

# **ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO**

## **CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**ESTUDIO, SELECCIÓN Y DISEÑO DE UN SISTEMA DE  
CALENTAMIENTO A SER USADO PARA LA DESHIDRATACIÓN  
DE CRUDO EN EL CAMPO PARAÍSO BIGUNO HUACHITO (PBH)  
DE LA EMPRESA ENAP – SIPEC, UBICADO EN LA CIUDAD DE  
EL COCA, PROVINCIA DE ORELLANA.**

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE  
INGENIERO MECÁNICO**

**FLAVIO RICARDO ACOSTA LOYOLA**

**ESTEBAN ISRAEL FLORES MARTINEZ**

**DIRECTOR: FERNANDO MONTENEGRO**

**CODIRECTOR: JUAN PABLO ALCOSER**

**Sangolquí, 2010 – 04**

## **CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO**

**El proyecto “ESTUDIO, SELECCIÓN Y DISEÑO DE UN SISTEMA DE CALENTAMIENTO A SER USADO PARA LA DESHIDRATACIÓN DE CRUDO EN EL CAMPO PARAÍSO BIGUNO HUACHITO (PBH) DE LA EMPRESA ENAP – SIPEC, UBICADO EN LA CIUDAD DE EL COCA, PROVINCIA DE ORELLANA. ” fue realizado en su totalidad por los señores Flavio Ricardo Acosta Loyola y Esteban Israel Flores Martínez, como requerimiento parcial para la obtención del título de ingeniero mecánico.**

---

**Ing. Fernando Montenegro**  
**DIRECTOR**

---

**Ing. Juan Pablo Alcoser**  
**CODIRECTOR**

**Sangolquí, 2010-04-07**

## **LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO**

**“ESTUDIO, SELECCIÓN Y DISEÑO DE UN SISTEMA DE CALENTAMIENTO A SER USADO PARA LA DESHIDRATACIÓN DE CRUDO EN EL CAMPO PARAÍSO BIGUNO HUACHITO (PBH) DE LA EMPRESA ENAP – SIPEC, UBICADO EN LA CIUDAD DEL COCA, PROVINCIA DE ORELLANA.”**

**ELABORADO POR:**

---

**FLAVIO RICARDO  
ACOSTA LOYOLA**

---

**ESTEBAN ISRAEL  
FLORES MARTINEZ**

**CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

---

**ING. EMILIO TUMIPAMBA  
DIRECTOR DE CARRERA**

**Sangolquí, 2010 - 04**

## DEDICATORIA

*A mi madre, mi padre y mi hermana; por su infinito amor y apoyo incondicional.*

*A Maitte, por su amor sincero y su entrega.*

*A mi país, por que todo esfuerzo es por verte grande Ecuador.*

*... y por supuesto; a ti Renecito, por siempre  
en nuestros corazones.*

*Ricardo Acosta*

Quiero dedicar este trabajo y una más de las metas conseguidas, a Dios por darme la vida y las fuerzas para culminar con esta etapa, porque todo es por él y para él. A mis padres Jaime y Lirio, por brindarme su apoyo incondicional y confianza y a mis hermanos Karina e Isaac por su amistad y compañía en el recorrido de la vida.

Israel Flores

## AGRADECIMIENTOS

*A Dios, sin Él, nada de esto sería posible.*

*A mi madre, por demostrarme que la grandeza se lleva en el corazón y en el alma.*

*A mi padre, por su ejemplo y sabios consejos.*

*A mi hermana, por llevar esa luz de vida que ilumina a todo el que la rodea.*

*A Maitte, por estar ahí siempre. Gracias mi amor.*

*A mi familia entera, por su constante motivación y respaldo.*

*A mis amigos, por todos los momentos compartidos y esos buenos recuerdos.*

*A nuestros directores de tesis, el Ingeniero Fernando Montenegro y el Ingeniero Juan Pablo Alcoser, por su ayuda, colaboración y guía.*

*A la empresa ENAP-SIPEC, por apoyar y creer en los profesionales jóvenes.*

*Al Ingeniero Carlos Lara y al Ingeniero Diego Cueva, por su colaboración y preocupación a lo largo de todo el proyecto.*

*A mi amigo y compañero de tesis, Esteban Flores, por su empeño, esfuerzo y entrega. Suerte en esta nueva etapa.*

*Y finalmente, a todas esas personas que de una u otra forma, ayudaron que este sueño se haga realidad, el sueño de ser Ingeniero Mecánico.*

*Gracias,  
Ricardo Acosta*

- *A Dios por sostenerme en su gracia cada día de mi vida.*
- *A mi padre Jaime, por su ejemplo de valor y esfuerzo, porque en los momentos difíciles su amistad y apoyo me levantó.*
- *A mi madre, Lirio, por su tenacidad y ternura, su apoyo incondicional, por compartir sus enseñanzas y prestarme su hombro en los días oscuros.*
- *A mi hermana, Karina por su amistad, sus consejos sabios, por creer siempre en mi y apoyarme.*
- *A mi hermano Isaac, por estar a mi lado y ser mi compañero de lucha, por compartir mis sueños, su tiempo y su amistad sincera.*
- *A mi amigo y cuñado Andreas por su apoyo, preocupación y confianza.*
- *A mi amigo Ricardo por compartir juntos esta etapa de la vida desde que ingresamos a la Universidad.*
- *Al Ingeniero Juan Pablo Alcoser y al Ingeniero Fernando Montenegro; por su respaldo y guía.*
- *A ENAP-SIPEC por la oportunidad de trabajar en el proyecto, al Ing. Carlos Lara por su ayuda y al Ing. Diego Cueva por su apoyo y tiempo.*
- *A mis amigos y amigas con los que hemos compartido buenos tiempos juntos*
- *A todos los que no he nombrado pero que a su tiempo han sabido brindarme su apoyo durante mis estudios universitarios*

*Israel Flores*

# ÍNDICE DE CONTENIDOS

<b>CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO</b> .....	<b>ii</b>
<b>LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO</b> .....	<b>iii</b>
<b>DEDICATORIA</b> .....	<b>iv</b>
<b>AGRADECIMIENTO</b> .....	<b>v</b>
<b>INDICE DE CONTENIDOS</b> .....	<b>vii</b>
<b>TABLAS</b> .....	<b>11</b>
<b>FIGURAS</b> .....	<b>13</b>
<b>NOMENCLATURA</b> .....	<b>15</b>
<b>ANEXOS</b> .....	<b>20</b>
RESUMEN.....	23
<b>CAPÍTULO 1</b> .....	<b>27</b>
<b>GENERALIDADES</b> .....	<b>27</b>
1.1. ANTECEDENTES.....	27
1.2. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA.....	28
1.3. OBJETIVOS.....	28
1.3.1. OBJETIVO GENERAL.....	28
1.3.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	29
1.4. JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA.....	30
1.5. ALCANCE DEL PROYECTO.....	31
<b>CAPÍTULO 2</b> .....	<b>33</b>
<b>MARCO DE REFERENCIA</b> .....	<b>33</b>
2.1. PRODUCCIÓN DE PETRÓLEO.....	33
2.1.1. PROCESO DE EXTRACCIÓN DE PETRÓLEO.....	33
2.1.2. TRATAMIENTO DE CRUDO PREVIO A TRANSPORTE.....	36
2.2. ESPECIFICACIONES DEL CRUDO.....	37
2.2.1. GRAVEDAD API.....	38
2.2.2. VISCOSIDAD.....	38
2.2.3. ELEMENTOS CONTENIDOS EN EL CRUDO.....	39
2.2.4. NORMAS.....	40
2.3. DESHIDRATACIÓN DE PETRÓLEO.....	41
2.3.1. EMULSIÓN.....	42
2.3.2. DESEMULSIONANTES.....	43

2.3.3.	<i>EFFECTOS DE LA TEMPERATURA</i> .....	44
2.3.4.	<i>AGUA LIBRE</i> .....	45
2.3.5.	<i>AGUA DE FORMACIÓN</i> .....	45
2.3.6.	<i>PROPIEDADES DE LA EMULSIÓN</i> .....	46
2.3.7.	<i>PROCESOS PARA TRATAMIENTO DE DESHIDRATACIÓN</i> .....	48
<b>CAPÍTULO 3</b>	.....	<b>53</b>
<b>ANÁLISIS DE SITUACIÓN ACTUAL</b>	.....	<b>53</b>
3.1.	ESTUDIO DEL PROCESO ACTUAL EN EL CAMPO PARAÍSO BIGUNO HUACHITO (PBH).....	53
3.1.1.	<i>LEVANTAMIENTO DEL DIAGRAMA DE TUBERÍAS E INSTRUMENTACIÓN DEL PROCESO DE PRODUCCIÓN</i> .....	53
3.1.2.	<i>ANÁLISIS DE DIAGRAMA DE TUBERÍAS E INSTRUMENTACIÓN DEL PROCESO DE PRODUCCIÓN (DTI)</i> .....	54
3.1.3.	<i>LÍMITES DEL PROCESO DE DESHIDRATACIÓN</i> .....	55
3.1.4.	<i>PROPIEDADES FÍSICO-QUÍMICAS DE LOS FLUIDOS</i> .....	56
3.1.5.	<i>CARACTERÍSTICAS DEL CRUDO PRODUCIDO</i> .....	60
3.1.6.	<i>REQUERIMIENTOS DEL SISTEMA</i> .....	62
3.1.7.	<i>CONDICIONES AMBIENTALES</i> .....	68
<b>CAPÍTULO 4</b>	.....	<b>73</b>
<b>ANÁLISIS DE PROCESO Y SOLUCIÓN CONCEPTUAL</b>	.....	<b>73</b>
4.1.	BALANCE MÁSSICO .....	73
4.2.	BALANCE ENERGÉTICO .....	75
4.3.	REQUERIMIENTOS PARA LA DESHIDRATACIÓN .....	77
4.3.1.	<i>TEMPERATURA REQUERIDA</i> .....	77
4.3.2.	<i>CALOR REQUERIDO POR EL PETROLEO</i> .....	78
<b>CAPÍTULO 5</b>	.....	<b>83</b>
<b>ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS</b>	.....	<b>83</b>
5.1.	DETERMINACIÓN Y ESTUDIO DE ALTERNATIVAS DE CALENTAMIENTO. ....	83
5.1.1.	<i>MATRIZ DE SELECCIÓN DE MÉTODO DE CALENTAMIENTO</i> .....	85
5.1.2.	<i>INTERCAMBIADORES DE CALOR</i> .....	87
5.1.3.	<i>CALENTADORES DE FUEGO DIRECTO (FIRED HEATERS)</i> .....	90
5.1.4.	<i>CALENTADORES DE FUEGO INDIRECTO</i> .....	97
5.2.	CRITERIOS DE EVALUACIÓN.....	102



5.3.	MATRIZ DE SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS .....	105
5.4.	SELECCIÓN DE ALTERNATIVA .....	106
<b>CAPÍTULO 6.....</b>		<b>107</b>
<b>DISEÑO DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO .....</b>		<b>107</b>
6.1.	DISEÑO TÉRMICO .....	107
6.1.1.	<i>TRANSFERENCIA DE CALOR.....</i>	<i>108</i>
6.1.2.	<i>ESQUEMA DEL INTERCAMBIADOR .....</i>	<i>111</i>
6.1.3.	<i>PARÁMETROS DE DISEÑO .....</i>	<i>112</i>
6.1.4.	<i>ANÁLISIS DE RADIACIÓN .....</i>	<i>118</i>
6.1.5.	<i>DISEÑO TÉRMICO DEL INTERCAMBIADOR REAL.....</i>	<i>121</i>
6.1.6.	<i>PARÁMETROS GENERALES PARA LA SOLUCIÓN IDEAL.....</i>	<i>141</i>
6.2.	DISEÑO MECÁNICO .....	143
6.2.1.	<i>DISEÑO DEL RECIPIENTE DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO.....</i>	<i>143</i>
6.2.2.	<i>DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE CIRCULACIÓN DEL FLUIDO DE TRABAJO .....</i>	<i>164</i>
6.3.	DISEÑO ESTRUCTURAL.....	174
6.3.1.	<i>SILLA SOPORTE DEL RECIPIENTE.....</i>	<i>175</i>
6.3.2.	<i>ELEMENTOS DE IZAJE (LIFTING LUGS).....</i>	<i>176</i>
6.4.	SISTEMA DE CONTROL E INSTRUMENTACIÓN.....	177
6.4.1.	<i>ANÁLISIS DE PUNTOS DE CONTROL .....</i>	<i>177</i>
6.4.2.	<i>DETERMINACIÓN DE ESPECIFICACIONES .....</i>	<i>179</i>
6.4.2.1.	<i>SELECCIÓN DEL QUEMADOR.....</i>	<i>181</i>
<b>CAPÍTULO 7.....</b>		<b>185</b>
<b>PLANOS DE DETALLE.....</b>		<b>185</b>
7.1.	ELABORACIÓN DE PLANOS .....	185
7.1.1.	<i>CODIFICACIÓN.....</i>	<i>185</i>
7.1.2.	<i>DTI DEL PROCESO NUEVO.....</i>	<i>186</i>
7.1.3.	<i>PLANOS MECÁNICOS.....</i>	<i>186</i>
<b>CAPÍTULO 8.....</b>		<b>197</b>
<b>ANÁLISIS ECONÓMICO Y FINANCIERO.....</b>		<b>197</b>
8.1.	COSTO TOTAL DEL SISTEMA.....	197
8.1.1.	<i>COSTOS DIRECTOS .....</i>	<i>197</i>
8.1.2.	<i>COSTOS INDIRECTOS.....</i>	<i>202</i>
8.1.3.	<i>COSTO TOTAL.....</i>	<i>203</i>

8.2.	ANÁLISIS ECONÓMICO FINAL.....	204
8.2.1.	VALOR ACTUAL NETO (V.A.N) .....	204
8.2.2.	TASA INTERNA DE RETORNO (T.I.R) .....	205
<b>CAPÍTULO 9</b>	.....	<b>207</b>
<b>CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES</b>	.....	<b>207</b>
9.1.	CONCLUSIONES .....	207
9.2.	RECOMENDACIONES .....	211
<b>REFERENCIAS</b>	.....	<b>371</b>
	BIBLIOGRÁFICAS.....	371
	PUBLICACIONES NO PERIÓDICAS.....	373
	DIRECCIONES INTERNET .....	373

## TABLAS

Tabla 3.1	Resumen Cromatografía de Gas.....	57
Tabla 3.2	Ejemplo reporte diario de consumo y generación de gas .....	57
Tabla 3.3	Tendencia del agua según el Índice de Saturación .....	59
Tabla 3.4	Perfil de temperaturas del Tanque de Lavado .....	65
Tabla 3.5	Perfil de temperaturas del Tanque de Lavado en día de lluvia .....	66
Tabla 3.6.	Variables para el diseño del sistema de calentamiento. ....	68
Tabla 3.7	Condiciones Climáticas Críticas .....	70
Tabla 4.1	Caudales máxicos en volumen de control .....	74
Tabla 4.2	Datos de fluidos involucrados.....	76
Tabla 5.1	Cuadro Comparativo Método Directo y Método Indirecto .....	85
Tabla 5.2	Matriz de selección de alternativas.....	105
Tabla 6.1.	Resultados para la solución ideal.....	142
Tabla 6.2.	Tipo de Exposición al Viento .....	148
Tabla 6.3.	Carga del Viento. Coeficiente G .....	149
Tabla 6.4	Características de las Cabezas Toriesféricas.....	153
Tabla 6.5	Características del Cilindro del Recipiente .....	154
Tabla 6.6	Características de Boquillas de Entrada y Salida de Agua y Desagüe ....	155
Tabla 6.7	Especificaciones comunes en Boquillas de Revisión.....	156
Tabla 6.8	Características Boquillas de Revisión Superior 1 y 2.....	157
Tabla 6.9	Características Boquillas de Revisión Lateral 1 y 2 .....	158
Tabla 6.10	Características Boquilla de Revisión Mayor .....	159
Tabla 6.11	Datos de tubería sistema de recirculación.....	165
Tabla 6.12	Calculo Pérdida por accesorios.....	171
Tabla 6.13	Datos bomba del sistema.....	174
Tabla 6.14	Características Sillas de Asentamiento .....	175
Tabla 6.15	Características Orejas de Izaje .....	176
Tabla 6.16	Especificaciones Manómetro.....	179
Tabla 6.17	Especificaciones Termómetro .....	180
Tabla 6.18	Especificaciones Visor de Nivel.....	180
Tabla 6.19	Especificaciones Válvula de Alivio.....	181
Tabla 6.20	Especificación Materiales de Válvula de Alivio .....	181
Tabla 6.21	Especificaciones Quemadores .....	183
Tabla 7.1	Especificaciones de materiales .....	193

Tabla 8.1	Costos recipiente a presión .....	198
Tabla 8.2	Costos tubos de fuego y chimeneas.....	199
Tabla 8.3	Costos sistema de recirculación de agua .....	200
Tabla 8.4	Costos equipos e instrumentación.....	201
Tabla 8.5	Costos mano de obra directa .....	201
Tabla 8.6	Total costos directos .....	201
Tabla 8.7	Costos misceláneos .....	202
Tabla 8.8	Costos materia prima indirecta .....	202
Tabla 8.9	Total costos indirectos.....	203
Tabla 8.10	Costo total del sistema de calentamiento .....	203
Tabla 8.11	Cálculo del VAN .....	205

## FIGURAS

Figura 1.1	Sistema actual de calentamiento (fuera de servicio) .....	31
Figura 2.1	Esquema Sistema de Bombeo Hidráulico .....	35
Figura 2.2	Esquema Principio de funcionamiento Bomba Jet.....	35
Figura 2.3	Microfotografía de una emulsión agua en petróleo crudo. ....	43
Figura 3.1	Recolección de la muestra .....	61
Figura 3.2	Muestra de crudo en probeta .....	61
Figura 3.3	Introducción del hidrómetro en muestra .....	61
Figura 3.4	Medición de temperatura y gravedad API.....	62
Figura 3.5	Perfil de temperaturas Tanque de Lavado.....	66
Figura 3.6	Pérdida de Volumen por evaporación .....	67
Figura 4.1.	Esquema de flujo de fluidos en Tanque de Lavado .....	73
Figura 4.2.	Balace de energía en Tanque de Lavado.....	75
Figura 4.3.	Temperatura de deshidratación de crudo .....	78
Figura 5.1	Intercambiador de calor de espejo fijo.....	88
Figura 5.2	Intercambiador de calor de tubo en U .....	88
Figura 5.3	Intercambiador de anillo de cierre hidráulico .....	89
Figura 5.4	Intercambiador de cabezal flotante con empaque exterior .....	89
Figura 5.5	Intercambiador de cabezal flotante interno.....	90
Figura 5.6	Intercambiador de cabezal flotante removible .....	90
Figura 5.7	Esquemas A, B y C .....	92
Figura 5.8	Esquemas D, E y F .....	92
Figura 5.9	Esquemas G, H e I.....	93
Figura 5.10	Esquemas J, K y L .....	93
Figura 5.11	Partes de Calentador a Fuego Directo .....	94
Figura 5.12	Calentador por convección.....	99
Figura 5.13	Calentador de baño de agua .....	99
Figura 5.14	Calentador de baño de vapor .....	100
Figura 5.15	Calentador de baño salino .....	101
Figura 5.16	Calentador regenerador de aminas .....	101
Figura 6.1	Esquema del intercambiador y los tubos de fuego .....	112
Figura 6.2	Recipiente simulado en Compress .....	151
Figura 6.3	Interior del Recipiente simulado en Compress .....	152
Figura 6.4	Diagrama de Boquillas de Entrada y Salida de Agua y de Desagüe...	155
Figura 6.5	Diagrama Boquillas de Revisión Superior 1 .....	157

Figura 6.6	Diagrama Boquillas de Revisión Lateral 1 y 2 .....	158
Figura 6.7	Diagrama Boquilla de Revisión Mayor .....	159
Figura 6.8	Diagrama Brida Obround.....	161
Figura 6.9	Diagrama de Moody .....	167
Figura 6.10	Diagrama Orejas de Izaje.....	177

# NOMENCLATURA

<b>PBH</b>	Paraíso Biguno Huachito
<b>MDC</b>	Mauro Dávalos Cordero
<b>DTI</b>	Diagrama de tuberías e instrumentos (Pipe and Instruments Diagram)
<b>BSW</b>	Sedimentos básicos y agua (Basic Sediment and Water)
<b>API</b>	American Petroleum Institute
<b>ASME</b>	American Society of Mechanical Engineers
<b>ASTM</b>	American Society for Testing and Materials
<b>TEMA</b>	Tubular Exchanger Manufacturers Association
<b>BPPD</b>	Barriles de Producción Por Día
<b>BFPD</b>	Barriles de Fluido Por Día
<b>BAPD</b>	Barriles de Agua Por Día
<b>Tamb:</b>	Temperatura ambiente
<b>Tfi:</b>	Temperatura de ingreso del fluido (crudo + agua)
<b>Tco:</b>	Temperatura de salida del crudo
<b>Two:</b>	Temperatura de salida del agua
<b>δw:</b>	Densidad del agua
<b>mow:</b>	Barriles de agua producida por día
<b>CPw:</b>	Calor específico del agua
<b>CPo:</b>	Calor específico del crudo
<b>δc:</b>	Densidad del crudo
<b>moo:</b>	Barriles de crudo que salen del Tanque de Lavado por día
<b>mif:</b>	Caudal de fluido que ingresa al Tanque de Lavado
<b>CPt:</b>	Calor específico total de la mezcla
<b>Xagua:</b>	Fracción de agua presente en el fluido
<b>Xcrudo:</b>	Fracción de crudo presente en el fluido
<b>δt:</b>	Densidad total del fluido
<b>mw:</b>	Masa de agua
<b>Qw:</b>	Calor perdido por el agua
<b>mo:</b>	Masa de crudo
<b>Qo:</b>	Calor perdido por el crudo
<b>Qp</b>	Calor perdido total en el tanque de lavado
<b>Qpn:</b>	Calor nuevo perdido en el tanque de lavado
<b>Tfinal:</b>	Temperatura final a la que se quiere que llegue el agua crudo

<b>Qnecesario:</b>	Calor necesario para calentar el fluido a temperatura de deshidratación
<b>Qnefic:</b>	Calor necesario para calentar el crudo en 1 día tomando en cuenta la eficiencia en la transferencia de calor
<b>hc</b>	Altura del colchón de agua en el Tanque de Lavado
<b>Dwt</b>	Diámetro del tanque de lavado
<b>Vc</b>	Volumen del colchón de agua en el tanque de lavado
<b>mwc</b>	Masa de agua del colchón del Tanque de Lavado
<b>Q</b>	Calor transferido
<b>m</b>	Casa del fluido
<b>cp</b>	Calor específico del fluido
<b><math>\Delta T</math></b>	Diferencial de temperatura entre la temperatura al iniciar la transferencia de calor y la temperatura al final de la misma.
<b>Tfw</b>	Temperatura final del agua al salir del calentador
<b>tc</b>	Tiempo de recirculación del agua en el sistema
<b>Qg</b>	Calor que puede entregar el gas producido en el campo
<b>PCgas</b>	Poder calórico del gas de producción
<b>Pg</b>	Caudal de producción de gas en el campo
<b>magua</b>	Caudal másico de agua a recircular en el intercambiador
<b>maguaBBL</b>	Caudal de agua en barriles por día
<b>nf</b>	Eficiencia de intercambio de calor
<b>mm</b>	Caudal másico de la mezcla en el tanque de lavado
<b>U</b>	Coefficiente global de transferencia de calor
<b>ho</b>	Coefficiente de convección externa
<b>ro</b>	Factor de impureza externo
<b>rw</b>	Resistencia térmica por conducción
<b>ri</b>	Factor de impureza interno
<b>Ao</b>	Área externa del tubo de fuego
<b>Ai</b>	Área interna del tubo de fuego
<b>hi</b>	Coefficiente de convección interna
<b>hra</b>	Coefficiente de radiación
<b>Tig</b>	Temperatura de llama en tubo de fuego
<b>Di</b>	Diámetro interno del recipiente del intercambiador
<b>do</b>	Diámetro externo del tubo de fuego
<b>ho</b>	Coefficiente de convección externa
<b>Nuo</b>	Número de Nussell externo
<b>Ko</b>	Conductividad térmica del agua



<b>Dho</b>	Diámetro húmedo externo
<b>A</b>	Área de la sección transversal
<b>PM</b>	Perímetro Mojado
<b>f</b>	Factor de fricción para rugosidad del acero
<b>Re</b>	Número de Reynolds externo
<b>Pr</b>	Número de Prandtl externo
<b>Reynolds</b>	Número de Reynolds Genérico
<b>Ve</b>	Velocidad del fluido
<b>Dh</b>	Diámetro hidráulico
<b>v</b>	Viscosidad cinemática
<b>uw</b>	Viscosidad dinámica del agua
<b>Tpromw</b>	Temperatura promedio del agua en el intercambiador
<b>Tow</b>	Temperatura del agua a la salida del intercambiador
<b>Tiw</b>	Temperatura del agua a la entrada del intercambiador
<b>hi</b>	Coefficiente de convección interna
<b>Nui</b>	Número de Nussell interno
<b>Ki</b>	Conductividad térmica de los gases de combustión
<b>fi</b>	Factor de fricción interno para rugosidad del acero
<b>Rei</b>	Número de Reynolds interno
<b>Pri</b>	Número de Prandtl interno
<b>Tog</b>	Temperatura de salida de los gases de combustión
<b>mgases</b>	Masa de los gases de combustión
<b>ug</b>	Viscosidad dinámica de los gases de combustión
<b>AC</b>	Relación aire-combustible
<b>maire</b>	Masa de aire
<b>mcombustible</b>	Masa de combustible
<b>N<sub>aire</sub></b>	Número de moles del aire
<b>M<sub>aire</sub></b>	Masa molar del aire
<b>N<sub>comb</sub></b>	Número de moles del combustible
<b>M<sub>comb</sub></b>	Masa molar del combustible
<b>N<sub>H2</sub></b>	Número de moles del hidrógeno
<b>M<sub>H2</sub></b>	Masa molar del hidrógeno
<b>P</b>	Presión del gas
<b>V</b>	Volumen del gas
<b>n</b>	Número de moles del gas
<b>R</b>	Constante universal de los gases
<b>T</b>	Temperatura del gas

<b>ng</b>	Número de moles del gas combustible
<b>mcomb</b>	Masa del combustible
<b>Pm</b>	Peso molecular del gas combustible
<b>Talr</b>	Temperatura de los alrededores
<b>vagua</b>	Velocidad del agua en el intercambiador
<b>k</b>	Conductividad térmica del acero seleccionado (AISI 310)
<b>DMLT</b>	Diferencia media logarítmica
<b>Ric</b>	Factor para DMLT
<b>Pic</b>	Factor de eficiencia de la temperatura del intercambiador
<b>FC</b>	Factor de corrección para el DMLT
<b>fd</b>	Factor de fricción en tuberías
<b>Vw</b>	Velocidad del agua en la tubería
<b>g</b>	Gravedad
<b>HLd</b>	Altura de presión perdida en la longitud Ld
<b>Re</b>	Número de Reynolds
<b>Resucción</b>	Número de Reynolds a la succión
<b>Vwsucción</b>	Velocidad del agua en la tubería a la succión
<b>Dhsucción</b>	Diámetro hidráulico de la tubería de succión
<b>fs</b>	Factor de fricción en la tubería de succión
<b>Vwdescarga</b>	Velocidad del agua en la tubería a la descarga
<b>Dhdescarga</b>	Diámetro hidráulico de la tubería de descarga
<b>fd</b>	Factor de fricción en la tubería de descarga
<b>Dhpresion</b>	Diámetro hidráulico para cálculo de caída de presión
<b>fr</b>	Factor de fricción en la coraza
<b>vagua</b>	Velocidad del agua en la coraza
<b>Lc</b>	Longitud de la coraza
<b>HLc</b>	Altura de presión perdida a través de la coraza
<b>K</b>	Coeficiente de resistencia
<b>v</b>	Velocidad del fluido
<b>Le</b>	Longitud equivalente
<b>D</b>	Diámetro interno real del conducto
<b>ft</b>	Factor de fricción en el conducto
<b>h<sub>L</sub>Total</b>	Pérdidas totales en accesorios y tuberías (m)
<b>v1</b>	Velocidad de flujo en tuberías (m)
<b>HLtotal</b>	Pérdidas totales en accesorios y tuberías (m)
<b>HLc</b>	Altura de presión perdida a través de la coraza

<b>HLs</b>	Pérdida de presión en la tubería de succión
<b>HLd</b>	Pérdida de presión en la tubería de descarga
<b>Hv</b>	Cabeza total de velocidad (m)
<b>ha</b>	Energía agregada al sistema por la bomba (m)
<b>Pd</b>	Presión de diseño (psi)
<b>Req</b>	Radio equivalente de la abertura (in)
<b>CA</b>	Corrosión admisible (in)
<b>Sn</b>	Esfuerzo admisible del material del cuello (psi)
<b>E</b>	Eficiencia de la junta
<b>tc</b>	Espesor del cuello
<b>tb</b>	Espesor del de la tapa
<b>d</b>	diámetro o sección mas corta de la forma no circular
<b>C</b>	Factor que depende del método de sujeción de la cabeza.
<b>Z</b>	Factor de cabezas no circulares que depende de la sección más corta
<b>Ra</b>	Área de la sección transversal de cada perno
<b>Am</b>	Área total de la sección transversal requerida para pernos
<b>n</b>	número de pernos
<b>Dp</b>	Diámetro calculado de perno
<b>Dpc</b>	Diámetro del perno corregido a medidas estándares

## ANEXOS

ANEXO A	SIMBOLOGÍA UTILIZADA EN DTI'S.....	215
ANEXO B	DIAGRAMA DE FLUJO DE PROCESO DE CAMPO PBH .....	217
ANEXO C	DTI DEL CAMPO PBH CON DELIMITACIÓN DE FRONTERAS.....	219
ANEXO D	DTI DETALLADO DE ÁREA DE INFLUENCIA DEL SISTEMA EN EL CAMPO PBH.....	221
ANEXO E	CROMATOGRAFÍA DEL GAS .....	223
ANEXO F	REPORTE MENSUAL DE PRODUCCIÓN (ABRIL-2009) .....	225
ANEXO G	ANÁLISIS FÍSICO-QUÍMICO DEL CRUDO.....	227
ANEXO H	ANÁLISIS FÍSICO-QUÍMICO DEL AGUA.....	229
ANEXO I	HOJA TÉCNICA DE LA CÁMARA TERMOGRÁFICA UTILIZADA TIPO FLUKE TI-10 .....	231
ANEXO J	EJEMPLOS DE FOTOGRAFÍAS TÉRMICAS REALIZADAS POR AUTORES EN CAMPO PBH .....	234
ANEXO K	INFORMACIÓN METEREOLÓGICA DE LA CIUDAD DEL COCA PERÍODO: ENERO 2009 – ABRIL 2009 DIRECCIÓN GENERAL DE AVIACIÓN CIVIL (DAC) .....	238
ANEXO L	FORECAST 16 DE MAYO DE 2009.....	250
ANEXO M	DETERMINACIÓN DE LA TEMPERATURA ADIABÁTICA DE LLAMA.. .....	253
ANEXO N	PROPIEDADES DEL ACERO AISI 310 .....	259
ANEXO O	RESULTADOS DE LAS ITERACIONES DEL DISEÑO TÉRMICO REAL .....	261
ANEXO P	RESISTENCIAS A LA INCRUSTACIÓN PARA EL AGUA.....	263
ANEXO Q	RESISTENCIA TÉRMICA PARA PROCESOS CON GAS NATURAL O GASOLINA.....	265
ANEXO R	FACTOR DE CORRECCIÓN PARA EL DMLT .....	267
ANEXO S	EXTRACTO INFORME COMPRESS .....	269
ANEXO T	CÁLCULO DE ÁREA TOTAL DE LA SECCIÓN TRANSVERSAL REQUERIDA PARA PERNOS DE BRIDA OBROUND.....	274
ANEXO U	MATERIALES DE EMPAQUES Y SUPERFICIES DE CONTACTO .	278
ANEXO V	ESQUEMA DE SISTEMA DE CIRCULACIÓN.....	280
ANEXO W	CURVAS DE SELECCIÓN DE BOMBA CENTRÍFUGA Y DIMENSIONES .....	282
ANEXO X	CATÁLOGO DE MANÓMETRO SELECCIONADO DE DEWIT .....	285

ANEXO Y	CATÁLOGO DE TERMÓMETRO BIMETÁLICO SELECCIONADO DE WAAREE .....	287
ANEXO Z	CATÁLOGO DE VISOR DE NIVEL SELECCIONADO DE WAAREE	291
ANEXO AA	CATÁLOGO DE VÁLVULA DE SEGURIDAD SELECCIONADA DE AMP .....	294
ANEXO AB	CATÁLOGO DEL QUEMADOR RIELLO .....	298
ANEXO AC	DTI DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO DISEÑADO.....	311
ANEXO AD	DETALLE DEL RECIPIENTE DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO.....	313
ANEXO AE	DETALLE DE TUBOS DE FUEGO Y BRIDAS OBROUND DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO.....	315
ANEXO AF	DETALLE DE CHIMENEAS Y BRIDA DE CONEXIÓN DE QUEMADOR DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO .....	317
ANEXO AG	CATÁLOGO DE VÁLVULA DE GLOBO #150 DE CRANE .....	319
ANEXO AH	CATÁLOGO DE VÁLVULA DE RETENCIÓN #150 DE CRANE....	321
ANEXO AI	CATÁLOGO DE VÁLVULA DE RECIRCULACIÓN AUTOMÁTICA DE BAJA PRESIÓN, #150 DE HBE ENGINEERING .....	323
ANEXO AJ	CATÁLOGO DE JUNTAS ESPIROMETÁLICAS BRUNSSSEN.....	328
ANEXO AK	CATÁLOGO DEL FILTRO TIPO CANASTA SELECCIONADO DE MYTISA .....	330
ANEXO AL	TABLA DE GRADO DE RETENCIÓN DE MALLAS DE ACERO INOXIDABLE DEL FILTRO TIPO CANASTA DEL CATÁLOGO DE MYTISA .....	339
ANEXO AM	ISOMÉTRICO DE LÍNEA DE SUCCIÓN DE AGUA DESDE TANQUE DE LAVADO HASTA BOMBA .....	341
ANEXO AN	ISOMÉTRICO DE LÍNEA DE DESCARGA DE AGUA DESDE BOMBA HASTA INTERCAMBIADOR DE CALOR .....	343
ANEXO AO	ISOMÉTRICO DE LÍNEA DE AGUA DESDE INTERCAMBIADOR DE CALOR HASTA TANQUE DE LAVADO .....	345
ANEXO AP	ISOMÉTRICO DE LÍNEA DE RECIRCULACIÓN DESDE DESCARGA DE LA BOMBA HACIA LÍNEA DE SUCCIÓN DE LA BOMBA .....	347
ANEXO AQ	PLANO DE PLANTA DEL SISTEMA DE CIRCULACIÓN DE AGUA... .....	349
ANEXO AR	CÁLCULO DEL ESPESOR ÓPTIMO DEL AISLAMIENTO DEL TANQUE DE LAVADO .....	351

ANEXO AS	HOJA TÉCNICA DEL PROVEEDOR DE AISLANTE (PERLITA EXPANDIDA) .....	357
ANEXO AT	CÁLCULO DEL ESPESOR DEL AISLANTE DEL CALENTADOR ..	363
ANEXO AU	CARTA DE SATISFACCIÓN DE LA EMPRESA ENAP-SIPEC .....	369

## RESUMEN

El presente proyecto comprende el estudio, selección y diseño de la mejor alternativa para realizar el proceso de deshidratación, por calentamiento, al crudo extraído en el campo Paraíso Biguno Huachito (PBH) por la empresa ENAP-SIPEC en la ciudad de El Coca, Provincia de Orellana.

El proceso de deshidratación consiste en la eliminación del agua emulsionada presente en el crudo extraído, mejorando su calidad y reduciendo los costos de almacenamiento y transporte. Analizando el estado actual del campo y de su producción se determinó que se manejan aproximadamente 15000 barriles de petróleo diarios en el sistema, de los cuales, 3000 son despachados para producción y los restantes 12000 son utilizados en el proceso de Power Oil de reinyección para extracción de crudo. El petróleo que se extrae en el campo PBH maneja un valor promedio de 18,9% de agua emulsionada; mientras que el requisito para ser despachado es máximo 0,5%.

Por esto, se decidió implementar un sistema de calentamiento que ayude en el proceso de deshidratación que actualmente se lo realiza con la inyección de químicos desemulsionantes. Así se reducirá el consumo de dichos químicos y se aprovechará el gas combustible que se está desperdiciando en los mecheros del campo.

El crudo se encuentra a una temperatura promedio de 30,55 °C en el Tanque de Lavado (tanque destinado al proceso de eliminación del agua emulsionada); lo que no permite una separación apropiada del agua en el petróleo. Al ser un petróleo con una gravedad API de 27,0 tiene la propiedad de que al llegar a 50 °C, las emulsiones dentro del mismo se disuelven logrando el asentamiento del agua libre en el fondo del tanque de lavado. Es por esto, que el objetivo principal es elevar la temperatura del petróleo en proceso utilizando el gas que se está desperdiciando en el campo.

En el presente documento se muestra el mecanismo de evaluación y posterior selección del sistema óptimo de calentamiento y del tipo de equipo a utilizar para intercambiar el calor generado por el gas. Se seleccionó el método de calentamiento indirecto y a los intercambiadores de calor de tubo y coraza como mejor opción.

Dentro del desarrollo del sistema de calentamiento se realizó el balance másico y energético en el tanque de lavado; evaluado en condiciones ambientales críticas; es decir, con la temperatura ambiental más baja registrada en El Coca y con presencia de precipitaciones. Se pudo especificar que el calor necesario para aumentar la temperatura de la mezcla de crudo y agua emulsionada desde los 30,55 °C hasta los 50°C requeridos es de 1374 KW; con esto se determinó que el gas producido en la planta no es suficiente para suplir el requerimiento térmico necesario para calentar dicha mezcla; por lo que se decidió diseñar un sistema que aproveche al máximo el gas disponible y determinar el porcentaje de influencia en las emulsiones que se alcanzará con la temperatura alcanzada por el crudo.

Se muestra todo el desarrollo del diseño térmico del intercambiador de calor para determinar el área de transferencia necesaria para aprovechar la energía térmica generada por los quemadores de gas. Terminada la parte térmica se desarrolló el diseño mecánico del equipo, que hace referencia a los materiales, dimensiones y demás variables necesarias para tener un equipo confiable, seguro y eficiente.

Se incluye también el diseño del sistema de circulación necesario para transportar el agua desde el tanque de lavado hacia el intercambiador y viceversa; mostrando el proceso de cálculo de dimensiones de las líneas y la selección de la bomba requerida.

El presente sistema permitirá al crudo del campo PBH en el tanque de lavado alcanzar una temperatura de 43,05 °C; lo que se traduce como una disminución del 55% del consumo de químicos utilizados actualmente en el proceso. Esto significará un ahorro anual de la empresa ENAP-SIPEC alrededor de 70000



dólares en consumo de químico; con lo que la recuperación de la inversión se prevé en 17 meses aproximadamente. Es por esto que el sistema propuesto es altamente rentable y se recomienda implantarlo inmediatamente en el campo.



# CAPÍTULO 1

## GENERALIDADES

### 1.1. ANTECEDENTES

Dentro del proceso de extracción del petróleo, uno de los tratamientos involucrados es la deshidratación de crudo. Para éste, se parte de que el agua y el petróleo son inmiscibles; pero debido a la circulación por todo el sistema de producción durante el levantamiento y el transporte en superficie se produce la agitación suficiente para que el agua que se extrae en conjunto con el crudo, se disperse en el petróleo en forma de emulsión W/O (water/oil), estabilizada por los distintos agentes emulsionantes presentes en el crudo. Evacuar el agua emulsionada en el petróleo extraído permite mejorar su calidad de modo que se pueda cumplir con especificaciones, que para este caso, se permite un máximo del 0,5% de agua presente en el crudo despachado.

En el tratamiento citado, el crudo, después de ser extraído y de la adición de químicos desemulsionantes, es depositado en un Tanque de Lavado (Wash Tank) donde por gravedad el agua se asienta, después de un lapso determinado llamado "Tiempo de Residencia", formando un colchón de una altura controlada por los operadores y que permitirá recoger el agua desemulsionada. En el caso del tanque de lavado de la empresa ENAP-SIPEC, tienen como referencia mantener la altura del colchón en 8 pies.

La temperatura del crudo tiene estrecha relación con la facilidad para reducir el porcentaje de agua emulsionada presente en el petróleo, por lo que mientras más alta sea dicha temperatura, menor será la cantidad de químicos necesarios; lo que representa una disminución en el costo de producción debido al alto consumo de desemulsionantes.

Entre los métodos más usados de deshidratación por adición de calor al crudo se destacan:

- ❖ El calentamiento del colchón de agua
- ❖ El calentamiento directo del crudo.

Los sistemas de calentamiento que se usan en los procesos de deshidratación de petróleo, requieren cumplir con varias condiciones como: controles y medidas de seguridad, facilidad de operación, etc. Para esto el sistema ha diseñarse deberá cumplir con todas las normas y estándares establecidos para la industria petrolera. En el Capítulo 2, en el punto 2.2.4 se detallan todas las normas a utilizar en el presente proyecto y una breve explicación de las mismas.

## **1.2. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA**

La empresa Enap – Sipec que brinda servicios de extracción de crudo a la empresa gubernamental de petróleo de Ecuador, Petroecuador, con el fin de mejorar el sistema de deshidratación del crudo extraído en el campo Paraíso Biguno Huachito (PBH) ubicado en la ciudad de El Coca en la provincia de Orellana, requiere el diseño de un sistema de calentamiento apropiado para mejorar el proceso de deshidratación de 3000 barriles diarios de producción hasta alcanzar un porcentaje estable de agua que cumpla con la especificación requerida menor al 0,5%.

## **1.3. OBJETIVOS**

### **1.3.1. OBJETIVO GENERAL**

Realizar el estudio, selección y diseño de un sistema de calentamiento a ser usado en la deshidratación de petróleo en el campo Paraíso Biguno Huachito que permita elevar la temperatura del crudo en el tanque de lavado y disminuir los costos de consumo de químico desemulsionante.

### 1.3.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- ❖ Obtener información sobre la deshidratación de petróleo, las especificaciones a las que debe llegar el crudo del campo PBH y el tratamiento previo al transporte en los campos de extracción de petróleo.
- ❖ Evaluar las condiciones de situación actual en el campo a través de diagramas de flujo, diagramas de tuberías e instrumentos DTI's (PID, por las siglas en inglés de Pipe and Instrument Diagrams) y caracterización del crudo mediante análisis de las propiedades físico-químicas de los fluidos (gas, agua, hidrocarburo); así como las condiciones ambientales en las que opera.
- ❖ Realizar la ingeniería básica del proyecto para determinar los requerimientos energéticos y la solución conceptual que se debe satisfacer con la posterior alternativa.
- ❖ Establecer el modelo matemático que permita estudiar los balances de masas y energía para que el sistema permanezca estable a la temperatura requerida en el tanque de lavado.
- ❖ Analizar las mejores alternativas para satisfacer la solución conceptual del proceso, tomando en cuenta varios factores de tipo técnico, económico y operacional.
- ❖ Seleccionar la alternativa óptima a través de una matriz de decisión.
- ❖ Determinar el área de transferencia de calor necesaria para entregar el calor requerido.
- ❖ Dimensionar el recipiente del sistema de calentamiento utilizando las normas técnicas apropiadas.
- ❖ Generar la ingeniería de detalle del sistema de calentamiento seleccionado.

- ❖ Diseñar el sistema de circulación del fluido de la alternativa seleccionada.
- ❖ Diseñar la estructura capaz de soportar el calentador y sus elementos de izaje
- ❖ Analizar los puntos de control del sistema y establecer las especificaciones generales de los instrumentos a utilizar.
- ❖ Elaborar los planos de detalle necesarios para la construcción del sistema.
- ❖ Realizar un análisis económico y financiero del sistema de calentamiento.

#### **1.4. JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA**

Anteriormente, en el campo PARAÍSO BIGUNO HUACHITO (PBH) donde opera la empresa ENAP – SIPEC, se encontraba instalado un sistema de calentamiento de agua que no satisfacía las necesidades del proceso debido a su eficiencia energética extremadamente baja, lo que generaba un derroche energético elevado, traducido en pérdidas económicas significativas para la empresa. Esto motivó a que se lo ponga fuera de servicio y se trabaje sin ningún tipo de calentamiento del crudo. Todos estos inconvenientes han sido provocados por la falta de un diseño adecuado de ingeniería; ya que su construcción empírica no incluyó ningún tipo de cálculo previo que garantice los resultados requeridos.

La Figura 1.1 muestra el sistema en desuso de calentamiento de agua de proceso en el Campo PBH:



**Figura 1.1 Sistema actual de calentamiento (fuera de servicio)**

Con el diseño de un nuevo sistema de calentamiento para el proceso y la posterior implementación del mismo, ENAP-SIPEC podrá mejorar su sistema de deshidratación y disminuir el consumo de químico desemulsionante, al contar con un sistema eficiente de calentamiento del crudo para el proceso de deshidratación de petróleo.

En caso de no realizar el proyecto, ENAP-SIPEC debería volver a utilizar el sistema de calentamiento disponible, con un consumo desproporcionado de combustible y energía; y, evidentemente, desperdiciando dinero. También podría continuar con el proceso actual, sin realizar calentamiento alguno y dependiendo únicamente de la inyección de químicos y del tiempo de residencia en el tanque de lavado.

## **1.5. ALCANCE DEL PROYECTO**

El presente proyecto comprende el estudio, selección y diseño de un sistema de calentamiento a ser usado en la deshidratación de crudo de petróleo en el campo PBH de la empresa ENAP – SIPEC; sustentándose en las normas técnicas adecuadas y los criterios de ingeniería pertinentes.

Se realiza un estudio previo del proceso de deshidratación en el campo y se generan los Diagramas de Tubería e Instrumentación (DTI) del mismo, con

objeto de evaluar las condiciones y los resultados que se están obteniendo con el tratamiento actual.

Se analizan los distintos métodos de calentamiento usados en la deshidratación de petróleo y se procede con el diseño de la mejor alternativa seleccionada a partir de una matriz de decisión.

El diseño térmico permite dimensionar el calentador de manera eficiente para aprovechar al máximo el combustible disponible en el campo. Por otro lado, el diseño mecánico abarca la determinación de las dimensiones en base a los requerimientos del proceso: espesores, cabezas, recubrimientos, juntas, ubicación y dimensiones de las bocas, etc. El diseño estructural abarca tanto las especificaciones de los elementos de izaje como de la estructura que soportará el calentador.

Se incluye en el proyecto la selección de equipos e instrumentos que serán usados tanto en las líneas de circulación del fluido de la alternativa seleccionada como en el sistema de control del calentador.

Para finalizar, se realiza un análisis financiero del nuevo sistema de calentamiento que permite evaluar los costos de inversión; comparándolos con el ahorro que representará para el proceso y la empresa. Esto permite determinar la rentabilidad del proyecto y facilita la decisión de implementación del mismo por la empresa ENAP – SIPEC.



## **CAPÍTULO 2**

### **MARCO DE REFERENCIA**

#### **2.1. PRODUCCIÓN DE PETRÓLEO**

El petróleo es una mezcla compleja no homogénea de hidrocarburos, que se formó por la transformación de enormes cantidades de materia orgánica de algas y zooplancton que se depositaron hace millones de años en el fondo de los mares. Esta materia orgánica fue enterrada bajo pesadas capas de sedimento, aumentando la presión y la temperatura de la misma; lo que generó una transformación química (craqueo natural) dando como productos distintos tipos de hidrocarburos.

Generalmente, dichos productos ascienden hacia la superficie aprovechando la porosidad de las rocas sedimentarias; sin embargo, ante ciertas circunstancias geológicas como las trampas petrolíferas (rocas impermeables, etc.) este ascenso se impide formando grandes acumulaciones llamadas yacimientos petrolíferos.

El petróleo es un recurso natural no renovable y actualmente es también la principal fuente de energía. De sus derivados se obtienen una cantidad increíble de productos de uso diario como: combustibles (gasolina, diesel, queroseno, gasolina de avión, etc.), asfaltos, lubricantes, ceras, polietileno, tolueno (materia prima de pinturas), entre otros.

##### **2.1.1. PROCESO DE EXTRACCIÓN DE PETRÓLEO**

El petróleo se extrae mediante la perforación de pozos sobre los yacimientos localizados. En un principio se puede aprovechar la presión propia de los fluidos para extraerlos de forma natural; sin embargo, a medida que la cantidad de petróleo disminuye en el yacimiento, la presión interna del mismo también

se reduce; por lo que es necesario recurrir a métodos artificiales para forzar la salida del mismo.

Actualmente, la industria petrolera cuenta con varias técnicas para dicha actividad; y se aplican de acuerdo a varios parámetros como la calidad del crudo, cantidad de gas presente, estabilidad de los suelos, etc. Estas técnicas incluyen la extracción mediante bombas, la inyección de agua o la inyección de gas, entre otras.

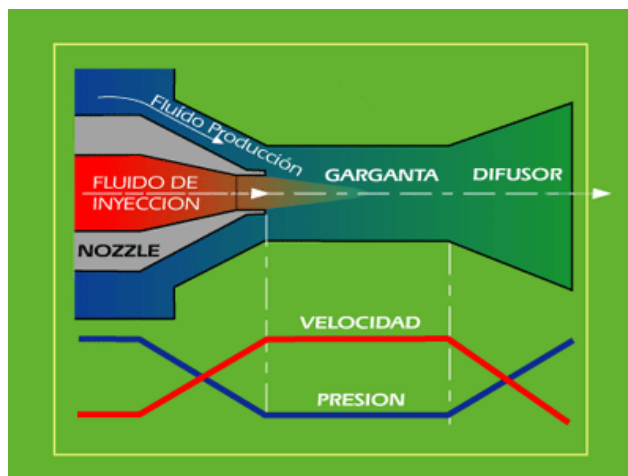
El proceso utilizado en el campo PBH se conoce como Bombeo Hidráulico o POWER OIL en inglés. En este método, una bomba se encuentra en el interior del pozo y es accionada por el mismo petróleo anteriormente extraído en el campo. Este crudo es re-inyectado por una línea independiente que luego de accionar la bomba, arrastra hacia la superficie el petróleo producido. El petróleo que se utiliza como fluido motriz en este método es tomado de los tanques de almacenamiento y mediante bombas de gran potencia se le sube la presión hasta los 26.2 MPa (3800 psi) aproximadamente y dependiendo del yacimiento.

En el sistema de levantamiento artificial por bombeo hidráulico, el uso de bombas Jets ocasiona emulsiones considerables por los altos caudales de inyección y velocidades desarrolladas para levantar el fluido hacia la superficie. En la Figura 2.1 se muestra un esquema con la bomba de alta presión en el fondo y en primer plano la bomba Jet siendo bajada por el tubo de reinyección y succión del crudo.



**Figura 2.1 Esquema Sistema de Bombeo Hidráulico**

Las bombas Jets se basan en el principio de Venturi que consiste en el paso de un fluido a través de un área reducida, donde se produce un cambio de energía potencial a cinética originado a la salida de la boquilla, provocando una succión del fluido de formación. Estos fluidos entran en un área constante llamada garganta, luego la mezcla de fluidos sufre un cambio de energía cinética a potencial a la entrada de un área expandida llamada difusor, donde la energía potencial es la responsable de llevar el fluido hasta la superficie. En la Figura 2.2 se muestra un esquema del principio de funcionamiento de las bombas Jets.



