

881217

12
24'



UNIVERSIDAD ANAHUAC
ESCUELA DE INGENIERIA

CON ESTUDIOS INCORPORADOS A LA
UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

VINCE IN BONO MALUM



**DISEÑO DE UN SISTEMA DE BOMBEO DE COMBUSTOLEO
PARA LA ALIMENTACION A CALDERAS**

TESIS
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
PRESENTA
RAYHUNDO ANTONIO GONZALEZ CABA

MEXICO, D.F.

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

1988



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

CONTENIDO

Pág.

CAPITULO I

GENERALIDADES

1.1 INTRODUCCION	1
1.2 UBICACION DE LA PLANTA	3
1.3 DESCRIPCION DE LAS INSTALACIONES ACTUALES	3
1.4 DESCRIPCION DE LAS INSTALACIONES FUTURAS	9

CAPITULO II

DEFINICION DEL PROBLEMA

2.1 CAPACIDAD DEL EQUIPO DE BOMBEO	12
2.2 JUSTIFICACION DEL USO DE COMBUSTOLEO EN LUGAR DE CUALQUIER OTRO COMBUSTIBLE	15
2.2.1 PROPIEDADES DEL COMBUSTOLEO	16
2.2.2 ESPECIFICACIONES PARA COMBUSTOLEO	18
2.2.3 VENTAJAS DEL COMBUSTOLEO COMO COMBUSTIBLE	19
2.2.4 DESVENTAJAS DEL COMBUSTOLEO COMO COMBUSTIBLE	20
2.2.5 COSTO DE COMBUSTIBLE	21
2.2.6 COMPARACION DE PRECIOS DEL GAS NATURAL Y COMBUSTOLEO	21
2.2.7 CONCLUSION	23

CAPITULO III

ALTERNATIVAS DE DISEÑO DEL SISTEMA

3.1 SISTEMA DE BOMBEO	24
3.2 SISTEMA DE ALMACENAMIENTO	24
3.3 SISTEMA DE CALENTAMIENTO	27
3.3.1 TIPOS DE CAMBIADORES DE CALOR	28
3.3.2 SISTEMA DE CALENTAMIENTO REQUERIDO	29
3.3.2.1 CAMBIADORES TIPO CANASTA	30
3.3.2.2 CAMBIADORES DE CALOR EXTERIORES	37
3.4 SISTEMA DE TUBERIA	48
3.4.1 FUNDAMENTOS PARA EL FLUJO DE FLUIDOS	49
3.4.2 TUBERIAS DE SUCCION - DIAMETRO	52
3.4.3 TUBERIA DE DESCARGA - DIAMETRO	54
3.4.4 CALCULO DE ESPESOR DE LA TUBERIA	55
3.4.5 SELECCION DEL AISLAMIENTO	59
3.4.6 REQUISITOS DEL SISTEMA DE TUBERIA	61

CAPITULO IV

SELECCION DEL EQUIPO DE BOMBEO

4.1 CARACTERISTICAS DE LAS BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO	65
4.2 TIPOS DE BOMBAS ROTATORIAS	67
4.3 CURVAS CARACTERISTICAS DE LAS BOMBAS ROTATORIAS	70
4.4 SISTEMA DE BOMBEO REQUERIDO	73
4.4.1 CALCULO DE LA CARGA NETA POSITIVA DE SUCCION	73
4.4.2 CALCULO DE LA CARGA DE PRESION EN LA TUBERIA DE DESCARGA	78
4.4.3 SELECCION DEL EQUIPO DE BOMBEO	93

CAPITULO V

INTEGRACION Y EVALUACION DEL SISTEMA

5.1 INTEGRACION DEL SISTEMA DE ALIMENTACION DE LAS NUEVAS CALDERAS	101
5.2 SELECCION ECONOMICA DEL AISLAMIENTO	101
5.3 EVALUACION ECONOMICA DEL SISTEMA	104

CAPITULO VI

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	111
BIBLIOGRAFIA	113

ANEXOS:

1. RELACION DE TABLAS	114
2. RELACION DE FIGURAS Y DIAGRAMAS	115
3. APENDICE DE DATOS PARA CALCULO	118

RESUMEN

En esta tesis el lector encuentra el procedimiento detallado para analizar un problema de bombeo, teniendo en cuenta las características del fluido empleado y las condiciones que de éste se requieren, en este caso, en los generadores de vapor. Además, da la pauta a seguir para encontrar la bomba más adecuada para la aplicación, considerando las condiciones del trabajo.

Todo Ingeniero, en su formación profesional, tiene que tratar con bombas, y puede encontrar en esta tesis un auxiliar para ir de los datos elementales hasta la instalación de bombeo satisfactoria, teniendo en cuenta los factores o condiciones del sistema tratado.

El objetivo principal de este trabajo es diseñar el sistema de bombeo de combustóleo de la alimentación de calderas de la nueva planta de Fuerza y Servicios Auxiliares, que se instalará debido a la ampliación de las Plantas de proceso de la Refinería de Tula, en el Estado de Hidalgo.

Para su estudio y análisis del sistema a desarrollar se ha dividido el trabajo en seis capítulos:

En el primero se da una descripción de las instalaciones actuales y las plantas futuras dando mayor énfasis a la planta de Fuerza.

En el segundo, se define la capacidad del equipo de bombeo en base a la generación de vapor de las calderas proyectadas.

Se realiza una comparación entre combustóleo y el gas natural que son combustibles utilizados en los quemadores de las calderas para la generación de vapor.

En el tercero, se hace un estudio de los sistemas auxiliares para determinar las características del sistema de bombeo tomando como base la planta de fuerza y servicios auxiliares actualmente instalada.

En el cuarto, se calculan las pérdidas de carga del sistema de Integración de las líneas

de combustóleo desde los tanques, hasta los quemadores de las calderas, tomando en cuenta la recirculación, para seleccionar las bombas más adecuadas.

En el quinto se plantea la integración del sistema y se determina el espesor óptimo del aislamiento.

Se realiza la evaluación económica, para determinar el costo del sistema sin tomar en cuenta la construcción e instalación de los tanques de almacenamiento.

En el sexto capítulo, se enumeran las conclusiones obtenidas, en este estudio, del uso del combustóleo como fluido de elección en el sistema de bombeo.

CAPITULO I.

GENERALIDADES

1.1. INTRODUCCION

Con el propósito de incrementar la producción nacional de lubricantes, la Dirección General de Petróleos Mexicanos ha decidido instalar en la refinería de Tula en el estado de Hidalgo, plantas adicionales para destilación y tratamiento de lubricantes.

Se desarrolla actualmente la ingeniería para la construcción de las siguientes plantas:

- a) Una planta redestiladora de 50,000 bls/día.
- b) Dos plantas desparafinadoras de 12,000 bls/día cada una.
- c) Dos plantas de tratamiento con furfural de 10,000 bls/día cada una.
- d) Una planta de mezclado y envasado de lubricantes.
- e) Dos plantas desasfaltadoras de 16,500 bls/día cada una.
- f) Una planta de mezclado de asfalto.

Las cuatro primeras obras (a-d), más una planta de servicios auxiliares y otras plantas Hidrodesulfuradoras similares a las existentes, se localizarán en el sur de la refinería, las dos últimas obras se localizarán en el área actual norte.

Se pretende con este trabajo definir el sistema de alimentación de combustóleo de la planta de servicios auxiliares, que se instalará para dar servicio a las plantas que se localizarán en el área sur de la refinería, tomando como base la planta de Servicios Auxiliares del área norte.

En la mayoría de los centros de transformación industrial existen en sus respectivas plantas de fuerza, calderas de proceso para calentamiento de productos y para generar energía eléctrica.

Normalmente, para obtener el vapor se utilizan dos fuentes de energía calorífica procedente de dos tipos de combustibles, como son el gas natural y el combustóleo.

El gas natural es obtenido de los campos de explotación y después de someterlo por un proceso de endulzamiento es conducido a los centros de Transformación para su utilización y consumo. El combustóleo es un residuo pesado procedente del crudo, se obtiene y consume normalmente en la industria petrolera.

Desde el punto de vista de explotación de gas y su utilización como materia prima para la rama petroquímica, es importante la disminución del uso de gas como combustible, utilizando para ello, combustóleo en la mayor proporción posible, sin embargo, uno de los problemas serios que se tiene con el combustóleo es su manejo y traslado a los centros de transformación que pueden consumirlo, debido a las características físicas que tiene que hacen que su bombeo se dificulte.

Los factores principales que se deben tomar en cuenta para el diseño de un sistema de bombeo son: localización, finalidad a la que se destina la bomba, datos de servicio, datos de instalación, características del líquido, accionamiento y datos para el cálculo de las fluctuaciones de presión en las tuberías.

El combustóleo es un residuo pesado, por eso, se requiere de serpentines de vapor o calentadores en las líneas para mantenerlo suficientemente líquido para ser empleado en el sistema.

El sistema de bombeo de combustóleo tratado en este trabajo está compuesto por los siguientes elementos:

TANQUES DE ALMACENAMIENTO



CALENTADORES



BOMBAS



CALENTADORES FINALES



CALDERAS

Fig. 1.1 ELEMENTOS DEL SISTEMA DE BOMBEO

1.2. UBICACION

Entre los factores que se analizaron minuciosamente para localizar la refinería Miguel Hidalgo, se pueden citar: población, características geográficas, sismología, subsuelo, comunicaciones, cercanías de líneas de conducción, disponibilidad de agua y de energía eléctrica, drenaje, medio ambiente y terrenos apropiados.

Con las premisas anteriores se procuró no ubicarla en la Cuenca Hidrológica del Valle de México y se pensó en las poblaciones cercanas. Habiéndose descartado las situadas al Sur y Poniente como Cuernavaca y Toluca, se consideraron las poblaciones de Tequixquiac, Apasco, Tepeji del Río y Tula, seleccionándose esta última.

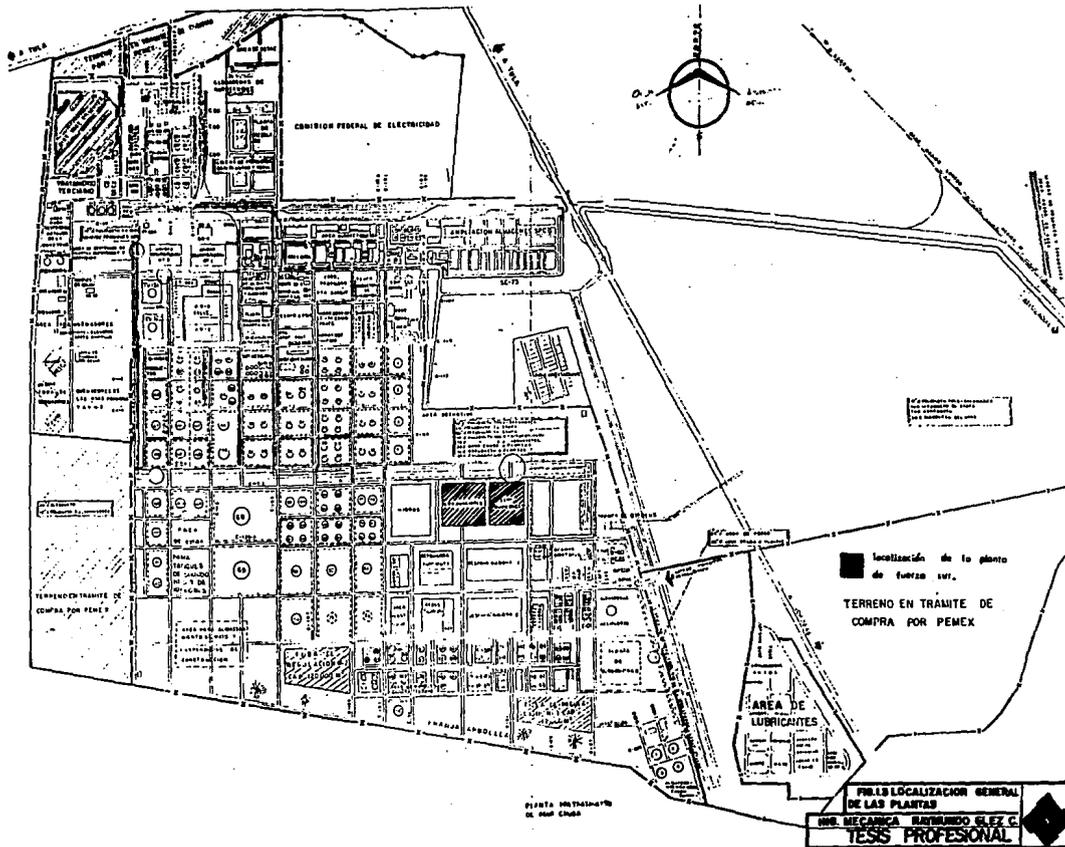
Lo que más influyó para ubicarla en Tula, Hidalgo, fue el proyecto de la Comisión Federal de Electricidad de construir en Tula su planta termoeléctrica Valle de México No. 2.

Las instalaciones que integran la refinería ocupan un área aproximada de 700 hectáreas, superficie que se encuentra localizada al Oriente de la población de Tula, Hidalgo; a unos seis kilómetros de distancia como se puede observar en el siguiente mapa o plano de localización. (Fig. 1.2)

1.3 DESCRIPCION DE LAS INSTALACIONES ACTUALES

La refinería está integrada por las siguientes plantas de proceso: (Fig. 1.3)

- 1.- Planta Combinada.
- 2.- Planta Reductora de Viscosidad.
- 3.- Planta de Desintegración Catalítica.
- 4.- Planta Recuperadora de Azufre.
- 5.- Planta Hidrodesulfuradora de Gasolinas.
- 6.- Planta Reformadora de Gasolinas.
- 7.- Planta Estabilizadora: fraccionadora y tratamiento con Dietanolamina.
- 8.- Plantas Hidrodesulfuradoras de Destilados Intermedios.
- 9.- Bombeo y Almacenamiento.
- 10.- Planta de Fuerza y Servicios Auxiliares.



Escala: 1:1000
 1 cm = 10 m

■ localización de la planta de fuerza sur.

▨ TERRENO EN TRAMITE DE COMPRA POR PEMEX

PROF. MECANICA RAYMUNDO GLEZ. C. TESS PROFESIONAL

Para su mejor control, las plantas de proceso se han agrupado en cinco sectores:

SECTOR UNO.- Planta Combinada y Reductora de Viscosidad.

SECTOR DOS.- Planta Catalítica y de Azufre (aguas amargas).

SECTOR TRES.- Planta Hidrodesulfuradora de Gasolina: Destilados Intermedios, Reformadora, Fraccionadora y Tratamiento con Dietanolamina.

SECTOR CUATRO.- Bombeo y Almacenamiento.

SECTOR CINCO.- Planta de Fuerza y Servicios Auxiliares.

1.- PLANTA COMBINADA.- Esta planta consta de dos secciones, una de destilación atmosférica y otra de destilación al vacío, procesando directamente el crudo proveniente de los pozos del Sur de Veracruz, Tabasco y Chiapas.

2.- PLANTA REDUCTORA DE VISCOSIDAD.- El objeto de esta planta es el de abatir la viscosidad del residuo para poder manejarlo con mayor facilidad y utilizarlo como combustible.

3.- PLANTA DE DESINTEGRACION CATALITICA.- Su finalidad es la de obtener a partir de gasóleos de la Sección de Destilados al Vacío, gasolinas de alto octano y otros hidrocarburos de gran valor comercial.

4.- PLANTA RECUPERADORA DE AZUFRE.- Aquí se procesa todo el gas sulfhídrico que se obtiene principalmente en las plantas hidrodesulfuradoras y el gas amargo producido en las plantas catalíticas y reductoras de viscosidad.

El azufre obtenido se utiliza para la fabricación de ácido sulfúrico, vulcanización, explosivos, etc.

5.- PLANTA HIDRODESULFURADORA DE GASOLINA.- Tiene como finalidad eliminar los compuestos de azufre procedentes de la planta combinándolo con hidrógeno, para formar ácido sulfhídrico que se envía a la planta de azufre.

En este proceso, los componentes presentes en la carga que contienen azufre, nitrógeno y oxígeno se someten a una hidrogenación catalítica.

La hidrogenación se realiza en fase gaseosa manteniendo una recirculación de hidrógeno, y sólo se repone al consumo de éste mediante una corriente de gas rico en hidrógeno procedente de la reformadora.

6.- PLANTA REFORMADORA DE GASOLINA.- La carga que proviene de la planta hidrodesulfuradora de gasolina se sujeta a condiciones de alta presión y temperatura en una serie de tres reactores. Al paso por éstos se efectúan varias reacciones catalíticas de reformación que producen hidrógeno. El gas se separa de la corriente líquida durante tres áreas sucesivas que comprenden enfriamiento, separación y compresión.

7.- PLANTA ESTABILIZADORA, FRACCIONADORA Y TRATAMIENTO DE DIETANOLAMINA.- En la parte de estabilización y fraccionamiento se procesan las gasolinas, y consiste básicamente en separar hidrocarburos ligeros de las gasolinas, obteniéndose una separación más estricta de hidrocarburos desde gas metano hasta gasolinas.

En la sección de Tratamiento con Dietanolamina se procesa y trata todo el gas amargo originado en las plantas Hidrodesulfuradoras y Reductora de Viscosidad.

8.- PLANTA HIDRODESULFURADORA DE DESTILADOS INTERMEDIOS.- El proceso está basado en una hidrodesulfuración catalítica de compuestos de azufre y olefinas presentes en la carga. Esta hidrogenación se realiza de manera que el consumo de hidrógeno permanente se repone por el suministro de una corriente de gas rico en hidrógeno.

9.- BOMBEO Y ALMACENAMIENTO.- El equipo de bombeo para distribución de productos refinados y el de carga de crudo a las plantas de proceso se encuentra concentrado en tres casas centrales de bombeo, donde se efectúan las siguientes operaciones:

- a) Alimentación de crudo a las plantas de proceso.
- b) Movimiento de crudo y de producto en los patios de tanques.
- c) Transporte de producto a los sistemas llenadoras de carros-tanques.
- d) Bombeo de productos hacia la refinería 18 de Marzo en México, D.F.

Para el almacenamiento de la Refinería Miguel Hidalgo se cuenta con:

Diez esferas para almacenamiento de:

- Propano (4)
- Propano Propileno (2)
- Gas de Baja (3)
- Butano (1)

Dos tanques horizontales para almacenamiento de: Reactivos químicos.

Cincuenta y siete tanques verticales para el almacenamiento de:

- Crudos (4)
- Gasolinas (16)
- Gasóleo (3)
- Combustóleo (5)
- Turbosina (7)
- Diesel (7)
- Aceites (6)
- Diáfano (1)
- Agua Tratada (1)
- Diluyente (1)
- Residuos (2)
- Hexanos (2)
- Gas Nafta (2)

10.- PLANTA DE FUERZA Y SERVICIOS AUXILIARES.- Tiene como finalidad suministrar vapor y energía eléctrica a todas las plantas para el calentamiento de productos y para accionar equipos de procesos.

La planta de fuerza se divide en dos secciones:

a) La planta generadora de vapor suministra el vapor requerido a la refinería contando con cuatro calderas de tubos de agua con una capacidad de 200 ton/hr a una presión de 58.8 bar (850 psia) y una temperatura de 482°C. (900°F), siendo una de ellas de relevo.

b) La planta termoeléctrica es la encargada de suministrar energía eléctrica a toda la refinería mediante la operación de un turbogenerador de 25,000 KW., teniendo otro de la misma capacidad de relevo.

1.4. DESCRIPCION DE LAS INSTALACIONES FUTURAS

Las plantas de proceso que se tiene proyectado instalar en la refinería, son las siguientes:

- 1.- Planta combinada.
- 2.- Planta para destilación y tratamiento de lubricantes.
- 3.- Plantas hidrosulfuradoras.
- 4.- Planta de fuerza y servicios auxiliares.

1.- PLANTA COMBINADA.- Es similar a la existente, consta de una planta de destilación atmosférica y una planta de destilación al vacío, se encuentra en proceso de pruebas y arranque.

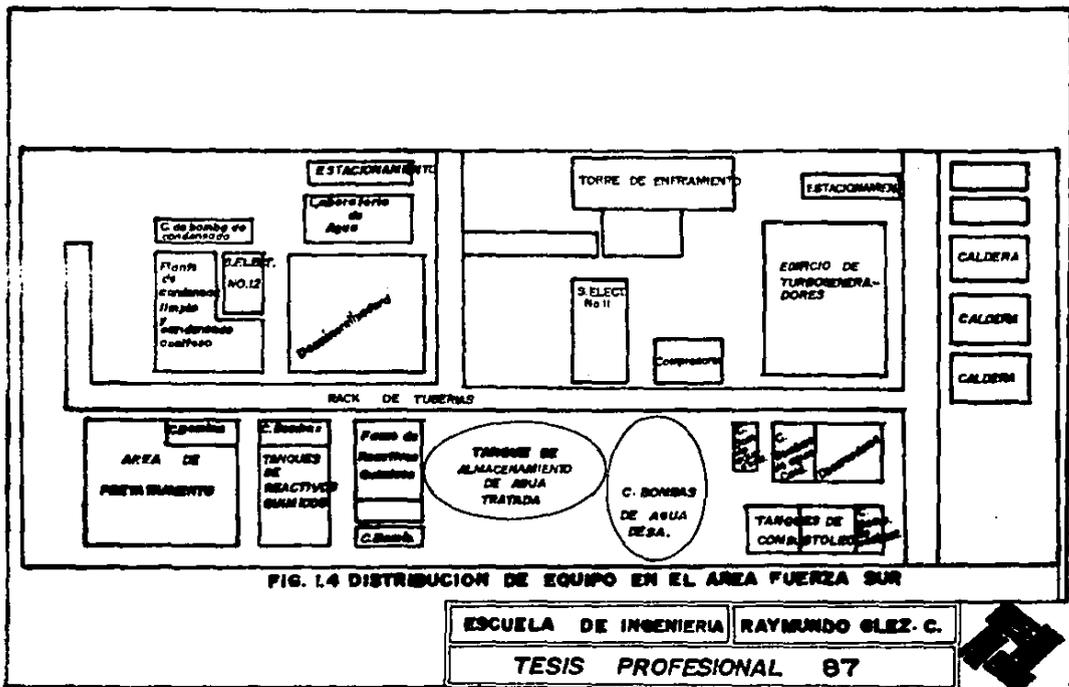
2.- PLANTA DE DESTILACION Y TRATAMIENTO DE LUBRICANTES.- Se procesarán los aceites para eliminar los compuestos indeseables como aromáticos, grasas y resinas.

3.- PLANTAS HIDRODESULFURADORAS.- Serán similares a las existentes, para la eliminación del azufre de los productos.

3.- PLANTA DE FUERZA Y SERVICIOS AUXILIARES.- En la Fig. 1.3 se muestra el área donde se localizan los equipos e instalaciones que constituirán la planta de fuerza sur para la ampliación de lubricantes de la refinería de Tulsa.

El área disponible es rectangular de 175 x 580 mts. con dimensiones máximas orientadas de Oriente a Poniente.

En la Fig. 1.4 se muestra la distribución del equipo que se considera más conveniente tomando en cuenta los vientos dominantes y facilidades necesarias para la opera-



ción.

Las características de la construcción civil en esta área serán similares a la de la planta de fuerza del área Norte de esta refinería.

Se han previsto dos límites de batería para conexión de tuberías de integración de las plantas del área Sur y un límite de batería para la conexión de tuberías de integración con el área Norte actual.

Hacia el Sur se tendrán las salidas de vapor a tres diferentes presiones, agua tratada y aire de instrumentos. Se recibirá condensado, limpio y aceitoso.

Hacia el Norte se tendrá la interconexión de vapor de media, suministros de gas y combustóleo.

CAPITULO II

DEFINICION DEL PROBLEMA

2.1 CAPACIDAD DEL EQUIPO DE BOMBEO

Para determinar el consumo de combustible en los quemadores es necesario tomar en cuenta la capacidad de generación de vapor de las calderas.

El suministro de vapor a diferentes presiones para su uso en la planta de fuerza y plantas de proceso se hará con tres calderas iguales, de las siguientes características:

Capacidad continua 200 Ton/hr

Capacidad pico 220 Ton/hr

La presión absoluta del vapor sobrecalentado: 58.8 bar. (865 psia)

La temperatura del vapor: 482°C (900°F)

La temperatura del agua de alimentación: 110°C (230°F)

Tipo de caldera: 2 domos, hogar presurizado.

Las condiciones de presión y temperatura de operación del vapor se entienden netas, después de la válvula de cierre y no retorno y/o el elemento primario de medición del flujo de dicho vapor.

Las calderas serán de instalación intemperie y se localizarán en el extremo poniente del área disponible con su eje principal en dirección oriente-poniente dispuestas en batería frente al rack principal de tuberías.

Deberá dejarse espacio para una posible instalación de dos calderas similares futuras, en el área adyacente al ocupado por las tres calderas.

La eficiencia de operación de la caldera considerando el quemado de aceite combustible, con poder calorífico alto, no será menor del 85%.

Para determinar el consumo de combustóleo se utiliza la siguiente relación:

$$C_c = \frac{C_v (h \cdot h_w)}{Q_h \times \eta} \dots (2.1)$$

Dónde:

- C_c = consumo del combustible en Kg/hr.
- C_v = consumo del vapor en Kg/hr
- h = entalpía del vapor sobrecalentado en KJ/Kg
- h_w = entalpía del agua en KJ /Kg
- Q_h = poder calorífico del combustible en KJ/Kg
- η = eficiencia de la caldera

Aplicando la ecuación con los datos anteriores encontramos el consumo de combustóleo de nuestra caldera.

Datos:

- Capacidad pico = 220 Ton/hr = 220,000 Kg/hr
- Presión del vapor = 58.8 bar
- Temperatura del vapor = 482°C
- Temperatura del agua = 110°C
- Eficiencia = 85%
- Poder calorífico = 43 371.59 KJ/Kg (18646 Btu/lb)

Con la temperatura y presión del vapor sobrecalentado vamos a la tabla A-1 y obtenemos la entalpía interpolando los siguientes datos:

- Temperatura de vapor = 482°C (900°F)
- P = 58.8 bar
- P = 53.43 bar (800 lb/in²)
- h = 3385.2 KJ/Kg (1455.4 Btu/lbm)
- P = 60.07 bar (900 lb/in²)
- h = 3376.8 KJ/kg (1451.8 Btu/lbm)

Por lo tanto: h = 3379.06 KJ/kg (1453.06 Btu/lbm)

De la misma forma obtenemos la entalpía del agua de la tabla A-II del apéndice:

$$T = 110^{\circ}\text{C} (230^{\circ}\text{F}) \quad h = 461.08 \text{ KJ/kg} (198.23 \text{ Btu/lbm})$$

$$C_c = \frac{C_v (h - h_w)}{Q_h \times \eta} = \frac{220,000 (3379.08 - 461.08)}{43298.49 \times 0.85}$$

$$C_c = 17442.8 \text{ Kg/hr} (38420.26 \text{ lb/hr}) \text{ por caldera}$$

$$\begin{aligned} \text{El consumo total de combustóleo por las cinco calderas} \\ = 87214 \text{ Kg/hr} \end{aligned}$$

La capacidad del equipo de bombeo para la alimentación de combustóleo a las calderas se pudo determinar con el consumo en los quemadores y la densidad del mismo utilizando la siguiente relación:

$$Q = \frac{C_c}{\rho} \dots \dots (2.2)$$

Donde:

Q = Caudal manejado en m^3/hr

C_c = Consumo de combustóleo en Kg/hr

ρ = Densidad del combustóleo en Kg/m^3

Aplicando la ecuación anterior con los siguientes datos obtenemos el caudal manejado por el equipo de bombeo.

$$C_c = 87214 \text{ Kg/hr}$$

$$\rho = 980 \text{ Kg/m}^3$$

$$Q = \frac{87214}{980} = 88.99 \text{ m}^3/\text{hr} = 24.72 \text{ l/seg}$$

$$(391.87 \text{ Gal/min})$$

2.2 JUSTIFICACION DEL USO DEL COMBUSTIBLE EN LUGAR DE CUALQUIER OTRO COMBUSTIBLE

En el tiempo presente, los hidrocarburos son la fuente más importante de los combustibles, se considera generalmente formado de restos de animales y vegetales que se acumularon en fosas marinas y fueron enterrados por la arena.

