EMBRIDADO Y REFRENTADO DE LA SUCCION Y LA DESCARGA

2.3.6.1 Las aberturas para tamaños de tubería nominal de 1¼, 2 ½, 3 ½, 5, 7, y 9 pulgadas no serán utilizadas.

2.3.6.2 Las bridas se diseñarán de acuerdo a la norma ANSI B16.1 o ANSI B16.5 como se aplique, a excepción de lo que se está especificado en los ítems del 1 al 3 que se muestran abajo:

1. Las bridas de hierro fundido serán de refrentado chato y serán ANSI B16.1 de clase 250 de espesor mínimo, para tamaños de 8 pulgadas y mas pequeños.
2. Las bridas de refrentado chato con un espesor de cara saliente completo son aceptables en otras carcasas diferentes al hierro fundido.
3. Las bridas que son más gruesas o tienen un diámetro exterior mayor al requerido por ANSI son aceptables.

2.3.6.3 Las bridas serán llenas en la parte trasera o fresadas para las tuercas, y serán diseñadas para sellar con tornillos.

2.3.7 Para fluidos inflamables y tóxicos, las conexiones auxiliares de la carcaza se diseñarán conforme a 3.4.4.15.

2.4 FUERZAS Y MOMENTOS EXTERNOS DE LAS BOQUILLAS

2.4.1 Los requerimientos de 2.4 serán aplicados a las bombas con boquillas de succión de 12 pulgadas y para tamaño de diámetros más pequeños y con carcasas construida de acero o aleaciones de acero. Dos efectos de las cargas en las boquillas son considerados: el desarrollo de los

esfuerzos y tensiones en la caja (ver 2.4.2) y el desplazamiento del eje (ver 2.4.3). Las fuerzas y los momentos dados en la tabla 2 (ver Figura 1) son considerados como las cargas mínimas, y deberían ser ajustadas donde el vendedor ha experimentado o probado datos, permitiendo valores mayores. El vendedor someterá la boquilla a cargas comparables para casos de bombas construidas de otros materiales.

2.4.2 La bomba será capaz de soportar las fuerzas y momentos dobles que se muestran en la Tabla 2, que son aplicados simultáneamente a la bomba a través de cada boquilla, adicionándose a la carga debida a la presión interna, sin causar un roce interno o afectar negativamente la operación de la bomba o el sello.

2.4.3 El montaje de la bomba, plancha de la base y el soporte del pedestal serán colocados para controlar el desplazamiento del eje que es medido en el acoplamiento al instalar la bomba a un máximo de 0.005 pulgadas (127 micrómetros) y en cualquier dirección cuando esta es sometida a los esfuerzos y momentos que se muestran en la Tabla 2. (Este desplazamiento del eje es una medida de la rigidez del montaje para un diseño único y no es un valor permisible para la operación de la bomba. Se recomienda una reordenación en la temperatura de operación normal). La bomba no siempre será sometida simultáneamente a todas las fuerzas y momentos que se muestran en la Tabla 2. Cuando las cargas en una o mas direcciones son significativamente menores que estas en la Tabla 2, el comprador puede requerir y el vendedor aconsejará entonces de aumentos de carga en las otras direcciones que satisfarán el criterio anterior.

Tabla 2 – Cargas en las boquillas

	Tamaño Nominal de las Bridas en boquillas (pulgadas)								
Fuerza / Momento ^a	≤ 2	3	4	6	8	10	12	14 ^b	16 ^b
Cada boquilla de la superficie									
F _x	160	240	320	560	850	1200	1500	1600	1900
F _y (compresión)	200	300	400	700	1100	1500	1800	2000	2300
F _y (tensión)	100	150	200	350	530	750	920	1000	1200
F _z	130	200	260	460	1000	1000	1200	13000	1500
Cada boquilla lateral									
F _x	160	240	320	560	850	1200	1500	1600	1900
F _y	130	200	260	460	700	1000	1200	1300	1500
F _z	200	300	400	700	1100	1500	1800	2000	2300
Cada boquilla final									
F _x	200	300	400	700	1100	1500	1800	2000	2300
F _y	130	200	260	460	700	1000	1200	1300	1500
F _z	160	240	320	560	850	1200	1500	1600	1900
Cada boquilla									
M _x	340	700	980	1700	2600	3700	4500	4700	5400
M _y	260	530	740	1300	1900	2800	3400	3500	4000
M _z	170	350	500	870	1300	1800	2200	2300	2700

Nota:

F = fuerza, en libras; M = momento, en pies-libras; Subíndice x = horizontal (paralelo al eje horizontal); Subíndice y = vertical (paralelo al eje vertical); Subíndice z = horizontal (paralelo al lado de la línea de centros de la boquilla). Ver Figura 1 para un diagrama del sistema de coordenadas. Para bombas verticales y en-línea que son impulsados por turbinas, usa valores para boquillas laterales; para bombas verticales y en-línea que son impulsadas por motor, multiplica los valores de boquillas por 2.

^a In la suma de momentos acerca de algún punto, las fuerzas, F , multiplicadas por su respectivo brazo de momento serán añadidos a los momentos, M , para obtener el momento total.

^b Estos valores son solamente para guiar y establecer la negociación entre el comprador y el vendedor para la aplicación específica

2.4.4 Los párrafos anteriores, y las fuerzas y los momentos que se muestran en la Tabla 2 son criterios para el diseño de bomba. El comprador es consultado en el apéndice C de la norma API estándar 610 para guiar al vendedor en la determinación de las cargas permitidas en el sistema de tuberías para una instalación específica.

2.4.5 El vendedor someterá a criterio para las bridas de las bombas mas grandes que 12 pulgadas.

- **2.4.6** Si es especificado por el comprador, el vendedor proveerá una plancha de base y soporte de servicio pesado proyectado a simplificar el trazado de las tuberías, para permitir cargas más altas desde las tuberías. La plancha de base se adecuará para limitar el desplazamiento del eje de la bomba luego de la instalación, a un valor máximo de 0.005 pulgadas (127 micrómetros) en cualquier dirección cuando es sujeta a las fuerzas y los momentos dobles descritos en las sección 2.4.3.
- **2.4.7** Si es especificado por el comprador, el vendedor proveerá los cálculos y los datos de prueba disponible de los apoyos, para el desplazamiento del eje en el acople con las fuerzas y los momentos acordando lo aplicado a 2.4.3 o 2.4.6.

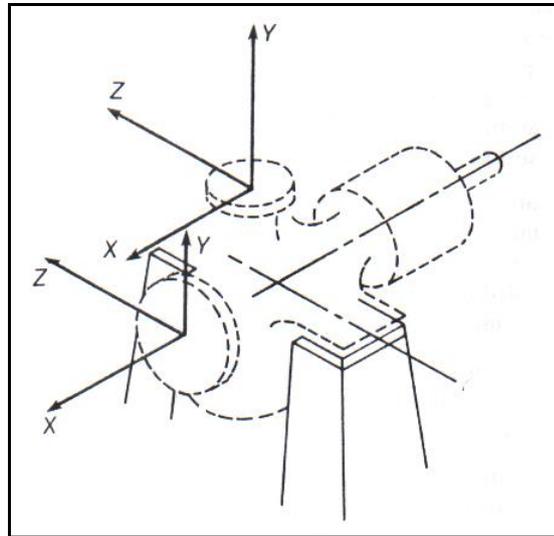


Figura 1.- Sistema de coordenadas para las Fuerzas y Momentos mostrados en la Tabla 2.

2.6 ANILLOS DE DESGASTE

2.6.1 Al menos que de otra manera sea especificado, los anillos de desgaste renovables serán suministrados en ambos lados como son la carcasa y el impulsor. En la parte delantera y trasera serán suministrados los anillos de desgaste, si son requeridos para balancear axialmente. Las aspas de la bomba no serán utilizadas para estabilizar el balance axial.

2.6.2 La superficie del cemento de los anillos de materiales endurecidos tendrán una diferencia en número de dureza Brinell de al menos 50, al menos ambas superficies de desgaste la estacionaria y rotatoria tienen número de dureza Brinell de al menos 400.

2.6.3 Los anillos de desgaste renovables serán mantenidos en su lugar por un ajuste a presión con un pasador de seguridad o una clavija roscada (axial o radial) o por el método de embridado y atornillado.

2.6.4 SEPARACIONES CONSECUTIVAS

2.6.4.1 Cuando se establezca las separaciones consecutivas entre los anillos de desgaste y entre las otras partes de movimiento, las consideraciones serán dadas a la temperatura de bombeo, las condiciones de succión, las características del fluido manipulado, la expansión y hinchamiento características de los materiales, y la eficiencia hidráulica. Las separaciones serán suficientes para asegurar la confiabilidad de la operación y la libertad de actuación bajo las condiciones de operación de la refinaría.

2.6.4.2 Para el hierro fundido, bronce, endurecimiento al 11-13 por ciento de cromo, y materiales de similares tendencias bajas de raspadura, serán utilizadas las separaciones mínimas mostradas en la Tabla 3. Para diámetros más grandes que 5.999 pulgadas (152.37 milímetros), la separación diametral mínima será de 0.017 pulgadas (0.43 milímetros) más 0.001 pulgadas (0.025 milímetros) por cada pulgada adicional (25 milímetros) de diámetro o fracción de diámetro. Para materiales más grandes tendencias de raspadura y/o para temperaturas de operación por encima de 500 F (260 C), 0.005 pulgadas (0.127 milímetros) serán añadidos a esta separación diametral.

Tabla 3 – Mínima carrera de separación

Diámetro de Rotación Separación en el miembro (pulgadas)	Separación diametral Mínima (pulgadas)
< 2	0.010
2.00 – 2.49	0.011
2.50 – 2.99	0.012
3.00 – 3.49	0.014
3.50 – 3.99	0.016
4.00 – 4.49	0.016
4.50 – 4.99	0.016
5.00 – 5.99	0.017

2.6.4.3 Acoples de plataforma interna en bombas de múltiple plataforma podrían tener separaciones de la norma del fabricante, provista las separaciones son expuesta en la propuesta y son aprobadas por el comprador.

2.6.4.4 Para bombas verticales, las separaciones consecutivas especificadas en 2.6.4.2 no se aplicarán a las separaciones de cojinetes firmes o acoples de plataforma interna si los materiales de tendencia baja son usadas. Las separaciones usadas serán expuestas en la propuesta y son aprovechadas por el comprador.

APÉNDICE 2

DIMENSIONES API DE LOS TANQUES DE ALMACENAMIENTO (Referencia 9)

Dimensión, capacidad y peso de los Tanques de Almacenamiento API

(Courtesy General American Transportation Corp.)