**Figura 2.2 Esquema Principio de funcionamiento Bomba Jet**

## **2.1.2. TRATAMIENTO DE CRUDO PREVIO A TRANSPORTE**

Ante la necesidad de mejorar la calidad del petróleo extraído de los pozos antes del despacho, se somete al crudo a varios procesos que mejoran su composición al separarlo de elementos no deseados ya que estos influyen en el costo de su transporte y almacenamiento. Estos tratamientos se los realiza antes de ser despachados hacia las refinerías, en plantas cercanas a los pozos de extracción.

### **2.1.2.1. Eliminación de sólidos**

Debido a la presión con la que sale el crudo de los pozos es común que el petróleo arrastre sólidos inorgánicos provenientes de las rocas del yacimiento. La eliminación de estos sólidos se la realiza en tanques mediante sedimentación.

### **2.1.2.2. Separación de gases**

La separación de gases o estabilización consiste en la eliminación de los gases disueltos en el crudo extraído; ya que generan grandes presiones de vapor y se incrementa el riesgo de explosiones durante el transporte.

Se aprovecha el menor punto de ebullición de los gases y se los separa por procesos sencillos de destilación.

### **2.1.2.3. Deshidratación**

El proceso de deshidratación de petróleo consiste en la separación del agua presente en el crudo, ya sea en forma libre o en emulsión; hasta llegar a un porcentaje establecido que normalmente es menor al 1%. El agua libre se separa por acción de la gravedad, durante un tiempo de residencia, cuando los fluidos alcanzan una velocidad lo suficientemente baja.

Por otro lado, debido a la inmiscibilidad del crudo y el agua, se forman emulsiones que son más difíciles de separar y requieren un tratamiento que puede ser químico, físico y/o térmico para romper dichas emulsiones.

Este proceso tiene como finalidad mejorar la calidad del crudo que se envía a las refinerías y rebajar el costo que implica su transporte y almacenamiento; ya que si se extrae el agua del petróleo, se reduce el volumen y se aminoran los valores en dichos rubros.

#### **2.1.2.4. Desalado**

El desalado del crudo consiste en la eliminación o reducción hasta límites especificados de las sales inorgánicas provenientes del agua salada que acompaña al petróleo en los yacimientos con el fin de reducir la corrosión ácida y minimizar el ensuciamiento y los depósitos. Se lo realiza por medio de un lavado con agua y sosa; y, permite además evitar el envenenamiento de catalizadores. Los catalizadores son sustancias que aumentan la velocidad de una reacción química y que pueden ser recuperados luego de dicha reacción. El envenenamiento de éstos hace referencia a la reacción con una impureza del crudo que convierte el catalizador en otra sustancia (otro compuesto químico) sin actividad catalítica (aceleradora).

Las sales están directamente ligadas con la salinidad del agua presente en el crudo; y aunque después de la deshidratación del petróleo se llegue al 1% de agua presente, esto no garantiza que la salinidad sea la especificada.

## **2.2. ESPECIFICACIONES DEL CRUDO**

El petróleo que se extrae de cada yacimiento tiene características especiales, dependiendo de múltiples factores que incidieron en su formación y en su almacenamiento. Para poder caracterizarlos se han establecido ciertas referencias y se han creado normas nacionales e internacionales; y por esto, se

los clasifica de acuerdo a su lugar de origen, su gravedad API, el contenido de azufre, etc.

### **2.2.1. GRAVEDAD API**

La gravedad API es una referencia arbitraria establecida por el Instituto Americano de Petróleo (American Petroleum Institute) que permite medir la densidad relativa del crudo para determinar si es más pesado o liviano que el agua. La gravedad API del agua es 10 y su densidad relativa es 1; es por esto que si los grados API del petróleo son mayores a 10, éste flotará en el agua ya que será menos denso.

De acuerdo a la gravedad API se han ordenado a los crudos en diferentes categorías:

Crudos extrapesados:	Gravedad API < 9,9
Crudos pesados:	Gravedad API entre 10 y 21,9
Crudos medianos:	Gravedad API entre 22,0 y 29,9
Crudos livianos:	Gravedad API entre 30,0 y 39,9
Crudos condensados:	Gravedad API > 40

Esta caracterización de los crudos influye en su costo comercial y en el proceso de refinación necesario para obtener los derivados del mismo. Un petróleo extrapesado tendrá menor valor comercial y requerirá un proceso de refinado mucho más complejo que un crudo liviano.

### **2.2.2. VISCOSIDAD**

La viscosidad indica la resistencia que presenta el crudo al flujo y es una de las características más importantes ya que influye en la producción, el transporte y la refinación del mismo.

Esta característica de los crudos se ve enormemente influenciada por la temperatura, ya sea en el yacimiento o en la superficie; y sobretodo en los crudos pesados y extrapesados.

La magnitud de la viscosidad del crudo depende de su conformación química, por lo que si tiene una mayor proporción de fracciones ligeras, menor será la viscosidad.

### 2.2.3. ELEMENTOS CONTENIDOS EN EL CRUDO

El crudo extraído puede presentar componentes especiales que cambian sus características y sus exigencias de transporte, almacenamiento y refinación. Entre los más influyentes están:

- ❖ **Naftenos:** son hidrocarburos caracterizados por átomos de carbono saturado en estructura de anillo. Los crudos con alto nivel de naftenos presentan viscosidades más sensibles a los cambios de temperatura; por lo que los aceites lubricantes nafténicos tienen bajos puntos de fluidez. A los crudos con alta presencia de naftenos se los denomina Crudos de Base Nafténica.
  
- ❖ **Parafinas:** El nombre real de estos compuestos es Alcanos y son hidrocarburos que presentan una reactividad muy reducida en comparación con otros compuestos orgánicos. De los crudos con altos niveles de parafinas se obtienen parafinas de buenos resultados y aceites lubricantes de alto grado. A los crudos con gran presencia de parafinas se los denomina Crudos de Base Parafínica.

Existen crudos que contienen cantidades considerables de ambos tipos de compuestos, tanto parafinas como naftenos, por lo que reciben el nombre de Crudos de Base Mixta.

- ❖ **Azufre:** En el petróleo se puede encontrar azufre libre, en compuestos inorgánicos como en el ácido sulfhídrico, o en compuestos orgánicos como el tiofeno, los mercaptanos, etc.

De acuerdo a la cantidad de azufre que contienen se los clasifica en agrios y dulces. Los primeros producen mayor corrosión a las instalaciones y requieren tratamiento previo a la refinación. Los segundos son menos agresivos para el deterioro de las instalaciones y generalmente no necesitan tratamiento previo a la refinación.

#### **2.2.4. NORMAS**

El diseño y construcción de todo sistema mecánico se ve regido por normas nacionales e internacionales, con el fin de unificar procedimientos y garantizar la utilidad, seguridad y eficiencia de los mismos.

El sistema de calentamiento para deshidratación de petróleo que se plantea en este proyecto no se libra de la necesidad de seguir ciertas normas técnicas; por lo que a continuación se explican las que se han seleccionado para el diseño del mismo.

- ❖ **NORMA API RP 14E:** *Prácticas Recomendadas para el Diseño e Instalación de Sistemas de Tuberías en Plataformas de Producción en Campo (Recommended Practice for Design and Installation of Offshore Production Platform Piping Systems)*

Este documento recomienda los requerimientos mínimos y las guías para el diseño y la instalación de sistemas nuevos de tuberías en plataformas de producción ubicadas en campo. Esta norma es útil hasta una presión máxima de 69 MPa (10000 psi) y en un rango de temperaturas entre 244°K y 616 °K (-20°F y 650°F).



❖ **ASME<sup>1</sup> SECCIÓN VIII DIVISIÓN 1: *Reglas para la Construcción de Recipientes a Presión (Rules for Construction of Pressure Vessels)***

La división 1 del código establece los requerimientos mínimos para el diseño, fabricación e inspección de los recipientes a presión así como los medios para obtener la certificación ASME en los mismos.

❖ **NORMAS TEMA<sup>2</sup>: *Estándares de la Asociación de Manufactureros de Intercambiadores Tubulares (Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association)***

Estas normas son recomendadas por la Asociación de Manufactureros de Intercambiadores Tubulares para los usuarios, ingenieros, diseñadores e instaladores de intercambiadores tubulares.

❖ **NORMA B31.3: *Código ASME para Tuberías a Presión (ASME code for Pressure Piping)***

Este código tiene como intención establecer los requerimientos de ingeniería que son necesarios para el diseño y construcción de sistemas de tuberías a presión.

❖ **NORMA B16.5: *Código ASME para Bridas de Tuberías y Accesorios Bridados (ASME code for Pipe Flanges and Flanged Fittings)***

Este código cubre las clasificaciones por presión-temperatura, por materiales, dimensiones, tolerancias, marcas, pruebas y métodos de aberturas seleccionadas para bridas de tuberías y accesorios bridados.

### **2.3. DESHIDRATACIÓN DE PETRÓLEO**

La deshidratación de crudos es el proceso mediante el cual se separa el agua asociada con el crudo con el fin de satisfacer requerimientos previos a su entrega. Generalmente el porcentaje de agua por especificación debe ser igual o inferior al 1 % de agua.

---

<sup>1</sup> American Society of Mechanical Engineers

<sup>2</sup> Tubular Exchanger Manufacturers Association

### 2.3.1. EMULSIÓN

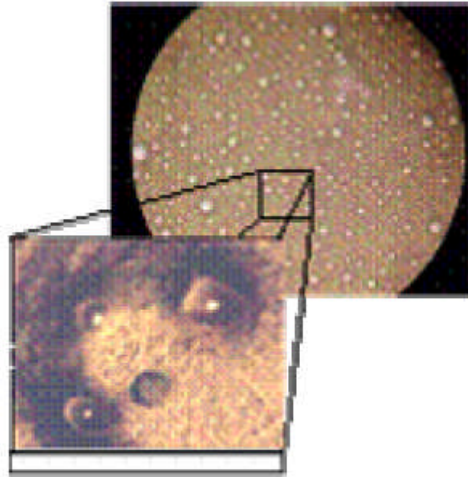
Todo pozo en explotación produce agua, una parte de esta llamada agua libre, se separa fácilmente del crudo por acción de la gravedad, tan pronto como la velocidad de los fluidos es suficientemente baja, mientras que la otra parte del agua está íntimamente combinada con el crudo en forma de una emulsión de gotas de agua dispersadas en el aceite, la cual se llama emulsión agua/aceite (W/O).

Para formar una emulsión se requiere de:

- ❖ Dos líquidos inmiscibles
- ❖ Agitación suficiente para dispersar uno de los líquidos en pequeñas gotas en el otro; y,
- ❖ Un agente emulsionante para estabilizar las gotas dispersas en la fase continua

El agua y el aceite son esencialmente inmiscibles, por lo tanto, estos dos líquidos coexisten como dos líquidos distintos. El agua está lejos de ser soluble en hidrocarburos saturados y su solubilidad disminuye con el incremento del peso molecular de los hidrocarburos.

En el proceso de extracción es común el uso del sistema artificial de bombeo hidráulico (Power Oil) que usa bombas JETS ocasionando suficiente agitación para causar la emulsión debido a los altos caudales y velocidades de fluido para levantar el crudo hasta la superficie. Además que el aparataje de producción durante el levantamiento y el transporte en superficie (bombas, válvulas, codos, restricciones, etc.) por el que tiene que atravesar el crudo contribuye a la agitación para que el agua se disperse en el petróleo formando macro-emulsiones W/O, como se muestra en la Figura 2.3, con diámetro de gota entre 0,1 a 100  $\mu\text{m}$



**Figura 2.3 Microfotografía de una emulsión agua en petróleo crudo.**

Son numerosos los agentes emulsionantes sin embargo entre ellos se destacan:

- ❖ Compuestos naturales surfactantes tales como asfaltenos y resinas, ácidos nafténicos y carboxílicos, compuestos de azufre, y otros surfactantes naturales de alto peso molecular.
- ❖ Sólidos finamente divididos, tales como arena, arcilla, parafinas, asfaltenos.
- ❖ Químicos de producción añadidos tales como inhibidores de corrosión, biocidas, limpiadores, surfactantes y agentes humectantes.

### **2.3.2. DESEMULSIONANTES**

Los desemulsionantes son químicos cuya función es neutralizar los efectos de los agentes emulsionantes desintegrando la interfase para que se libere la gota de agua dando lugar al fenómeno de coalescencia en el cual las gotas pierden su identidad, el área interfacial se reduce y también la energía libre del sistema y se produce cuando se vencen las barreras energéticas asociadas con las capas de emulsionante adsorbido y la película de fase continua entre las dos gotas.

La selección y preparación del tipo de desemulsionante tiene relación con el tiempo de residencia en el tanque de lavado (recipiente de tratamiento de la emulsión). Es así que los tanques de tiempo de retención entre 8 y 24 horas, requieren desemulsionantes de acción lenta, mientras que calentadores y unidades electrostáticas con corto tiempo de retención (15-60 minutos) requieren desemulsionantes de acción muy rápida.

Los desemulsionantes comerciales son mezclas de varios componentes con estructuras químicas diferentes y materiales poliméricos, en su mayoría se conforman de surfactantes más la adición de solventes adecuados, tales como nafta aromática y alcoholes. Estos surfactantes tienen tres efectos fundamentales una vez adsorbidos en la interfase agua-aceite: uno es la inhibición de la formación de una película rígida, otro el debilitamiento de la película volviéndola compresible y el más importante, el cambio en la formulación del sistema para alcanzar la condición de  $SAD = 0$ , entendiéndose SAD como la Diferencia de Afinidad del Surfactante, o estado de equilibrio entre las afinidades del surfactante para la fase acuosa y para la fase oleica.

### **2.3.3. EFECTOS DE LA TEMPERATURA**

El efecto que la temperatura tiene sobre la deshidratación de crudo tiene una importancia fundamental, además que está estrechamente relacionado con otros factores tales como viscosidad, velocidad de sedimentación y gravedad API.

Entre los efectos de mayor relevancia de la temperatura sobre el crudo se destacan:

- ❖ Al incrementarse la temperatura se reduce la viscosidad aumentando la fuerza de atracción de las gotas de agua que colisionarán con mayor frecuencia, por lo que se acelera la velocidad de separación y asentamiento del agua.

- ❖ El químico desemulsionante mejora su eficacia y su rapidez de acción con el aumento de la temperatura del crudo, a la vez que se reduce el efecto emulsionante disolviendo cristales pequeños de parafinas y asfaltenos neutralizando su acción.

Aún así el incremento en la temperatura del crudo, cuando no es bien controlado puede ser perjudicial, causando efectos como:

- ❖ Existen hidrocarburos cuyo punto de ebullición es bajo y se podría causar una pérdida de volumen de crudo debido a que se evaporan rápidamente.
- ❖ La velocidad de corrosión del acero aumenta drásticamente cuando se trabaja en ambientes mas calientes, por lo que los equipos podrían deteriorarse con mayor rapidez.

#### **2.3.4. AGUA LIBRE**

Son grandes cantidades de agua producidas en el pozo petrolero y que se encuentran en la corriente mezclada con el crudo, pero que no está emulsionada y se asienta fácilmente en menos de 5-20 minutos. Esta se separa fácilmente del crudo por acción de la gravedad, tan pronto como la velocidad de los fluidos es suficientemente baja.

#### **2.3.5. AGUA DE FORMACIÓN**

Las cantidades y propiedades físico químicas del agua formada en el pozo petrolero dependen de varios factores como: Arena productora, sistema de levantamiento a superficie, tiempo de operación del pozo, generalmente al comenzar la explotación de un pozo la cantidad de agua es poca y esta va incrementándose a medida que el pozo va envejeciendo.

La tendencia del agua tendrá importancia en el diseño y selección de los materiales para el sistema de calentamiento ya que esta puede ser incrustante o corrosiva.

### **2.3.6. PROPIEDADES DE LA EMULSIÓN**

Es necesario el estudio de varias propiedades que intervienen en la estabilización de la emulsión, conocer de ellas permitirá entender los mecanismos que pueden ser empleados para romper dichas emulsiones que deberán ser tratadas lo antes posible con el fin de que éstas no se estabilicen.

#### **2.3.6.1. Tensión interfacial**

La presencia de sales por lo general aumenta la tensión interfacial en la capa agua-aceite, lo que hace más fuerte a la emulsión, esta tensión disminuye con el tiempo y se requieren varias horas de contacto para obtener un valor estable. Las resinas pueden reducir la tensión interfacial a valores cerca de 15 mN/m. Mientras que los asfaltenos la reducen en 25 mN/m como valor límite. El valor para el petróleo crudo es del orden de 30 mN/m, lo cual revela que hay otros componentes indígenas que influyen la tensión además de las resinas y asfaltenos

Por la variación de la tensión interfacial con el tiempo, la tasa de adsorción de los desemulsionantes en la interfase crudo/agua es más rápida que la de los surfactantes naturales del crudo. Cuando la película llega a ser muy delgada y debido a la proximidad de la fase dispersa, las fuerzas de atracción de Van der Waals dominan y ocurre la coalescencia (unión de gotas)

#### **2.3.6.2. Viscosidad de la fase externa**

Una viscosidad alta en la fase externa disminuye el coeficiente de difusión y la frecuencia de colisión de las gotas, así mismo una alta concentración de gotas

incrementará la viscosidad aparente de la fase continua estabilizando la emulsión.

### **2.3.6.3. Tamaño de la gota**

Cuando las gotas de fase dispersa son más o menos grandes se aproximan por sedimentación gravitacional, gobernadas por las leyes de Stokes (basada en la suposición de gotas esféricas rígidas) pero cuando el tamaño de las gotas es muy pequeño (menores de 10  $\mu\text{m}$ ) generalmente producen emulsiones más estables. Una amplia distribución de tamaños de partículas resulta en general en una emulsión menos estable.

### **2.3.6.4. Relación de volumen de fases**

Si aumenta el volumen de la fase dispersa se incrementa el número de gotas y/o tamaño de gota y el área interfacial. La distancia de separación entre gotas se reduce aumentando la probabilidad de colisión de las gotas. Todos estos factores reducen la estabilidad de la emulsión.

### **2.3.6.5. Temperatura**

La temperatura tiene un efecto muy fuerte en la estabilidad de la emulsión, su incremento reduce la adsorción de surfactantes naturales y disminuye la viscosidad de la fase externa, la rigidez de la película interfacial y la tensión superficial. Estos cambios reducen la estabilidad de la emulsión. En presencia de surfactantes aniónicos, un aumento de temperatura aumenta la afinidad de estos por la fase acuosa, mientras que lo inverso ocurre con surfactantes no iónicos.

### **2.3.6.6. pH**

Ajustando el pH se puede minimizar la rigidez de la película que estabiliza la emulsión y aumentar la tensión superficial. Esto se puede lograr con la adición de ácidos o bases inorgánicos que cambian radicalmente la formación de

películas de asfaltenos y resinas que son los que estabilizan las emulsiones agua-aceite.

#### **2.3.6.7. Envejecimiento de la interfase**

A medida que la interfase envejece, la adsorción de los surfactantes se completa y debido a las interacciones laterales entre las moléculas aumenta la rigidez de la película hasta un valor estable en unas 3 a 4 horas. Esta película o piel alrededor de la gota llega a ser más gruesa, más fuerte y más dura. Además, la cantidad de agentes emulsionantes se incrementa por oxidación, fotólisis, evaporación o por la acción de bacterias.

#### **2.3.6.8. Salinidad de la salmuera**

Agua fresca o salmuera con baja concentración de sal favorece a la estabilidad de las emulsiones, por el contrario, altas concentraciones de sal tienden a reducirla, de ahí que su concentración es un factor importante en la formación de emulsiones estables.

#### **2.3.6.9. Diferencia de densidad**

La fuerza neta de gravedad que actúa en una gota es directamente proporcional a la diferencia en densidades entre la gota y la fase continua, por lo que al incrementar esta diferencia de densidad se logra aumentar la velocidad de sedimentación de las gotas y por ende, se acelera la coalescencia. Esto se puede lograr aumentando la temperatura del sistema

### **2.3.7. PROCESOS PARA TRATAMIENTO DE DESHIDRATACIÓN**

Existen varios métodos para el tratamiento y reducción de las emulsiones en el crudo, estos procesos de deshidratación se seleccionan de acuerdo al tipo de petróleo y de la disponibilidad de los recursos en el campo. Los métodos típicos son: químico, térmico, mecánico y eléctrico; aunque se suelen usar



combinaciones de los mismos, especialmente del térmico y el químico con el mecánico o eléctrico para una deshidratación más efectiva.

El tratamiento químico consiste en aplicar un producto desemulsionante sintético, el cual debe ser inyectado tan temprano como sea posible a nivel de superficie o en el fondo del pozo. Esto permite más tiempo de contacto y puede prevenir la formación de emulsión corriente abajo. La inyección de desemulsionante antes de una bomba, asegura un adecuado contacto con el crudo y minimiza la formación de emulsión por la acción de la bomba.

El método por calentamiento consiste en elevar la temperatura del crudo por medio de equipos de intercambio de calor, como calentadores, intercambiadores, etc.

El tratamiento mecánico consiste en utilizar equipos de separación dinámica que permiten la dispersión de las fases de la emulsión y aceleran el proceso de separación gravitacional. Entre ellos se encuentran los tanques de sedimentación llamados comúnmente tanques de lavado (Wash Tank).

Para el tratamiento eléctrico se utilizan equipos denominados deshidratadores electrostáticos; y, consiste en aplicar un campo eléctrico para acelerar el proceso de acercamiento de las gotas de fase dispersa.

#### **2.3.7.1. LÍNEA DE PROCESO**

En la línea del proceso de deshidratación de petróleo se encuentran varios equipos que deben ser considerados, los más relevantes son: el manifold de producción, los separadores, las botas de gas, el tanque de lavado y el tanque de almacenamiento.

El manifold se encarga de recibir el petróleo extraído de cada pozo y repartirlo a los separadores, los cuales se encargan de eliminar una gran parte del gas disuelto.

El petróleo llega a las botas de gas con la suficiente presión para subir hasta la cima de las mismas, éstas ayudan a eliminar el gas que no pudo ser retirado en los separadores.

En el tanque de lavado se separa el agua libre y emulsionada presente en el petróleo aprovechando un tiempo de residencia establecido. Al final, el petróleo prácticamente libre de agua y de gas es llevado a un tanque de almacenamiento, donde reposa para ser luego enviado a las líneas de reinyección o de despacho.

### **2.3.7.2. TANQUE DE LAVADO**

Un tanque de lavado (Wash Tank) está diseñado para "lavar" la emulsión de crudo al pasar, en su carrera ascendente, a través de un colchón acuoso de menor salinidad que la del agua emulsionada.

Es un tanque a presión atmosférica que permite acelerar la decantación favoreciendo la coalescencia de las gotas de emulsión.

En un tanque de lavado la salinidad del colchón de agua debe ser controlada regularmente para que mantenga su capacidad de dilución de agua salada, por eso se lo debe alimentar con agua dulce regularmente.

En el dimensionamiento de este tanque se debe tener en cuenta la velocidad con la que asciende el petróleo, la cual debe ser menor a la velocidad de sedimentación del agua para que el lavado del crudo sea eficiente. Además de estos puntos, la temperatura del crudo es muy importante y puede influenciar de gran manera en la eficiencia del proceso.

#### 2.3.7.2.1. Tiempo de residencia

El tiempo de residencia depende de varios factores que pueden influenciarlo. Existe un "tiempo teórico" que se obtiene de dividir la capacidad del tanque de tratamiento por el caudal y existe también un "tiempo real o efectivo". Esto se debe a que la emulsión sigue un camino de menor resistencia al flujo lo cual resulta en una modificación del tiempo de residencia "teórico".

Cuando los resultados de la deshidratación no son los esperados, una de las alternativas es modificar este tiempo para mejorar el rompimiento de la emulsión.

#### 2.3.7.2.2. Colchón de agua

Se denomina colchón de agua a la base de dicho fluido que se forma en el fondo del tanque de lavado, con el fin de facilitar el proceso de separación del agua emulsionada en el crudo. Normalmente presenta una altura de 8' y se aprovecha el contacto directo de esta agua con el petróleo para realizar cierto tipo de tratamiento térmico para la deshidratación. Se recircula el agua de este colchón por un intercambiador de calor o un calentador y se la calienta, la cual entra en contacto con el crudo y le aumenta su temperatura; facilitando y acelerando el rompimiento de la emulsión.



## **CAPÍTULO 3**

### **ANÁLISIS DE SITUACIÓN ACTUAL**

#### **3.1. ESTUDIO DEL PROCESO ACTUAL EN EL CAMPO PARAÍSO BIGUNO HUACHITO (PBH)**

En el presente capítulo se realiza un estudio de la situación actual en la que se encuentra operando el campo PBH, determinando los límites dentro de los cuales se trabaja con objeto de mejorar el sistema de deshidratación de crudo. Se incluyen las características físico-químicas de los fluidos presentes; y, se realiza un análisis sobre los requerimientos del sistema y un estudio sobre las condiciones medioambientales bajo las cuales opera el campo PBH.

##### **3.1.1. LEVANTAMIENTO DEL DIAGRAMA DE TUBERÍAS E INSTRUMENTACIÓN DEL PROCESO DE PRODUCCIÓN**

Ante la necesidad de plasmar el proceso actual por el cual el crudo es extraído y despachado en el campo PBH, se ha realizado el diagrama de tuberías e instrumentación (DTI) del mismo, usando como herramienta la simbología proporcionada por la empresa ENAP-SIPEC. El detalle de ésta se encuentra en el ANEXO A - "SIMBOLOGÍA UTILIZADA EN DTI'S".

En el ANEXO B - "DIAGRAMA DE FLUJO DE PROCESO DE CAMPO PBH" se muestra un diagrama de flujo de proceso (PFD) de la estación PBH, levantado en una visita realizada al campo en cuestión desde el día 13 de mayo de 2009 hasta el 20 de mayo del mismo año. En el DTI se encuentra aún el sistema actual de calentamiento, a pesar de su desuso, incluyendo sus conexiones con el tanque de lavado, las botas de gas y demás.

Este diagrama sirvió de ayuda para decidir el mejor punto en el proceso para incorporar el nuevo sistema de calentamiento para que la deshidratación sea

óptima. Además, permitió analizar la interrelación entre los diferentes componentes de la planta y evidenciar claramente el flujo de los distintos fluidos de la instalación, involucrados en la eliminación de la emulsión de agua en el crudo.

El nombre de los planos se lo asignó de acuerdo a lo explicado en el punto 7.1.1 (Codificación) del presente texto, el cual detalla las razones para asignar el código de cada plano.

### **3.1.2. ANÁLISIS DE DIAGRAMA DE TUBERÍAS E INSTRUMENTACIÓN DEL PROCESO DE PRODUCCIÓN (DTI)**

El crudo de varios pozos es extraído mediante levantamiento artificial y fluye hasta la estación PBH, donde un manifold permite la distribución del fluido hacia los separadores de producción, dentro de los cuales por acción del choque se produce la separación de la fase gas que se encuentra mezclada con petróleo. El gas que aquí se extrae es utilizado como combustible para generación de energía eléctrica y el exceso es quemado en un mechero. Es este gas el que se aprovecha para los quemadores en el sistema de calentamiento diseñado, cuyo detalle se encuentra en el capítulo 6 de la presente.

El crudo y agua mezclados pasan por las botas de gas donde es removido el gas restante, para entrar luego al tanque de lavado en el que se produce la deshidratación del crudo. El petróleo entra por la parte baja del tanque de lavado y dentro de éste, por gravedad y acción del químico desemulsionante, el agua por ser más densa, se asentará formando un colchón cuyo nivel se lo mantiene por lo general en 8 pies de altura y se regula mediante una pierna hidrostática.

La empresa *Baker Petrolite del Ecuador S.A.* es la encargada de determinar, suministrar y controlar el químico desemulsionante adecuado para una eficiente ruptura de la emulsión en el proceso antes de ser despachado el petróleo

producido. El químico que actualmente inyectan a nivel de pozo y antes de entrar a los separadores tiene el nombre de DMO 4618. Su concentración y tipo se determinan por la temperatura del fluido, así como por sus características químicas. Además se debe mencionar que se inyectan también algunos otros tipos de químicos como: antiparafínicos, antiespumantes, anticorrosivos, que son utilizados en los distintos procesos de extracción y producción de petróleo.

El agua de proceso extraída del crudo se lleva a dos tanques de almacenamiento para su posterior reinyección a pozos en desuso con el fin de evitar cualquier tipo de contaminación medioambiental.

El crudo que sale del tanque de lavado es depositado en tanques de almacenamiento donde se distribuirá una parte para su transporte al oleoducto Sacha y otra parte será usado en el sistema "Power Oil" de levantamiento artificial del crudo

### **3.1.3. LÍMITES DEL PROCESO DE DESHIDRATACIÓN**

El realizar un buen diseño del sistema de calentamiento para deshidratación de crudo dependió, en un inicio, de la correcta delimitación de los elementos actuales de la estación que formaron parte del análisis y del diseño de la nueva alternativa; así como la adecuada selección de las variables involucradas.

#### **3.1.3.1. Determinación de fronteras**

En el ANEXO C - "DTI DEL CAMPO PBH CON DELIMITACIÓN DE FRONTERAS" se muestra el sistema actual de la estación PBH junto con líneas de frontera que delimitan el sistema hacia la parte de interés para el diseño del calentador.

En el ANEXO D - "DTI DETALLADO DE ÁREA DE INFLUENCIA DEL SISTEMA EN EL CAMPO PBH" se muestra el diagrama DTI más detallado de

los equipos e instrumentos dentro de la frontera establecida para el diseño, como el tanque de lavado, las botas de gas, etc.

El nombre asignado a los planos presentes en los anexos mencionados, se obtuvieron de acuerdo a lo establecido en la sección de Codificación del presente texto (tópico 7.1.1).

#### **3.1.4. PROPIEDADES FÍSICO-QUÍMICAS DE LOS FLUIDOS**

El sistema de calentamiento requirió un análisis previo de las características de los fluidos con la finalidad de aprovechar las características de los mismos y tomar las precauciones necesarias en el diseño.

##### **3.1.4.1. Propiedades físico-químicas del gas**

Para determinar la composición del gas disponible en el campo PBH, producto de la extracción y tratamiento de crudo, se utilizó la *cromatografía de gases*, la cual es el resultado de un método físico de separación.

El análisis cromatográfico proporciona datos para el cálculo de las propiedades físico-químicas del gas disponible, tales como el poder calorífico, la densidad relativa, entre otras.

La empresa ENAP-SIPEC cuenta en sus registros con varias cromatografías del gas producido en el campo PBH, y puso a disposición para el presente proyecto la más actualizada, realizada por el *Laboratorio de Análisis Instrumental del Departamento de Ingeniería Química de la Escuela Politécnica Nacional* y que tiene como nombre y referencia: “*Reporte de Análisis LAII – 049-09*, con fecha: *11 de julio de 2009*. Este reporte se adjunta como ANEXO E - “CROMATOGRAFÍA DEL GAS” al final del presente proyecto.

En este análisis se tomó muestras al ingreso de los generadores y se las analizó a 50°C. Como resultados principales se obtuvo:



**Tabla 3.1 Resumen Cromatografía de Gas**

	Ingreso generadores
Densidad relativa del gas	1,17
Peso molecular promedio [g/gmol] :	33,87
Poder calórico del gas [BTU/ft3]	1002,53

Fuente: Escuela Politécnica Nacional. Reporte de Análisis LAII -049-09

El valor más importante en esta tabla es el poder calórico; ya que permite saber la cantidad de calor que se le podrá entregar al fluido del sistema por parte del consumo de gas. Al conocer la cantidad de energía requerida para elevar la temperatura del crudo, se determinó (en el subcapítulo 6.1.3) por medio del poder calórico y la producción de gas del campo, si es suficiente este combustible. En el ANEXO F - “REPORTE MENSUAL DE PRODUCCIÓN (ABRIL-2009)” se tiene el reporte mensual del mes de abril proporcionado por ENAP-SIPEC que indica la generación diaria de gas en el campo y el promedio mensual de 1982,2m<sup>3</sup> (70 MFT<sup>3</sup>) por día. Dentro de la información recolectada, se tiene reportes que indican la generación de gas y consumo del gas. En la Tabla 3.2 se muestra un ejemplo de estos reportes.

**Tabla 3.2 Ejemplo reporte diario de consumo y generación de gas**

Producción de gas		Generación a gas		Gas a tea y calentador
CAMPO	m <sup>3</sup> /día	CONSUMO m <sup>3</sup> /día		
MDC	38794,07	9565,04	46382,99	29138,03
PAR+BIG	1763,57	830,08	3398,02	932,76

Fuente: ENAP-SIPEC

Se observa un alto consumo de los generadores de electricidad (generadores Wakesha); sin embargo, la empresa ENAP-SIPEC puso en marcha un proyecto para utilizar la energía eléctrica producida en el otro campo de la empresa, el campo MDC<sup>4</sup>; el cual es de aproximadamente el triple de capacidad del campo PBH; por lo que produce gas suficiente para generar electricidad para ambos campos. Es por esto que la empresa decidió poner a disposición del presente

<sup>3</sup> Miles de Pies Cúbicos

<sup>4</sup> Mauro Dávalos Cordero

proyecto toda la producción de gas del campo, es decir, 1982,2m<sup>3</sup> (70 MFT<sup>3</sup>) por día.

#### **3.1.4.2. Propiedades físico-químicas del crudo**

La empresa ENAP-SIPEC utiliza los servicios de la empresa *Baker Petrolite del Ecuador S.A.* para la realización de varios análisis y controles químicos de los fluidos presentes en su campo PBH. El último análisis del crudo del campo fue realizado en el 2008 y se encuentra adjunto al final del proyecto bajo el título de ANEXO G - "ANÁLISIS FÍSICO-QUÍMICO DEL CRUDO".

Los resultados arrojan varias características del petróleo como la viscosidad a ciertas temperaturas, el poder calorífico, el porcentaje de asfaltenos, de parafinas, etc. Estos parámetros definen el comportamiento del crudo y su composición de acuerdo a niveles estándares de análisis.

En el ítem 3.1.4.4 se detalla una caracterización del crudo de acuerdo a las propiedades obtenidas en este punto; con el fin de determinar las características del fluido que influyen en el diseño del sistema.

#### **3.1.4.3. Propiedades físico-químicas del agua**

La caracterización físico química del agua permite determinar ciertas condiciones del agua de formación que son de gran importancia para el correcto diseño del sistema de calentamiento, entre las más importantes están: el pH para clasificarla como ácida o básica, la alcalinidad, la cantidad de sólidos totales ya que estos incrementan la turbidez del agua y disminuyen su calidad, la cantidad de oxígeno disuelto, etc.

La empresa *Baker Petrolite del Ecuador S.A.* realizó el último análisis físico-químico del agua de formación y tiene fecha del 15 de marzo del 2009. Este reporte se encuentra como ANEXO H - "ANÁLISIS FÍSICO-QUÍMICO DEL AGUA" en la parte correspondiente.

Con las propiedades físico-químicas del agua de formación se evaluó la tendencia de la misma para determinar si es incrustante o corrosiva. Esto fue de gran importancia para elegir correctamente el tipo de material a usarse en la construcción del sistema.

Para determinar esta tendencia se utilizó el Índice de Oddo-Tomson o *Índice de Saturación*, el cual considera el efecto de la presión total y parcial del bióxido de carbono. En la Tabla 3.3 se muestra una forma de evaluar el valor de este índice.

**Tabla 3.3 Tendencia del agua según el Índice de Saturación**

<b><i>Índice de Saturación</i></b>	<b><i>Tendencia</i></b>
<b>Si es positivo</b>	El agua está supersaturada con CaCO <sub>3</sub> . Indica tendencia a incrustaciones calcáreas.
<b>Si es negativo</b>	El agua tiene bajo contenido de CaCO <sub>3</sub> . Tendencia corrosiva.
<b>Si es igual a cero</b>	El agua está saturada de CaCO <sub>3</sub> . Agua nivelada.

Fuente: Patton, C; Applied water technology; pag. 73

En el ANEXO H - “ANÁLISIS FÍSICO-QUÍMICO DEL AGUA” se determina un Is (Índice de saturación) positivo; sin embargo, es bajo (0,45); por lo que se indica que no hay riesgo alto de formación de incrustaciones y no hay tendencia corrosiva. El rango de valores aceptables es de -0,5 a +0,5.

#### **3.1.4.4. Caracterización del crudo**

Analizando la información obtenida en el punto 3.1.4.2 se pudo realizar una correcta caracterización del crudo, para determinar las características más importantes del mismo.

Se tiene un petróleo con una gravedad API de 27,0 lo que lo define como un crudo mediano. Además, como lo aclara el informe del ANEXO F - “REPORTE MENSUAL DE PRODUCCIÓN (ABRIL-2009)” se observa una tendencia parafínica del petróleo. Se puede clasificarlo también como un crudo dulce ya

que su contenido de azufre es menor al 1.5 %peso; esto garantiza baja corrosión en las tuberías y equipos.

El valor de mayor relevancia en este proyecto es la cantidad de agua emulsionada en el crudo extraído; dicho valor se lo extrajo del ANEXO F – “REPORTE MENSUAL DE PRODUCCIÓN (ABRIL-2009)” que indica un porcentaje de agua en el crudo (%BSW) de 18,9%. Al entregar el crudo a producción, la empresa lo hace con un %BSW mucho menor, como se aclara en el punto 3.1.5 de la presente; sin embargo, lo hace consumiendo químicos y con inestabilidad en el proceso por la pérdida de calor en el Tanque de Lavado. Es ahí donde actuará el sistema de calentamiento diseñado, al dar estabilidad y permitir reducir el consumo de desemulsionantes.

### **3.1.5. CARACTERÍSTICAS DEL CRUDO PRODUCIDO**

Al momento de realizar el análisis de la situación actual del proceso de deshidratación en el campo PBH, se determinó las características del crudo despachado. Se expende un petróleo de gravedad API promedio de 27,0 con un porcentaje de contenido de agua (%BSW) promedio de 0,166. Estos valores se los puede hacer referencia en el ANEXO F - “REPORTE MENSUAL DE PRODUCCIÓN (ABRIL-2009)”.

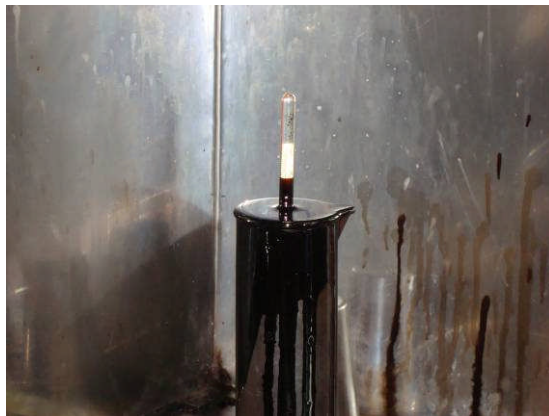
Es necesario destacar que se realizó la medición en campo de la gravedad API del petróleo a la salida del tanque de lavado siguiendo el procedimiento que utiliza la empresa Baker. Se exponen fotos de dicho proceso a continuación.



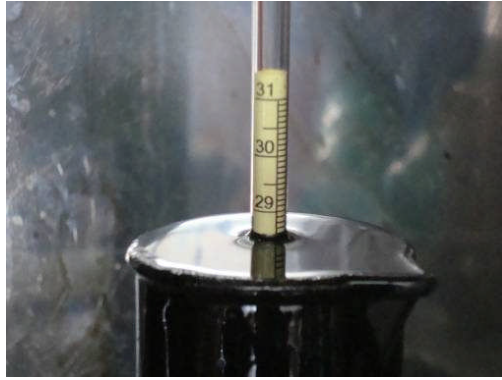
**Figura 3.1** Recolección de la muestra



**Figura 3.2** Muestra de crudo en probeta



**Figura 3.3** Introducción del hidrómetro en muestra



**Figura 3.4 Medición de temperatura y gravedad API**

Una vez obtenido el valor de la gravedad API se tomó la temperatura de la muestra y se hizo una corrección para determinar la gravedad API a una temperatura estándar de 60°F. La medición indicó un grado API observado de 28,5 a una temperatura de 84°F. Utilizando la Tabla 5A de la norma ASTM<sup>5</sup> 1250, se corrigió el grado API obtenido para evaluarlo a los 60°F, consiguiendo un grado API de 26,9; este valor confirma el grado API de 27 tomado como referencia para el presente proyecto.

### **3.1.6. REQUERIMIENTOS DEL SISTEMA**

A continuación se indican los parámetros de operación bajo los cuales se trabajó al elaborar el modelo matemático que permitió realizar el diseño adecuado del sistema de calentamiento.

#### **3.1.6.1. Volumen de crudo**

El campo PBH maneja un aproximado de 15000 BFPD<sup>6</sup> de los cuales 3000 son enviados a la estación Sacha Central y 12000 son recirculados para el levantamiento de crudo a través del sistema Power Oil. En el ANEXO F - “REPORTE MENSUAL DE PRODUCCIÓN (ABRIL-2009)” se muestra el resumen de la producción del mes de abril del campo PBH. Los valores que se

---

<sup>5</sup> American Society for Testing and Materials

<sup>6</sup> Barriles de Fluido Por Día.

han seleccionado son referenciales de acuerdo al análisis de este anexo y reportes de producción de la empresa.

#### 3.1.6.1.1. Volumen de producción

El volumen neto de producción promedio del campo PBH es de 3000 BPPD<sup>7</sup>, todo este fluido es bombeado a la estación Sacha Central. Este es el valor de producción diario real que producen todos los pozos conectados con esta estación y es un valor sumamente importante para el diseño del sistema de calentamiento para deshidratación.

Todo este crudo bombeado a la estación de Petroecuador debe cumplir con las especificaciones necesarias para su entrega, entre las más importantes en el caso del presente estudio se encuentran, el BSW que es el que representa el porcentaje de agua en el crudo; y, la gravedad API, la cual determina el precio en el mercado del petróleo de acuerdo a su calidad.

#### 3.1.6.1.2. Volumen de inyección

Una gran parte de crudo es inyectado a través del sistema "Power Oil" nuevamente en el pozo, mediante el uso de bombas JET, este sistema de bombeo hidráulico permite arrastrar hasta la superficie el crudo producido en el pozo. El petróleo utilizado como fluido motriz en este método es tomado de los tanques de almacenamiento y se inyecta diariamente 12000 BPPD distribuidos entre los distintos pozos activos. Este método favorece a reducir las emulsiones, ya que el crudo de inyección es previamente procesado y tiene por ende químicos, entre ellos el desemulsionante, permitiendo así que estos se pongan en contacto muy temprano con el crudo a tratar.

El agua que se desprende del crudo es almacenada en tanques antes de su re-inyección. Este volumen de agua de proceso está en promedio de 350 BAPD<sup>8</sup> y

---

<sup>7</sup> Barriles de Petróleo Por Día.

<sup>8</sup> Barriles de Agua Por Día.

es inyectada en pozos en desuso, con el fin de prevenir cualquier tipo de contaminación ambiental sobre la superficie.

### **3.1.6.2. Temperatura de crudo en tanque de lavado**

Para determinar las temperaturas de los fluidos dentro del tanque de lavado se ha realizado un análisis usando una cámara térmica (thermal-imager), que permitió medir las temperaturas tanto del crudo como del colchón de agua, a diferentes niveles de altura. Para motivos de comparación también se ha tomado datos utilizando un termómetro regular con muestras de crudo obtenidas a distintas alturas. La hoja técnica de la cámara térmica se muestra en el ANEXO I - "HOJA TÉCNICA DE LA CÁMARA TERMOGRÁFICA UTILIZADA TIPO FLUKE TI-10".

Para efectos del estudio las mediciones se realizaron durante 7 días de visita al campo y fueron tomadas en días calurosos y lluviosos, para conocer la manera en que las condiciones ambientales afectan al interior del tanque. En la TABLA 3.4 se muestran las temperaturas del crudo, dentro del tanque de lavado, más notables en días calurosos.



**Tabla 3.4 Perfil de temperaturas del Tanque de Lavado**

**PERFIL DE TEMPERATURAS DEL TANQUE DE LAVADO**

FECHA

16/05/2009

ALTURA (FT)	TEMPERATURAS (°F)			TEMP. MUESTRAS DE CRUDO (°F)	TEMP. MUESTRAS DE CRUDO (°F)
	MAX	PROM	MIN	(termómetro)	(termografía)
0	94.9	93.8	93		
2.5	97.8	96.1	94.8		
5	98.5	96.8	95.6		
7.5	97.7	96.2	95.2		
10	97.1	95.9	94.9	95.4	97
12.5	96.4	95.1	94.1		
15	95.6	94.2	93.3	95.3	96.2
17.5	95.4	94.3	93.3		
20	94.4	93.6	92.8	93.4	95.3
22.5	93.3	92.6	91.8		
25	93.3	92.3	91.6	92.5	95.5
27.5	92.9	91.9	91.3		
30	92.5	91.6	90.5		
32.5	94.7	91.8	90.7		
35	99.4	96.4	95.3		

<b>colchón</b>	97.5	96.9	96.3		
<b>Tambiental</b>	84.5				

Fuente: Elaborado por autores 2009

Como se puede observar en la tabla anterior, las temperaturas medidas por la cámara térmica y el termómetro son aproximadamente similares, por lo que las temperaturas obtenidas mediante termografía son válidas para el presente estudio. En el ANEXO J - "EJEMPLOS DE FOTOGRAFÍAS TÉRMICAS REALIZADAS POR AUTORES EN CAMPO PBH" se muestran algunas de las fotografías utilizadas para la elaboración de la Tabla 3.4

En la Tabla 3.5 se muestra los valores mínimos de temperatura encontrados en un día de lluvia.

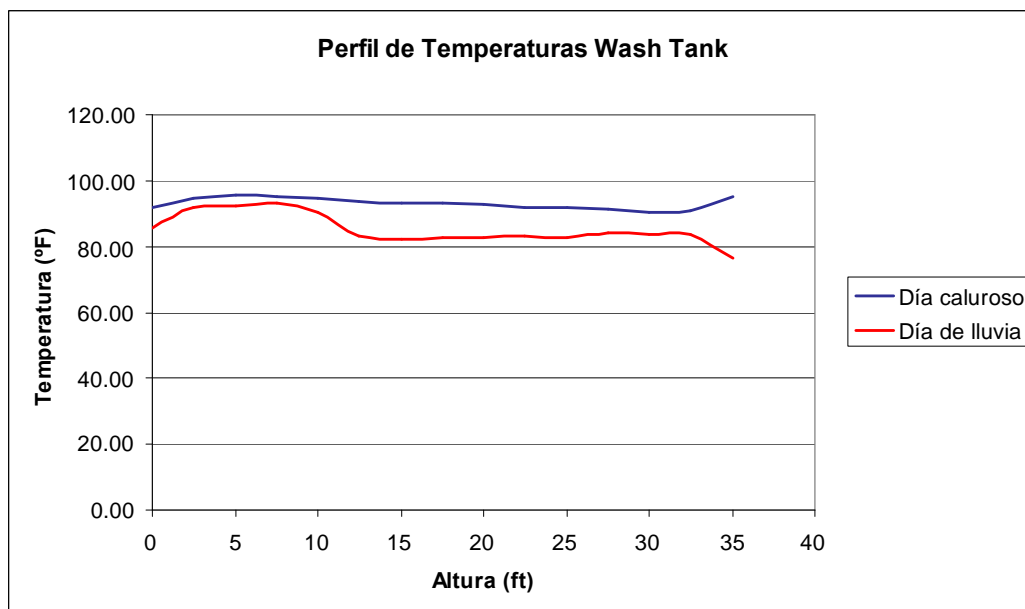
**Tabla 3.5 Perfil de temperaturas del Tanque de Lavado en día de lluvia**

<b>ALTURA (FT)</b>	<b>°T MIN (°F)</b>
<b>0</b>	85.7
<b>2.5</b>	91.8
<b>5</b>	92.5
<b>7.5</b>	93.4
<b>10</b>	90.2
<b>12.5</b>	83.3
<b>15</b>	82.3
<b>17.5</b>	82.7
<b>20</b>	82.8
<b>22.5</b>	83.1
<b>25</b>	82.7
<b>27.5</b>	84
<b>30</b>	83.9
<b>32.5</b>	83.9
<b>35</b>	76.5

<b>Colchón</b>	91.6
<b>Tambiental</b>	77.8

Fuente: Elaborado por autores 2009

En la Figura 3.5 se muestra gráficamente el perfil de temperaturas del tanque de lavado en un día caluroso y en un día frío de lluvia.



**Figura 3.5 Perfil de temperaturas Tanque de Lavado**

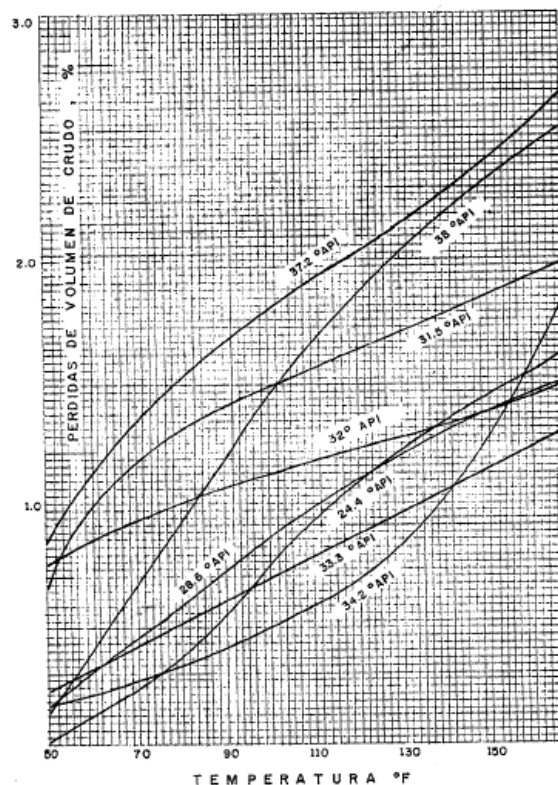
Para el diseño adecuado del sistema de calentamiento se usaron los valores mínimos de temperatura encontrados en el tanque de lavado, lo que permite

que el equipo diseñado sea capaz de mantener un rango estable de temperaturas requerido para la deshidratación capaz de operar aún en situaciones adversas.

### 3.1.6.3. Especificaciones requeridas del crudo

Dentro de los requerimientos de ENAP-SIPEC el crudo, antes de ser enviado a la estación Sacha, debe tener como máximo un BSW < a 0.5%.

Para el proceso de deshidratación se requiere que el crudo alcance una temperatura de 323,15K (122 °F) para romper las emulsiones, pero se debe evitar al máximo las pérdidas de volumen por hidrocarburos de bajo punto de ebullición. En la Figura 3.6<sup>9</sup> se muestra las pérdidas de volumen por evaporación con respecto al aumento de la temperatura, para distintos tipos de crudo.



**Figura 3.6 Pérdida de Volumen por evaporación**

<sup>9</sup> GÓMEZ, J; Apuntes de clase, Capítulo VII “Manejo de la producción en la superficie”. Facultad de Ingeniería. UNAM, 1984. pag10.

#### 3.1.6.4. Determinación de variables

Previo al diseño se requirió especificar los datos necesarios a ser usados en el balance de masas y energías, los datos involucrados en el diseño se obtuvieron a partir de la información proporcionada por SIPEC y se muestran en la Tabla 3.6.

**Tabla 3.6. Variables para el diseño del sistema de calentamiento.**

Densidad del petróleo	27.0 API
Densidad del agua	1033 Kg/m <sup>3</sup>
Barriles de fluido procesado diariamente (BFPD)	15000 BBL/día
Barriles de petróleo por día (BPPD) de inyección a sistema Power Oil para el diseño	12000 BBL/día
Barriles de petróleo por día (BPPD) de producción para el diseño	3000 BBL/día
Temperatura de Crudo en el tanque de lavado	30.55 °C (87 °F)
Temperatura a la que se rompen las emulsiones	50 °C (122 °F)
Poder calorífico del gas de PBH	37340 MJ/m <sup>3</sup> (1002.21 BTU/pe <sup>3</sup> )
Gas disponible en campo	1982,1 m <sup>3</sup> /día (70 Mft <sup>3</sup> / día)

Fuente: Elaborado por autores 2009

#### 3.1.7. CONDICIONES AMBIENTALES

Dentro del análisis previo para el diseño correcto del sistema de calentamiento, fue necesario tener en cuenta la influencia del medio ambiente con los fluidos involucrados. No se podía dejar de considerar la pérdida de calor por la diferencia de temperatura entre el tanque de lavado y las tuberías con el aire a su alrededor. Además de esto, la ciudad de El Coca se encuentra en la región amazónica del Ecuador, por lo que se tiene altos niveles de precipitaciones que permiten mayor rapidez en la transferencia de calor.