El petróleo es un producto negro, viscoso de composición:

	(% PESO)
Carbono	80 a 89%
Hidrógeno	8.0 a 9.8%
Nitrógeno	0.3 a 1%
Azufre	0.3 a 3%
Oxígeno	2 a 3%

En cantidades pequeñas, el petróleo es utilizado sin ningún proceso de refinación, los productos que se obtienen de la refinación o procesos de destilación son: gasolinas, aceites, diesel, aceites combustibles incluyendo el combustóleo, aceites lubricantes, asfalto, grasas y plásticos sintéticos, etc.

Los combustibles líquidos pueden dividirse en dos clases principales basados en su utilización: a) aceites ligeros adecuados para el empleo de motores de combustión interna y b) aceites pesados adecuados para la combustión en hornos, dentro de éstos se encuentra el combustóleo.

El combustóleo es una fracción pesada de los petróleos naturales o petróleos craqueados de los cuales se han separado por destilación las fracciones más valiosas de combustibles de motores y de aceites lubricantes.

El combustóleo es un aceite de hornos para el cual no pueden encontrarse ningún empleo más valioso.

2.2.1 PROPIEDADES DEL COMBUSTOLEO

Las propiedades físicas y químicas importantes del combustóleo son:

1) Viscosidad y relaciones viscosidad-temperatura, éstas determinan el paso del aceite al quemador y el tipo de atomizador.

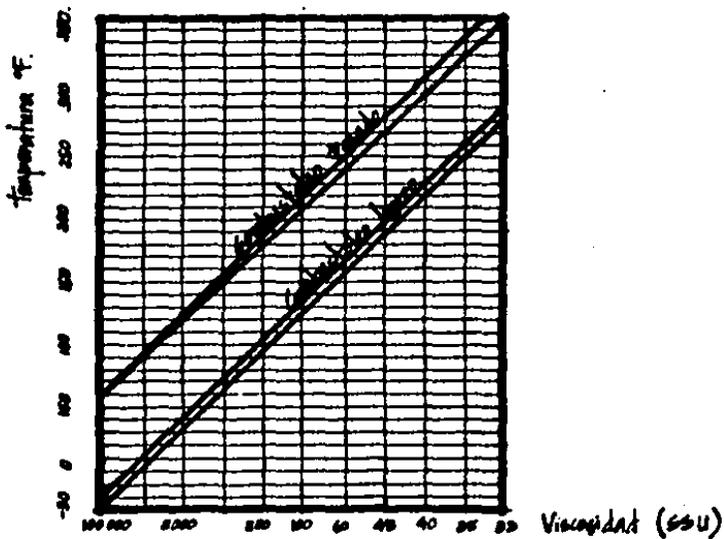


FIG. 2.1

Relación viscosidad-temperatura de diferentes combustóleos

2) Punto de fluidez crítica: ésta determina la temperatura a la que se mantienen los tanques de almacenamiento del aceite para asegurar la fluidez en las tuberías de alimentación.

3) Formación de lodos y sedimentos: determinan la vida posible del aceite durante el almacenamiento, un mezclado no satisfactorio, o la presencia de componentes inestables y oxidables de un aceite que a través del tiempo producen la separación de lodos, emulsiones y sedimentos, que obstruyen filtros, corroen tanques de almacenamiento y tuberías.

4) Relación carbono-hidrógeno del aceite: determina el aumento de la transmisión de calor por radiación debido al alto factor de emisividad de las llamas.

El poder calorífico (KJ/Kg) disminuye y la densidad aumenta al aumentar la relación carbono-hidrógeno. En los aceites residuales más pesados, de densidad relativa mayor de 0.970 y relación carbono-hidrógeno aproximadamente de 8 a 1, el poder calorífico es poco más de 41902.8 KJ/Kg.

En general, cuanto más alta es la relación carbono-hidrógeno, mayor es la reducción de la viscosidad con el aumento de la temperatura.

5) Azufre: en el combustible varía aproximadamente de 0.1 a 4%. El contenido elevado de azufre en un combustible provoca:

- a) Aumento en la formación de depósitos de sulfatos en los conductos de la caldera, economizadores, calentadores de aire.
- b) Elevación del punto de rocío de los gases de combustión.
- c) Aumento en la corrosión.
- d) Reducción en el rendimiento de la combustión por limitar la reducción permisible de la temperatura de los gases de combustión.
- e) Aceleración de la formación de sedimentos durante el almacenamiento.
- f) Contaminación de los productos que se hallan en contacto directo con los gases del horno, tales como vidrio y acero.

6) Cenizas: la cantidad máxima presente generalmente es menor de 0.2%, su composición es importante puesto que ciertos componentes como sodio, vanadio y azufre producen los siguientes efectos en el funcionamiento de la caldera:

- a) Atacan la superficie de los refractarios calientes, produciendo erosión y corrosión.
- b) Reducen el tiempo de servicio y el rendimiento por la acumulación de depósitos en los tubos de la caldera, economizadores y calentadores de aire.
- c) Producen una fuerte corrosión de los tubos del precalentador por acumulación de depósitos de bajo del punto de fusión de compuestos vanádicos.

7) Uniformidad: debido a que se tiene la misma calidad de acuerdo con la especificación establecida, ésta es esencial para un funcionamiento satisfactorio.

2.2.2 ESPECIFICACIONES PARA COMBUSTOLEO

Los combustóleos, a veces se clasifican a grandes rasgos como ligero, medios y pesado, con viscosidades máximas de 49 Cs, 234 Cs y 860 Cs a 37.8 C, respectivamente.

Las especificaciones comerciales se resumen en la siguiente tabla:

2.1 Análisis de combustóleos comerciales de diversas refinerías para estudio de especificaciones

PROPIEDADES	TULA	AZCAPOT.	SALAN.	MADERO	SAL. CRUZ	MINATIT.	CADEREYTA
PE 20/4 °C	0.9907	0.9383	0.9806	0.9681	0.9753	0.9864	0.9884
Grav. °API	12.92	15.72	12.38	11.29	13.19	11.11	11.25
Visc. SSF A 50 °C	357	508	561	396	228	609	640
a 82.2 °C	60	74	81	63	51	83	93
a 110 °C							
T. Enc. °C	+6	+6	+6	+6	+9	+6	+9
T. Infl. °C	48	122	88	66	108	106	90
H ₂ O y Sed. % V	0.10	0.20	0.40	0.10	0.10	0.10	0.2
C. Reso. % P.	14.87	14.21	15.56	16.57	13.74	13.58	15.12
Est. Term.	Estable	Estable	Estable	Estable	Estable	Estable	Estable
P. Caloríf. Bruto BTU/Lb	18856	18145	18696	18354	19441	18748	17784

El combustóleo para la alimentación de la caldera, en nuestro caso tiene las siguientes especificaciones:

1) Es un combustóleo pesado y necesita precalentamiento para ser empleado en los quemadores de la caldera.

2) La presión mínima disponible es de 10,34 bar. (150 psig)

3) La temperatura máxima disponible es de 115,56°C (240°F).

4) El poder calorífico alto/bajo es de 43371/22516 KJ/Kg (10646/17410 BTU/lb).

5) La viscosidad: a 100°C (210°F) es de 360 SSU

a 50°C (122°F) es de 5200 SSU

6) El análisis del combustóleo contiene los siguientes elementos:

Carbón 83,7% en peso

Hidrógeno 10,2%

Azufre 4,15%

Otros 1,95%

Total 100,00%

7) La temperatura de inflamación es de 85,56°C (150°F).

8) La densidad relativa del combustóleo es de 0,98

2.2.3 VENTAJAS DEL COMBUSTOLEO COMO COMBUSTIBLE

Los otros combustibles líquidos poseen las siguientes ventajas sobre otras fuentes de energía:

a) El mayor poder calorífico de los combustibles líquidos permite obtener capacidades de horno mucho mayores a partir de un peso dado:

b) La combustión del combustóleo se regula más fácilmente, pudiendo obtener variación en los patrones de calentamiento mediante el empleo de quemadores múltiples;

c) Facilidad de almacenamiento;

d) Los productos residuales del petróleo, no alcanzan un alto precio en el mercado.

2.2.4 DESVENTAJAS DEL COMBUSTOLEO COMO COMBUSTIBLE

Es necesario suministrar calor para conservar su fluidez.

La corrosión en las calderas se puede dar en las superficies con altas y bajas temperaturas y abajo de 300°C en precalentadores y economizadores.

Los depósitos en el paso de gases del sobrecalentador es más acelerado, lo cual, disminuye su funcionamiento por taponamiento en el interior de la caldera y auxiliares.

En el combustóleo es difícil obtener productos de combustión de acción reductora, sin dar lugar a una formación simultánea de sólidos no quemados.

El costo de mantenimiento aumenta debido al mayor ensuciamiento de la caldera, es necesario una mayor inversión en el sistema de soplado.

Las cenizas se adhieren en mayor cantidad a los tubos por lo que se requiere un soplado más continuo.

Mayor emisión de gases contaminantes a la atmósfera.

2.2.5 COSTO DE COMBUSTIBLE

Se utilizan dos fuentes importantes de energía calorífica para obtener vapor como son: el gas natural y el combustóleo.

El costo total del combustible a un consumidor depende de dos factores:

1) Costo del combustible

Tabla 2.2 Costos/m³, \$ de 1987

COMBUSTIBLE	PESOS/M ³	IVA	PRECIO TOTAL
Combustóleo Ligero	\$ 61,270.00	\$ 8,190.60	\$ 70,460.50
Combustóleo Pesado	\$ 53,044.00	\$ 7,956.60	\$ 61,080.80
Gas Natural	\$ 86.08	\$ 12.91	\$ 98.99

2) El rendimiento de aprovechamiento varía con la naturaleza de la aplicación y la granulometría del combustible.

El gas natural y el combustóleo tienen el mismo rendimiento cuando se queman en las calderas.

2.2.6 COMPARACION DE PRECIOS DEL GAS NATURAL Y COMBUSTOLEO

La comparación se hace con base en el poder calorífico de cada combustible, expresando el precio del gas en barriles.

Combustóleo

Poder calorífico = 43,371 KJ/Kg (18648 BTU/lb)

Densidad relativa a 15.6°C = 0.970 (adimensional)

Barril = 159 litros.

Precio por barril de combustóleo.

$$81,000.6 \text{ pesos/m}^3 \times \frac{1 \text{ m}^3}{1000 \text{ l}} \times \frac{159 \text{ l}}{1 \text{ Barril}} = \frac{9899.09 \text{ pesos}}{\text{barril}}$$

K J /Barril de combustóleo

$$43371 \text{ KJ/Kg} \times 0.970 \times 1000 \text{ Kg/m}^3 \times \frac{1 \text{ m}^3}{1000 \text{ l}} \times \frac{159 \text{ l}}{1 \text{ Barril}}$$

$$= 6.68 \times 10^6 \text{ KJ/Barril}$$

Gas Natural

Poder calorífico = 35419.2 KJ/m³

Relación de metros cúbicos de gas por barril de combustóleo.

$$\frac{6.68 \times 10^6 \text{ KJ/Barril}}{35419.2 \text{ KJ/m}^3} = 188.59 \text{ m}^3 / \text{Barril}$$

Precio del Gas expresado en barriles:

$$188.59 \text{ m}^3 / \text{Barril} \times 98.99 \text{ pesos/m}^3 = 18668.5 \text{ pesos/Barril}$$

Precio del gas \$ 18,668.52

Precio del combustóleo \$ 9,899.09

Diferencia \$ 8,999.43

A favor del combustóleo por barril.

Se determinará el ahorro diario en caso que las calderas consuman combustóleo.

Consumo total = 391.87 Gal/min = 9.32 barriles/min.

Ahorro total = 13420.8 barriles/día x 8999.43 \$/barril.

Ahorro total diario = \$ 120'779,550.00

2.2.7 CONCLUSION

Se recomienda el uso de combustóleo en la generación de vapor debido a los atractivos económicos que representa.

Los problemas que ocasiona su uso, son fácilmente resueltos con la utilización de sistemas de adición, de inhibidores de corrosión y soplado de la caldera.

CAPITULO III

ALTERNATIVAS DE DISEÑO

3.1 SISTEMA DE BOMBEO

Para el diseño de un sistema de bombeo de combustóleo es necesario contar con los siguientes elementos: sistema de almacenamiento, sistema de calentamiento y sistema de tubería.

Por las características del combustóleo, el bombeo a los quemadores de la caldera deberá hacerse utilizando bombas de desplazamiento positivo. (ver capítulo IV)

Para determinar las características del equipo de bombeo es necesario determinar los sistemas anteriores, los cuales se muestran en el siguiente diagrama de flujo del sistema (Fig. 3.1).

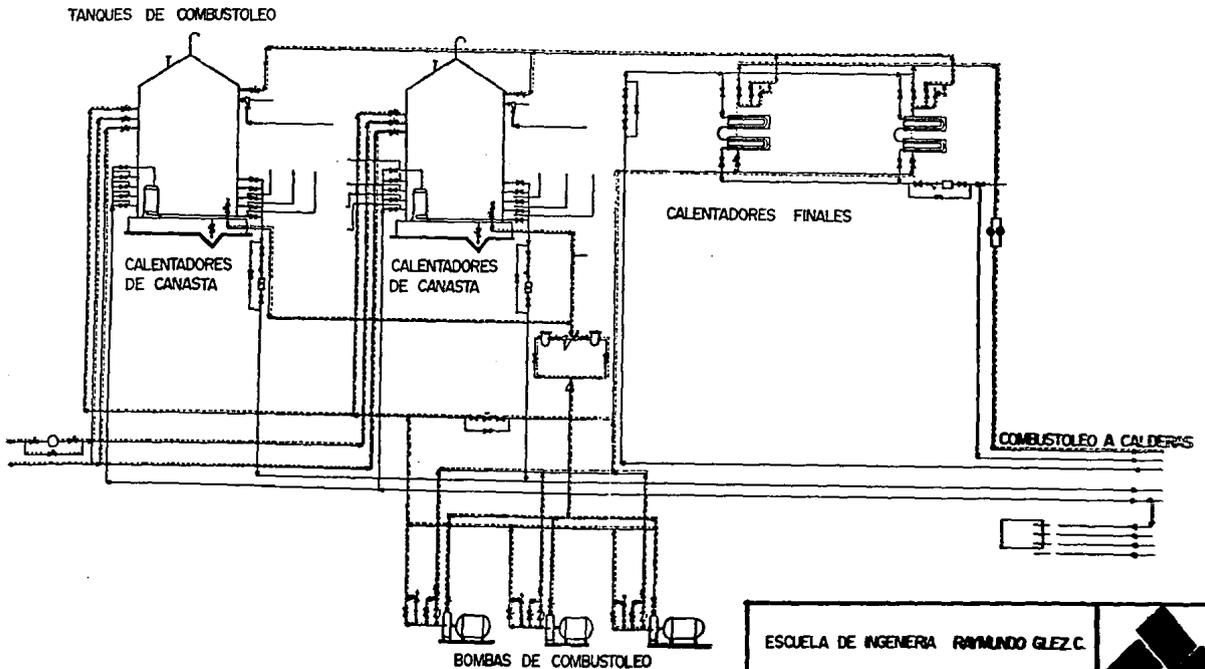
3.2 SISTEMA DE ALMACENAMIENTO

Se tiene proyectado instalar dos tanques cilíndricos verticales para el almacenamiento diario de combustóleo con capacidad de 10,000 barriles cada uno.

Para determinar si los tanques de almacenamiento cuentan con la capacidad necesaria o se requiere modificaciones antes de su construcción es necesario conocer el consumo total de combustóleo, debido a las cinco calderas que se instalarán en la planta de fuerza.

Las calderas cuentan con seis quemadores cada una, los cuales pueden utilizar gas o combustóleo, en el caso crítico consideramos que todos los quemadores emplean combustóleo.

Consumo total de combustóleo



3.1 DIAGRAMA DE FLUJO DEL SISTEMA

ESCUELA DE INGENIERIA RAYMUNDO GLEZ.C.

TESIS PROFESIONAL 87



$$= 17442.8 \times 5 = 87214 \text{ Kg/hr.}$$

$$= 209.3 \times 10^4 \text{ Kg/día}$$

$$\text{Volumen requerido por día} = \frac{C1}{\rho} \dots \dots \dots (3.1)$$

Donde:

C1 = Consumo total de combustóleo en Kg/hr.

ρ = Densidad del combustóleo en Kg/m³

Aplicando la ecuación anterior, obtenemos el volumen requerido por día en los quemadores de las calderas.

$$V = \frac{209.31 \times 10^4}{980} = 2136.01 \text{ m}^3/\text{día}$$

$$\text{Volumen requerido} = 13432.76 \text{ barriles/día}$$

Por lo que la capacidad de los tanques proyectados cumplen con los requisitos del sistema.

De la Norma No. 2.612.04 de diseño de tanques atmosféricos, utilizando la capacidad se obtienen las dimensiones típicas del mismo.

Diámetro = 13 m (42.6 pies)

Altura = 12.0 m (40 pies)

Los tanques de almacenamiento de combustóleo deben tener los siguientes requisitos según las normas del Instituto Americano del Petróleo (API).

a) Registros de limpiezas.- Su finalidad es la de permitir el acceso al interior del tanque para dar mantenimiento preventivo o correctivo en caso que sea necesario; la mayoría de los tanques de almacenamiento cuentan, por lo menos, con dos registros, uno en la parte superior y otro en la parte inferior.

b) **Venteo.**- Se encuentra en la parte superior del tanque para minimizar los efectos de pérdidas en la entrada.

Por medio del venteo se debe evacuar el aire o gases que se desprenden del producto almacenado durante la operación de llenado, también debe ser capaz de relevar cualquier vacío generado en el interior del tanque durante la operación de vaciado.

El venteo debe tener una protección contra el medio ambiente y una abertura con área mínima de 327.68 cm^2 (50 pul^2).

c) **Redondel.**- Es un muro de contención para evitar que el producto almacenado salga de un área determinada en caso de derrame.

La capacidad del redondel está determinada por el volumen almacenado en los tanques y no será menor del 50% del volumen total de los mismos.

d) **Sistema Contra Incendio.**- Se cuenta con dos sistemas que son: de aspersión y de espuma.

El sistema de aspersión se encuentra localizado alrededor del tanque y está regulado por una válvula que puede operarse manualmente.

El sistema de espuma tiene la finalidad de contrarrestar el incendio en el interior del tanque, aplicando una capa de espuma compuesta de sulfato de aluminio y carbonato de sodio.

3.3 SISTEMA DE CALENTAMIENTO

La principal desventaja de los sistemas de bombeo de combustóleo se presentan en la época de invierno, con el descenso de la temperatura aumenta la viscosidad a tal grado que las líneas se tapan; este problema puede ser resuelto por medio de un sistema adecuado de calentamiento.

Existen diferentes sistemas de calentamiento que solucionarían el problema planteado:

1) El calentamiento a fuego directo de los tanques de almacenamiento, tiene la ventaja de la economía de la instalación, pero encierra el grave peligro de un incendio que ocurriría en caso de presentarse cualquier fuga.

2) Calentamiento indirecto del combustible almacenado utilizando un banco de tubos a través del cual circularía vapor.

Este es empleado para pequeñas capacidades debido a que está basado en transferencia de calor por convección pura. Para fluidos viscosos y capacidades a 1900 litros tiene que recurrirse a la agitación mecánica.

3) El calentamiento directo recirculando el combustible a través de los tubos de un calentador exterior es sólo recomendable para fluidos de baja viscosidad. Para el caso del combustible se presentan además los siguientes problemas: dificultad de bombeo en la parte inicial del proceso y la formación de coque ya que debido a sus características y viscosidad la película del combustible alcanza una elevada temperatura.

4) Calentamiento indirecto utilizando la circulación del combustible a través de un cambiador de calor por vapor o algún fluido caliente. Este último sistema presenta además de una notable eficiencia térmica, una gran versatilidad: permite operar el sistema en forma continua o intermitente sin las desventajas anteriores.

El empleo de vapor resulta económico en lugares donde se tienen instalaciones generadoras de vapor como servicio auxiliar para un conjunto de procesos que sean capaces de aprovechar las características de presión y temperatura en su totalidad.

3.3.1 TIPOS DE CAMBIADORES DE CALOR

Los intercambiadores de calor se usan para aprovechar el calor de los productos terminados y elevar la temperatura, cediendo calor a los productos que van a proceso. Se pueden clasificar con base en su construcción y geometría en:

1.- Cambiadores de tubos múltiples: el calor se transfiere a través de un arreglo en serie de tubos con un fluido caliente a tubos con un fluido frío. Hay cuatro tipos principales de tubos múltiples:

- a) Tubo y carcasa
- b) Tubo en U
- c) Tubo en espiral
- d) Tubos cercanos

Tienen la ventaja de su versatilidad con la utilización de diferentes longitudes y diámetros de tubos, de carcasas en serie o paralelo, y se pueden encontrar con diversidad de coeficientes y caídas de presión. Su principal desventaja es su costo por unidad de superficie.

1.- Cambiadores de un solo tubo: no se utilizan frecuentemente debido a su área de transferencia limitada, sin embargo, presentan ventajas para ciertas aplicaciones. Existen tres tipos principales:

- a) Doble tubo.
- b) Enfriadores de tipo trombón.
- c) Serpentina en recipiente.

2.- Cambiadores de placa: estos equipos transportan el calor a través de placas, entre las clases principales de estos equipos tenemos cuatro:

- a) Placa en espiral
- b) Placas empacadas
- c) Lamelas
- d) Evaporador de placas

3.3.2 SISTEMA DE CALENTAMIENTO REQUERIDO

El sistema contará con cuatro cambiadores de calor tipo canasta en el interior de cada tanque, y tres cambiadores de calor exteriores.

3.3.2.1 CAMBIADORES TIPO CANASTA

Los cambiadores de calor tipo canasta tienen las siguientes características:

- La carga térmica es de 146 500 watts (500,000 BTU/hr.)
- El flujo de vapor es de 275 kg/hr (550 lb/hr).
- La superficie de calentamiento es de 25 m² (265 ft²)
- La temperatura del combustible en el tanque es de 66.6°C (150°F).
- El vapor de operación está a baja presión, [3.4 bar (50 psig)] y una temperatura de 150°C (300°F).

Se realizará un análisis de las pérdidas de calor en el tanque de almacenamiento para determinar si el equipo cumple con las condiciones del proceso, tomando en cuenta las siguientes restricciones:

1.- El tanque de almacenamiento tiene pérdidas de transferencia de calor por tres formas: conducción, convección y radiación.

a) Conducción es la forma de transferencia de calor cuando hay contacto físico entre dos sólidos.

b) Convección es un proceso de transporte de energía por la acción combinada de conducción de calor, almacenamiento de energía y movimiento de mezclado.

c) Radiación es un proceso por el cual fluye el calor desde un cuerpo de alta temperatura a otro de baja temperatura cuando éstos están separados por un espacio que puede ser vacío.

2.- Para efectos de cálculo se considera el tanque de techo cónico como cilindro vertical de tapa plana.

3.- El tanque se encuentra aislado hasta 1.8 m (6ft) de altura, únicamente para protección del personal.

- 4.- Se considera el tanque lleno para que la carga térmica sea máxima.
- 5.- La capacidad del tanque es de 1 590 m³.
- 6.- Las dimensiones del tanque son: diámetro 13 m. (42.6 ft) y altura de 12 m (40 ft).
- 7.- Se considera como temperatura ambiente 0°C (32.0°F), en caso crítico.

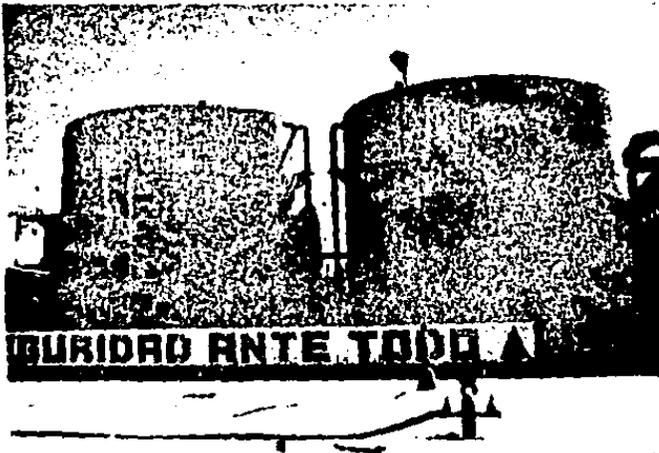


Fig. 3.2 Tanques de Almacenamiento de combustóleo

Los cambiadores de calor tipo canasta tienen la función de mantener la temperatura en el interior del tanque para que pueda ser bombeado a los quemadores de las calderas.

Area de la sección aislada del tanque:

$$A_a = \pi \times D \times h = 3.1416 \times 13 \times 1.8 = 73.5 \text{ m}^2$$

Area de la sección no aislada:

$$A_b = \pi \times D \times h = 3.1416 \times 13 \times 10.2 = 416.57 \text{ m}^2$$

– Calor perdido en paredes no aisladas por convección libre:

$$Q = h_c \times A_b \times \Delta t \dots \dots \dots (3.2)$$

Donde:

h_c = Coeficiente de transferencia por convección
libre en $\text{W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$

A_b = Área de sección en m^2

ΔT = diferencia de la temperatura.

El cálculo del coeficiente de convección libre a aire a presión atmosférica, se puede realizar de la siguiente forma:

1. Empleando las ecuaciones simplificadas para convección libre del aire a presión atmosférica de Mc Adams, como se muestra en la tabla A-III del apéndice.

2. Utilizando las relaciones empíricas siguientes:

$$Nuf = C (Gr Pr)^m \dots \dots \dots (3.3)$$

Donde:

Nu = número de Nusselt.

Gr = número de Grashof.

Pr = número de Prandtl.

C = constante especificada para cada caso.

f = indica que las propiedades en los grupos adimensionales se evalúan a la temperatura de película.

Para nuestro cálculo emplearemos las relaciones empíricas debido a que las ecuaciones simplificadas de Mc Adams son aproximaciones de las primeras.

El número de Grashof puede obtenerse de la siguiente relación:

$$Gr = \frac{g \beta (\Delta t) L^3}{\gamma^2} \dots\dots\dots (3.4)$$

Donde:

- Gr = Número de Grashof
- g = Aceleración de la gravedad en m/seg²
- β = Coeficiente de expansión volumétrica en 1/Kelvin.
- ΔT = Diferencia de Temperatura en grados C.
- L = Longitud de la placa en m.
- γ = Viscosidad cinemática del aire en m²/s.

Es necesario conocer la temperatura de la película.

$$T_f = \frac{T_w + T_a}{2} \dots\dots\dots (3.5)$$

Donde:

- T_f = Temperatura de la película.
- T_w = Temperatura de la pared.
- T_a = Temperatura del medio ambiente.

En nuestro caso la temperatura de la película es:

$$T_f = \frac{70 + 0}{2} = 35^\circ\text{C} = 307^\circ\text{K}$$

Con la temperatura de la película en la tabla A-IV del apéndice, obtenemos las propiedades del aire:

$$\beta = 1/K \quad 0.003236 \text{ } 1/^{\circ}\text{K}$$

$$\gamma = 17.38 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{seg.}$$

$$\text{Pr} = 0.701182 \text{ Adimensional.}$$

$$K = 0.0267 \text{ w/m } ^{\circ}\text{C}$$

El número de Grashof se obtiene aplicando la ecuación anterior:

$$\text{Gr} = 7.7989 \times 10^{12} \text{ (adimensional)}$$

El número de Nusselt se obtiene de la primera ecuación empírica:

$$\text{Nu} = C (\text{Gr Pr})^m$$

Donde C y m, se calculan de la siguiente tabla, dependiendo de la geometría y del producto de la multiplicación del número de Grashof por el número de Prandtl.