Dimensión	Barril (42 gal)	Galones U. S.	Peso del Tanque	Dimensión	Barril (42 gal)	Galones U. S.	Peso del Tanque
10 x 12	168	7056	4920	35 x 12	2052	86184	32485
10 x 18	252	10584	6390	35 x 18	3078	129276	38715
10 x 24	336	14112	7870	35 x 24	4104	172368	43985
15 x 12	372	15624	9470	35 x 30	5130	215460	49340
15 x 18	558	23436	11770	35 x 36	6158	258636	56495
15 x 24	774	32508	14060	35 x 42	7182	301644	63645
18 x 12	540	22680	12205	35 x 48	8208	344736	71015
18 x 18	810	34020	14950	36 x 12	2172	91224	34635
18 x 24	1080	45360	18590	36 x 18	3258	136836	40020
18 x 30	1350	56700	20500	36 x 24	4344	182448	45430
18 x 36	1620	68040	23510	36 x 30	5430	228060	50935
20 x 12	672	28224	12805	36 x 36	6516	273672	58185
20 x 18	1008	42336	16845	36 x 42	7602	319284	65630
20 x 24	1344	56448	19875	36 x 48	8688	364896	73405
20 x 30	1680	70560	22980	40 x 12	2688	112896	41010
20 x 36	2016	84672	26285	40 x 18	4032	169344	46970
24 x 12	972	40824	18080	40 x 24	5376	225792	52955
24 x 18	1458	61236	21715	40 x 30	6720	282240	60960
24 x 24	1944	81648	25335	40 x 36	8064	338688	69070
24 x 30	2430	102060	29030	40 x 42	9408	395136	77180
24 x 36	2916	122472	32925	40 x 48	10752	451584	86765
25 x 12	1044	43848	19815	42'6" x 12	3036	127512	45665
25 x 18	1566	65772	23585	42'6" x 18	4554	191268	52000
25 x 24	2088	87696	27350	42'6" x 24	6072	255024	58350
25 x 30	2610	109620	31195	42'6" x 32	8096	340032	69715
25 x 36	3132	131544	35240	42'6" x 40	10120	425040	81650
25 x 42	3654	153468	39225	42 x 12	3386	142632	50685
30 x 12	1512	63504	25820	45 x 18	5094	213948	57435
30 x 18	2268	95256	30325	45 x 24	6792	285264	64180
30 x 24	3024	127008	34830	45 x 30	8490	356580	73890
30 x 30	3780	158760	39450	45 x 36	10188	427896	82290
30 x 36	4536	190512	44190	45 x 42	11886	499212	92875
30 x 42	5292	222264	50370	45 x 48	13584	570528	104585
30 x 48	6048	254016	56765	48 x 12	3864	162288	56300

Dimensión	Barril (42 gal)	Galones U. S.	Peso del Tanque	Dimensión	Barril (42 gal)	Galones U. S.	Peso del Tanque
48 x 24	7728	324576	70665	90 x 16	18128	761376	199840
48 x 30	9660	405720	80265	90 x 24	27192	1142064	230940
48 x 36	11592	486864	90230	90 x 32	36256	1522752	273345
48 x 42	13524	568008	101995	90 x 40	45320	1903440	326365
48 x 48	15456	649152	115760	90 x 48	54384	2284128	390735
50 x 16	5600	235200	73155	90 x 56	63448	2664816	470650
50 x 24	8400	352800	86280	100 x 16	22384	940128	245930
50 x 32	11200	470400	100075	100 x 24	33576	1410192	284420
50 x 40	14000	588000	116635	100 x 32	44768	1880256	337875
50 x 48	16800	705600	136455	100 x 40	55960	2350320	403305
50 x 56	19600	823200	159630	100 x 48	67152	2820384	486795
60 x 16	8048	338016	98970	100 x 56	78344	3290448	591005
60 x 24	12072	507024	115245	102 x 16			
60 x 32	16096	676032	135095	102 x 24			
60 x 40	20120	845040	159185	102 x 32			
60 x 48	24144	1014048	190390	102 x 40			
60 x 56	28168	1183056	229710	102 x 48			
67 x 16	10048	422016	126410	102 x 56			
67 x 24	15072	633024	144550	110 x 16			
67 x 32	20096	844032	168435	110 x 24			
67 x 40	25120	1055040	198600	110 x 32			
67 x 48	30144	1266048	236145	102 x 40			
67 x 56	35618	1495956	283520	102 x 48			
70 x 16	10960	460320	133515	102 x 56			
70 x 24	16440	690480	153075	110 x 16			
70 x 32	21920	920640	179125	110 x 24			
70 x 40	27400	1150800	211645	110 x 32			
70 x 48	32880	1380960	251780	112 x 40			
70 x 56	38360	1611120	301985	110 x 48			
78 x 16	13616	571872	159120	110 x 56			
78 x 24	20424	857808	182220	120 x 16			
78 x 32	27232	1143744	215100	120 x 24			
78 x 40	34040	1429680	254705	120 x 32			
78 x 48	40848	1715616	304070	120 x 40			
78 x 56	47656	2001552	365465	120 x 48			
80 x 16	14320	601440	164275	120 x 56			
80 x 24	21480	902160	189290	130 x 16			
80 x 32	28640	1202880	223045	130 x 24			
80 x 40	35800	1503600	264950	130 x 32			
80 x 48	42960	1804320	316850	130 x 40			
80 x 56	50120	2105040	379625	130 x 48			

APÉNDICE 3
HOJAS ELECTRÓNICAS

**HOJA ELECTRÓNICA PARA LA SELECCIÓN DEL DIÁMETRO
ÓPTIMO EN LA LÍNEA DE SUCCIÓN**

Hoja 1
Prueba 2

INGRESO DE DATOS

Fluido con sedimentos :	Agua de mar
Sistema de amarre :	Multiboya
Densidad del fluido (ρ), Kg/m ³ :	1100
Viscosidad dinámica (μ), N*s / m ² :	0,0012
Diámetro nominal (DN), mm :	304,57
Diámetro interior (DI), mm :	304,57
Longitud de tubería (LTUBERÍA), m :	1680
Presión mínima de las bombas de los B/T (P _{MIN_B/T}), Pa :	344223,3
Presión máxima de las bombas de los B/T (P _{MAX_B/T}), Pa :	688446,6
Long. equivalente de accesorios (Le), m :	42,62
Rugosidad Absoluta (K), mm :	0,05
Gravedad (g), m/s ² :	9,81

Ubicación de la Estación de bombeo búster

Cota IGM de análisis, m :	15
---------------------------	----

Caída de presión en equipos para diferentes condiciones de bombeo

Condición	Caudal, l/s	Filtro, Pascal	Varios, Pascal
1.a	75,71	1500	0
2.a	82,02	2000	0
Mínima	88,33	2098	0
1.b	176,66	17500	0
2.b	182,97	19000	0
Máxima	198,74	21200	0

**Iteración del factor de fricción, utilizando la ecuación de Colebrook
para obtener la curva: Factor de fricción vs. Número de Reynolds**

Hoja 1
Prueba 2

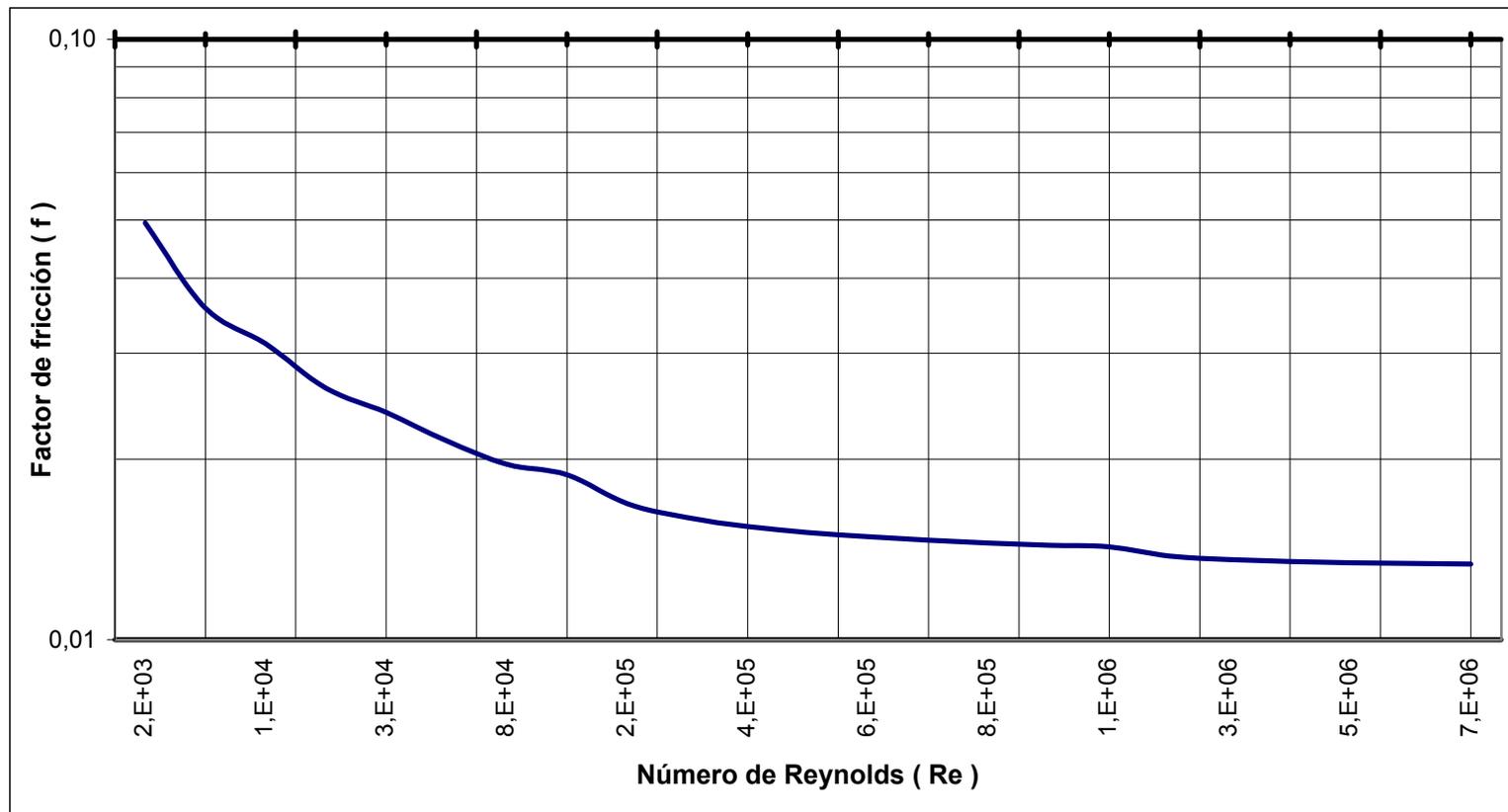
Reynolds, Re	DI, mm	K, mm	Iteración del factor de fricción (f)				
			fo	f1	f2	f3	f4
2000	304,57	0,05	0,01319	0,06510	0,04708	0,05007	0,04948
6000	304,57	0,05	0,01319	0,04222	0,03476	0,03586	0,03568
10000	304,57	0,05	0,01319	0,03555	0,03053	0,03123	0,03112
20000	304,57	0,05	0,01319	0,02884	0,02591	0,02628	0,02623
30000	304,57	0,05	0,01319	0,02582	0,02370	0,02395	0,02392
50000	304,57	0,05	0,01319	0,02272	0,02133	0,02148	0,02147
80000	304,57	0,05	0,01319	0,02043	0,01952	0,01961	0,01960
100000	304,57	0,05	0,01319	0,01950	0,01877	0,01884	0,01883
200000	304,57	0,05	0,01319	0,01719	0,01683	0,01686	0,01686
300000	304,57	0,05	0,01319	0,01617	0,01595	0,01597	0,01597
400000	304,57	0,05	0,01319	0,01559	0,01544	0,01544	0,01544
500000	304,57	0,05	0,01319	0,01520	0,01509	0,01509	0,01509
600000	304,57	0,05	0,01319	0,01492	0,01483	0,01484	0,01484
700000	304,57	0,05	0,01319	0,01471	0,01464	0,01465	0,01465
800000	304,57	0,05	0,01319	0,01455	0,01449	0,01450	0,01450
900000	304,57	0,05	0,01319	0,01442	0,01437	0,01437	0,01437
1000000	304,57	0,05	0,01319	0,01431	0,01427	0,01427	0,01427
2000000	304,57	0,05	0,01319	0,01379	0,01378	0,01378	0,01378
3000000	304,57	0,05	0,01319	0,01360	0,01359	0,01359	0,01359
4000000	304,57	0,05	0,01319	0,01350	0,01350	0,01350	0,01350
5000000	304,57	0,05	0,01319	0,01344	0,01344	0,01344	0,01344
6000000	304,57	0,05	0,01319	0,01340	0,01340	0,01340	0,01340
7000000	304,57	0,05	0,01319	0,01337	0,01337	0,01337	0,01337