### **3.1.7.1. Variación de temperaturas en el medio de operación**

Para poder evidenciar la variación de temperaturas en el medio de operación del campo PBH, se obtuvo un informe mensual de los meses de enero, febrero, marzo y abril del año 2009 sobre las precipitaciones y las temperaturas en la ciudad de El Coca.

Esta información fue proporcionada por el *Departamento de Meteorología Aeronáutica* de la DAC (Dirección de Aviación Civil). Estos datos son medidos en el aeropuerto de la ciudad mencionada, a 20 minutos del campo PBH; y se los acepta como valores de nuestra área de trabajo ya que son los más cercanos posibles. La empresa no cuenta con un registro de precipitaciones ni temperaturas ambientales propio. Una parte de dicha información se muestra en el ANEXO J - "INFORMACIÓN METEREOLÓGICA DE LA CIUDAD DEL COCA PERÍODO: ENERO 2009-ABRIL 2009. DIRECCIÓN GENERAL DE AVIACIÓN CIVIL (DAC)".

Las temperaturas críticas (mínimas y máximas) fueron escogidas para determinar, con un factor de seguridad adecuado, la diferencia máxima que puede existir entre la temperatura del crudo dentro del Tanque de Lavado y la ambiental. De igual forma, se tomó como referencia los días de mayor cantidad de lluvia, de acuerdo a los milímetros reportados en el informe.

De la información obtenida de la DAC se realizó una selección de los días con condiciones ambientales críticas y se organizó esos datos en la tabla siguiente.

**Tabla 3.7 Condiciones Climáticas Críticas**

MES	DÍA	PRECIPITACIONES (mm)	TEMP. MIN (°C)	TEMP. MAX (°C)
ENERO	1	45,1	22,0	28,8
	7	42,6	22,5	32,1
	30	46,3	22,0	28,8
	31	0,0	21,1	32,8
FEBRERO	7	0,0	21,1	31,8
	9	31,7	23,0	31,3
	14	44,9	22,3	33,0
	17	23,7	23,5	33,4
MARZO	2	38,5	22,0	30,0
	12	41,8	23,7	31,1
	14	47,5	22,4	28,5
	15	3,5	20,5	25,3
	18	58,6	21,5	27,2
	27	41,0	22,1	26,3
	28	47,7	21,6	31,5
	30	0,0	23,0	33,7
ABRIL	3	0,0	22,4	33,6
	4	63,2	22,1	32,9
	13	45,8	21,3	32,6
	14	73,1	22,4	30,9
	23	10,8	20,7	32,9

Fuente: Elaborado por autores 2009

De esta tabla se determinó que, en el lapso de enero de 2009 hasta abril de 2009, la temperatura mínima que se ha alcanzado en la ciudad del El Coca es de 20,5 °C; mientras que la más alta ha sido de 33,7°C. También se debe mencionar que la fecha con mayor precipitación (14 de abril de 2009) ha registrado una cantidad de 73,1 mm de agua lluvia a lo largo del día.

La determinación de estos datos permitió el cálculo de la transferencia de calor entre el tanque de lavado y el ambiente, con el fin de realizar correctamente el balance energético del sistema en el Capítulo 4.

### **3.1.7.2. Incidencia sobre el tanque de lavado**

El Tanque de Lavado en el campo PBH se encuentra sin ningún tipo de aislamiento, evidenciando una clara pérdida de calor del mismo al estar en contacto con el aire y la lluvia. En el Capítulo 4 de la presente tesis se realizó un balance de energías, donde se tomó en consideración las pérdidas en el tanque por la diferencia de temperaturas entre el Tanque de Lavado y el aire o agua a su alrededor.



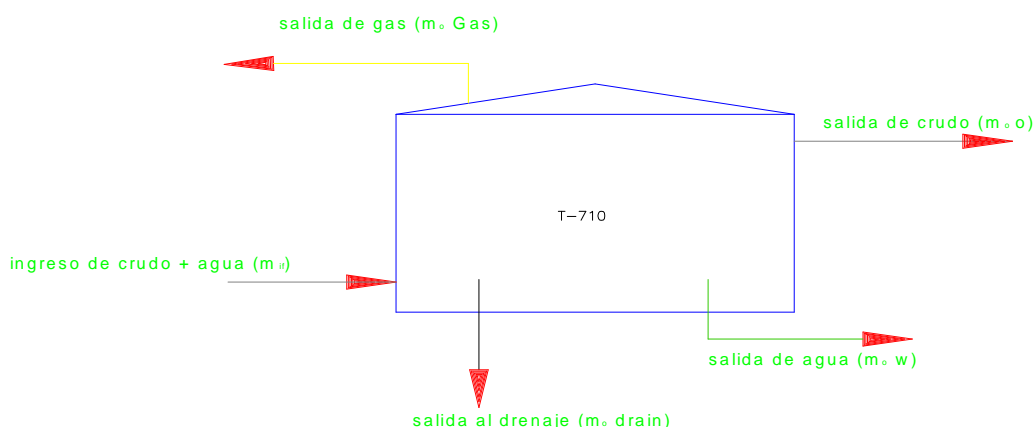


## CAPÍTULO 4

### ANÁLISIS DE PROCESO Y SOLUCIÓN CONCEPTUAL

#### 4.1. BALANCE MÁSSICO

Este tipo de balance permite verificar la ley de conservación de masas, por consiguiente la masa total de los fluidos que ingresan al sistema, deberá ser igual a la que sale del mismo. En la FIGURA 4.1 se muestra el tanque de lavado, que es el sistema donde se realizó el balance, se puede apreciar en el gráfico todos los fluidos que entran y los que salen del mismo.



**Figura 4.1. Esquema de flujo de fluidos en Tanque de Lavado**

Se realizó el balance de masas con la información del día 16 de Mayo del 2009 especificada en el ANEXO L - "FORECAST 16 DE MAYO DE 2009", en el que se presentaron las mediciones bajas de temperatura por lluvia. Para esto se consideró que la masa de gas ( $m_o$  Gas) es despreciable debido a que según la temperatura de crudo medida en la sección 3.1.6.2 no se genera pérdidas considerables por evaporación de hidrocarburos volátiles de acuerdo a la Figura 3.6.

Además el flujo de masa ( $m_o$  drain) ha sido también despreciado ya que no es una masa constante que esté saliendo del tanque de lavado, si no más bien un medio de evacuación de lodos y residuos. Siendo así, el balance de masas el que se muestra a continuación.

$$\Sigma m \text{ entrada} = \Sigma m \text{ salida} \quad (\text{ec. 4.1})$$

Refiriéndose a la Figura 4.1 y la ecuación 4.1 se encontró que:

$$m_{if} := m_{oo} + m_{ow} + m_{ogas} + m_{drain} \quad (\text{ec. 4.2})$$

Donde

$m_{if}$	Masa de fluido que ingresa al tanque (crudo + agua)
$m_{oo}$	Masa de crudo que sale del tanque de lavado
$m_{ow}$	Masa de agua que sale del tanque de lavado
$m_{ogas}$	Masa de gas que sale del tanque de lavado
$m_{drain}$	Masa de fluidos de drenaje que salen del tanque de lavado

Es necesario aclarar que todas las ecuaciones y todos los cálculos involucrados en el presente capítulo se manejan exclusivamente con unidades del Sistema Internacional. En los casos en que se manejó datos iniciales en unidades de otros sistemas, se realizó la conversión pertinente previa a cualquier cálculo.

Con la información del ANEXO L - "FORECAST 16 DE MAYO DE 2009" y las suposiciones indicadas en esta sección se encontró los valores de la ecuación 4.2, los mismos que se indican en la siguiente tabla.

**Tabla 4.1 Caudales másicos en volumen de control**

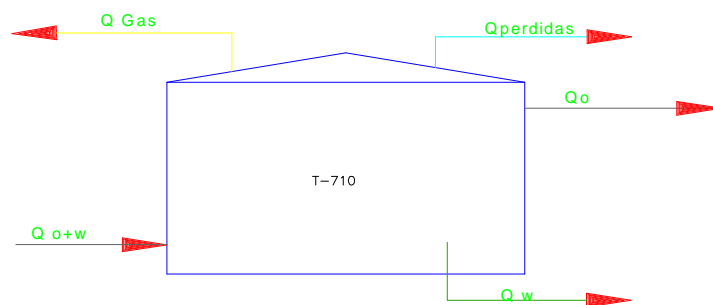
CONSTANTE	CAUDAL MASICO (Kg/s)
<b>mif</b>	24.319
<b>moo</b>	23.796
<b>mow</b>	0.523
<b>mogas</b>	0.00
<b>modrain</b>	0.00

Fuente: Elaborado por autores 2009

Con la ecuación 4.2 se comprueba que la sumatoria de masas que salen es igual a las que entran, para este caso en particular el balance de masas es muy simple pero debió ser considerado ya que en circunstancias diferentes este debería ser tomado muy en cuenta y analizado de la misma forma en que se lo ha hecho en esta sección.

## 4.2. BALANCE ENERGÉTICO

Tal como establece la primera ley de la Termodinámica, la energía no puede crearse ni destruirse, solo transformarse. Por lo tanto la energía que entra al sistema deberá ser igual a la cantidad de energía que sale de él. En la FIGURA 4.2 se presenta un detalle de los flujos de entrada y salida de energía del tanque de lavado. Valiéndose de este principio físico se ha determinado el calor total de pérdidas, el mismo que es de utilidad para conocer el coeficiente total de transferencia de calor U.



**Figura 4.2. Balance de energía en Tanque de Lavado**

La ecuación 4.3 permite calcular el Calor cedido por un flujo másico considerando la temperatura inicial y final del mismo

$$Q := m \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (\text{ec. 4.3})$$

Donde

Q	Calor cedido
m	Flujo másico
cp	Calor específico del fluido
$\Delta T$	Diferencia de temperaturas

El objetivo al realizar el balance energético fue determinar el calor que se pierde cuando los fluidos atraviesan el volumen de control, para ello se contó con los datos que fueron tomados en el campo mostrados en la Tabla 4.2.

**Tabla 4.2 Datos de fluidos involucrados**

DATO	NOMENCLATURA	VALOR	UNIDADES
Temperatura ambiente	Tamb	298.6	K
Temperatura fluido de entrada (crudo + agua)	Tfi	307.6	K
Temperatura de salida de crudo	Tco	303.7	K
Temperatura de salida del agua	Two	302.9	K
Densidad del agua	$\delta_w$	1033	kg/m <sup>3</sup>
Calor específico del agua	CPw	4181	J/kg*K
Densidad del crudo	$\delta_c$	893	kg/m <sup>3</sup>
Calor específico del crudo	CPc	2048	J/kg*K
Densidad total del fluido (crudo + agua)	$\delta_t$	895.61	kg/m <sup>3</sup>
Calor específico total del fluido (crudo + agua)	CPt	2088	J/kg*K

Fuente: Elaborado por autores 2009

Para determinar el calor cedido por el agua (Qw) se aplicó la ecuación 4.3 obteniéndose así:

$$Q_w := m_w \cdot CP_w \cdot (T_{fi} - T_{wo}) \quad (\text{ec. 4.4})$$

$$Q_w = 1.008 \times 10^4 \text{ W}$$

De igual manera se determinó el calor perdido por el crudo (Qo) durante su paso a través del tanque de lavado.

$$Q_o := m_o \cdot CP_c \cdot (T_{fi} - T_{co}) \quad (\text{ec. 4.5})$$

$$Q_o = 1.895 \times 10^5 W$$

De este modo mediante el balance energético se encontró el calor perdido total, el mismo que fue necesario para el correcto diseño del sistema de calentamiento.

$$Q_p := Q_w + Q_o \quad (\text{ec. 4.6})$$

$$Q_p = 1.996 \times 10^5 W$$

Donde

$Q_p$  Calor perdido total en el tanque de lavado

### **4.3. REQUERIMIENTOS PARA LA DESHIDRATACIÓN**

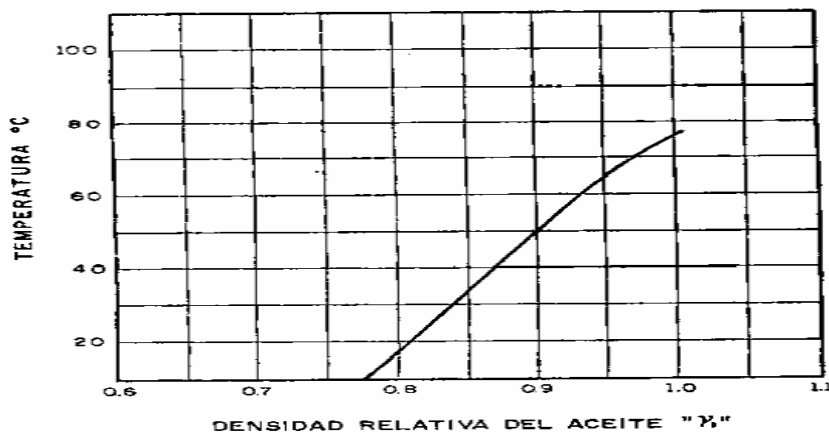
El presente estudio se basó en los fundamentos de la deshidratación de crudo para el diseño de un sistema de calentamiento por lo tanto fue necesario encontrar los parámetros necesarios para el cálculo del calor total requerido por el crudo para que su nivel de BSW sea menor al 0,5%

#### **4.3.1. TEMPERATURA REQUERIDA**

Como se señaló en la sección 2.3.3 al aumentarse la temperatura del crudo se reduce la viscosidad y se acelera la velocidad de deshidratación, además que el químico demulsificante mejora su eficacia y rapidez de acción al aumentar la temperatura, sin embargo esta temperatura no debe sobrepasar un cierto límite para evitar las pérdidas en volumen por hidrocarburos volátiles.

La temperatura para que el crudo alcance una deshidratación adecuada cuyo porcentaje de agua sea menor al 0,5% de BSW, depende principalmente de la

densidad del crudo, la Figura 4.3<sup>10</sup> muestra el valor de temperatura ideal de deshidratación



**Figura 4.3. Temperatura de deshidratación de crudo**

Con la densidad del crudo especificada en la tabla 4.2 se encuentra que la temperatura de deshidratación es de 50°C (122°F), esta fue usada en el diseño del sistema de calentamiento.

#### **4.3.2. CALOR REQUERIDO POR EL PETROLEO**

En la presente sección se determinó el calor total que el crudo necesita para elevar su temperatura hasta el nivel determinado en la sección anterior. Entendiéndose que el sistema no siempre trabajará en condiciones estables se tomó en cuenta las condiciones ambientales críticas mostradas en la Tabla 3.7 a las que podría estar sometido el presente diseño.

##### **4.3.2.1. Calor perdido en tanque de lavado en condiciones críticas**

En la sección 4.2 del presente capítulo se determinó el calor perdido total en el tanque de lavado con los datos tomados en campo en un día con temperatura

---

<sup>10</sup> GÓMEZ, J; Apuntes de clase, Capítulo VII "Manejo de la producción en la superficie". 1984. pag21.

ambiental promedio; sin embargo, fue necesario para el correcto diseño referirse a las temperaturas críticas ambientales especificadas en el capítulo 3.

#### 4.3.2.1.1. Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor en el tanque de lavado

El coeficiente global de transferencia de calor (U) es la resistencia que el volumen de control (tanque de lavado) presenta al intercambio de energía en forma de calor, esto permitió predecir las pérdidas totales de energía en condiciones más críticas.

$$U := \frac{Q}{A \cdot \Delta t} \quad (\text{ec. 4.7})$$

Donde

U	Coficiente global d transferencia de calor
A	Área de transferencia de calor
$\Delta t$	Diferencia de temperaturas

Con los datos geométricos del tanque de lavado fue posible determinar el Área de transferencia de calor.

$$D_{wt} := 12.19\text{m}$$

$$h := 12.8\text{m}$$

$$A_{ww} := D_{wt} \cdot \pi \cdot h$$

$$A = 490.189\text{m}^2$$

Donde

$D_{wt}$	Diámetro del tanque de lavado
h	Altura del tanque de lavado

Con estos datos se encontró el coeficiente de transferencia del tanque de lavado<sup>11</sup> (Uwt).

$$U_{wt} := \frac{Q_p}{A \cdot (T_{fi} - T_{amb})} \quad (\text{ec. 4.8})$$

$$U_{wt} = 45.244 \frac{W}{K \cdot m^2}$$

El dato de temperatura ambiental crítica fue obtenido a través de los registros de la Dirección de Aviación Civil (DAC) en la ciudad de EL Coca, donde se encuentra la estación meteorológica más cercana. Esta temperatura se encuentra registrada en la TABLA 3.7 del presente proyecto. Mediante este dato se calculó el calor que se perdería en el tanque de lavado en condiciones ambientales adversas.

$$T_{ambC} = 293.65 \text{ K}$$

$$Q_{pn} := U_{wt} \cdot A \cdot (T_{fi} - T_{ambC}) \quad (\text{ec. 4.9})$$

$$Q_{pn} = 3.093 \times 10^5 \text{ W}$$

Donde

TambC:                      Temperatura ambiental crítica

Qpn:                              Calor perdido neto en condiciones críticas

Una vez calculado el calor neto de pérdidas en el tanque de lavado se procedió a calcular el calor requerido por el crudo para elevar su temperatura hasta la temperatura de deshidratación. Esta energía es la suma del calor necesitado por el fluido y el calor perdido en el tanque debido a condiciones climáticas adversas (Qpn).

$$T_{final} = 323.15 \text{ K}$$

---

<sup>11</sup> INCROPERA, Fundamentos de transferencia de calor, 4ta ed., p. 590



$$Q_{\text{necesario}} := m_{\text{if}} \cdot C_{\text{Pt}} \cdot (T_{\text{final}} - T_{\text{fi}}) + Q_{\text{pn}} \quad (\text{ec. 4.10})$$

$$Q_{\text{necesario}} = 1.099 \times 10^6 \text{W}$$

Donde

$T_{\text{final}}$ : Temperatura de deshidratación (50°C)

$Q_{\text{necesario}}$ : Calor requerido por el crudo para alcanzar deshidratación

#### 4.3.2.2. Eficiencia del sistema de calentamiento

Considerando el sistema de transferencia de calor como un sistema totalmente adiabático, se entiende que el calor requerido por el crudo ( $Q_{\text{necesario}}$ ) debe ser igual al calor que proporcione el sistema de calentamiento. Por lo tanto como ningún sistema es cien por ciento eficiente se consideró en este enunciado, como parte final para el cálculo del calor requerido por el crudo, la eficiencia del sistema, determinando de esta manera mediante la ecuación 4.11 el calor que el sistema de calentamiento debe entregar al fluido para una deshidratación adecuada.

$$Q_{\text{nefic}} := \frac{Q_{\text{necesario}}}{0.8} \quad (\text{ec. 4.11})$$

$$Q_{\text{nefic}} = 1.374 \times 10^6 \text{W}$$

Donde

$Q_{\text{nefic}}$  Calor total que el sistema de calentamiento debe entregar considerando la eficiencia



# CAPÍTULO 5

## ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

### 5.1. DETERMINACIÓN Y ESTUDIO DE ALTERNATIVAS DE CALENTAMIENTO

Existen dos métodos para realizar el calentamiento necesario en el sistema de deshidratación, el método indirecto y el método directo. El primero hace referencia a calentar únicamente el agua que se recircula del colchón de agua del tanque de lavado. El crudo eleva su temperatura debido a la transferencia de calor entre el colchón y el crudo. Por otro lado, en el método directo se realiza el calentamiento a la mezcla de crudo y agua emulsionada. Ambos métodos tienen sus ventajas y desventajas; sin embargo, para aplicar cualquiera de ellos, se pueden utilizar prácticamente los mismos tipos de calentadores, con diferencias en sus diseños y sistemas de control.

En el tópico 5.2 se realizó una matriz de selección del método apropiado para el diseño del sistema de calentamiento.

La selección del método más apropiado para realizar el calentamiento se la basó en varios criterios que se consideraron importantes tanto en el ámbito técnico como económico. Estos fueron:

- Eficiencia Térmica.
- Uso de combustible.
- Riesgo en operación.
- Costo de fabricación.
- Corrosión.
- Implementación en campo.
- Mantenimiento.

La evaluación de los parámetros se realizó con un puntaje máximo de 5 puntos, siendo 5 el puntaje que representa la mayor conveniencia para el proyecto; y 1 el valor que indica el menor beneficio para el sistema a diseñar. En el caso de parámetros económicos, se evaluó con un puntaje de 10. Se buscó dar un 70% de la ponderación a los aspectos técnicos y un 30% a los económicos.

En la tabla de evaluación se presenta el total de la puntuación y se determina la alternativa seleccionada.

### 5.1.1. MATRIZ DE SELECCIÓN DE MÉTODO DE CALENTAMIENTO

Tabla 5.1 Cuadro Comparativo Método Directo y Método Indirecto

<i>Parámetros a evaluar</i>	<i>Ptos</i>	<i>Método Directo</i>		<i>Método Indirecto</i>	
<b><i>Eficiencia Térmica</i></b>	<b>5</b>	Alta. No hay fluido intermedio	5	Baja. Se pierde eficiencia en fluido intermedio	3
<b><i>Uso de combustible</i></b>	<b>5</b>	Bajo. Es más fácil calentar la mezcla que agua	5	Alto. Se necesita más energía para calentar agua	3
<b><i>Riesgo en operación</i></b>	<b>5</b>	Alto. El petróleo es altamente inflamable	3	Bajo. Petróleo alejado de la llama.	5
<b><i>Corrosión</i></b>	<b>5</b>	Baja. El crudo de la mezcla al calentarse corroe menos que el agua.	5	Alta. El agua caliente incrementa considerablemente su capacidad de corrosión.	3
<b><i>Implementación en campo</i></b>	<b>5</b>	Compleja. El campo no fue diseñado para este sistema.	3	Sencillo. Instalaciones aptas para el equipo	5
<b><i>Mantenimiento</i></b>	<b>5</b>	Difícil. Sistema complejo, procedimientos complicados.	2	Sencillo. Equipo simple con métodos normales de mantenimiento.	5
<b><i>Costo de fabricación del equipo</i></b>	<b>10</b>	Muy alto. Medidas de seguridad altas, equipo reforzado y materiales especiales.	4	Bajo. No necesita medidas de seguridad extremas ni materiales especiales, condiciones de operación normales.	8
<b><i>Calificación Máxima</i></b>	<b>40</b>		27		32
<b>Conclusiones:</b>					
1. Las ponderaciones para cada ítem son de 5 puntos excepto para el costo, que recibe un valor máximo de 10.					
2. El método con mejor evaluación es el Indirecto, por lo que se lo seleccionó para el presente proyecto.					

Fuente: Elaborado por autores 2009

Analizando los resultados dados por la matriz anterior, se determinó que el método más apropiado para el sistema a diseñar es el Método Indirecto; esto debido a que se ha puesto prioridad en el tema de la seguridad y en los costos. El método Indirecto ofrece una seguridad más alta ya que el crudo no se encuentra cerca de la llama y no se corre riesgo de inflamación. Además de esto, uno de los puntos más importantes en toda empresa es el de los costos; y, el método Indirecto representa una menor inversión, no solo por su menor costo de fabricación, sino también por el tema del mantenimiento y la adecuación a los equipos actuales. Estos costos inclinan la balanza al momento de tomar la decisión correcta.

Se han determinado varios tipos de equipos de calentamiento como opciones para el presente proyecto. Estos son:

- Intercambiadores de Calor
- Calentadores de fuego directo (Fired Heaters)
- Calentadores de fuego indirecto

Antes de comenzar el estudio de cada una de las alternativas, se debe mencionar que en los tipos que indican “fuego directo” o “fuego indirecto” no se hace alusión al método de calentamiento que usan; sino a características propias de los sistemas, las mismas que serán explicadas en cada caso.

En los ítems 5.1.2, 5.1.3 y 5.1.4 se explican varias características de los diferentes tipos de equipos que se podrían utilizar; para con esto elaborar la matriz de selección en el punto 5.3 que compara las características de los mismos y permitió la selección del equipo óptimo.

### 5.1.2. INTERCAMBIADORES DE CALOR

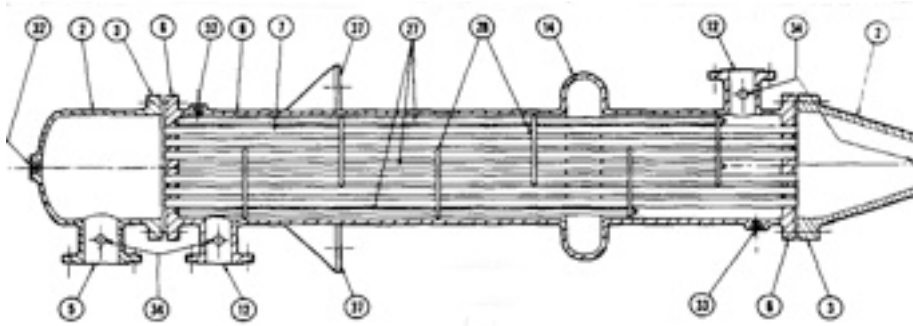
Un intercambiador de calor es un dispositivo diseñado para transferir calor de un fluido a otro. En el estudio de esta opción, se pondrá énfasis en los intercambiadores de calor de tipo Tubo y Coraza debido a que son lo más utilizados en las instalaciones de producción de petróleo. Los intercambiadores de tubo y coraza pueden ser aplicados para la transferencia de calor de fluidos líquido/líquido, líquido/vapor o vapor/vapor.

Dentro de las ventajas de este tipo de calentadores se puede mencionar que tienen una alta facilidad de operación, soportan prácticamente cualquier rango de presión y, transfieren el calor entre toda clase de fluidos.

Por otra parte, como desventajas de estos equipos se tiene: mantenimiento medianamente complejo de la carcasa, costo elevado de fabricación y, el tamaño puede ser grande de acuerdo al flujo.

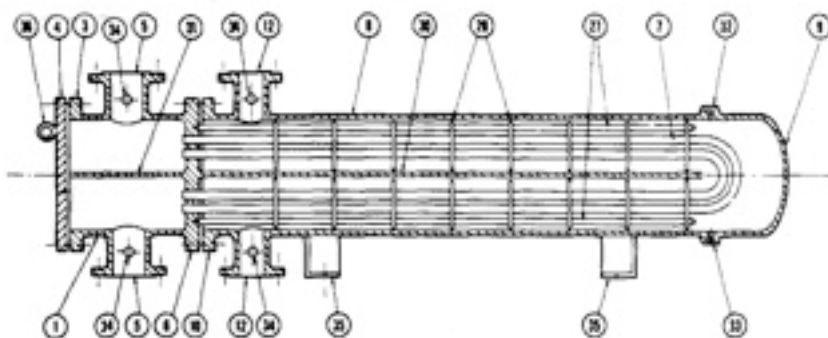
Existen varios tipos de intercambiadores de tubo y coraza; dependiendo de su construcción. Estos son:

- **Intercambiador de calor de espejo fijo:** los intercambiadores de espejo fijo se utilizan con mayor frecuencia que los de cualquier otro tipo. Los espejos se sueldan a la coraza y normalmente se extienden más allá de la misma, con el fin de servir como bridas, a las que se sujetan con pernos los cabezales del lado de los tubos. Esta construcción requiere que los materiales de la coraza y los espejos se puedan soldar entre sí. La Figura 5.1 muestra un esquema del tipo indicado.



**Figura 5.1 Intercambiador de calor de espejo fijo**

- Intercambiador de calor de tubo en U:** el haz de tubos consiste en un espejo estacionario, tubos en U (o de horquilla), deflectores o placas de soporte y espaciadores y tirantes apropiados. El haz de tubos se puede retirar de la coraza del intercambiador de calor. Se proporciona un cabezal del lado del tubo (estacionario) y una coraza con cubierta integrada, que se suelda a la coraza misma. Cada tubo tiene la libertad para dilatarse o contraerse, sin limitaciones debidas a la posición de los otros tubos. Los rehervidores de calderas, los evaporadores, etc., son con frecuencia intercambiadores de tubo en U con secciones ampliadas de la coraza para la separación del vapor y el líquido. La Figura 5.2 muestra un esquema del tipo indicado.

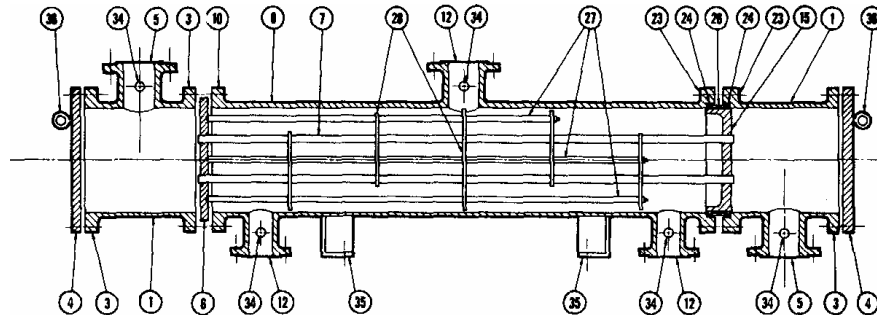


**Figura 5.2 Intercambiador de calor de tubo en U**

- Intercambiador de anillo de cierre hidráulico:** esta construcción es la menos costosa de los tipos de tubos rectos y haz desmontable. Los fluidos

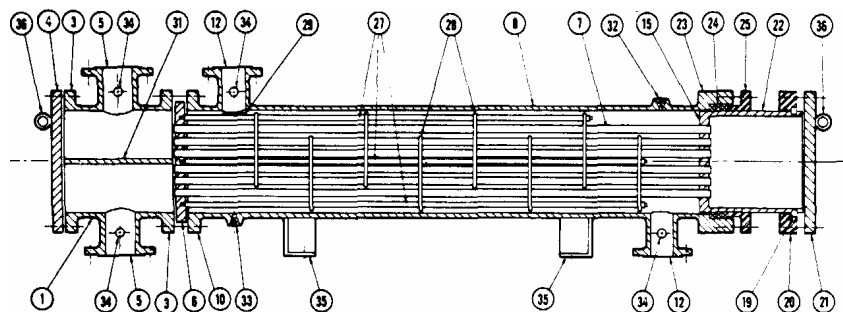


del lado de la coraza y del lado del tubo se retienen mediante anillos de empaque distintos separados por un anillo de cierre hidráulico y se instalan en el espejo flotante. La Figura 5.3 muestra un esquema del tipo indicado.



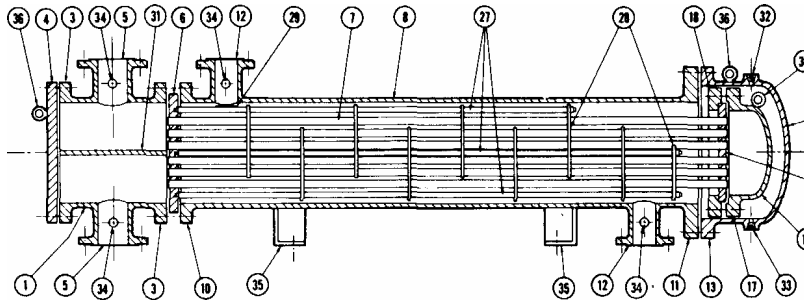
**Figura 5.3 Intercambiador de anillo de cierre hidráulico**

- **Intercambiador de cabezal flotante con empaque exterior:** el fluido del lado de la coraza se retiene mediante anillos de empaque, que se comprimen dentro de un prensaestopas mediante un anillo seguidor de junta. La Figura 5.4 muestra un esquema del tipo indicado.



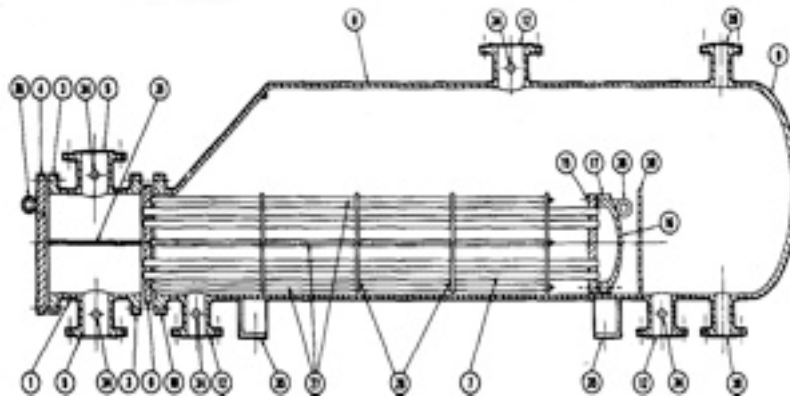
**Figura 5.4 Intercambiador de cabezal flotante con empaque exterior**

- **Intercambiador de cabezal flotante interno:** el diseño de cabezal flotante interno se utiliza mucho en las refinerías petroleras, pero su uso ha declinado en años recientes. En este tipo de intercambiador de calor el haz de tubos y el espejo flotante se desplaza (o flota) para acomodar las dilataciones diferenciales entre la coraza y los tubos. La Figura 5.5 muestra un esquema del tipo indicado.



**Figura 5.5 Intercambiador de cabezal flotante interno**

- Intercambiador de cabezal flotante removible:** la construcción es similar a la del intercambiador de cabezal flotante interno con anillo dividido de respaldo, con la excepción de que la cubierta del cabezal flotante se sujeta directamente con pernos en el espejo flotante. Esta característica reduce el tiempo de mantenimiento durante la inspección y las reparaciones. La Figura 5.6 muestra un esquema del tipo indicado.



**Figura 5.6 Intercambiador de cabezal flotante removible**

### 5.1.3. CALENTADORES DE FUEGO DIRECTO (FIRED HEATERS)

Un calentador a fuego directo se puede definir como un conjunto de dispositivos por medio del cual el calor liberado de la combustión que se realiza dentro de una cámara aislada, se transfiere a elevadas temperaturas a un fluido que se encuentra en el interior de un serpentín de tubos que

comúnmente se coloca a lo largo de las paredes y techo de la cámara de combustión.

Se denominan calentadores a los que solamente se usan para suministrar calor a la corriente de proceso, ya sea para calentarla o evaporar una parte o toda la carga sin que haya cambios químicos, por ejemplo: calentadores de carga al reactor, rehervidores de columnas de destilación, sobrecalentadores de vapor, calentadores a fuego directo, calentadores de gas, etc. Los calentadores a fuego directo de tipo convencional funcionan por medio de tiro natural, es decir, la elevación de los gases producto de la combustión contenidos en el calentador crea una presión menor a la atmosférica lo cual induce a que el aire penetre dentro de la cámara de combustión y se expulsen los gases producidos.

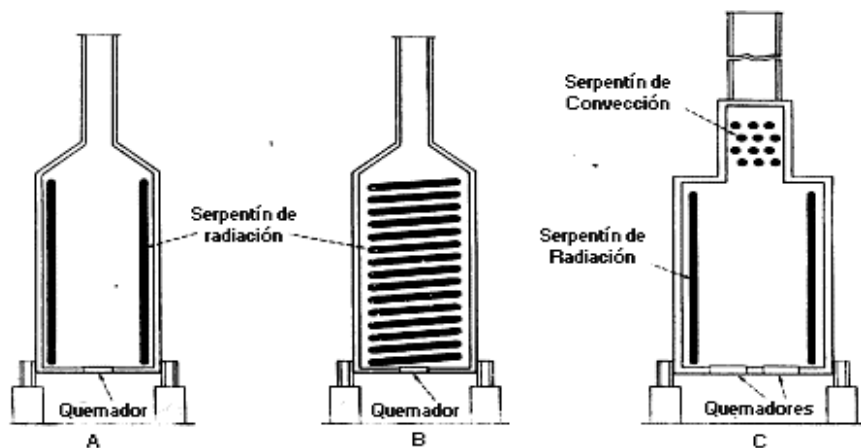
Estos equipos cuentan con varias ventajas a su favor, como su bajo costo de fabricación y la necesidad de poco espacio. Sin embargo, tienen varias desventajas también, como la necesidad de una operación especializada, un mantenimiento complicado, también requieren una ubicación especial dentro de las instalaciones de la planta; y, presenta un alto consumo de combustible.

#### **5.1.3.1. Clasificación de los calentadores a fuego directo por el arreglo de los tubos del serpentín**

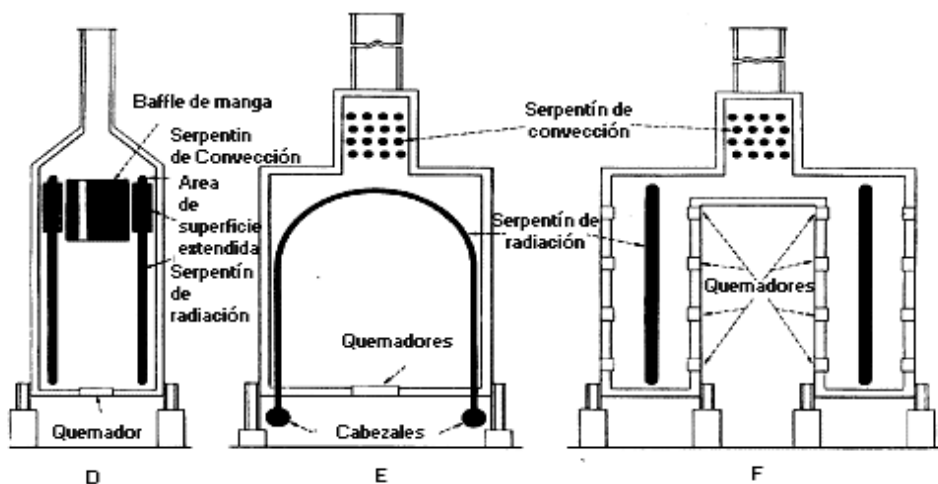
Los calentadores a fuego directo, se pueden clasificar de acuerdo a su forma en horizontales y verticales esto debido a la orientación de los tubos del serpentín en la sección de radiación y los tipos son:

- Cilíndrico vertical todo radiante. Ver esquema A en la Figura 5.7.
- Cilíndrico vertical de serpentín helicoidal. Ver esquema B en la Figura 5.7
- Cilíndrico vertical con convección tipo cruzado. Ver esquema C en la Figura 5.7.
- Cilíndrico vertical con convección integral. Ver esquema D en la Figura 5.8.
- Tipo Árbol o Wicket. Ver esquema E en la Figura 5.8
- De tubo vertical a doble fuego. Ver esquema F en la Figura 5.8.

- De cabina con tubos horizontales. Ver esquema G en la Figura 5.9
- Con caja de doble celda y tubos horizontales. Ver esquema H en la Figura 5.9.
- De cabina con tubos horizontales y pared divisoria. Ver esquema I en la Figura 5.9
- De caja con tubos horizontales y quemadores en las paredes. Ver esquema J en la Figura 5.10
- Con sección de convección montada a un lado. Ver esquema K en la Figura 5.10
- De tubo horizontal a doble fuego. Ver esquema L en la Figura 5.10



**Figura 5.7 Esquemas A, B y C**



**Figura 5.8 Esquemas D, E y F**

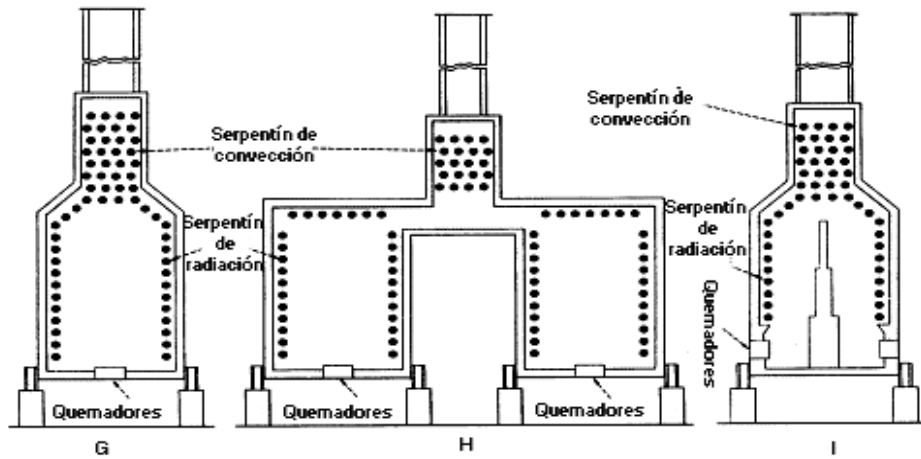


Figura 5.9 Esquemas G, H e I

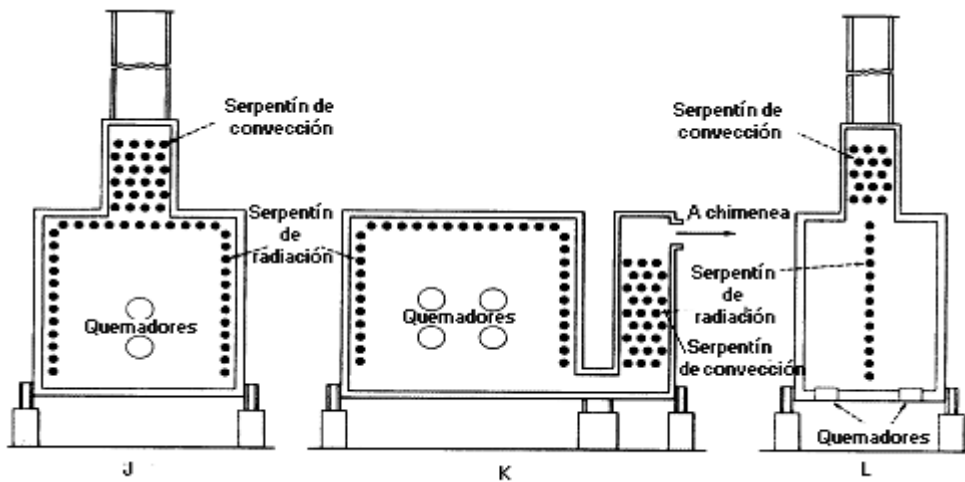
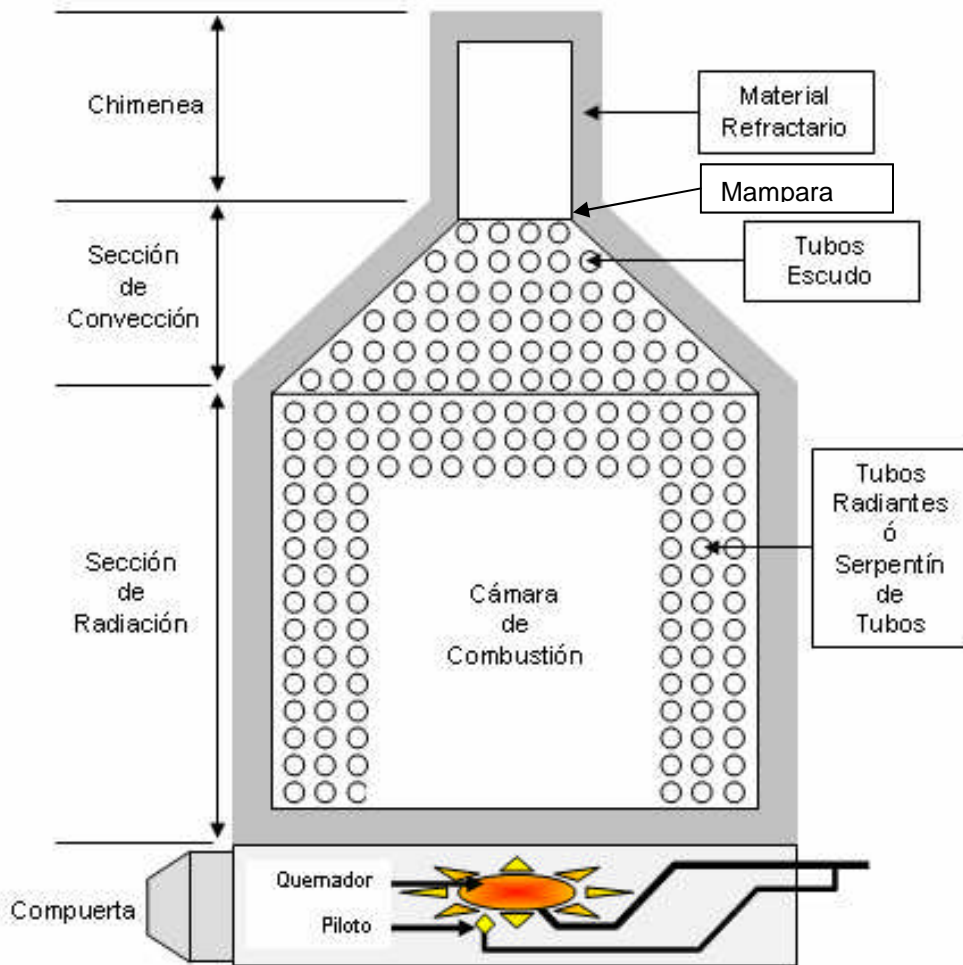


Figura 5.10 Esquemas J, K y L

### 5.1.3.2. Componentes de los calentadores a fuego directo

Las secciones y partes que integran un calentador a fuego directo son idénticas para ambos tipos, vertical y horizontal. En la figura 5.11 se observa un esquema de estos calentadores para poder identificar sus partes características.



**Figura 5.11 Partes de Calentador a Fuego Directo**

A continuación se indican las partes más importantes de un calentador a fuego directo, con una breve descripción de las mismas:

#### 5.1.3.2.1. Sección de convección.

Es la sección de transferencia de calor directamente localizado debajo de la chimenea, utilizando el calor ascendente de los gases calientes de la combustión. En esta zona los tubos están en forma horizontal tanto para calentadores verticales como horizontales.

#### 5.1.3.2.2. Sección de radiación.

Es la mayor parte que utiliza el calor radiante de los quemadores. Aunque en algunos calentadores el calor de la flama de los quemadores se dirige hacia un muro cerámico el cual irradia calor a los tubos; normalmente los tubos reciben el calor directamente de los quemadores.

#### 5.1.3.2.3. Quemador.

Es la parte del calentador que quema el combustible gas o líquido, en ocasiones ambos, produciendo una flama de calor intenso. Los quemadores son normalmente instalados al piso de los calentadores. Sin embargo algunos calentadores horizontales pueden tener los quemadores montados lateralmente.

#### 5.1.3.2.4. Chimenea.

La chimenea es la parte cilíndrica usada para transportar los gases de combustión a la atmósfera, y al mismo tiempo produce un tiro a los quemadores. La altura de la chimenea es determinada por el tiro requerido y demandas ecológicas (el quemar gas es relativamente limpio, ya que el combustible líquido produce humos).

#### 5.1.3.2.5. Mampara (Dámper).

Es un plato plano de acero localizado directamente arriba de la sección de convección, conectado a una flecha y una rueda de acero. Los cables de control están a nivel de piso para disponer la operación y regular el tiro del quemador por abertura o cierre de la mampara. Las mamparas pueden ser conectadas para trabajar automáticamente.

#### 5.1.3.2.6. Conexión del manómetro de tiro.

Normalmente son coples localizados justo debajo de la mampara y en la sección de radiación, cercano a los quemadores. Es un instrumento de presión diferencial, llamado manómetro de tiro, para esto es conectado a dos coples para medir el tiro del quemador.

#### 5.1.3.2.7. Conexión de vapor de apagado.

Normalmente es un cople de dos pulgadas localizada en ambas secciones. El vapor es usado para extinguir (por sofocamiento) las flamas. Si la ruptura de un tubo causa fuego, una válvula de detección es abierta para introducir el vapor dentro del calentador.

#### 5.1.3.2.8. Caja de cabezales.

Sección al final de los tubos en la parte de radiación los cuales pueden girar 180°. Las puertas son móviles para la inspección y no deben ser obstruidos por tuberías.

#### 5.1.3.2.9. Puertas de observación.

Son pequeñas puertas abiertas por operadores para ver el tamaño y color de flama y el brillo del tubo. Las válvulas de control de los quemadores se localizan cerca de estas puertas para poder regular el flujo del combustible mientras se observa la flama del quemador.

#### 5.1.3.2.10. Piloto de gas.

Es una flama pequeña y constante que inicia el quemado del combustible.



### **5.1.3.3. Riesgos de los calentadores a fuego directo**

Debido a que estos calentadores son los equipos que más riesgo presentan en la industria es necesario efectuar una adecuada protección. Es necesario proteger al personal, al mismo calentador y al medio ambiente. El proteger al personal significa evitar pérdidas y accidentes humanos. En este caso se podría presentar este riesgo debido a que se manejan temperaturas superiores a los 400°C, es más, se corre el riesgo de superar esta temperatura y así poner en riesgo la vida del personal de operación. Al mismo tiempo es necesario proteger al calentador debido a que si no se detectaran las altas temperaturas, se podrían dañar los tubos de dicho calentador y así tener un daño casi irreparable o muy costoso. También es necesario proteger al medio ambiente debido a que estos equipos son los que más contaminación generan; sobre todo si se utiliza un combustible líquido.

### **5.1.4. CALENTADORES DE FUEGO INDIRECTO**

Los calentadores de fuego indirecto se caracterizan por que la llama o productos de la combustión están separados de todo contacto con el fluido de proceso. El tubo de fuego está en la parte inferior del recipiente, sumergido en agua o en aceite térmico que llena la parte baja del recipiente (vessel); mientras que el fluido de proceso que se necesita calentar circula en la parte superior del recipiente a través de un serpentín de tuberías en contacto con el fluido térmico. El tubo de fuego provee el calor que calienta el fluido térmico y éste a su vez calienta por convección y conducción al fluido de proceso.

Debido a que el fluido térmico es normalmente agua, existe una limitación en cuanto a la temperatura de funcionamiento, que está entre 360,92 °K (190°F) a 366,48 (200°F) para evitar la evaporación del agua, pero si se necesitan temperaturas mayores de tratamiento, se puede añadir glycol al agua o usar aceite térmico. Usualmente, este tipo de calentadores son diseñados para un máximo de 31545,91W/m<sup>2</sup> (10000 BTU/hr.ft<sup>2</sup>).

Estos calentadores son generalmente llamados Line Heaters (calentadores de línea), debido a que su aplicación más común es calentar el fluido en la línea de flujo de los pozos.

Los calentadores de fuego indirecto brindan ciertas ventajas como la mayor seguridad de operación y la versatilidad de tamaños. Además de eso, se debe tener en cuenta las desventajas de los mismos, como su baja eficiencia térmica, su costo considerable de mantenimiento y que es difícil lograr temperaturas mayores a los 366,48°K (200°F) con estos equipos.