TABLA No. 3.1

Constantes para usarse con la ecuación anterior para superficies Verticales Isotérmicas

GEOMETRIA	Gr · Pr ⁿ	C	m
Superficies planas y Cilindros Verticales	10 ⁴ - 10 ⁹	0.59	1/4
	10 ⁹ - 10 ¹³	0.021	2/5
	10 ⁹ - 10 ¹³	0.10	1/3
Cilindros Horizontales	0 - 10 ⁵	0.4	0
	10 ⁴ - 10 ⁹	0.53	1/4
	10 ⁹ - 10 ¹²	0.13	1/3
Superficie superior de placas calentadas o superficie inferior de placas enfriadas	10 ⁵ -2x10 ⁷	0.54	1/4
Superficie inferior de placas calentadas o superficie superior de placas enfriadas	3x10 ⁵ -3x10 ¹⁰	0.27	1/4
Superficie superior de placas calentadas o superficie inferior de placas enfriadas	2x10 ⁷ -3x10 ¹⁰	0.14	1/3

En nuestro caso si Gr Pr > 10⁹ se usará Nu = 0.10 (gr prf)^{1/3} (Ver Ref. 7).

Por lo que:

$$Nu = 0.10 (5.4732 \times 10^{12})^{1/3} = 1782.30$$

El coeficiente de transferencia de calor por convección se puede obtener de la siguiente ecuación:

$$hc = \frac{Nu \times K}{L} \dots \dots \dots (3.6)$$

Donde:

hc = Coeficiente de transferencia de calor por convección

Nu = Número de Nusselt

K = Conductividad térmica

L = Altura de la placa

$$hc = 4.613 \text{ w/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

El calor perdido por la pared no aislada es:

$$Q_a = hc \times A_b \times \Delta T = 4.613 \times 416.57 (70) = 134517.11 \text{ Watts.}$$

— Pérdida de calor por convección en la tapa superior del tanque.

$$\text{Área de la tapa: } A_c = \pi \times r^2 = 3.1416 \times (8.5)^2 = 132.73 \text{ m}^2$$

De la misma forma se calcula el coeficiente de convección libre:

$$hc = 5.996 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

La pérdida de calor en la parte superior se puede obtener aplicando la siguiente ecuación:

$$Q_b = hc \times A_c \times \Delta T = 5.996 \times 132.73 \times 70 = 55718.72 \text{ watts.}$$

– Pérdida de calor en la pared aislada

La pared aislada pierde calor por convección y conducción.

El coeficiente de conductividad térmica lo determina el material aislante, en nuestro caso el aislante es lana mineral.

De la tabla A-V, del apéndice, se obtiene el valor del coeficiente de conductividad térmica.

$$K = 0.050 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$$

$$L_a = 0.0254 \text{ m}$$

$$T_f = 288^\circ\text{K}$$

La pérdida de calor en la pared aislada es:

$$Q_c = \frac{A_a \Delta T}{\frac{L_a}{K} + 1/h_c} = \frac{(73.5) \times (70)}{0.0254/0.050 + 1/3.5} = 8488.02$$

– Pérdida de calor a través del piso.

A través del piso se pierde calor por conducción, sabiendo que el material es concreto, su coeficiente de conductividad térmica es:

$$K_c = 1.37 \text{ Watts/m } ^\circ\text{C}$$

El calor perdido por el piso es:

$$Q_d = \frac{K_c A_c \Delta T}{L} = 1.37 \times (132.73) \times 70 = 12744.09 \text{ watts}$$

– Calor perdido por radiación en el tanque

$$Q_e = eA (T_1^4 - T_2^4) \dots \dots \dots (3.7)$$

Donde:

- e = factor de emisividad
- σ = constante Stefan-Boltzman
- T = temperatura en grados absolutos
- A = área total del tanque

El factor de emisividad para el acero al carbón es 0.8 (adimensional)

Area total que pierde por radiación = 622.78 m

$$Q_e = 5.669 \times 10^{-8} \times 622.78 (343^4 - 273^4) \times 0.8$$

$$Q_e = 231801.12 \text{ watts}$$

La pérdida de calor en el tanque = $Q_a + Q_b + Q_c + Q_d + Q_e$

$$\text{Total} = 441,270.04 \text{ watts}$$

El calor suministrado por los cambiadores de canasta es 146500 Watts cada uno.

$$Q \text{ disponible} = 146500 \times 4 = 586,000 \text{ Watts}$$

$$Q \text{ disponible} > Q \text{ requerida}$$

Por lo que el equipo cumple con las condiciones del proceso.

3.3.2 CAMBIADORES DE CALOR EXTERIORES

Se requiere instalar cambiadores para el calentamiento de combustóico a calderas. Las unidades son de la marca Swecomex y tienen las siguientes características.

- 1.- Cubierta con tapa integral
- 2.- Cabezal sin cubierta.
- 3.- De dos pasos.
- 4.- Haz de tubos en "U"
- 5.- Tamaño 0.762 x 6.096 x 183 m²

El rendimiento por unidad es el siguiente:

FLUIDO CIRCULADO	LADO CUBIERTA COMBUSTOLEO	LADO TUBOS VAPOR SATURADO A
Total de fluido que entra	44997 Kg/hr.	2580 Kg/hr.
Vapor de agua		2580 Kg/hr.
Vapor de agua condensado		2580 Kg/hr.
Viscosidad	0.125 KJ/ms	1.4×10^{-5} Kg/ms
Calor específico	1.976 KJ/Kg. °C	4.186 KJ/kg °C
Calor latente		
Peso específico	0.98	0.925
Temperatura de entrada	65°C	145.77 °C
Temperatura de salida	118.6 °C	145.77 °C
Conductividad térmica	0.1326 w/m °C	0.02751 w/m °C
Presión de operación	16.63 Kg/cm ²	3.66 Kg/cm ²
Número de pasos	1	2
Caída de presión	0.146 bar	0.215 bar
Presión de diseño	19.01 bar	5.74 bar
Presión de prueba	28.48 bar	8.61 bar
Temperatura de diseño	160°C	160°C

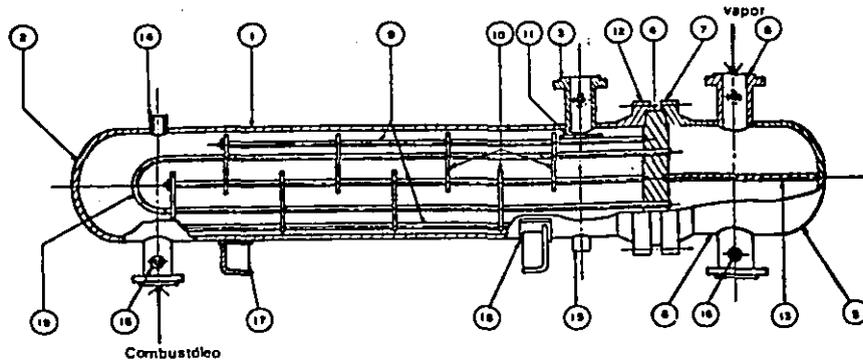
Número de tubos 253 V de 19 mm (3/4 pulgadas) BWG y longitud del tubo 6.096 m.

Tipo de mampara transversal segmental.

MATERIALES DE LAS PARTES DEL CAMBIADOR

Tubo	A-170	
Espejo fijo	A-516-70	Acero de bajo carbono
Tapa cubierta	A-516-70	
Mampara transversal	A-36	Acero medio carbono
Cabezal	A-516-70	0.30 máximo
Tapa de cabezal	A-516-70	

En la siguiente figura se muestra el tipo de cambiador.



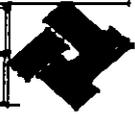
- 1.- CUBIERTA
- 2.- TAPA DE CUBIERTA
- 3.- BORNILLA DE CUBIERTA
- 4.- ESPEJO FIJO
- 5.- TAPA DE CARZAL
- 6.- CARZAL
- 7.- BRIDA DE CARZAL O CUBIERTA

- 8.- BORNILLA DE CARZAL
- 9.- TIRANTES O ESPACIALIZADORES
- 10.- COMPRES O REFLECTORES
- 11.- PLACA DE FONDO
- 12.- BRIDA DE CUBIERTA
- 13.- AMPERA DIVISORA
- 14.- VENTILA

- 15.- BUELAME
- 16.- CONECTOR PARA MEDICION
- 17.- SOPORTE
- 18.- SILETA DE SOPORTE
- 19.- PUNTA

3.3 CAMBIADOR DE CALOR REQUERIDO EN EL SISTEMA

ESCUOLA DE INGENIERIA	RAYMUNDO GLEZ C.
TESIS PROFESIONAL 87	



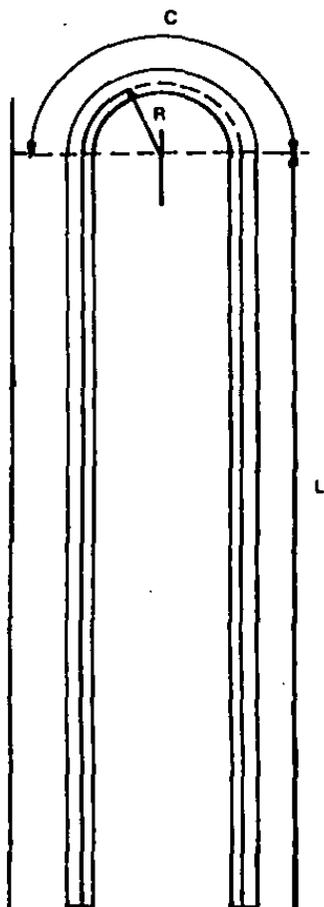


Figura 3.4 Colocación de los tubos

FILA No.					LONGITUD TOTAL 2L + C
1	27	0.0381	0.12065	6.096	12.312
2	27	0.0635	0.20	6.096	12.37
3	25	0.0889	0.2794	6.096	12.47
4	27	0.1143	0.358	6.096	12.55
5	25	0.1397	0.439	6.096	12.63
6	25	0.1651	0.519	6.096	12.71
7	23	0.1905	0.598	6.096	12.79
8	21	0.2159	0.677	6.096	12.88
9	21	0.2413	0.758	6.096	12.95
10	19	0.2667	0.8382	6.096	13.03
11	13	0.2921	0.9175	6.096	13.10

NOTA: Todas las medidas están dadas en metros.

Sabiendo que el flujo de combustóleo es de 87 214 Kg/hr., se calculará el calor requerido con la siguiente ecuación:

$$Q = m C_p \Delta T \dots \dots \dots (3.8)$$

Donde:

- m = Flujo de calor de combustóleo en Kg/s.
- C_p = Calor específico del combustóleo en KJ/Kg °C
- T = Diferencia de la temperatura en °C

$$Q = 24.22 \times 1976 \times (116.6 - 55) = 2'948,840.66 \text{ Watts}$$

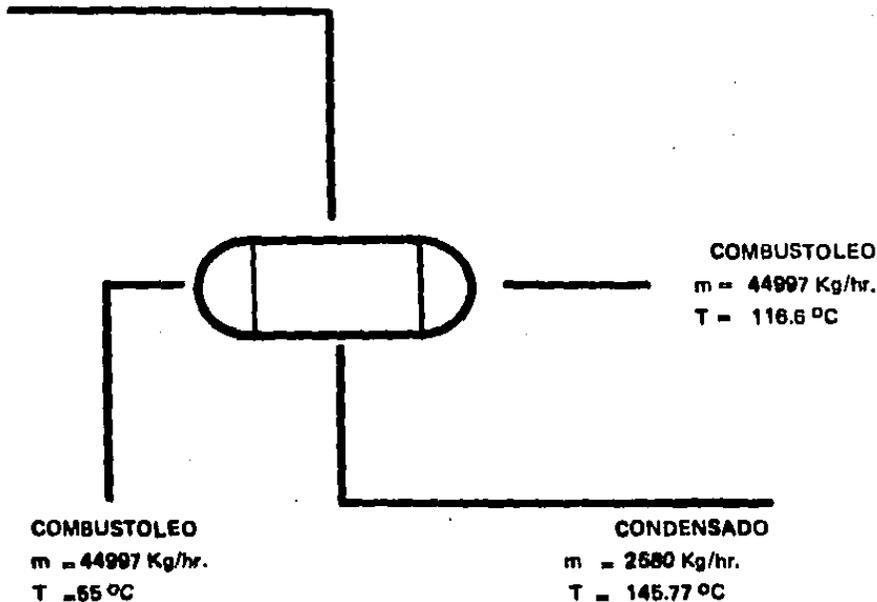
Para obtener el calor disponible del cambiador de calor es necesario calcular el coeficiente global de transferencia U.

Se calcula la diferencia media logarítmica de temperatura (DMLT), debido a que en la mayoría de los intercambiadores de calor, cambia su temperatura de punto a punto a lo largo de su trayectoria.

VAPOR

$m = 2580 \text{ Kg/hr.}$

$T = 145.77 \text{ }^\circ\text{C}$



$$DLMT = \frac{(Th_2 - T_{e2}) \cdot (Th_1 - T_{e1})}{\ln \left[\frac{(Th_2 - T_{e2})}{(Th_1 - T_{e1})} \right]}$$

Donde:

- T_{h1} • Temperatura de vapor a la entrada
- T_{h2} • Temperatura de condensado a la salida
- T_{e1} • Temperatura de combustóleo a la salida
- T_{e2} • Temperatura de combustóleo a la entrada

$$DLMT = \frac{(145.77 - 65) - (145.77 - 116.6)}{\ln \left[- \frac{(80.77)}{(20.17)} \right]} = 54.26 \text{ } ^\circ\text{C}$$

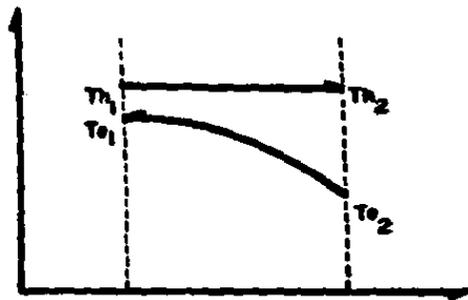


Fig. 3.5 RELACIONES DE TEMPERATURA DEL CAMBIADOR

El flujo del cambiador es a contra corriente.

El vapor como medio de calentamiento da algunas dificultades:

1.- El condensado caliente es muy corrosivo y se debe tener cuidado para evitar que el condensado se acumule dentro del intercambiador donde se contacta con las partes metálicas causando daño, por lo que es necesario conectar el vapor del lado de los tubos.

2.- Las líneas de condensado deben conectarse con bastante cuidado.

a).- Determinaremos el coeficiente por el lado de los tubos:

$$\text{Temperatura promedio} = \Delta T_a = 145.77 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{Área del flujo} = \frac{\text{No. de tubos} \times \text{Área de flujo/tubo}}{\text{No. de pasos}} \dots\dots\dots (3.8)$$

De la tabla A - VI del apéndice, se obtiene el área de flujo por tubo.

$$\text{Área de flujo} = \frac{253 \times 1.726 \times 10^{-4}}{2} = 0.02185 \text{ m}^2$$

$$\text{Velocidad de masa} = G_t = \frac{\text{Flujo de vapor}}{\text{Área de flujo}} = \frac{2580}{0.02185} = 118077.8 \text{ Kg/hrm}^2$$

$$D_{int} = \text{Diámetro Interior de los tubos} = 0.0148 \text{ m (A-VI)}$$

Ret = Número de Reynolds por el lado de los tubos.

$$\text{Ret} = \frac{D_{int} \times G_t}{\mu} = \frac{0.0148 \times 118077.8}{1.4 \times 10^{-5}} = 34873.63$$

$$\text{Longitud/Diámetro interior} = \frac{6.096}{0.0148} = 411.89$$

El coeficiente de la película para la condensación de vapor dentro de los tubos, se obtiene con la siguiente ecuación.

$$h_{tc} = 0.065 \left(\frac{C_p k \mu}{2 \mu \rho v} \right)^{1/2} G_m \dots\dots\dots (3.10)$$

Donde:

- C** = Calor específico del condensado en KJ/Kg°C
 ρ = Densidad del condensado en Kg/m³
k = Conductividad térmica del condensado en W/m°C
 μ = Viscosidad del condensado en Kg/m-s
fr = Factor de fricción del vapor
 ρ_v = Densidad del vapor
Gm = Velocidad de masa en Kg/hr-m²

Aplicando la ecuación 3.10 se obtiene:

CONDENSADO

VAPOR

T = 145.77°C

T = 145.77°C

C = 4.2 KJ/Kg °C

$f = 0.44$ Kg/m³

$\rho = 954$ Kg/m³

fr = 0.020

k = 0.68 W/m °C

$\mu = 3.0 \times 10^{-4}$ Kg/m-s

Si la condensación es completa a la salida de los tubos

Gm = 0.58 Gt

$$h_{io} = 0.065 \left(\frac{55063.88}{2.64 \times 10^{-4}} \right)^{1/2} 19.02 = 17858 \text{ W/m}^2 \text{ °C}$$

b) Coeficiente por el lado de la coraza:

Tc = 85.8 °C

$$\text{Area de flujo} = s = \frac{D1 \times C' B}{Pt} = \frac{0.782 \times 0.00635 \dots}{0.0254}$$

$$\dots \times 0.127 \dots \dots \dots (3.11)$$

$$\text{Area de flujo} = 0.02419$$

Donde:

Pt = Espaciado de los tubos

C' = Sección libre entre tubos

B = Espaciado entre los deflectores

$$\text{Velocidad de masa} = G_s = \frac{\text{Flujo de combustible}}{\text{Area de flujo}} = \frac{44907}{0.02419}$$

$$G_s = 1860148.82 \text{ Kg/hr m}^2$$

Res = número de Reynolds por el lado de la coraza

$$\text{Res} = \frac{D_e G_s}{\mu}$$

$$D_e = \frac{4 \times \text{Area libre}}{\text{perímetro húmedo}} = \frac{4 \times (P_t^2 - \pi D_o^2 / 4)}{\pi D_o}$$

$$D_e = 0.02407 \text{ m.}$$

$$\text{Res} = \frac{(0.02407) 1860148.82}{0.125} = 99.49$$

De la gráfica B-2 se obtiene el valor del factor JH.

$$JH = 5.6$$

$$h_o = JH \left(\frac{k_p C \mu}{D K} \right)^{1/3} = 5.6 \left(\frac{0.1326}{0.02407} \frac{1976 \times 0.125}{0.1326} \right)^{1/3}$$

Para calcular el factor de corrección es necesario determinar la temperatura de pared del tubo:

$$T_w = T_a + \frac{h_o / \theta_s}{\frac{h_{io}}{\theta_t} + \frac{h_o}{\theta_s}} (T_c - T_a) \dots \dots \dots (3.12)$$

Donde:

- T_w = Temperatura de la pared del tubo.
 T_a = Temperatura promedio del fluido rfo.
 T_c = Temperatura del fluido caliente.

$$T_w = 85.8 + \frac{379.58}{104.38 + 379.58} (145.77 - 85.5) = 124.78^\circ\text{C}$$

Con los coeficientes de transferencia del tubo y de la coraza determinaremos el coeficiente total limpio:

$$U_c = \frac{h_{io} \times h_o}{h_{io} + h_o} = \frac{(445.227) \times 17858}{445.227 + 17858} = 434.39 \text{ w/m } ^\circ\text{C}$$

Sabemos que el factor de depósitos para el combustible es de $0.0009 \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/W}$

$$R_d = \frac{U_c \cdot U_d}{U_c \times U_d}$$

Desdejado de U_d :

$$U_d = \frac{U_c}{(0.009 U_c + 1)} = 312.5 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$$

El flujo de calor es:

$$Q = U_d A T$$

$$A = \pi N t L$$

Donde:

a'' = Superficie externa m^2 /metro lineal (Tabla A-VI)

N_t = Número de tubos.

L = Longitud del tubo en m.

A = $0.059 \times 253 \times 6.096$ 92.27 m^2

Q = $312.6 \times 92.27 \times 54.26$ 1564,553 watts por cambiador.

Q disponible = 1564,553 watts por cambiador.

Con la capacidad del cambiador conocemos el número de unidades requeridas en el sistema.

$$N \text{ de unidades} = \frac{Q \text{ req}}{Q \text{ disp}} = \frac{2948,840.66}{1564,553}$$

$$N \text{ de unidades} = 1.88$$

Por lo que se instalaron tres unidades para tener un margen de seguridad en caso de darle mantenimiento correctivo o preventivo a uno de los cambiadores.

3.4 SISTEMA DE TUBERÍA

La correcta localización y selección de la tubería es muy importante para obtener un buen rendimiento en la operación de equipos de bombeo.

Los múltiples factores que intervienen en el flujo de fluidos a través de tuberías se pueden agrupar en dos:

- a) Características del sistema de tubería.
- b) Propiedades del fluido.

Se analizan estos factores en las siguientes secciones.

3.4.1 FUNDAMENTOS PARA EL FLUJO DE FLUIDOS

Para desarrollar la ecuación general del flujo de fluidos (combustible) se harán las siguientes consideraciones:

- El flujo es permanente (la velocidad constante respecto al tiempo).
- El flujo es isotérmico (temperatura constante en la tubería).
- El flujo del combustible es incompresible (densidad constante).
- Se realiza trabajo por medio de una bomba adicionando energía al fluido.
- El combustible es un fluido newtoniano.

El principio de conservación de la energía es la base fundamental para el desarrollo de la ecuación, se aplicará tomando en cuenta las consideraciones anteriores.

$$\int_{P_1}^{P_2} \frac{dp}{w} + \int_{V_1}^{V_2} \frac{v dv}{g} + \int_{Z_1}^{Z_2} dz - \int_1^2 dHL + \int_1^2 dW = 0$$

Integrando la ecuación anterior se obtiene:

$$\frac{P_1}{w} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 + W_s - HL = \frac{P_2}{w} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 \dots \dots \dots (3.14)$$

La ecuación anterior expresada como principio de conservación de energía es la siguiente:

Energía en Sección 1 + Energía añadida - Energía perdida = Energía de la Sección 2

Donde:

p = Presión en bar o N/m^2 (Pa)

w = Peso específico en N/m^3

v = Velocidad en m/seg.

z = Altura del fluido en metros

g = Aceleración de la gravedad en m/seg^2

W_a = Trabajo mecánico realizado por la bomba sobre el fluido en metros.

HL = Pérdida de carga total en la tubería en metros

Debido a la viscosidad de los fluidos reales en su movimiento aparecen esfuerzos cortantes entre las partículas del fluido y las paredes del contorno y entre las diferentes capas de fluido.

Existen dos flujos permanentes, en el caso de fluidos reales éstos son: flujo laminar y flujo turbulento.

En el flujo laminar las partículas fluidas se mueven según trayectorias paralelas, formando el conjunto de capas o láminas.

En el flujo turbulento, las partículas fluidas se mueven en forma desordenada en todas las direcciones.

Para caracterizar la naturaleza del escurrimiento es decir, si se trata de un flujo laminar o turbulento, se emplea el número de Reynolds que es un grupo adimensional que viene dado por el cociente de las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas.

$$Re = \frac{Vd\rho}{\mu} \dots\dots\dots (3.15)$$

Dónde:

- Re = Número de Reynolds
 V = Velocidad media en m/seg.
 d = Diámetro de la tubería en m.
 ρ = Densidad del fluido en Kg/m³
 μ = Viscosidad absoluta del fluido en Kg/seg. m

Cuando $Re < 2,000$ el flujo es laminar.

Cuando $Re > 4,000$ el flujo es turbulento.

La ecuación de Darcy-Weisbach es la fórmula básica para el cálculo de las pérdidas de carga en la tubería.

$$H_f = f \frac{Lv^3}{d 2g} \dots\dots\dots (3.16)$$

Dónde:

- H_f = Pérdida de carga en la tubería en m.
 f = Coeficiente de fricción de Darcy-Weisbach
 L = Longitud de la tubería en m.
 d = Diámetro de la tubería en m.
 v = Velocidad media en m/seg.
 g = Aceleración de la gravedad en m/seg²

En el flujo de combustóleo en las tuberías, hay otro tipo de pérdidas que deben considerarse, las pérdidas en los accesorios.

Las tuberías de succión y descarga presentan problemas particulares, por lo cual ambas deben ser diseñadas con precauciones.

3.4.2 TUBERIA DE SUCCION - DIAMETRO

En general, una tubería de succión está formada por:

- a) Una boquilla de succión.
- b) Una o más secciones verticales u horizontales.
- c) Una válvula de bloqueo.
- d) Filtro.
- e) Codo antes de la brida de conexión a la boquilla de la bomba.

Cada uno de estos elementos debe ser diseñado con especial cuidado, con objeto de evitar la cavitación de la bomba.

La cavitación se describe como pérdida de succión y se manifiesta rápidamente como una presión de descarga muy baja.

El fenómeno de cavitación se presenta cuando la presión del líquido de succión decrece al entrar a la bomba, hasta ser menor que la presión de vapor correspondiente a la temperatura del fluido, esta situación origina vaporización y la corriente se constituirá en líquido y burbujas de vapor.

La cavitación puede reducir la eficiencia de la bomba, provoca ruido, vibración, desgaste y fallas mecánicas en el impulsor.

El fenómeno de cavitación puede ser eliminado si se cuenta con una presión estática en la boquilla de succión, ligeramente mayor que la presión positiva de succión y las pérdidas de fricción en la línea.

Las líneas de succión a bombas para transmitir líquidos de tanques protegidos por diques son generalmente más largas debido a que las bombas deben localizarse fuera del dique. Normalmente las caídas de presión ocasionadas por la longitud se compensan usando tuberías de mayor diámetro.

Cuando existe una gran diferencia de alturas entre la boquilla del tanque y la boquilla de succión de la bomba, es necesario colocar una válvula "check" para evitar que la línea se vacíe cuando se detiene la bomba, no obstante, es necesario también adaptar un sistema de cebado, previendo que la línea se vacíe por mal funcionamiento de la válvula provocado por desgaste u obstrucciones.

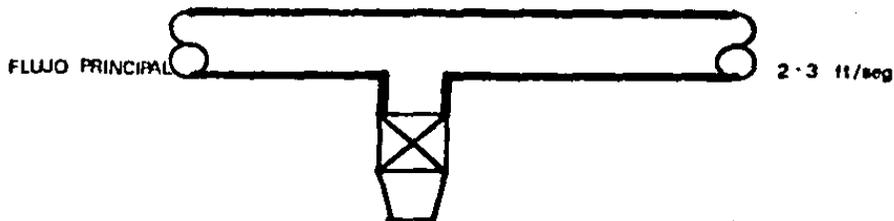


Fig. 3.6 Configuraciones de flujo en la tubería de succión

Las velocidades en una tubería de aspiración se deben limitar a 1.5 m/s (5ft/seg), si el caudal es uniforme a partir de la cámara de succión.

En un tubo múltiple, el flujo principal no debe tener una velocidad mayor de 0.9 m/s (3 ft/seg).

Con las velocidades anteriores se determinarán los diámetros óptimos de succión.

Tubería de aspiración

Datos de operación:

$$Q = 200 \text{ gal/min}$$

$$V = 1.5 \text{ m/seg.}$$

$$D = 0.1034 \text{ m} = 4.074 \text{ pul.}$$

Diámetro de la tubería de aspiración = 6 pul.

Datos de operación:

Flujo principal = 600 gal/min

Velocidad = 0.9 m/s.

$$Q = VA$$

$$A = \frac{Q}{V} = 0.0420 \text{ m}^2$$

$$\pi \times \frac{D^2}{4} = 0.0420$$

$$D = 0.231 \text{ m} = 9.1 \text{ in.}$$

Por lo que se elegirá el diámetro comercial superior.