Grafico de la iteración del factor de fricción:

Hoja 1
Prueba 2

Factor de fricción vs. Número de Reynolds

Tubería de DN, mm = 304,57 ; Rugosidad absoluta (K), mm = 0,05



Obtención del factor de fricción utilizando la ecuación de Colebrook

Hoja 1
Prueba 2

Línea de succión

Condición	Caudal, l/s	DI, mm	K, mm	Velocidad, m/s	Reynolds
1.a	75,71	304,57	0,05	1,04	2,90E+05
2.a	82,02	304,57	0,05	1,13	3,14E+05
Mínima	88,33	304,57	0,05	1,21	3,38E+05
1.b	176,66	304,57	0,05	2,42	6,77E+05
2.b	182,97	304,57	0,05	2,51	7,01E+05
Máxima	198,74	304,57	0,05	2,73	7,62E+05

Condición	Caudal, l/s	Iteración del factor de fricción (f)				
		f ₀	f ₁	f ₂	f ₃	f ₄
1.a	75,71	0,0132	0,0163	0,0160	0,0160	0,01603
2.a	82,02	0,0132	0,0161	0,0159	0,0159	0,01588
Mínima	88,33	0,0132	0,0159	0,0157	0,0157	0,01574
1.b	176,66	0,0132	0,0148	0,0147	0,0147	0,01469
2.b	182,97	0,0132	0,0147	0,0146	0,0146	0,01464
Máxima	198,74	0,0132	0,0146	0,0145	0,0145	0,01455

Cálculo de la presión estática de fluido en metros de columna de fluido con presión igual a la atmosférica:

101300 Pascales	=	9,3875	m c. f.
-----------------	---	--------	---------

**Cálculo de las pérdidas de carga por fricción en la Línea de succión
utilizando la ecuación de Darcy - Weisbach**

Hoja 1
Prueba 2

$$h_L = f \cdot \frac{V^2 \cdot L}{2 \cdot g \cdot D}$$

Línea de succión

Condición	Caudal, l/s	LTUBERÍA, m	Le, m	LTOTAL, m
1.a	75,71	1680	42,62	1722,62
2.a	82,02	1680	42,62	1722,62
Mínima	88,33	1680	42,62	1722,62
1.b	176,66	1680	42,62	1722,62
2.b	182,97	1680	42,62	1722,62
Máxima	198,74	1680	42,62	1722,62

Condición	Caudal, l/s	Factor de fricción (f)	Velocidad, m/s	Gravedad, m/s ²	DI, m	Pérdida de carga, m c. f.
1.a	75,71	0,01603	1,04	9,81	0,3046	4,99
2.a	82,02	0,01588	1,13	9,81	0,3046	5,80
Mínima	88,33	0,01574	1,21	9,81	0,3046	6,67
1.b	176,66	0,01469	2,42	9,81	0,3046	24,89
2.b	182,97	0,01464	2,51	9,81	0,3046	26,63
Máxima	198,74	0,01455	2,73	9,81	0,3046	31,21

Caída de presión en equipos

Hoja 1
Prueba 2

Condición	Caudal, l/s	Filtro, Pa	Varios, Pa	Pérdida de carga, Pa	Pérdida de carga, m c. f.
1.a	75,71	1500,00	0	1500,00	0,1390
2.a	82,02	2000,00	0	2000,00	0,1853
Mínima	88,33	2098,00	0	2098,00	0,1944
1.b	176,66	17500,00	0	17500,00	1,6217
2.b	182,97	19000,00	0	19000,00	1,7607
Máxima	198,74	21200,00	0	21200,00	1,9646

Pérdida de carga total hasta la Línea de playa

Condición	Caudal, l/s	Equipos	Línea	Total Pérdida de carga, m c.f.
		Pérdida de carga, m c. f.	Pérdida de carga, m c. f.	
1.a	75,71	0,1390	4,99	5,13
2.a	82,02	0,1853	5,80	5,99
Mínima	88,33	0,1944	6,67	6,86
1.b	176,66	1,6217	24,89	26,52
2.b	182,97	1,7607	26,63	28,39
Máxima	198,74	1,9646	31,21	33,18

Cálculo del cabezal de presión suministrado por las bombas de los B/T en metros de columna de fluido (m c. f.) :

Hoja 1
Prueba 2

Condición	Presión de las bombas del B/T	
	Pascal	m c. f.
Mínima	344223,3	31,90
Máxima	688446,6	63,80

Determinación de la cota IGM que alcanza el fluido con la energía suministrada por las bombas de los B/T:

Condición	Caudal, l/s	Presión bombas B/T, m c. f.	Total Pérdida de carga, m c.f.	Cota IGM, metros
1.a	75,71	31,90	5,13	26,77
2.a	82,02	31,90	5,99	25,91
Mínima	88,33	31,90	6,86	25,04
1.b	176,66	63,80	26,52	37,28
2.b	182,97	63,80	28,39	35,41
Máxima	198,74	63,80	33,18	30,62

Caída de presión por aumento de la cota de ubicación de la Estación de bombeo búster:

Hoja 1
Prueba 2

Condición	Total Pérdida de carga, m c.f.	Caída de presión total por aumento de cota + IGM, metros					
		9	10	11	12	13	14
1.a	5,13	14,13	15,13	16,13	17,13	18,13	19,13
2.a	5,99	14,99	15,99	16,99	17,99	18,99	19,99
Mínima	6,86	15,86	16,86	17,86	18,86	19,86	20,86
1.b	26,52	35,52	36,52	37,52	38,52	39,52	40,52
2.b	28,39	37,39	38,39	39,39	40,39	41,39	42,39
Máxima	33,18	42,18	43,18	44,18	45,18	46,18	47,18

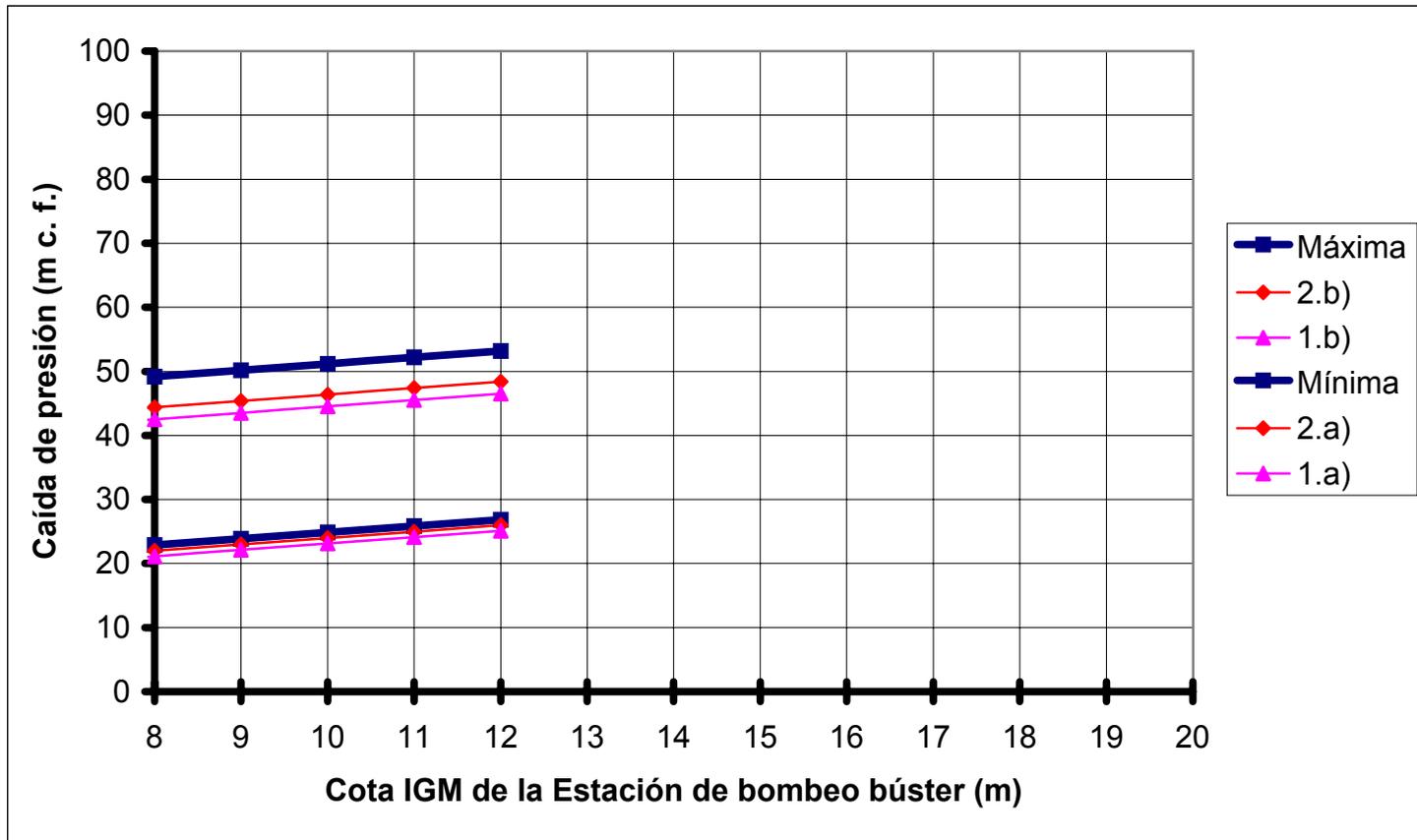
Condición	Total Pérdida de carga, m c.f.	Caída de presión total por aumento de + cota, metros					
		15	16	17	18	19	20
1.a	5,13	20,13	21,13	22,13	23,13	24,13	25,13
2.a	5,99	20,99	21,99	22,99	23,99	24,99	25,99
Mínima	6,86	21,86	22,86	23,86	24,86	25,86	26,86
1.b	26,52	41,52	42,52	43,52	44,52	45,52	46,52
2.b	28,39	43,39	44,39	45,39	46,39	47,39	48,39
Máxima	33,18	48,18	49,18	50,18	51,18	52,18	53,18

Grafico de la iteración del factor de fricción:

Hoja 1
Prueba 2

Caída de presión vs. Cota IGM de la Estación de bombeo búster

DN de la tubería, mm = 304,57 ; Sistema de Amarre : Multiboya



Cálculo de la energía con que llega el fluido hasta el ojo de impulsión de la bomba, en metros de columna de fluido:

Hoja 1
Prueba 2

Condición	Caudal, l/s	Presión bombas B/T, m c. f.	Total Pérdida carga, m c.f.	Cota IGM, metros	Energía de ingreso Ojo de impulsión	
					m c. f.	Pascal
1.a	75,71	31,90	5,13	15	11,77	126991,53
2.a	82,02	31,90	5,99	15	10,91	117758,40
Mínima	88,33	31,90	6,86	15	10,04	108296,55
1.b	176,66	63,80	26,52	15	22,28	240455,55
2.b	182,97	63,80	28,39	15	20,41	220247,77
Máxima	198,74	63,80	33,18	15	15,62	168586,33

**HOJA ELECTRÓNICA PARA LA SELECCIÓN DEL DIÁMETRO
MAS ECONÓMICO EN LA LÍNEA DE IMPULSIÓN**

Hoja 2
Prueba 1

INGRESO DE DATOS - SECCIÓN 1

Fluido con sedimentos :	Agua de mar
Caudal máximo de operación (QMAX), l/s :	189,27
Presión máxima de las bombas de los B/T (P _{MAX_B/T}), m c.f. :	63,80
Densidad del fluido (ρ), Kg/m ³ :	1100
Viscosidad dinámica (μ), N*s/m ² :	0,0013
Gravedad (g), m/s ² :	9,81
Cota de la Estación de bombeo búster, m :	15
Cota de Descarga, m :	50
Altura del Tanque de almacenamiento, m :	16
Pérdida de carga en equipos, m c.f. :	1,9646

Distribución de la Tubería para análisis

Línea de Succión

Tramo 1

Línea de Descarga o Impulsión

Tramo 2

Tramo 1: Desde la boquilla de descarga de la bomba búster
, hasta la salida de la Estación de bombeo tipo búster.