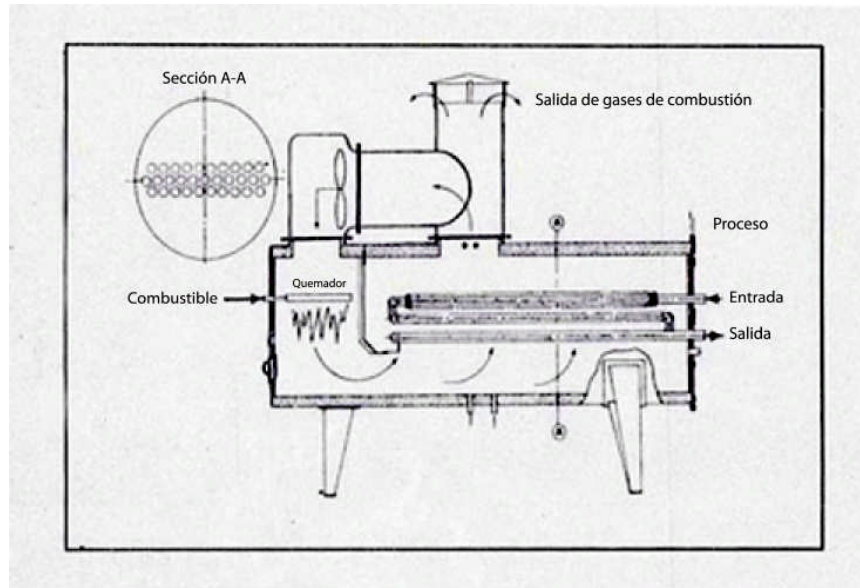
#### **5.1.4.1. Tipos de calentadores de fuego indirecto**

Los calentadores de fuego indirecto son aquellos en donde el fluido a calentarse no se encuentra directamente en contacto con el tubo de fuego, o a su vez los tubos que contienen el fluido por calentar no son expuestos directamente a la llama. Existen varios tipos de calentadores de fuego indirecto, a continuación se muestra un breve detalle de los mismos.

##### **5.1.4.1.1. Calentadores de convección**

Estos calentadores se caracterizan por no tener fluido líquido o de baño, la transferencia de calor es netamente por convección del aire calentado por la flama en otra cámara por lo que la llama nunca está en contacto con los tubos que llevan el fluido de proceso.

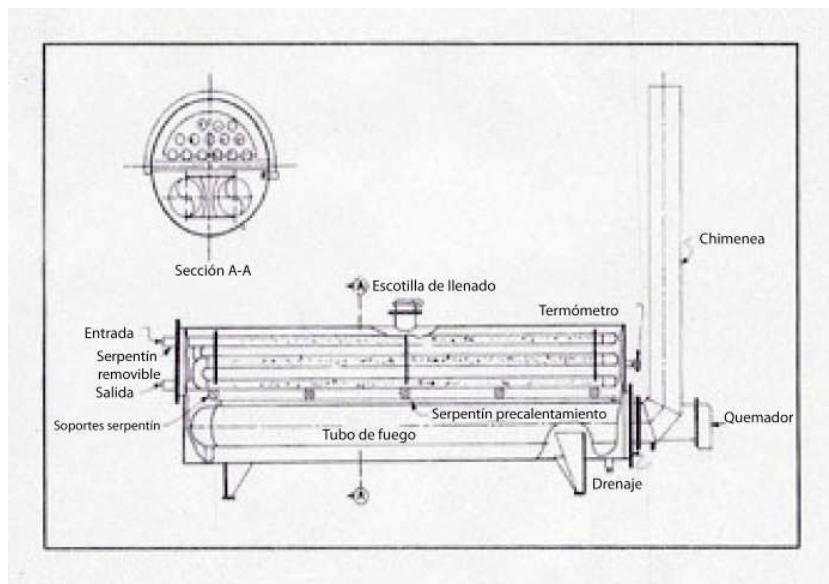
Tal como se muestra en la Figura 5.12. El aire es calentado por la llama en una cámara separada, para luego ser soplado por medio de un ventilador hacia la sección de intercambio de calor donde el aire calentado previamente estará en contacto con los tubos que contienen el fluido por calentarse. Una vez que el aire ha intercambiado calor con el fluido de proceso podrá ser recirculado y se dispone además de un venteo para liberar presión.



**Figura 5.12 Calentador por convección**

#### 5.1.4.1.2. Calentadores de colchón o baño de agua

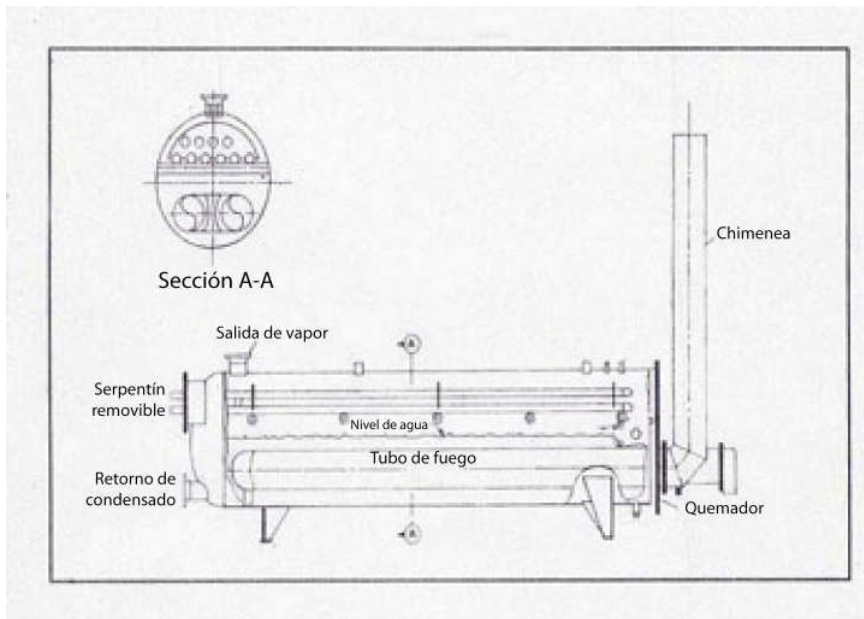
Estos calentadores utilizan un baño de agua que rodea al tubo de fuego y a los tubos que llevan el fluido de proceso. La transferencia de calor se lleva a cabo por conducción y por convección. En la figura 5.13 se observa un esquema de este tipo de calentadores.



**Figura 5.13 Calentador de baño de agua**

#### 5.1.4.1.3. Calentadores de baño de vapor

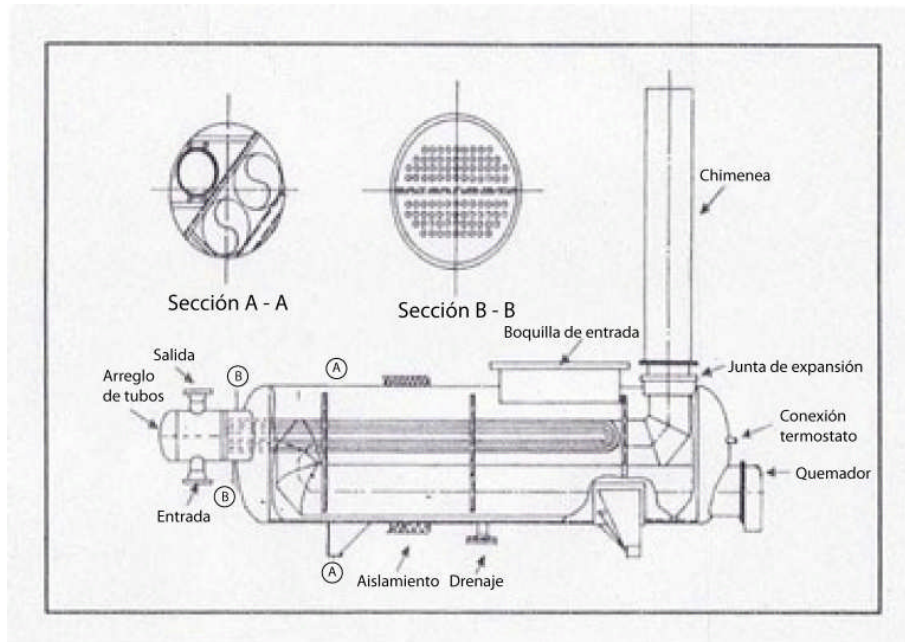
Estos calentadores utilizan un baño o colchón de agua que rodea al tubo de fuego, pero a los tubos que llevan el fluido de proceso tan solo les rodea un baño de vapor. La transferencia de calor se lleva a cabo por conducción y por convección del agua y del vapor.



**Figura 5.14 Calentador de baño de vapor**

#### 5.1.4.1.4. Calentadores de baño salino

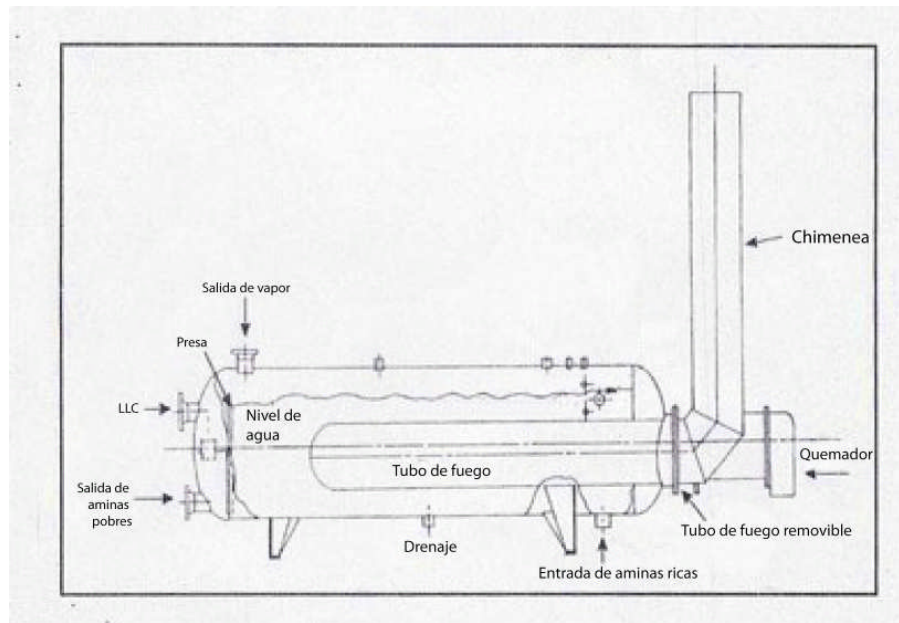
Los calentadores de baño salino utilizan un colchón de una solución salina que rodea al tubo de fuego y a los tubos que llevan el fluido de proceso. La transferencia de calor se lleva a cabo por conducción y convección. Estos calentadores son más eficientes que los de baño de agua ya que el calor específico de la solución salina es mayor que la del agua. En la figura 5.15 se observa que el esquema es el mismo, solo cambia el fluido del colchón.



**Figura 5.15 Calentador de baño salino**

#### 5.1.4.1.5. Calentadores regeneradores de aminas

Utilizan un baño o colchón que rodea al tubo de fuego; sin embargo no existen tubos que lleven el fluido de proceso ya que éste se lo introduce directamente en el baño de agua. La transferencia de calor se lleva a cabo por conducción y por convección. En la figura 5.16 se observa un calentador de este tipo.



**Figura 5.16 Calentador regenerador de aminas**

## 5.2. CRITERIOS DE EVALUACIÓN

La selección del tipo de calentador más apropiado para la aplicación dentro de las instalaciones de PBH se realizó bajo los siguientes criterios de evaluación:

- Consumo de gas combustible
- Riesgo en operación.
- Tamaño del equipo.
- Facilidad de instalación dentro de la planta.
- Compatibilidad con el proceso y equipo existente.
- Facilidad de control.
- Facilidad de mantenimiento.
- Requerimiento de gente especializada para operación.
- Costo de fabricación del equipo.
- Costo de mantenimiento.

La evaluación de cada parámetro se efectuó de acuerdo a criterio técnicos; sin dejar a un lado los requerimientos de la empresa en el campo económico.

Cada ítem se calificó con un valor de 5 puntos de referencia, siendo 5 el puntaje que indica mayor beneficio para el proyecto y la empresa. Solo en los campos económicos se dio una mayor puntuación para darle más énfasis a los mismos, siendo 10 el valor más alto y de mayor beneficio. Al final de la ponderación mostrada en el subcapítulo 5.3 (*Matriz de selección de alternativas*) se realizó la suma de las puntuaciones de cada factor; siendo el tipo de sistema de calentamiento con mayor puntaje, el seleccionado para el presente proyecto (como se explica en la sección 5.4 *Selección de alternativa*).

En el caso del consumo de combustible, todas las opciones recibieron un puntaje máximo (5 pts) ya que la cantidad de gas es determinada por el calor que requiere la mezcla y no por el equipo de calentamiento.

El riesgo en operación es significativo debido a que el sistema se implementará en una instalación que opera con fluidos altamente inflamables, por lo que la seguridad es primordial.

El tamaño del equipo ha sido necesario tomar en cuenta para considerar el espacio físico disponible dentro del campo PBH, tomando en cuenta distancias prudentes con los demás sistemas de las instalaciones.

La facilidad de instalación dentro de la planta hace referencia a la posibilidad de instalar el nuevo sistema sin necesidad de realizar grandes paradas del proceso; ya que esto implica altos costos en la producción de la empresa.

El factor de compatibilidad con el proceso y equipo existente es necesario ya que es poco recomendable poner en desuso los equipos actuales, provocando en la empresa la pérdida de las inversiones hechas en los mismos. Es preferible aprovechar las instalaciones actuales en el campo.

En cuanto a la facilidad de control, se debe tener claro que un sistema autónomo representa mayor beneficio para la empresa, aunque podría reflejar una mayor inversión. Sin embargo, el costo es tomado en otro punto. Solo se evaluó en este punto si puede ser automático o no el sistema.

De igual forma, la facilidad de mantenimiento es muy importante, ya que para proteger la inversión de la empresa y mantener resultados estables con el sistema, es necesario dar mantenimiento continuo al mismo.

No se puede dejar a un lado el índice de capacidad que deben tener los operadores del sistema; es por eso que también se analizó la necesidad de gente especializada para la operación del mismo.

Por último constan los factores económicos, los cuales, con una ponderación mayor, tienen mayor relevancia en la toma de la decisión. Tanto el costo de fabricación del equipo como el costo de mantenimiento del mismo, son puntos

de suma relevancia para la empresa; ya que hacen relación a la inversión inicial y el costo periódico que se tendrá con cada equipo.

En el siguiente ítem de la presente tesis se muestra la matriz de selección de la alternativa más recomendable para el diseño del proyecto presente.



### 5.3. MATRIZ DE SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

Tabla 5.2 Matriz de selección de alternativas

<i>Parámetros a evaluar</i>	<i>Ptos</i>	<i>TUBO CORAZA</i>		<i>FUEGO DIRECTO</i>		<i>FUEGO INDIRECTO</i>	
<b>Consumo de gas combustible</b>	<b>5</b>	Independiente	5	Independiente	5	Independiente	5
<b>Riesgo en operación</b>	<b>5</b>	Bajo	5	Alto	2	Alto	2
<b>Tamaño del equipo</b>	<b>5</b>	Mediano	4	Pequeño	5	Mediano	4
<b>Facilidad de instalación en la planta</b>	<b>5</b>	En área de proceso	5	Fuera del área de proceso	3	En área de proceso	5
<b>Compatibilidad con el proceso y equipo existente</b>	<b>5</b>	Compatible	5	Compatible	5	Compatible	5
<b>Facilidad de control</b>	<b>5</b>	Medio	4	Complejo	2	Complejo	2
<b>Facilidad de mantenimiento</b>	<b>5</b>	Normal	4	Espacio confinado	2	Espacio confinado	2
<b>Requerimiento de gente especializada para operación</b>	<b>5</b>	No requiere	5	Si requiere	2	Si requiere	2
<b>Costo de mantenimiento</b>	<b>10</b>	Medio	7	Muy alto	5	Alto	6
<b>Costo de fabricación del equipo</b>	<b>10</b>	Alto	6	Bajo	8	Medio	7
<b>Calificación Máxima</b>	<b>60</b>		<b>50</b>		<b>39</b>		<b>40</b>
<b>Conclusiones:</b>							
<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Las ponderaciones para cada ítem son de 5 puntos excepto para los costos, que reciben un valor máximo de 10</li> <li>2. El equipo con mayor ponderación es el de TUBO – CORAZA, por lo que se lo plantea como el más recomendado para el proyecto</li> <li>3. El segundo equipo con mayor ponderación es el de Fuego Indirecto.</li> </ol>							

Fuente: Elaborado por autores 2009

## 5.4. SELECCIÓN DE ALTERNATIVA

Una vez finalizada la ponderación de las alternativas planteadas, se determinó que la mejor opción para el presente proyecto es un intercambiador de tubocoraza.

La decisión se fundamentó en el mayor valor total obtenido en la matriz de selección del ítem 5.3 (*Matriz de selección de alternativas*); donde se observó una ponderación total de 50 sobre 60; mientras que las otras opciones obtuvieron una menor calificación total.

En el análisis de los resultados se evidenció que los factores que menos favorecen a este sistema, son los económicos; por lo que en el diseño se tomará en cuenta estos con el fin de minimizar el impacto de los costos en la rentabilidad del proyecto planteado.

La empresa verificó lo planteado y aceptó la selección de la opción de Tubo-Coraza para el diseño del sistema de calentamiento del proceso de deshidratación de petróleo del campo PBH.

# CAPÍTULO 6

## DISEÑO DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO

Dentro del diseño del sistema de calentamiento se dividen dos ramas principales, el diseño térmico y el diseño mecánico. Dentro del diseño térmico se involucraron factores como la transferencia de calor de los materiales, los diferenciales de temperatura, las propiedades térmicas de los fluidos, entre otros; mientras que en el diseño mecánico, se incluyeron puntos como la resistencia de los materiales, la presión de operación del equipo, los caudales manejados, etc.

Cada uno de estos puntos es desarrollado a lo largo de este capítulo, explicando los argumentos técnicos utilizados y las distintas fórmulas que se manejaron. Es necesario mencionar que, al igual que se lo hizo en el capítulo 4, todas las variables y constantes involucradas en las fórmulas se manejaron con unidades del Sistema Internacional

### 6.1. DISEÑO TÉRMICO

El diseño térmico del sistema de calentamiento permitió dimensionar el intercambiador de calor para aprovechar al máximo la energía generada al quemar el gas disponible en el campo.

En la sección inicial de este capítulo se detalla el procedimiento seguido para obtener el área de transferencia de calor del intercambiador del sistema, a partir de la energía requerida determinada en el capítulo 4 del presente proyecto, del coeficiente global de transferencia, de los caudales de gas y agua, de las temperaturas a alcanzar y demás factores que intervienen en el cálculo y que se explican posteriormente.

### 6.1.1. TRANSFERENCIA DE CALOR

“Transferencia de calor es la energía en tránsito debido a una diferencia de temperaturas”<sup>12</sup>. Esta definición indica que la transferencia de calor se presenta en todo lugar que exista una variación de temperaturas; es decir, la energía del objeto o fluido de mayor temperatura “se desplaza” hacia el objeto de menor temperatura buscando lograr un equilibrio térmico.

La fórmula para determinar la capacidad de intercambio de energía entre fluidos en un sistema<sup>13</sup> es:

$$Q = U \cdot A \cdot DMLT \quad (\text{ec. 6.1})$$

Donde

Q	Calor que da o recibe un fluido
U	Coefficiente global de transferencia de calor
A	Área de transferencia de calor
DMLT	Diferencia media logarítmica de temperaturas

En el diseño de intercambiadores de calor es común la falta de los datos de área y de coeficiente de transferencia; por lo que se asumió varias incógnitas que ayudaron a realizar un proceso iterativo, determinando al fin, los verdaderos valores de dichas suposiciones iniciales.

La transferencia de calor radica en tres modos distintos de análisis: la conducción, la convección y la radiación; los cuales, debido a su importancia en el diseño del intercambiador, son analizados independientemente.

---

<sup>12</sup> INCROPERA; Fundamentos de transferencia de calor, 4ta ed., p. 2

<sup>13</sup> INCROPERA, Fundamentos de transferencia de calor, 4ta ed., p. 590

### 6.1.1.1. Conducción

La conducción es la transferencia de calor debido a un gradiente térmico desde las partículas más energéticas a las menos energéticas de una sustancia debido a las interacciones entre las mismas.

La tasa a la cual se transfiere el calor por conducción<sup>14</sup> es proporcional al gradiente de temperatura  $dT/dX$  por el área perpendicular a la dirección en la que se transmite el calor.

$$Q_c = -k \cdot A \cdot (dT/dX) \quad (\text{ec. 6.2})$$

Donde

$Q_c$	Transferencia de calor por conducción
$k$	Coefficiente de conductividad térmica
$A$	Área perpendicular a la transferencia de calor
$dt/dx$	Derivada de la temperatura con respecto a la distancia $x$

El coeficiente de conductividad térmica  $k$  es una constante de proporcionalidad que depende de la facilidad para transportar calor de cada sustancia. En el sistema internacional se expresa en W/m.K.

Se utiliza el signo negativo ya que la transferencia de calor se da en sentido de la temperatura decreciente. El flujo de calor siempre se da desde la zona de mayor temperatura a la de menor; por lo que el uso del signo negativo es esencial.

### 6.1.1.2. Convección

Es la transferencia de calor debido al movimiento global o macroscópico del fluido en presencia de un gradiente de temperatura. Es decir, la convección solo se presenta en fluidos, ya que el principio de la misma es el de transportar calor por medio de corrientes ascendentes y descendentes dentro de la masa

---

<sup>14</sup> INCROPERA, Fundamentos de transferencia de calor, 4ta ed., p. 4

del fluido; todo esto debido a que al calentarse la materia, la densidad disminuye por lo que el fluido caliente se desplaza.

Se han establecido dos tipos de convección, la forzada y la libre. Se designa como convección forzada cuando el movimiento del fluido se da por medios externos como ventiladores, bombas, etc. Mientras que la convección libre se da cuando el movimiento del fluido se ocasiona por medios naturales, es decir, se desplaza por variantes de densidad del fluido debido a gradientes de temperatura.

La ecuación que modela la convección<sup>15</sup>, sin importar si es libre o forzada, tiene el nombre de *ley de enfriamiento de Newton*, y se expresa:

$$Q_{conv} = h(T_s - T_{\infty}) \quad (\text{ec. 6.3})$$

Donde

$Q_{conv}$	Transferencia de calor por convección
$h$	Coefficiente de transferencia de calor por convección
$T_s$	Temperatura de la superficie
$T_{\infty}$	Temperatura del fluido

El coeficiente de transferencia de calor por convección se expresa en el sistema internacional en  $W/m^2.K$ . Éste depende de varios factores como la geometría de la superficie, el movimiento del fluido, varias propiedades termodinámicas y de transporte del fluido; y, de las condiciones de la capa límite.

### 6.1.1.3. Radiación

La radiación térmica se define como la energía emitida por la materia, sea ésta sólida, líquida o gas, a una temperatura finita. Esta energía se caracteriza por no requerir ningún medio de transporte ya que se desplaza en ondas electromagnéticas, y de hecho es más eficiente en el vacío; al contrario de la

---

<sup>15</sup> INCROPERA, Fundamentos de transferencia de calor, 4ta ed., p. 8

conducción y la convección que precisan un medio para la transferencia de calor.

Para determinar el valor de la radiación emitida por un cuerpo se parte de la afirmación de que el cuerpo que mayor radiación emite es el llamado *cuerpo negro*. Las demás sustancias presentan una radiación menor debido a que tienen una emisividad de valor entre 0 y 1.

La ecuación que se utiliza para determinar la radiación<sup>16</sup> de un cuerpo a una temperatura determinada es:

$$q_{rad} = \epsilon \cdot \sigma_b \cdot (T_s^4 - T_{alr}^4) \quad (\text{ec. 6.4})$$

Donde

$q_{rad}$	Calor que da o recibe un fluido
$\epsilon$	Emisividad del material
$\sigma_b$	constante de Stefan Boltzmann
$T_s$	Temperatura de la superficie
$T_{alr}$	Temperatura de los alrededores

La constante de Stefan Boltzmann tiene un valor de  $5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$ . Con esta fórmula se determina la diferencia de energía térmica que se libera debido a la emisividad de la radiación y la energía que se gana por la absorción de la radiación; esto debido a la inclusión en la fórmula de las temperaturas de superficie y de los alrededores.

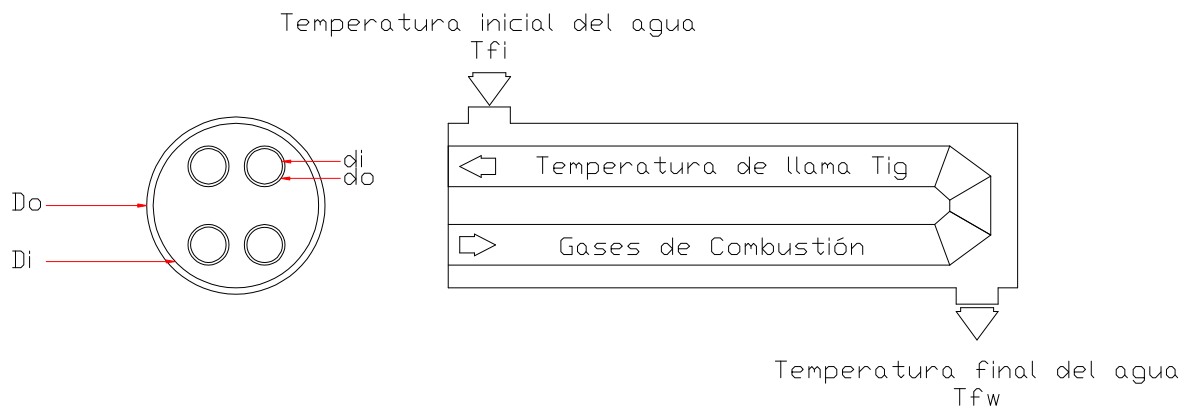
### 6.1.2. ESQUEMA DEL INTERCAMBIADOR

Para una fácil comprensión del diseño del intercambiador del sistema, y para comprender las variables esenciales utilizadas en el cálculo del mismo; se

---

<sup>16</sup> INCROPERA, Fundamentos de transferencia de calor, 4ta ed., p. 10

incluyó el siguiente esquema, que muestra el arreglo final de los tubos de fuego en el intercambiador.



**Figura 6.1 Esquema del intercambiador y los tubos de fuego**

El tipo de equipo a utilizar se lo seleccionó en el capítulo 5; mientras que la justificación para la selección de un arreglo de 2 tubos de fuego en U se encuentra en el ítem 6.1.5.1.1. de la presente tesis.

### 6.1.3. PARÁMETROS DE DISEÑO

En esta sección se detallan diferentes parámetros que se involucraron en el diseño térmico del sistema de calentamiento. Todo el proceso de diseño térmico detallado en este capítulo se realizó en el software Mathcad 14, el cual permitió manejar fórmulas y valores de manera ágil y segura.

Como primer paso en el diseño térmico se determinó la temperatura final que debe alcanzar el agua en la salida del calentador a fin de elevar la temperatura del crudo en el tanque de lavado. Para esto, se consideró la masa de agua presente en el colchón del Tanque de Lavado.

El colchón de agua en el Tanque de Lavado tiene una altura promedio de 2.44 m (8 ft). A esta altura se la estableció como:

$h_c$  altura del colchón de agua en el Tanque de Lavado



entonces,

$$h_c = 2.44 \text{ m}$$

Con lo que se calculó el volumen de agua del colchón de agua del Tanque de Lavado.

$$V_c := D_{wt}^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot h_c \quad (\text{ec. 6.5})$$

Donde

$D_{wt}$	Diámetro del tanque de lavado
$V_c$	Volumen del colchón de agua en el tanque de lavado

Con la ecuación 6.5 se encontró que:

$$V_c = 284.579 \cdot \text{m}^3$$

Conociendo el volumen de agua y la densidad de la misma, se determinó la masa de agua,

$$m_{wc} := \rho_w \cdot V_c \quad (\text{ec. 6.6})$$

Donde

$m_{wc}$	masa de agua del colchón del Tanque de Lavado
$\rho_w$	densidad del agua del colchón del Tanque de Lavado

Utilizando la ecuación 6.6 se obtuvo:

$$m_{wc} = 2.94 \times 10^5 \text{ kg}$$

Con la masa de agua del colchón del Tanque de Lavado se pudo determinar la temperatura necesaria del agua al salir del calentador. Para esto se utilizó la ecuación general de la transferencia de calor:

$$Q := m \cdot cp \cdot \Delta T \quad (\text{ec. 6.7})$$

Donde

Q	calor transferido
m	masa del fluido
cp	calor específico del fluido
$\Delta T$	diferencial de temperatura entre la temperatura al iniciar la transferencia de calor y la temperatura al final de la misma.

Utilizando la ecuación 6.7 en el caso del calentador y aplicando las variables correspondientes se estableció lo siguiente:

$$T_{fw} := \frac{Q_{n\text{efic}} \cdot t_c}{m_w \cdot CP_w} + T_{fi} \quad (\text{ec. 6.8})$$

Donde

$T_{fw}$	Temperatura final del agua al salir del calentador
$Q_{n\text{efic}}$	Calor necesario para romper las emulsiones tomando en cuenta las pérdidas y la eficiencia estimada del equipo (calculada en el capítulo 4 del presente proyecto).
$t_c$	Tiempo de recirculación del agua en el sistema
$CP_w$	calor específico del agua del proceso
$T_{fi}$	Temperatura del fluido a la entrada (especificado en el capítulo 4)

El  $t_c$  (tiempo de recirculación del colchón de agua en el intercambiador del sistema) fue seleccionado por los diseñadores realizando estimaciones del mismo hasta obtener un valor satisfactorio de la temperatura final del agua y tomando en consideración el caudal que se manejaría ya que el caudal másico de agua dentro del intercambiador influye directamente en el área de transferencia de calor. Se seleccionó un tiempo de recirculación de 4 horas.

Entonces:

$$t_c = 4\text{hr}$$

El resultado de la ecuación 6.8 fue:

$$T_{fw} = 323.69K$$

Ésta es la temperatura del agua (122°F) que se requeriría al salir del intercambiador de calor para obtener una deshidratación completa del crudo en el tanque de lavado con un tiempo de recirculación de 4 horas.

Una vez determinada la temperatura ideal, se procedió a determinar la disponibilidad de gas en el campo. Para esto, se utilizó la información entregada por la empresa ENAP-SIPEC, en la cromatografía que se detalla en el ANEXO E - "CROMATOLOGRAFÍA DEL GAS". De ésta se obtuvo el poder calórico del mismo:

$$PC_{gas} := 1002.21 \frac{BTU}{ft^3}$$

Transformando a las unidades del Sistema Internacional, se tiene:

$$PC_{gas} = 3.734 \times 10^7 \text{ Pa}$$

Del ANEXO F - "REPORTE MENSUAL DE PRODUCCIÓN (ABRIL-2009)" se extrajo el dato que indica una producción promedio en el campo PBH de 65000 ft<sup>3</sup>/día de gas. Lo que se convierte en 0.021 m<sup>3</sup>/s de gas de producción.

Con esto se determinó la cantidad de calor que puede entregar el gas del campo:

$$Q_g := PC_{gas} \cdot P_g \quad (\text{ec. 6.9})$$

$$Q_g = 7.955 \times 10^5 \text{ W}$$

Donde

$Q_g$	Calor que puede entregar el gas producido en el campo
$PC_{gas}$	Poder calórico del gas de producción

Analizando este resultado y comparándolo con el valor de calor necesario determinado en el capítulo 4 tenemos:

$$Q_{\text{nefic}} = 1.374 \times 10^6 \text{ W} \quad (\text{valor calculado en el capítulo 4})$$

$$Q_{\text{g}} = 7.955 \times 10^5 \text{ W}$$

Se observó que el calor que el gas puede entregar al intercambiador es menor que el necesario para una completa deshidratación del crudo del Tanque de Lavado. Al presentar esta situación a ENAP-SIPEC, se acordó que el diseño del sistema se iba a adecuar para trabajar con el gas disponible en el campo y que se establecerían los parámetros generales de otro intercambiador en el supuesto de que se tuviera a disposición todo el gas necesario.

En base a la energía disponible se tomó la decisión, entre la empresa, los diseñadores y los tutores del proyecto, que se realizaría el diseño completo de un intercambiador basado en la cantidad de gas disponible en el campo y se determinaría hasta que temperatura se calentará el agua y que nivel de deshidratación en el crudo se obtendrá; de igual forma, se especificarían los parámetros generales de un intercambiador que eleva la temperatura del agua lo suficiente para generar una completa deshidratación del petróleo en el Tanque de Lavado.

#### **6.1.3.1. Parámetros de Diseño para la Solución Real**

La solución real se basó en el hecho, explicado en el punto 6.1.3, de que se determinó que el gas producido en el campo no es suficiente para satisfacer el requerimiento del nuevo sistema. Es por eso que se realizó el diseño de un sistema que ocupe todo el gas producido en el campo y se determinó la temperatura a la que llegarán el agua y el crudo; y el nivel de deshidratación que se logrará.

Dentro de los parámetros para el diseño de la solución real están:

$$h_c = 2.44 \text{ m}$$

$$V_c = 284.579 \cdot \text{m}^3$$

$$m_{wc} = 2.94 \times 10^5 \text{ kg}$$

Para el caso del tiempo de recirculación, se realizó una variación ya que se debe adecuar este valor para que cumpla con las necesidades del diseño, es por eso que se le asignó un total de 5 horas, con esto se obtuvo:

$$t_c = 5 \text{ hr}$$

Utilizando la ecuación 6.8 se determinó que la temperatura del agua a la salida del intercambiador utilizando el gas disponible del campo será:

$$T_{fw} = 317.631 \text{ K}$$

ó

$$T_{fw} = 112.066 \cdot ^\circ\text{F}$$

Teniendo determinada la temperatura final del agua al salir del intercambiador, se calculó la temperatura que va a alcanzar el crudo en el tanque de lavado para posteriormente utilizarla en la estimación de la deshidratación del mismo.

$$T_{\text{final}} := \frac{(Q_g - Q_{pn}) \cdot n_f}{m \cdot C_{Pt}} + T_{fi} \quad (\text{ec. 6.11})$$

Donde

$Q_g$	Calor que puede entregar el gas producido en el campo
$Q_{pn}$	Calor perdido en el tanque (determinado en el capítulo 4)
$n_f$	Eficiencia de intercambio de calor
$m$	Caudal másico de la mezcla en el tanque de lavado (determinado en el capítulo 4)

C<sub>Pt</sub> Calor específico de la mezcla de crudo y agua  
(determinado en el capítulo 4)

Trayendo los valores del capítulo 4 se tiene:

$$Q_p = 1.996 \times 10^5 \text{ W}$$

$$m = 24.319 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$C_{Pt} = 2.088 \times 10^3 \cdot \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$T_{fi} = 307.594 \text{ K}$$

Con estos valores, y con una eficiencia de intercambio de calor ( $\eta_f$ ) de 0,8 se determinó que la temperatura máxima que alcanzará el crudo después del intercambio con el agua caliente en el tanque de lavado será:

$$T_{\text{final}} = 316.22 \text{ K}$$

ó

$$T_{\text{final}} = 109.526 \cdot ^\circ\text{F}$$

Se comprobó con esto que la temperatura final no será la requerida para una deshidratación completa (la temperatura requerida es 323.15 K), pero el aumento de temperatura si representa una ventaja para el proceso.

#### 6.1.4. ANÁLISIS DE RADIACIÓN

Al momento de empezar el diseño, se realizó un análisis previo de la metodología mostrada en las normas TEMA para el cálculo del área de transferencia. En ésta no se considera a la radiación debido a que normalmente su aporte a la transferencia de calor es mínima ya que el valor de la constante de Steffan-Boltzman es bastante bajo. Sin embargo, ya que las temperaturas alcanzadas por los gases de combustión en los tubos de fuego

son bastante altas, se concluyó que era necesario determinar la influencia de la radiación en la transferencia de calor del intercambiador a diseñar. En caso de no dar un valor alto en el cálculo de ese calor, se lo podría considerar despreciable y se lo asumiría hasta cierto punto como un factor de seguridad; es decir, al no considerarlo, el intercambiador entregaría un poco más de calor al agua del establecido, mejorando su eficiencia.

Se analizó la forma para determinar este calor por radiación y se aceptó que para ambos casos (real e ideal) dicho valor es el mismo, por lo que se realizó un único cálculo.

Como primer punto, fue necesario determinar la temperatura adiabática de llama al momento de combustionar el gas combustible. La temperatura adiabática de llama se define como la temperatura máxima que se alcanzaría al momento de realizar la combustión asumiendo que la transferencia de calor y las pérdidas son cero. Esta temperatura fue posible determinar planteando las ecuaciones de la combustión y utilizando la información mostrada en la cromatografía del gas, mostrada en el ANEXO E - "CROMATOLOGRAFÍA DEL GAS". El proceso total para la determinación de la temperatura adiabática de llama se muestra en el ANEXO M - "DETERMINACIÓN DE LA TEMPERATURA ADIABÁTICA DE LLAMA", incluyendo las ecuaciones y el proceso de cálculo.

La temperatura adiabática de llama que se determinó es 2350 K. Sin embargo, debido a su condición de adiabática, no se puede realizar el cálculo del calor transferido por radiación con ese valor. Es por eso que se debió reducirla un porcentaje para tomar en cuenta las pérdidas. Para determinar este valor de disminución, se recurrió al conocimiento práctico del Ingeniero Francisco Cajamarca C.<sup>17</sup>, quien recomendó que se debe procurar que la alimentación de aire no disminuya en demasía esta temperatura, ya que se entraría en desperdicio del gas y de dinero; por eso planteó que el valor de la temperatura

---

<sup>17</sup> Propietario de la empresa FABRITEC ENGINEERING; dedicada al diseño, construcción y mantenimiento de calderas, hornos y otros equipos de transferencia de calor. Panamericana Sur KM 13 ½. Cel: 099709295. Quito, Ecuador.

de llama real debía mantenerse entre el 75% y el 50% de la temperatura adiabática de llama.

Con esta recomendación, se acordó fijar un porcentaje del 65% de la temperatura adiabática de llama; por lo que la temperatura de entrada de los gases de combustión al tubo de fuego del intercambiador será:

$$T_{ig} = 1.528 \times 10^3 \text{ K}$$

Donde

$T_{ig}$                       Temperatura de llama en tubo de fuego

Dentro del cálculo de la radiación, también se incluye el valor de la emisividad del material, por lo que fue necesario seleccionar el material del tubo de fuego a utilizar. Debido a que el tubo de fuego va a estar sometido a altas temperaturas y en contacto directo con el agua del sistema; se decidió optar por un acero inoxidable. Analizando los diferentes tipos de estos aceros, se seleccionó el acero AISI 310, que presenta una gran resistencia a la corrosión y que es altamente usado en equipos de transferencia de calor a elevadas temperaturas.

Las diferentes características de este material se encuentran detalladas en el ANEXO N - "PROPIEDADES DEL ACERO AISI 310". Ahí se observa que una recomendación del fabricante es que se utilice este material para trabajo continuo en una temperatura máxima de 1423K; razón por la cual, la nueva temperatura de llama en el tubo de fuego va a ser ese valor.

$$T_{ig} := 1423 \text{ K}$$

De la misma manera, con este material se encontró que su emisividad es:

$$\varepsilon = 0.64$$



Con esta temperatura y la emisividad del material se determinó el calor transferido por radiación en el tubo de fuego. Se asumió que la temperatura de los alrededores sería de 673.15 K. Utilizando la ecuación 6.4, con las variables correspondientes se planteó:

$$q_{rad} := \epsilon \cdot \sigma_b \cdot (T_{ig}^4 - T_{alr}^4)$$

$$q_r = 1.901 \times 10^5 \cdot \frac{W}{m^2}$$

Comparando este resultado con el calor necesario para la deshidratación completa del crudo ( $Q = 1.099 \cdot 10^6$ ) determinado en la sección 4.3.2.1.1, se observa que la radiación entrega idealmente un 17% por metro cuadrado del calor necesario total. Por lo que se concluyó que la radiación es importante en la búsqueda del área de transferencia, es decir, la ecuación para especificar el coeficiente global de transferencia de calor debía contar con un factor para la radiación.

Sin embargo; luego de realizar el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor con la ecuación 6.12 en el punto 6.1.5.1 de la presente tesis; se determinó que al eliminar el factor de la radiación en dicha ecuación, la verdadera influencia de la radiación bordea los 66,7% a favor del diseño; es decir, al no considerar la radiación el resultado sería la necesidad de un área mayor de transferencia de calor.

#### **6.1.5. DISEÑO TÉRMICO DEL INTERCAMBIADOR REAL**

Como se aclaró en el punto 6.1.3, se realizó el diseño de un intercambiador que opere con la totalidad del gas disponible en el campo y se evaluó la temperatura que alcanzará tanto el agua como el crudo en el proceso de deshidratación. En esta parte del diseño, se incluyen los distintos parámetros

que influyen en la transferencia de calor de acuerdo a los materiales utilizados y el arreglo seleccionado para el intercambiador.

### 6.1.5.1. COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR

En el cálculo del coeficiente de transferencia de calor, U, se utilizó la fórmula siguiente:

$$U := \frac{1}{\frac{1}{h_o} + r_o + r_w + r_i \cdot \left(\frac{A_o}{A_i}\right) + \frac{1}{h_i + h_{ra}} \cdot \left(\frac{A_o}{A_i}\right)} \quad (\text{ec. 6.12})$$

Donde

U	Coeficiente global de transferencia de calor
h <sub>o</sub>	Coeficiente de convención externa
r <sub>o</sub>	Factor de impureza externo
r <sub>w</sub>	Resistencia térmica por conducción
r <sub>i</sub>	Factor de impureza interno
A <sub>o</sub>	Área externa del tubo de fuego
A <sub>i</sub>	Área interna del tubo de fuego
h <sub>i</sub>	Coeficiente de convención interna
h <sub>ra</sub>	Coeficiente de radiación

La ecuación 6.12 es una variación de la ecuación del coeficiente global de transferencia de calor mostrada en las normas TEMA<sup>18</sup>, en la que se incluyó el coeficiente de radiación, como se justificó en el punto 6.1.3 de la presente.

El cálculo de U para el sistema real se basó en la ecuación 6.12; por lo que se debió empezar por hallar cada variable de la misma.

---

<sup>18</sup> TEMA, sección 7, pag. 7-1

#### 6.1.5.1.1. Coeficiente de convección externa

Para el cálculo del coeficiente de convección externa ( $h_0$ )<sup>19</sup> se utilizó:

$$h_0 := \text{Nuo} \cdot \frac{K_o}{D_{ho}} \quad (\text{ec. 6.13})$$

Donde

$h_0$	Coeficiente de convección externa
$\text{Nuo}$	Número de Nussell externo
$K_o$	Conductividad térmica del agua
$D_{ho}$	Diámetro húmedo externo

Para poder resolver esta ecuación, fue necesario calcular los valores desconocidos. Empezando por el cálculo del diámetro hidráulico externo ( $D_{ho}$ ), se tomó la fórmula genérica del mismo<sup>20</sup> que es:

$$D_h := \frac{4 \cdot A}{PM} \quad (\text{ec. 6.14})$$

Donde

$D_h$	Diámetro Hidráulico
$A$	Área de la sección transversal
$PM$	Perímetro Mojado

Partiendo de la ecuación 6.14, se derivó la fórmula apropiada para el sistema acorde al arreglo final. Dicho arreglo se lo obtuvo luego de un proceso de iteración, en el cual al final se concluyó que lo mejor era disponer de 2 tubos de fuego en U dentro del recipiente del intercambiador. Los resultados de dicho proceso de iteración se muestran en el ANEXO O - "RESULTADOS DE LAS ITERACIONES DEL DISEÑO TÉRMICO REAL". La ecuación obtenida es:

---

<sup>19</sup> INCROPERA, Fundamentos de transferencia de calor, 4ta ed., p. 455

<sup>20</sup> INCROPERA, Fundamentos de transferencia de calor, 4ta ed., p. 449

$$D_{ho} := \frac{(D_i^2 - 4 \cdot d_o^2)}{4 \cdot d_o} \quad (\text{ec. 6.15})$$

Donde

Di            Diámetro interno del recipiente del intercambiador  
do            Diámetro externo del tubo de fuego

Para encontrar este valor, se empezó por imponerse diámetros referenciales, tanto para el tubo de fuego como para el recipiente del intercambiador. Con esto se desarrolló todo el diseño del sistema para luego realizar un proceso iterativo en el que se fueron variando los valores de dichos diámetros hasta definir medidas comerciales y apropiadas para el diseño.

Para el tubo de fuego se determinó que se utilizaría dos tuberías en U de diámetro externo de 18 pulgadas, ya que es bastante comercial, y también se seleccionó un espesor (t) de 5/16 de pulgada para la misma.

$$t = 5/16 \text{ in}$$

Para el caso del recipiente del intercambiador, se estableció que el diámetro interno sería de 1.85 m.

Estos valores se establecieron como fijos, por lo que en adelante, todos los cálculos del diseño que se detallan son basados en estos diámetros finales.

Utilizando la ecuación 6.15 se determinó que:

$$D_{ho} = 1.414 \text{ m}$$

Otro factor necesario para determinar el coeficiente de convección externa fue el número de Nussell externo<sup>21</sup>, por lo que se recurrió a:

---

<sup>21</sup> INCROPERA, Fundamentos de transferencia de calor, 4ta ed., p. 460

$$\text{Nuo} := \frac{\frac{f}{8}(\text{Re} - 1000) \cdot \text{Pr}}{1 + 12.7 \cdot \left(\frac{f}{8}\right)^{0.5} \left(\frac{2}{\text{Pr}^3} - 1\right)} \quad (\text{ec. 6.16})$$

Donde

f	Factor de fricción para rugosidad del acero
Re	Número de Reynolds externo
Pr	Número de Prandtl externo

En este caso, se necesitó evaluar tres factores desconocidos. Primeramente se calculó el número de Reynolds, para lo cual se partió de la fórmula genérica<sup>22</sup>.

$$\text{Reynolds} := \frac{\text{Ve} \cdot \text{Dh}}{\nu} \quad (\text{ec. 6.17})$$

Donde

Reynolds	Número de Reynolds Genérico
Ve	Velocidad del fluido
Dh	Diámetro hidráulico
$\nu$	Viscosidad cinemática

De la ecuación 6.17, se generó la ecuación acorde para el sistema, obteniendo como resultado:

$$\text{Re} := \frac{4 \cdot \text{magua}}{\pi \cdot 4 \cdot \text{do} \cdot \text{uw}} \quad (\text{ec. 6.18})$$

Donde

uw	viscosidad dinámica del agua
----	------------------------------

El valor de la viscosidad dinámica del agua se puede determinar por medio de tablas, por lo que fue necesario establecer la temperatura promedio a la que se encontraría el agua. La temperatura promedio se determinó mediante:

<sup>22</sup> INCROPERA, Fundamentos de transferencia de calor, 4ta ed., p. 390

$$T_{promw} := \frac{T_{ow} + T_{iw}}{2} \quad (\text{ec. 6.19})$$

$$T_{ow} = 317.631 \text{ K}$$

$$T_{iw} = 307.594 \text{ K}$$

$$T_{promw} = 312.613 \text{ K}$$

Donde

$T_{promw}$	Temperatura promedio del agua en el intercambiador
$T_{ow}$	Temperatura del agua a la salida del intercambiador
$T_{iw}$	Temperatura del agua a la entrada del intercambiador

Con ésta temperatura, se determinó la viscosidad dinámica del agua de la Tabla A.6 “Propiedades termofísicas de agua saturada” del libro de Incropera<sup>23</sup>.

$$\mu_w := 6.62 \cdot 10^{-4} \frac{\text{N}\cdot\text{s}}{\text{m}^2}$$

Se calculó entonces el valor del número de Reynolds externo para la transferencia de calor, utilizando la ecuación 6.18 y los valores de las variables ya determinados.

$$Re = 1.718 \times 10^4$$

Los rangos, tanto para el flujo laminar como para el turbulento, se presentan a continuación<sup>24</sup>:

- Si  $Re < 2000$ , el flujo es laminar
- Si  $Re > 4000$ , el flujo es turbulento

Por esto, se observó que el flujo del agua va a ser turbulento en el intercambiador.

<sup>23</sup> INCROPERA, Fundamentos de transferencia de calor, 4ta ed., p. 846

<sup>24</sup> MOTT, Mecánica de Fluidos Aplicada, 4ta ed., p. 223

De igual manera, utilizando la temperatura promedio y recurriendo a la Tabla A.6 “Propiedades termofísicas de agua saturada” del libro de Incropera<sup>25</sup>, se determinó que el número de Prandtl es:

$$Pr := 4.38$$

Para fijar el valor del factor de fricción para rugosidad del acero (f) se utilizó la Figura 8.3 “Factor de fricción para flujo completamente desarrollado en un tubo circular” del libro de Incropera<sup>26</sup>, en ésta, se recurrió al número de Reynolds antes calculado.

$$f := 0.045$$

Con todos estos valores, se los integró en la ecuación 6.16 y se generó el valor del número de Nussell externo.

$$Nuo = 153.437$$

El último factor necesario para determinar el coeficiente de convección externa fue la conductividad térmica del agua (Ko), que se lo obtuvo de la Tabla A.6 “Propiedades termofísicas de agua saturada” del libro de Incropera<sup>27</sup>, utilizando la temperatura promedio del agua en el intercambiador.

$$Ko := 0.631 \frac{W}{m \cdot K}$$

Con todos los factores fijados, se pudo hallar el valor del coeficiente de convección externa, utilizando la ecuación 6.13:

$$ho := Nuo \cdot \frac{Ko}{Dho}$$

---

<sup>25</sup> INCROPERA, Fundamentos de transferencia de calor, 4ta ed., p. 846

<sup>26</sup> INCROPERA, Fundamentos de transferencia de calor, 4ta ed., p. 425

<sup>27</sup> INCROPERA, Fundamentos de transferencia de calor, 4ta ed., p. 846

$$h_o = 68.46 \cdot \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

#### 6.1.5.1.2. Coeficiente de convección interna

Para el cálculo del coeficiente de convección externa ( $h_i$ )<sup>28</sup> se utilizó la misma fórmula que se usó en el coeficiente de convección externa, es decir, la ecuación 6.13. Sin embargo, para este caso se utiliza el diámetro del tubo de fuego y no el diámetro hidráulico; con lo que la nueva ecuación sería:

$$h_i := Nui \cdot \frac{K_i}{d_i} \quad (\text{ec. 6.20})$$

Donde

$h_i$	Coeficiente de convección interna
$Nui$	Número de Nussell interno
$K_i$	Conductividad térmica de los gases de combustión
$d_i$	Diámetro interno de los tubos de fuego

Para determinar este valor, se empezó por hallar el valor del número de Nussell interno<sup>29</sup>, utilizando la ecuación 6.16, pero con las variables para el caso:

$$Nui := \frac{\frac{f_i}{8} (Re_i - 1000) \cdot Pri}{1 + 12.7 \cdot \left(\frac{f_i}{8}\right)^{0.5} \left(Pri^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad (\text{ec. 6.21})$$

Donde

$f_i$	Factor de fricción interno para rugosidad del acero
$Re_i$	Número de Reynolds interno
$Pri$	Número de Prandtl interno

<sup>28</sup> INCROPERA, Fundamentos de transferencia de calor, 4ta ed., p. 455

<sup>29</sup> INCROPERA, Fundamentos de transferencia de calor, 4ta ed., p. 460



De igual forma, fue necesario hallar la temperatura promedio del fluido en el intercambiador, en este caso, de los gases de combustión.

$$T_{promg} := \frac{T_{og} + T_{ig}}{2} \quad (\text{ec. 6.22})$$

$$T_{promg} = 950.297 \text{ K}$$

Donde

$T_{og}$  Temperatura de salida de los gases de combustión

La temperatura  $T_{og}$  se estableció como un mínimo de 400° F debido a que la transferencia de calor se volvería difícil y costosa si se trata de llegar a una temperatura inferior. Además, se debe evitar que el agua presente en los productos de la combustión se condense junto con gases disueltos que resulten corrosivos para el sistema.

Con esta temperatura se recurrió a la Tabla A.4 “Propiedades termofísicas de gases” del libro de Incropera<sup>30</sup> y se utilizaron las propiedades del nitrógeno ya que es el elemento más abundante dentro de los gases de combustión que se desplazan por el tubo de fuego.