Diámetro del flujo principal = 10 pul.

3.4.3 TUBERÍA DE DESCARGA - DIAMETRO

Mientras que en las líneas de succión el factor primordial que rige el diseño es suministrar una presión estática, suficiente para obtener un flujo exento de vaporización, en las líneas de descarga, el principal factor que debe tomarse en consideración es el económico.

Un análisis minucioso para determinar el diámetro más económico de una tubería de descarga, se justifica si la configuración de la línea es larga o complicada, si los diámetros del tubo son grandes o si el material es costoso.

El costo de la tubería aumenta con el diámetro, mientras que el costo de operación decrece.

El diámetro más adecuado puede determinarse sumando el costo total de instalación al costo de operación durante el período de amortización, efectuando una comparación entre los costos obtenidos para diferentes diámetros como se muestra en la tabla 3.2.

TABLA 3.2

COSTO DE LA TUBERIA EN DIFERENTES PERIODOS DE AMORTIZACION

TIEMPO DE AMORTIZACION: 5 años

COSTO DE OPERACION POR lb/in²

$A_p = \$ 880,000.00$ 5 años

TAMAÑO DE LA TUBERIA	CAIDA DE PRESION lb/in ² (Kg/cm ²)	COSTO DE LA TUBERIA POR 100 m.	COSTO DE OPERACION	COSTO TOTAL
5" (0.1524)	3.4 (0.24)	\$ 8'500,000	\$14'960,000	\$24'560,000.00
8" (0.2032)	0.07 (0.994)	\$17'200,000	\$ 4'373,600	\$21'573,600.00
10" (0.254)	0.03 (0.426)	\$24'384,000	\$ 1'874,400	\$26'258,400.00

Según la tabla, la selección del diámetro de la tubería de descarga sería la de 8 pulgadas en cuanto a costo. Sin embargo puede ser también una buena opción la de 6 pulgadas, la diferencia es mínima y puede ser absorbida por los costos más elevados de las conexiones y válvulas para la tubería de mayor tamaño.

Por lo que seleccionamos la tubería de menor diámetro para la descarga y conexiones a calderas.

3.4.4 CALCULO DEL ESPESOR DE LA TUBERIA

El tubo va a estar sometido a una presión interna, y será necesario calcular su espesor teórico para determinar el tipo de tubería y su espesor.

Suponiendo un aro de radio "r" de ancho la unidad y de espesor "e" el cual va a estar sometido a una presión "p".

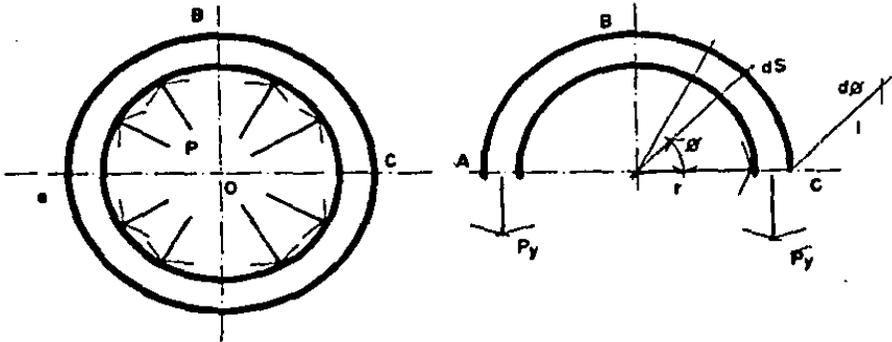


Fig. 3.7 Corte Imaginario para el Cálculo del espesor de la Tubería

En un corte imaginario por la sección diametral A o C, todas las fuerzas que actúan en el semicirculo están en equilibrio.

Estas fuerzas son las componentes verticales de las fuerzas radiales, las fuerzas P_y , con que el material del aro resiste y están aplicadas en los extremos AC.

Sobre cada superficie diferencial $S(ds)$, actúa una fuerza pds (fuerza radial), en donde:

$$ds = rd\theta \times 1$$

$$pds = pr d\theta$$

La fuerza por θ tiene componente vertical y horizontal, esta última se anula con la componente horizontal de la fuerza diferencial simétrica aplicada al semicirculo, pues ambas son iguales, colineales y de sentido opuesto.

La componente vertical es $pr \sin \theta$ y tiende a separar al semicirculo superior del inferior, es decir:

$$2p_y = \int_0^\pi Pr \sin \theta \, d\theta = pr (-\cos \theta) \Big|_0^\pi$$

$$2p_y = 2p_r \dots \dots \dots (3.17)$$

$$\text{Pero } p_y = A \sigma$$

El área, como se considera la longitud la unidad es:

$A = e \times 1$ sustituyendo en 3.17 se tiene:

$$2e\sigma = 2p \frac{d}{2}$$

$$e = \frac{pd}{2\sigma} \dots \dots \dots (3.18)$$

En donde:

- e = Espesor del tubo.
- d = Diámetro del tubo.
- σ = Esfuerzo del material.
- p = Presión interna del tubo.

La selección del material se hará en base al servicio y temperatura.

En la siguiente tabla se muestran los materiales más económicos empleados comercialmente en la fabricación de tuberías.

20 a 900 °F	A-53 Grados B tubo sin costura
950 °F	A-335 Grados P-12
1 000 °F	A-336 Grado P-11
1050 a 1 150 °F	A-312 tipo 347
1200 a 1 1500 °F	A-312 tipo 316

De la tabla A-X del apéndice, se obtiene el esfuerzo permisible del material A-53 Grado B del tubo sin costura.

Sustituyendo valores en 5.4 obtenemos:

$$e = \frac{Pd}{2S} = \frac{230 \times 4.5}{1 (16700)} = 0.0276 \text{ pul.}$$

Al espesor calculado se le aumentará un factor "c" para esfuerzos y corrosión (Ver Ref. 4), el cual dependerá del material y uso, para este caso es:

$$c = 0.065 \text{ pul.}$$

$$e_2 = 0.0276 + 0.065 = 0.0926 \text{ pul. Espesor mínimo teórico.}$$

El espesor comercial para el acero ASTM A-53 Grado B con una tolerancia de 12.5% será:

$$e_c = \frac{e_1}{0.100 - 0.0125} = \frac{0.0926}{0.0875} = 0.1058 \text{ pul.}$$

El espesor inmediato superior es de 0.237 pul = 0.60198 cm que corresponde a una cédula 40.

De Howard F. Rose "Piping Design for Process Plants" John Wiley & Sons.

3.4.5 SELECCION DEL AISLAMIENTO

Existen tres razones fundamentales que justifican el uso de aislamiento térmico en instalaciones industriales:

a) Por Seguridad Industrial; los procesos de refinación involucran cambios de presión, temperatura y composición de materiales entre otras variables, por consiguiente una serie de riesgos potenciales para operadores que laboran en el área que deberán ser cubiertas.

b) Por Condiciones del Proceso; en ciertos puntos del proceso es necesario tener un control riguroso de la temperatura ya que de eso puede depender la reacción del quemado del combustible.

c) Por Administración de Energía; el ahorro en procesos industriales por concepto de aislamiento es aproximadamente del 22%, por lo que se requiere una solución adecuada.

Para la optimización del aislamiento térmico se tiene como variable común el espesor del aislante, los gastos ascendentes son los gastos fijos que se incrementa al aumentar el espesor y los gastos descendentes son los gastos de operación, ya que al aumentar el espesor del aislante disminuirán las pérdidas de energía del Sistema al ambiente.

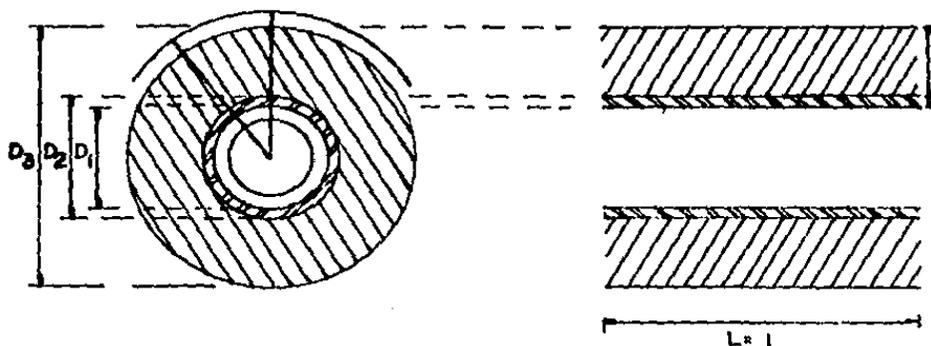


Figura 3.8 Espesor del aislante

Para calcular el espesor óptimo, el primer paso consiste en suponer varias temperaturas T_4 y calcular los coeficientes de convección radiación, luego calcular los valores correspondientes del calor transferido para cada suposición.

$$h_c = 1.32 \frac{T_4 - T_5}{D_e} \dots \dots \dots (3.19)$$

donde

h_c = Coeficiente de transferencia de calor por convección, en la superficie del tubo.

T_4 = Temperatura de la superficie.

T_5 = Temperatura del ambiente.

$$h_r = \frac{5.669 \times 10^{-8} e [(T_4)^4 - (T_5)^4]}{T_4 - T_5}$$

donde

h_r = Coeficiente de transferencia de calor por radiación

e = Factor de emisividad del material

$$h_e = h_c + h_r$$

donde

h_e = coeficiente total de transferencia de calor por convección-radiación

$$Q' = \pi \times h_e \times D_e (T_4 - T_5) \dots \dots \dots (3.20)$$

donde

Q' = Calor transferido por convección en la superficie

$$Q = \frac{1}{h_i r_1} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{K_1} + \frac{\ln(r_3/r_2)}{K_2} + \frac{1}{h_e r_3} \quad \dots\dots\dots (3.21)$$

donde

- Q = Calor total transferido
- h_i = Coeficiente de convección del combustóleo
- h_e = Coeficiente de convección de la superficie
- r₁ = Radio interior del tubo
- r₂ = Radio exterior del tubo
- r₃ = Radio del aislante
- K₂ = Coeficiente por conducción del aislante

En segundo lugar para varios espesores de aislamiento y para cada coeficiente combinado calcular los valores de Q según la ecuación (3.21) con lo que podemos elaborar la siguiente tabla:

TABLA 3.3
CALCULO DE LAS TEMPERATURAS DE SUPERFICIE

ESPEJOR DEL AIS-LANTE	T ₄ °C	H ₂ W&m ² °C	H _r W/m ² °C	H _o W/m ² °C	Q Watts	Q' Watts
1	46.6	4.7	5.01	0.72	88.12	88.62
1.5	40.8	4.25	4.87	0.12	66.27	66.27
2	37.3	3.91	9.78	8.7	53.46	53.83

3.4.6 REQUISITOS DEL SISTEMA DE TUBERIA

El combustóleo es transportado desde los tanques de almacenamiento hasta los que-

madores de la caldera por medio de tuberías de diferentes tamaños. El sistema cuenta con las siguientes características para un buen funcionamiento.

El sistema de tubería cuenta con venas de calentamiento y aislamiento térmico.

Las venas de calentamiento se instalan con el objeto de evitar taponamientos por solidificación en tuberías y sus accesorios debido a la viscosidad del fluido.

El vapor utilizado para el calentamiento del combustóleo es vapor saturado a una presión de 20 Kg/cm².

Debido a la transferencia de calor con el medio ambiente el vapor se condensa y el condensado se elimina del sistema por medio de las trampas de vapor.

En cada vena de vapor deberá instalarse individualmente una trampa, excepto en conexiones de derivación con válvulas de control.

Antes de cada trampa se encuentra instalado un colador para evitar obstrucciones en la misma.

Por la temperatura en las venas de vapor se utilizan curvas de expansión que absorben la dilatación del material de la tubería (acero al carbón) y se encuentran localizadas cada 12 metros.

El aislamiento térmico que se utiliza en la tubería de combustóleo es para la conservación de calor y estabilidad en la operación.

Los aislamientos comúnmente usados están compuestos por diferentes materiales básicos como silicato de calcio y fibra mineral.

El combustóleo fluye de los tanques de almacenamiento hacia las bombas que se encuentran fuera del dique de contención, el flujo se divide en dos partes en cada una de ellas se encuentra un filtro para evitar obstrucciones en el cabezal de succión.

Cada filtro se encuentra separado por una válvula de corte a la entrada y salida del mismo para darle mantenimiento preventivo.

La descarga de la bomba tiene una válvula check y una válvula de corte para evitar que el flujo se regrese cuando la bomba se encuentra fuera de operación.

El combustible pasa por los cambiadores de calor, los cuales aumentan la temperatura del mismo teniendo una recirculación a los tanques de almacenamiento.

El combustible fluye hasta el cabezal de carga para la alimentación de las calderas, la tubería es recta y cuenta con curvas de expansión para absorber la dilatación de la tubería.

La integración del cabezal con los quemadores de la caldera cuenta con los siguientes elementos para el control de flujo:

- a) Válvula de corte individual en cada quemador.
- b) Manómetro con sello en cada quemador.
- c) Válvula de bloqueo de compuerta en cada quemador.
- d) Manómetro con sello en el cabezal.
- e) Válvula de control de recirculación con bloqueos y "by pass".
- f) Válvula de control de combustible a quemadores con bloqueos y "by pass" (uno por sistema).
- g) Válvula de flujo mínimo en paralelo con la anterior con bloqueos.
- h) Válvula de corte en el cabezal de combustible a quemadores.
- i) Válvula de bloqueo anterior a la válvula de corte (uno por sistema).
- j) Válvulas de control de presión autoregulada, a la entrada del combustible con manómetros antes y después de la válvula (uno por sistema).
- k) Válvulas de bloqueo general (uno por sistema).
- l) Indicador-transmisor de flujo de combustible a quemadores con bloqueos y "by pass".
- m) Indicador-transmisor de presión del combustible a la caldera (uno por sistema).
- n) Indicador-transmisor de presión del combustible a quemadores.
- ñ) Indicadores de temperatura en:

- Combustóleo a calderas.
 - Combustóleo a quemadores.
 - Cabezal de recirculación de combustóleo.
- o) Alarmas de alta y baja temperatura en el cabezal general.**
- p) Alarmas de alta y baja presión en:**
- Cabezal general (uno por sistema).
 - Combustible a la caldera.
 - Combustible a quemadores.
- q) Interruptor de presión para disparo por baja presión de combustible en el cabezal de quemadores.**
- r) Controlador-transmisor de presión para central de vapor de atomización.**

CAPITULO IV

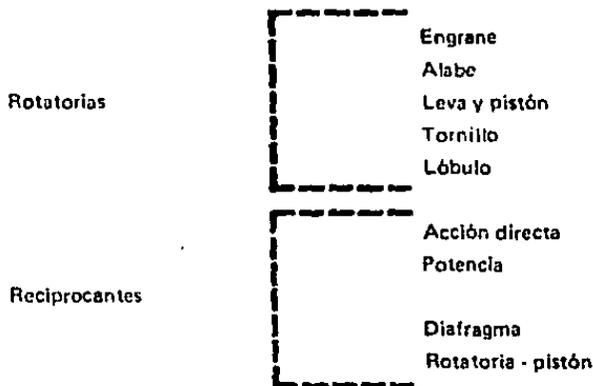
SELECCION DEL EQUIPO DE BOMBEO

4.1 CARACTERISTICAS DE LAS BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO

En estas bombas el fluido que se desplaza, siempre está contenido entre el elemento impulsor y la carcasa o el cilindro.

El principio de desplazamiento positivo consiste en el movimiento de un fluido causado por la disminución del volumen de una cámara, por lo tanto el elemento que origina el intercambio de energía no tiene necesariamente movimiento alternativo (émbolo), sino que puede tener movimiento rotatorio (rotor).

Las bombas de desplazamiento positivo se dividen en la siguiente forma:



Las bombas recíprocantes descargan una cantidad definida de líquido durante el movimiento del émbolo a través de la distancia de la carrera.

Este tipo de bomba tiene las siguientes ventajas:

- a) Son adecuadas para grandes presiones y pequeños caudales.

- b) Tienen mayor eficiencia volumétrica (0.85 a 0.99^{ob}).
- c) Tienen mayor altura de aspiración.

Desventajas de las bombas reciprocantes:

- a) Potencia específica (potencia por unidad de peso o por unidad de volumen) mayor.
- b) Tienen fuerzas de inercia descompensadas.
- c) No tienen acoplamiento directo a motores eléctricos de número de revolución elevado.
- d) Tienen sobrepresión en la bomba por cierre de válvulas.
- e) Costo más elevado.

Las bombas reciprocantes no se emplean para la alimentación de combustible a las calderas debido a que el flujo no es continuo, sino que pulsa dependiendo del tipo de bomba y de que ésta tenga o no una cámara de colchón como se muestra en la siguiente figura.

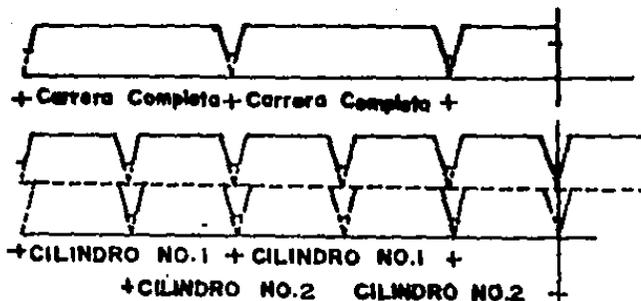


Fig. 4.1 Curvas de descarga para bombas reciprocantes

Las bombas rotatorias constan de una caja fija que contiene engranes, aspas o elementos similares que actúan por medio de la rotación de una flecha.

Ventajas de las bombas rotatorias:

- a) Combinan las características de flujo constante de las bombas centrífugas con el efecto positivo de las bombas reciprocantes.
- b) Pueden manejar líquidos densos o delgados.
- c) Pueden manejar líquidos altamente viscosos, lo que ninguna otra bomba puede hacer.
- d) No tiene válvulas.

Desventajas de este tipo de bombas:

- a) Los líquidos que contienen sustancias abrasivas o corrosivas pueden causar un desgaste prematuro en las partes con tolerancias muy pequeñas.
- b) Estas bombas no se deben usar en instalaciones donde pudieran quedarse girando en seco.

Las bombas rotatorias son comúnmente utilizadas para la alimentación de combustible a quemadores de la caldera.

4.2 TIPOS DE BOMBAS ROTATORIAS

Explicaremos brevemente las diferentes clases de bombas rotatorias para seleccionar el tipo de bomba más adecuada al sistema.

Bomba de rotor simple es aquella en la cual los elementos que giran lo hacen respecto a un solo eje, se dividen en:

a) *Bombas de aspas: pueden ser rectas, curvas, tipo rodillo; funcionan con fuerza hidráulica radial.*

El rotor puede ser balanceado o desbalanceado y el desplazamiento constante o variable.

b) *Bombas de pistón: en este tipo el fluido entra y sale impulsado por pistones, los cuales trabajan recíprocamente dentro de los cilindros; las válvulas funcionan por rotación de los pistones y cilindros con relación a los puntos de entrada y salida.*

c) *Bombas de miembros flexibles: en éstas el bombeo del fluido y la acción de sellado dependen de la elasticidad de los miembros flexibles que puede ser un tubo, una corona de aspas o una camisa.*

d) *Bombas de tornillo: el fluido se desplaza axialmente a lo largo de una coraza de gusano por medio de un tornillo, tienen el inconveniente de un alto empuje axial.*

Bombas de rotores múltiples: son aquellas en las cuales los elementos que giran lo hacen con respecto a uno más ejes, se dividen en:

a) *Bombas de lóbulos: el líquido se desplaza atrapado en los mismos desde la entrada hasta la salida, además efectúan la labor de sellado; los rotores deben girar en forma sincronizada.*

b) *Bombas de engranes: el líquido es conducido entre los dientes de los engranes que sirven como superficie de sello en la carcasa de la bomba; pueden ser de dos tipos: de engranes internos y de engranes externos.*

c) *Bombas de pistón circunferencial: tienen el mismo principio de operación de las de engrane pero cada rotor trabaja por medios diferentes.*

d) *Bombas de tornillos múltiples: el fluido es transportado axialmente por los tornillos, cada uno trabaja en contacto con el otro que puede ser el motriz o el conducido. Se reduce el empuje axial.*

En las siguientes figuras se muestran algunos diferentes tipos de bombas rotatorias.

FIG. 4.2

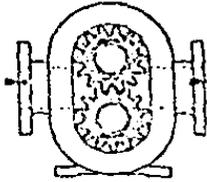


Fig. 1 Bomba de Engranajes Externos

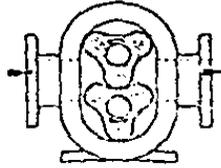


Fig. 2 Bomba de Lóbulos

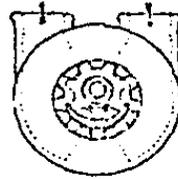


Fig. 3 Bomba de Engranajes Internos

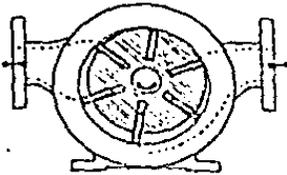


Fig. 4 Bomba de Alabes Internos



Fig. 5 Bomba de Alabes

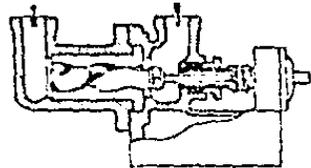


Fig. 6 Bomba de tornillo

4.3 CURVAS CARACTERISTICAS DE LAS BOMBAS ROTATORIAS

El desplazamiento (D) es la cantidad teórica de líquido que los elementos pueden desplazar sin carga o presión.

El desplazamiento (Q_s) es la cantidad de líquido que regresa de la descarga o la succión, a través de los claros que existen entre los dientes y entre la pared lateral de los engranes y carcasa.

El retorno es directamente proporcional a la presión de descarga e inversamente proporcional a la viscosidad del líquido no varía con la velocidad de la bomba.

El efecto del claro en el retorno o recirculación puede apreciarse más cuantitativamente si usamos la siguiente fórmula:

$$Q_s = \frac{\Delta p \times b \times d^3}{12 \mu L} \dots\dots\dots (4.1)$$

donde:

- Q_s = Flujo a través del claro.
- p = Presión diferencial ($p_d - p_s$)
- d = Claro
- μ = Viscosidad absoluta.
- L = Longitud de la trayectoria.

Capacidad o gasto (Q) de la bomba es la cantidad real del líquido que sale de ella y es igual al desplazamiento de la bomba menos el retorno o recirculación.

$$Q = Q_t - Q_s \dots\dots\dots (4.2)$$

donde:

- Q = Gasto de la bomba.

Q_t = Gasto teórico.

Q_s = Deslizamiento.

El gasto de las bombas puede reducirse por los siguientes factores:

- a) Disminución de la velocidad.
- b) Aumento de la presión diferencial.
- c) Disminución de la viscosidad.

La potencia al freno requerida para mover una bomba rotatoria es la suma de la potencia teórica del líquido más las pérdidas internas de potencia.

La potencia teórica del líquido es el trabajo realizado para mover el fluido desde la entrada, a las condiciones de presión, hasta la salida a la presión de descarga.

$$P \text{ (teórico)} = Q_t \Delta p \dots\dots\dots (4.3)$$

donde:

P = potencia teórica del líquido en Watts.

Δp = presión diferencial en N/m^2

Las pérdidas internas de potencia son de dos tipos: mecánicas y viscosas.

Las pérdidas mecánicas incluyen la potencia necesaria para vencer la resistencia a la fricción mecánica de las partes con movimiento en el interior de la bomba.

Las pérdidas viscosas incluyen la potencia perdida por la resistencia debido a la viscosidad del fluido.

La eficiencia de la bomba varía según el diseño de la misma, la viscosidad y otros factores. En general es mayor para bombas de alta presión.

Las bombas rotatorias pueden tener eficiencias muy altas tales como 80 - 85% cuando manejan líquidos de viscosidad relativamente alta. Por lo general, cuando aumen-

ta la viscosidad la eficiencia tiende a disminuir.

$$\text{Eficiencia volumétrica} = Q/Q_t \dots \dots \dots (4.4)$$

$$\text{Eficiencia mecánica (Em)} = E_{op}/E_v \dots \dots \dots (4.5)$$

Las siguientes curvas muestran como la capacidad y la potencia al freno de las bombas rotatorias de desplazamiento positivo varían con la velocidad (a presión constante) y la presión (a velocidad constante).

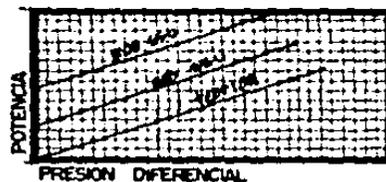
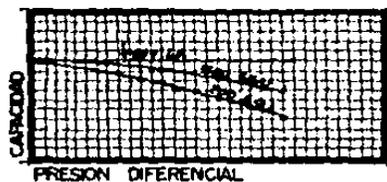
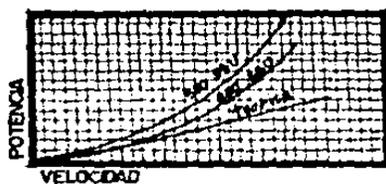
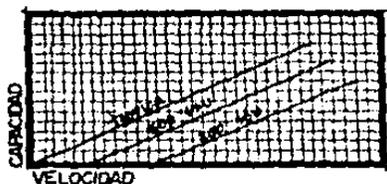


Fig. 4.3 Curvas Características de las Bombas Rotatorias

4.4 SISTEMA DE BOMBEO REQUERIDO

Se tiene proyectado instalar cuatro (4) bombas de suministro de combustóleo a calderas, tres de ellas serán operadas por turbina y una por motor eléctrico.

Las turbinas recibirán vapor a 17.8 bar a 310°C y descargarán a una presión 3.43 bar, cada turbina tendrá un ajuste integrado de velocidad entre el 50 y 100% de su rango.

El arrancador del motor se localizará en el centro del control del motor de la sub-estación, de donde se alimentará al tablero local de alumbrado.

Se deberá dejar espacio para instalar una bomba adicional operada con turbina similar a las proyectadas.

Las bombas serán preferentemente de tornillo, en este caso se tendrá una válvula de control de presión en el cabezal de suministro a calderas.

Se calcula el NPSH disponible y las pérdidas totales para seleccionar la bomba más adecuada al sistema.

4.4.1 CALCULO DE LA CARGA NETA POSITIVA DE SUCCION (NPSH)

El NPSH es la diferencia existente entre la presión estática medida de la boquilla de succión sobre la línea central de la bomba y la presión de vapor del líquido bombeado, la que debe ser igual a la presión necesaria para compensar las pérdidas de fricción y la turbulencia existente entre la boquilla de succión y la entrada del rotor.

El NPSH disponible es la energía potencial del sistema expresada en altura de columna del líquido, depende de la carga de succión, la carga de fricción y presión de vapor del líquido manejado a la temperatura de bombeo; puede determinarse como se indica a continuación:

$$\text{NPSH} = Z_s + \frac{P_s - P_{vap}}{w} - h_{fs} \dots \dots \dots (4.6)$$

donde:

- NPSH = Carga neta positiva de succión.
 Z_s = Altura de succión.
 P_s = Presión de succión.
 P_{vap} = Presión de vapor del combustible.
 w = Peso específico del combustible.
 h_{fs} = Pérdidas por fricción en la tubería de succión.

La tubería de succión requerida en el sistema se muestra en el siguiente isométrico (fig. 4.4).

a) Pérdidas de fricción en la tubería de 0.2524 m (10 pulgadas).

De la tabla A-VIII del apéndice se obtienen los coeficientes de resistencia de los accesorios de la tubería de succión.