Tramo 2: Desde la salida de la Estación de bombeo tipo búster
, hasta el ingreso al Tanque de almacenamiento

INGRESO DE DATOS - SECCIÓN 1

Hoja 2
Prueba 1

Información de la tubería

Sección	DN, mm	DI, mm	Tubería		K, mm
			LTUBERÍA, m	Le, m	
Succión	304,57	304,57	1680	42,62	0,05
Tramo 1	253,81	254,32	20	32,32	0,05
Tramo 2	355,33	336,29	250		0,05

Línea de succión

Condición	Caudal, l/s	ΔP en equipos, m c. f.		Factor de fricción (f)	Velocidad, m/s
		Filtro	Varios		
Máxima	189,27	21200	0	0,01455	2,73

Diámetros de análisis para la tubería del tramo 2

Ítem	DN, mm	DI, mm	Le, m	K, mm
1ero	304,57	304,57	42,62	0,05
2do	355,33	336,290	48,57	0,05
3ero	406,09	387,06	55,5	0,05
4to	456,85	437,82	62,69	0,05

Cálculo de la presión estática de fluido en metros de columna de fluido con presión igual a la atmosférica:

101300 Pascal	=	9,3875 m c. f.
---------------	---	----------------

Obtención del factor de fricción utilizando la ecuación de Colebrook

Condición: Máxima Caudal, l/s : 189,27

Línea de Impulsión - Tramo 1

Condición	DN, mm	DI, mm	K, mm	Velocidad, m/s	Reynolds
Máxima	253,81	254,32	0,05	3,73	8,02E+05

Condición	DN, mm	Iteración del factor de fricción (f)				
		fo	f1	f2	f3	f4
Máxima	253,81	0,01367	0,01489	0,01484	0,01484	0,01484

Diámetros de análisis para la Línea de Impulsión - Tramo 2

Ítem	DN, mm	DI, mm	K, mm	Velocidad, m/s	Reynolds
1ero	304,57	304,57	0,05	2,60	669522
2do	355,33	336,29	0,05	2,13	606370
3ero	406,09	387,06	0,05	1,61	526834
4to	456,85	437,82	0,05	1,26	465754

Ítem	DN, mm	Iteración del factor de fricción (f)				
		fo	f1	f2	f3	f4
1ero	304,57	0,01319	0,01477	0,01470	0,01470	0,01470
2do	355,33	0,01293	0,01475	0,01466	0,01466	0,01466
3ero	406,09	0,01258	0,01479	0,01465	0,01466	0,01466
4to	456,85	0,01228	0,01487	0,01469	0,01470	0,01470

Hoja 2
Prueba 1

Determinación del TDH del sistema, m :

Condición : Máxima

Hoja 2
Prueba 1

Nivel en la succión: 15 m s. n. m. Nivel en la descarga: 50 m s.n.m.

	Caudal, l/s	189,27	189,27	189,27	189,27
	Presion de bombeo del B/T, m c. f.	63,80	63,80	63,80	63,80
	Altura geométrica, m	35	35	35	35
	Altura del Tanque de alm. , m	16	16	16	16
	Perdida de carga en equipos, m c.f.	1,96	1,96	1,96	1,96
Línea de Succión	Diámetro interior (DI), mm	304,57	304,57	304,57	304,57
	Factor de fricción (f)	0,0145	0,0145	0,0145	0,0145
	Gravedad (g), m/s ² :	9,81	9,81	9,81	9,81
	Longitud de la Línea, m	1680	1680	1680	1680
	Velocidad, m/s	2,73	2,73	2,73	2,73
	Long. equivalente de accesorios, m	42,62	42,62	42,62	42,62
	Pérdidas locales, m c. f.	0,77	0,77	0,77	0,77
	Pérdidas por fricción, m c. f.	30,44	30,44	30,44	30,44

Determinación del TDH del sistema, m :

Condición : Máxima

Línea de Impulsión "Tramo 1"	Diámetro interior (DI), mm	254,32	254,32	254,32	254,32
	Factor de fricción (f)	0,0148	0,0148	0,0148	0,0148
	Gravedad (g), m/s ² :	9,81	9,81	9,81	9,81
	Longitud de la Línea, m	20	20	20	20
	Velocidad, m/s	3,73	3,73	3,73	3,73
	Long. equivalente de accesorios, m	32,32	32,32	32,32	32,32
	Pérdidas locales, m c. f.	1,33	1,33	1,33	1,33
	Pérdidas por fricción, m c. a.	0,83	0,83	0,83	0,83
Línea de Impulsión "Tramo 2"	Diámetro interior (DI), mm	304,57	336,29	387,06	437,82
	Factor de fricción (f)	0,0147	0,0147	0,0147	0,0147
	Gravedad (g), m/s ² :	9,81	9,81	9,81	9,81
	Longitud de la Línea, m	250	250	250	250
	Velocidad, m/s	2,60	2,13	1,61	1,26
	Long. equivalente de accesorios, m	42,62	48,57	55,5	62,69
	Pérdidas locales, m c. f.	0,71	0,49	0,28	0,17
	Pérdidas por fricción, m c. a.	4,15	2,52	1,25	0,68
Carga total máxima, m	27,40	25,55	24,06	23,38	

Hoja 2
Prueba 1

**ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD ECONÓMICA PARA
DIFERENTES DIÁMETROS DE TUBERÍA**

Hoja 2
Prueba 1

INGRESO DE DATOS - SECCIÓN 2

Fluido con sedimentos:	Agua de mar
Gravedad específica del fluido (SG) :	1,1
Costo de los KW instalados, US\$ / KW Instalados :	1456
Caudal (Q), litros/segundo :	189,27
Costo del kilogramo de acero, US\$ / Kg acero :	2,48
Costo del kilowattio - hora, US\$ / kW - hr :	0,08
Horas de bombeo por semana :	100
Costo anual de mantenimiento, US\$:	4000
Número de anualidades (N) :	6
Tasa de descuento (i) :	0,1
Longitud de la Línea de Impulsión, m :	250
Número de cédula de la tubería :	Estándar

Diámetros de análisis para la tubería del Tramo 2

Ítem	DN, mm	TDH, m	Peso unitario, Kg/m	Eficiencia bomba (η bomba), %	Eficiencia motor (η motor), %
1ero	304,57	27,40	73,84	83	80
2do	355,33	25,55	81,31	83	80
3ero	406,09	24,06	93,24	83	80
4to	456,85	23,38	105,18	83	80

Cálculo de la Potencia

Potencia Consumida (Pc)

Ítem	DN, mm	TDH, m	Q, l/s	SG fluido	η_{bomba}	Pot. consumida, KW
1ero	304,57	27,40	189,27	1,1	83	70,48
2do	355,33	25,55	189,27	1,1	83	65,73
3ero	406,09	24,06	189,27	1,1	83	61,91
4to	456,85	23,38	189,27	1,1	83	60,16

Potencia Instalada (Pi)

Ítem	DN, mm	TDH, m	Q, l/s	SG fluido	$\eta_{sistema}$	Pot. instalada, KW
1ero	304,57	27,40	189,27	1,1	66,4	88,10
2do	355,33	25,55	189,27	1,1	66,4	82,17
3ero	406,09	24,06	189,27	1,1	66,4	77,39
4to	456,85	23,38	189,27	1,1	66,4	75,20

Cálculo de los Costos

Costo total de tubería instalada (US\$)

Ítem	DN, mm	Kg instalados	Costo, US\$
1ero	304,57	18460	45781
2do	355,33	20328	50412
3ero	406,09	23310	57809
4to	456,85	26295	65212

Cálculo de los Costos

Costo total de equipo de bombeo (US\$)

Ítem	DN, mm	kW instalados	Costo, US\$/KW instalado	Costo, US\$
1ero	304,57	88,10	1456	128277,80
2do	355,33	82,17	1456	119636,78
3ero	406,09	77,39	1456	112674,02
4to	456,85	75,20	1456	109490,27

Costo anual de operación de energía consumida (US\$)

Ítem	DN, mm	KW instalados	Horas de bombeo por semana	Costo, US\$/(kW-hr)	Costo, US\$
1ero	304,57	88,10	100	0,08	36650,80
2do	355,33	82,17	100	0,08	34181,94
3ero	406,09	77,39	100	0,08	32192,58
4to	456,85	75,20	100	0,08	31282,93

Costo anual de mantenimiento (US\$)

Ítem	DN, mm	Costo, US\$
1ero	304,57	4000
2do	355,33	4000
3ero	406,09	4000
4to	456,85	4000

Cálculo del Valor presente de los Costos totales

Hoja 2
Prueba 1

Valor presente de Inversiones totales (US\$)

Ítem	DN, mm	Costo, US\$
1ero	304,57	82431,60
2do	355,33	84594,14
3ero	406,09	90001,38
4to	456,85	96494,53

Valor presente de Reposiciones totales (US\$)

Ítem	DN, mm	Tasa de descuento (i)	Anualidades, N	Costo, US\$
1ero	304,57	0,1	6	31129,82
2do	355,33	0,1	6	31946,49
3ero	406,09	0,1	6	33988,51
4to	456,85	0,1	6	36440,61

Valor presente de Explotación totales (US\$)

Ítem	DN, mm	Tasa de descuento (i)	Anualidades, N	Costo, US\$
1ero	304,57	0,1	6	49953,96
2do	355,33	0,1	6	46690,72
3ero	406,09	0,1	6	44061,28
4to	456,85	0,1	6	42858,95

Cálculo del Valor presente de los Costos totales

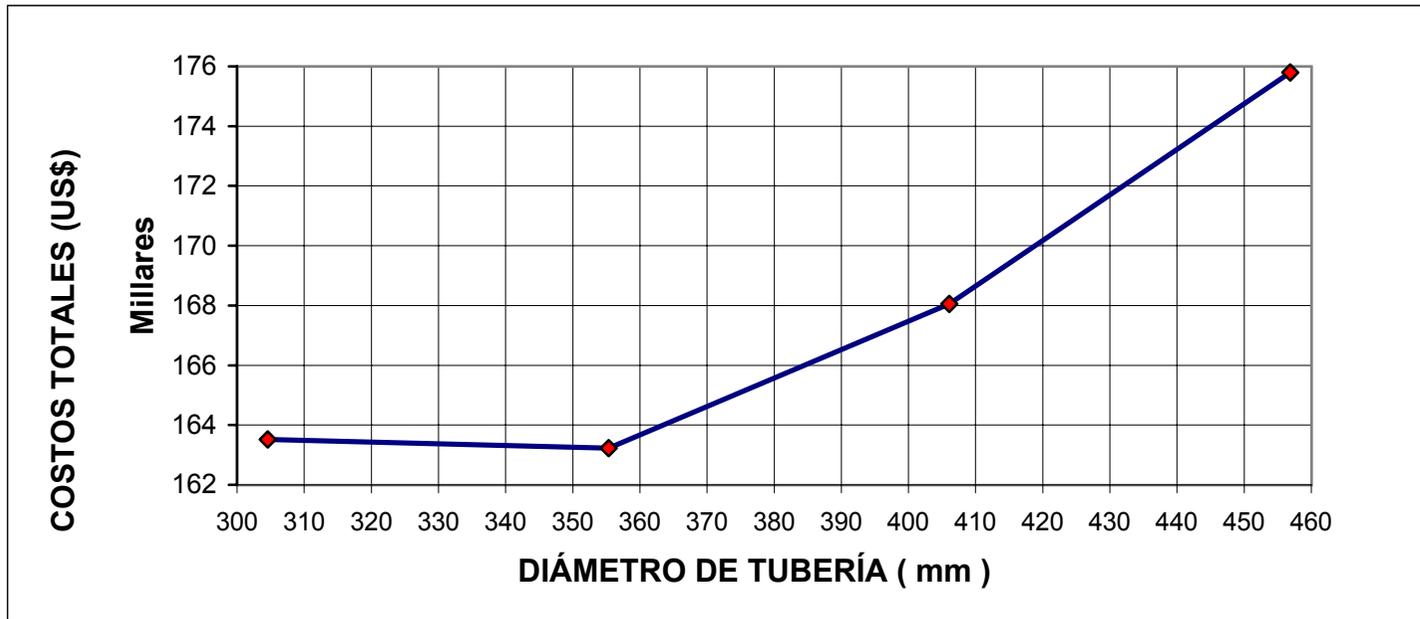
Hoja 2
Prueba 1

Valor presente de Costos totales (US\$)