De la tabla mencionada se extrajo el número de Prandtl interno:

$$Pr_i := 0.721$$

Para el caso del número de Reynolds interno, se planteó la misma ecuación 6.17 y se la modificó hasta adecuarla a las condiciones del sistema. Con lo que se obtuvo:

$$Re_i := \frac{4 \cdot m_{gases}}{\pi \cdot d_i \cdot \mu_g} \quad (\text{ec. 6.23})$$

---

<sup>30</sup> INCROPERA, Fundamentos de transferencia de calor, 4ta ed., p. 842

Donde

$m_{\text{gases}}$	Masa de los gases de combustión
$\mu_{\text{g}}$	Viscosidad dinámica de los gases de combustión

Dicho número de Reynolds se debe al flujo de los gases a lo largo del tubo de fuego, es por eso que se debió determinar la cantidad de masa de los mismos ( $m_{\text{gases}}$ ). Para lograr ese objetivo se realizó el cálculo de la relación masa de aire con la masa de combustible<sup>31</sup>.

$$AC := \frac{m_{\text{aire}}}{m_{\text{combustible}}} \quad (\text{ec. 6.24})$$

Donde

AC	Relación aire-combustible
$m_{\text{aire}}$	Masa de aire
$m_{\text{combustible}}$	Masa de combustible

Cambiando esa fórmula para utilizar los valores disponibles, se tiene:

$$AC := \frac{N_{\text{aire}} M_{\text{aire}}}{N_{\text{comb}} M_{\text{comb}} + N_{\text{H}_2} M_{\text{H}_2}} \quad (\text{ec. 6.25})$$

Donde

$N_{\text{aire}}$	Número de moles del aire
$M_{\text{aire}}$	Masa molar del aire
$N_{\text{comb}}$	Número de moles del combustible
$M_{\text{comb}}$	Masa molar del combustible
$N_{\text{H}_2}$	Número de moles del hidrógeno
$M_{\text{H}_2}$	Masa molar del hidrógeno

Los números molares de cada combustible y del hidrógeno se obtuvieron de la ecuación total de la combustión mostrada en el ANEXO M - "DETERMINACIÓN

---

<sup>31</sup> CENGEL, Termodinámica, 4ta ed., p. 685

DE LA TEMPERATURA ADIABÁTICA DE LLAMA”. Utilizando la ecuación 6.25 se determinó que la relación aire combustible tiene un valor de:

$$AC = 16.182$$

Por otra parte, se usó la ecuación general de los gases:

$$P \cdot V = n \cdot R \cdot T \quad (\text{ec. 6.26})$$

Donde

P	Presión del gas
V	Volumen del gas
n	Número de moles del gas
R	Constante universal de los gases
T	Temperatura del gas

A la ecuación 6.26 se la utilizó como base para reemplazar en ella los términos necesarios y despejar la incógnita que se busca para el diseño del sistema. Con lo que se obtuvo:

$$n_g := \frac{P \cdot V}{R_g \cdot T_{amb}} \quad (\text{ec. 6.27})$$

Donde

$n_g$	Número de moles del gas combustible
-------	-------------------------------------

Para resolver la ecuación 6.27, se tiene que:

$$P = 0.2 \cdot \text{MPa}$$

ó

$$P := 29 \text{psi}$$

Que es la presión que tendrá el gas combustible a la entrada del quemador. Este valor fue determinado en campo y proviene de la presión a la que los separadores trabajan.

Para el caso del volumen de gas, como se trabaja con un sistema continuo, se utilizó un caudal volumétrico, equivalente al caudal de gas disponible:

$$V := Q_{\text{gas}}$$

$$V = 0.037 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

La constante universal de los gases tiene un valor de:

$$R_g := 0.0820575 \frac{\text{l} \cdot \text{atm}}{\text{mol} \cdot \text{K}}$$

Con todos estos valores se evaluó la ecuación 6.27, obteniendo el caudal de moles de gas que se necesitan:

$$n_g = 2.963 \frac{\text{mol}}{\text{s}}$$

Con este valor se determinó la masa de combustible mediante:

$$m_{\text{comb}} := n_g \cdot P_m \quad (\text{ec. 6.28})$$

Donde

$m_{\text{comb}}$	Masa del combustible
$P_m$	Peso molecular del gas combustible

El valor de  $P_m$  se encuentra en el ANEXO E - "CROMATOGRAFÍA DEL GAS", es decir, en la cromatografía del gas proporcionado por la empresa ENAP SIPEC.

$$P_m := 33.87 \frac{\text{gm}}{\text{mol}}$$

Reemplazando en la ecuación 6.28, se obtuvo:

$$m_{\text{comb}} = 0.063 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Para determinar la masa de los gases de combustión que fluirán por el tubo de fuego, se utilizó:

$$m_{\text{gases}} := m_{\text{comb}} \cdot (1 + AC) \quad (\text{ec. 6.29})$$

Obteniendo,

$$m_{\text{gases}} = 1.075 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

La viscosidad dinámica de los gases de combustión ( $\mu_g$ ) se obtuvo de la Tabla A.4 "Propiedades termofísicas de gases" del libro de Incropera<sup>32</sup>, y tomando las propiedades del nitrógeno por ser el componente más abundante, se obtuvo:

$$\mu_g := 387.6 \cdot 10^{-7} \frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}^2}$$

Para el número de Reynolds interno fue necesario determinar el diámetro interno de los tubos de fuego. Conociendo que el diámetro de los tubos es de 18 in y que el espesor seleccionado es de 5/16 de pulgada, resultó:

$$d_i := d_o - 2t$$

$$d_i = 0.441 \text{ m}$$

Utilizando la ecuación 6.23, se determinó que:

$$Re_i = 8.003 \times 10^4$$

---

<sup>32</sup> INCROPERA, Fundamentos de transferencia de calor, 4ta ed., p. 842

Con este valor se determina que se trabajará con un flujo turbulento en el caso de los gases de combustión<sup>33</sup>

El último valor a determinar es el factor de fricción para rugosidad del acero comercial (f) se utilizó la misma Figura 8.3 “Factor de fricción para flujo completamente desarrollado en un tubo circular” del libro de Incropera<sup>34</sup>, en ésta, se recurrió al número de Reynolds interno antes calculado, obteniendo:

$$f_i := 0.02$$

Con todos los valores determinados fue posible encontrar la solución para la ecuación 6.21 y así se determinó el valor del número de Nussel interno.

$$N_{ui} = 162.698$$

El último valor a fijar antes de hallar el coeficiente de convección interna ( $h_i$ ) es la conductividad térmica de los gases de combustión ( $K_i$ ):

$$K_i := 62.2 \cdot 10^{-3} \frac{W}{m \cdot K}$$

Valor obtenido de la Tabla A.4 “Propiedades termofísicas de gases” del libro de Incropera<sup>35</sup>, usando como referencia al nitrógeno como ya se explicó antes.

Con todos los datos establecidos, se calculó el coeficiente de convección interna usando la ecuación 6.20:

$$h_i = 22.929 \cdot \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

---

<sup>33</sup> MOTT, Mecánica de Fluidos Aplicada, 4ta ed., p. 223

<sup>34</sup> INCROPERA, Fundamentos de transferencia de calor, 4ta ed., p. 425

<sup>35</sup> INCROPERA, Fundamentos de transferencia de calor, 4ta ed., p. 842

#### 6.1.5.1.3. Coeficiente de radiación

En este cálculo se utilizó la siguiente fórmula:

$$h_{ra} := \varepsilon \cdot \sigma_b \cdot (T_{ig} + T_{alr}) \cdot (T_{ig}^2 + T_{alr}^2) \quad (\text{ec. 6.30})$$

Donde

$T_{alr}$             Temperatura de los alrededores

Utilizando los mismos valores involucrados en el análisis de la importancia de la radiación, se obtuvo que:

$$h_{ra} = 188.484 \frac{\text{kg}}{\text{K} \cdot \text{s}^3}$$

#### 6.1.5.1.4. Factor de impureza externo

Este valor se presenta ya que se genera una acumulación de escala en el intercambiador, afectando a la transferencia de calor. Para determinar el factor de impureza externo fue necesario determinar la velocidad a la que el agua se desplazaría en el intercambiador, por lo que:

$$v_{agua} := \frac{m_{agua}}{\rho_w \cdot \frac{\pi}{4} (D_i^2 - 4d_o^2)} \quad (\text{ec. 6.31})$$

Donde

$v_{agua}$             velocidad del agua en el intercambiador

Reemplazando los valores en la ecuación 6.31 se obtuvo:

$$v_{agua} = 7.783 \times 10^{-3} \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Con este valor, se utiliza la tabla de nombre “Resistencias a la incrustación para el agua” (Fouling resistances for water) mostrada en el ANEXO P - “RESISTENCIAS A LA INCRUSTACIÓN PARA EL AGUA”, la cual proviene de las normas TEMA<sup>36</sup>

Como se determinó que se trata de un agua dura debido a que tiene más de 120 ppm  $\text{CaCO}_3$  (ANEXO H - “ANÁLISIS FÍSICO-QUÍMICO DEL AGUA”), se ingresó en dicha tabla utilizando esa propiedad, con una temperatura media de calentamiento mayor a 240°F y con una velocidad del agua menor a 3 pies por segundo. Bajo estos parámetros se obtuvo:

$$r_o := 0.003 \frac{\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot \Delta^\circ\text{F}}{\text{BTU}}$$

Que en unidades internacionales:

$$r_o = 5.283 \times 10^{-4} \text{K} \cdot \frac{\text{m}^2 \cdot \text{s}}{\text{J}}$$

#### 6.1.5.1.5. Factor de impureza interno

Los gases de combustión depositan hollín en la pared del tubo de fuego incrementando su resistencia térmica. Para el caso de este factor, las normas TEMA proveen valores que se seleccionan de acuerdo a las condiciones del sistema. Se ingresó en la tabla “Resistencia térmica para procesos con gas natural o gasolina” (Fouling resistances for natural gas-gasoline processing streams) mostrada en el ANEXO Q - “RESISTENCIA TÉRMICA PARA PROCESOS CON GAS NATURAL O GASOLINA”, proveniente de las normas TEMA<sup>37</sup>. Como se usa gas natural, el valor seleccionado es:

<sup>36</sup> TEMA, sección 10, pag. 10-33

<sup>37</sup> TEMA, sección 10, pag. 10-30



$$r_i := 0.002 \frac{\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot \Delta^\circ\text{F}}{\text{BTU}}$$

Que en unidades internacionales:

$$r_i = 3.522 \times 10^{-4} \frac{\text{K} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{s}}{\text{J}}$$

#### 6.1.5.1.6. Resistencia térmica por conducción

Para determinar la resistencia generada por el espesor y el material del tubo de fuego se utilizó la siguiente ecuación extraída de las normas TEMA<sup>38</sup>.

$$r_w := \frac{d_o}{2k} \left( \ln \left( \frac{d_o}{d_o - 2t} \right) \right) \quad (\text{ec. 6.32})$$

Donde

k Conductividad térmica del acero seleccionado (AISI 310)

Para determinar el valor de la conductividad térmica se recurrió a la Tabla A.1 "Propiedades termofísicas de sólidos metálicos seleccionados" del libro de Incropera<sup>39</sup>, dando como resultado:

$$k := 19.8 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

Reemplazando todos los valores necesarios en la ecuación 6.32 se obtuvo:

$$r_w = 4.073 \times 10^{-4} \frac{\text{K} \cdot \text{s}^3}{\text{kg}}$$

<sup>38</sup> TEMA, sección 7, pag. 7-2

<sup>39</sup> INCROPERA, Fundamentos de transferencia de calor, 4ta ed., p. 827

#### 6.1.5.1.7. Área externa y Área interna del tubo de fuego

Como último paso para poder calcular el coeficiente global de transferencia de calor real (U), fue necesario determinar el valor las áreas involucradas en el tubo de fuego.

Para el caso del Área interna se tuvo:

$$A_i := \frac{\pi}{4} \cdot d_i^2 \quad (\text{ec. 6.33})$$

$$A_i = 0.153\text{m}^2$$

Para el caso del Área externa se tuvo:

$$A_o := \frac{\pi}{4} \cdot d_o^2 \quad (\text{ec. 6.34})$$

$$A_o = 0.164\text{m}^2$$

Una vez determinados todos los valores requeridos, fue posible calcular el valor total del Coeficiente Global de Transferencia de Calor real (U). Utilizando la ecuación 6.12 se encontró que:

$$U = 47.627 \cdot \frac{W}{\text{m}^2\text{K}}$$

#### 6.1.5.2. DIFERENCIA MEDIA LOGARÍTMICA DE TEMPERATURAS

Para determinar el área de transferencia del intercambiador de calor fue necesario encontrar el valor de la diferencia media logarítmica entre las temperaturas de los fluidos involucrados. Para esto se utilizó<sup>40</sup>:

---

<sup>40</sup> INCROPERA, Fundamentos de transferencia de calor, 4ta ed., p. 590

$$DMLT := \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \quad (\text{ec. 6.35})$$

Donde

DMLT          Diferencia media logarítmica

En el caso se los diferenciales de temperatura se utilizó:

$$\Delta T_1 := T_{og} - T_{iw}$$

$$\Delta T_2 := T_{ig} - T_{ow}$$

Como se mencionó antes, los valores de estas variables son:

$$T_{og} = 477.594 \text{ K}$$

$$T_{iw} = 307.594 \text{ K}$$

$$T_{ig} = 1.423 \times 10^3 \text{ K}$$

$$T_{ow} = 317.631 \text{ K}$$

Obteniendo,

$$\Delta T_1 = 170 \text{ K}$$

$$\Delta T_2 = 1.105 \times 10^3 \text{ K}$$

Con esto, la ecuación 6.35 arrojó el siguiente valor:

$$DMLT = 499.627 \text{ K}$$

Sin embargo, se debe realizar una corrección a este valor de acuerdo al arreglo que se seleccionó para el intercambiador. Para este sistema, se tiene un arreglo de un intercambiador de un paso por la coraza y dos pasos por el tubo.

La corrección se la realiza utilizando las siguientes relaciones:

$$Ric := \frac{T_{iw} - T_{ow}}{T_{og} - T_{ig}} \quad (\text{ec. 6.36})$$

Donde

Ric            Factor para DMLT

Y también,

$$Pic := \frac{T_{og} - T_{ig}}{T_{iw} - T_{ig}} \quad (\text{ec. 6.37})$$

Donde

Pic            Factor de eficiencia de la temperatura del intercambiador

La ecuación 6.36 y la 6.37 arrojaron los siguientes valores:

$$Ric = 0.011$$

$$Pic = 0.848$$

Con esto se recurrió a un monograma disponible en las normas TEMA<sup>41</sup> que se adjunta en el ANEXO R - "FACTOR DE CORRECCIÓN PARA EL DMLT", y que permitió fijar el valor del factor FC en 0.98. Entonces:

$$DMLT := DMLT \cdot FC \quad (\text{ec. 6.38})$$

Donde

FC            Factor de corrección para el DMLT

Con esto se obtuvo:

$$DMLT = 489.634 \text{ K}$$

---

<sup>41</sup> TEMA, sección 7, pag. 7-10, fig. T-3.2A

### 6.1.5.3. ÁREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Partiendo de la ecuación 6.1, reemplazando con las variables necesitadas y despejando el área de transferencia se tiene:

$$A_{tc} := \frac{Q_g}{U \cdot DMLT}$$

Donde

$A_{tc}$  Área de transferencia de calor

Utilizando los valores determinados de las variables, se obtuvo que el área necesaria para una transferencia de calor adecuada sea:

$$A_{tc} = 36.736 \text{m}^2$$

La totalidad de esta área debe encontrarse en la superficie total húmeda de los tubos de fuego en el interior del recipiente a presión diseñado.

### 6.1.6. PARÁMETROS GENERALES PARA LA SOLUCIÓN IDEAL

Se presentan a continuación los resultados obtenidos en el diseño del intercambiador ideal, es decir, el intercambiador necesario para una deshidratación completa asumiendo que se tuviese todo el gas necesario. El arreglo consta de dos tubos de fuego en U de 18" de diámetro nominal. Los parámetros de esta alternativa se muestran en la siguiente tabla:

**Tabla 6.1. Resultados para la solución ideal.**

	<b>Valor</b>	<b>Unidad SCI</b>
<b>DMLT</b>	489,6	K
<b>Caudal de agua</b>	20,415	Kg/s
<b>Caudal de gas</b>	0,037	m <sup>3</sup> /s
<b>Velocidad de agua por recipiente</b>	0,0097	m/s
<b>Coeficiente de convección externa</b>	89,914	W/m <sup>2</sup> *K
<b>Coeficiente de convección interna</b>	65,135	W/m <sup>2</sup> *K
<b>Conducción</b>	0,000407	m <sup>2</sup> *K/W
<b>Coeficiente de radiación</b>	188,518	W/m <sup>2</sup> *K
<b>Coef. Global de transfer. De calor (U)</b>	56,976	W/m <sup>2</sup> *K
<b>Area transferencia de calor</b>	46,500	m <sup>2</sup>
<b>Calor neto a entregar</b>	1372,996	kW

Fuente: elaborado por autores - 2009

## **6.2. DISEÑO MECÁNICO**

Una vez determinadas las dimensiones necesarias para una correcta transferencia de calor, se realizó el diseño mecánico del sistema real, donde se incluyó el diseño del cuerpo del intercambiador, las cabezas, las distintas conexiones, las sillas de apoyo, etc. En este punto fue necesario determinar los distintos materiales y el arreglo final de los elementos dentro del intercambiador de calor.

### **6.2.1. DISEÑO DEL RECIPIENTE DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO**

En el diseño del recipiente fue necesario involucrar a todos los elementos que formaron parte del arreglo final del intercambiador; es decir, se tomó en cuenta la posición de los tubos de fuego, de los quemadores, de las chimeneas, de las vigas guía con los ganchos de sujeción, de las distintas boquillas requeridas, de las sillas de montaje, etc.

Para una comprensión amplia de lo que involucra un recipiente a presión, en el siguiente tópico de la tesis se topa este tema de manera teórica, así se podrá entender de mejor manera el desarrollo del diseño mecánico del intercambiador.

#### **6.2.1.1. RECIPIENTES A PRESIÓN**

Un recipiente a presión se caracteriza por ser diseñado para trabajar adecuadamente hasta determinada presión interna. Existen muchos tipos de recipientes a presión y dependen de varios factores:

- Por su Uso: se los clasifica en recipientes de almacenamiento y en recipientes de procesos. Los primeros sirven solo para almacenar fluidos a presión y normalmente reciben el nombre de Tanques de Almacenamiento o

Tanques Acumuladores. Los segundos en cambio se caracterizan por que un determinado proceso a presión se desarrolla en ellos.

- Por su Forma: pueden ser cilíndricos o esféricos. Los primeros pueden ser verticales u horizontales; y generalmente son recipientes de procesos. Los esféricos normalmente se utilizan como tanques de almacenamiento y con preferencia para altas presiones. Los esféricos resultan mucho más caros en su construcción que los cilíndricos, sin embargo permiten un almacenamiento a presión más económico.

Un recipiente a presión consta de tapas o cabezas en sus extremos. Éstas pueden ser de varios tipos dependiendo de las condiciones de operación, del tipo de recipiente, del costo monetario, etc. A continuación se muestran las distintas tapas que se pueden escoger para los recipientes.

- TAPAS PLANAS: Se utilizan para recipientes sujetos a presión atmosférica, generalmente, aunque en algunos casos se usan también en recipientes a presión. Su costo entre las tapas es el más bajo. Se utilizan también como fondos de tanques de almacenamiento de grandes dimensiones.
- TAPAS TORIESFÉRICAS: Son las de mayor aceptación en la industria, debido a su bajo costo y a que soportan grandes presiones manométricas, su característica principal es que el radio del abombado es aproximadamente igual al diámetro.
- TAPAS SEMIELÍPTICAS: Son empleadas cuando el espesor calculado de una tapa toriesférica es relativamente alto, ya que las tapas semielípticas soportan mayores presiones que las toriesféricas. El proceso de fabricación de estas tapas es troquelado, su silueta describe una elipse relación 2:1, su costo es alto.
- TAPAS SEMIESFÉRICAS: Utilizadas exclusivamente para soportar presiones críticas, como su nombre lo indica, su silueta describe una media



circunferencia perfecta, su costo es alto y no hay límite dimensional para su fabricación.

- **TAPAS CÓNICAS:** Se utilizan generalmente en fondos donde pudiese haber acumulación de sólidos y como transiciones en cambios de diámetro de recipientes cilíndricos. Su uso es muy común en torres fraccionadoras o de destilación, no hay límites en cuanto a dimensiones para su fabricación y su única limitación consiste en que el ángulo de vértice no deberá de ser calculado como tapa plana.
- **TAPAS TORICÓNICAS:** A diferencia de las tapas cónicas, este tipo de tapas tienen en su diámetro, mayor radio de transición que no deberá ser menor al 6% del diámetro mayor ó 3 veces el espesor.

Un factor que se debe tener en cuenta de manera primordial, es la posibilidad de construcción de cada tipo de tapa en el país que se desarrolle el proyecto. No siempre se puede tener disponible una empresa que fabrique el tipo de cabeza seleccionada.

#### 6.2.1.1.1. Códigos y estándares de referencia

Debido al creciente uso de recipientes a presión y calderas por motivo de la modernización y expansión de la industria, fue necesario crear una forma de garantizar un diseño adecuado y seguro de recipientes a presión con el fin de evitar pérdidas humanas y económicas. Con este fin se crearon diversos organismos encargados de estandarizar los procesos de diseño, fabricación e inspección de dichos recipientes. En 1880 se creó la Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos (ASME, por sus siglas en inglés), la cual ha generado y actualizado una gran cantidad de normas y estándares para distintos elementos. Un recipiente que sea diseñado bajo las normas de esta sociedad y que cuente con el sello de aprobación de la misma, se considera de muy alta calidad y seguridad.

Específicamente, para el caso de recipientes a presión, existe una norma que se encuentra en el CÓDIGO ASME, SECCIÓN VIII, DIVISIÓN 1. Ésta establece los requerimientos mínimos para el diseño, fabricación e inspección de los recipientes a presión así como los medios para obtener la certificación ASME en los mismos.

Cuenta con subdivisiones que son:

- Subsección A. Requerimientos generales
  - Parte UG que cubre los requerimientos generales para todos los métodos de fabricación y todos los materiales.
  
- Subsección B. Requerimientos de fabricación
  - Parte UW.- Para recipientes que serán fabricados por soldadura.
  - Parte UF.- Para recipientes que serán fabricados por forjado
  - Parte UB.- Para recipientes que serán fabricados utilizando un material de relleno no ferroso a este proceso se le denomina "brazing"
  
- Subsección C. Requerimientos de materiales. Ésta a su vez se divide en:
  - Parte UCS.- Para recipientes construidos con acero al carbón y de baja aleación.
  - Parte UNF.- Para los construidos con materiales no ferrosos.
  - Parte UHA.- Para los construidos con aceros de alta aleación
  - Parte UCI.- Para los construidos con hierro fundido.
  - Parte UCL.- Para los construidos con una placa "clad" integral o con recubrimiento tipo "lining".
  - Parte UCD.- Para los construidos con hierro fundido dúctil.
  - Parte UHT.- Para los construidos con aceros ferríticos con propiedades de tensión mejoradas por tratamiento térmico.
  - Parte ULW.- Para los fabricados por el método de multicapas.
  - Parte ULT.- Para los construidos con materiales con esfuerzos permisibles más altos a bajas temperaturas.
  - Parte UHX.- Reglas para intercambiadores de calor de tubo y coraza.

El alcance de la Sección VIII División 1 es:

- Recipientes que tengan un diámetro interior mayor de 6".
- Recipientes que tengan una presión de operación interna o externa mayor de 15 psi.
- Recipientes que tengan una presión de diseño que no excede de 3000 psi.
- Pueden estar o no expuestos al fuego.

#### **6.2.1.2. PARÁMETROS DE DISEÑO**

En base al diseño térmico se desarrolló el diseño mecánico del recipiente del intercambiador; el cual determinó que el diámetro interno de dicho recipiente sería de 1,85 metros.

La herramienta de software utilizada para la modelación del intercambiador fue el programa "COMPRESS Build 6245, Pressure Vessel & Heat Exchanger Software" (COMPRESS Construcción 6245, Programa para Recipientes a Presión e Intercambiadores de Calor), elaborado por la compañía CODEWARE Inc.<sup>42</sup> radicada en Houston, Texas, Estados Unidos.

Este programa se utiliza especialmente para el diseño de recipientes a presión que cumplan con los requerimientos del Código ASME Sección VIII División 1.

Los parámetros iniciales que se incluyeron en el modelado del recipiente fueron los que hacen referencia a las condiciones sismológicas y de viento para el proyecto; y se detallan a continuación.

---

<sup>42</sup> <http://www.codeware.com>

En cuanto a la evaluación de la zona sísmica, se recurrió al Código Ecuatoriano de la Construcción del 2002, en el documento que lleva de nombre “Peligro Sísmico, Espectros de Diseño y Requisitos Mínimos de Cálculo para Diseño Sismo-Resistente”. En éste se especifica que para la ciudad de El Coca, se maneja una zona sísmica tipo 2A y un factor mínimo del peso (Z) de 0,25 (el cual se determina de acuerdo al tipo de suelo<sup>43</sup>). Se requirió también especificar el valor de un coeficiente numérico R, el cual se obtuvo del libro “Manual de Recipientes a Presión” de Megyesy, que indica que su valor es de 2,9<sup>44</sup> para todo tipo de recipientes a presión.

Para el manejo de la influencia del viento en el sistema, se recurrió a la información proporcionada por la Dirección de Aviación Civil del Ecuador (DAC), la cual indica que la velocidad media en la ciudad de El Coca es de 4 nudos; es decir, 7,4 Km/h. Dentro del código manejado, se menciona una velocidad básica mínima de 112,6 Km/h (70 mph), por lo que se la aceptó como un caso crítico para el diseño.

Para el sistema fue necesario también determinar el tipo de exposición que tendrá el equipo. Se tienen varias alternativas de acuerdo las condiciones del área en la que instalará el equipo. La información obtenida del libro de Megysey<sup>45</sup> se ordena en la tabla 6.2:

**Tabla 6.2. Tipo de Exposición al Viento**

<i>Características de la zona</i>	<i>Tipo de Exposición</i>
Urbana o suburbana	B
Abierta con construcciones dispersas	C
Llana sin áreas obstruidas	D

Fuente: MEGYESY, Pressure Vessel Handbook, 12va ed., p. 53

<sup>43</sup> MEGYESY, Pressure Vessel Handbook, 12va ed., p. 62

<sup>44</sup> MEGYESY, Pressure Vessel Handbook, 12va ed., p. 62

<sup>45</sup> MEGYESY, Pressure Vessel Handbook, 12va ed., p. 52

Como se trata de terrenos abiertos con pocas construcciones se determinó una Exposición C para el equipo.

Una vez fijado el tipo de exposición y con una altura del equipo que cae sobre el rango de 0-15 pies, se utilizó la tabla 6.3 con nombre “Carga del Viento. Coeficiente G<sup>46</sup>” y se determinó que el Coeficiente de Fuerza del Viento es de 1.1. La tabla 6.3 se la muestra a continuación:

**Tabla 6.3. Carga del Viento. Coeficiente G**

COEFICIENTE G			
<i>ALTURA sobre el suelo (ft)</i>	<i>EXPOSICIÓN B</i>	<i>EXPOCISIÓN C</i>	<i>EXPOSICIÓN D</i>
0-15	0,6	1,1	1,4
20	0,7	1,2	1,5
40	0,8	1,3	1,6
60	0,9	1,4	1,7
80	1,0	1,5	1,8
100	1,1	1,6	1,9
140	1,2	1,7	2,0
200	1,4	1,9	2,1
300	1,6	2,0	2,2
500	1,8	2,3	2,4

Fuente: MEGYESY, Pressure Vessel Handbook, 12va ed., p. 53

Tanto los parámetros sísmicos y eólicos fueron introducidos en el programa previo al modelado del equipo.

Un parámetro que se fijó para todo el diseño fue el de la presión interna del recipiente, de 65 psi; cuya determinación se muestra detallada en el punto 6.2.2.3.1 del presente informe. Para esta presión se consideró un 10% más de pérdidas como factor de seguridad para el cálculo de la cabeza total o presión que requerirá la bomba para un funcionamiento adecuado del sistema de calentamiento.

<sup>46</sup> MEGYESY, Pressure Vessel Handbook, 12va ed., p. 53

Al igual que la presión, se estableció una temperatura máxima del equipo de 140° F, a fin de evitar fallas en el sistema si se produce un alza de la temperatura.

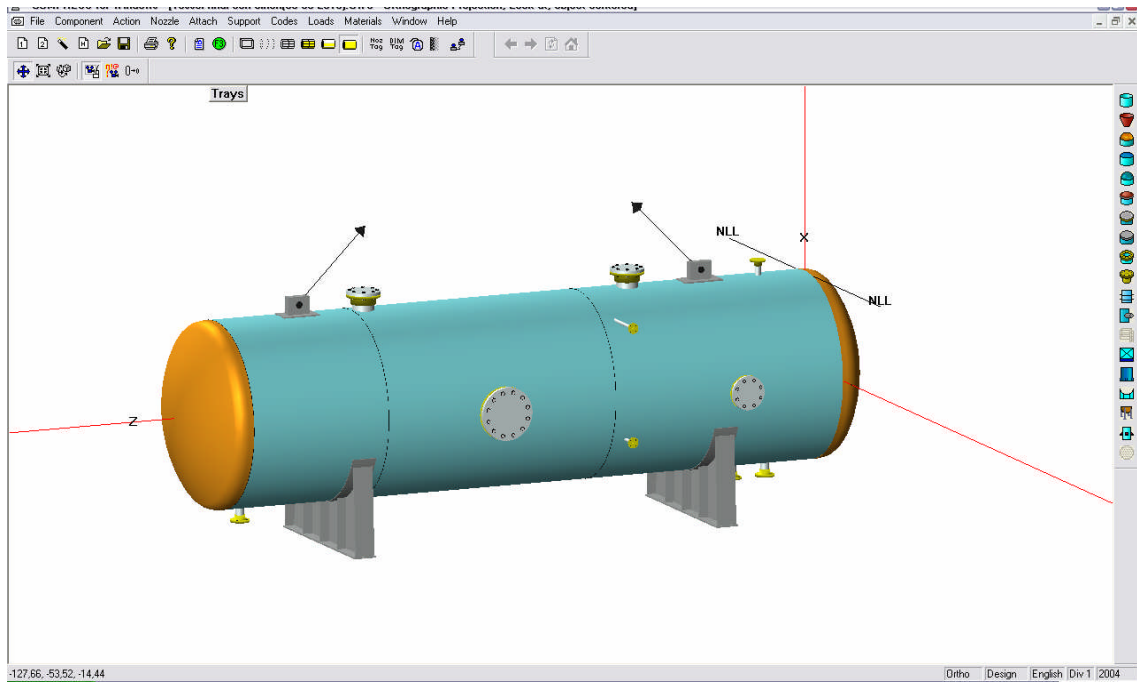
### **6.2.1.3. DIMENSIONAMIENTO**

En el modelado del equipo se ingresaron ordenadamente parte por parte del mismo hasta contar con todos los elementos que lo conforman y que infirieron en el diseño final; es decir, se incorporaron las cabezas toriesféricas, el cuerpo o cilindro del recipiente, las sillas de asentamiento, las boquillas, etc.

Cada uno de los elementos que formaron parte del modelado en el software está bajo los parámetros mencionados en el punto anterior del informe. Y cumplen a su vez, con los distintos requisitos que exige el Código ASME Sección VIII División 1.

Una de las ventajas del software utilizado es que emite alertas cuando algún elemento no cumple con los requisitos mínimos de diseño que exige la norma, permitiendo realizar una corrección dinámica del diseño.

La figura a continuación muestra el modelo terminado en el software mencionado.



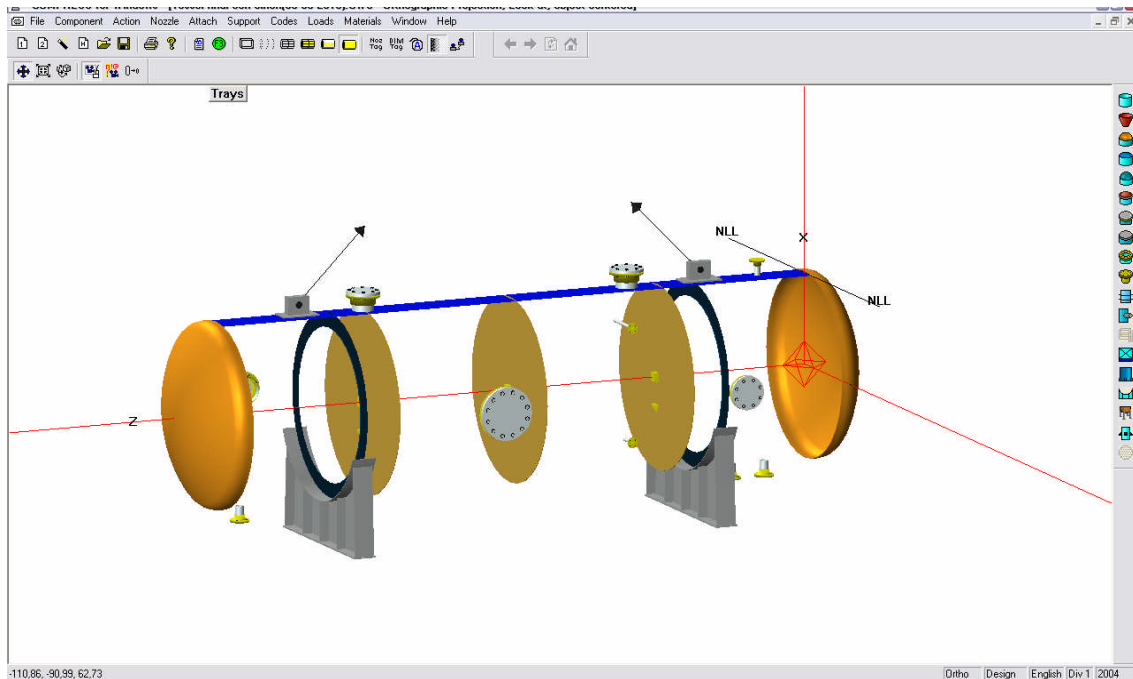
**Figura 6.2 Recipiente simulado en Compress**

En esta figura se tiene la vista frontal del equipo, permitiendo identificar el cilindro del recipiente horizontal, las cabezas torisféricas a los extremos del mismo, la ubicación de las sillas de asentamiento y de las orejas de izaje; además, se evidencia la ubicación de la mayoría de boquillas que tendrá el recipiente y sus respectivas bridas.

Se observa que el cuerpo cilíndrico del recipiente está formado por 3 secciones, esto se debe a que la construcción del mismo depende de los tamaños de planchas del material seleccionado disponibles en el mercado local. Recurriendo a un proveedor local, IPAC<sup>47</sup>, se determinó que el tamaño de planchas a utilizar es de 2440 mm x 6000 mm; dando como resultado la necesidad de contar con tres secciones soldadas para formar el cilindro.

---

47 <http://www.ipac-acero.com/ipac/index.html>



**Figura 6.3 Interior del Recipiente simulado en Compres**

En la figura 6.3 se muestra el interior del recipiente simulado, para poder identificar la ubicación de todas las boquillas en el equipo. También se visualiza la existencia de anillos de rigidez internos al cilindro. Es necesario aclarar que se tuvo que tomar varias decisiones para el correcto modelado del equipo; primero, al tener en el interior del intercambiador a los tubos en U, se sustituyó la influencia de los mismos con cargas puntuales del mismo valor total; y, segundo, como el programa no permitía incorporar baffles al diseño, se insertaron placas de acero en el interior del recipiente para simular la acción de dichos baffles.

Al final del modelado completo, el programa genera un informe sobre el diseño total, incluyendo los distintos errores, los códigos aplicados, los cálculos realizados y los resultados finales. Debido a la extensión del informe, se presentan los resultados finales organizados por los autores de la presente tesis. Un extracto del informe se muestra en el ANEXO S - "EXTRACTO INFORME COMPRES".



### 6.2.1.3.1. Cabezas

Las cabezas toriesféricas del intercambiador requieren las dimensiones mostradas en la siguiente tabla:

**Tabla 6.4 Características de las Cabezas Toriesféricas**

<b>CABEZAS TORIESFÉRICAS</b>		
<b>Material</b>	SA 516-70	
<b>Presión de diseño</b>	448,16 KPa	(65 psi)
<b>Temperatura de diseño</b>	333,15 °K	(140 °F)
<b>Espesor</b>	7,94 mm	(5/16")
<b>Diámetro interno</b>	1850,00 mm	(73")
<b>Radio de corona L</b>	1524,00 mm	(60")
<b>Radio de faldón r</b>	152,40 mm	(6")
<b>Largo del faldón</b>	50,80 mm	(2")
<b>Espesor del faldón</b>	7,94 mm	(5/16")
<b>Eficiencia de la junta</b>	1,00	
<b>MAWP *</b>	517,17 KPa	(75,01 psi)
<b>MAP **</b>	888,25 KPa	(128,83 psi)
<b>Corrosión permisible</b>	3,175 mm	(1/8")

\*MAWP: Máxima Presión de Admisible de Trabajo

\*\*MAP Máxima Presión Admisible

Fuente: elaborado por autores - 2009

Como se observa en la tabla anterior, los parámetros de diseño de mantienen al tener una presión de diseño de 65 psi y una temperatura de diseño de 140°F. Los cálculos realizados para la determinación de estas especificaciones de las cabezas se detallan en el informe dado por el programa; sin embargo, los autores de la presente realizaron una comprobación de la validez de los resultados obtenidos con el programa.

### 6.2.1.3.2. Cuerpo

El cuerpo cilíndrico del recipiente horizontal requiere de los valores mostrados en la siguiente tabla:

**Tabla 6.5 Características del Cilindro del Recipiente**

<b>CILINDRO DEL RECIPIENTE</b>		
<b>Material</b>	SA 516-70	
<b>Presión de diseño</b>	448,16 KPa	(65 psi)
<b>Temperatura de diseño</b>	333,15 °K	(140 °F)
<b>Espesor</b>	6,35 mm	(1/4")
<b>Diámetro interno</b>	1850,00 mm	(73")
<b>Longitud</b>	6324,60 mm	(249")
<b>Número de planchas</b>	3,00	
<b>Longitud sección 1</b>	2438,40 mm	(96")
<b>Longitud sección 2</b>	2438,40 mm	(96")
<b>Longitud sección 3</b>	1447,80 mm	(57")
<b>Eficiencia de la junta</b>	1,00	
<b>MAWP *</b>	451,60 KPa	(65,50 psi)
<b>MAP **</b>	940,65 KPa	(136,43 psi)
<b>Corrosión permisible</b>	3,175 mm	(1/8")

\*MAWP: Máxima Presión de Admisible de Trabajo

\*\*MAP Máxima Presión Admisible

Fuente: elaborado por autores - 2009

Se observa la presencia de tres secciones en el cuerpo del intercambiador como se lo justificó en el punto 6.2.1.3. del presente informe.

### 6.2.1.3.3. Boquillas

Las boquillas del intercambiador se colocaron para satisfacer varias necesidades: la entrada del agua del proceso, la salida del agua caliente y el vaciado del equipo; así como también para permitir un correcto y completo mantenimiento del equipo en su interior.

Para las boquillas de entrada y salida de agua; y para la boquilla de desagüe, se obtuvo una geometría igual debido a que se seleccionó un tamaño de 3 pulgadas para los tres casos; por lo que las características de las mismas se resumen en una sola tabla, la 6.6 que se muestra al término de este párrafo; mientras que la ubicación de las mismas se la puede apreciar en el plano del intercambiador, en el ANEXO AD - "DETALLE DEL RECIPIENTE DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO".

**Tabla 6.6 Características de Boquillas de Entrada y Salida de Agua y Desagüe**

	<b>BOQUILLAS</b>	
<b>Material</b>	SA-105	
<b>Presión de diseño</b>	448,16 Kpa	(65 psi)
<b>Temperatura de diseño</b>	333,15 °K	(140 °F)
<b>Tamaño</b>	3" espesor 0,250	
<b>Espesor</b>	6,35 mm	(1/4")
<b>Brida de boquilla</b>	3" WN A-105 #150 ***	
<b>Ubicación</b>	Cilindro del recipiente	
<b>MAWP*</b>	451,2 Kpa	(65,45 psi)
<b>MAP**</b>	940,4 Kpa	(136,40 psi)
<b>Corrosión permisible</b>	1,587 mm	(1/16")
<b>Material de los pernos</b>	SA-193 B8MNA 1A	

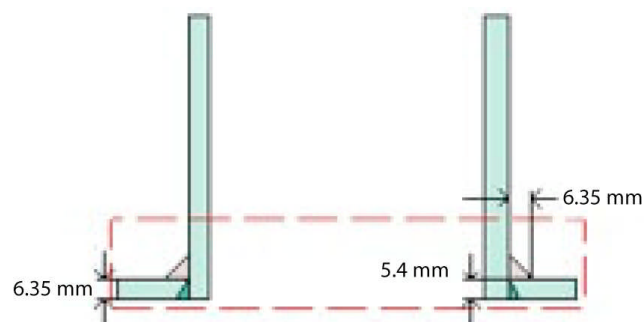
\*MAWP: Máxima Presión de Admisible de Trabajo

\*\*MAP Máxima Presión de diseño

\*\*\*N/A No Aplica

Fuente: elaborado por autores - 2009

En cuanto a la soldadura de las boquillas en el equipo, el programa Compress genera un diagrama explicativo de las características necesitadas:



**Figura 6.4 Diagrama de Boquillas de Entrada y Salida de Agua y de Desagüe**

Para el mantenimiento continuo del intercambiador, se decidió instalar varias boquillas que permitan la limpieza del interior del mismo. Para esto se consideró abarcar toda la parte interna tomando en cuenta la presencia de los tubos de fuego en U del intercambiador y de los baffles en el interior del mismo. Por lo que se decidió implementar 4 boquillas de mantenimiento (llamadas “Handholes” ya que son para ingresar el brazo del operador y ciertas herramientas, mas no permiten el ingreso del cuerpo de la persona como lo hacen los “Manholes”); de estas cuatro, un par de boquillas son superiores y dos son laterales alternadas (una al frente a la derecha y la otra atrás a la izquierda); además, se instaló un Manhole central de mayor diámetro con fines de revisión, mantenimiento y construcción del equipo.

Para todas las boquillas de revisión se utilizaron varios valores fijos, los cuales se muestran en la siguiente tabla:

**Tabla 6.7 Especificaciones comunes en Boquillas de Revisión**

	<b>BOQUILLAS DE REVISIÓN</b>	
<b>Material</b>	SA-105	
<b>Presión de diseño</b>	448,16 Kpa	(65 psi)
<b>Temperatura de diseño</b>	333,15 °k	(140 °F)
<b>Material placa de refuerzo</b>	SA 516-70	
<b>Ubicación</b>	Cilindro del recipiente	
<b>Corrosión permisible</b>	1,587 mm	(1/16")
<b>Material de los pernos</b>	SA-193 B7	

Fuente: elaborado por autores - 2009

Las características particulares de cada boquilla se presentan a continuación; mientras que la ubicación de las mismas se puede apreciar en el plano del intercambiador en el ANEXO AD - “DETALLE DEL RECIPIENTE DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO”.

Para el caso de las boquillas de revisión superior (1 y 2) se obtuvo exactamente la misma geometría; por lo que se las detalla en una sola tabla a continuación:

**Tabla 6.8 Características Boquillas de Revisión Superior 1 y 2**

<b>BOQUILLAS DE REVISIÓN SUPERIOR 1 y 2</b>	
<b>Tamaño</b>	8" sch 20
<b>Espesor</b>	6,35 mm (1/4")
<b>Ancho placa de refuerzo</b>	50,8 mm (2")
<b>Espesor placa de refuerzo</b>	6,35 mm (1/4")
<b>Material placa de refuerzo</b>	SA 516-70
<b>Brida de boquilla</b>	8" WN A-105 #150 ***
<b>MAWP</b>	469,6 KPa (68,11 psi)
<b>MAP</b>	796,7 KPa (115,56 psi)

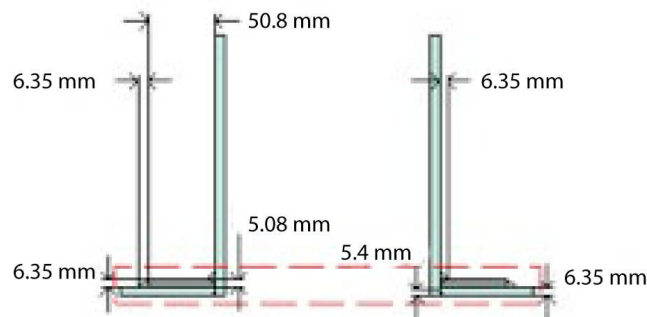
\*MAWP: Máxima Presión de Admisible de Trabajo

\*\*MAP Máxima Presión de diseño

\*\*\* WN Welding Neck

Fuente: elaborado por autores - 2009

El diagrama de las medidas de las boquillas, de las placas de refuerzo y de las soldaduras se presenta a continuación:



**Figura 6.5 Diagrama Boquillas de Revisión Superior 1**

También se integraron dos boquillas laterales de revisión (1 y 2), cuyas geometrías son iguales, por lo que se las expresa en una única tabla a continuación:

**Tabla 6.9 Características Boquillas de Revisión Lateral 1 y 2**

<b>BOQUILLAS DE REVISIÓN LATERAL 1 Y 2</b>	
<b>Tamaño</b>	8" sch 20
<b>Espesor</b>	6,35 mm (1/4")
<b>Ancho placa de refuerzo</b>	50,8 mm (2")
<b>Espesor placa de refuerzo</b>	6,35 mm (1/4")
<b>Material placa de refuerzo</b>	SA 516-70
<b>Brida de boquilla</b>	8" WN A-105 #150 ***
<b>MAWP*</b>	460,7 KPa (66,82 psi)
<b>MAP**</b>	796,7 KPa (115,56 psi)

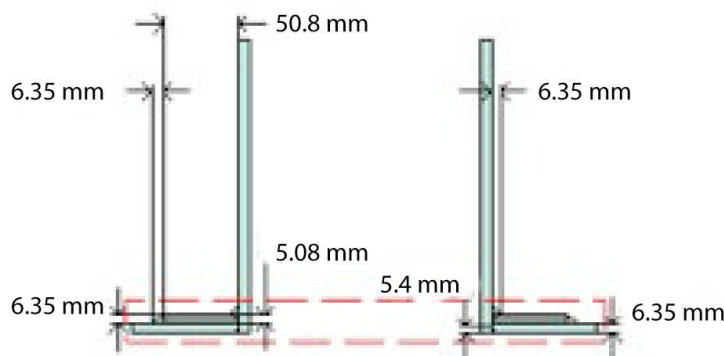
\*MAWP: Máxima Presión de Admisible de Trabajo

\*\*MAP Máxima Presión de diseño

\*\*\* WN Welding Neck

Fuente: elaborado por autores - 2009

El diagrama generado por el software para la soldadura y la placa de refuerzo de ambas boquillas es (distancias en pulgadas):



**Figura 6.6 Diagrama Boquillas de Revisión Lateral 1 y 2**

La ubicación de cada una de las boquillas de revisión se puede ver en los planos del intercambiador de calor del sistema, presente en el ANEXO AD - "DETALLE DEL RECIPIENTE DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO".

La última boquilla instalada en el recipiente fue el Manhole de 14", que servirá para la construcción, para la revisión y para el mantenimiento del equipo. Los resultados de ésta fueron:

**Tabla 6.10 Características Boquilla de Revisión Mayor**

<b>BOQUILLA DE REVISIÓN MAYOR</b>	
<b>Tamaño</b>	14" Sch 10
<b>Espesor</b>	6,35 mm (1/4")
<b>Ancho placa de refuerzo</b>	76,2 mm (3")
<b>Espesor placa de refuerzo</b>	6,35 mm (1/4")
<b>Material placa de refuerzo</b>	SA 516-70
<b>Brida de boquilla</b>	14" WN A-105 #150 ***
<b>MAWP</b>	459,1 KPa (66,59 psi)
<b>MAP</b>	734,5 KPa (106,54 psi)

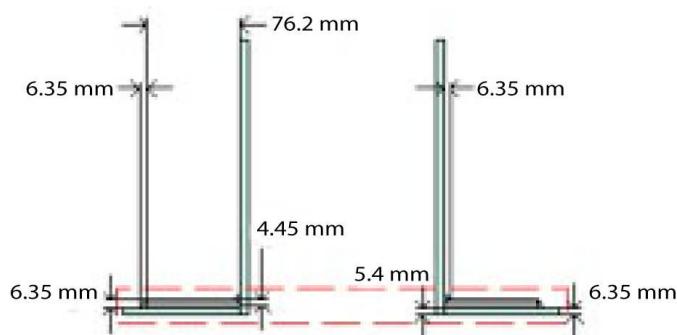
\*MAWP: Máxima Presión de Admisible de Trabajo

\*\*MAP Máxima Presión de diseño

\*\*\* WN Welding Neck

Fuente: elaborado por autores - 2009

De igual forma, se presenta a continuación el esquema de la boquilla mientras que su ubicación en el equipo se puede apreciar en el plano del mismo en el ANEXO AD - "DETALLE DEL RECIPIENTE DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO".



**Figura 6.7 Diagrama Boquilla de Revisión Mayor**

Un caso de diseño especial se presentó en el caso de las bridas que se ubican en una de las cabezas toriesféricas y que permiten el ingreso de los tubos de fuego y la instalación de las chimeneas y de los quemadores. Estas bridas debido a su geometría requirieron un diseño aparte ya que no son circulares sino que son tipo Obround; es decir, circulares alargadas con segmentos rectos.

▪ **Diseño de las Bridas Obround:**

Todo el cálculo que se presenta a continuación se lo realizó utilizando las unidades del sistema internacional; por lo que no se especifican las unidades en cada ecuación.

Para el cálculo del espesor del cuello de las bridas Obround se utilizó la ecuación 6.39 que es la misma usada normalmente en el cálculo del espesor de un recipiente a presión. Para este cálculo se asumió un radio de la abertura equivalente al que tendría una abertura circular con la misma área.

$$t_c := \frac{P_d \cdot (R_{eq} + CA)}{S_n \cdot E - 0.6 \cdot P_d} + CA \quad (\text{ec. 6.39})$$

Donde

$P_d$	Presión de diseño (psi)
$R_{eq}$	Radio equivalente de la abertura (in)
$CA$	Corrosión admisible (in)
$S_n$	Esfuerzo admisible del material del cuello (psi)
$E$	Eficiencia de la junta
$t_c$	Espesor del cuello

Con los datos mostrados a continuación se determinó el espesor del cuello de la abertura obround.

$$R_{eq} := 0.404\text{m}$$

$$S_n := 17500\text{psi}$$

$$S_n = 120,66 \text{ MPa}$$

para un material SA - 105

$$E = 1$$

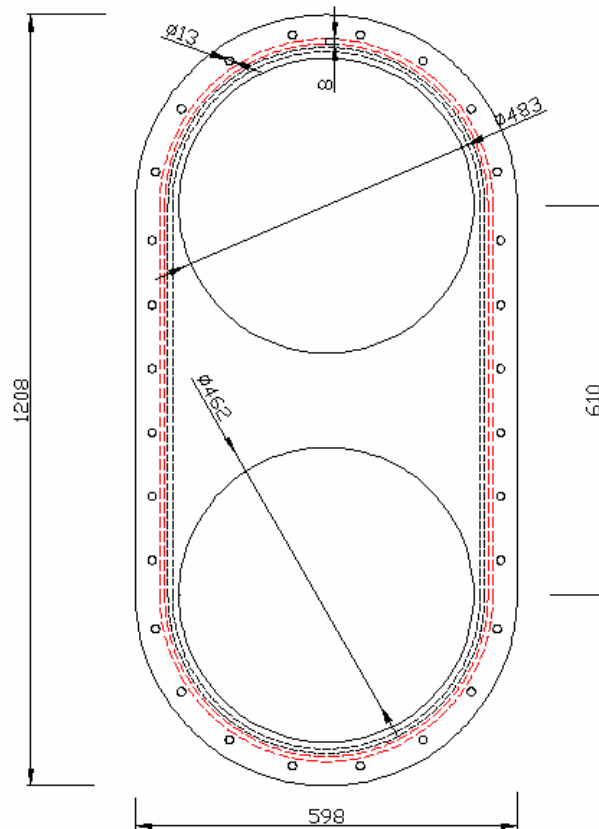
$$t_c = 0.187 \cdot \text{in}$$

$$t_c = 4,75 \text{ mm}$$



▪ **Espesor de la Tapa Obround**

Cuando una tapa, cobertor o brida ciega tiene una forma cuadrada, rectangular, elíptica o cualquier otra forma no circular, el espesor mínimo requerido es calculado en la misma forma que el de una circular, excepto por la adición de un factor Z que compensa la falta de una membrana uniforme de soporte obtenido con una de forma circular<sup>48</sup>. El diseño y fórmulas utilizadas en la presente sección se basaron en el párrafo UG-34 de la Sección VIII División 1 del código ASME. El esquema mostrado a continuación indica la geometría de la tapa con sus respectivas medidas.