CONCEPTO	CANTIDAD	COEFICIENTE DE RESISTENCIA	COEFICIENTE TOTAL
Válvula Macho	1	0.5	0.5
Válvula de Compuerta	3	0.6	1.8
Filtro	1	0.5	0.5
Tee Flujo en Línea	2	0.2	0.4
Tee Flujo en Ramal	2	0.5	1.0
Codos 90° estándar	4	0.2	0.8
			0.8
			$K_1 = 5$

Datos de operación:

- $Q = 600 \text{ gal/min} = 0.03785 \text{ m}^3/\text{s}$
 $\mu = 3500 \text{ SSU} = 0.74 \text{ Kg/m s}$
 $h_1 =$ Pérdidas de fricción en accesorios en m.
 $h_2 =$ Pérdidas de fricción en la tubería en m.

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{0.03785}{5.0873 \times 10^{-2}} = 7.44009 \times 10^{-1} \text{ m/s}$$

$$Re_v = \frac{VD_r}{\mu} = \frac{7.44 \times 10^{-1} (0.2545) (980)}{7.44 \times 10^{-1}}$$

$$Re_v = 249.41$$

$$Re_v < 2000$$

$$f = \frac{64}{249.41} = 2.56 \times 10^{-1}$$

$$h_1 = K_f \frac{V^2}{2g} = \frac{(5) (7.44 \times 10^{-1})^2}{19.62} = 1.41 \times 10^{-1} \text{ m.}$$

Longitud de la tubería: 30.7 m.

$$h_2 = f \frac{L V^2}{20g} = 2.56 \times 10^{-1} \frac{(30.7) (7.44 \times 10^{-1})^2}{19.62 (0.2545)}$$

$$h_2 = 8.71 \times 10^{-1}$$

$$h_b = 1.012$$

b) Pérdidas de fricción en la tubería de 0.154 m. (6 pul.)

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{200}{\pi \times r^2} = \frac{200}{\pi \times (0.154)^2} = \frac{1.261 \times 10^2}{1.8628 \times 10^2} = 0.677 \text{ m/seg.}$$

$$\text{Rey} = \frac{VD \rho}{\mu} = \frac{0.677 \times 0.154 \times 980}{7.4 \times 10^{-1}} = 138.146$$

$$f = 64/\text{Rey} = \frac{64}{138.146} = 4.6327 \times 10^{-1}$$

CONCEPTO	CANTIDAD	COEFICIENTE DE RESISTENCIA	COEFICIENTE TOTAL
Válvula de Compuerta	1	0.1	0.1
Reducción 6 x 5	1	0.2	0.2
Codos 90°	2	0.3	0.6
			<u>Kt = 0.9</u>

$$H_1 = \frac{KV^2}{2g} = 0.9 \frac{(0.677)^2}{19.62} = 2.1024 \times 10^{-2}$$

Longitud del tramo recto = 2.5 m

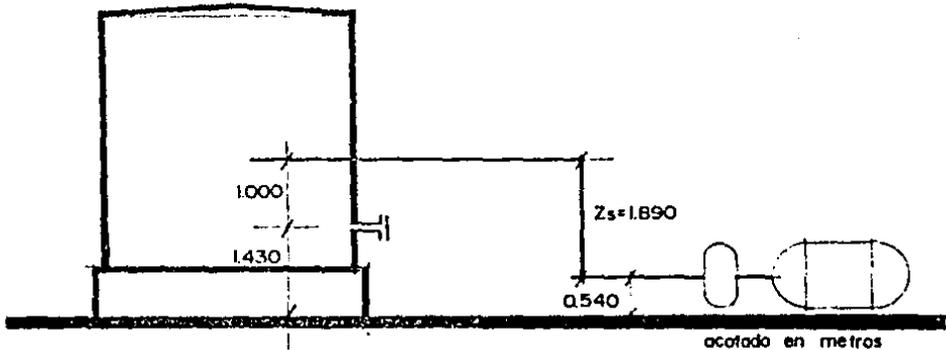
$$h_2 = f \frac{L V^2}{2gD} = \frac{(0.463) (2.5) (0.677)^2}{0.154 (19.62)} = 1.7558 \times 10^{-1}$$

$$h_b = 0.196$$

Pérdidas totales en el sistema de succión.

$$h_s = h_a + h_b = 1.208 \text{ m}$$

Para la carga estática (nivel de fluido) se toma un metro arriba de la boquilla de descarga como nivel mínimo de operación.



Presión de vapor = 0 para el combustóleo.

Presión de succión = Presión atmosférica 79576 N/m² (11.5 psi)

$$NPSH = Z_s + \frac{P_s - PVAP}{w} - h_s$$

$$NPSH = 1.89 + \frac{79576}{9604} - 1.208 = 8.9 \text{ m}$$

NPSH disponible = 8.9 m

4.4.2 CALCULO DE LA CAIDA DE PRESION EN LA TUBERIA DE DESCARGA

Para determinar la caída total del sistema, es necesario calcular las pérdidas en la tubería de descarga. Se tomará como línea crítica la mayor distancia desde las bombas hasta las calderas.

Datos de Operación:

Q = 600 Gal/min (en el cabezal).

Viscosidad = 3500 SSU

Temperatura = 66.6 °C

La tubería de descarga requerida en el sistema se muestra en los siguientes isométricos:

a) Pérdidas de fricción en línea de descarga de combustóleo a cabezal de carga de cambiadores (Fig. 4.5).

De la tabla A-VIII del apéndice, se obtienen los coeficientes de resistencia de los accesorios en la línea de 0.1536 metros (6 pulgadas) de diámetro.

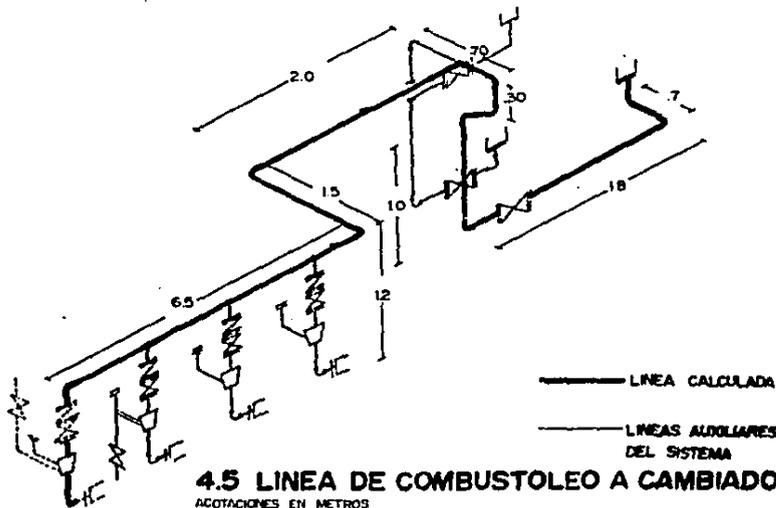
CONCEPTO	CANTIDAD	COEFICIENTE DE RESISTENCIA	COEFICIENTE TOTAL
Válvula CHECK	1	2	2
Válvula de Compuerta	1	0.15	0.15
Codos estándar 90° C	2	0.450	0.01
Conexión de entrada	1	1.5	1.5
Expansión de 4 x 6	1	0.45	

K_t = 4.9

Gasto = $1.26 \times 10^{-2} \text{ m}^3 / \text{seg.}$ (200 gal/min)

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{1.26 \times 10^{-2}}{\pi \times r^2} = 0.681 \text{ m/seg} \quad (2.23 \text{ fp/seg})$$

Re_y = 2000



ESCUELA DE INGENIERIA

RAYMUNDO GLEZ C.

TESIS PROFESIONAL 87

$$f = \frac{64}{\text{Rey}} = \frac{64}{138.58} = 4.61 \times 10^{-1}$$

Longitud del tramo recto = 1,2 m

$$h_2 = f \frac{LV^2}{D2g} = 8.31 \times 10^{-2} \text{ m}$$

$$h_a = h_1 + h_2 = 0.24613 \text{ m}$$

b) Pérdidas de fricción en la línea de carga de combustóleo a cambiadores (Fig. 4.6).

Línea de 0.1536 m (pul) de diámetro.

CONCEPTO	CANTIDAD	COEFICIENTE DE RESISTENCIA	COEFICIENTE TOTAL
Válvula de Compuerta	1	0.15	0.15
Codo 90° Estándar	8	0.405	3.24
Conexión de Entrada	1	0.0705	0.0705
TEE (flujo ramal)	1	0.9	0.9
			4.36

$$V = \frac{Q}{A} = 2.03 \text{ m/seg}$$

$$h_f = K \frac{V^2}{2g} = 4.36 \frac{(2.03)^2}{19.62} = 0.916 \text{ m}$$

$$\text{Rey} = \frac{VD}{\mu} = \frac{(2.03)(0.1536)(980)}{7.42 \times 10^{-3}} = 412$$

$$f = \frac{64}{\text{Rey}} = 0.155$$

Longitud de la tubería = 14.15 m.

$$h_2 = f \frac{L V^2}{D 2g} = 0.155 \frac{(1415) (7.03)^2}{0.1536 (19.62)} = 2.99 \text{ m}$$

$$h_b = h_1 + h_2 = 3.905$$

Caída de presión del cambiador = 0.146 bar.

h cambiador = 1.4938 m.

c) Pérdidas de fricción en línea de cambiadores a calderas (Fig. 4.7).

Datos de Operación:

Viscosidad = 600 SSU

Temperatura = 242 °F

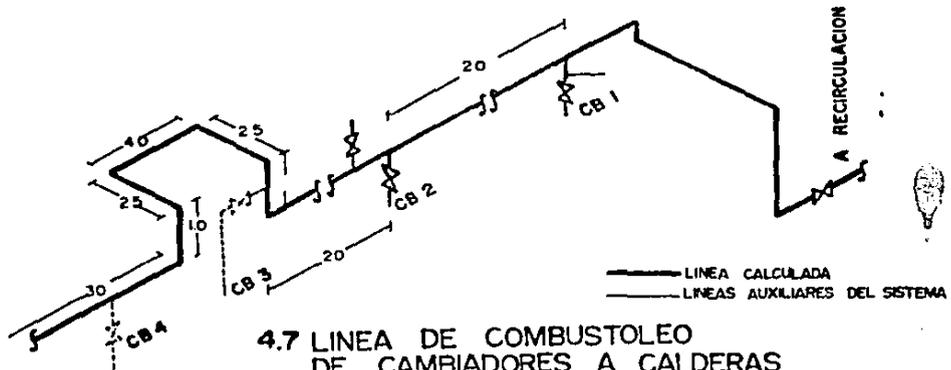
Gasto = 600 Gal/min.

Diámetro = 0.1536 (6 pul).

Datos:

Diámetro de la Tubería = 0.1010 (4 pul).

Longitud de la Tubería = 28 m.



4.7 LINEA DE COMBUSTOLEO DE CAMBIADORES A CALDERAS

DIAMETRO DE LA TUBERIA 0.152 metros (6")
ACOTACION = Metros

ESCUELA DE INGENIERIA

RAYMUNDO GLEZ C.

TESIS PROFESIONAL 87



CONCEPTO	CANTIDAD	COEFICIENTE DE RESISTENCIA	COEFICIENTE TOTAL
Válvula Comp.	3	0.625	1.875
Válvula Macho	3	0.625	1.875
Válvula de Globo	1	7.5	7.5
TEE Flujo en Línea	1	1.125	1.125
Codos 90°	19	0.35	6.65
Reducciones 4 x 2	6	0.525	3.15
			Kt = 22.175

$$h_1 = K \frac{V^2}{2g} = 22.175 \frac{(1.941)^2}{19.62} = 9.258 \text{ m}$$

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{1.26 \times 10^{-2}}{\pi r^2} = 1.941 \text{ m/seg}$$

$$\text{Rey} = \frac{VD \rho}{\mu} = 1358.27$$

$$f = \frac{64}{\text{Rey}} = 4.714 \times 10^{-2}$$

$$h_2 = f \frac{L V^2}{D 2g} = 4.71 \times 10^{-2} \frac{(28) (1.94)^2}{0.1016 (19.62)} = 2.49 \text{ m}$$

CONCEPTO	CANTIDAD	COEFICIENTE DE RESISTENCIA	COEFICIENTE TOTAL
Válvula de Compuerta	1	0.15	0.15
Codos 90° Radio Largo	24	0.405	9.72
Flujo	1	0.705	0.704
Conexión de salida	1	1.5	1.5
			Kt = 12.12

$$h_1 = K \frac{V^2}{2g} = 12.2 \frac{(2.03)^2}{19.62} = 2.56 \text{ m.}$$

$$\text{Rey} = \frac{VD\rho}{\mu} = 2411.67$$

De la tabla A-VII del apéndice se obtiene el factor de fricción.

$$E = 3.93 \times 10^{-4}$$

D

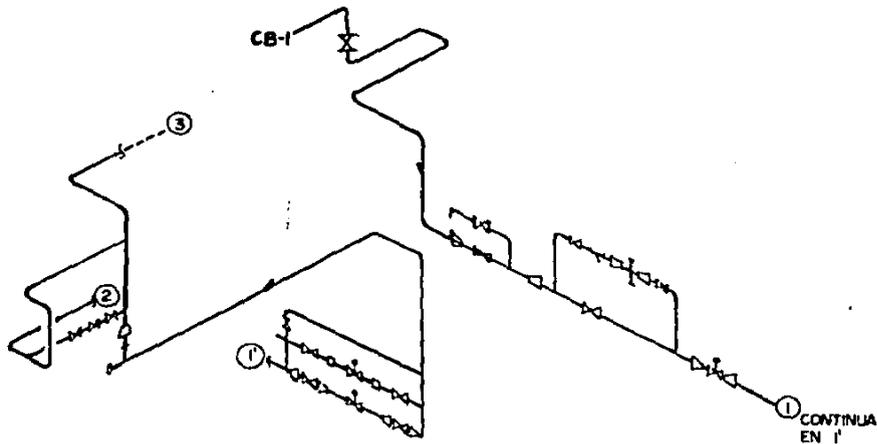
$$f = 0.036$$

Longitud de la Tubería = 214.5 m.

$$h_2 = f \frac{L V^2}{D 2g} = 0.036 \frac{(214.5) (2.03)^2}{0.1536 (19.62)} = 10.55 \text{ m}$$

$$h_c = h_1 + h_2 = 10.55 + 2.56 = 13.11 \text{ m}$$

d) Pérdidas de fricción del cabezal al quemador de la caldera (Fig. 4.8).



4.8 CARGA DE COMBUSTIBLE A CALDERA

ESCUELA DE INGENIERIA

RAYMUNDO GLEZ C.

TESIS PROFESIONAL 87



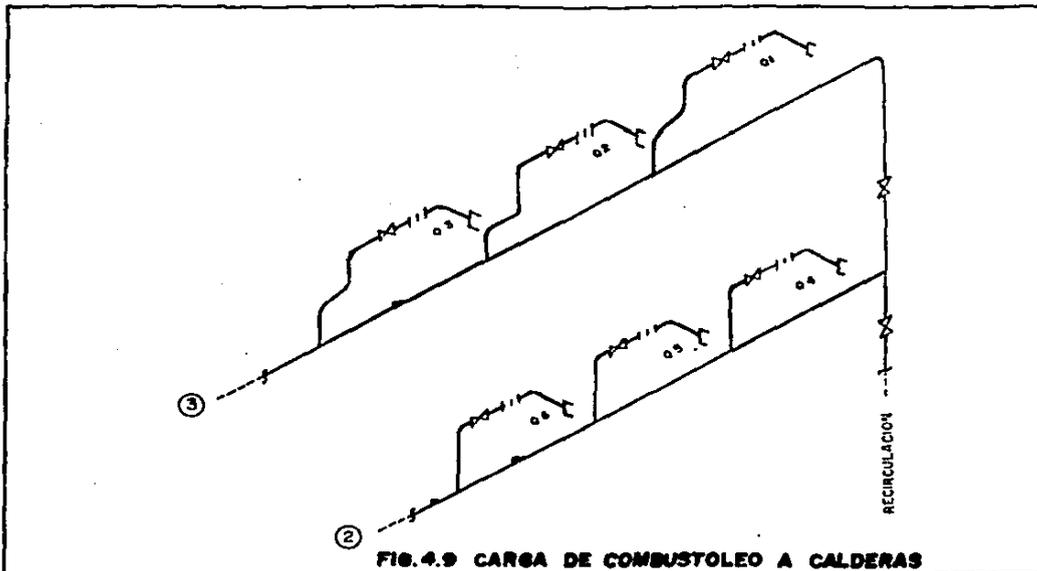


FIG.4.9 CARGA DE COMBUSTOLEO A CALDERAS

ESCUELA DE INGENIERIA

RAYMUNDO GLEZ C.

TESIS PROFESIONAL 87



$$h_2 = 2.49 \text{ m.}$$

$$h_d = 6.748 \text{ m.}$$

Pérdida total = HT = $h_a + h_b + h_c + h_d + h_{\text{cambiador}}$
de accesorios HT = $0.24613 + 3.905 + 13.11 + 6.748 + 1.49 + 25.49$

La tubería de acero al carbón comercial tiene un factor de corrección del 0.15%.

$$h_f = 1.15 (25.49) = 29.324 \text{ m.}$$

El sistema actual cuenta con e válvulas de control:

- a) Válvula de control de recirculación.
- b) Válvula de control de presión.
- c) Válvula de control de combustóleo a quemadores.

Es necesario calcular la caída de presión en las válvulas de control para determinar las pérdidas totales del Sistema de Alimentación.

La válvula de control de recirculación es de mariposa de la marca Fisher de 0.608 m. (2 pul) de diámetro.

La caída de presión se puede determinar con la siguiente fórmula:

$$Q = C_v \left(\frac{\Delta P}{g} \right)^{1/2} \dots \dots \dots (4.7)$$

Donde:

Q = Capacidad en Gal/min.

Cv = Coeficiente de flujo determinado experimentalmente para cada estilo de válvula.

Δp = Diferencial de presión lb/in²

g = Gravedad específica del fluido.

Despejando Δp :

$$\Delta p = G \left(\frac{Q}{C_v} \right)^2$$

de la tabla A-VIII se obtiene KV a 50° de carrera angular.

$$C_v = 1.18 K_v$$

$$C_v = 1.18 (40) = 46.4 \text{ Galones/min.}$$

$$\Delta p = 0.98 \left(\frac{200}{C_v} \right)^2 = 18.2 \text{ lb/in}^2 \text{ (1.30 bar)}$$

La válvula de control de combustible a quemadores es de mariposa del mismo diámetro, por lo que tiene la misma caída de presión.

$$\Delta p = .30 \text{ bar}$$

La válvula de control de presión es de tipo Saunders con el mismo diámetro se toma 60°C como carrera angular A-VIII.

$$C_v = 1.18 (61) = 70.76$$

$$\Delta p = 0.98 \left(\frac{200}{C_v} \right)^2 = 7.8 \text{ lb/in}^2 \text{ (0.55 bar)}$$

$$\Delta p = 0.55 + 2 (1.30) = 3.15 \text{ bar}$$

$$h = \frac{\Delta p}{w} = \frac{3.15 \times 10^5}{9604} = 32.79$$

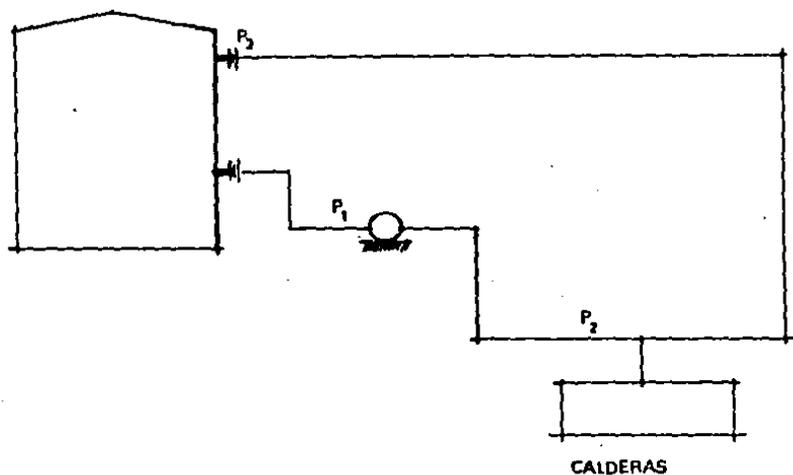
Pérdidas del sistema de alimentación = $32.79 + 24.32 = 57.12$ m.

Para determinar la carga total es necesario determinar las pérdidas de fricción en la línea de recirculación.

Se obtiene de la misma forma:

Pérdida de fricción en la recirculación = 25 m.

Primero se calcula la presión en la entrada del tanque con las siguientes condiciones por medio de la ecuación de la energía.



Datos del Sistema:

$$P_2 = \text{Presión en los quemadores} = 1034 \text{ bar} = 10.34 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$V_2 = 0.681 \text{ m/s.}$$

$$Z_2 = 5 \text{ m.}$$

$$P_3 = \text{Presión en la línea de recirculación del tanque.}$$

$$V_3 = 0.681 \text{ m/s.}$$

$$Z_3 = 12 \text{ m.}$$

$$\frac{V_2^2}{2g} + \frac{P_2}{w} + Z_2 = \frac{V_3^2}{2g} + \frac{P_3}{w} + Z_3 + H_f$$

Despejando P_3

$$\frac{P_3}{w} = \left(\frac{V_2^2}{2g} + \frac{P_2}{w} + Z_2 \right) - (Z_3 + H_{f(2-3)})$$

$$P_3 = 746.8 \text{ Kpa.}$$

La carga total de una bomba es la diferencia de los contenidos de energía entre la línea de descarga de la bomba y la línea de succión.

$$H_f = \left(\frac{V_3^2}{2g} + \frac{P_3}{w} + Z_3 \right) - \left(\frac{V_1^2}{2g} + \frac{P_1}{w} + Z_1 \right) + H_f \quad (1-3)$$

Donde:

$$V_1 = 0.74 \text{ m/s.}$$

$$P_1 = 79.65 \text{ Kpa.}$$

$$Z_1 = 1.89$$

Aplicando la ecuación anterior obtenemos

$$H_t = 161,66 \text{ m}$$

La carga total es la diferencia entre la presión de descarga y de succión.

$$H_t = \frac{P_d - P_s}{w}$$

Por medio de la ecuación anterior se determina la presión de descarga requerida por la bomba.

$$P_d = 1632,2 \text{ Kpa (16,32 bar)}$$

4.4.3 SELECCION DEL EQUIPO DE BOMBEO

En la decisión de selección de equipo de bombeo, se tiene el inconveniente en ocasiones de encontrar una sola bomba que satisfaga los requerimientos del servicio.

El sistema contará con bombas que se instalarán en paralelo, es decir con el mismo cabezal de succión y descargando a la misma línea.

Las bombas necesitan operar con la misma presión de descarga y el gasto total es la suma de los gastos individuales.

$$Q_t = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 \dots \dots (4.8)$$

$$H_t = H_1 = H_2 = H_3 = H_4$$

Es recomendable que sean similares, de tal forma de obtener lo siguiente:

$$Q_t = nQ \dots \dots (4.9)$$

Para realizar la selección de la bomba, se deben tomar en cuenta los siguientes pasos:

1.- Se deben definir los siguientes datos de operación obtenidos del sistema. En nuestro caso son los siguientes:

Nombre del Fluido = Combustóleo.

Gasto requerido = 200 Gpm = $0.757 \text{ m}^3/\text{min}$.

Rango de temperatura del fluido = 60°C (140°F) a 77°C (170°F)

Rango de Viscosidad del fluido = 5200 SSU a 370 SSU

NPSH disponible = 0.8 bar (12.46 lb/in^2)

Presión de descarga = 16.32 bar (236.7 lb/in^2)

2.- Se define el tipo genérico de bomba.

- a) Por la alta viscosidad del producto por bombear.
- b) Por la capacidad de bombeo del sistema.
- c) Por la alta carga requerida en la fase de arranque.

En base a los datos anteriores, del fluido, se concluye que las bombas utilizadas en el sistema son bombas de tornillo.

3.- De las consideraciones anteriores se determina el modelo particular de los presentes en el mercado; en nuestro caso utilizaremos la Tabla A-XI del apéndice proporcionada por el fabricante seleccionado.

3.1 Para la selección en la guía se encuentre la presión más baja para el flujo más pequeño con los datos de operación.

3.2 Selección del tamaño de la bomba

De las tablas del renglón de flujo, según el fabricante, se seleccionó el tamaño más pequeño para la más alta velocidad de la bomba disponible, conociendo los requerimientos del flujo.

VELOCIDAD 870 RPM

VISCOSIDAD		PRESION PSI						
	SSU	50	75	120	125	245	500	
	50	193	184					
	60	196	189	177				
	80	201	194	183	175			N
G	100	204	198	189	180	171		p
P	200	219	207	201	195	189	171	s
M	500	219	216	212	208	204	192	H
	1000	222	221	218	215	212	204	Reg.
	200	8.2	11.6	17.7	25.1	34.5	68.8	4.9
	600	9.6	12.6	19.0	26.4	36.8	70.2	4.9
	1000	11.2	14.6	20.6	28.0	37.5	71.8	4.9
B	300	15.6	19.0	25.1	32.5	42.0	76.2	5.4
H	7000	21.8	25.2	31.3	38.7	48.1	82.4	6.4
P	10000	25.4	28.7	34.8	42.2	51.6	86.0	6.7

4.1 Tabla de Operación de la Bomba

3.3 VERIFICACION DE NPSH (Carga neta positiva de succión)

El NPSH requerido es especificado por los fabricantes, la cual está indicada, usualmente, en curvas de presión estática-capacidad.

Para asegurar un funcionamiento adecuado de las bombas al bombear líquidos en condiciones cercanas al punto de evaporación, el NPSH disponible debe ser mayor que el requerido.

Esto implica que el equipo de proceso debe ser elevado a mayor altura que la requerida para compensar el NPSH de la bomba y las pérdidas de fricción en la línea de succión.

El NPSH requerido en nuestro caso, lo obtenemos de la tabla de operación de la bomba.

$$\text{NPSH}_{\text{requerido}} = \frac{P_1 - P_{\text{vap}}}{w}$$

Donde:

- P1 = Presión neta requerida en la entrada de la bomba.
 P_{vap} = Presión de vapor del líquido manejado.
 w = Peso específico del combustible.

NPSH = 3.5 metros del líquido requerido

NPSH disponible > NPSH requerido

De la tabla de operación se obtiene que el tamaño más apropiado es A-324-325.

Por lo que se instalarán cuatro bombas de este tipo con las siguientes características:

- Marca Delaval
- Modelo A 324 Ax - 325
- El flujo es de 200 galones por minuto (0.75 m³/min)
- Temperatura de operación de 55° C a 85° C máximo.
- Presión de succión 0.34 bar (5 lb/in²)
- Presión de descarga 17.5 bar (245 lb/in²)
- Eficiencia del 75%

Las tres primeras estarán accionadas con turbinas de vapor con gobernador tipo mecánico para protección de sobrevelocidad de las siguientes características:

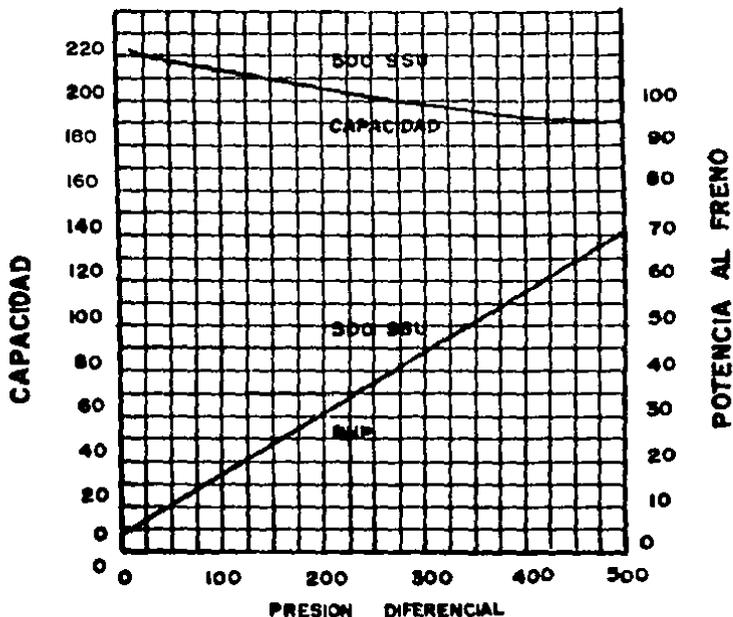
- Marca Coppus
- Modelo EL B 16 L
- Potencia 43 Hp.
- Velocidad 870 r.p.m.