TABLA DE RESULTADOS

Ítem	DN, mm	Costos totales, US\$
1ero	304,57	163515,38
2do	355,33	163231,35
3ero	406,09	168051,16
4to	456,85	175794,10

Ítem	DN, mm	Costos totales, US\$
1ero	304,57	163515,38
2do	355,33	163231,35
3ero	406,09	168051,16
4to	456,85	175794,10



**HOJA ELECTRÓNICA PARA LA SELECCIÓN DEL DIÁMETRO
MAS ECONÓMICO EN LA LÍNEA DE IMPULSIÓN**

Hoja 2
Prueba 1

INGRESO DE DATOS - SECCIÓN 1

Fluido con sedimentos :	Agua de mar
Caudal máximo de operación (QMAX), l/s :	189,27
Presión máxima de las bombas de los B/T (PMAX_B/T), m c.f. :	63,80
Densidad del fluido (ρ), Kg/m ³ :	1100
Viscosidad dinámica (μ), N*s/m ² :	0,0013
Gravedad (g), m/s ² :	9,81
Cota de la Estación de bombeo búster, m :	15
Cota de Descarga, m :	50
Altura del Tanque de almacenamiento, m :	16
Pérdida de carga en equipos, m c.f. :	1,9646

Distribución de la Tubería para análisis

Línea de Succión

Tramo 1

Línea de Descarga o Impulsión

Tramo 2

Tramo 1: Desde la boquilla de descarga de la bomba búster
, hasta la salida de la Estación de bombeo tipo búster.

Tramo 2: Desde la salida de la Estación de bombeo tipo búster
, hasta el ingreso al Tanque de almacenamiento

INGRESO DE DATOS - SECCIÓN 1

Hoja 2
Prueba 1

Información de la tubería

Sección	DN, mm	DI, mm	Tubería		K, mm
			LTUBERÍA, m	Le, m	
Succión	304,57	304,57	1680	42,62	0,05
Tramo 1	253,81	254,32	20	32,32	0,05
Tramo 2	355,33	336,29	250		0,05

Línea de succión

Condición	Caudal, l/s	ΔP en equipos, m c. f.		Factor de fricción (f)	Velocidad, m/s
		Filtro	Varios		
Máxima	189,27	21200	0	0,01455	2,73

Diámetros de análisis para la tubería del tramo 2

Ítem	DN, mm	DI, mm	Le, m	K, mm
1ero	304,57	304,57	42,62	0,05
2do	355,33	336,290	48,57	0,05
3ero	406,09	387,06	55,5	0,05
4to	456,85	437,82	62,69	0,05

Cálculo de la presión estática de fluido en metros de columna de fluido con presión igual a la atmosférica:

101300 Pascal	=	9,3875 m c. f.
---------------	---	----------------

Obtención del factor de fricción utilizando la ecuación de Colebrook

Condición: Máxima Caudal, l/s : 189,27

Línea de Impulsión - Tramo 1

Condición	DN, mm	DI, mm	K, mm	Velocidad, m/s	Reynolds
Máxima	253,81	254,32	0,05	3,73	8,02E+05

Condición	DN, mm	Iteración del factor de fricción (f)				
		fo	f1	f2	f3	f4
Máxima	253,81	0,01367	0,01489	0,01484	0,01484	0,01484

Diámetros de análisis para la Línea de Impulsión - Tramo 2

Ítem	DN, mm	DI, mm	K, mm	Velocidad, m/s	Reynolds
1ero	304,57	304,57	0,05	2,60	669522
2do	355,33	336,29	0,05	2,13	606370
3ero	406,09	387,06	0,05	1,61	526834
4to	456,85	437,82	0,05	1,26	465754

Ítem	DN, mm	Iteración del factor de fricción (f)				
		fo	f1	f2	f3	f4
1ero	304,57	0,01319	0,01477	0,01470	0,01470	0,01470
2do	355,33	0,01293	0,01475	0,01466	0,01466	0,01466
3ero	406,09	0,01258	0,01479	0,01465	0,01466	0,01466
4to	456,85	0,01228	0,01487	0,01469	0,01470	0,01470

Hoja 2
Prueba 1

Determinación del TDH del sistema, m :

Condición : Máxima

Hoja 2
Prueba 1

Nivel en la succión: 15 m s. n. m. Nivel en la descarga: 50 m s.n.m.

	Caudal, l/s	189,27	189,27	189,27	189,27
	Presion de bombeo del B/T, m c. f.	63,80	63,80	63,80	63,80
	Altura geométrica, m	35	35	35	35
	Altura del Tanque de alm. , m	16	16	16	16
	Perdida de carga en equipos, m c.f.	1,96	1,96	1,96	1,96
Línea de Succión	Diámetro interior (DI), mm	304,57	304,57	304,57	304,57
	Factor de fricción (f)	0,0145	0,0145	0,0145	0,0145
	Gravedad (g), m/s ² :	9,81	9,81	9,81	9,81
	Longitud de la Línea, m	1680	1680	1680	1680
	Velocidad, m/s	2,73	2,73	2,73	2,73
	Long. equivalente de accesorios, m	42,62	42,62	42,62	42,62
	Pérdidas locales, m c. f.	0,77	0,77	0,77	0,77
	Pérdidas por fricción, m c. f.	30,44	30,44	30,44	30,44

Determinación del TDH del sistema, m :

Condición : Máxima

Línea de Impulsión "Tramo 1"	Diámetro interior (DI), mm	254,32	254,32	254,32	254,32
	Factor de fricción (f)	0,0148	0,0148	0,0148	0,0148
	Gravedad (g), m/s ² :	9,81	9,81	9,81	9,81
	Longitud de la Línea, m	20	20	20	20
	Velocidad, m/s	3,73	3,73	3,73	3,73
	Long. equivalente de accesorios, m	32,32	32,32	32,32	32,32
	Pérdidas locales, m c. f.	1,33	1,33	1,33	1,33
	Pérdidas por fricción, m c. a.	0,83	0,83	0,83	0,83
Línea de Impulsión "Tramo 2"	Diámetro interior (DI), mm	304,57	336,29	387,06	437,82
	Factor de fricción (f)	0,0147	0,0147	0,0147	0,0147
	Gravedad (g), m/s ² :	9,81	9,81	9,81	9,81
	Longitud de la Línea, m	250	250	250	250
	Velocidad, m/s	2,60	2,13	1,61	1,26
	Long. equivalente de accesorios, m	42,62	48,57	55,5	62,69
	Pérdidas locales, m c. f.	0,71	0,49	0,28	0,17
	Pérdidas por fricción, m c. a.	4,15	2,52	1,25	0,68
Carga total máxima, m	27,40	25,55	24,06	23,38	

Hoja 2
Prueba 1

**ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD ECONÓMICA PARA
DIFERENTES DIÁMETROS DE TUBERÍA**

Hoja 2
Prueba 1

INGRESO DE DATOS - SECCIÓN 2

Fluido con sedimentos:	Agua de mar
Gravedad específica del fluido (SG) :	1,1
Costo de los KW instalados, US\$ / KW Instalados :	1456
Caudal (Q), litros/segundo :	189,27
Costo del kilogramo de acero, US\$ / Kg acero :	2,48
Costo del kilowattio - hora, US\$ / kW - hr :	0,08
Horas de bombeo por semana :	100
Costo anual de mantenimiento, US\$:	4000
Número de anualidades (N) :	6
Tasa de descuento (i) :	0,1
Longitud de la Línea de Impulsión, m :	250
Número de cédula de la tubería :	Estándar

Diámetros de análisis para la tubería del Tramo 2

Ítem	DN, mm	TDH, m	Peso unitario, Kg/m	Eficiencia bomba (η bomba), %	Eficiencia motor (η motor), %
1ero	304,57	27,40	73,84	83	80
2do	355,33	25,55	81,31	83	80
3ero	406,09	24,06	93,24	83	80
4to	456,85	23,38	105,18	83	80

Cálculo de la Potencia

Potencia Consumida (Pc)

Ítem	DN, mm	TDH, m	Q, l/s	SG fluido	η_{bomba}	Pot. consumida, KW
1ero	304,57	27,40	189,27	1,1	83	70,48
2do	355,33	25,55	189,27	1,1	83	65,73
3ero	406,09	24,06	189,27	1,1	83	61,91
4to	456,85	23,38	189,27	1,1	83	60,16

Potencia Instalada (Pi)

Ítem	DN, mm	TDH, m	Q, l/s	SG fluido	$\eta_{sistema}$	Pot. instalada, KW
1ero	304,57	27,40	189,27	1,1	66,4	88,10
2do	355,33	25,55	189,27	1,1	66,4	82,17
3ero	406,09	24,06	189,27	1,1	66,4	77,39
4to	456,85	23,38	189,27	1,1	66,4	75,20

Cálculo de los Costos

Costo total de tubería instalada (US\$)

Ítem	DN, mm	Kg instalados	Costo, US\$
1ero	304,57	18460	45781
2do	355,33	20328	50412
3ero	406,09	23310	57809
4to	456,85	26295	65212

Cálculo de los Costos

Costo total de equipo de bombeo (US\$)

Ítem	DN, mm	kW instalados	Costo, US\$/KW instalado	Costo, US\$
1ero	304,57	88,10	1456	128277,80
2do	355,33	82,17	1456	119636,78
3ero	406,09	77,39	1456	112674,02
4to	456,85	75,20	1456	109490,27

Costo anual de operación de energía consumida (US\$)

Ítem	DN, mm	KW instalados	Horas de bombeo por semana	Costo, US\$/(kW-hr)	Costo, US\$
1ero	304,57	88,10	100	0,08	36650,80
2do	355,33	82,17	100	0,08	34181,94
3ero	406,09	77,39	100	0,08	32192,58
4to	456,85	75,20	100	0,08	31282,93

Costo anual de mantenimiento (US\$)

Ítem	DN, mm	Costo, US\$
1ero	304,57	4000
2do	355,33	4000
3ero	406,09	4000
4to	456,85	4000

Cálculo del Valor presente de los Costos totales

Hoja 2
Prueba 1

Valor presente de Inversiones totales (US\$)

Ítem	DN, mm	Costo, US\$
1ero	304,57	82431,60
2do	355,33	84594,14
3ero	406,09	90001,38
4to	456,85	96494,53

Valor presente de Reposiciones totales (US\$)

Ítem	DN, mm	Tasa de descuento (i)	Anualidades, N	Costo, US\$
1ero	304,57	0,1	6	31129,82
2do	355,33	0,1	6	31946,49
3ero	406,09	0,1	6	33988,51
4to	456,85	0,1	6	36440,61

Valor presente de Explotación totales (US\$)

Ítem	DN, mm	Tasa de descuento (i)	Anualidades, N	Costo, US\$
1ero	304,57	0,1	6	49953,96
2do	355,33	0,1	6	46690,72
3ero	406,09	0,1	6	44061,28
4to	456,85	0,1	6	42858,95