**Figura 6.8 Diagrama Brida Obround**

$$t_b := d \cdot \sqrt{\frac{Z \cdot C \cdot P d}{S_n \cdot E}} \quad (\text{ec. 6.40})$$

<sup>48</sup> FARR, James, Guidebook for the design of ASME Section VIII pressure vessels, 1ra ed, p.104

Donde

tb	Espesor del de la tapa
d	diámetro o sección más corta de la forma no circular
C	Factor que depende del método de sujeción de la cabeza.
Z	Factor de cabezas no circulares que depende de la sección más corta (d)

$$Z := 3.4 - \frac{2.4 \cdot d}{D} \quad (\text{ec. 6.41})$$

$$Z = 2.212$$

Se determinó entonces que  $Z < 2.5$  por lo tanto la geometría propuesta en el esquema fue aceptada.

$$C = 0.33$$

Tomado de la UG-34

Entonces el espesor de la tapa obround haciendo uso de la ecuación 6.40 fue:

$$tb := d \cdot \sqrt{\frac{Z \cdot C \cdot Pd}{Sn \cdot E}}$$

$$tb = 1.251 \cdot \text{in}$$

$$tb = 31,78 \text{ mm}$$

#### ▪ **Cálculo de Pernos para la Brida Obround**

El cálculo del número de pernos necesarios para la brida obround se realizó tomando en cuenta las recomendaciones que constan en el manual de recipientes a presión de Dennis Moss<sup>49</sup>, para bridas especiales.

---

<sup>49</sup> MOSS, Dennis, Pressure vessel design manual, 3ra ed, p.39

Siguiendo la estrategia que consta en el manual mencionado se escogió un número de pernos  $n=28$ , con lo que se inició el cálculo. La ecuación 6.42 sirvió para determinar el área de la sección transversal de cada perno.

$$Ra := \frac{Am}{n} \quad (\text{ec. 6.42})$$

Donde

$Ra$	Área de la sección transversal de cada perno
$Am$	Área total de la sección transversal requerida para pernos
$n$	número de pernos

$$Am = 3.26 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$Am = 5.053 \text{ in}^2$$

$$Ra = 1.164 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

El diámetro del perno que se utilizó en el diseño de la brida obround fue calculado a partir de la ecuación 6.43.

$$Dp := \sqrt{\frac{4 \cdot Ra}{\pi}} \quad (\text{ec. 6.43})$$

$$Dp = 0.479 \cdot \text{in}$$

$$Dp = 12,16 \text{ mm}$$

$$Dpc := \frac{1}{2} \text{ in}$$

$$Dpc = 12,7 \text{ mm}$$

Donde

$Dp$	Diámetro calculado de perno
$Dpc$	Diámetro del perno corregido a medidas estándares

El cálculo del área total requerida para pernos ( $A_m$ ) se encuentra detallado en el ANEXO T - "CÁLCULO DE ÁREA TOTAL DE LA SECCIÓN TRANSVERSAL REQUERIDA PARA PERNOS DE BRIDA OBROUND".

## **6.2.2. DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE CIRCULACIÓN DEL FLUIDO DE TRABAJO**

En la presente sección se diseñó la tubería correspondiente a la succión y descarga de la bomba además que se determinó la presión de operación del sistema, cuyo valor fue necesario para el diseño del recipiente a presión en la sección 6.2.1.

### **6.2.2.1. PARÁMETROS DE DISEÑO**

Para este punto se recurrió al uso del manual de prácticas recomendadas por el API para el diseño de sistemas de tuberías en plantas de producción (API RP14). A continuación se detallan algunas recomendaciones usadas en el presente proyecto:

- Las líneas de tuberías que transportan sólo líquido se dimensionaron principalmente basadas en la velocidad del líquido a circular según indica el API RP14, no se debe exceder una velocidad de 4,57 m/s (15ft/s) ni esta debería ser menor a 0,91 m/s (3ft/s).
- La tubería de succión de la bomba debería ser de mayor sección transversal que la tubería de descarga.

En el ANEXO V - "ESQUEMA DE SISTEMA DE CIRCULACIÓN" se muestra un esquema de la tubería de recirculación del sistema de calentamiento y se detallan los niveles (alturas) necesarios con los que se determinó la presión requerida por la bomba. Además se indica el número de válvulas usadas y su ubicación.

### 6.2.2.2. DIMENSIONAMIENTO DE TUBERÍA

Del ANEXO O - “RESULTADOS DE LAS ITERACIONES DEL DISEÑO TÉRMICO REAL” se obtuvo el caudal de agua ideal a recircular en el intercambiador de calor para obtener una transferencia de calor adecuada. Con este valor se encontró la velocidad del agua en la tubería al hacer uso de la ecuación 6.44.

$$V = \frac{Q}{A} \quad (\text{ec. 6.44})$$

Se determinó los siguientes valores de velocidad que como se muestran en la tabla están dentro del rango sugerido en la sección anterior:

**Tabla 6.11 Datos de tubería sistema de recirculación**

Sección de trabajo	Diámetro tubería plg (mm)	Caudal bbl/día (lt/s)	Velocidad	
			S.I. (m/s)	S. Inglés (pie/s)
<b>SUCCIÓN</b>	4,026 (102,26)	8875 (16,33)	1,99	<b>6,52</b>
<b>DESCARGA</b>	3,068 (77,93)	8875 (16,33)	3,42	<b>11,23</b>

Fuente: elaborado por autores – 2009

#### 6.2.2.2.1. Caída de presión en la succión

La caída de presión en una tubería se determina mediante la ecuación 6.45.

$$HLd := \frac{fd \cdot Ld \cdot Vw^2}{Dh \cdot 2 \cdot g} \quad (\text{ec. 6.45})$$

Donde

- fd            Factor de fricción en tuberías
- Vw            Velocidad del agua en la tubería

Dh	Diámetro hidráulico
g	Gravedad
HLd	Altura de presión perdida en la longitud Ld

El factor de fricción<sup>50</sup> además de su dependencia con respecto al número de Reynolds es una función de la condición de la superficie del tubo, específicamente de la rugosidad relativa que se encontró con la ecuación 6.46.

$$R_{gr} = e/D \quad (\text{ec. 6.46})$$

Donde

Rgr	Rugosidad relativa
e	Factor que depende del material (46µm para aceros comerciales)
D	Diámetro de la tubería

$$R_{gr} = 0.00045$$

El número de Reynolds se determinó haciendo uso de la ecuación 6.17 de la que se obtuvo la ecuación 6.47

$$\text{Resuccion} := \frac{V_{wsuccion} \cdot D_{hsuccion} \cdot \delta w}{\mu w} \quad (\text{ec. 6.47})$$

$$\text{Resuccion} = 3.173 \times 10^5$$

Donde

Resucción	Número de Reynolds a la succión
Vwsucción	Velocidad del agua en la tubería a la succión

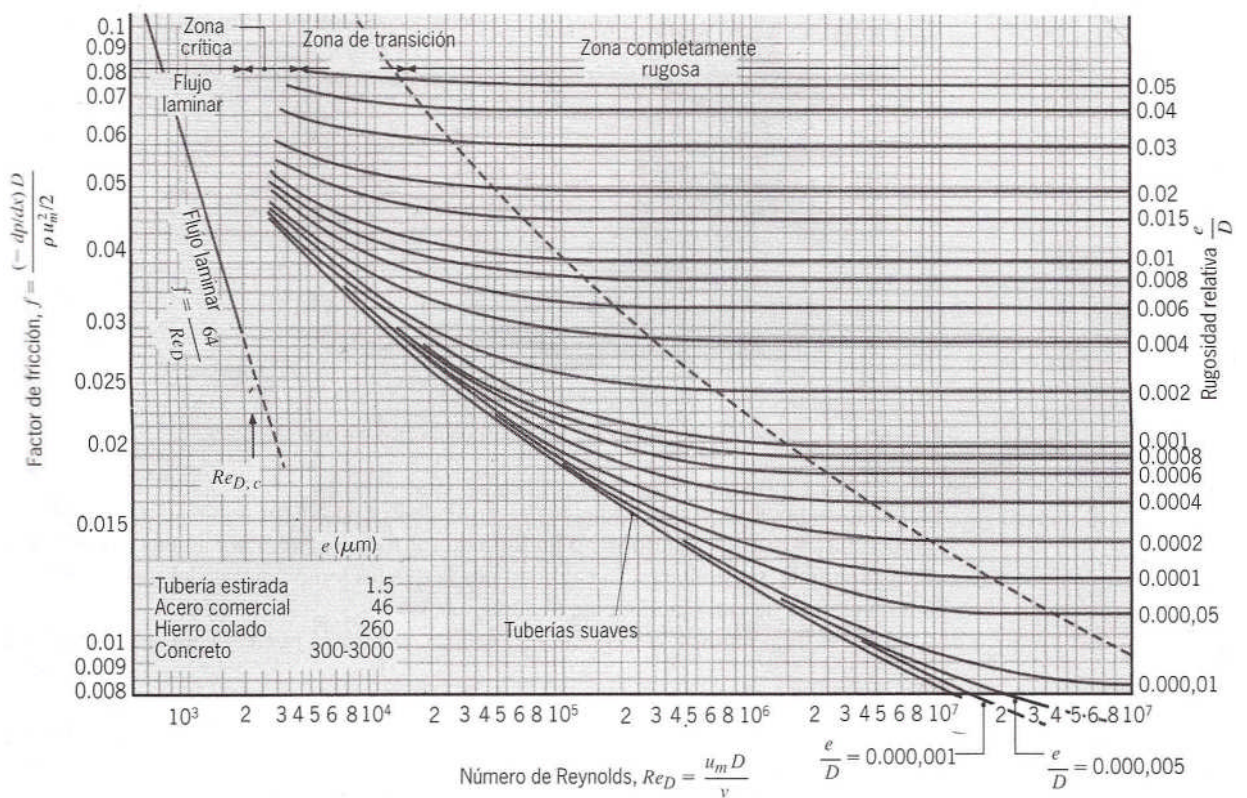
---

<sup>50</sup> INCROPERA, Fundamentos de transferencia de calor, 4ta ed., p. 424

$D_{\text{succión}}$       Diámetro hidráulico de la tubería de succión  
 $\delta_w$               Densidad del agua  
 $u_w$                 Viscosidad dinámica del agua

El factor de fricción en la succión ( $f_s$ ) fue determinado haciendo uso del diagrama de Moody que se muestra en la figura 6.9.

$f_s=0.018$



**Figura 6.9 Diagrama de Moody**

La altura de presión perdida en la tubería de succión se calculó con la ecuación 6.45 indicada anteriormente en esta sección.

$$HLs := \frac{fs \cdot Ls \cdot Vwsuccion^2}{Dhsuccion \cdot 2 \cdot g}$$

$$HLs = 0.976 \text{ m}$$

#### 6.2.2.2.2. Caída de presión en la descarga

Usando las mismas ecuaciones y diagrama de la sección anterior se determinó el factor de fricción en la descarga ( $f_d$ ) y la caída de presión en la tubería de descarga

$$f_d = 0.019$$

$$Redescarga = 4.164 \times 10^5$$

$$HLd := \frac{f_d \cdot Ld \cdot Vwdescarga^2}{Dhdescarga \cdot 2 \cdot g}$$

$$HLd = 7.694 \text{ m}$$

Donde

$V_{wdescarga}$  Velocidad del agua en la tubería a la descarga

$D_{hdescarga}$  Diámetro hidráulico de la tubería de descarga

$f_d$  Factor de fricción en la tubería de descarga



### 6.2.2.2.3. Caída de presión en la coraza

Esta pérdida de presión se determinó mediante la ecuación 6.45 con la diferencia de que el diámetro hidráulico de la coraza se calculó haciendo uso de la ecuación 6.14.

$$D_{h\text{presion}} := \frac{D_i^2 - 4d_o^2}{(D_i + 4 \cdot d_o)} \quad (\text{ec. 6.48})$$

$$D_{h\text{presion}} = 0.703\text{m}$$

Donde

$D_{h\text{presion}}$	Diámetro hidráulico para cálculo de caída de presión
$D_i$	Diámetro interno del recipiente
$d_o$	Diámetro externo del tubo de fuego

El factor de fricción en la coraza se encontró con el mismo criterio que para las dos secciones anteriores usando el diagrama de Moody y el número de Reynolds fue determinado anteriormente en la sección 6.1.5.1.1

$$f_r = 0.009$$

$$H_{Lc} := \frac{f_r \cdot L_c \cdot v_{\text{agua}}^2}{D_{h\text{presion}} \cdot 2 \cdot g} \quad (\text{ec. 6.49})$$

$$H_{Lc} = 7.433 \times 10^{-7} \text{ m}$$

Donde

$f_r$	Factor de fricción en la coraza
$v_{\text{agua}}$	Velocidad del agua en la coraza
$L_c$	Longitud de la coraza

H<sub>Lc</sub>                    Altura de presión perdida a través de la coraza

#### 6.2.2.2.4. Pérdida de presión en accesorios

Cuando un fluido circula a través de un accesorio como un codo o sufre una dilatación o contracción de la sección en presencia de una válvula este experimenta una caída en la presión o pérdidas de energía que son proporcionales a la cabeza de velocidad del fluido y se calculan mediante la ecuación<sup>51</sup> 6.50.

$$h_L = K(v^2/2g) \quad (\text{ec. 6.50})$$

Donde

K	Coeficiente de resistencia
v	Velocidad del fluido
g	gravedad

Para determinar el coeficiente de resistencia se utilizó la siguiente fórmula:

$$K = (L_e/D) f_t \quad (\text{ec}^{52}. 6.51)$$

Donde

L <sub>e</sub>	Longitud equivalente
D	Diámetro interno real del conducto
f <sub>t</sub>	Factor de fricción en el conducto

El valor de L<sub>e</sub>/D denominado longitud equivalente al considerar el diámetro D en un conducto es una constante para un tipo de válvula dada o junta específica.

---

<sup>51</sup> MOTT, Mecánica de Fluidos Aplicada, 4ta ed., p. 268

<sup>52</sup> MOTT, Mecánica de Fluidos Aplicada, 4ta ed., p. 283

En la tabla mostrada a continuación se calculó la pérdida de presión total debido a los accesorios presentes en el sistema de recirculación.

**Tabla 6.12 Cálculo Pérdida por accesorios**

SUCCION	Cant.	ft	Le/D	Velocidad (ft/s)	HL (ft)
CODOS 45°	3	0.017	16	5.904	0.442
CODOS 90°	4	0.017	30	5.904	1.104
VALVULAS RETENCIÓN	0	0.017	100	5.904	0.000
VALVULA DE GLOBO	4	0.017	340	5.904	12.514
					14.060

DESCARGA	Cant.	ft	Le/D	Velocidad (ft/s)	HL (ft)
CODOS 45°	3	0.018	16	10.011	1.345
CODOS 90°	3	0.018	30	10.011	2.521
VALVULAS RETENCIÓN	1	0.018	100	10.011	2.801
VALVULA DE GLOBO	3	0.018	340	10.011	28.572
					35.239

HL total (ft)	49.299
HL total (m)	15.030

Fuente: elaborado por autores – 2009

### 6.2.2.3. SELECCIÓN DE BOMBA

Al momento de seleccionar una bomba se tomaron en cuenta dos factores importantes claves para escoger una bomba según su curva de funcionamiento, estos son:

- La capacidad requerida por el sistema o velocidad de flujo d volumen (L/min o gpm)
- La cabeza total de la bomba (el término  $h_A$  de la ecuación de la energía<sup>53</sup>)

$$\frac{P1}{\gamma} + Z1 + \frac{v1^2}{2g} + h_A - h_R - h_{LTotal} = \frac{P2}{\gamma} + Z2 + \frac{v2^2}{2g} \quad (\text{ec. 6.52})$$

<sup>53</sup> MOTT, Mecánica de Fluidos Aplicada, 4ta ed., p. 196

De acuerdo al diagrama del sistema de recirculación mostrado en el ANEXO V - "ESQUEMA DE SISTEMA DE CIRCULACIÓN" y evaluando en los puntos indicados 1 y 2 la ecuación 6.52 se resume en:

$$h_A = \frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_1^2}{2g} + h_{LTotal} \quad (\text{ec. 6.53})$$

Donde

$h_{LTotal}$	Pérdidas totales en accesorios y tuberías (m)
$v_1$	Velocidad de flujo en tuberías (m)
$g$	gravedad

$$HL_{total} := HL_c + HL_s + HL_d + HL_{accesorios} \quad (\text{ec. 6.54})$$

$$HL_{total} = 23.696 \text{ m}$$

Donde

$HL_{total}$	Pérdidas totales en accesorios y tuberías (m)
$HL_c$	Altura de presión perdida a través de la coraza
$HL_s$	Pérdida de presión en la tubería de succión
$HL_d$	Pérdida de presión en la tubería de descarga

$$H_v := \frac{V_{wdescarga}^2}{2g} - \frac{V_{wsuccion}^2}{2g} \quad (\text{ec. 6.55})$$

$$H_v = 0.31 \text{ m}$$

Donde

$H_v$	Cabeza total de velocidad (m)
-------	-------------------------------

#### 6.2.2.3.1. Cabeza total de la bomba

Para el cálculo de la cabeza total o presión que requerirá la bomba se consideró un 10% más de pérdidas como factor de seguridad para un funcionamiento adecuado del sistema de calentamiento.

$$h_a := (HL_{total} + H_v)1.1 \quad (\text{ec. 6.56})$$

$$h_a = 26.502 \text{ m}$$

$$h_a = 35.9 \text{ psi}$$

Donde

$h_a$  Energía agregada al sistema por la bomba (m)

El caudal másico que se debe recircular en el sistema de calentamiento estará dado por la ecuación 6.57

$$\text{magua} := \frac{Q_{n\text{efic}}}{CP_w \cdot (T_{fw} - T_{fi})} \quad (\text{ec. 6.57})$$

$$\text{magua} = 16.332 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\text{maguaBBL} = 8.875 \times 10^3 \frac{\text{bbl}}{\text{day}}$$

$$\text{maguaBBL} = 258.862 \cdot \text{gpm}$$

Donde

$\text{magua}$  Caudal másico de agua a recircular en el intercambiador de calor

$Q_{n\text{efic}}$  Calor total que el sistema de calentamiento debe entregar considerando la eficiencia

$\text{maguaBBL}$  Caudal volumétrico de agua a recircular en el intercambiador de calor

Con los dos datos anteriormente encontrados en esta sección.

Cabeza total de la bomba:

$$h_a = 26.502\text{m}$$

Caudal volumétrico:

$$\text{maguaBBL} = 58.794 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}}$$

Se determinó la bomba con las siguientes características presentadas en la tabla que se muestra a continuación.

**Tabla 6.13 Datos bomba del sistema**

<b>MARCA</b>	IHM Eurolinea
<b>MODELO</b>	10 x 16 SM
<b>LINEA</b>	INDUSTRIAL
<b>SUCCIÓN</b>	4 in
<b>DESCARGA</b>	4 in
<b>POTENCIA</b>	7 KW
<b>DIAM. ROTOR</b>	146 mm
<b>BRIDA</b>	ASA 125 - 150
<b>DIAM. MAX DE PARTICULA</b>	20mm
<b>CAUDAL</b>	58,794 m <sup>3</sup> /hr
<b>NPSHr</b>	1,00 m

Fuente: elaborado por autores – 2009

Las curvas características del funcionamiento de esta bomba así como sus dimensiones se presentan en el ANEXO W - "CURVAS DE SELECCIÓN DE BOMBA CENTRÍFUGA Y DIMENSIONES"

### **6.3. DISEÑO ESTRUCTURAL**

Dentro de lo que se refiere al diseño estructural, se han involucrado los elementos de soporte de izaje del intercambiador de calor del sistema de calentamiento. El diseño de ambos campos fue realizado en el mismo programa que se utilizó para el diseño mecánico, es decir, se modeló en el programa Compress.

Tanto para el caso de las sillas de soporte del recipiente como para los elementos de izaje del mismo, se obtuvo un informe bastante extenso de los cálculos realizados para verificar el éxito en el diseño. Es por esto que se presentan únicamente los valores más importantes de dichos elementos en cuadros realizados por los autores del presente documento. De igual manera, en el ANEXO S - "EXTRACTO INFORME COMPRESS" se encuentran detalles del informe obtenido con el software mencionado.

### 6.3.1. SILLA SOPORTE DEL RECIPIENTE

Para la determinación de las características de las sillas de soporte del recipiente diseñado, fue necesario haber introducido correctamente todos los parámetros de diseño que hacen referencia a la influencia de la sismología y de los vientos en el equipo.

Los resultados se ordenan en la siguiente tabla:

**Tabla 6.14 Características Sillas de Asentamiento**

<b>SILLAS DE ASENTAMIENTO</b>	
<b>Material</b>	SA-36
<b>Distancia entre sillas</b>	3886,2 mm (153")
<b>Ángulo de contacto de sillas</b>	120°
<b>Espesor placa de refuerzo</b>	6,35 mm (1/4")
<b>Ancho placa de refuerzo</b>	254 mm (10")
<b>Ángulo de contacto de placa de refuerzo</b>	132°
<b>Ancho de las sillas</b>	203,2 mm (8")
<b>Número de costillas de rigidez</b>	5
<b>Número de pernos por silla</b>	4
<b>Tamaño y tipos de pernos</b>	1 1/4" grado 8 roscado
<b>Tipo de anillos de rigidez</b>	5/8x6 Barra Plana
<b>Localización anillos</b>	Internos al cilindro
<b>Material de anillos de rigidez</b>	SA-36

Fuente: elaborado por autores – 2009

Se observa que no solo se incluyó en el diseño a las sillas de apoyo; sino que también hubo la necesidad de incorporar anillos de rigidez para darle mayor

resistencia al intercambiador. En el capítulo 7 se muestran los planos de todo el equipo, lo que permite identificar cada una de las medidas y la ubicación de las sillas y demás elementos.

### 6.3.2. ELEMENTOS DE IZAJE (LIFTING LUGS)

Las orejas de izaje o “lifting lugs” son elementos estructurales que permiten elevar al intercambiador por medio de una grúa. El recipiente consta de dos orejas de izaje, las cuales están equidistantes al centro de gravedad, en dirección longitudinal del cilindro.

Las características de estas orejas de izaje se muestran a continuación:

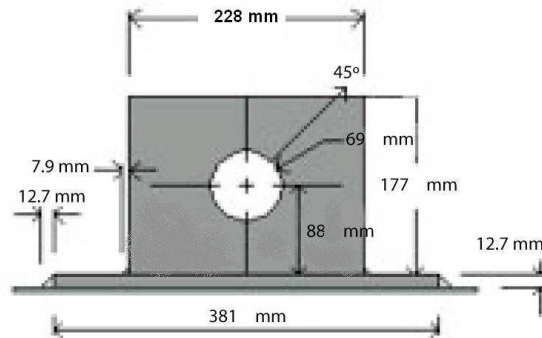
**Tabla 6.15 Características Orejas de Izaje**

<b>OREJAS DE IZAJE</b>	
<b>Material</b>	SA-36
<b>Ubicación</b>	Cilindro del recipiente
<b>Cantidad</b>	2
<b>Orientación</b>	Longitudinal
<b>Largo</b>	228,6 mm (9")
<b>Alto</b>	177,8 mm (7")
<b>Espesor</b>	80,96 mm (3 3/16")
<b>Diámetro del agujero</b>	69,4 mm (2,731")
<b>Tamaño de soldadura</b>	7,937 mm (5/16")
<b>Ancho de plataforma</b>	228,6 mm (9")
<b>Largo de plataforma</b>	381 mm (15")
<b>Espesor de plataforma</b>	12,7 mm (1/2")
<b>Tamaño de soldadura de plataforma</b>	12,7 mm (1/2")

Fuente: elaborado por autores - 2009

Para ambas orejas de izaje, el esquema es igual al que se muestra a continuación (distancias en pulgadas); con una única diferencia en el ángulo de izaje. Ambas manejan un ángulo de 45° ya que se encuentran equidistantes al centro de gravedad del equipo, distribuyendo en cargas iguales para ambos elementos.





**Figura 6.10 Diagrama Orejas de izaje**

La ubicación para las orejas de izaje se podrá observar en los planos mostrados en el capítulo 7; mientras que un extracto del informe generado por el software es mostrado en el ANEXO S - “EXTRACTO INFORME COMPRESS”.

## **6.4. SISTEMA DE CONTROL E INSTRUMENTACIÓN**

Para poder controlar el funcionamiento del equipo se necesitan instrumentos que indiquen la situación del proceso para que el operador pueda tomar acciones de corrección en caso de encontrarse algún error.

Dentro de este subcapítulo se especificarán los instrumentos necesarios para el control del equipo, así como las especificaciones de los mismos, dejando una selección abierta para adquirirlos de acuerdo al mercado local y la conveniencia de la empresa dueña del proyecto.

### **6.4.1. ANÁLISIS DE PUNTOS DE CONTROL**

En el análisis de los puntos de control fue necesario determinar las variables que se deben controlar en el sistema. Por un lado, se debe buscar aprovechar al máximo el equipo y el combustible; y por otro lado, se debe garantizar la seguridad de los operarios y del equipo en sí.

Dentro de las variables críticas para el sistema se encuentra la presión interna del recipiente. Todos los elementos involucrados en el recipiente a presión soportan una presión máxima interna; si esta presión no es controlada y sobrepasa la permitida, se puede producir una catástrofe. Por esto, el primer instrumento que se requiere es un manómetro que controle la presión interna del recipiente. Las especificaciones del mismo se las detalla en el siguiente tópico del presente proyecto.

El siguiente punto de control debe medir la temperatura; ya que al ser un sistema de calentamiento es indispensable controlar el funcionamiento del mismo. El operador debe estar en capacidad de conocer si el proceso se está cumpliendo a cabalidad o si hay pérdidas de energía, si el agua está saliendo demasiado fría, etc. Es por esto que se requiere un termómetro en la salida del agua para evaluar el funcionamiento del equipo.

Otro factor a considerar es la necesidad de mantener un nivel de agua mínimo en el recipiente; ya que si se reduce considerablemente, la transferencia de calor se reduce, haciendo que los tubos de fuego en U se sobrecalienten y pueden llegar a temperaturas que afecten su estructura. Por esto, es necesario colocar un indicador de nivel para el recipiente.

Para precautelar la seguridad estructural del equipo, así como la de los operadores y de la planta en sí, es necesario controlar la presión interna del recipiente del intercambiador; ya que si sobrepasa la permitida se podrían presentar daños físicos del equipo o accidentes. Es por esto que es necesario colocar una válvula de seguridad de vapor; para permitir el alivio de presión en caso de que el agua del recipiente no se evacue y comience a calentarse hasta evaporarse.

Como medida de seguridad, se decidió implementar alarmas de alto y bajo nivel; a fin de que el operador pueda actuar de manera inmediata en caso de que el nivel del agua dentro del equipo llegue a condiciones extremas; es decir, o demasiado alto o demasiado bajo. Preferiblemente, el operador no debe permitir

que estoy suceda y debe revisar periódicamente el visor de nivel; pero en caso de error humano, se decidió optar por las alarmas.

#### 6.4.2. DETERMINACIÓN DE ESPECIFICACIONES

Una vez determinados los instrumentos requeridos para el control del sistema de calentamiento en el punto 6.4.1; se recurrió a catálogos de fabricantes de los mismos a fin de detallar las especificaciones de los instrumentos comerciales. A continuación se detallan las especificaciones que requiere cada uno de ellos; sin embargo hay que recalcar que esta selección es abierta, el cliente podrá utilizar el proveedor que desee siempre y cuando se cumplan las especificaciones establecidas por los diseñadores.

En el caso del manómetro, no se requiere que tenga características especiales ya que el rango de operación, la temperatura y las características del fluido del sistema no representan ningún tipo de condición crítica. Es por esto que, utilizando como base un catálogo de la empresa *DeWit*<sup>54</sup> que se adjunta en el ANEXO X - "CATÁLOGO DE MANÓMETRO SELECCIONADO DE DEWIT, se determinó que el manómetro para el sistema debe tener las características mostradas en la tabla 6.16, o similares:

**Tabla 6.16 Especificaciones Manómetro**

<b>Manómetro</b>	
<b>Conexión</b>	Bronce 1/4" NPT inferior
<b>Mecanismo</b>	Bronce
<b>Rango</b>	0-60 psi
<b>Modelo</b>	15

Fuente: elaborado por autores - 2009

En el caso del termómetro se utilizó información disponible de un proveedor internacional, en este caso la empresa *WAAREE*<sup>55</sup>, cuyo catálogo mostrado en el ANEXO Y - "CATÁLOGO DE TERMÓMETRO BIMETÁLICO

<sup>54</sup> <http://www.dewit-mexico.com/index.html>

<sup>55</sup> <http://www.waaree.com/>

SELECCIONADO DE WAAREE” permitió establecer las características necesarias del instrumento. De aquí se seleccionó que se utilizará un termómetro que tenga las siguientes características; o similares:

**Tabla 6.17 Especificaciones Termómetro**

<b>TERMÓMETRO</b>	
<b>Tipo</b>	Bimetálico
<b>Diámetro</b>	125 mm
<b>Entrada</b>	Posterior en cualquier ángulo
<b>Conexión</b>	1/2" NPT (macho)
<b>Diámetro del vástago</b>	8 mm
<b>Longitud del vástago</b>	200 mm
<b>Rango</b>	0 - 120 °C
<b>Escalas</b>	°F / °C

Fuente: elaborado por autores - 2009

Para las especificaciones del visor de nivel, se utilizó un catálogo del mismo proveedor del termómetro especificado anteriormente; es decir, de la empresa WAAREE, y se lo adjunta en el ANEXO Z - “CATÁLOGO DE VISOR DE NIVEL SELECCIONADO DE WAAREE”. Para la conexión del visor se utilizaron las boquillas mostradas en el plano del intercambiador en el ANEXO AD - “DETALLE DEL RECIPIENTE DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO”. En la siguiente tabla se detallan las especificaciones seleccionadas que se deben utilizar, o similares:

**Tabla 6.18 Especificaciones Visor de Nivel**

<b>VISOR DE NIVEL</b>	
<b>Montaje</b>	Lateral
<b>Conexión al equipo</b>	1" #150 bridado
<b>Máxima Temperatura de Operación</b>	120 °C
<b>Máxima Presión de Operación</b>	1,6 Mpa
<b>Material</b>	Acero al carbono
<b>Distancia entre centros</b>	1143 mm

Fuente: elaborado por autores - 2009

Para el caso de la válvula de seguridad de vapor se la seleccionó del catálogo de la empresa A.M.P. INSTRUMENTACIÓN Y SERVICIOS<sup>56</sup> ubicada en la ciudad de Matamoros, México; y se lo muestra en el ANEXO AA –

<sup>56</sup> [http://www.ampinstrumentacion.com.mx/Servicios\\_ValvulasSeg.php](http://www.ampinstrumentacion.com.mx/Servicios_ValvulasSeg.php)

“CATÁLOGO DE VÁLVULA DE SEGURIDAD SELECCIONADA DE AMP”. Se seleccionó una válvula con desfogue a la atmósfera ya que el diseño del equipo contempla que el agua no alcanzará el punto de ebullición; por lo que el vapor liberado será muy bajo y solo en condiciones críticas. En la siguiente tabla se detallan las especificaciones seleccionadas que se deben usar; o similares:

**Tabla 6.19 Especificaciones Válvula de Alivio**

<b>VÁLVULA DE ALIVIO</b>	
<b>Tipo</b>	Convencional
<b>Fluido</b>	Vapor
<b>Desfogue</b>	Atmósfera
<b>Conexión de entrada</b>	Bridada, RF, 2"
<b>Conexión de salida</b>	Bridada, RF, 3"
<b>Rango de Temperaturas</b>	38,3 °C - 232,2 °C
<b>Presión de ajuste</b>	45 psi
<b>Clase</b>	150

Fuente: elaborado por autores – 2009

La especificación de los materiales de la válvula se muestra en la siguiente tabla:

**Tabla 6.20 Especificación Materiales de Válvula de Alivio**

	<b>Tamaño</b>	<b>Especificación de materiales</b>
<i>Válvula de Alivio</i>	2"x3"	valvula de seguridad de vapor; cuerpo, bonete y capucha de ASTM A-216 Gr WCB; internos de acero inoxidable AISI 304; resorte de acero al carbono, empaques de garlock; extremos bridados; RF; #150

Fuente: elaborado por autores – 2009

#### 6.4.2.1. SELECCIÓN DEL QUEMADOR

Para el presente proyecto se seleccionó un quemador industrial marca *RIELLO*<sup>57</sup> de la serie de quemadores de gas cuyas características se encuentran detalladas en el ANEXO AB - “CATÁLOGO DEL QUEMADOR RIELLO”.

El calor calculado con la ecuación 6.9 es el necesario para lograr la adecuada transferencia de calor, el cual debe ser proporcionado por el gas disponible en el

<sup>57</sup> <http://www.rielloburners.com/>

campo a través del quemador. Por lo tanto el quemador fue seleccionado acorde al valor de 795KW obtenido en la sección 6.1.3.

Se escogieron dos quemadores de la serie “Quemadores de gas de una etapa” del tipo Gas 5, cuyo rango de trabajo cubre potencias entre 325 KW a 660KW. El motivo de esta selección en cuanto a la potencia fue debido a que en lo posterior podría usarse los mismos quemadores cuando exista una producción mayor de gas, elaborando las adecuaciones detalladas en la tabla 6.1.

Este quemador se caracteriza por ser de simple operación, además que no requiere de una intervención especial para el mantenimiento, al contrario éste es simplificado por el sistema de barra deslizante que permite fácil acceso a todos los componentes esenciales de la cabeza del quemador. Todos los componentes eléctricos son fácilmente accesibles solamente desmontando un panel de la protección garantizando así una intervención rápida y simple sobre los componentes.

Según la curva del funcionamiento del quemador, presente en el ANEXO AB - “CATÁLOGO DEL QUEMADOR RIELLO” éste debe ser ajustado para funcionar con sobre presión de 7 mBa.

El quemador seleccionado deberá ser adquirido con todo el sistema de control que el fabricante especifica en el catálogo del ANEXO AB - “CATÁLOGO DEL QUEMADOR RIELLO” y montado por el constructor del sistema de calentamiento. En el catálogo mencionado se especifica las medidas y componentes específicos tanto del quemador como del sistema de toma de combustible. En la tabla 6.21 se muestra un detalle de las características más importantes del quemador seleccionado.

**Tabla 6.21 Especificaciones Quemadores**

<b>Componente</b>	<b>Detalle</b>	<b>Observaciones</b>
Sistema de toma de combustible	Multibloc	Tren de gas sin señal de control
Modelo	MBZRDLE 410	
Diámetro de tubería entrada gas	1" (25.4mm)	
Diámetro de tubería salida gas	3/4" (19.05mm)	
Dimensiones multibloc	405 x 315 x 145	Todas las medidas en milímetros
Pérdida de presión en cámara combustión	35 mbar	
Sobre presión	7 mbar	
Longitud máxima de llama	1.3 m	
Longitud mínima de llama	1 m	
Diámetro máximo de llama	0.9 m	
Diámetro mínimo de llama	0.7 m	

Fuente: elaborado por autores - 2009

**Especificaciones Adicionales:**

- Circuito de succión de aire
- Ventilador de curvas delanteras de alto rendimiento referente a la presión y a la entrega de aire
- Mampara para ajuste de aire
- Encendido del motor en 2800 RPM
- La cabeza del quemador se puede fijar en base de la salida requerida con:
  - Cono de acero inoxidable, resistentes a la corrosión y a las temperaturas altas
  - Electrodo de ignición
  - Punta de prueba de la ionización
  - Distribuidor de gas
  - Disco de la estabilidad de la llama
- Interruptor de presión mínimo de aire, en caso de cantidad escasa de aire, apagado automático.
- Panel de control por microprocesador de la llama con funciones de diagnóstico.
- Terminales para las conexiones eléctricas.
- Barras de desplazamiento para una instalación y un mantenimiento más fáciles.

En el plano de detalle del tubo de fuego adjunto en el ANEXO AF - “DETALLE DE CHIMENEAS Y BRIDA DE CONEXIÓN DE QUEMADOR DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO” se aprecia el detalle de la brida de sujeción entre el quemador y el tubo de fuego.



# CAPÍTULO 7

## PLANOS DE DETALLE

### 7.1. ELABORACIÓN DE PLANOS

En el presente capítulo se desarrollaron los planos del sistema completo, incluyendo el Diagrama de Tuberías e Instrumentación (DTI) del sistema diseñado; los isométricos de las líneas de circulación y el plano de planta del mismo. Se utilizó la simbología entregada por la empresa ENAP – SIPEC (mostrada en el ANEXO A - “SIMBOLOGÍA UTILIZADA EN DTI’S”), a fin de no generar confusión en la interpretación de los mismos.

#### 7.1.1. CODIFICACIÓN

A fin de ordenar los planos generados del sistema diseñado, se estableció una codificación de los mismos, utilizando letras y dígitos de acuerdo a su contenido y su secuencia.

Se planteó una codificación con varios campos de información, siguiendo el siguiente esquema:

PBH – ESPE – SCDC – XXX – 01

Donde:

- PBH        hace referencia al campo en el que se desarrolla el proyecto
- ESPE        por Escuela Politécnica del Ejército
- SCDC        por las siglas del nombre del proyecto “Sistema de Calentamiento para Deshidratación de Crudo”

- XXX en este punto se reemplazaron las equis por el tipo de plano que se manejó; teniendo como alternativas a DTI para el caso de Diagramas de Tubería e Instrumentos; SIM para planos de simbología; ISO para isometrías de tuberías; PPT para planos de planta ó, PPM para cuando se generó un Producto de Plano Mecánico.
- 01 representa al orden del plano. Cada tipo de planos (DTI, SIM, ISO, PPT o PPM) manejará su orden independiente de numeración.

El código de cada plano se lo ubicó en la esquina inferior derecha y en la superior izquierda a fin de facilitar el manejo de los mismos.

### **7.1.2. DTI DEL PROCESO NUEVO**

El sistema de calentamiento que se diseñó se presenta primeramente en un Diagrama de Tuberías e Instrumentos a fin de visualizar la influencia del mismo en el proceso y lleva por código PBH-ESPE-SCDP-DTI-01. En él se muestran los equipos utilizados y las válvulas de control. Este plano se lo adjunta en el ANEXO AC - “DTI DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO DISEÑADO”.

En este tipo de documentos no se involucran distancias ni medidas, son simplemente una explicación gráfica de la ubicación del nuevo sistema dentro del proceso y los elementos involucrados, respetando sí el orden y la cantidad de los mismos. Se incluye también el sentido de flujo de los fluidos de trabajo y cierta información de los equipos representados.

### **7.1.3. PLANOS MECÁNICOS**

Dentro de los planos mecánicos se encuentran los que muestran al sistema de calentamiento en sí; es decir, al intercambiador de calor y sus elementos; así como también se incluyen los planos del sistema de circulación diseñado.

### **7.1.3.1. SISTEMA DE CALENTAMIENTO**

En esta sección se incluyeron los distintos planos del sistema de calentamiento completo; es decir, del intercambiador de calor y sus elementos internos; como los tubos de fuego, el quemador, el recipiente.

En el primer plano, que lleva por codificación PBH-ESPE-SCDP-PPM-01, se muestra al recipiente del intercambiador y en su interior están los tubos de fuego. Se observan dos vistas del recipiente a fin de entender su geometría y la ubicación de sus componentes. También se incluyó una vista de la cabeza toriesférica que lleva perforaciones para el acoplamiento de los tubos de fuego. Este plano tiene por nombre “DETALLE DEL RECIPIENTE DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO” y se adjunta en el ANEXO AD.

El segundo plano que se adjunta es el de los tubos de fuego y las bridas obround que se diseñaron para la unión entre los tubos de fuego y el recipiente del intercambiador; además, muestra un esquema de las soldaduras entre los elementos. Este plano lleva como código PBH-ESPE-SCDP-PPM-02 y se adjunta en el ANEXO AE que lleva como nombre “DETALLE DE TUBOS DE FUEGO Y BRIDAS OBROUND DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO”

El tercer plano que se generó es el que lleva por nombre “DETALLE DE CHIMENEAS Y BRIDA DE CONEXIÓN DE QUEMADOR DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO” y lleva por código PBH-ESPE-SCDP-PPM-03. Se lo encuentra en el ANEXO AF y presenta, como su nombre lo indica, el diagrama de las chimeneas del intercambiador y las bridas que permitirán la unión entre los tubos de fuego y sus correspondientes quemadores.

### 7.1.3.2. SISTEMA DE CIRCULACIÓN

Previo a la modelación del sistema de circulación del agua fue necesario establecer las especificaciones de los elementos a utilizar; incluyendo a los accesorios como los codos, a la tubería y a las válvulas. Dichas especificaciones se seleccionaron de acuerdo a la ASME B31.3 y se las detalla en la tabla 7.1.

De acuerdo al código ASME mencionado, el fluido que se maneja en este sistema se clasifica como “Fluido de servicio de Categoría D<sup>58</sup>” ya que cumple con las siguientes condiciones:

- No es inflamable, no es tóxico ni daña los tejidos humanos.
- La presión de diseño no supera los 1035 KPa (150 psi).
- La temperatura de diseño está entre los -29 °C (-20 °F) y los 186 °C (366 °F)

Para este tipo de fluidos, el mismo código plantea varias opciones y de ellas se escogió la tubería de acero al carbono tipo ASTM A-53<sup>59</sup> Gr B<sup>60</sup> y sin costura (SMLS) tanto para la línea de 2” como las de 3” y 4”. El espesor de las mismas se detalla en la sección 6.2.2.3 de la presente en el cálculo de la bomba del sistema. Se maneja una cédula 40 para todas las líneas, debido a un asunto comercial, ya que son más fáciles de adquirir en el mercado local. Se seleccionó tubería sin costura ya que es requerimiento general que las líneas en campos petrolíferos tengan esta condición.

Para los accesorios utilizados en el sistema de circulación (codos, tes, tes reductoras), se seleccionó un acero al carbono, el ASTM A-234 WPB<sup>61</sup>, que es un material con características similares a las del ASTM A-53 de la tubería.

En el caso de las bridas, se selección que sea de tipo Cuello soldado (Welding Neck, WN) y con cara resaltada (Raised Face, RF) ya que al tener un fluido

---

58 ASME B31.3, Apéndice M, Edición 2006, p. 272

59 ASME B31.3, Edición 2006, p. 28

60 ASME B31.3, Apéndice A, Edición 2006, p. 140

61 ASME B31.3, Apéndice A, Edición 2006, p. 146

caliente se necesita una mejor unión entre las bridas y el empaque. Para el material de las mismas, se seleccionó un acero al carbono cuyas características sean un poco más resistentes; ya que estos elementos no deben dilatarse; por esto, se escogió al ASTM A-105<sup>62</sup>.

Tanto las bridas como las válvulas y los empaques se han especificado como tipo 150 ya que la presión que se maneja en el sistema es de 65 psi, y para una temperatura menor a 200 °F esta clasificación es la mejor opción<sup>63</sup>.

Para el caso de las válvulas de globo, se seleccionó este tipo debido a varios factores como el poco desgaste de los elementos internos de las mismas, lo que se traduce como poca necesidad de mantenimiento o de reemplazo; además, ofrecen un cierre altamente hermético y permiten manejar la cantidad de fluido que circula por la tubería. De igual forma, son de operación y mantenimiento sencillo y se las utiliza cuando se va a tener un accionamiento frecuente.

El material de las válvulas de globos es el ASTM A-216<sup>64</sup> que es un acero al carbono. Este material se lo escogió ya que es más resistente que el ASTM A-53; y en el caso de las válvulas, es necesario que no sufran demasiada deformación ante cambios de temperatura o de presión ya que podrían alterar su funcionamiento.

Se especifican extremos bridados ya que el sistema de circulación se lo diseñó para realizar uniones con bridas. Se seleccionó un sistema con uniones bridadas ya que éstas permiten el mantenimiento de elementos como las válvulas, filtros, etc. Como los extremos de las bridas empatan con las bridas ya especificadas, deben tener las mismas características; por lo que también son RF.

---

62 ASME B31.3, Apéndice A, Edición 2006, p. 146

63 ASME B16.5, Edición 2003, p. 23

64 ASME B31.3, Apéndice A, Edición 2006, p. 146

Las especificaciones de los elementos internos de estas válvulas se las seleccionó de un catálogo de un fabricante; se utilizó una válvula de globo estándar ya que las condiciones de operación no representan ningún riesgo ni requieren ninguna categoría especial. La sección del catálogo utilizada para esta selección se la adjunta en el ANEXO AG - "CATÁLOGO DE VÁLVULA DE GLOBO #150 DE CRANE" y muestra a las válvulas de globo #150 que comercializa la empresa *CRANE Energy Flow Solutions*<sup>65</sup>, radicada en Shenandoah, Texas, Estados Unidos. Se recomienda ésta válvula o se puede utilizar de cualquier otro fabricante pero debe cumplir con similares características a las mencionadas.

Para la válvula de retención se seleccionó una tipo Swing Check; ya que no se requiere de ninguna condición en especial para esta válvula; solo debe garantizar que no haya retorno de fluido.

El material de esta válvula es el mismo que el de las válvulas de globo ya que requiere las mismas características; es decir, se seleccionó el ASTM A-216<sup>66</sup> que es un acero al carbono. Los extremos de la válvula son bridados y con cara saliente (RF) para poder realizar la unión con las bridas del sistema.

En cuanto a las especificaciones de los elementos internos de esta válvula, se utilizó el mismo catálogo usado para especificar a las válvulas de globo; pero utilizando la sección adecuada, la cual se adjunta en el ANEXO AH - "CATÁLOGO DE VÁLVULA DE RETENCIÓN #150 DE CRANE". Se recomienda el fabricante CRANE para ésta válvula; sin embargo, el cliente puede utilizar de otras marcas, si así lo desea, pero cumpliendo con características similares a las especificadas.

Debido a que se diseñó una línea de recirculación de agua, fue necesario especificar la válvula de alivio que se iba a utilizar. Para este caso, se recurrió al catálogo de un fabricante, *HBE ENGINEERING*<sup>67</sup>, el cual se muestra en el

---

<sup>65</sup> <http://www.cranevalve.com/>

<sup>66</sup> ASME B31.3, Apéndice A, Edición 2006, p. 146

<sup>67</sup> <http://www.hbe-engineering.com/>

ANEXO AI - "CATÁLOGO DE VÁLVULA DE RECIRCULACIÓN AUTOMÁTICA DE BAJA PRESIÓN, #150 DE HBE ENGINEERING". Esta empresa es estadounidense y se encuentra radicada en Three Rivers, Michigan.

Ya que el sistema en sé maneja una baja presión, se seleccionó una válvula para estas condiciones; y además, se determinó que se utilizará una válvula automática; que no tenga ningún tipo de alimentación de energía, es decir, que sea netamente mecánica. En resumen, se especificó una válvula de recirculación automática para baja presión.

Se seleccionó una válvula que maneje un máximo de 500 gpm en la línea principal y que recircule hasta 165 gpm. Se la regulará el momento de instalación para que se abra a partir de los 300 gpm. Este tipo de válvulas, de acuerdo al fabricante, tiene una entrada de 2" y una salida de 3". De igual forma, se especifica que tenga extremos bridados RF para poder conectarse con el sistema; y también, que sea de clase 150 debido a la presión que manejará.

Los materiales especificados para esta válvula son detallados por el fabricante en el catálogo, que indica que: el cuerpo y el bonete son de acero al carbono ASTM A-216 Gr. WCB, que el disco es ASTM A-276; y, que los internos son de acero inoxidable 304.

Todas estas especificaciones se muestran en la tabla 7.1; sin embargo, el proveedor de la válvula puede ser seleccionado por la empresa, pero se debe trabajar con características similares a las señaladas.

Para la especificación de los empaques a ser utilizados en la unión de las bridas se optó por tener juntas espirometálicas, las cuales se hacen con una cinta metálica espiral y se le coloca un material suave como relleno, gracias a lo cual, puede brindar un sello muy efectivo al estar comprimida entre las bridas.

El material de los empaque espirometálicos se seleccionó de la página web de un proveedor internacional, *BRUNSSSEN*<sup>68</sup>, de la cual se extrajo una tabla que adjunta en el ANEXO AJ - “CATÁLOGO DE JUNTAS ESPIROMETÁLICAS BRUNSSSEN” y muestra el rango de temperaturas en las que trabajan correctamente los empaques. De esta tabla se seleccionó la junta espirometálica con mica de grafito por el rango de temperatura que maneja y por que el grafito garantiza mayor flexibilidad. El proveedor puede cambiar por requerimiento de la empresa, sin embargo, deben conservarse las características o manejar unas similares.

La especificación del filtro a utilizar se la realizó utilizando un catálogo de un proveedor internacional, en este caso *MYTISA*<sup>69</sup>, y se lo adjunta en el ANEXO AK - “CATÁLOGO DEL FILTRO TIPO CANASTA SELECCIONADO DE MYTISA”. Se seleccionó un filtro tipo *Strainer* o canasta debido a la facilidad de mantenimiento que presenta. El material del mismo es acero al carbono tipo ASTM A-216 Gr. WCB<sup>70</sup> con malla de acero inoxidable de calibre 20, seleccionada de la tabla que se encuentra en el ANEXO AL - “TABLA DE GRADO DE RETENCIÓN DE MALLAS DE ACERO INOXIDABLE DEL FILTRO TIPO CANASTA DEL CATÁLOGO DE MYTISA”, que se obtuvo del mismo catálogo del proveedor. Se puede buscar otro fabricante del filtro; sin embargo, se recomienda mantener especificaciones similares a las mencionadas.

La especificación de los espárragos se seleccionó utilizando la norma B16.5, específicamente de la Tabla 1B de la misma (Lista de Especificaciones para Pernos)<sup>71</sup>; de la que se concluyó que el material para los espárragos sería ASTM A-193 Gr B7 y el de las tuercas será ASTM A-194 Gr 2H. Las dimensiones y cantidades de estos elementos se obtuvieron utilizando la Tabla 7 de la misma norma<sup>72</sup>, donde se obtuvo que el diámetro de los espárragos para bridas de todos los diámetros seleccionados (2”, 3” y 4”) es de 5/8”. El largo de los espárragos de las bridas de 2” es de 85mm y para los de las bridas

---

<sup>68</sup> <http://www.comercioindustrial.net/productos.php?id=espirometalicas&mt=juntas>

<sup>69</sup> <http://www.mytisa.com>

<sup>70</sup> ASME B31.3, Apéndice A, Edición 2006, p. 146

<sup>71</sup> ASME B16.5, Edición 2003, p. 7

<sup>72</sup> ASME B16.5, Edición 2003, p. 69



de 3" y 4" es de 90mm. En las bridas de 2" y 3" se tendrán 4 espárragos mientras que en las bridas de 4" se tendrán 8.