MARCA DELAVAL

TIPO DE 3 TORNILLOS

MODELO A-324 AX-325

VELOCIDAD 870 RPM

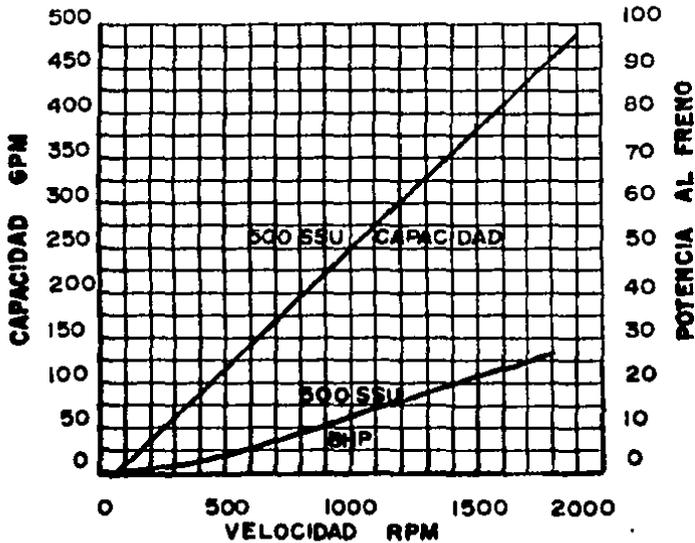


4.10 CURVA CARACTERISTICA A VELOCIDAD
CONSTANTE

MARCA DELAVAL TIPO DE 3 TORNILLOS

MODELO A-324 AX-325

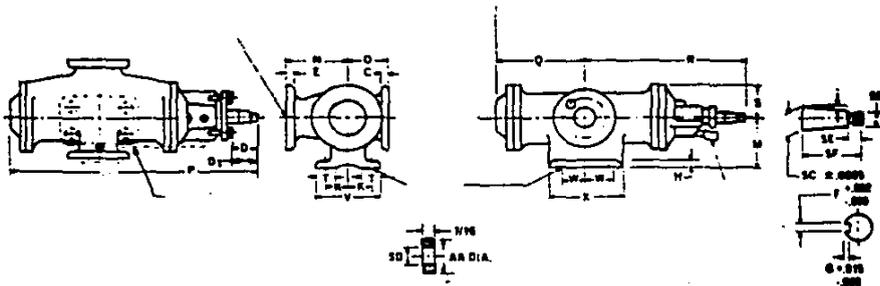
PRESION DIFERENCIAL 50 PSI



4.11 CURVA CARACTERISTICA A PRESION DIFERENCIAL
CONSTANTE

4.12 SERIES 324 A

DIMENSIONES DE LA BOMBA



	A	B	C	D	Ø1	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	R	S	T	V	W	X	Y	Z	ØC	ØD	ØE	ØF	ØG	ØH	ØI	
324A-275/300	9	4	1.14	32.18	5.12	1.31	500	255	1	5	0	101.2	71.2	50.11.15	22.3.18	20.1.2	4.12.16	3	12.1/2	113.4	25	1	1750	118	172	2.15.22	49	2.1.2	Ø5C					
324A-375/290	9	4	1.14	5	7.18	1.28	500	255	1	Ø1.4	Ø1.2	111.2	5	54.2.8	22.1.8	22	71.2	21.2	15	9.2.4	22	1	2.000	118	172	2.21.22	43	3	Ø5C					
324A-375/Ø12	6	5	1.28	4.14	Ø1.8	1.7/1.6	500	255	5	Ø3.8	Ø1.2	11.3.4	Ø1.4	Ø1.1.8	20.2.8	34.2.4	Ø	3.5.8	15.1/2	10.7.8	24.1.2	11.8	2.250	116	172	3.15.22	50	3	Ø5C					

La cuarta estará accionada por motor eléctrico de las siguientes características:

- Marca Westhinghouse**
- Potencia 50 Hp.**
- Velocidad 870 r.p.m.**
- Corriente eléctrica 220-440 volts/3 fases/60 ciclos.**

CAPITULO V

INTEGRACION Y EVALUACION ECONOMICA DEL SISTEMA

5.1 INTEGRACION DEL SISTEMA DE ALIMENTACION DE LAS NUEVAS CALDERAS

Con objeto de no interrumpir la generación de vapor en la refinería, es necesario seguir los siguientes pasos:

- 1.- Prefabricar la ampliación hasta donde va a realizarse la conexión.
- 2.- Realizar la prueba hidrostática de la red.

Una vez que se han terminado los trabajos y pruebas se efectúa la libranza de la sección donde se va a efectuar la conexión.

- 3.- Realizar la prueba de instalación completa.

Se realiza un simulacro de encendido de la caldera para verificar las condiciones de operación del sistema.

5.2 SELECCION ECONOMICA DEL AISLAMIENTO

Los costos que se analizan para la selección del aislante son: Costos de los diferentes espesores, costo de instalación, costo de mantenimiento y factor de amortización.

Para optimizar el aislante es necesario determinar gastos totales.

Gastos totales = Gastos Fijos + Gastos de Operación

$$\text{Gastos Fijos} = P_a (1 + F) B \dots \dots \dots (5.1)$$

donde:

- P = Inversión del Sistema
- s = \$/Watt liberados por el combustible
- F = Factor de gastos de Instalación
- B = Factor de amortización y mantenimiento

$$\text{Gastos de Operación} = Q \times \theta \times n \dots \dots \dots (5.2)$$

donde:

- Q = Calor cedido por el sistema
- θ = Las horas totales de operación
- n = Período de vida del sistema

Aplicando las ecuaciones anteriores obtenemos para el espesor de 1 pul. (0.0254 m.)

$$Gf = (7847) (0.08) (1.15) (235.57) = 169998.12$$

se se obtiene de la gráfica B-3 del apéndice

$$B = R + M$$

$$R = \frac{i}{1 - (1 - r)^n} \dots \dots \dots (5.3)$$

donde

- i = Interés anual
- n = Período de Amortización

$$M = 3\% i$$

donde

$P =$ Inversión del sistema

El factor de instalación es igual al 15%

Gastos de Operación Anuales (Gop anuales)

$$\text{Gop anuales} = Q \times \theta \times n = 0.816 \times 8760 \times 1 = 633523.00$$

donde

$$Q = 0.816 \text{ \$/Watts}$$

Revisando el procedimiento anterior para diversos espesores obteniendo la siguiente tabla.

TABLA 6.1 BALANCE ECONOMICO DEL AISLAMIENTO

ESPESOR DEL AISLANTE PULGADAS	TEMPERATURA DE LA SUPERFICIE T4 °C	CALOR TOTAL TRANSFERIDO WATTS	GASTOS FIJOS	GASTOS DE OPERACION	GASTOS TOTALES
1	46.6	89.62	\$170,000.00	\$633,000.00	\$803,000
1.5	40.8	66.27	\$287,500.00	\$473,600.00	\$762,100
2	37.3	53.03	\$485,500.00	\$384,700.00	\$870,200

Aplicando los resultados de la Tabla obtenemos la gráfica mostrada a continuación:

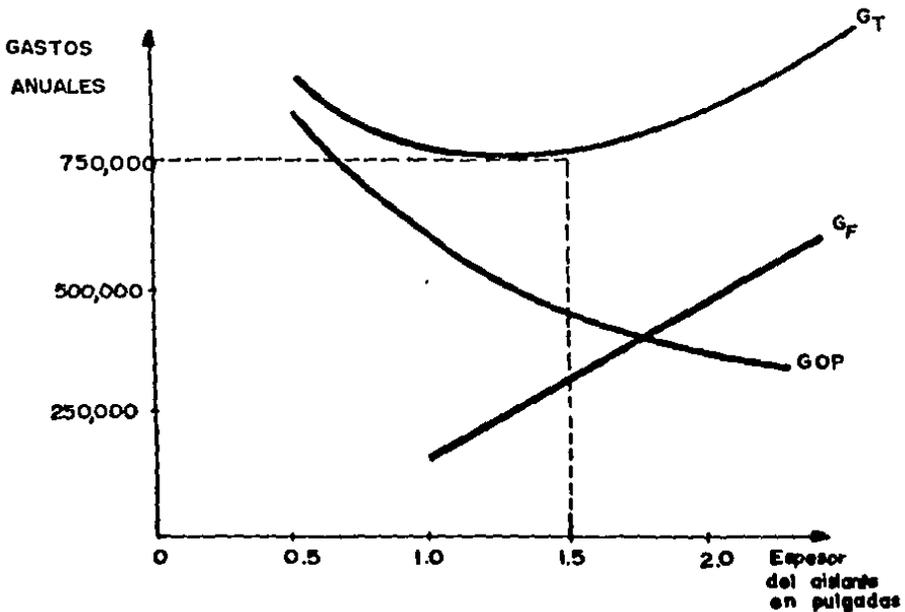


Figura 5.1 Balance Económico

Donde el espesor óptimo del aislamiento es de 1.5 pul. (0.0381 m).

5.3 EVALUACION ECONOMICA DEL SISTEMA

Para realizar el estudio económico se tomaron en cuenta los siguientes factores:

Inversión Total = Gastos fijos + Gastos de Operación

**Gastos Fijos = Gasto de Equipo + costo de instalación
factor de recuperación de capital + mantenimiento.**

Gastos de operación	Costo de energía		
— Costo del Equipo:		Costo Unitario	Costo Total
4 Bombas de Laval A-324 Ax-325		\$ 18'122,000.00	\$ 72'488,000.00
Incluido gasto para motor y acoplamiento.			
1 Motor horizontal Westinghouse 3 fases			
220/440 volts, 50 Hp, 870 rpm		\$ 13'300,000.00	\$ 13'300,000.00
3 Turbinas marca Coppus Modelo EL B 16 L,			
43 Hp.		\$ 19'500,000.00	\$ 58'500,000.00
3 Cambiadores de Vapor marca Swenomox Modelo			
6 - 22 - 72 H		\$ 60'000,000.00	\$ 180'000,000.00
COSTO TOTAL			\$ 324'288,000.00
Costo por concepto de fletes 5% del costo de las unidades.			
			\$ 16'214,400.00
			\$ 340'502,400.00

Costo del Material

Tubería T.A.M.S.A., cédula 40, sin costura A.S.T.M. a-53 la tubería se adquirirá en tramos de 6.1 m (20 pies)

DIAMETRO EN PULGADAS	TRAMOS	COSTO UNITARIO POR TRAMO	COSTO TOTAL
4	45	\$ 850,000.00	\$ 38'250,000.00
6	10	1'100,000.00	11'000,000.00
10	15	1'500,000.00	22'500,000.00

Válvulas de compuerta brídada de acero fundido 150 lb/pul²

4	24	\$ 1'450,000.00	\$ 34'800,000.00
6	16	2'000,000.00	32'000,000.00

Válvulas "Check" brídada de acero fundido 150 lb/pul²

6	4	\$ 1'200,000.00	\$ 4'800,000.00
---	---	-----------------	-----------------

Válvula macho brídada de 150 lb/pul²

4	24	\$ 1'350,000.00	\$ 32'400,000.00
---	----	-----------------	------------------

Válvulas de Globo brídada de acero fundido de 150 lb/pul²

4	8	\$ 1'750,000.00	\$ 14'000,000.00
---	---	-----------------	------------------

Válvula de control de mariposa marca Fisher

2	8	\$ 3'725,000.00	\$ 24'800,000.00
---	---	-----------------	------------------

Válvula de control tipo Saunders marca Fisher

4	4	\$ 4'050,000.00	\$ 16'200,000.00
---	---	-----------------	------------------

Codos 90° para soldar

4	100	S	18,000.00	\$ 1'870,000.00
6	20	S	32,100.00	642,000.00

Reducciones para soldar

4 x 5	10	S	14,500.00	\$ 145,000.00
4 x 6	10		17,500.00	175,000.00
4 x 2	10		11,750.00	117,500.00

Bridas para soldar

4	30	S	23,115.00	\$ 683,450.00
5	60		36,815.00	\$ 1'843,750.00

Aislamiento térmico lana mineral y lámina de aluminio

Espesor	Cantidad m	Costo unitario E/m	Costo Total
0.030 (1.5 pul)	100	\$ 39,235.00	\$ 3'923,500.00

Costo Total del material \$ 245'160,200.00

Costo del material y del equipo \$ 585'662,500.00

Costo de Instalación:

Costo del tendido de línea de tubería:

Dentro de la estimación se considerará el costo del material empleado y mano de obra.

donde:

P = Capital Invertido

n = Tiempo de vida útil del equipo = 10 años.

i = Interés anual = 10%

$$R = 641'194,000.00 \left\{ \frac{(0.10) (1 + 0.10)^{10}}{(1 + 0.10)^{10} - 1} \right\} = 103'873,400.00$$

Mantenimiento del equipo

Se ha considerado un 5% del costo total del equipo instalado

\$ 32'059,700.00

Gasto de Operación

Costo de la energía anual considerando una operación continua de dos bombas.

CAPACIDAD	Gpm	CARGA DE LA BOMBA	HP TEORICO	POT. FRENO	%Cp	%Cm	Kw	TOTAL Kw
100%	200	181.5 m	25.83	75	34.5	80	32.1	64.39

$$\text{Pot. teórica al freno} = \frac{[\text{Gpm}] \times (\text{carga}) \times \text{densidad relativa}}{3960}$$

$$\text{Pot. al freno} = \frac{\text{potencia teórica}}{E_p}$$

donde

ep = Eficiencia de la bomba

$$\text{Kw motor} = \frac{0.745 \text{ pot. al freno}}{\text{Em}}$$

donde

Em = Eficiencia del motor

El número de horas al año = 8,760

Costo de energía = \$/Kw = \$ 50.00

Costo anual de la energía = Kw x 8,760 x \$/kw

Costo de la energía	\$ 28'200,000.00
---------------------	------------------

Gastos fijos:

Costo de equipo	\$ 585'662,600.00
Costo de instalación	55'531,410.00
Amortización	103'873,400.00
Mantenimiento	32'059,700.00

Gastos de operación:

Costo de energía	\$ 28'200,000.00
------------------	------------------

INVERSION TOTAL

\$ 805'327,110.00

CAPITULO VI

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

En el diseño de un sistema de bombeo de combustóleo intervienen tan aspectos técnicos como económicos.

Dentro de los primeros podemos identificar los siguientes puntos -- que influyen en el diseño y selección del sistema de tubería y de las bombas a utilizar:

1.- En el diseño del sistema de tubería se debe tomar en cuenta:

- Que la tubería de succión de la bomba se encuentre lo más cerca - al tanque, reduciendo pérdidas en la misma, de manera que se tenga un - NPSH disponible mayor al requerido.

- Por las características del fluido es necesario, que el sistema - de tubería cuente con venas de calentamiento y una selección adecuada - de aislamiento de manera que pueda garantizar una temperatura uniforme del combustóleo.

2.- Tipo de bomba requerido.

- Una vez más las características del fluido definen el tipo de bomba, siendo ésta de desplazamiento positivo. En nuestro caso se ha elegido una bomba de tornillo.

Algunas de las características más relevantes de este tipo de bomba son los siguientes:

- Garantizan un flujo sin grandes fluctuaciones.
- Producen cargas de presión elevadas independientemente de la viscosidad del fluido.
- Deben contar con válvulas de relevo para evitar ruptura de la línea por sobrepresión.

Salvados los aspectos técnicos, lo que finalmente define al sistema (especificaciones, modelos) es el aspecto económico a través de un análisis costo-beneficio.

- La selección de los valores óptimos de diámetro de tubería quedan fijados mediante este análisis.

- Esto mismo ocurre con la selección del aislamiento y espesores de los mismos.

3.- Las bombas de desplazamiento positivo (tornillo) garantizan un bajo gasto y presiones elevadas en caso que se tengan variaciones de viscosidad o taponamientos en el sistema.

4.- Estas bombas cuentan con una válvula de relevo en caso de taponamientos críticos para evitar problemas de ruptura de líneas.

Recomendaciones para el uso de combustóleo en el sistema de alimentación:

1.- Utilizar, de ser posible, la mejor calidad de combustóleo. Esto significa disminuir por algún modo la concentración de contaminantes.

2.- Utilizar reactivos para el combustóleo que reduzcan las posibilidades de corrosión y daños internos de las calderas.

3.- Instalar medidores en la salida de gases de las calderas, para controlar el exceso de SO_2 en la combustión, con ello se disminuye el ataque corrosivo.

4.- Habilitar en cada centro de trabajo equipos para lavado y limpieza de las calderas.

5.- Programar, de acuerdo a la disponibilidad de las calderas su reparación y limpieza tomando en cuenta que al usar combustóleo las corridas operacionales son limitadas.

BIBLIOGRAFIA

- 1.- KARASSIK, Krutzsch, Fraser. "MANUAL DE BOMBAS". Editorial Mc. Graw Hill. 1976.
- 2.- RASO, Howard F. "PIPING DESIGN FOR PROCESS PLANTS". Editorial John Wiley and Sons. 1963
- 3.- HOLMAN, V.P. "PROCESS, TRANSFERS AND BURNER PUMP". Data Book. Transfer. Editorial Mc. Graw Hill. 1975.
- 4.- "PIPING HANBOOK". Publicado por Hydrocarbon Processing.
- 5.- "PUMP HANDBOOK". Publicado por Hydrocarbon Processing. 1970.
- 6.- "STEAM". Publicado por Babcock and Wilcox Company. 1965.
- 7.- HOLMAN, V.P. "HEAT TRANSFER". Editorial Mc. Graw Hill. 1981
- 8.- KERN, Donald Q. Editorial C.E.C.S.A. 1965
"Procesos de Transferencia de Calor".
- 9.- PETROLEOS Mexicanos. "AISLAMIENTO TERMICO PARA ALTA TEMPERATURA". Normas 2.616.07, 2.612.04.
- 10.- NACIF Narchi, José. "INGENIERIA DE CONTROL AUTOMATICO". Editorial Costa-Amic Editores, S.A.
- 11.- "ROTARY PUMP HANDBOOK". Publicado boletín de Transamérica Deval. 1980
- 12.- PETROLEOS Mexicanos. "CATALOGO DE PRECIOS UNITARIOS PARA CONSTRUCCION DE PLANTAS". 1984

RELACION DE TABLAS

TABLA 2.1 ANALISIS DEL COMBUSTOLEO COMERCIALES DE DIVERSAS REFINERIAS PARA ESTUDIO DE ESPECIFICACIONES	18
TABLA 2.2 COSTOS/m ³ , \$ DE 1987	21
TABLA 3.1 CONSTANTES PARA USARSE CON LA ECUACION PARA SUPERFICIES VERTICALES ISOTERMICAS	34
TABLA 3.2 COSTO DE LA TUBERIA EN DIFERENTES PERIODOS DE AMORTIZACION	55
TABLA 3.3 CALCULO DE LAS TEMPERATURAS DE SUPERFICIE	61
TABLA 4.1 TABLA DE OPERACION DE LA BOMBA	95
TABLA 5.1 BALANCE ECONOMICO DEL AISLAMIENTO	103

RELACION DE FIGURAS Y DIAGRAMAS

1.1	ELEMENTOS DEL SISTEMA DE BOMBEO	2
1.2	INSTALACION DE LA REFINERIA	4
1.3	LOCALIZACION GENERAL DE LAS PLANTAS	5
1.4	DISTRIBUCION DEL EQUIPO DE LA PLANTA DE FUERZA SUR	10
2.1	RELACION VISCOSIDAD-TEMPERATURAS DE DIFERENTES COMBUSTOLEOS	16
3.1	DIAGRAMA DE FLUJO DEL SISTEMA	25
3.2	TANQUES DE ALMACENAMIENTO DE COMBUSTOLEO	31
3.3	CAMBIADOR DE CALOR REQUERIDO EN EL SISTEMA	39
3.4	COLOCACION DE LOS TUBOS	40
3.5	RELACIONES DE TEMPERATURA DEL CAMBIADOR	43
3.6	CONFIGURACIONES DE FLUJO EN LA TUBERIA DE SUCCION	53
3.7	CORTE IMAGINARIO PARA EL CALCULO DEL ESPESOR DE LA TUBERIA	56
3.8	ESPESOR DEL AISLANTE	59
4.1	CURVAS DE DESCARGA PARA BOMBAS RECIPROCANTES	66
4.2	DIFERENTES TIPOS DE BOMBAS ROTATORIAS	69
4.3	CURVAS CARACTERISTICAS DE LAS BOMBAS ROTATORIAS	72
4.4	LINEA DE COMBUSTOLEO A BOMBAS	75
4.5	LINEA DE COMBUSTOLEO A CAMBIADORES	80
4.6	LINEA DE COMBUSTOLEO DE CAMBIADORES A CALDERAS	82
4.7	LINEA DE COMBUSTOLEO DE CAMBIADORES A CALDERAS	84
4.8	CARGA DE COMBUSTOLEO A CALDERAS	87
4.9	CARGA DE COMBUSTOLEO A CALDERAS	88
4.10	CURVA CARACTERISTICA A VELOCIDAD CONSTANTE	97
4.11	CURVA CARACTERISTICA A PRESION DIFERENCIAL	98
4.12	DIMENSIONES DE LA BOMBA	99
5.1	BALANCE ECONOMICO	104

APENDICE DE DATOS PARA CALCULO

TABLA A-I	PROPIEDADES DEL VAPOR SOBRECALENTADO	117
TABLA A-II	PROPIEDADES DEL VAPOR SATURADO	118
TABLA A-III	ECUACIONES SIMPLIFICADAS DE Mc ADAMS	120
TABLA A-IV	PROPIEDADES DEL AIRE	121
TABLA A-V	COEFICIENTE DE CONDUCTIVIDAD TERMICA	122
TABLA A-VI	DIMENSIONES DE TUBERIA	125
TABLA A-VII	COEFICIENTE DE FRICCION	126
TABLA A-VIII	COEFICIENTE DE RESISTENCIA DE ACCESORIOS	128
TABLA A-IX	COEFICIENTE DE FLUJO DE VALVULAS	130
TABLA A-X	ESFUERZOS PERMISIBLES EN TUBERIA DE PROCESOS	131
TABLA A-XI	GUIA PARA SELECCION DE BOMBAS DE PROCESO	132
GRAFICA B-I	CURVA DE TRANSFERENCIA DE CALOR LADO TUBOS	133
GRAFICA B-II	CURVA DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR EL LADO DE LA CORAZA	134
GRAFICA B-III	COSTOS ANUALES DE LA ENERGIA LIBERADA	135