Cálculo del Valor presente de los Costos totales

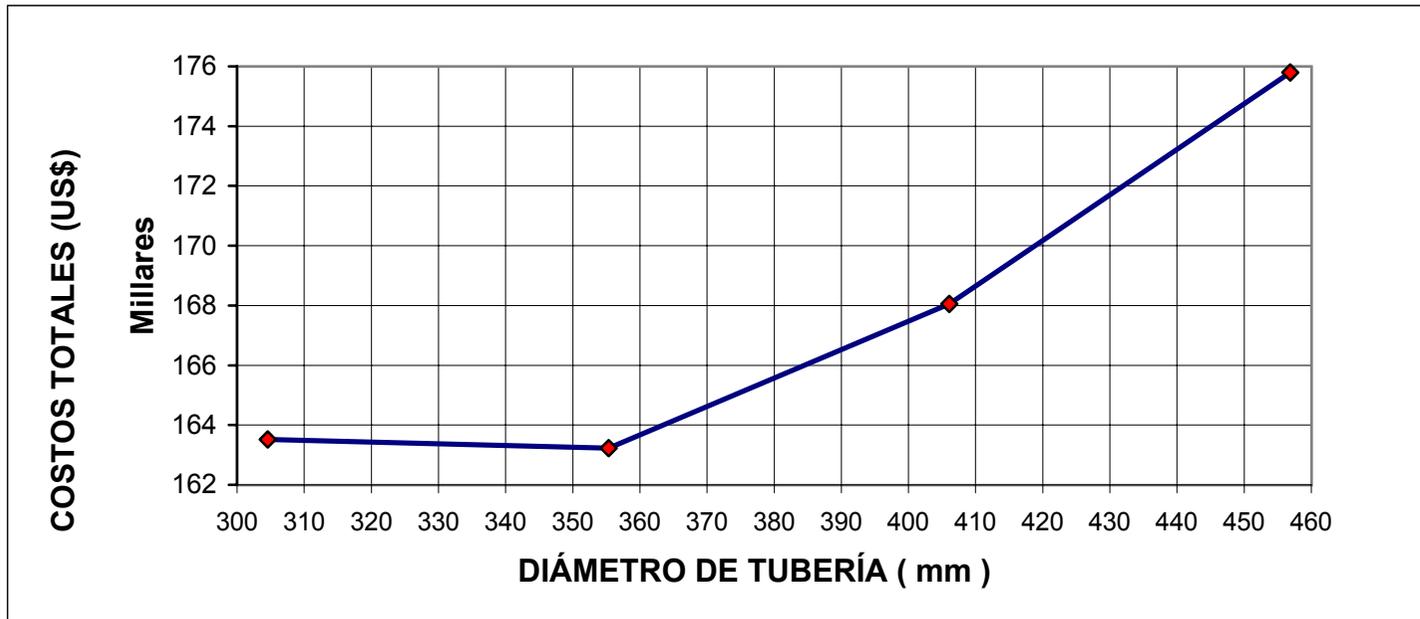
Hoja 2
Prueba 1

Valor presente de Costos totales (US\$)

TABLA DE RESULTADOS

Ítem	DN, mm	Costos totales, US\$
1ero	304,57	163515,38
2do	355,33	163231,35
3ero	406,09	168051,16
4to	456,85	175794,10

Ítem	DN, mm	Costos totales, US\$
1ero	304,57	163515,38
2do	355,33	163231,35
3ero	406,09	168051,16
4to	456,85	175794,10



**HOJA ELECTRÓNICA PARA EL CÁLCULO
DEL GOLPE DE ARIETE EN LA LÍNEA DE IMPULSIÓN**

Hoja 4
Prueba 1

CÁLCULO ESTRUCTURAL DE LA TUBERÍA - INGRESO DE DATOS SECCIÓN 1	
Seccion de la Tubería:	Impulsión
Clasificación API de la tubería:	5L GRADO B
Resistencia a la fluencia (SMYS), en Pa:	241000000
Resistencia última a la tensión (SMTS), en Pa :	413000000
Diámetro interior de la tubería (DI), en mm:	336,29
Diámetro exterior de la tubería (DE), en mm:	355,35
Espesor de la tubería (e), en mm:	9,53
Para DE / t mayor a 15, se utiliza ecuación 4.23 o 4.24	
Para DE / t menor a 15, se utiliza ecuación 4.23	
En la ecuación 4.23 y 4.24 se determina la presión de reventamiento en MPa	

Cálculos:

$$DE / t = 37,29$$

Utilizando ecuación 4.23:

Presion de reventamiento, MPa =	1622456368,02	=	150352,74	m c.f.
Presión de operación, MPa =	846922224,11	=	78484,13	m c.f.

Utilizando ecuación 4.24:

Presion de reventamiento, MPa =	16220455,73	=	1503,15	m c.f.
Presión de operación, MPa =	8467077,89	=	784,64	m c.f.

**HOJA ELECTRÓNICA PARA EL CÁLCULO
DEL GOLPE DE ARIETE EN LA LÍNEA DE IMPULSIÓN**

Hoja 4
Prueba 1

INGRESO DE DATOS PARA EL CÁLCULO DEL TDH - SECCIÓN 2

Fluido :	Agua de mar
Densidad del fluido (ρ), Kg/m ³ :	1100
Viscosidad dinámica (μ), N s / m ² :	0,0013
Gravedad (g), m/s ² :	9,81
Caudal de bombeo (Q), litros/segundo:	198,74
Presión de las bombas de los B/T (PB/T), Pa :	688446,6
Cota de la estación de bombeo búster, m :	15
Cota de ubicación de los tanques de almacenamiento, m :	50
Altura del tanque de almacenamiento, m :	16

Distribución de la Tubería para análisis :

Línea de Succión

Tramo 1

Línea de Descarga o Impulsión

Tramo 2

Tramo 1: Desde la boquilla de descarga de la bomba búster
, hasta la salida de la Estación de bombeo tipo búster.

Tramo 2: Desde la salida de la Estación de bombeo tipo búster
, hasta el ingreso al Tanque de almacenamiento

INGRESO DE DATOS - SECCIÓN 2

Hoja 4
Prueba 1

Información de la tubería

Sección	DN, mm	DI, mm	Tubería		K, mm
			L, m	Le, m	
Succión	304,57	304,57	1680	42,62	0,05
Tramo 1	253,81	254,32	20	35,32	0,05
Tramo 2	355,33	336,29	250	48,57	0,05

Cálculo de la presión estática de fluido en metros de columna de fluido con presión igual a la atmosférica:

101300	Pascal	=	9,3875 m c. f.
--------	--------	---	----------------

Condiciones de bombeo

Caída de presión en la línea de succión y descarga

Caudal, l/s	ΔP carga en equipos, Pa	
	Filtro	Varios
12,62	0	0
37,85	250	0
63,09	1000	0
88,33	3000	0
100,95	3300	0
113,56	6750	0

Caudal, l/s	ΔP carga en equipos, Pa	
	Filtro	Varios
126,18	8000	0
141,96	10000	0
157,73	12500	0
173,50	16500	0
198,74	20000	0
205,05	22500	0

Pérdida de carga en equipos para análisis, Pa:	20000
--	-------

Obtención del factor de fricción utilizando la ecuación de Colebrook

Hoja 4
Prueba 1

Línea de succión

Caudal, l/s	DI, mm	Velocidad, m/s	Reynolds
198,74	304,57	2,728	703020,86

Caudal, l/s	K, mm	Iteración del factor de fricción (f)				
		fo	f1	f2	f3	f4
198,74	0,05	0,0132	0,01471	0,01464	0,01464	0,01464

Línea de Impulsión

Caudal, l/s	Diámetro interior, mm		Velocidad, m/s		Número de Reynolds	
	Tramo 1	Tramo 2	Tramo 1	Tramo 2	Tramo 1	Tramo 2
198,74	254,32	336,29	3,91	2,24	841927,74	636709,57

Caudal, l/s	K (Tramo 1), mm	Iteración del factor de fricción para el Tramo 1 (f)				
		fo	f1	f2	f3	f4
198,74	0,05	0,01367	0,01483	0,01479	0,01479	0,01479

Caudal, l/s	K (Tramo 2), mm	Iteración del factor de fricción para el Tramo 2 (f)				
		fo	f1	f2	f3	f4
198,74	0,05	0,01293	0,01468	0,01459	0,01460	0,01460

Construcción de la curva de carga del sistema

Hoja 4
Prueba 1

Condición : Máxima

Caudal, l/s:	126,18
--------------	--------

P _{MAX_B/T} , m c. f.	63,80
Altura geométrica, m	35
Altura del Tanque de Almacenamiento, m	16
Pérdida de carga en equipos, m c. f.	1,85

Línea de Succión	Diámetro interior, mm	304,57
	Factor de fricción (f)	0,01464
	Longitud total, m	1680
	Velocidad, m/s	2,73
	Longitud equivalente de accesorios, m	42,62
	Pérdidas locales, m c. f.	0,78
	Pérdida por fricción, m c. f.	30,63
Línea de Impulsión "Tramo 1"	Diámetro interior, mm	254,32
	Factor de fricción (f)	0,01479
	Longitud total, m	20
	Velocidad, m/s	3,91
	Longitud equivalente de accesorios, m	35,32
	Pérdidas locales, m c. f.	1,60
Pérdida por fricción, m c. a.	0,91	

Línea de Impulsión "Tramo 2"	Diámetro interior, mm	336,29
	Factor de fricción (f)	0,01460
	Longitud total, m	250
	Velocidad, m/s	2,24
	Long. Eq. de acc., m	48,57
	Pérdidas locales, m c. f.	0,54
	Pérdida por fricción, m c. f.	2,77
Altura dinámica total, m c.f.	26,28	

INGRESO DE DATOS - SECCIÓN 3	
Condición de bombeo:	Máxima
Caudal de bombeo (Q_{MAX}), litros/segundo :	198,74
Densidad del fluido (ρ), Kg/m^3 :	1100
Diámetro interior (DI), mm :	336,29
Longitud de tubería ($LTUBERÍA$), m :	250
Gravedad (g), m/s^2 :	9,81
Espesor de la tubería (e), mm:	9,53
Constante para la ecuación de la celeridad (K1):	0,5
Constante para calcular T en la ecuación de Mendiluce (K2) :	2
Altura dinámica total (TDH), en m c. f. :	26,28
Módulo de elasticidad del material de la tubería (E), Kg/m^2	2000000
Módulo de elasticidad del líquido conducido ($E1$), Kg/m^2	21000

Cálculos iniciales:

Distancia horizontal entre la bomba y la descarga, en metros:	247,54
Velocidad de circulación (V), metros/segundo :	2,24
Celeridad (a), en metros/segundo :	11,69
Tiempo de cese de circulación de fluido (T) :	5,34
Longitud de la impulsión (Li) :	3254,71
Diferencia geométrica de cota entre la bomba y la descarga, m:	35

Determinación del uso de la fórmula para el cálculo del golpe de ariete:

$LTUBERÍA < Li$: Impulsión corta ; utilizar la ecuación de Michaud.

$LTUBERÍA > Li$: Impulsión larga ; utilizar la ecuación de Allievi.

Cálculo del golpe de ariete con la fórmula de Michaud:

Golpe de ariete máximo (P_{max}/M): 21,15 m c. f.