Toda la información de las especificaciones se resume en la siguiente tabla:

**Tabla 7.1 Especificaciones de materiales**

<b>Elemento</b>	<b>Diámetro</b>	<b>Especificación</b>
<i>Tubería</i>	2" 3" 4"	Tubería ASTM A-53 Gr B; SMLS; sch 40
<i>Codo 90°</i>	3" 4"	Codo 90° RL; ASTM A-234 Gr. WPB; sch 40
<i>Codo 45°</i>	3" 4"	Codo 45° RL; ASTM A-234 Gr. WPB; sch 40
<i>Te</i>	4"	Te; ASTM A-234 Gr. WPB; sch 40
<i>Te Reductora</i>	3"x2" 4"x3"	Te reductora; ASTM A-234 Gr. WPB; sch 40
<i>Reducción</i>	4"x3"	Reducción concéntrica; ASTM A-234 Gr. WPB; sch 40
<i>Brida</i>	2" 3" 4"	Brida WN; ASTM A-105; RF; #150; sch 40
<i>Válvula de Globo</i>	2" 3" 4"	Válvula de globo; cuerpo y bonete ASTM A-216 Gr. WCB; asientos duros, disco al 13% Cr; vástago acero inoxidable 410; empaque de grafito; extremos bridados; RF; #150
<i>Válvula de Retención</i>	3"	Válvula de retención, tipo swing check; cuerpo ASTM A-216 Gr. WCB; tapón WCB; asientos duros; disco al 13% Cr; bisagra WCB; pasador de acero inoxidable 410; extremos bridados; RF; #150
<i>Válvula de Recirculación</i>	2"x3"	Válvula de recirculación automática para baja presión; cuerpo y bonete ASTM A-216 Gr. WCB; disco ASTM A-276; internos de acero inoxidable 304; extremos bridados; RF; #150
<i>Empaque</i>	2" 3" 4"	Empacadura Espiro metálica con relleno de mica de grafito; espesor 1/16"; #150
<i>Filtro</i>	4"	Filtro tipo canasta; cuerpo ASTM A-216 Gr. WCB; malla en acero inoxidable calibre 20; extremos bridados; RF; #150
<i>Espárragos</i>	2"	5/8" x 85mm (4)Espárragos ASTM A-193 Gr B7, tuercas tipo hexagonal ASTM A-194 Gr 2H
	3"	5/8" x 90mm (4)Espárragos ASTM A-193 Gr B7, tuercas tipo hexagonal ASTM A-194 Gr 2H
	4"	5/8" x 90mm (8)Espárragos ASTM A-193 Gr B7, tuercas tipo hexagonal ASTM A-194 Gr 2H

Fuente: elaborado por autores – 2009

Para la modelación del sistema de circulación se utilizó el software CADWorx Plant 2009, desarrollado por la empresa *COADE*<sup>73</sup> con base en Houston, Texas, Estados Unidos; el cual permitió generar los planos isométricos de las tuberías diseñadas incluyendo los distintos accesorios y elementos de unión, como bridas, codos, válvulas, etc. Estos planos cuentan con la lista de materiales de la sección de tubería representada y se detallan las especificaciones (ver tabla 7.1), cantidad y tamaño de todos los elementos utilizados.

Para el sistema de circulación se manejaron cuatro líneas de agua: una línea de succión de agua desde el Tanque de Lavado; otra desde la descarga de la bomba hacia la boquilla de entrada de agua del intercambiador de calor; la tercera, desde la boquilla de salida de agua del intercambiador de calor hasta el Tanque de Lavado; y la última, que es la línea de recirculación de agua desde la descarga de la bomba hacia la línea de succión de agua desde el tanque hacia la bomba.

En la zona de anexos se adjuntan los planos isométricos generados del sistema de circulación nuevo; sin embargo, debido a la falta de espacio, los cuatro isométricos se encuentran divididos en 12 planos, debidamente enumerados y con los puntos de conexión.

El listado de los isométricos generados y presentados es:

- Línea de Succión de Agua desde Tanque de Lavado hasta bomba (ANEXO AM):
  - PBH-ESPE-SCDP-ISO-01 (1- 5)
  - PBH-ESPE-SCDP-ISO-01 (2- 5)
  - PBH-ESPE-SCDP-ISO-01 (3- 5)
  - PBH-ESPE-SCDP-ISO-01 (4- 5)
  - PBH-ESPE-SCDP-ISO-01 (5- 5)

---

<sup>73</sup> <http://www.coade.com/>

- Línea de Descarga de Agua desde Bomba hasta Intercambiador de Calor (ANEXO AN):
  - PBH-ESPE-SCDP-ISO-02 (1- 3)
  - PBH-ESPE-SCDP-ISO-02 (2- 3)
  - PBH-ESPE-SCDP-ISO-02 (3- 3)
  
- Línea de Agua desde Intercambiador de Calor hasta Tanque de Lavado (ANEXO AO):
  - PBH-ESPE-SCDP-ISO-03 (1- 2)
  - PBH-ESPE-SCDP-ISO-03 (2- 2)
  
- Línea de Recirculación desde Descarga de la Bomba hacia Línea de Succión de la Bomba (ANEXO AP):
  - PBH-ESPE-SCDP-ISO-04 (1- 2)
  - PBH-ESPE-SCDP-ISO-04 (2- 2)

También se generó un plano de planta del sistema de circulación de agua a fin de que se observe la disposición de los distintos elementos en el campo, tanto del Tanque de Lavado como de la bomba seleccionada y del intercambiador de calor del sistema. La empresa Enap-Sippec entregó a los autores de la presente un plano de todo el campo PBH, el cual se utilizó como base para la ubicación de las tuberías. El plano de planta del sistema se muestra en el ANEXO AQ - "PLANO DE PLANTA DEL SISTEMA DE CIRCULACIÓN DE AGUA" y lleva por código a PBH-ESPE-SCDP-PPT-01.



## **CAPÍTULO 8**

### **ANÁLISIS ECONÓMICO Y FINANCIERO**

#### **8.1. COSTO TOTAL DEL SISTEMA**

##### **8.1.1. COSTOS DIRECTOS**

Se entiende por costos directos todos los gastos que se pueden cuantificar plenamente en el producto terminado y durante el desarrollo del trabajo.

Con el fin de estimar el costo total del sistema de calentamiento diseñado se recurrió a varias empresas proveedoras de los materiales necesarios para la fabricación e implementación del sistema, esto nos permitió tener una idea bastante real y aproximada del costo del sistema en el mercado.

##### **8.1.1.1. COSTO DE MATERIALES**

El costo de los materiales del sistema se dividió en tablas para poder detallar cada elemento; entonces, se generó tablas independientes del recipiente a presión de intercambiador, de los tubos de fuego y chimeneas, del sistema de circulación del agua de proceso; y, de los distintos equipos e instrumentos utilizados. A continuación se muestran todas las tablas.

8.1.1.1.1. Recipiente a presión.

**Tabla 8.1 Costos recipiente a presión**

	CANT	DESCRIPCIÓN	DETALLE	PESO (Kg)	COSTO USD
RECIPIENTE A PRESIÓN	2	Cuerpo	Lámina SA - 516 - 70 6,35 x 6000 x 2440	705,99	1892,04
	1	Cuerpo	Lámina SA - 516 - 70 6,35 x 6000 x 1448	705,99	946,02
	2	Cabeza Toriesférica	Lámina SA - 516 - 70 7,94 x Ø2410	232,20	622,31
	2	Sillas y elementos de izaje	Lámina SA - 36 254 x 2135	307,73	768,52
	1	Boquilla de revisión lateral 2	SA-105 8" sch 20, brida WN, RF, #150		117,60
	1	Boquilla desagüe	SA-105 3" esp.0.25, brida WN, RF, #150		207,00
	1	Boquilla salida de agua	SA-105 3" esp.0.25, brida WN, RF, #150		207,00
	1	Boquilla de revisión mayor	SA-105 14" Sch 10, brida WN, RF, #150		160,20
	1	Tapa de revisión mayor	SA-105 14", brida ciega, RF, #150		160,20
	1	Boquilla de revisión lateral 1	SA-105 8" sch 20, brida WN, RF, #150		117,60
	2	Tapa de revisiones secundarias	SA-105 8", brida ciega, RF, #150		235,20
	1	Boquilla entrada de agua	SA-105 3" esp.0.25, brida WN, RF, #150		207,00
	2	Boquillas de revisión superior	SA-105 8" sch 20, brida WN, RF, #150		235,20
	2	Tapas de revisión superior	SA-105 8", brida ciega, RF, #150		235,20
	3	Bafle	Lámina SA - 36 6,35 x 19,35 Ø1854,2	67,30	250,36
	1	Soldadura (L=23,3m)	Electrodo AGA 7018	22,00	163,11
	2	Láminas de asiento recipiente	Lámina SA - 36 254 x 1942	49,17	60,97
2	Anillos de refuerzo	Lámina SA - 36 15,875 x 152,4 x 5825	33,00	81,84	
					<b>6667,37</b>

Fuente: elaborado por autores – 2010

8.1.1.1.2. Tubo de fuego y chimeneas.

**Tabla 8.2 Costos tubos de fuego y chimeneas**

	CANT	DESCRIPCIÓN	DETALLE	LONG. (mm)	PESO (Kg)	COSTO USD
<b>TUBO DE FUEGO - CHIMENEAS</b>	1	Tubo de fuego	Tubería AISI - 310 $\varnothing_e 457,2 \times \varnothing_i 441,3$	28940	4423,7	28753,99
	2	Cuello elíptico	Lámina SA - 516 - 70 $4,76 \times 2755 \times 604$ (t=3/16)		123,6	165,64
	2	Cobertor elíptico	Lámina SA - 516 - 70 $31,75 \times 599 \times 1208$ (t=1 1/4)		363,0	486,40
	2	Brida obround	Lámina SA - 516 - 70 $39,7 \times 599 \times 1208$ (t= 1 9/16)		453,3	607,37
	2	Brida acople tubo de fuego - quemador	Lámina SA - 516 - 70 $568,07 \times 635 \times 635$		338,2	453,16
	6	Brida acople tubo de fuego - chimenea	Brida NB Slip On; ASTM A-105; RF; #150; ASME B16.5 (soldar)			1080,00
	1	Chimenea	Tubería SA - 516 - 70 $\varnothing_e 457,2 \times \varnothing_i 441,3$	9903	1513,7	2028,34
	8	Soporte techo chimenea	Platina $7,94 \times 457,2 \times 38,1$ SA - 36		8,7	10,77
	2	Aletas desviación de gases	Lámina $1,6 \times$ CIRCULAR SA - 36		12,6	15,65
	2	Plato techo chimenea	Lámina $1,6 \times$ CIRCULAR $914,4$ (2D) SA - 36		19,7	24,45
	8	Sujeción brida - quemador	PERNO 3/8" UNC x L=4,5" con 2 rodela y tuerca Gr 5			12,40
	1	Soldadura (L=24,8m)	Electrodo ESAB Arcaloy E-310-16	24800	6,5	227,37
	64	Sujeción entre bridas	PERNO 1,125" o M30 UNC x L=5,75" con 2 rodela y tuerca Gr. 5			768,00
	56	Sujeción brida obround	PERNO 1/2" UNC x L=4,5" con 2 rodela y tuerca Gr. 5			80,08
						<b>34713,62</b>

Fuente: elaborado por autores – 2010

8.1.1.1.3. Sistema de Recirculación Agua de Proceso

**Tabla 8.3 Costos sistema de recirculación de agua**

SISTEMA DE RECIRCULACIÓN DA AGUA DE PROCESO	CANT	DIM.	DESCRIPTION	LONG. (mm)	COSTO USD
	1	2"	Tubería ASTM A-53 Gr B; SMLS; sch 40	300	1,96
	1	3"	Tubería ASTM A-53 Gr B; SMLS; sch 40	92917	1513,22
	1	4"	Tubería ASTM A-53 Gr B; SMLS; sch 40	24596	474,35
	10	3"	Codo 90° RL; ASTM A-234 Gr. WPB; sch 40		743,48
	4	4"	Codo 90° RL; ASTM A-234 Gr. WPB; sch 40		340,00
	1	3"	Codo 45° RL; ASTM A-234 Gr. WPB; sch 40		70,96
	3	4"	Codo 45° RL; ASTM A-234 Gr. WPB; sch 40		235,18
	2	4"	Te; ASTM A-234 Gr. WPB; sch 40		30,00
	1	3"x2"	Te reductora; ASTM A-234 Gr. WPB; sch 40		12,00
	1	4"x3"	Te reductora; ASTM A-234 Gr. WPB; sch 40		23,00
	1	4"x3"	Reducción concéntrica; ASTM A-234 Gr. WPB; sch 40		63,84
	1	2"	Brida WN; ASTM A-105; RF; #150; sch 40		25,00
	9	3"	Brida WN; ASTM A-105; RF; #150; sch 40		207,00
	8	4"	Brida WN; ASTM A-105; RF; #150; sch 40		360,00
	2	2"	Empacadura Espiro metálica con relleno de mica de grafito; espesor 1/16"; #150		5,00
	11	3"	Empacadura Espiro metálica con relleno de mica de grafito; espesor 1/16"; #150		51,70
7	4"	Empacadura Espiro metálica con relleno de mica de grafito; espesor 1/16"; #150		39,20	
1	3"	Válvula de retención, tipo swing check; cuerpo ASTM A-216 Gr. WCB; tapón WCB; asientos duros; disco al 13% Cr; bisagra WCB; pasador de acero inoxidable 410; extremos bridados; RF; #150		400,00	
1	2"	Válvula de globo; cuerpo y bonete ASTM A-216 Gr. WCB; asientos duros, disco al 13% Cr; vástago acero inoxidable 410; empaque de grafito; extremos bridados; RF; #150		250,00	
5	3"	Válvula de globo; cuerpo y bonete ASTM A-216 Gr. WCB; asientos duros, disco al 13% Cr; vástago acero inoxidable 410; empaque de grafito; extremos bridados; RF; #150		2200,00	
4	4"	Válvula de globo; cuerpo y bonete ASTM A-216 Gr. WCB; asientos duros, disco al 13% Cr; vástago acero inoxidable 410; empaque de grafito; extremos bridados; RF; #150		1080,00	
1	2" x 3"	Válvula de recirculación automática para baja presión; cuerpo y bonete ASTM A-216 Gr. WCB; disco ASTM A-276; internos de acero inoxidable 304; extremos bridados; RF; #150		659,00	
1		Soldadura Electrodo AGA 7018	14040	44,37	
1	4"	Filtro tipo canasta; cuerpo ASTM A-216 Gr. WCB; malla en acero inoxidable calibre 20; extremos bridados; RF; #150		380,00	
					<b>9209,27</b>

Fuente: elaborado por autores – 2010



#### 8.1.1.1.4. Equipos e Instrumentación

**Tabla 8.4 Costos equipos e instrumentación**

	CANT.	DESCRIPCIÓN	COSTO USD
<b>EQUIPOS</b>	1	Bomba IHM Eurolinea Industrial Modelo 10 x 16 SM	1116,00
	2	Quemador Riello de una etapa Modelo GAS-5 660KW	4376,00
	2	Tren de gas Multibloc modelo MBZRDLE 410	1792,00
	1	Manómetro 1/4" NPT inferior, rango 0 - 60 psi	26,40
	1	Termómetro bimetálico conexión 1/2" NPT (macho), doble escala entre 0-120°C	42,00
	1	Visor de nivel montaje lateral conexión de 1" bridado #150	178,00
			<b>7530,40</b>

Fuente: elaborado por autores – 2010

#### 8.1.1.2. MANO DE OBRA DIRECTA

**Tabla 8.5 Costos mano de obra directa**

MANO DE OBRA DIRECTA				
No.	Personal	No. Horas	\$/hora	Total USD
4	Soldadores	200,00	6,00	4800,00
4	Obreros	640,00	2,00	1280,00
1	Electricista	40,00	6,00	240,00
1	Dirección técnica	160,00	15,00	2400,00
			<b>Total</b>	<b>8720,00</b>

Fuente: elaborado por autores – 2010

#### 8.1.1.3. TOTAL COSTOS DIRECTOS

Con los resultados de los costos de las tablas 8.1 a la 8.5 se determinó el total de los costos directos del proyecto; aumentando el costo del IVA de los elementos seleccionados.

**Tabla 8.6 Total costos directos**

Costo de materiales (8.1.1.1)	\$ 58120,66
I.V.A	\$ 6974,48
Mano de obra directa (8.1.1.2)	\$ 8720,00
<b>Subtotal</b>	<b>\$ 73815,14</b>

Fuente: elaborado por autores – 2010

## 8.1.2. COSTOS INDIRECTOS

Aquellos rubros que no son identificables directamente en el costo general del equipo como gastos de oficina, transporte, suministros varios, materia prima indirecta, gastos administrativos, entre otros se consideraron como costos indirectos en el presente proyecto.

### 8.1.2.1. MISCELÁNEOS

**Tabla 8.7 Costos misceláneos**

<b>MISCELÁNEOS</b>	
<b>Descripción</b>	<b>USD</b>
Materiales de oficina	110,00
Suministros varios	20,00
Costo de electricidad	100,00
Servicios básicos	25,00
Gastos de manutención de empleados en campamento	2500,00
Gastos extras de movilización en campo	250,00
Gastos administrativos	300,00
<b>Total</b>	<b>3305,00</b>

Fuente: elaborado por autores – 2010

### 8.1.2.2. MATERIA PRIMA INDIRECTA

**Tabla 8.8 Costos materia prima indirecta**

<b>MATERIA PRIMA INDIRECTA</b>	
<b>Descripción</b>	<b>USD</b>
Discos de corte	50,00
Abrasivo para inoxidable	20,00
Pintura sandblasting	1100,00
Tiñer	40,00
Cepillo Metálico	12,00
Lijas de Hierro	10,00
Brocas para acero	20,00
Grata	14,00
Rolado de planchas	200,00
Conformación tapas toriesféricas	480,00
Radiografías	1400,00
Prueba hidrostática	300,00
Acido para lavado despues de suelda inoxidable	56,00
Transporte	400,00
Grua 40 TON (4 dias x 225 c/d)	900,00
Transporte de equipo y materiales	1500,00
<b>Total</b>	<b>6502,00</b>

Fuente: elaborado por autores – 2010

### 8.1.2.3. TOTAL COSTOS INDIRECTOS

Con los resultados de los costos de las tablas 8.7 y 8.8 se determinó el total de los costos indirectos del proyecto; aumentando el costo del IVA para la materia prima indirecta.

**Tabla 8.9 Total costos indirectos**

Costo de materia prima indirecta (8.1.2.2)	\$ 5802,00
I.V.A	\$ 780,24
Misceláneos (8.1.2.1)	\$ 3305,00
<b>Subtotal</b>	<b>\$ 10587,24</b>

Fuente: elaborado por autores – 2010

### 8.1.3. COSTO TOTAL

Se define como el costo total a la suma de costos directos y costos indirectos. Por lo que, el costo total del sistema de calentamiento para deshidratación de crudo a implementarse en el campo Paraíso Biguno Guachito (PBH) de la empresa ENAP - SIPEC considerando un 15% de imprevistos es de: USD 96.813,34

**Tabla 8.10 Costo total del sistema de calentamiento**

Subtotal costos directos	\$ 73815,14
Subtotal Costos indirectos	\$ 10587,24
Otros (Imprevistos)	\$ 12660,36
<b>TOTAL</b>	<b>\$ 97062,74</b>

Fuente: elaborado por autores – 2010

## **8.2. ANÁLISIS ECONÓMICO FINAL.**

El análisis económico para el presente proyecto se fundamentó básicamente en el precio del químico demulsificante que actualmente la empresa está pagando por el tratamiento de crudo. Baker Petrolite del Ecuador S.A. encargada de proveer el sistema de deshidratación a través de químicos cobra un valor de USD 0,02357 por cada barril de crudo tratado y se tratan un promedio de 15000 barriles diarios en el tanque de lavado.

En la sección 6.1.3.1 se determinó la temperatura a la que el crudo llegará aprovechando toda la energía que puede proporcionar el gas disponible en campo, siendo ésta de 109,5 °F, considerando además que la temperatura óptima de deshidratación para el crudo del campo es de 122°F y que el crudo ingresa al tanque a una temperatura de 94°F el porcentaje de temperatura que se logra alcanzar a través del sistema de calentamiento es del 55%.

Para el presente análisis económico y con lo expuesto en el párrafo anterior se consideró que la reducción de químico a usarse en el tanque de lavado para tratamiento de crudo será aproximadamente de la mitad, por lo que ENAP-SIPEC reduciría sus gastos en un valor de USD 0,01296 por barril de crudo tratado. En un año calendario el valor ahorrado por la empresa será de USD 70956,00.

### **8.2.1. VALOR ACTUAL NETO (V.A.N)**

El VAN de una inversión se entiende como la suma de los valores actualizados de todos los flujos netos de caja esperados del proyecto en los períodos  $n$ , deducido el valor de la inversión inicial. Y es uno de los métodos más aceptados para determinar si la inversión en un proyecto será o no rentable.

Para el presente proyecto se determinó el VAN con una tasa de actualización recomendada por SIPEC del 12% y haciendo uso de la ecuación 8.1.

$$VAN = -I + \sum_{n=1}^N \frac{Q_n}{(1+r)^n} \quad (\text{ec. 8.1})$$

Donde:

- I Valor de la inversión inicial
- Qn Flujo de caja del año n
- N Número de años de la inversión
- r Tasa de interés o de actualización con la que se compara

**Tabla 8.11 Cálculo del VAN**

Tasa de descuento	Desembolso Inicial	Flujo de caja 1	Flujo de caja 2	Flujo de caja 3
12.00%	-\$ 97062,74	\$ 65000,00	\$ 60000,00	\$ 50000,00

VAN	\$ 44393,62
-----	-------------

Fuente: elaborado por autores – 2010

Como se puede observar el V.A.N es positivo lo que indica que la inversión será rentable y se obtendrán ganancias superiores al 12%. Mediante el análisis financiero realizado, se demuestra que el proyecto es rentable para la empresa ENAP-SIPEC.

### 8.2.2. TASA INTERNA DE RETORNO (T.I.R)

Es la tasa de descuento que hace que el Valor Actual Neto (V.A.N.) de una inversión sea igual a cero; es decir, a la ecuación 8.1 se la iguala a 0, se utiliza los mismos valores de la tabla 8.11 y se deja como incógnita a la tasa de actualización; ésta tasa será el valor del TIR . Este método sugiere que una inversión es aconsejable si la T.I.R. resultante es igual o superior a la tasa exigida por el inversionista.

Realizando el cálculo se determinó que el TIR para el proyecto se obtuvo:

$$\text{TIR} = 38\%$$

Como se puede observar el valor de 38% da una idea de que el proyecto generará ganancias en promedio de éste porcentaje.

### **8.2.3. Plazo de recuperación o pay - back estático**

El plazo de recuperación de la inversión, tomando en cuenta que la empresa ahorrará anualmente USD 70956,00; y, que su inversión inicial fue de USD 97062,74; será de 17 meses.

## CAPÍTULO 9

### CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

#### 9.1. CONCLUSIONES

1. Debido a la disponibilidad de gas combustible en el campo, no se logra alcanzar el porcentaje de deshidratación requerido (0,5%) utilizando únicamente el sistema de calentamiento diseñado. Sin embargo, se logra reducir el consumo de químicos desemulsionantes en un 55%; lo que se traduce como reducción de costos de tratamiento del petróleo para la empresa.
2. Se procesan cerca de 15000 barriles al día de petróleo y la producción del campo es de 3000 barriles diarios. Los restantes son utilizados en el proceso de reinyección para extracción. Se observa que la mayoría del calor utilizado en la deshidratación es destinado a crudo que no se comercializa; sino que se reinyecta. Esto implica deshidratar crudo innecesario y pérdida de recursos.
3. Ante las fluctuaciones de la temperatura ambiental en el campo PBH; entre una menor de 20,5°C y una mayor de 33,7°C (según la información entregada por la Dirección de Aviación Civil); se realizó el diseño del sistema de calentamiento para las condiciones más desfavorables, ya que caso contrario; hubiera sido subdimensionado.
4. El crudo extraído requiere alcanzar una temperatura de 50°C (122 °F) dentro del Tanque de Lavado para poder romper sus emulsiones y ser deshidratado. Para alcanzar esta temperatura, considerando las pérdidas por transferencia en situaciones climáticas críticas, se necesitan 1374 KW; sin embargo, se determinó que el máximo calor que podía entregarse al usar este combustible es de 795,5 KW; por lo que no satisface por

completo la necesidad energética para una deshidratación completa; sin embargo, permite elevar la temperatura hasta 42,8°C (109 °F); y al ser un combustible que se desperdicia al incinerarse en las chimeneas del campo; se justifica la implementación del equipo diseñado.

5. Al realizar los balances másicos y energéticos en el Tanque de Lavado en condiciones ambientales críticas se determinó que el calor perdido por transferencia de calor al ambiente en este equipo es de aproximadamente 309.3 KW; lo que representa más del 20% del requerimiento energético para la deshidratación del crudo; una clara pérdida de recursos. Sin embargo, al ser estimado para condiciones climatológicas extremas, el resto de días se tendrá una menor entrega de energía hacia el exterior del tanque, lo que significará un mejor proceso de deshidratación.
6. Luego de realizar la ponderación técnica y económica de varios aspectos; se seleccionó el método de calentamiento indirecto ya que, aunque ofrece menor eficiencia, los equipos requieren un mantenimiento mucho menos complejo, una inversión inicial relativamente baja y son más seguros ya que la llama está lejos del crudo y sus componentes inflamables.
7. La alternativa óptima para el sistema de calentamiento diseñado se fundamenta en las ventajas que el intercambiador de tubo y coraza tiene frente a los otros equipos analizados; que son: su bajo riesgo de operación, su facilidad de instalación en planta y mantenimiento. Además, al seleccionar un intercambiador de este tipo se cuenta con varias empresas que tienen experiencia en la fabricación de los mismos; lo que aporta confiabilidad en la construcción del equipo.
8. Se determinó que el área de calor necesaria para transferir todo el calor generado por los gases de combustión es de 36,74m<sup>2</sup>. Esta área se distribuyó lo más uniformemente posible dentro del intercambiador a fin de lograr una homogeneidad de la temperatura del agua a calentar. Es por eso que se seleccionó un arreglo simétrico de los tubos en U.



9. El recipiente a diseñar contará con un diámetro interno de 1,85 metros, su longitud tangente-tangente deberá ser de 6,324 metros, con cabezas toriesféricas en ambos extremos y su presión interna de operación será de 35 psi. Las dimensiones obtenidas en el diseño del intercambiador no son desproporcionadas por lo que se aceptan esas magnitudes.
10. El material seleccionado para los tubos de fuego es el acero inoxidable AISI 310. Se determinó este acero debido a su alta resistencia al calor y a la corrosión en presencia de temperaturas elevadas. Es indispensable que este material sea altamente resistente ya que de éste depende la transferencia de calor. Si su tolerancia fuera muy baja, con el tiempo sus características variarían y la transferencia de calor se reduciría drásticamente.
11. Para el diseño del sistema de circulación de agua fue necesario analizar el área en la que se va a instalar el equipo para verificar que no se interfiera con otras líneas de proceso del campo. La ruta seleccionada es apropiada ya que se tomó en cuenta todas las variables necesarias; es decir, la altura del terreno, las boquillas que hay en el tanque, la loza existente disponible para la ubicación de la bomba, etc.
12. El peso final del intercambiador del sistema es de 24272 Kg cuando se encuentra en operación. Las sillas de asentamiento son capaces de soportar todo este peso y eso explica su robustez. En el caso de las orejas de izaje, éstas deben soportar el peso del recipiente estando vacío (5464 Kg) ya que solo se debe movilizarlo estando completamente fuera de servicio y sin agua en su interior.
13. Se dispuso de la suficiente instrumentación para que el operador pueda verificar el estado del proceso y tomar acciones de corrección. Con esto se busca no solo garantizar que se está aprovechando al máximo el combustible, sino que también permite evitar accidentes que pueden poner en peligro la integridad del personal y/o del equipo.

14. Los planos del intercambiador de calor realizados contienen toda la información necesaria para el constructor; así como en los isométricos se cuenta con toda los datos de ubicación de los elementos en el campo para que el contratista ejecute la obra sin problema alguno.
15. El software de ingeniería Compress es una poderosa herramienta que permite facilitar el diseño mecánico de recipientes a presión; ya que se rige estrictamente por el Código ASME sección VIII División 1; además, permite la modelación visual del equipo y la ubicación y corrección de errores de diseño. El resultado del diseño depende directamente del conocimiento del usuario para ingresar las variables correctas.
16. El programa CADWorx es un software de modelado de tuberías que utiliza como base de trabajo al AUTOCAD; es por esto que su uso es sencillo. En él se puede modelar las líneas de fluidos considerando las especificaciones determinadas. Además, permite generar los isométricos para una fácil instalación de la tubería y sus accesorios; así como la lista de materiales, lo que ayuda a generar cotizaciones más precisas.
17. Con la instalación del sistema diseñado la empresa se ahorrará el 55% de consumo de químico desemulsionante. Teniendo en cuenta que actualmente el costo de estos químicos por barril es de USD 0,02357 y que se procesan 15000 barriles diarios; ENAP-SIPEC dejará de gastar cerca de USD 70000 anuales. Es decir que recuperará la inversión de los USD 97062,74 que cuesta el sistema en aproximadamente 17 meses.
18. Analizando el valor actual neto (VAN) se determinó que a una tasa de descuento del 12% (requerido por la empresa) el proyecto es rentable; generando ganancias cercanas al 38% anual; como lo indica la tasa interna de retorno con flujos de caja para tres períodos.

## 9.2. RECOMENDACIONES

1. Para garantizar que el crudo despachado del campo PBH hacia la estación Sacha maneje un porcentaje de agua siempre menor al 0,5%; se recomienda disponer de los dos sistemas de deshidratación; es decir, se debería mantener el sistema de químicos e implementar el sistema diseñado.
2. Debido a que se invierte dinero en crudo que no se despacha y que luego de ser deshidratado vuelve a ser inyectado en los pozos; se recomienda implantar este sistema para reducir los costos en la eliminación del agua emulsionada al utilizar un combustible que se está desperdiciando actualmente.
3. Ante el actual y notorio cambio climatológico que sufre el planeta; se sugiere a la empresa llevar un registro de las condiciones ambientales para que en caso de picos de bajas y altas temperaturas muy distantes a los actuales; se realice una evaluación de la influencia del calentador en el proceso de deshidratación; y de ser necesario se tomen las medidas correctivas pertinentes.
4. Ante la pérdida de excesiva de calor en el tanque de lavado en condiciones climáticas adversas; se recomienda el uso de un recubrimiento de perlita expandida como aislante térmico para toda la superficie del tanque; con un espesor de 25,4mm. Esto reduciría la transferencia de calor con el ambiente en un 94%; ocasionando una deshidratación de crudo y ahorro para al empresa de aproximadamente el 85%, que anualmente representaría cerca de USD 105000. El detalle del cálculo de esta recomendación se encuentra en el ANEXO AR.
5. Se recomienda también tomar en consideración la posibilidad de implementar aislante térmico para el intercambiador de calor del sistema; así se mejoraría su eficiencia y el resultado de la deshidratación. Se

deberá utilizar perlita expandida con un espesor de 10mm; con lo que se aprovecharía el 96,2% del calor dentro del recipiente. El detalle del cálculo para esta recomendación se adjunta en el ANEXO AT.

6. Se puede ahorrar combustible al dejar de operar el equipo cuando la temperatura al interior del Tanque de Lavado es alta; por lo que se recomienda implementar un sistema de almacenamiento de gas para tenerlo disponible cuando se presenten condiciones ambientales que generen pérdidas críticas en el Tanque de Lavado. También se debe tener en cuenta que no se debe sobrecalentar al crudo más allá de los 50°C ya que se produciría pérdida de volátiles de hasta el 1% en volumen, disminuyendo además la calidad del petróleo.
7. Siempre se debe buscar mantener un criterio de selección asignando un 30% de la decisión al aspecto económico y un 70% a los aspectos técnicos. Mientras más parámetros se evalúen; mayor será la seguridad de seleccionar la alternativa más adecuada para la situación específica; ya que no siempre el equipo más moderno y complejo es el óptimo para todos los casos.
8. Para el caso de intercambiadores de calor se recomienda utilizar como guía de diseño las normas TEMA, las cuales son fijadas por la Asociación de Manufactureros de Intercambiadores de Calor; con lo que se garantiza no solo tener un diseño eficiente; sino que también será factible su construcción.
9. Es necesario utilizar el equipo totalmente lleno de agua para aprovechar la totalidad del área de transferencia, así no se desperdiciaría combustible y se evitaría que algunas zonas alcancen temperaturas muy elevadas que puedan poner en riesgo las características de sus materiales.
10. Si al momento de realizar la construcción, el fabricante no dispone del material seleccionado, no lo puede cambiar por elección propia sino que debe solicitar a los diseñadores alternativas de materiales que cumplan

con las especificaciones necesarias para el proceso. Además, en caso de no poder construir la cabeza toriesférica con un radio de faldón de 6", se lo puede realizar de 5" sin afectar al sistema.

11. Es necesario realizar mantenimiento periódico a los tubos de fuego para garantizar la eficiencia en la transferencia de calor y la seguridad del equipo. Por recomendación de un fabricante, se plantea una revisión periódica semestral de los tubos.
12. El contratista debe realizar una inspección previa del terreno y determinar todos aquellos detalles del área de ubicación del sistema que pudieran haber cambiado en el lapso de construcción del equipo.
13. Para la instalación del equipo se debe analizar que la loza de hormigón existente en el campo pueda resistir el peso del equipo; de verificarse que no soportaría, se recomienda realizar el diseño de una nueva previa la instalación del intercambiador.
14. En un futuro, se podría realizar la automatización del equipo para volverlo independiente y garantizar que el proceso siempre se maneje entre los rangos correctos de sus variables. Esto además ayudaría a reducir el riesgo por error humano y permitiría aprovechar de mejor manera el combustible.
15. A pesar de entregar toda la información necesaria para la construcción del sistema; en caso de alguna duda, el fabricante o el contratista deberán solicitar a los diseñadores cualquier aclaración; no se recomienda que se tomen decisiones arbitrarias ya que se podría poner en riesgo al diseño del equipo.
16. Se recomienda utilizar el software Compress para el diseño y modelado de recipientes a presión; sin embargo, se lo debe actualizar cada vez que se publique una nueva versión o una adenda del Código ASME sección VIII

División 1. Además, para garantizar el resultado, el diseñador debe tener claro el significado de cada variable que solicita el programa.

17. Al utilizar el programa CADWorx se recomienda verificar que todos los elementos a incorporar en el modelo tengan la especificación y las medidas correctas; esto ayudará a generar una lista de materiales más cercana a la realidad. Además, es necesario también tener en cuenta que los isométricos generados por el programa no establecen ningún ajuste en campo; por lo que se sugiere incorporarlos manualmente.
18. Debido a la fluctuación constante de los precios de los accesorios, tuberías y equipos del sistema; se recomienda que previo a la implementación del proyecto se revise los costos en el mercado de los elementos involucrados.
19. Analizando los valores obtenidos en el análisis financiero y económico, se recomienda implementar este sistema; ya que se generará un porcentaje considerable de ganancias; es decir, es altamente rentable para la empresa.

**ANEXO A**  
**SIMBOLOGÍA UTILIZADA EN DTI'S**





**ANEXO B**  
**DIAGRAMA DE FLUJO DE PROCESO DE CAMPO PBH**



**ANEXO C**  
**DTI DEL CAMPO PBH CON DELIMITACIÓN DE FRONTERAS**



**ANEXO D**  
**DTI DETALLADO DE ÁREA DE INFLUENCIA DEL SISTEMA EN**  
**EL CAMPO PBH**



**ANEXO E**  
**CROMATOGRAFÍA DEL GAS**





**ANEXO F**  
**REPORTE MENSUAL DE PRODUCCIÓN (ABRIL-2009)**

Resumen Abril 2009

D I A	BOMBEO A LA ESTACIÓN SACHA CENTRAL							BARRILES BRUTOS	BARRILES INYECTADOS	BARRILES AGUA (BAPD)	GAS MFT3 / D
	PARAISO, HUACHITO, BIGUNO										
	BSW %	BSW real (pozo) %	API SECO	GRAV. ESPEC	% AZUFRE	VISC. @80°F					
1	0.163	17.7	26.8	0.8939			2850.76	12562	347	72	
2	0.109	17.6	26.8	0.8939			2869.81	12581	345	74	
3	0.209	17.8	26.6	0.8950			2958.14	12628	345	71	
4	0.217	17.8	26.7	0.8944	0.90	34.8	2712.13	11470	349	70	
5	0.234	18.8	26.8	0.8939			2776.44	11470	347	71	
6	0.211	20.2	26.8	0.8939			2757.02	11495	350	73	
7	0.369	19.4	26.9	0.8933			2749.37	12601	349	75	
8	0.111	19.2	26.9	0.8933			2774.12	12601	349	69	
9	0.800	18.9	27.1	0.8922			876.63	12536	349	70	
10	0.313	20.0	27.0	0.8927			4056.99	12524	339	69	
11	0.116	19.2	27.0	0.8927	0.85	33.8	2885.41	12520	340	70	
12	0.218	18.8	26.9	0.8933			3120.69	12510	333	69	
13	0.160	19.1	27.0	0.8927			2822.76	12497	333	69	
14	0.112	18.9	27.0	0.8927			2727.10	12499	333	72	
15	0.112	18.6	27.0	0.8927			2901.02	12515	332	70	
16	0.113	17.7	27.0	0.8927			2900.87	12540	352	68	
17	0.109	19.7	27.2	0.8916			2910.87	12560	351	68	
18	0.112	19.0	27.1	0.8922	0.85	32.5	3096.90	12578	352	71	
19	0.113	19.5	27.1	0.8922			2958.89	12578	352	69	
20	0.111	19.6	27.1	0.8922			2769.23	12578	352	67	
21	0.113	20.0	27.0	0.8927			2720.82	12579	352	69	
22	0.109	19.0	27.1	0.8922			2732.27	12567	360	69	
23	0.109	19.1	27.2	0.8916			2865.86	12553	363	71	
24	0.209	19.1	27.0	0.8927			2764.03	12602	367	72	
25	0.110	18.3	27.1	0.8922	0.83	33.2	2704.09	12602	367	68	
26	0.110	19.0	27.1	0.8922			2680.20	12602	367	69	
27	0.160	19.0	27.1	0.8922			2951.45	12602	370	67	
28	0.106	18.7	27.1	0.8922			2982.99	12602	370	69	
29	0.109	18.8	27.1	0.8922			3043.71	12547	369	70	
30	0.210	18.8	27.0	0.8927			3011.80	12547	369	72	
<b>Total</b>							84932.37	373646.00	10553.00	2103	
<b>Prom</b>	0.166	18.9	27.0	0.893			2831.079	12454.867	351.767	70.1	

**ANEXO G**  
**ANÁLISIS FÍSICO-QUÍMICO DEL CRUDO**

## ANÁLISIS DE CRUDO

Fecha de Muestreo:

6-Oct-08

Fecha de Reporte:

13-Nov-08

PARAMETROS	UNID.	NORMA ASTM	IDENTIFICACION DE LA MUESTRA			
			Tran. PBH	PAR 19	PAR-23	HUA 02
				HI	HS	U
API 60 °F SECO	°API	D – 287	25,8	24,8	26,5	22,7
AZUFRE	% PESO	D – 4294	0,8969	0,7871	0,794	1,5894
SEDIMENTOS POR EXTRACCION	%PESO	D – 473	0,0151	0,0313	0,112	0,0181
PODER CALORIFICO BRUTO	Kg/mol	D – 240	10135	9619	10037	10005
VISCOSIDAD cSt 80 °F	cSt	D – 445	60,02	68,33	418,2	903,98
VISCOSIDAD cSt 104 °F	cSt	D – 445	42,71	43,9	56,18	257,73
VISCOSIDAD cSt 120 °F	cSt	D – 445	27,18	32,18	49,76	217,21
CENIZAS	% PESO	D – 482	0,0462	0,215	0,0465	0,0566
CARBON CONRADSON	% PESO	D – 189	6,34	6,43	6,67	9,24
RELACION CARBON – HIDROGENO			7,6	7,5	7,5	7,6
PESO MOLECULAR			335	345	370	452
FACTOR DE CARACTERIZACION KUOP		UOP 375	12,1	11,9	12,2	12
ASFALTENOS	%PESO	D – 3269	6,92	6,75	5,93	9,77
ANALISIS PONA: AROMATICOS	%	ASTM D 3238	6,26	3,45	7,07	6,9
NAFTENICOS			39,16	42,78	37,78	34,7
PARAFINICOS			47,66	47,02	49,22	48,7
Asfaltenes Index			<b>1,20</b>	<b>1,16</b>	<b>1,23</b>	<b>1,41</b>
Tendencia de estabilidad			<b>INESTABLE</b>	<b>INESTABLE</b>	<b>INESTABLE</b>	<b>INESTABLE</b>

Las viscosidades muestran un comportamiento esperado, observando que el crudo del campo Paraíso es más con tendencia parafínica (gráfico de tipo exponencial) siendo relevante a temperaturas del orden de 104 °F.

**Dr. César A. Mayacela A.**

Account Manager

Baker Petrolite del Ecuador S.A.

**ANEXO H**  
**ANÁLISIS FÍSICO-QUÍMICO DEL AGUA**

## ANÁLISIS FÍSICO-QUÍMICO DEL AGUA DE FORMACIÓN

Fecha de muestreo: **15-mar-09**

Fecha de reporte: **16-mar-09**

Lugar de Muestreo: **Sistema de Reinyección de Agua**



Baker Petrolite

		PARAISO		MDC	
PARAMETROS	Unidades	D' tk. Lavado	PAR-13	D' tk. Lavado	MDC-16
		estación PAR	suc buster	Estación MDC	Tk reiny
Ph	-	6,5	6,6	6,8	6,8
Temperatura	°F	85	80	115	108
ALKALINIDAD	ppm CaCO3	248	252	256	260
D.TOTAL	ppm CaCO3	835	852	6833	7000
D.CALCICA	ppm CaCO3	740	710	6000	5700
D.MAGNESICA	ppm CaCO3	95	142	833	1300
CLORUROS	ppm Cl-	2880	2890	28000	28830
HIERROS	ppm Fe++	8,5	8,7	23,4	23,2
SULFATOS	ppmSO4=	,13	12	6	3
CALCIO	ppm Ca++	296	284	2400	2280
MAGNESIO	ppm Mg++	22,8	34,08	199,92	312
BICARBONATOS	ppm HCO3-	302,56	307,44	312,32	317,2
SALINIDAD	ppm ClNa	4752	4769	46200	47570
Sólidos Totales Disue.	STD	3514	3528	30918	31742
Sólidos Totales en susp.	SST	21,0	20,5	21,2	20,9
Is (Oddo & Tomson 1994)		<b>0,45</b>	<b>0,14</b>	<b>0,94</b>	<b>0,86</b>
Observación de Valone & Skiller		<b>Pocos problemas</b>	<b>Pocos problemas</b>	<b>moderada</b>	<b>Moderada</b>
H2S en agua	ppm	0,3	0,3	0,3	0,3
BSR (bacterias)	col/ml	100	100	100	100
ACEITE EN AGUA	ppmOil	5,5	5	5,7	5,4

**\*Observación:** Los parámetros se encuentran normales

**Fernando Tinoco.**  
Baker Petrolite del Ecuador S.A.

**ANEXO I**  
**HOJA TÉCNICA DE LA CÁMARA TERMOGRÁFICA UTILIZADA**  
**TIPO FLUKE TI-10**

## Especificaciones detalladas

### Mediciones de temperatura

Rango de temperatura (no calibrada por debajo de -10 °C)  
Ti10 .....-20 °C a +250 °C  
Precisión  
TiR y Ti10 .....±5 °C o 5 % (el que sea mayor)  
Modos de medición .....Smooth Auto-Scaling y  
Manual Scaling

### Rendimiento de formación de imágenes

Campo de visión.....23 ° x 17 °  
Resolución espacial (IFOV).....2,5 mRad  
Distancia mínima de enfoque  
Lente térmica.....15 cm (aprox. 6 pulg)  
Lente de luz visible (visual) .....46 cm (aprox. 18 pulg)  
Enfoque .....Manual  
Frecuencia de la imagen .....9 Hz de velocidad de  
actualización

### *Thermal Imagers*

#### *Especificaciones detalladas 19*

Tipo de detector..... Arreglo de plano focal de 160 x  
120,  
microbolómetro sin enfriamiento  
Tipo de lente infrarrojo..... 20 mm EFL, lente F/0,8  
Sensibilidad térmica (DTER)  
Ti10..... ≤0,2 °C a 30 °C (200 mK)  
Banda espectral infrarroja..... 7,5 μm a 14 μm  
Cámara visual..... 640 x 480 de resolución

### Presentación de la imagen

Paletas  
TiR y Ti10 ..... Acero, Azul-rojo, Alto contraste,  
Gris  
Nivel y alcance  
Smooth Auto-Scaling y Manual Scaling del nivel y del alcance Minimum Span  
(en modo manual)  
Ti10..... 5 °C  
Minimum Span (en modo automático)  
Ti10..... 10 °C



Información sobre IR-Fusion®

Mezcla visual e IR (sólo para los modelos Ti25 y TiR1)

Imagen dentro de otra imagen (PIP)

Ti10 y TiR ..... 100 % IR mostrado en el centro,  
320 x 240 píxeles

Pantalla completa (PIP desactivado)

Ti10 y TiR ..... 100 % IR mostrado en la pantalla  
LCD de 640 x 480

**Almacenamiento de imágenes y datos**

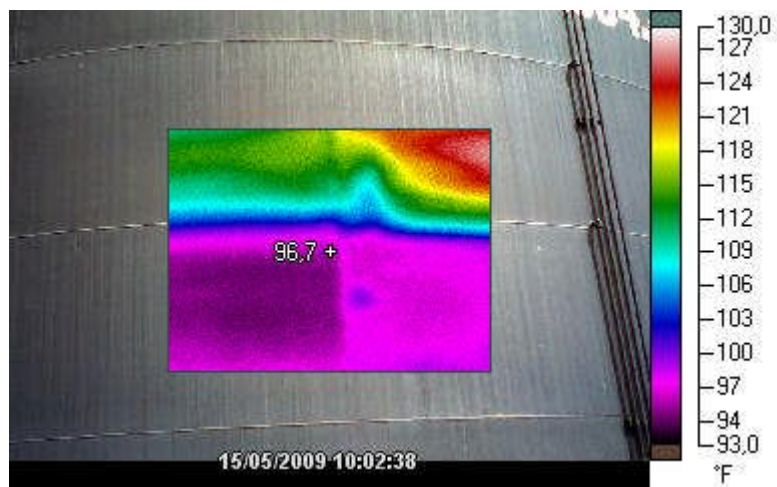
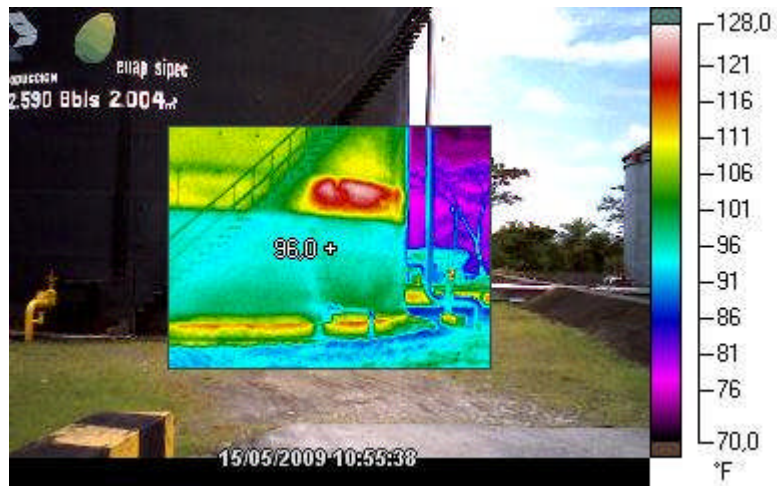
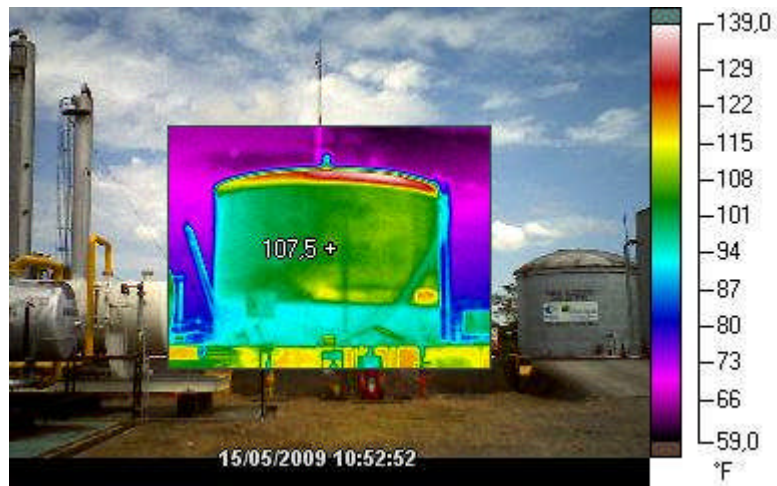
Medio de almacenamiento .....Tarjeta de memoria SD (una tarjeta de memoria de 2 GB almacenará al menos 1200 imágenes IR y visuales vinculadas completamente radiométricas (.is2), cada una con anotaciones de voz de 60 segundos, o 3000 imágenes IR básicas (.bmp))

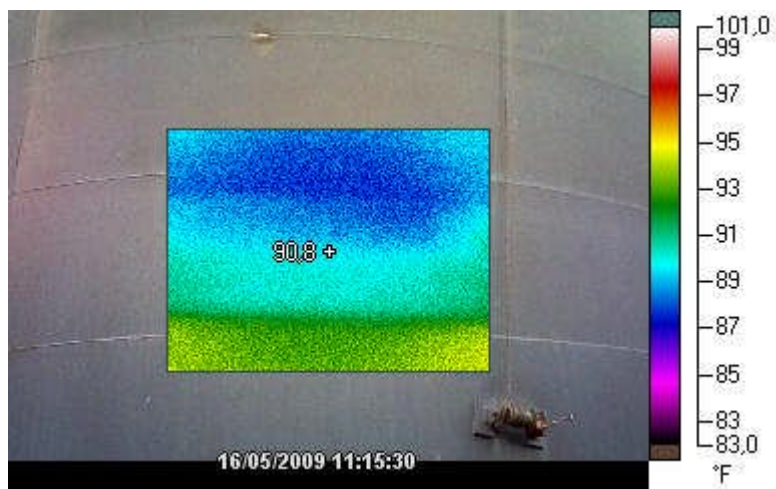
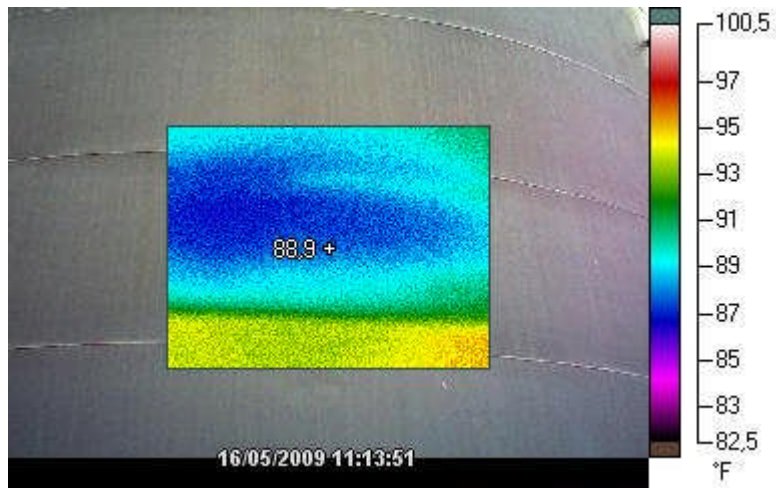
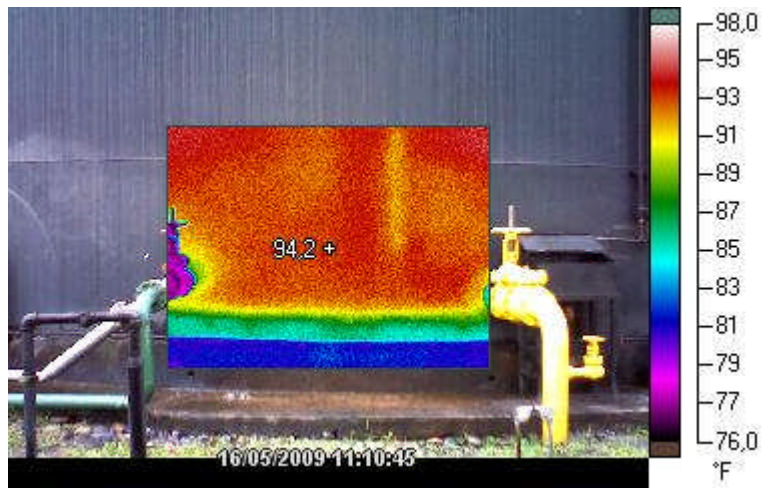
Formatos de archivo.....No radiométrico (.bmp) o completamente radiométrico (.is2)

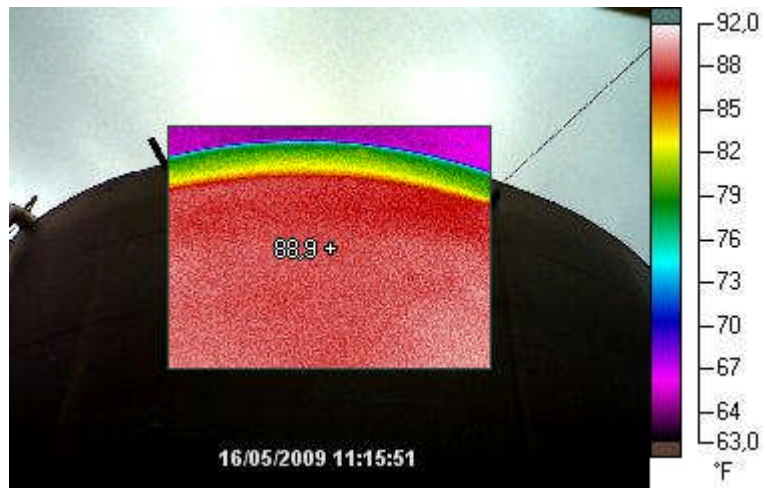
No se requiere software de análisis para los archivos no radiométricos (.bmp)

Formatos de archivo de exportación con software SmartView® .....JPEG, JPG, JPE, JFIF, BMP, GIF, DIP, PNG, TIF y TIFF

**ANEXO J**  
**EJEMPLOS DE FOTOGRAFÍAS TÉRMICAS REALIZADAS POR**  
**AUTORES EN CAMPO PBH**







**ANEXO K**  
**INFORMACIÓN METEREOLÓGICA DE LA CIUDAD DEL COCA**  
**PERÍODO: ENERO 2009 – ABRIL 2009**  
**DIRECCIÓN GENERAL DE AVIACIÓN CIVIL (DAC)**



























**ANEXO L**  
**FORECAST**  
**16 DE MAYO DE 2009**

**SOCIEDAD INTERNACIONAL PETROLERA S. A.**  
**BALANCE DE PRODUCCION**  
**CAMPOS PARAISO - HUACHITO- BIGUNO - MDC**

POZO	FECHA	MET.	YAC.	TASA DNH	P. C.	BFPD	BPPD	BAPD	BSW OBS. %	BSW CAL. %	API 60 °F	API SECO	PRES. INYECC.	BLS. INY.	GAS	GOR	HZ/GPM	AMP/VRF	V VOLTS.	PRES. INTK.
1	04-may-09	BH	HS	500	40	426	242	184	10,0	43,20	26,5	26,7	3950	1440	3,00	12	JET	FULL		
2	04-may-09	BH	HS	350	55	135	133	2	0,3	1,50	27,7	27,9	3850	1154	3,10	23	JET	FULL		
3	11-may-09	BH	HS	250	36	153	139	14	1,1	9,15	26,2	26,4	3600	1385	2,13	15	JET	FULL		
5																				
6	14-may-09	BH	HS	450	35	154	152	2	0,2	1,30	26,5	26,6	3900	1130	5,43	36	JET	FULL		
7	22-mar-09	BH	U	250			0	0			26,7	26,8	3750	1145			JET	FULL		
8	08-may-09	BH	T	300	50	169	160	9	0,80	5,33	26,3	26,5	3250	1062	5,48	34	JET	FULL		
9																				
10	06-may-09																			
11	13-may-09	BES	HI	2000	55	780	764	16	2,0	2,0	26,8	27,0	BES	BES	18,45	24	58,5	108	393	1564,1
12	09-may-09	BH	HS	400	32	38	26	12	0,9	31,58	25,4	25,7	3850	1460	3,56	137	JET	FULL		
13																				
17																				
18	12-may-09	BH	T INF		54	73	62	11	1,0	15,07	27,3	27,4	3550	1365	5,07	82	JET	FULL		
19	14-may-09	BES	HI	1100	55	582	577	5	0,9	0,90	27,0	27,1	BES	BES	5,12	9	58,5	17	449	392,6
20																				

21																				
22																				

23	03-may-09	BES	HS	220	45	276	270	6	2,0	2,0	26,9	27,0	BES	BES	4,39	16	54,0	38	421	450
						2786	2525	261						10141	55,73	39				
HUA-01	20-abr-09	BH	U	350	12	69	68	1	1,0	1,0	23,7	23,8	2750	1036	N/D	N/D	55,4	179,2	410,8	
HUA-02	05-may-09	BES	U	1000	5	152	151	1	0,8	0,8	22,6	22,7	BES	BES	N/D	N/D	53,0	35	389	354
HUA-03																				
						221	219	2												
BIG-01	16-abr-09	BH	UI	300	45	208	196	12	0,80	5,77	23,6	25,2	3900	1400	5,80	30	JET	FULL		
BIG-02	13-dic-08	BH	U	150	56		0	0	0,40	8,00	23,9	24,4	3850		0,00	0	JET	FULL		
						208	196	12						1400	5,80					

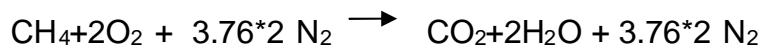
PRODUC. DE GAS		GENER. A GAS		GAS A TEA Y CALENT
CAMPO	MFT3/D	CONSUMO-MPCD		
MDC	1790	339	1630	1451
PAR +BIG	71,50	31,46	119	40,04

**ANEXO M**  
**DETERMINACIÓN DE LA TEMPERATURA ADIABÁTICA DE**  
**LLAMA**

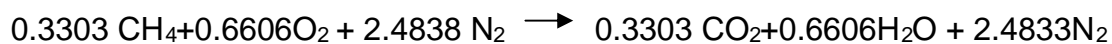
Los porcentajes de cada componente se extrajeron del ANEXO E - "CROMATOGRAFÍA DEL GAS", que detalla el porcentaje en moles de cada uno de acuerdo a la cromatografía del gas. Se tomaron los componentes de mayor influencia en la combustión y por lo tanto en la temperatura adiabática de llama.