A - I PROPIEDADES TERMODINAMICAS DEL VAPOR DE AGUA
(Continúa)
PROPIEDADES DEL VAPOR SOBRECALENTADO*

Presión absoluta, lb./sq. in. (temperatura de saturación)	Temperatura, °F													
	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	
1	79.18	80.28	102.30	114.37	126.16	138.19	150.00	161.80	173.07	184.79	197.17	210.10	223.60	237.60
(101.74)	0.013	0.113	0.170	0.223	0.276	0.317	0.354	0.390	0.425	0.460	0.495	0.530	0.565	0.600
5	116.0	118.0	121.1	124.6	128.5	132.8	137.4	142.2	147.2	152.4	157.8	163.4	169.2	175.2
(163.34)	0.0710	0.370	0.563	0.745	0.907	1.051	1.181	1.299	1.408	1.509	1.604	1.694	1.780	1.863
10	126.86	130.0	133.6	137.6	142.0	146.7	151.7	157.0	162.6	168.4	174.4	180.6	187.0	193.6
(193.31)	0.1100	0.500	0.747	0.970	1.168	1.343	1.498	1.637	1.763	1.878	1.984	2.082	2.174	2.261
15	133.86	138.0	142.0	146.4	151.2	156.3	161.7	167.4	173.3	179.4	185.7	192.2	198.9	205.8
(210.00)	0.1300	0.550	0.800	1.020	1.210	1.380	1.530	1.660	1.780	1.890	1.990	2.080	2.160	2.240
20	139.86	145.0	150.0	155.4	161.1	167.0	173.1	179.4	185.9	192.6	199.5	206.6	213.9	221.4
(227.00)	0.1500	0.600	0.850	1.080	1.280	1.450	1.600	1.730	1.850	1.960	2.060	2.150	2.230	2.310
25	145.86	152.0	158.0	164.2	170.7	177.4	184.3	191.4	198.7	206.2	213.9	221.8	229.9	238.2
(234.00)	0.1700	0.650	0.900	1.130	1.330	1.500	1.650	1.780	1.900	2.010	2.110	2.200	2.280	2.360
30	151.86	159.0	166.0	172.6	179.4	186.4	193.6	201.0	208.6	216.4	224.4	232.6	241.0	249.6
(241.00)	0.1900	0.700	0.950	1.180	1.380	1.550	1.700	1.830	1.950	2.060	2.160	2.250	2.330	2.410
35	157.86	166.0	174.0	181.0	188.2	195.6	203.2	211.0	219.0	227.2	235.6	244.2	253.0	262.0
(249.00)	0.2100	0.750	1.000	1.230	1.430	1.600	1.750	1.880	2.000	2.110	2.210	2.300	2.380	2.460
40	163.86	173.0	182.0	190.0	198.0	206.2	214.6	223.2	232.0	241.0	250.2	259.6	269.2	279.0
(257.00)	0.2300	0.800	1.050	1.280	1.480	1.650	1.800	1.930	2.050	2.160	2.260	2.350	2.430	2.510
45	169.86	180.0	190.0	198.0	206.0	214.2	222.6	231.2	240.0	249.0	258.2	267.6	277.2	287.0
(265.00)	0.2500	0.850	1.100	1.330	1.530	1.700	1.850	1.980	2.100	2.210	2.310	2.400	2.480	2.560
50	175.86	187.0	198.0	206.0	214.0	222.2	230.6	239.2	248.0	257.0	266.2	275.6	285.2	295.0
(273.00)	0.2700	0.900	1.150	1.380	1.580	1.750	1.900	2.030	2.150	2.260	2.360	2.450	2.530	2.610
55	181.86	194.0	206.0	214.0	222.0	230.2	238.6	247.2	256.0	265.0	274.2	283.6	293.2	303.0
(281.00)	0.2900	0.950	1.200	1.430	1.630	1.800	1.950	2.080	2.200	2.310	2.410	2.500	2.580	2.660
60	187.86	201.0	214.0	222.0	230.0	238.2	246.6	255.2	264.0	273.0	282.2	291.6	301.2	311.0
(289.00)	0.3100	1.000	1.250	1.480	1.680	1.850	2.000	2.130	2.250	2.360	2.460	2.550	2.630	2.710
65	193.86	208.0	222.0	230.0	238.0	246.2	254.6	263.2	272.0	281.0	290.2	299.6	309.2	319.0
(297.00)	0.3300	1.050	1.300	1.530	1.730	1.900	2.050	2.180	2.300	2.410	2.510	2.600	2.680	2.760
70	199.86	215.0	230.0	238.0	246.0	254.2	262.6	271.2	280.0	289.0	298.2	307.6	317.2	327.0
(305.00)	0.3500	1.100	1.350	1.580	1.780	1.950	2.100	2.230	2.350	2.460	2.560	2.650	2.730	2.810
75	205.86	222.0	238.0	246.0	254.0	262.2	270.6	279.2	288.0	297.0	306.2	315.6	325.2	335.0
(313.00)	0.3700	1.150	1.400	1.630	1.830	2.000	2.150	2.280	2.400	2.510	2.610	2.700	2.780	2.860
80	211.86	229.0	246.0	254.0	262.0	270.2	278.6	287.2	296.0	305.0	314.2	323.6	333.2	343.0
(321.00)	0.3900	1.200	1.450	1.680	1.880	2.050	2.200	2.330	2.450	2.560	2.660	2.750	2.830	2.910
85	217.86	236.0	254.0	262.0	270.0	278.2	286.6	295.2	304.0	313.0	322.2	331.6	341.2	351.0
(329.00)	0.4100	1.250	1.500	1.730	1.930	2.100	2.250	2.380	2.500	2.610	2.710	2.800	2.880	2.960
90	223.86	243.0	262.0	270.0	278.0	286.2	294.6	303.2	312.0	321.0	330.2	339.6	349.2	359.0
(337.00)	0.4300	1.300	1.550	1.780	1.980	2.150	2.300	2.430	2.550	2.660	2.760	2.850	2.930	3.010
95	229.86	250.0	270.0	278.0	286.0	294.2	302.6	311.2	320.0	329.0	338.2	347.6	357.2	367.0
(345.00)	0.4500	1.350	1.600	1.830	2.030	2.200	2.350	2.480	2.600	2.710	2.810	2.900	2.980	3.060
100	235.86	257.0	278.0	286.0	294.0	302.2	310.6	319.2	328.0	337.0	346.2	355.6	365.2	375.0
(353.00)	0.4700	1.400	1.650	1.880	2.080	2.250	2.400	2.530	2.650	2.760	2.860	2.950	3.030	3.110
105	241.86	264.0	286.0	294.0	302.0	310.2	318.6	327.2	336.0	345.0	354.2	363.6	373.2	383.0
(361.00)	0.4900	1.450	1.700	1.930	2.130	2.300	2.450	2.580	2.700	2.810	2.910	3.000	3.080	3.160
110	247.86	272.0	296.0	304.0	312.0	320.2	328.6	337.2	346.0	355.0	364.2	373.6	383.2	393.0
(369.00)	0.5100	1.500	1.750	1.980	2.180	2.350	2.500	2.630	2.750	2.860	2.960	3.050	3.130	3.210
115	253.86	280.0	306.0	314.0	322.0	330.2	338.6	347.2	356.0	365.0	374.2	383.6	393.2	403.0
(377.00)	0.5300	1.550	1.800	2.030	2.230	2.400	2.550	2.680	2.800	2.910	3.010	3.100	3.180	3.260
120	259.86	288.0	316.0	324.0	332.0	340.2	348.6	357.2	366.0	375.0	384.2	393.6	403.2	413.0
(385.00)	0.5500	1.600	1.850	2.080	2.280	2.450	2.600	2.730	2.850	2.960	3.060	3.150	3.230	3.310
125	265.86	296.0	326.0	334.0	342.0	350.2	358.6	367.2	376.0	385.0	394.2	403.6	413.2	423.0
(393.00)	0.5700	1.650	1.900	2.130	2.330	2.500	2.650	2.780	2.900	3.010	3.110	3.200	3.280	3.360
130	271.86	304.0	336.0	344.0	352.0	360.2	368.6	377.2	386.0	395.0	404.2	413.6	423.2	433.0
(401.00)	0.5900	1.700	1.950	2.180	2.380	2.550	2.700	2.830	2.950	3.060	3.160	3.250	3.330	3.410
135	277.86	312.0	346.0	354.0	362.0	370.2	378.6	387.2	396.0	405.0	414.2	423.6	433.2	443.0
(409.00)	0.6100	1.750	2.000	2.230	2.430	2.600	2.750	2.880	3.000	3.110	3.210	3.300	3.380	3.460
140	283.86	320.0	356.0	364.0	372.0	380.2	388.6	397.2	406.0	415.0	424.2	433.6	443.2	453.0
(417.00)	0.6300	1.800	2.050	2.280	2.480	2.650	2.800	2.930	3.050	3.160	3.260	3.350	3.430	3.510
145	289.86	328.0	366.0	374.0	382.0	390.2	398.6	407.2	416.0	425.0	434.2	443.6	453.2	463.0
(425.00)	0.6500	1.850	2.100	2.330	2.530	2.700	2.850	2.980	3.100	3.210	3.310	3.400	3.480	3.560
150	295.86	336.0	376.0	384.0	392.0	400.2	408.6	417.2	426.0	435.0	444.2	453.6	463.2	473.0
(433.00)	0.6700	1.900	2.150	2.380	2.580	2.750	2.900	3.030	3.150	3.260	3.360	3.450	3.530	3.610
155	301.86	344.0	386.0	394.0	402.0	410.2	418.6	427.2	436.0	445.0	454.2	463.6	473.2	483.0
(441.00)	0.6900	1.950	2.200	2.430	2.630	2.800	2.950	3.080	3.200	3.310	3.410	3.500	3.580	3.660
160	307.86	352.0	396.0	404.0	412.0	420.2	428.6	437.2	446.0	455.0	464.2	473.6	483.2	493.0
(449.00)	0.7100	2.000	2.250	2.480	2.680	2.850	3.000	3.130	3.250	3.360	3.460	3.550	3.630	3.710
165	313.86	360.0	406.0	414.0	422.0	430.2	438.6	447.2	456.0	465.0	474.2	483.6	493.2	503.0
(457.00)	0.7300	2.050	2.300	2.530	2.730	2.900	3.050	3.180	3.300	3.410	3.510	3.600	3.680	3.760
170	319.86	368.0	416.0	424.0	432.0	440.2	448.6	457.2	466.0	475.0	484.2	493.6	503.2	513.0
(465.00)	0.7500	2.100	2.350	2.580	2.780	2.950	3.100	3.230	3.350	3.460	3.560			

A-II PROPIEDADES TERMODINAMICAS DEL VAPOR DE AGUA VAPOR SATURADO SECO: TABLA DE PRESION*

Presión absoluta, lb/pt ²	Temperatura, F	Vol. específico		Entalpia				Entalpia				Presión absoluta, lb/pt ²
		Líquido, ft ³ /lb	Vapor saturado, ft ³ /lb	Líquido de saturación, Btu/lb	Evaporación, Btu/lb	Vapor saturado, Btu/lb	Líquido de saturación, Btu/lb	Evaporación, Btu/lb	Vapor saturado, Btu/lb	Líquido de saturación, Btu/lb	Vapor saturado, Btu/lb	
1.0	101.74	0.01614	333.0	89.70	1040.3	1100.0	1037.4	8154	4725	60.70	1044.2	1.0
2.0	112.03	0.01623	323.73	83.90	1022.2	1110.2	1070.0	7451	4523	65.94	1051.4	2.0
3.0	121.48	0.01632	316.71	102.27	1015.3	1122.6	1120.8	6833	4323	70.98	1058.7	3.0
4.0	130.97	0.01640	310.63	120.86	1008.6	1137.3	1174.4	6277	4127	75.84	1066.2	4.0
5.0	140.50	0.01648	305.28	139.13	1003.0	1153.1	1228.7	5764	3934	80.51	1073.9	5.0
6.0	150.06	0.01656	300.43	157.46	998.2	1170.0	1285.9	5280	3743	85.00	1081.8	6.0
7.0	159.65	0.01664	296.04	175.79	994.1	1187.9	1345.8	4823	3554	89.32	1089.9	7.0
8.0	169.26	0.01671	292.04	194.17	990.7	1206.8	1408.3	4391	3368	93.49	1098.2	8.0
9.0	178.89	0.01678	288.36	212.60	987.9	1226.7	1473.3	4000	3185	97.53	1106.7	9.0
10.0	188.54	0.01685	285.00	231.07	985.6	1247.6	1540.7	3646	3005	101.45	1115.4	10.0
15.0	213.00	0.01701	276.80	280.07	970.0	1350.0	1810.0	4446	2780	110.00	1127.0	15.0
20.0	232.00	0.01722	269.79	329.79	952.0	1450.0	2115.0	4416	2849	118.00	1137.0	20.0
30.0	272.00	0.01763	260.88	398.18	920.0	1650.0	2550.0	3923	3218	126.00	1146.0	30.0
40.0	302.00	0.01803	253.03	458.42	885.0	1850.0	3025.0	3208	3739	134.00	1154.0	40.0
50.0	328.00	0.01843	246.16	510.82	848.0	2050.0	3500.0	2813	4093	142.00	1162.0	50.0
60.0	352.00	0.01882	240.28	557.91	809.0	2250.0	3990.0	2603	4470	150.00	1170.0	60.0
70.0	374.00	0.01921	235.30	600.03	768.0	2450.0	4490.0	2407	4863	158.00	1178.0	70.0
80.0	394.00	0.01959	231.15	638.18	725.0	2650.0	5000.0	2224	5263	166.00	1186.0	80.0
90.0	412.00	0.01997	227.71	672.36	680.0	2850.0	5520.0	2052	5663	174.00	1194.0	90.0
100.0	428.00	0.02034	224.88	702.57	633.0	3050.0	6050.0	1891	6053	182.00	1202.0	100.0
110.0	442.00	0.02070	222.50	729.81	585.0	3250.0	6590.0	1740	6423	190.00	1210.0	110.0
120.0	454.00	0.02106	220.48	754.08	537.0	3450.0	7140.0	1600	6773	198.00	1218.0	120.0
130.0	465.00	0.02141	218.70	775.48	489.0	3650.0	7700.0	1471	7103	206.00	1226.0	130.0
140.0	475.00	0.02176	217.15	794.01	441.0	3850.0	8270.0	1352	7413	214.00	1234.0	140.0
150.0	484.00	0.02210	215.78	810.67	393.0	4050.0	8850.0	1243	7703	222.00	1242.0	150.0
160.0	492.00	0.02244	214.54	825.46	345.0	4250.0	9440.0	1144	7973	230.00	1250.0	160.0
170.0	500.00	0.02277	213.40	838.38	297.0	4450.0	10040.0	1055	8233	238.00	1258.0	170.0
180.0	507.00	0.02310	212.35	849.43	249.0	4650.0	10650.0	976	8483	246.00	1266.0	180.0
190.0	514.00	0.02343	211.38	858.61	201.0	4850.0	11270.0	907	8723	254.00	1274.0	190.0
200.0	520.00	0.02376	210.48	866.92	153.0	5050.0	11900.0	848	8953	262.00	1282.0	200.0
210.0	526.00	0.02409	209.64	874.46	105.0	5250.0	12540.0	799	9173	270.00	1290.0	210.0
220.0	531.00	0.02441	208.85	881.23	57.0	5450.0	13190.0	750	9383	278.00	1298.0	220.0
230.0	536.00	0.02473	208.11	887.23	9.0	5650.0	13850.0	711	9583	286.00	1306.0	230.0
240.0	540.00	0.02505	207.41	892.46	-39.0	5850.0	14520.0	672	9773	294.00	1314.0	240.0
250.0	544.00	0.02537	206.74	896.92	-87.0	6050.0	15200.0	633	9953	302.00	1322.0	250.0
260.0	548.00	0.02569	206.10	900.61	-135.0	6250.0	15890.0	594	10123	310.00	1330.0	260.0
270.0	551.00	0.02600	205.49	903.53	-183.0	6450.0	16590.0	555	10283	318.00	1338.0	270.0
280.0	554.00	0.02631	204.91	905.78	-231.0	6650.0	17300.0	516	10433	326.00	1346.0	280.0
290.0	557.00	0.02662	204.36	907.36	-279.0	6850.0	18020.0	477	10573	334.00	1354.0	290.0
300.0	560.00	0.02693	203.83	908.27	-327.0	7050.0	18760.0	438	10703	342.00	1362.0	300.0
310.0	562.00	0.02723	203.32	908.51	-375.0	7250.0	19520.0	399	10823	350.00	1370.0	310.0
320.0	564.00	0.02753	202.83	908.00	-423.0	7450.0	20290.0	360	10933	358.00	1378.0	320.0
330.0	566.00	0.02783	202.35	906.75	-471.0	7650.0	21080.0	321	11033	366.00	1386.0	330.0
340.0	568.00	0.02813	201.89	904.76	-519.0	7850.0	21890.0	282	11123	374.00	1394.0	340.0
350.0	570.00	0.02843	201.44	902.03	-567.0	8050.0	22720.0	243	11203	382.00	1402.0	350.0
360.0	572.00	0.02873	201.00	898.56	-615.0	8250.0	23570.0	204	11273	390.00	1410.0	360.0
370.0	574.00	0.02902	200.57	894.35	-663.0	8450.0	24440.0	165	11333	398.00	1418.0	370.0
380.0	576.00	0.02931	200.15	889.40	-711.0	8650.0	25330.0	126	11383	406.00	1426.0	380.0
390.0	578.00	0.02960	199.74	883.71	-759.0	8850.0	26240.0	87	11423	414.00	1434.0	390.0
400.0	580.00	0.02989	199.34	877.28	-807.0	9050.0	27170.0	48	11453	422.00	1442.0	400.0
410.0	582.00	0.03017	198.95	870.11	-855.0	9250.0	28120.0	9	11473	430.00	1450.0	410.0
420.0	584.00	0.03045	198.57	862.20	-903.0	9450.0	29090.0	-30	11483	438.00	1458.0	420.0
430.0	586.00	0.03073	198.20	853.55	-951.0	9650.0	30080.0	-79	11483	446.00	1466.0	430.0
440.0	588.00	0.03101	197.83	844.26	-1000.0	9850.0	31090.0	-128	11473	454.00	1474.0	440.0
450.0	590.00	0.03129	197.47	834.33	-1049.0	10050.0	32120.0	-177	11453	462.00	1482.0	450.0
460.0	592.00	0.03156	197.12	823.76	-1100.0	10250.0	33170.0	-226	11423	470.00	1490.0	460.0
470.0	594.00	0.03183	196.77	812.55	-1151.0	10450.0	34240.0	-275	11383	478.00	1498.0	470.0
480.0	596.00	0.03210	196.43	800.70	-1203.0	10650.0	35330.0	-324	11333	486.00	1506.0	480.0
490.0	598.00	0.03237	196.09	788.21	-1255.0	10850.0	36440.0	-373	11273	494.00	1514.0	490.0
500.0	600.00	0.03264	195.76	775.08	-1308.0	11050.0	37570.0	-422	11203	502.00	1522.0	500.0
510.0	602.00	0.03291	195.43	761.31	-1361.0	11250.0	38720.0	-471	11123	510.00	1530.0	510.0
520.0	604.00	0.03317	195.10	746.90	-1415.0	11450.0	39890.0	-520	11033	518.00	1538.0	520.0
530.0	606.00	0.03343	194.77	731.85	-1470.0	11650.0	41080.0	-569	10933	526.00	1546.0	530.0
540.0	608.00	0.03369	194.44	716.16	-1525.0	11850.0	42290.0	-618	10823	534.00	1554.0	540.0
550.0	610.00	0.03395	194.11	699.83	-1581.0	12050.0	43520.0	-667	10703	542.00	1562.0	550.0
560.0	612.00	0.03421	193.78	682.86	-1638.0	12250.0	44770.0	-716	10573	550.00	1570.0	560.0
570.0	614.00	0.03447	193.45	665.25	-1695.0	12450.0	46040.0	-765	10433	558.00	1578.0	570.0
580.0	616.00	0.03473	193.12	647.00	-1753.0	12650.0	47330.0	-814	10283	566.00	1586.0	580.0
590.0	618.00	0.03499	192.79	628.11	-1811.0	12850.0	48640.0	-863	10123	574.00	1594.0	590.0
600.0	620.00	0.03524	192.46	608.58	-1870.0	13050.0	49970.0	-912	9953	582.00	1602.0	600.0
610.0	622.00	0.03549	192.13	588.41	-1930.0	13250.0	51320.0	-961	9773	590.00	1610.0	610.0
620.0	624.00	0.03574	191.80	567.60	-1990.0	13450.0	52690.0	-1010	9583	598.00	1618.0	620.0
630.0	626.00	0.03599	191.47	546.15	-2050.0	13650.0	54080.0	-1059	9383	606.00	1626.0	630.0
640.0	628.00	0.03624	191.14	524.06	-2110.0	13850.0	55490.0	-1108	9173	614.00	1634.0	640.0
650.0	630.00	0.03649	190.81	501.33	-2170.0	14050.0	56920.0	-1157	8953	622.00	1642.0	650.0
660.0	632.00	0.03674	190.48	478.06	-2230.0	14250.0	58370.0	-1206	8723	630.00	1650.0	660.0
670.0	634.00	0.03699	190.15	454.25	-2290.0	14450.0	59840.0	-1255	8483	638.00	1658.0	670.0
680.0	636.00	0.03724	189.82	429.90	-2350.0	14650.0	61330.0	-1304	8233	646.00	1666.0	680.0
690.0	638.00	0.03749	189.49	405.01	-2410.0	14850.0	62840.0	-1353	7973	654.00	1674.0	690.0
700.0	640.00	0.03774	189.16	379.58	-2470.0	15050.0	64370.0	-1402	7703	662.00	1682.0	700.0
710.0	642.00	0.03799	188.83	353.71	-2530.0	15250.0	65920.0	-1451	7423	670.00	1690.0	710.0
720.0	644.00	0.03824	188.50	327.40	-2590.0	15450.0	67490.0	-1500	7133	678.00	1698.0	720.0
730.0	646.00	0.03849	188.17	300.65	-2650.0	15650.0	69080.0	-1549	6833	686.00	1706.0	730.0
740.0	648.00	0.03874	187.84	273.46	-2710.0	15850.0	70690.0	-1598	6523	694.00	1714.0	740.0

A-II PROPIEDADES TERMODINAMICAS DEL VAPOR DE AGUA
(Continúa)
VAPOR SATURADO SECO: TABLA DE TEMPERATURA*

Temperatura, °F	Presión absoluta, psi	Volumen específico			Entalpia			Entropia			Temperatura, °F
		Líquido saturado	Evaporación	Vapor saturado	Líquido saturado	Evaporación	Vapor saturado	Líquido saturado	Evaporación	Vapor saturado	
88	0.00431	0.01602	3.061	2917	0.00	101.4	107.5	0.0000	0.1772	1.8771	88
90	0.00955	0.01602	2.947	2917	3.02	107.4	107.5	0.0000	0.1769	1.8750	90
92	0.01370	0.01602	2.848	2411	6.03	107.3	107.5	0.0162	0.1765	1.8727	92
94	0.01735	0.01602	2.756	2024.4	13.08	107.4	107.5	0.0502	0.1762	1.8702	94
96	0.02092	0.01602	2.671	1704.2	19.03	107.5	107.5	0.0833	0.1759	1.8676	96
98	0.02457	0.01602	2.593	1440.7	24.04	107.5	107.5	0.1155	0.1757	1.8650	98
100	0.02821	0.01602	2.521	1207.7	28.04	107.5	107.5	0.1468	0.1755	1.8625	100
102	0.03185	0.01602	2.454	1000.4	32.04	107.5	107.5	0.1772	0.1753	1.8600	102
104	0.03548	0.01602	2.391	823.3	36.04	107.5	107.5	0.2067	0.1751	1.8575	104
106	0.03911	0.01602	2.332	673.0	40.04	107.5	107.5	0.2353	0.1749	1.8550	106
108	0.04274	0.01602	2.277	544.4	44.04	107.5	107.5	0.2630	0.1747	1.8525	108
110	0.04637	0.01602	2.225	432.7	48.04	107.5	107.5	0.2898	0.1745	1.8500	110
112	0.04999	0.01602	2.176	334.2	52.04	107.5	107.5	0.3157	0.1743	1.8475	112
114	0.05361	0.01602	2.129	254.1	56.04	107.5	107.5	0.3407	0.1741	1.8450	114
116	0.05723	0.01602	2.084	187.0	60.04	107.5	107.5	0.3648	0.1739	1.8425	116
118	0.06084	0.01602	2.041	138.7	64.04	107.5	107.5	0.3880	0.1737	1.8400	118
120	0.06445	0.01602	1.999	104.0	68.04	107.5	107.5	0.4103	0.1735	1.8375	120
122	0.06806	0.01602	1.959	78.0	72.04	107.5	107.5	0.4317	0.1733	1.8350	122
124	0.07167	0.01602	1.920	58.0	76.04	107.5	107.5	0.4522	0.1731	1.8325	124
126	0.07528	0.01602	1.882	42.0	80.04	107.5	107.5	0.4718	0.1729	1.8300	126
128	0.07889	0.01602	1.845	29.0	84.04	107.5	107.5	0.4905	0.1727	1.8275	128
130	0.08250	0.01602	1.809	19.0	88.04	107.5	107.5	0.5083	0.1725	1.8250	130
132	0.08611	0.01602	1.774	12.0	92.04	107.5	107.5	0.5252	0.1723	1.8225	132
134	0.08972	0.01602	1.740	7.0	96.04	107.5	107.5	0.5412	0.1721	1.8200	134
136	0.09333	0.01602	1.707	4.0	100.04	107.5	107.5	0.5563	0.1719	1.8175	136
138	0.09694	0.01602	1.675	2.0	104.04	107.5	107.5	0.5705	0.1717	1.8150	138
140	0.10055	0.01602	1.643	1.0	108.04	107.5	107.5	0.5838	0.1715	1.8125	140
142	0.10416	0.01602	1.612	0.5	112.04	107.5	107.5	0.5962	0.1713	1.8100	142
144	0.10777	0.01602	1.581	0.3	116.04	107.5	107.5	0.6077	0.1711	1.8075	144
146	0.11138	0.01602	1.551	0.2	120.04	107.5	107.5	0.6183	0.1709	1.8050	146
148	0.11499	0.01602	1.521	0.1	124.04	107.5	107.5	0.6280	0.1707	1.8025	148
150	0.11860	0.01602	1.491	0.1	128.04	107.5	107.5	0.6368	0.1705	1.8000	150
152	0.12221	0.01602	1.461	0.0	132.04	107.5	107.5	0.6447	0.1703	1.7975	152
154	0.12582	0.01602	1.431	0.0	136.04	107.5	107.5	0.6517	0.1701	1.7950	154
156	0.12943	0.01602	1.401	0.0	140.04	107.5	107.5	0.6578	0.1699	1.7925	156
158	0.13304	0.01602	1.371	0.0	144.04	107.5	107.5	0.6630	0.1697	1.7900	158
160	0.13665	0.01602	1.341	0.0	148.04	107.5	107.5	0.6673	0.1695	1.7875	160
162	0.14026	0.01602	1.311	0.0	152.04	107.5	107.5	0.6717	0.1693	1.7850	162
164	0.14387	0.01602	1.281	0.0	156.04	107.5	107.5	0.6752	0.1691	1.7825	164
166	0.14748	0.01602	1.251	0.0	160.04	107.5	107.5	0.6788	0.1689	1.7800	166
168	0.15109	0.01602	1.221	0.0	164.04	107.5	107.5	0.6823	0.1687	1.7775	168
170	0.15470	0.01602	1.191	0.0	168.04	107.5	107.5	0.6850	0.1685	1.7750	170
172	0.15831	0.01602	1.161	0.0	172.04	107.5	107.5	0.6877	0.1683	1.7725	172
174	0.16192	0.01602	1.131	0.0	176.04	107.5	107.5	0.6905	0.1681	1.7700	174
176	0.16553	0.01602	1.101	0.0	180.04	107.5	107.5	0.6932	0.1679	1.7675	176
178	0.16914	0.01602	1.071	0.0	184.04	107.5	107.5	0.6950	0.1677	1.7650	178
180	0.17275	0.01602	1.041	0.0	188.04	107.5	107.5	0.6968	0.1675	1.7625	180
182	0.17636	0.01602	1.011	0.0	192.04	107.5	107.5	0.6987	0.1673	1.7600	182
184	0.17997	0.01602	0.981	0.0	196.04	107.5	107.5	0.6997	0.1671	1.7575	184
186	0.18358	0.01602	0.951	0.0	200.04	107.5	107.5	0.7007	0.1669	1.7550	186
188	0.18719	0.01602	0.921	0.0	204.04	107.5	107.5	0.7017	0.1667	1.7525	188
190	0.19080	0.01602	0.891	0.0	208.04	107.5	107.5	0.7027	0.1665	1.7500	190
192	0.19441	0.01602	0.861	0.0	212.04	107.5	107.5	0.7037	0.1663	1.7475	192
194	0.19802	0.01602	0.831	0.0	216.04	107.5	107.5	0.7047	0.1661	1.7450	194
196	0.20163	0.01602	0.801	0.0	220.04	107.5	107.5	0.7057	0.1659	1.7425	196
198	0.20524	0.01602	0.771	0.0	224.04	107.5	107.5	0.7067	0.1657	1.7400	198
200	0.20885	0.01602	0.741	0.0	228.04	107.5	107.5	0.7077	0.1655	1.7375	200
202	0.21246	0.01602	0.711	0.0	232.04	107.5	107.5	0.7087	0.1653	1.7350	202
204	0.21607	0.01602	0.681	0.0	236.04	107.5	107.5	0.7097	0.1651	1.7325	204
206	0.21968	0.01602	0.651	0.0	240.04	107.5	107.5	0.7107	0.1649	1.7300	206
208	0.22329	0.01602	0.621	0.0	244.04	107.5	107.5	0.7117	0.1647	1.7275	208
210	0.22690	0.01602	0.591	0.0	248.04	107.5	107.5	0.7127	0.1645	1.7250	210
212	0.23051	0.01602	0.561	0.0	252.04	107.5	107.5	0.7137	0.1643	1.7225	212
214	0.23412	0.01602	0.531	0.0	256.04	107.5	107.5	0.7147	0.1641	1.7200	214
216	0.23773	0.01602	0.501	0.0	260.04	107.5	107.5	0.7157	0.1639	1.7175	216
218	0.24134	0.01602	0.471	0.0	264.04	107.5	107.5	0.7167	0.1637	1.7150	218
220	0.24495	0.01602	0.441	0.0	268.04	107.5	107.5	0.7177	0.1635	1.7125	220
222	0.24856	0.01602	0.411	0.0	272.04	107.5	107.5	0.7187	0.1633	1.7100	222
224	0.25217	0.01602	0.381	0.0	276.04	107.5	107.5	0.7197	0.1631	1.7075	224
226	0.25578	0.01602	0.351	0.0	280.04	107.5	107.5	0.7207	0.1629	1.7050	226
228	0.25939	0.01602	0.321	0.0	284.04	107.5	107.5	0.7217	0.1627	1.7025	228
230	0.26300	0.01602	0.291	0.0	288.04	107.5	107.5	0.7227	0.1625	1.7000	230
232	0.26661	0.01602	0.261	0.0	292.04	107.5	107.5	0.7237	0.1623	1.6975	232
234	0.27022	0.01602	0.231	0.0	296.04	107.5	107.5	0.7247	0.1621	1.6950	234
236	0.27383	0.01602	0.201	0.0	300.04	107.5	107.5	0.7257	0.1619	1.6925	236
238	0.27744	0.01602	0.171	0.0	304.04	107.5	107.5	0.7267	0.1617	1.6900	238
240	0.28105	0.01602	0.141	0.0	308.04	107.5	107.5	0.7277	0.1615	1.6875	240
242	0.28466	0.01602	0.111	0.0	312.04	107.5	107.5	0.7287	0.1613	1.6850	242
244	0.28827	0.01602	0.081	0.0	316.04	107.5	107.5	0.7297	0.1611	1.6825	244
246	0.29188	0.01602	0.051	0.0	320.04	107.5	107.5	0.7307	0.1609	1.6800	246
248	0.29549	0.01602	0.021	0.0	324.04	107.5	107.5	0.7317	0.1607	1.6775	248
250	0.29910	0.01602	0.000	0.0	328.04	107.5	107.5	0.7327	0.1605	1.6750	250

A-111 ECUACIONES SIMPLIFICADAS PARA CONVECCION LIBRE DE VARIAS SUPERFICIES AL AIRE A LA PRESION ATMOSFERICA, DE ACUERDO CON Mc ADAMS (4)