Presión máxima originada por el golpe de ariete, m c. f. = 56,15

Presión mínima originada por el golpe de ariete, m c. f. = 13,85

Pendiente geométrica, en metros: 0,141

Ecuación de la recta geométrica: $Y_1 = 0,141 X$

Ecuación de la recta para el cálculo de la presión debido al fenómeno del golpe de ariete :

Presión mínima al interior de la tubería:

$$Y_2/A = 0,085 X + 13,85$$

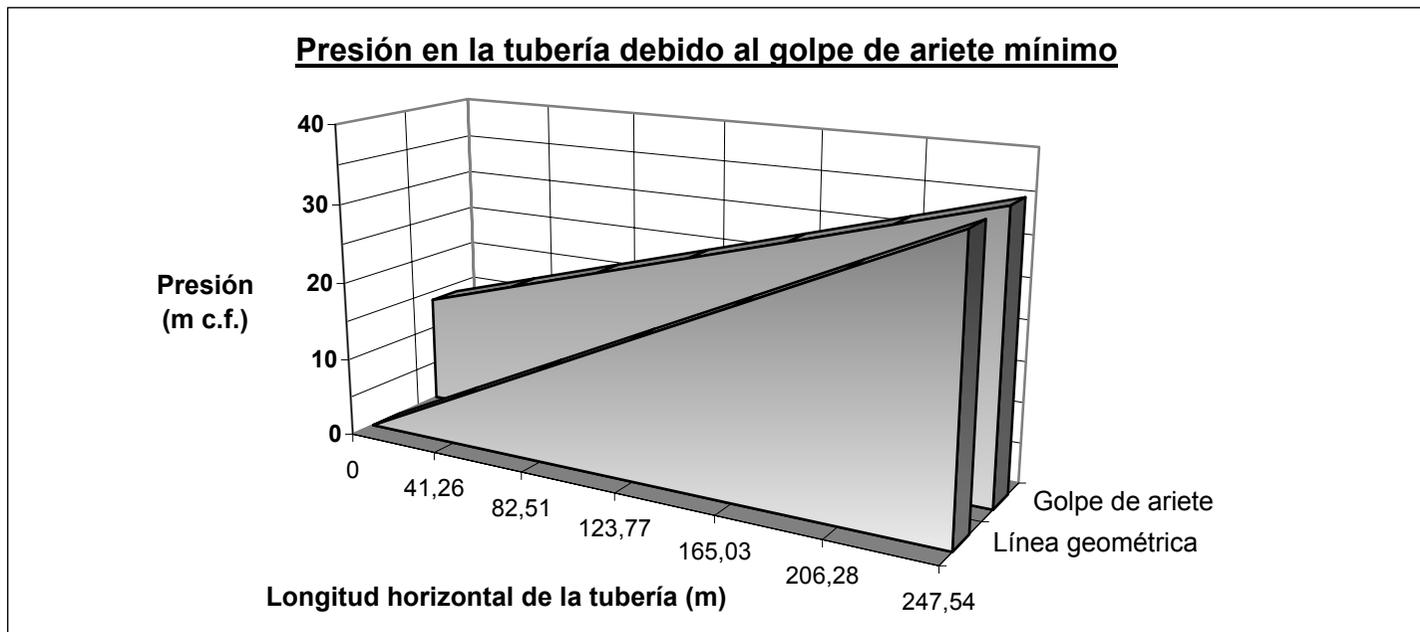
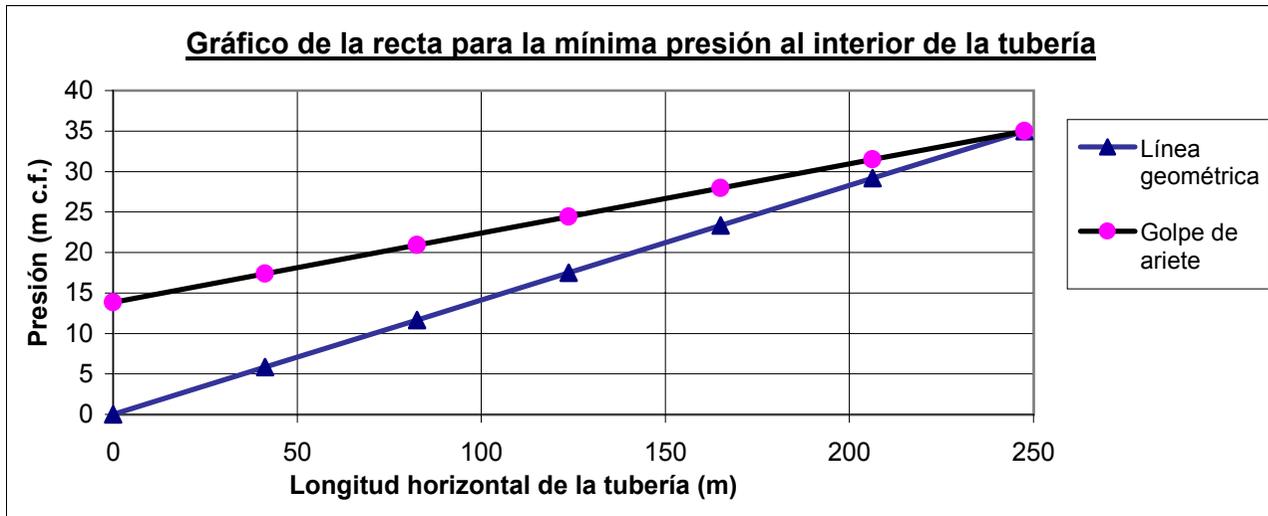
Presión máxima al interior de la tubería

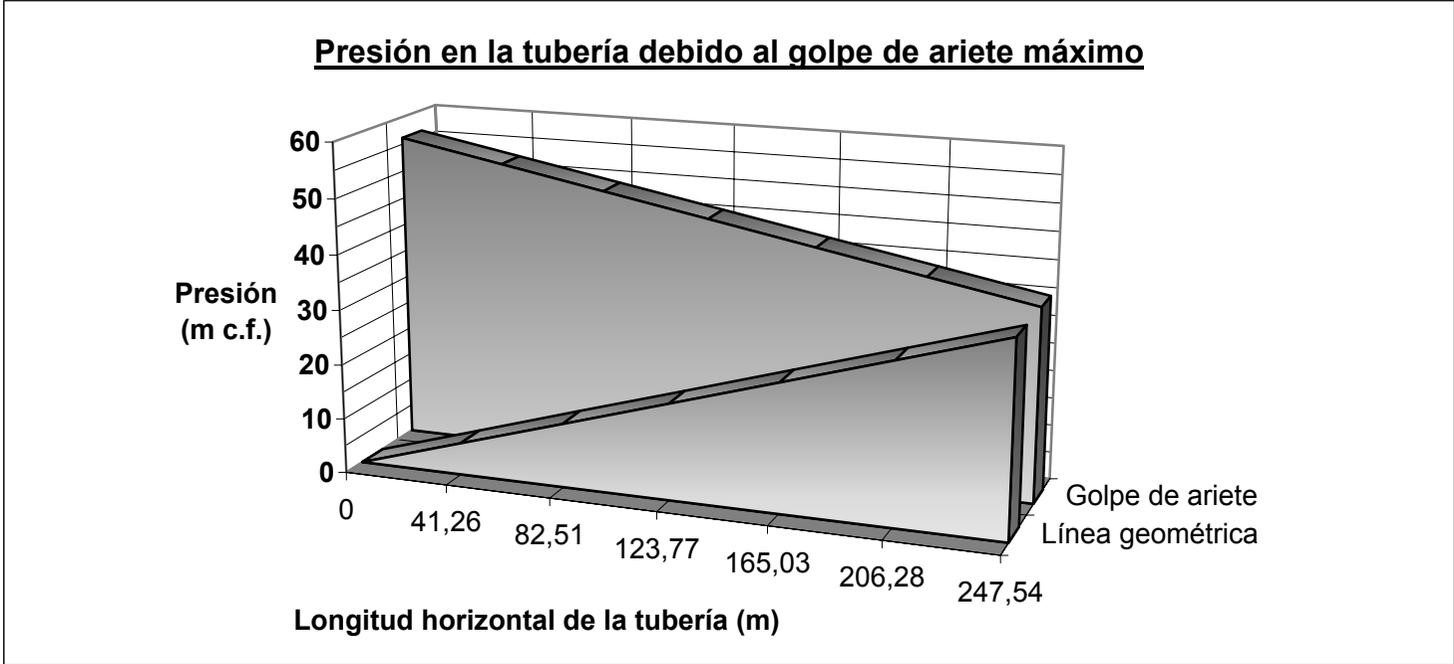
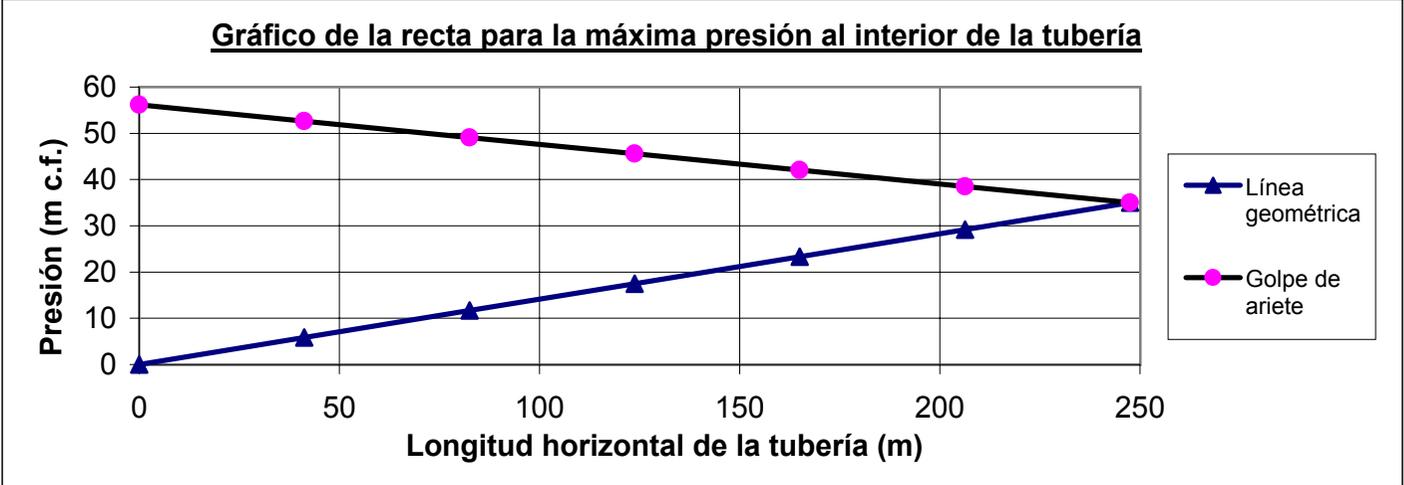
$$Y_2/B = -0,085 X + 56,15$$

Datos:

X	0	41,26	82,51	123,77	165,03	206,28	247,54
Y ₁	0	5,83	11,67	17,50	23,33	29,17	35,00

X	0	41,26	82,51	123,77	165,03	206,28	247,54
Y _{2/A}	13,85	17,38	20,90	24,43	27,95	31,48	35,00
Y _{2/B}	56,15	52,62	49,10	45,57	42,05	38,52	35,00