SUPERFICIE	LAMINAR		TURBULENTO	
	$10^4 < Gr$	$Pr < 10^9$	Gr	$Pr > 10^9$
PLANOS O CILINDROS VERTICALES	$h = 0.29 \left(\frac{\Delta T}{L}\right)^{1/6}$		$h = 0.19 (\Delta T)^{1/3}$	
CILINDROS HORIZONTALES	$h = 0.27 \left(\frac{\Delta T}{d}\right)^{1/6}$		$h = 0.18 (\Delta T)^{1/3}$	
PLACAS HORIZONTALES:				
PLACAS CALENTADAS ORIENTADAS HACIA ARRIBA O PLACAS ENFRIADAS MIRANDO HACIA ABAJO				
	$h = 0.27 \left(\frac{\Delta T}{L}\right)^{1/6}$		$h = 0.22 (\Delta T)^{1/3}$	
PLACAS CALENTADAS ORIENTADAS HACIA ABAJO O PLACAS ENFRIADAS ORIENTADAS HACIA ARRIBA				
	$h = 0.12 \left(\frac{\Delta T}{L}\right)^{1/6}$			

- h EN $Btu/hr-pie^2-^{\circ}F$
 $\Delta T = T_w - T_{\infty}$, $^{\circ}F$
 L = DIMENSION VERTICAL U HORIZONTAL, PIE
 d = DIAMETRO, PIE

A-IV PROPIEDADES DEL AIRE

T, K	ρ kg/m ³	c_p kJ/ kg · °C	μ kg/m · s × 10 ⁴	ν m ² /s × 10 ⁶	k W/ m · °C	α m ² /s × 10 ⁶	β
100	3.6010	1.0266	0.6924	1.323	0.009246	0.02501	0.770
150	2.3675	1.0099	1.0283	4.243	0.013735	0.05745	0.753
200	1.7684	1.0061	1.3289	7.490	0.01809	0.10165	0.739
250	1.4128	1.0053	1.488	9.49	0.02227	0.13161	0.729
300	1.1774	1.0057	1.581	16.84	0.02624	0.22160	0.720
350	0.9980	1.0090	2.075	20.76	0.03003	0.2983	0.697
400	0.8826	1.0140	2.286	25.90	0.03365	0.3760	0.680
450	0.7833	1.0207	2.484	31.71	0.03707	0.4222	0.667
500	0.7048	1.0295	2.671	37.90	0.04034	0.5564	0.660
550	0.6423	1.0392	2.848	44.34	0.04350	0.6532	0.660
600	0.5879	1.0511	3.018	51.34	0.04659	0.7512	0.660
650	0.5430	1.0635	3.177	58.51	0.04953	0.8578	0.662
700	0.5030	1.0752	3.332	66.25	0.05230	0.9672	0.664
750	0.4709	1.0856	3.481	73.91	0.05509	1.0774	0.664
800	0.4405	1.0978	3.625	82.29	0.05779	1.1951	0.666
850	0.4149	1.1095	3.765	90.75	0.06028	1.3097	0.669
900	0.3925	1.1212	3.899	99.3	0.06279	1.4271	0.669
950	0.3716	1.1321	4.023	108.2	0.06525	1.5510	0.669
1000	0.3524	1.1417	4.152	117.6	0.06752	1.6779	0.702
1100	0.3204	1.150	4.44	138.6	0.0732	1.969	0.704
1200	0.2947	1.179	4.69	159.1	0.0782	2.251	0.707
1300	0.2707	1.197	4.93	182.1	0.0837	2.563	0.705
1400	0.2515	1.214	5.17	205.5	0.0891	2.920	0.705
1500	0.2355	1.230	5.40	229.1	0.0946	3.262	0.705
1600	0.2211	1.248	5.63	254.5	0.100	3.609	0.705
1700	0.2082	1.267	5.85	280.5	0.105	3.971	0.705
1800	0.1970	1.287	6.07	308.1	0.111	4.379	0.704
1900	0.1858	1.309	6.29	338.5	0.117	4.811	0.704
2000	0.1762	1.338	6.50	369.0	0.124	5.260	0.702
2100	0.1682	1.372	6.72	399.6	0.131	5.715	0.700
2200	0.1602	1.419	6.93	432.6	0.139	6.120	0.707
2300	0.1538	1.482	7.14	468.0	0.149	6.540	0.710
2400	0.1458	1.574	7.35	504.0	0.161	7.010	0.718
2500	0.1394	1.688	7.57	543.5	0.175	7.441	0.730

A-VI CONDUCTIVIDAD TERMICA DE LOS METALES

Propiedades a 60°F

k, conductividad termica, Btu hr-pie²-F

Metales	lb. pie ³	litro lb.-F	litro hr-pie ² -F	pie ³ hr	-149°F -100°C	32°F 0°C	212°F 100°C	392°F 200°C	572°F 300°C	752°F 400°C	1112°F 600°C	1472°F 800°C	1832°F 1000°C	2192°F 1200°C
Aluminio														
Puro	166	0 216	116	3 663	121	117	116	114	112	110				
Al-Cu (duraluminio)														
91-9%														
Al-3-5% Cu, Traza de Mg	174	0 211	93	2 960	74	93	105	112						
Al-Mn (magnesio de aluminio y cobalto)														
de 3% Al, 12-3% Mn, 1%														
Cu	166	0 207	79	3 211	86	79	82	86	89					
Puro	719	0 021	79	4 921	21 2	20 3	19 3	18 3	17 3					
Hierro														
Puro	493	0 106	42	0 763	50	42	39	36	33	29	25	21	18	15
Hierro fundido 0.5% C	460	0 11	31	0 601		35	32	30	28	26	23	20	18	16
Acero (C 0.6%)														
1.5-1.1)														
Acero al carbono, 0.5% C	490	0 111	31	0 570		33	30	28	26	23	20	17	15	13
1.0% C	487	0 112	28	0 512		25	23	22	21	19	17	16	15	14
1.5% C	461	0 110	25	0 276		21	21	21	20	19	18	18	18	17
Acero al níquel,														
0% Ni	492	0 106	42	0 763										
20% Ni	499	0 11	41	0 204										
40% Ni	510	0 11	6	0 106										
60% Ni	529	0 11	20	0 216										
Invar														
28% Ni	306	0 11	8.2	0 106										
Acero al cromo,														
0% Cr	492	0 106	42	0 763	50	42	39	36	33	29	25	21	18	15
1% Cr	495	0 11	33	0 615		36	32	30	27	24	21	18	16	14
5% Cr	499	0 11	25	0 422		22	22	21	21	19	17	17	17	17
20% Cr	460	0 11	12	0 228		12	12	12	12	12	12	12	12	12
Cromiados:														
11% Cr														
10% Ni	491	0 11	11	0 304										
10% Cr, 0.5% Ni (V2A)	490	0 11	0.6	0 173		0.6	1.0	1.0	1.1	1.1	1.2	1.2	1.3	1.3
11% Cr														
10% Ni	491	0 11	7.4	0 14.0										
Acero al tungsteno,														
0% W	492	0 106	42	0 763										
1.5% W	495	0 107	36	0 120										
3% W	506	0 106	21	0 361										
10% W	519	0 102	26	0 217										
Cobre														
Puro	326	0 0918	223	6 223	223	222	219	216	213	210	206			
Aluminio														
91-9%														
Cu, 3% Al	341	0 068	49	0 623										
Aluminio, 75% Cu,														
25% Cu	341	0 067	15	0 222										
Lado puro, 85% Cu, 15% Zn														
0% Zn	341	0 067	35	0 699		24	41							
Lado, 70% Cu, 30% Zn														
0% Zn	342	0 067	04	1 227	31		74	83	83	83	83			
Plata aleada,														
85% Cu, 15% Ni, 2% Zn	330	0 064	14.6	0 24.0	11.1		18	23	26	28				
Conductores, 80% Cu, 20% Ni														
80% Ni	337	0 066	12.1	0 227	12		12.6	13						
Niquel														
Puro	106	0 212	99	3 562	106	99	97	94	91					
Niquel (electrolítico), 0-0%														
11.5-1% Zn	114	0 25	30	1 297		30	36	40	44	46	43	41	39	37
Niquel														
Puro (99.9%)	156	0 1063	22	0 663	60	54	48	43	37	31				
Niquel aleado, 90% Ni, 10% Cu														
0% Cu	151	0 106	10	0 172		0.0	10.0	12.1	12.0	11.2				
Puro, puro	151	0 0456	223	0 410	223	222	219	216	213	210	206			
Tungsteno														
Puro, puro	1200	0 0221	94	2 402		94	87	82	77	72	65	58		
Hierro, puro														
100% puro	493	0 0910	61.8	1 561	60	62	61	61	60	58				
Estado, puro														
100% puro	493	0 0911	37	1 065	62	60	58	56						

A II CONDUCTIVIDAD TERMICA DE LOS NO METALES

Sustancia	Temperatura, °F a, Btu/hr-pie²F	
Material aislante		
Asbesto		
Cartón de asbesto-cemento	68	0.43
Hojas de asbesto	124	0.094
Fielro de asbesto, 40 láminas/plg	100	0.031
	300	0.040
	500	0.048
Fielro de asbesto, 20 láminas/plg	100	0.043
	300	0.033
	500	0.085
Asbesto, corrugado, 4 pliegues/plg	100	0.03
	200	0.058
	300	0.069
Asbesto-cemento		1.2
Asbesto, de poca cohesión	-50	0.084
	32	0.089
	210	0.083
Lana de bálsamo, 2.2 lb/pie³	90	0.023
Cartón, corrugado		0.037
Celofán	90	0.028
Cartón de corcho, 10 lb/pie³	86	0.025
Corcho, granulado	90	0.028
Corcho, tierra	80	0.025
Tierra diatomácea (Silico-cal)	32	0.035
Fielro, galo	86	0.021
Fielro, lana	86	0.02
Cartón aislante de fibra	70	0.028
Lana de vidrio, 1.5 lb/pie³	75	0.022
Insulax, seco	90	0.037
		0.063
Kapak	68	0.028
Magnesita, 85%	100	0.039
	200	0.041
	300	0.043
	600	0.046
Lana de roca, 10 lb/pie³	90	0.023
Lana de roca, de poca cohesión	300	0.039
	500	0.050
Aserrín	78	0.034
Aerogel de sílice	80	0.016
Virutas de madera	75	0.034

A-V CONDUCTIVIDAD TERMICA DE LOS NO METALES

Sustancia	Temperatura, °F	k, Btu/hr-pie-°F
Materiales estructurales y resistentes al calor		
Asfalto	86-132	0.43-0.44
Ladrillo:		
Ladrillo de construcción, común	86	0.40
Ladrillo de construcción, aparente		0.76
Ladrillo carbonífero	1110	10.7
	2340	6.4
Ladrillo de cromita	362	1.34
	1022	1.43
	1642	1.18
Tierra diatomácea, de moldes y quemada	400	0.14
	1600	0.16
Ladrillo refractario (quemado a 2428°F)	632	0.40
	1472	0.62
	2012	0.63
Ladrillo refractario (quemado a 2642°F)	632	0.74
	1472	0.79
	2012	0.81
Ladrillo refractario (Missouri)	692	0.86
	1112	0.85
	2642	1.02
Magnetita	400	2.2
	1200	1.6
	2200	1.1
Cemento, portland		0.17
Yeso, mortero	78	0.67
Concreto, de sacos	78	0.44
Concreto, mezcla de piedra 1-2-4	66	0.79
Vidrio, ventana	66	0.43 (avg)
Vidrio, silicato de boro	86-167	0.63
Recubrimiento de yeso	70	0.26
Recubrimiento metálico	70	0.27
Recubrimiento de madera	70	0.16
Piedra		
Granito		1.0-2.3
Cal	210-670	0.75-0.77
Mármol		1.20-1.70
Granada	104	1.06
Madera (a través del grano)		
Balsa, 0.5 lb/pie ³	66	0.632
Ciprés	66	0.664
Alamo	75	0.662
Maple o roble	66	0.694
Pino amarillo	75	0.664
Pino blanco	66	0.664

A VI DIMENSIONES DE LA TUBERIA

Tamaño nominal del tubo, IPS plg	DE, plg	Cédula No.	DI, plg	Área de flujo por tubo, plg ²	Superficie por pie lineal, pies ² /pie		Peso por pie lineal, lb de acero
					Exterior	Interior	
¾	0.405	40*	0.269	0.055	0.106	0.070	0.25
		80†	0.215	0.036		0.056	0.32
¾	0.540	40*	0.364	0.104	0.141	0.095	0.43
		80†	0.302	0.072		0.079	0.54
¾	0.675	40*	0.493	0.192	0.177	0.129	0.57
		80†	0.423	0.141		0.111	0.74
¾	0.840	40*	0.622	0.304	0.220	0.163	0.85
		80†	0.546	0.235		0.143	1.09
¾	1.05	40*	0.824	0.534	0.275	0.216	1.13
		80†	0.742	0.432		0.194	1.48
1	1.32	40*	1.049	0.864	0.344	0.274	1.68
		80†	0.957	0.718		0.250	2.17
1¼	1.66	40*	1.380	1.50	0.435	0.362	2.28
		80†	1.278	1.28		0.335	3.00
1½	1.90	40*	1.610	2.04	0.498	0.422	2.72
		80†	1.500	1.76		0.393	3.64
2	2.38	40*	2.067	3.35	0.622	0.542	3.60
		80†	1.939	2.95		0.508	5.03
2½	2.88	40*	2.469	4.79	0.753	0.647	5.80
		80†	2.323	4.23		0.609	7.67
3	3.50	40*	3.068	7.38	0.917	0.804	7.58
		80†	2.900	6.61		0.760	10.3
4	4.50	40*	4.026	12.7	1.178	1.055	10.8
		80†	3.826	11.5		1.002	15.0
6	6.625	40*	6.065	28.9	1.734	1.590	19.0
		80†	5.761	26.1		1.510	25.6
8	8.625	40*	7.981	50.0	2.258	2.090	28.6
		80†	7.625	45.7		2.000	43.4
10	10.75	40*	10.02	78.8	2.814	2.62	40.5
		60	9.75	74.6		2.55	54.8
12	12.75	30	12.09	115	3.338	3.17	43.8
14	14.0	30	13.25	138	3.665	3.47	54.6
16	16.0	30	15.25	183	4.189	4.00	62.6
18	18.0	20‡	17.25	234	4.712	4.52	72.7
20	20.0	20	19.25	291	5.236	5.05	78.6
22	22.0	20‡	21.25	355	5.747	5.56	84.0
24	24.0	20	23.25	425	6.283	6.09	94.7

* Comúnmente conocido como estándar.

† Comúnmente conocido como extragrueso.

‡ Aproximadamente.

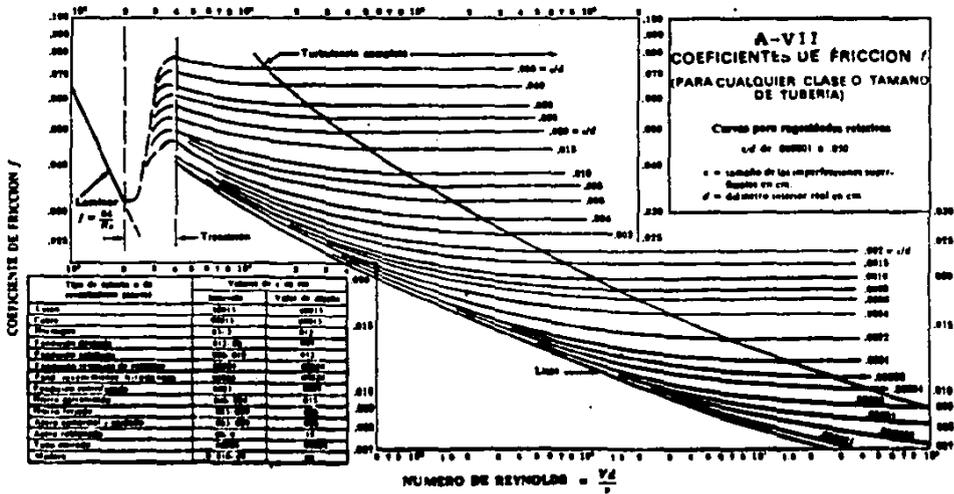
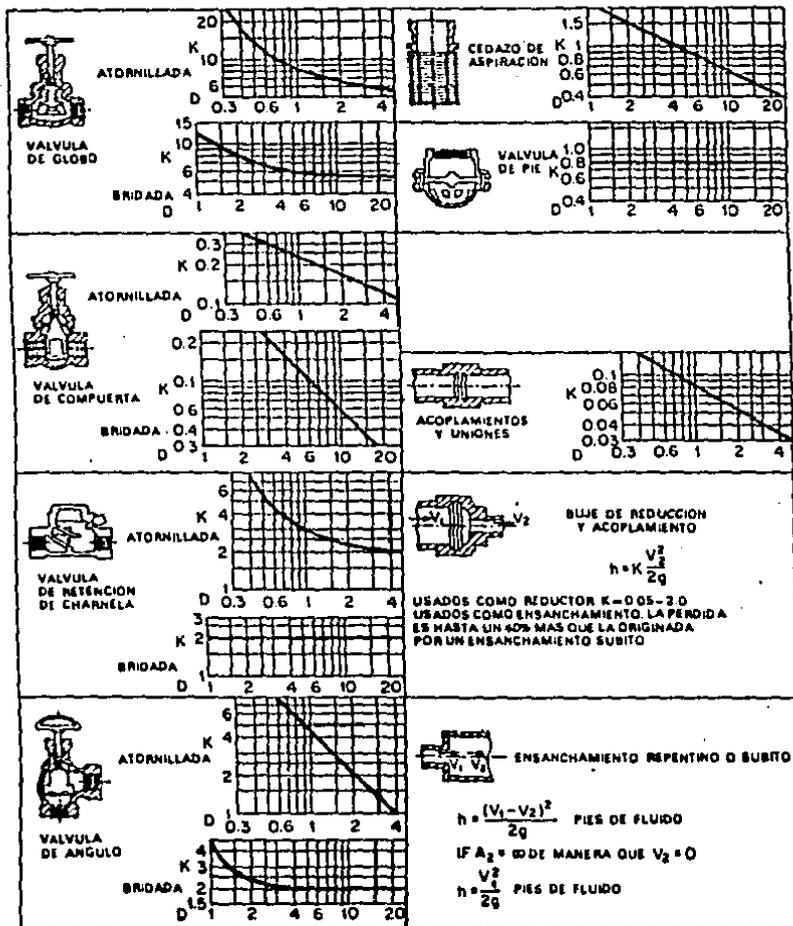


Tabla A-VIII Coeficiente de resistencia de accesorios



$$h = K \frac{V^2}{2g} \text{ PIES DE FLUIDO}$$

Tabla A-VIII Coeficiente de resistencia de accesorios

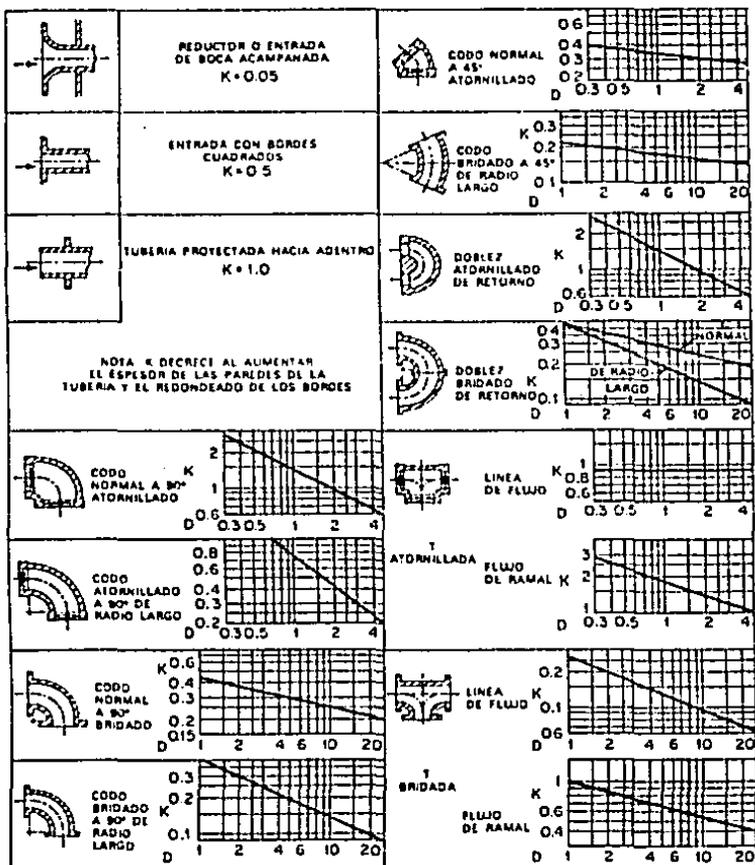


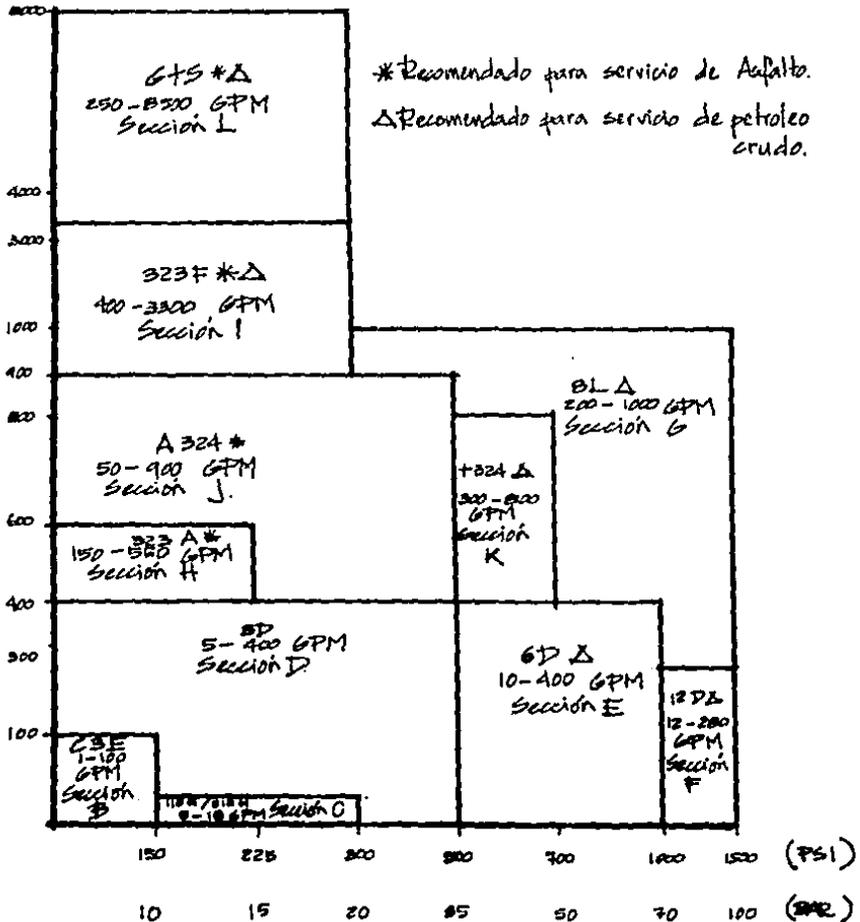
Tabla A-1X Coeficiente de Flujo en válvulas

DIAMETRO NOMINAL mm	TAMANO NOMINAL	CARRERA ANGULAR DEL DISCO									
		0°	10°	20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°
50.8	2	0.3	1.6	7.1	14.1	24.5	40	61	87	122	150
63.5	2 1/2	0.8	7.5	11.7	22.6	39.0	63	98	142	199	244
76.2	3	1.0	4.3	11.5	26.0	51.7	88	145	232	363	450
102	4	1.4	6.4	19.0	45.7	86	143	232	347	453	497
127	5	1.7	11.3	36.6	80	144	239	380	561	770	888
153	6	2.1	16.1	53.2	116	208	345	548	811	1145	1339
204	8	2.8	30.2	103	217	384	633	1000	1472	2070	2428
253	10	3.5	48.5	169	350	614	1008	1584	2328	3264	3947
308	12	4.2	71	231	516	898	1468	2304	3378	4738	5830
357	14	4.7	84	300	620	1083	1776	2791	4097	5720	6980
408	16	5.4	109	393	817	1429	2346	3689	5418	7676	9356
459	18	6.1	142	516	1059	1848	3026	4749	6966	9879	12176
510	20	6.7	177	642	1315	1946	3742	5866	8600	12040	15050
617	24	11.4	264	949	1935	3359	5485	8393	12356	17716	22145
763	30	14.4	388	1401	2928	5142	8453	13300	19522	27545	34486
918	36	17.2	582	2118	4303	7615	12470	19608	28724	40334	49622
1071	42	42.7	829	2992	6093	10576	17286	27090	39646	55470	66908
1224	48	49.1	1103	4000	8100	14018	22876	35733	52288	73272	89526

(Compañía de Electrónica Industrial Mexicana, S. de R. L.)

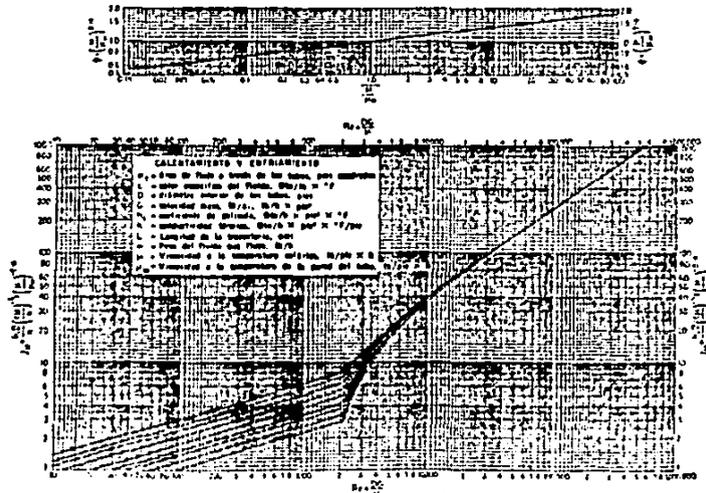
TABLA AXI GUÍA
GUÍA PARA LA SELECCIÓN DE BOMBAS DE PROCESO

(GPM)



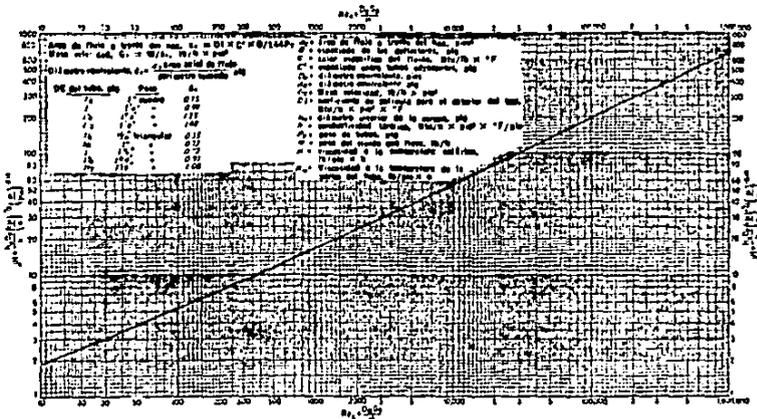
GRAFICA D-I CURVA DE TRANSFERENCIA DE CALOR

LADO TUBOS



ADAPTADA POR DE SIEDER Y TATE

GRAFICA B-II CURVA DE TRANSFERENCIA POR EL LADO DE LA CORAZA



**GRAFICA B-III
COSTOS ANUALES DE LA ENERGIA LIBERADA \$/WATTS**

- a) Aceite combustible
- b) HC Ligeros-comb
- c) Gas combustible
- d) Barriles de cendo