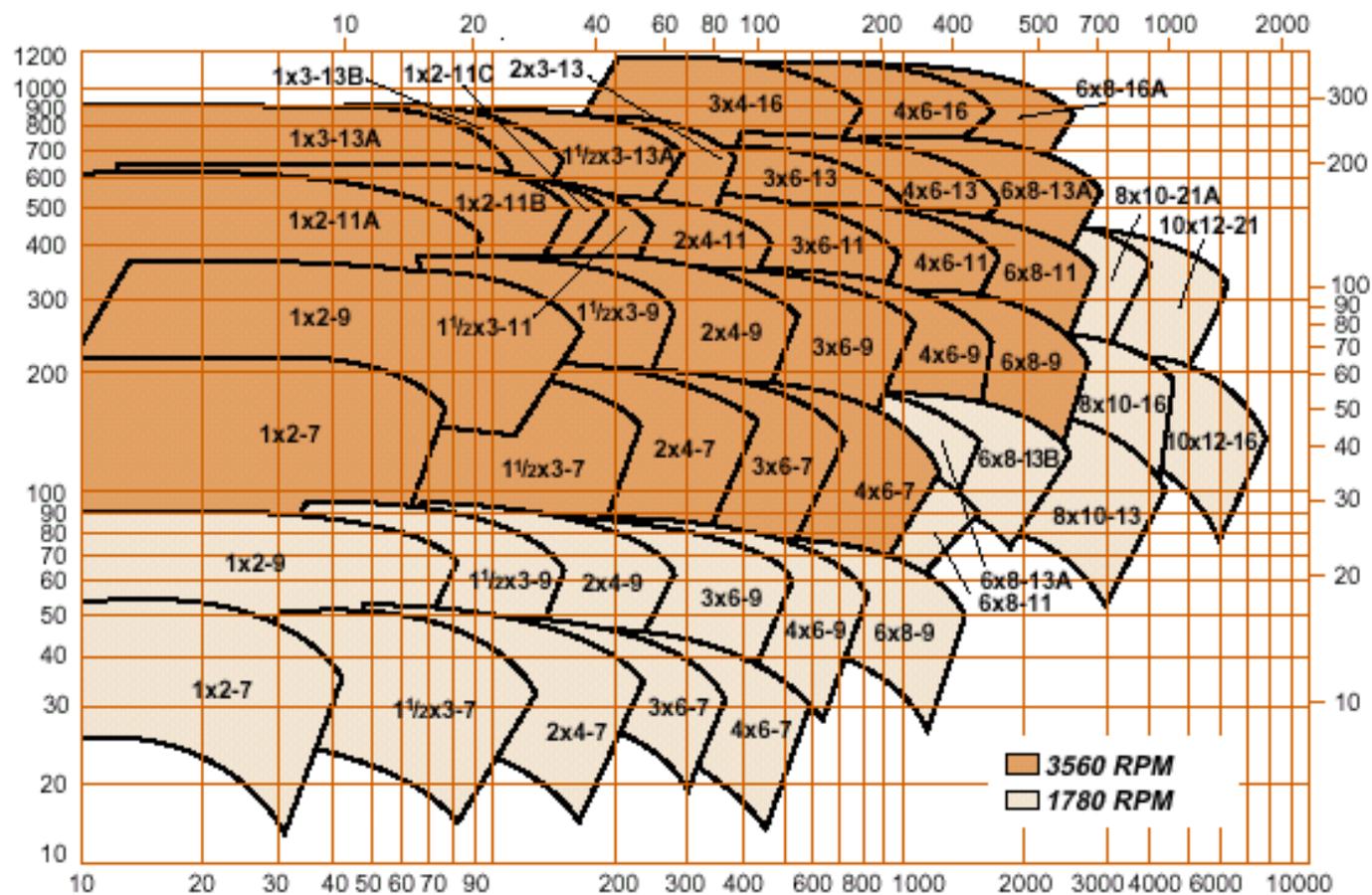
APÉNDICE 4
CATÁLOGO DE EQUIPOS

CURVA DEL FABRICANTE DE BOMBAS

MARCA: GOULDS INC.

MODELO: 3700

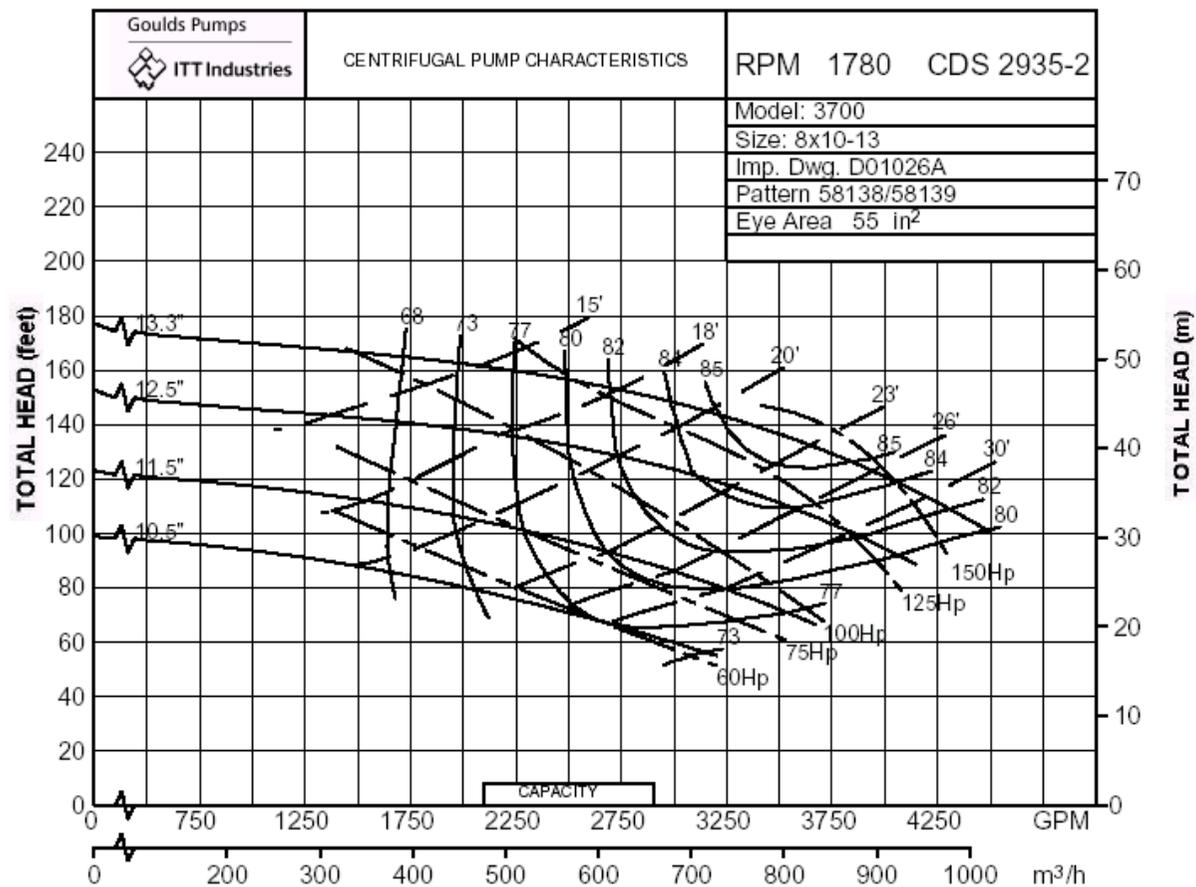
FRECUENCIA: 60 HZ



BOMBA GOULDS INC.

MODELO: 3700

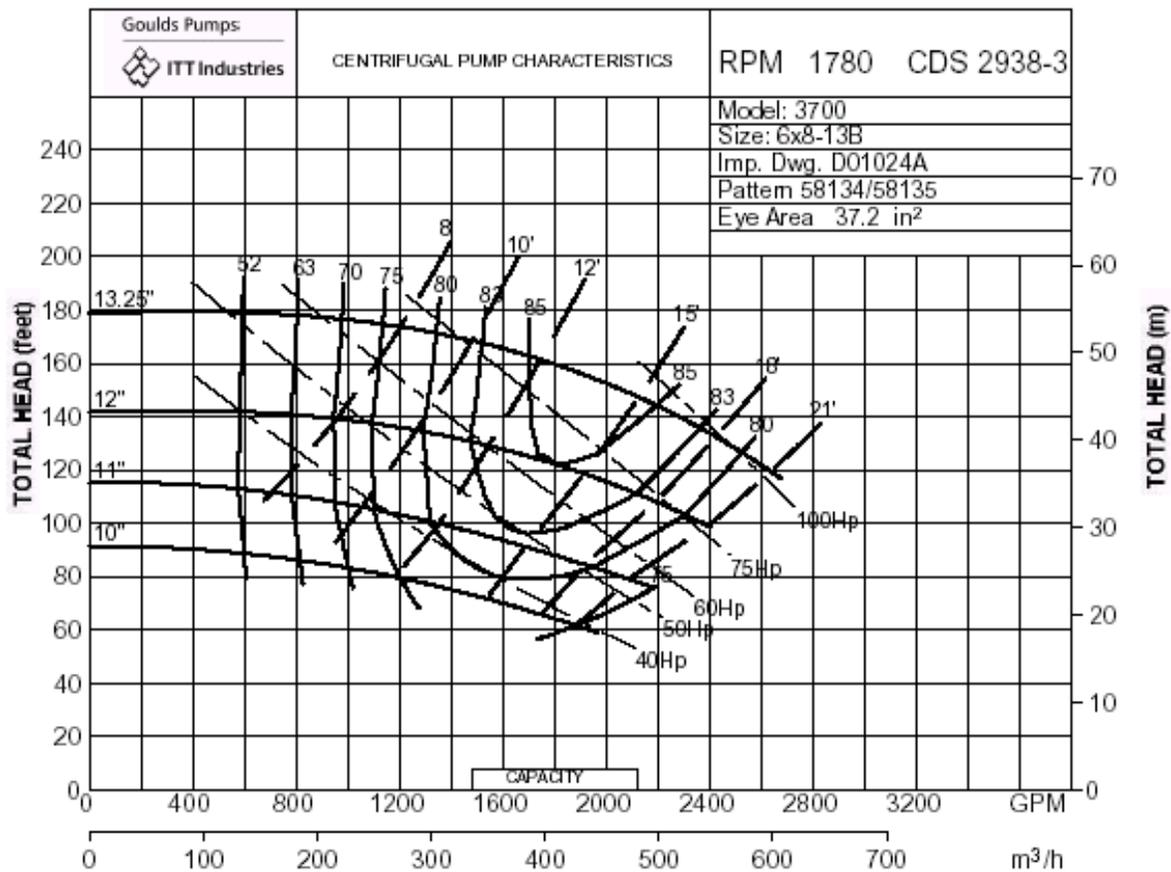
TAMAÑO: 8 x 10 – 13



BOMBA GOULDS INC.

MODELO: 3700

TAMAÑO: 6 x 8 – 13B



BIBLIOGRAFÍA

1. AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE, API Standard 610, Centrifugal Pumps for Refinery Services, Sixth edition, January 1981.
2. AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE, API Recommended Practice 520, Recommended Practice for the Design and Installation of Pressure-Relieving Systems in Refineries, Fourth edition, December 1976.
3. CRAWFORD J.; Marine and Offshore Pumping and Piping Systems, Butterworths, Inglaterra, 1981.
4. Estrella Paúl, "Limpieza interna de Líneas submarinas en el Terminal petrolero Esmeraldas", Tesis de Grado 2003.
5. FOX ROBERT W. y Mc. DONALD ALAN, "Introducción a la Mecánica de Fluidos", Mc. Graw Hill, México 1995.
6. HALE DEAN, Oil and Gas Pipelining Handbook, Energy Communications Inc., USA 1975.
7. KENNEDY L. John, Oil and Gas Pipeline Fundamentals, Penn Well Books, USA 1984.
8. LAMIT LOUIS GARY, Piping Systems: Drafting and Design, Prentice Hall, Inc., USA 1981.
9. LEE R. R; Flanges, Fittings, & Piping Data, Gulf Professional Publishing, USA 1999.
10. MARKS ALEX, Elements of Oil and Tanker Transportation, Penn Well Books, USA 1982.
11. MAYOL MALLORQUI JOSÉ M^a, "Tuberías" Tomo 1, Editores Técnicos Asociados Barcelona 1981.
12. MENDEL OTTO, Practical Piping Handbook, Penn Well Publishing Company, USA 1981.
13. ROBB LOUIS A., Diccionario para Ingenieros: Español – Inglés e Inglés – Español,