#### ▪ **Combustión del Metano**

Ecuación de combustión:

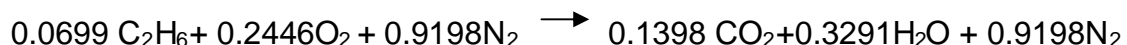
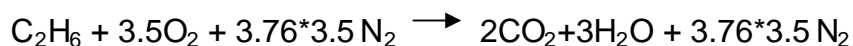


NOTA: El análisis molar normal aceptado del aire es 1 mol de Oxígeno a 3.76 moles de Nitrógeno. Es por esto que en la ecuación normal de la combustión se usó esta relación ya que se quema con aire y no con Oxígeno puro. El combustible solo reacciona con el Oxígeno y no con el Nitrógeno (el otro componente del aire). Por lo tanto el nitrógeno pasará íntegramente a los productos de combustión sin reaccionar<sup>74</sup>. Esta nota se aplica para todas las ecuaciones de combustión planteadas a continuación.



#### ▪ **Combustión del Etano**

Ecuación de combustión:



---

<sup>74</sup> Rolle, C.K. Termodinámica. 6ta. ed. 2006. p 497

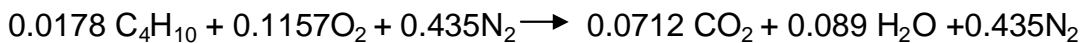
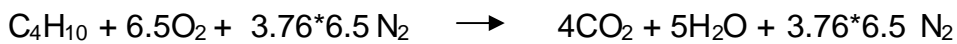
▪ **Combustión del Propano**

Ecuación de combustión:



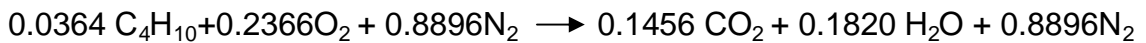
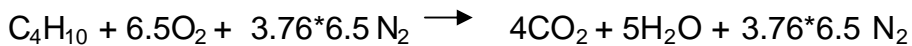
▪ **Combustión del Iso-butano**

Ecuación de combustión:



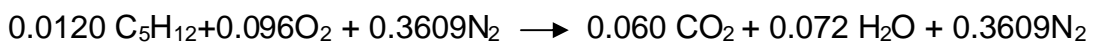
▪ **Combustión del N-butano**

Ecuación de combustión:



▪ **Combustión del Isopentano**

Ecuación de combustión:

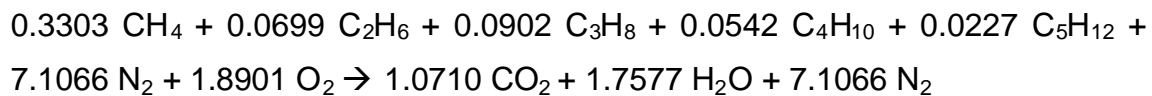
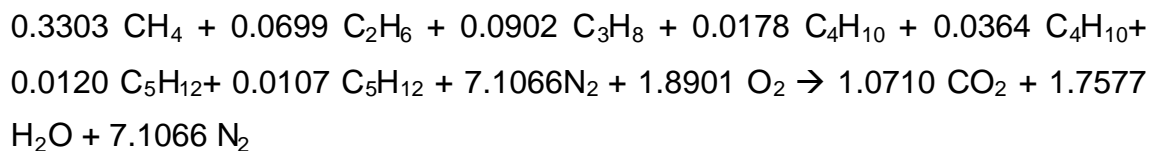


▪ **Combustión N-pentano**

Ecuación de combustión:



**Ecuación total de la combustión:**



**Temperatura de flama adiabática:**

Suponiendo que se trata de un proceso de combustión de flujo estable, que no existen interacciones de trabajo y que el aire y los gases de combustión son gases ideales. La relación de la temperatura de flama adiabática  $H_{\text{prod}} = H_{\text{react}}$  se reduce a:

$$\sum N_p (\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_p = \sum N_r \bar{h}_{f,r}^\circ$$

Donde

$N_p$	Número de moles del producto
$N_r$	Número de moles del reactivo



$h_f^\circ$	Entalpía de formación en estado de referencia estándar (25°C y 1 atm)
$h$	Entalpía sensible en estado especificado
$h^\circ$	Entalpía sensible en estado de referencia estándar (25°C y 1 atm)

$$\begin{aligned}
& (1.0710 \text{ kmol CO}_2) [(-393520 + \bar{h}_{\text{CO}_2} - 9364) \text{ kJ/kmol CO}_2] + \\
& (1.7577 \text{ kmol H}_2\text{O}) [(-241820 + \bar{h}_{\text{H}_2\text{O}} - 9904) \text{ kJ/kmol H}_2\text{O}] + \\
& (7.1066 \text{ kmol N}_2) [(0 + \bar{h}_{\text{N}_2} - 8669) \text{ kJ/kmol N}_2] \\
& = (0.3303 \text{ kmol CH}_4) (-74850 \text{ kJ/kmol CH}_4) + (0.0699 \text{ kmol C}_2\text{H}_6) (-84680 \text{ kJ/kmol C}_2\text{H}_6) \\
& + (0.0902 \text{ kmol C}_3\text{H}_8) (-103850 \text{ kJ/kmol C}_3\text{H}_8) + (0.0542 \text{ kmol C}_4\text{H}_{10}) (-126150 \text{ kJ/kmol C}_4\text{H}_{10}) \\
& + (0.0227 \text{ kmol C}_5\text{H}_{12}) (-146229 \text{ kJ/kmol C}_5\text{H}_{12})
\end{aligned}$$

$$1.0710 \bar{h}_{\text{CO}_2} + 1.7577 \bar{h}_{\text{H}_2\text{O}} + 7.1066 \bar{h}_{\text{N}_2} = 857445.13$$

Aparentemente esta es una ecuación de 3 incógnitas sin embargo la incógnita real es la temperatura de los productos ya que las entalpías dependen de la temperatura a la que se hallen todos los gases productos de la combustión.

Para determinar la temperatura adiabática de llama se realizó un ensayo prueba y error, con una primera aproximación dividiendo el lado derecho de la ecuación para el número total de moles de los productos.<sup>75</sup>

$$\frac{857445.13}{1.0710 + 1.7577 + 7.1066} = 86302.88 \text{ kJ}$$

Usando la Tabla A.18<sup>76</sup> del libro de Cengel se obtiene con el valor anterior una primera aproximación de la temperatura del Nitrógeno. Esto debido a que el Nitrógeno es el componente que contribuye con la gran mayoría de moles en la ecuación.

<sup>75</sup> CENGEL, Termodinámica, 4ta. ed., p 701

<sup>76</sup> CENGEL, Termodinámica, 4ta. ed., p 749

Taprox1=2590 K

Como el Nitrógeno no es el único gas presente la temperatura <sup>77</sup>deberá ser menor por lo que se inició la aproximación con un Taprox2=2400 K

A esta temperatura se obtuvieron las entalpías de los otros compuestos de la ecuación y se verificó la igualdad:

$$1.0710(125152kJ / kmol) + 1.7577(103508kJ / kmol) + 7.1066(79320kJ / kmol) = 857445.13$$
$$879669.31 \neq 857445.13$$

En vista de que este resultado fue mayor, la temperatura en la segunda aproximación se bajó a 2350 K y se repitió el procedimiento.

$$1.0710(122091kJ / kmol) + 1.7577(100846kJ / kmol) + 7.1066(77496kJ / kmol) = 857445.13$$
$$858749.55 \neq 857445.13$$

La diferencia entre los valores anteriores es menor al 1%, se asumió el valor de 2350 K como la Temperatura adiabática de llama.

---

<sup>77</sup> INCROPERA, Fundamentos de transferencia de calor, 4ta ed., p. 8

**ANEXO N**  
**PROPIEDADES DEL ACERO AISI 310**

<b>PALMEXICO</b>	310
AISI, ASTM, NMX.	310
UNS	S31000

Análisis químico según Norma Nacional NMX B-83 (% en peso):

<b>C</b>	<b>Si máx.</b>	<b>Mn máx.</b>	<b>P máx.</b>	<b>S máx.</b>	<b>Cr</b>	<b>Ni</b>
0.25	1.50	2.00	0.45	0.030	24.00-26.00	19.00-22.00

**Tipo:** Austenítico resistente al calor.

**Formas y Acabados:** Barra redonda, cuadrada, solera y hexagonal; lámina y placa; tubo y piezas forjadas.

**Características:** Excelente resistencia a la corrosión a temperaturas altas. Buena resistencia a la oxidación en servicio intermitente hasta 1036° C (1900° F) y hasta 1150° C (2100° F) en servicio continuo. Soldabilidad de buenas características, adecuadas a todos los métodos; utilizar electrodos tipo 310 S. Poco maquinable; 45% del acero 1212, se recomiendan velocidades de 40 a 85 pies de superficie / min.

**Aplicaciones:** Se utiliza ampliamente donde hay atmósferas de dióxido de azufre a temperaturas elevadas; donde hay vapores de ácido nítrico a temperatura ambiente y nitratos fundidos hasta 426° C (800° F).

**Tratamientos Térmicos recomendados (valores en ° C):**

FORJADO	RECOCIDO		DUREZA BRINELL BARRAS RECOCIDAS (1)	TEMPLE
	TEMPERATURA	MEDIO DE ENF.		
1095-1200 No forjar abajo de 950° C enfriar rápidamente	1040-1150	enfriar rápidamente hasta temperatura ambiente	185	Endurecible solo por trabajo mecánico

**Propiedades mecánicas típicas según NMX B - 83, de barras en estado recocido:**

RESISTENCIA A LA TRACCIÓN			LÍMITE DE FLUENCIA			ALARGAMIENTO EN 2" %	REDUCCIÓN DE ÁREA %	RELACIÓN DE MAQUINABILIDAD 1212 EF = 100%
MPa	(kgf/mm <sup>2</sup> )	[ Ksi ]	MPa	(kgf/mm <sup>2</sup> )	[ Ksi ]			
510	( 52 )	[ 74 ]	206	( 21 )	[ 30 ]	40	50	45

**ANEXO O**  
**RESULTADOS DE LAS ITERACIONES DEL DISEÑO TÉRMICO**  
**REAL**

<b>Intercambiador de 2 Tubos de fuego 24"</b>		
	Valor	Unidad
DMLT	489,6	K
Caudal de agua	8875	bbl/dia
Caudal de gas	70000	ft3/dia
Velocidad de agua por vessel	0,018	ft/s
Coeficiente de convección externa	6,88	BTU/ft <sup>2</sup> *Δ°F*hr
Coeficiente de convección interna	3,96	BTU/ft <sup>2</sup> *Δ°F*hr
Conducción	0,002775	hr*ft <sup>2</sup> *Δ°F/BTU
Coeficiente de radiación	33,2	BTU/hr*ft <sup>2</sup> *R
Coef. Global de transfer. De calor (U)	5,56	BTU/hr*ft <sup>2</sup> *Δ°F
Area transferencia de calor	55	m2
Calor neto a entregar	2923000	BTU/hr

<b>Intercambiador de 2 Tubos de fuego 18"</b>		
	Valor	Unidad
DMLT	489,6	K
Caudal de agua	8875	bbl/dia
Caudal de gas	70000	ft3/dia
Velocidad de agua por vessel	0,026	ft/s
Coeficiente de convección externa	12,06	BTU/ft <sup>2</sup> *Δ°F*hr
Coeficiente de convección interna	4,038	BTU/ft <sup>2</sup> *Δ°F*hr
Conducción	0,002313	hr*ft <sup>2</sup> *Δ°F/BTU
Coeficiente de radiación	33,2	BTU/hr*ft <sup>2</sup> *R
Coef. Global de transfer. De calor (U)	8,388	BTU/hr*ft <sup>2</sup> *Δ°F
Area transferencia de calor	36,736	m2
Calor neto a entregar	2923000	BTU/hr

<b>Intercambiador de 1 Tubo de fuego 18"</b>		
	Valor	Unidad
DMLT	489,6	K
Caudal de agua	8875	bbl/dia
Caudal de gas	70000	ft3/dia
Velocidad de agua por vessel	0,022	ft/s
Coeficiente de convección externa	10,2	BTU/ft <sup>2</sup> *Δ°F*hr
Coeficiente de convección interna	6,7	BTU/ft <sup>2</sup> *Δ°F*hr
Conducción	0,002313	hr*ft <sup>2</sup> *Δ°F/BTU
Coeficiente de radiación	33,2	BTU/hr*ft <sup>2</sup> *R
Coef. Global de transfer. De calor (U)	7,5	BTU/hr*ft <sup>2</sup> *Δ°F
Area transferencia de calor	40,5	m2
Calor neto a entregar	2923000	BTU/hr

**ANEXO P**  
**RESISTENCIAS A LA INCRUSTACIÓN PARA EL AGUA**

**Fouling Resistances for Oil Refinery Streams - continued**

Catalytic Hydro Desulfurizer:	
Charge	0.004-0.005
Effluent	0.002
H.T. Sep. Overhead	0.002
Stripper Charge	0.003
Liquid Products	0.002
HF Alky Unit:	
Alkylate, Deprop. Bottoms, Main Fract. Overhead Main Fract. Feed	0.003
All Other Process Streams	0.002

**Fouling Resistances For Water**

Temperature Of Heating Medium	Up To 240 ° F		240 to 400 ° F	
	125 ° F		Over 125 ° F	
Temperature Of Water	Water Velocity Ft/Sec		Water Velocity Ft/Sec	
	3 and Less	Over 3	3 and Less	Over 3
Sea Water	0.0005	0.0005	0.001	0.001
Brackish Water	0.002	0.001	0.003	0.002
Cooling Tower And Artificial Spray Pond:				
Treated Make Up	0.001	0.001	0.002	0.002
Untreated	0.003	0.003	0.005	0.004
City Or Well Water	0.001	0.001	0.002	0.002
River Water:				
Minimum	0.002	0.001	0.003	0.002
Average	0.003	0.002	0.004	0.003
Muddy Or Silty	0.003	0.002	0.004	0.003
Hard (Over 15 Grains/Gal.)	0.003	0.003	0.005	0.005
Engine Jacket	0.001	0.001	0.001	0.001
Distilled Or Closed Cycle				
Condensate	0.0005	0.0005	0.0005	0.0005
Treated Boiler Feedwater	0.001	0.0005	0.001	0.001
Boiler Blowdown	0.002	0.002	0.002	0.002

If the heating medium temperature is over 400 ° F and the cooling medium is known to scale, these ratings should be modified accordingly.



**ANEXO Q**  
**RESISTENCIA TÉRMICA PARA PROCESOS CON GAS**  
**NATURAL O GASOLINA**

**Fouling Resistances For Chemical Processing Streams**

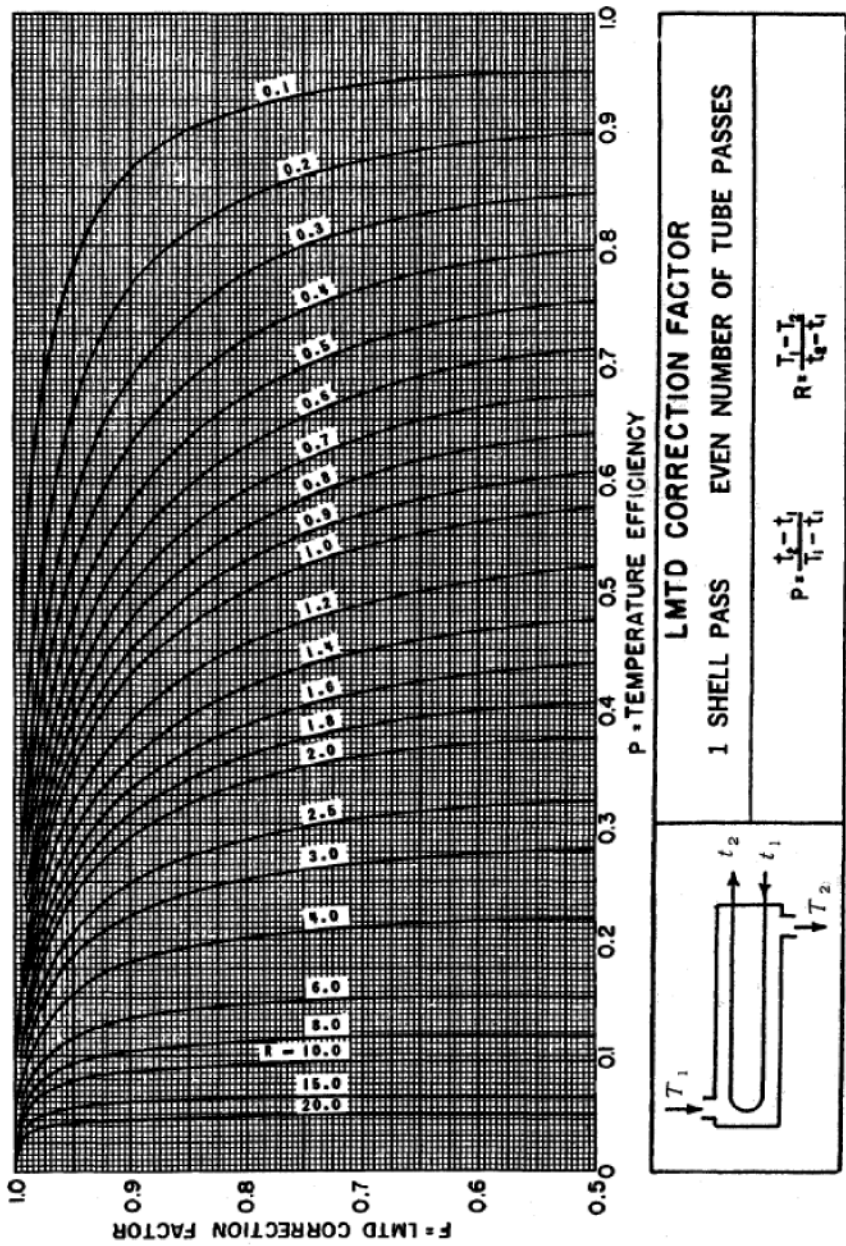
Gases And Vapors:	
Acid Gases	0.002-0.003
Solvent Vapors	0.001
Stable Overhead Products	0.001
Liquids:	
MEA And DEA Solutions	0.002
DEG And TEG Solutions	0.002
Stable Side Draw And Bottom Product	0.001-0.002
Caustic Solutions	0.002
Vegetable Oils	0.003

**Fouling Resistances For Natural Gas-Gasoline Processing Streams**

Gases And Vapors:	
Natural Gas	0.001-0.002
Overhead Products	0.001-0.002
Liquids:	
Lean Oil	0.002
Rich Oil	0.001-0.002
Natural Gasoline And Liquified Petroleum Gases	0.001-0.002

**ANEXO R**  
**FACTOR DE CORRECCIÓN PARA EL DMLT**

FIGURE T-3.2A



**ANEXO S**  
**EXTRACTO INFORME COMPRESS**

## CUADRO DE BOQUILLAS DEL RECIPIENTE

Nozzle mark	Service	Size	Materials								
			Nozzle	Impact	Norm	Fine Grain	Pad	Impact	Norm	Fine Grain	Flange
<a href="#">N1</a>	Desague	3" Sch 0,250	SA-105	No	No	No	N/A	N/A	N/A	N/A	WN A105 150#
<a href="#">N2</a>	Salida de Agua	3" Sch 0,250	SA-105	No	No	No	N/A	N/A	N/A	N/A	WN A105 150#
<a href="#">N3</a>	Entrada de Agua	3" Sch 0,250	SA-105	No	No	No	N/A	N/A	N/A	N/A	WN A105 150#
<a href="#">N4</a>	Boquilla de Revisión Superior 1	8" Sch 20	SA-105	No	No	No	SA-516 70	No	No	No	WN A105 150#
<a href="#">N5</a>	Boquilla de Revisión Lateral 2	8" Sch 20	SA-105	No	No	No	SA-516 70	No	No	No	WN A105 150#
<a href="#">N6</a>	Boquilla de Revisión Lateral 1	8" Sch 20	SA-105	No	No	No	SA-516 70	No	No	No	WN A105 150#
<a href="#">N7</a>	Boquilla de Revisión Superior 2	8" Sch 20	SA-105	No	No	No	SA-516 70	No	No	No	WN A105 150#
<a href="#">N8</a>	Boquilla de Revisión Mayor	14" Sch 10	SA-105	No	No	No	SA-516 70	No	No	No	WN A105 150#

Nozzle mark	OD (in)	$t_n$ (in)	Req $t_n$ (in)	$A_1?$	$A_2?$	Shell			Reinforcement Pad		Corr (in)	$A_a/A_r$ (%)
						Nom t (in)	Design t (in)	User t (in)	Width (in)	$t_{pad}$ (in)		
<a href="#">N1</a>	3,50	0,2500	0,2499	Yes	Yes	0,2500	N/A		N/A	N/A	0,0625	Exempt
<a href="#">N2</a>	3,50	0,2500	0,2499	Yes	Yes	0,2500	N/A		N/A	N/A	0,0625	Exempt
<a href="#">N3</a>	3,50	0,2500	0,2499	Yes	Yes	0,2500	N/A		N/A	N/A	0,0625	Exempt
<a href="#">N4</a>	8,63	0,2500	0,2500	Yes	Yes	0,2500	0,2116		2,0000	0,2500	0,0625	100,0
<a href="#">N5</a>	8,63	0,2500	0,2500	Yes	Yes	0,2500	0,2116		2,0000	0,2500	0,0625	100,0
<a href="#">N6</a>	8,63	0,2500	0,2500	Yes	Yes	0,2500	0,2116		2,0000	0,2500	0,0625	100,0
<a href="#">N7</a>	8,63	0,2500	0,2500	Yes	Yes	0,2500	0,2116		2,0000	0,2500	0,0625	100,0
<a href="#">N8</a>	14,00	0,2500	0,2496	Yes	Yes	0,2500	0,1951		3,0000	0,2500	0,0625	100,0

$t_n$ : Nozzle thickness

Req  $t_n$ : Nozzle thickness required per UG-45/UG-16

Nom t: Vessel wall thickness

Design t: Required vessel wall thickness due to pressure + corrosion allowance per UG-37

User t: Local vessel wall thickness (near opening)

$A_a$ : Area available per UG-37, governing condition

$A_r$ : Area required per UG-37, governing condition

Corr: Corrosion allowance on nozzle wall

## CUADRO DE PRESIONES DEL RECIPIENTE

Identifier	P Design (psi)	T Design (°F)	MAWP (psi)	MAP (psi)	MDMT Rating		Total Corrosion Allowance (in)	Impact Test
					MDMT (°F)	Exemption		
<a href="#">Cabeza Torisférica Inicial</a>	65,0	140,0	78,71	135,14	-55,0	Note 1	0,125	No
<a href="#">Straight Flange on Cabeza Torisférica Inicial</a>	65,0	140,0	99,46	170,36	-53,8	Note 2	0,125	No
<a href="#">Cilindro 3 coraza</a>	65,0	140,0	65,50	136,43	-20,7	Note 3	0,125	No
<a href="#">Cilindro 2 coraza</a>	65,0	140,0	65,50	136,43	-20,7	Note 3	0,125	No
<a href="#">Cilindro 1 coraza</a>	65,0	140,0	65,50	136,43	-20,7	Note 3	0,125	No
<a href="#">Straight Flange on Cabeza Torisférica Fondo</a>	65,0	140,0	99,46	170,36	-53,8	Note 2	0,125	No
<a href="#">Cabeza Torisférica Fondo</a>	65,0	140,0	78,71	135,14	-55,0	Note 1	0,125	No
<a href="#">Sillas de Asentamiento</a>	65,0	140,0	65,00	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A
<a href="#">Desague (N1)</a>	65,0	140,0	65,45	136,40	-20,7	Note 4	0,063	No
<a href="#">Salida de Agua (N2)</a>	65,0	140,0	65,45	136,40	-20,7	Note 4	0,063	No
<a href="#">Entrada de Agua (N3)</a>	65,0	140,0	65,45	136,40	-20,7	Note 4	0,063	No
<a href="#">Boquilla de Revisión Superior 1 (N4)</a>	65,0	140,0	68,11	115,56	-24,6	Nozzle Note 5; Pad note 6	0,063	No
<a href="#">Boquilla de Revisión Lateral 2 (N5)</a>	65,0	140,0	66,82	115,56	-22,7	Nozzle Note 7; Pad note 8	0,063	No
<a href="#">Boquilla de Revisión Lateral 1 (N6)</a>	65,0	140,0	66,82	115,56	-22,7	Nozzle Note 7; Pad note 8	0,063	No
<a href="#">Boquilla de Revisión Superior 2 (N7)</a>	65,0	140,0	68,11	115,56	-24,6	Nozzle Note 5; Pad note 6	0,063	No
<a href="#">Boquilla de Revisión Mayor (N8)</a>	65,0	140,0	66,59	106,54	-22,7	Nozzle Note 7; Pad note 8	0,063	No

### Notes for MDMT Rating:

Note #	Exemption	Details
1.	Material impact test exemption temperature from Fig UCS-66 Curve B = -20 °F Fig UCS-66.1 MDMT reduction = 49,7 °F, (coincident ratio = 0,5422466) Rated MDMT is governed by UCS-66(b)(2)	UCS-66 governing thickness = 0,3125 in
2.	Material impact test exemption temperature from Fig UCS-66 Curve B = -20 °F Fig UCS-66.1 MDMT reduction = 33,8 °F, (coincident ratio = 0,6617355)	UCS-66 governing thickness = 0,3125 in
3.	Material impact test exemption temperature from Fig UCS-66 Curve B = -20 °F Fig UCS-66.1 MDMT reduction = 0,7 °F, (coincident ratio = 0,9926032)	UCS-66 governing thickness = 0,25 in
4.	Nozzle impact test exemption temperature from Fig UCS-66 Curve B = -20 °F Fig UCS-66.1 MDMT reduction = 0,7 °F, (coincident ratio = 0,99264)	UCS-66 governing thickness = 0,25 in.
5.	Nozzle impact test exemption temperature from Fig UCS-66 Curve B = -20 °F Fig UCS-66.1 MDMT reduction = 4,6 °F, (coincident ratio = 0,95408)	UCS-66 governing thickness = 0,25 in.
6.	Pad impact test exemption temperature from Fig UCS-66 Curve B = -20 °F Fig UCS-66.1 MDMT reduction = 4,6 °F, (coincident ratio = 0,95408)	UCS-66 governing thickness = 0,25 in.
7.	Nozzle impact test exemption temperature from Fig UCS-66 Curve B = -20 °F Fig UCS-66.1 MDMT reduction = 2,7 °F, (coincident ratio = 0,97312)	UCS-66 governing thickness = 0,25 in.
8.	Pad impact test exemption temperature from Fig UCS-66 Curve B = -20 °F Fig UCS-66.1 MDMT reduction = 2,7 °F, (coincident ratio = 0,97312)	UCS-66 governing thickness = 0,25 in.

## CUADRO DE ESPESORES DEL RECIPIENTE

Component Identifier	Material	Diameter (in)	Length (in)	Nominal t (in)	Design t (in)	Joint E	Load
<a href="#">Cabeza Toriesférica Inicial</a>	SA-516 70	73,00 ID	15,75	0,3125*	0,2809	1,0000	Internal
<a href="#">Straight Flange on Cabeza Toriesférica Inicial</a>	SA-516 70	73,00 ID	2,00	0,3125	0,2491	1,0000	Internal
<a href="#">Cilindro 3 coraza</a>	SA-516 70	73,00 ID	57,00	0,2500	0,2491	1,0000	Internal
<a href="#">Cilindro 2 coraza</a>	SA-516 70	73,00 ID	96,00	0,2500	0,2491	1,0000	Internal
<a href="#">Cilindro 1 coraza</a>	SA-516 70	73,00 ID	96,00	0,2500	0,2491	1,0000	Internal
<a href="#">Straight Flange on Cabeza Toriesférica Fondo</a>	SA-516 70	73,00 ID	2,00	0,3125	0,2491	1,0000	Internal
<a href="#">Cabeza Toriesférica Fondo</a>	SA-516 70	73,00 ID	15,75	0,3125*	0,2809	1,0000	Internal

## CUADROS DE PESOS DEL RECIPIENTE

Component	Weight ( lb ) Contributed by Vessel Elements						
	Metal New*	Metal Corroded*	Insulation & Supports	Lining	Piping + Liquid	Operating Liquid	Test Liquid
<a href="#">Cabeza Toriesférica Inicial</a>	510,85	309,79	0,00	0,00	0,00	1.762,34	1.723,72
<a href="#">Cilindro 3 coraza</a>	923,21	462,40	0,00	0,00	0,00	8.660,22	8.616,15
<a href="#">Cilindro 2 coraza</a>	1.547,96	775,31	0,00	0,00	0,00	14.658,94	14.512,62
<a href="#">Cilindro 1 coraza</a>	1.553,36	778,01	0,00	0,00	0,00	14.621,30	14.512,86
<a href="#">Cabeza Toriesférica Fondo</a>	510,85	309,79	0,00	0,00	0,00	1.762,34	1.723,72
<a href="#">Sillas de Asentamiento</a>	1.354,00	1.354,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
<b>TOTAL:</b>	<b>6.400,22</b>	<b>3.989,30</b>	<b>0,00</b>	<b>0,00</b>	<b>0,00</b>	<b>41.465,13</b>	<b>41.089,07</b>

\* Shells with attached nozzles have weight reduced by material cut out for opening.

Component	Weight ( lb ) Contributed by Attachments							
	Body Flanges		Nozzles & Flanges		Packed Beds	Trays & Supports	Rings & Clips	Vertical Loads
	New	Corroded	New	Corroded				
<a href="#">Cabeza Toriesférica Inicial</a>	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
<a href="#">Cilindro 3 coraza</a>	0,00	0,00	109,94	107,96	0,00	0,00	72,68	0,00
<a href="#">Cilindro 2 coraza</a>	0,00	0,00	379,60	376,54	0,00	194,39	0,00	3.000,00
<a href="#">Cilindro 1 coraza</a>	0,00	0,00	219,89	215,91	0,00	97,20	72,68	1.500,00
<a href="#">Cabeza Toriesférica Fondo</a>	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
<b>TOTAL:</b>	<b>0,00</b>	<b>0,00</b>	<b>709,42</b>	<b>700,41</b>	<b>0,00</b>	<b>291,59</b>	<b>145,36</b>	<b>4.500,00</b>



Vessel operating weight, Corroded: 51.092 lb  
 Vessel operating weight, New: 53.512 lb  
 Vessel empty weight, Corroded: 9.627 lb  
 Vessel empty weight, New: 12.047 lb  
 Vessel test weight, New: 53.136 lb

**Vessel center of gravity location (from datum)**

Vessel Lift Weight, New: 12.047 lb  
 Center of Gravity: 125,08"

**Vessel Capacity**

Vessel Capacity\*\* (New): 4.925 US gal  
 Vessel Capacity\*\* (Corroded): 4.965 US gal

\*\*The vessel capacity does not include volume of nozzle, piping or other attachments.

**CUADRO DE PRUEBA HIDROSTÁTICA DEL RECIPIENTE**

Identifier	Local test pressure psi	Test liquid static head psi	UG-99 stress ratio	UG-99 pressure factor	Stress during test psi	Allowable test stress psi	Stress excessive?
Cabeza Toriesférica Inicial (1)	87,361	2,861	1,0000	1,30	8.387	34.200	No
Straight Flange on Cabeza Toriesférica Inicial	87,361	2,861	1,0000	1,30	10.247	34.200	No
Cilindro 3 coraza	87,361	2,861	1,0000	1,30	12.798	34.200	No
Cilindro 2 coraza	87,361	2,861	1,0000	1,30	12.798	34.200	No
Cilindro 1 coraza	87,361	2,861	1,0000	1,30	12.798	34.200	No
Straight Flange on Cabeza Toriesférica Fondo	87,361	2,861	1,0000	1,30	10.247	34.200	No
Cabeza Toriesférica Fondo	87,361	2,861	1,0000	1,30	8.387	34.200	No
Boquilla de Revisión Lateral 1 (N6)	86,190	1,690	1,0000	1,30	15.773	48.600	No
Boquilla de Revisión Lateral 2 (N5)	86,190	1,690	1,0000	1,30	15.773	48.600	No
Boquilla de Revisión Mayor (N8)	86,287	1,787	1,0000	1,30	23.750	48.600	No
Boquilla de Revisión Superior 1 (N4)	84,717	0,217	1,0000	1,30	15.503	48.600	No
Boquilla de Revisión Superior 2 (N7)	84,717	0,217	1,0000	1,30	15.503	48.600	No
Desague (N1)	87,586	3,086	1,0000	1,30	19.634	48.600	No
Entrada de Agua (N3)	87,586	3,086	1,0000	1,30	19.634	48.600	No
Salida de Agua (N2)	87,586	3,086	1,0000	1,30	19.634	48.600	No

**ANEXO T**  
**CÁLCULO DE ÁREA TOTAL DE LA SECCIÓN TRANSVERSAL**  
**REQUERIDA PARA PERNOS DE BRIDA OBROUND**

En general el diseño de una brida especial por su geometría está gobernado por una de las siguientes condiciones:

- Fuerza de asentamiento del empaque,  $Wm2$
- Fuerza final hidrostática,  $H$ .

Para diseño de bridas trabajando a altas presiones, la fuerza final hidrostática deberá ser tomada en cuenta y en bridas con presiones de diseño bajas, el diseño dependerá de la fuerza total hidrostática.

En el diseño de la brida obround del sistema de calentamiento, la presión de diseño es relativamente baja por lo que la fuerza de asentamiento del empaque fue mandatoria en el cálculo que se presenta en este anexo. Además se comprueba en el mismo que la fuerza hidrostática es mucho menor a la anterior mencionada.

El área total de la sección transversal requerida para pernos,  $A_m$ , mencionado en el capítulo 6 sección 6.2.1.3.3 se determina con la ecuación siguiente.

$$A_m = W_m / S_a \quad (\text{ec. AT.1})$$

Donde

$W_m$	Es el mayor valor entre $W_{m1}$ y $W_{m2}$
$S_a$	Esfuerzo de fluencia mínimo para el material del perno
$W_{m1}$	Carga requerida en pernos debido a la operación.
$W_{m2}$	Carga requerida en pernos debido a la fuerza de asentamiento del empaque

▪ **Fuerza Final Hidrostática**

$$W_{m1} := H + H_p \quad (\text{ec. AT.2})$$

Donde

$H$	Fuerza hidrostática final (lb)
$H_p$	Carga total de compresión en la superficie de contacto (lb)

$$H := \frac{G^2 \pi \cdot Pd}{4}$$

(ec. AT.3)

$$G = 0.81 \text{ m}$$

$$H = 2.402 \times 10^5 \cdot \text{N}$$

Donde

G                    Diámetro equivalente tomado donde el empaque ejerce su fuerza de reacción.

Pd                    Presión de diseño (psi)

$$H_p := 2\pi \cdot G \cdot b \cdot m_2 \cdot Pd$$

$$H_p = 5.899 \times 10^4 \text{ N}$$

$$H_p = 1.326 \times 10^4 \cdot \text{lbf}$$

Donde

b                    Ancho efectivo del empaque

m<sub>2</sub>                    Factor de empaque (Tabla 2-5.1 del apéndice 2 de la sección VIII div 1 del código ASME)

$$b := 0.2795 \text{ in}$$

$$m_2 := 3.5$$

Por lo tanto de la ecuación AT.2 se tiene que:

$$W_{m1} := H + H_p$$

$$W_{m1} = 2.992 \times 10^5 \text{ N}$$

▪ **Carga Inicial Mínima para Asentamiento**

$$W_{m2} := \pi \cdot b \cdot G \cdot y \quad (\text{ec. AT.4})$$

Donde

$y$  Carga de asentamiento del empaque por ASME, psi

Los valores de ancho efectivo del empaque ( $b$ ), factor de empaque ( $m_2$ ) y carga de asentamiento del empaque ( $y$ ) fueron obtenidos de la tabla 2-5.1 del apéndice 2 de la sección VIII div1. Esta tabla se muestra en el ANEXO U - "MATERIALES DE EMPAQUES Y SUPERFICIES DE CONTACTO" y el empaque escogido es un metálico corrugado insertado asbestos, se eligió el de acero inoxidable con aleaciones de níquel.

De la ecuación AT.4 se determinó que:

$$W_{m2} = 8.091 \times 10^5 \text{ N}$$

Por lo tanto siendo que  $W_{m2} > W_{m1}$  la ecuación AT.1 se deriva en la ecuación AT.5 y su valor es usado en el capítulo 6 para determinar el diámetro de los elementos de sujeción de la brida obround.

$$A_m := \frac{W_{m2}}{S_a} \quad (\text{ec. AT.5})$$

$$A_m = 3.26 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$A_m = 5.053 \text{ in}^2$$

**ANEXO U**  
**MATERIALES DE EMPAQUES Y SUPERFICIES DE CONTACTO**

TABLE 2-5.1  
GASKET MATERIALS AND CONTACT FACINGS<sup>1</sup>  
Gasket Factors *m* for Operating Conditions and Minimum Design Seating Stress *y*

Gasket Material	Gasket Factor <i>m</i>	Min. Design Seating Stress <i>y</i> , psi (MPa)	Sketches	Facing Sketch and Column in Table 2-5.2
Self-energizing types (o rings, metallic, elastomer, other gasket types considered as self-sealing)	0	0 (a)	...	...
Elastomers without fabric or high percent of asbestos fiber: Below 75A Shore Durometer	0.50	0 (a)		(1a),(1b),(1c),(1d), (4),(5); Column II
75A or higher Shore Durometer	1.00	200 (1.4)		
Asbestos with suitable binder for operating conditions: 1/8 in. (3.2 mm) thick	2.00	1,600 (11)		(1a),(1b),(1c),(1d), (4),(5); Column II
3/16 in. (1.6 mm) thick	2.75	3,700 (26)		
1/4 in. (6.4 mm) thick	3.50	6,500 (45)		
Elastomers with cotton fabric insertion	1.25	400 (2.8)		(1a),(1b),(1c),(1d), (4),(5); Column II
Elastomers with asbestos fabric insertion (with or without wire reinforcement):				
3-ply	2.25	2,200 (15)		(1a),(1b),(1c),(1d), (4),(5); Column II
2-ply	2.00	2,900 (20)		
1-ply	2.75	3,700 (26)		
Vegetable fiber	1.75	1,100 (7.6)		(1a),(1b),(1c),(1d), (4),(5); Column II
Spiral-wound metal, asbestos filled: Carbon	2.50	10,000 (69)		(1a),(1b); Column II
Stainless, Monel, and nickel-base alloys	3.00	10,000 (69)		
Corrugated metal, asbestos inserted, or corrugated metal, jacketed asbestos filled: Soft aluminum	2.50	2,900 (20)		(1a),(1b); Column II
Soft copper or brass	2.75	3,700 (26)		
Iron or soft steel	3.00	4,900 (31)		
Monel or 4%–6% chrome	3.25	5,500 (38)		
Stainless steels and nickel-base alloys	3.50	6,500 (45)		

TABLE 2-5.1  
GASKET MATERIALS AND CONTACT FACINGS<sup>1</sup> (CONT'D)  
Gasket Factors *m* for Operating Conditions and Minimum Design Seating Stress *y*

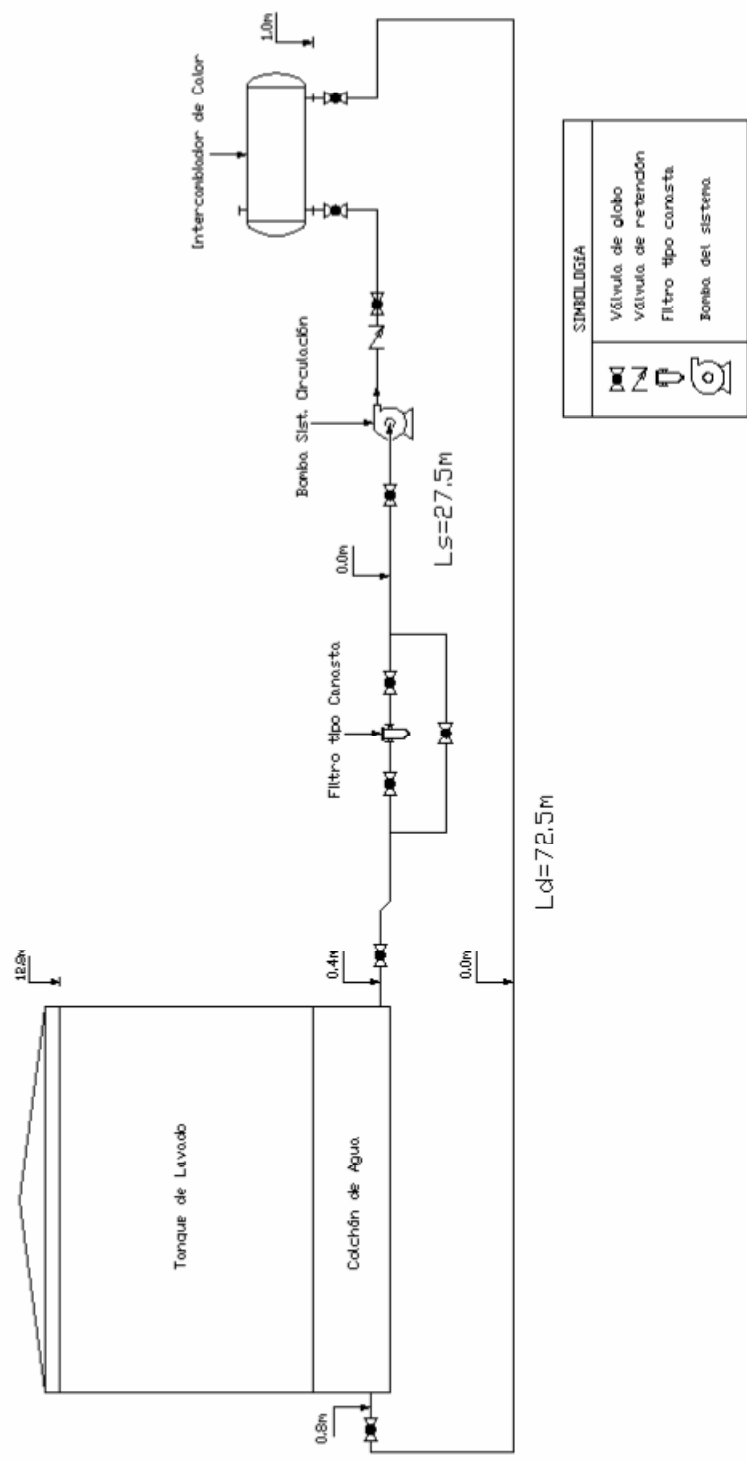
Gasket Material	Gasket Factor <i>m</i>	Min. Design Seating Stress <i>y</i> , psi (MPa)	Sketches	Facing Sketch and Column in Table 2-5.2
Corrugated metal: Soft aluminum	2.75	3,700 (26)		(1a),(1b),(1c),(1d), Column II
Soft copper or brass	3.00	4,900 (31)		
Iron or soft steel	3.25	5,500 (38)		
Monel or 4%–6% chrome	3.50	6,500 (45)		
Stainless steels and nickel-base alloys	3.75	7,600 (52)		
Flat metal, jacketed asbestos filled: Soft aluminum	3.25	5,500 (38)		(1a),(1b),(1c) <sup>2</sup> , (1d) <sup>2</sup> , (2) <sup>2</sup> , (5) <sup>2</sup> ; Column II
Soft copper or brass	3.50	6,500 (45)		
Iron or soft steel	3.75	7,600 (52)		
Monel	3.50	6,000 (40)		
4%–6% chrome	3.75	9,000 (62)		
Stainless steels and nickel-base alloys	3.75	9,000 (62)		
Grooved metal: Soft aluminum	3.25	5,500 (38)		(1a),(1b),(1c),(1d), (2),(5); Column II
Soft copper or brass	3.50	6,500 (45)		
Iron or soft metal	3.75	7,600 (52)		
Monel or 4%–6% chrome	3.75	9,000 (62)		
Stainless steels and nickel-base alloys	4.25	10,100 (70)		
Solid flat metal: Soft aluminum	4.00	8,000 (55)		(1a),(1b),(1c),(1d), (2),(5),(4),(5); Column I
Soft copper or brass	4.75	13,000 (90)		
Iron or soft steel	5.50	18,000 (127)		
Monel or 4%–6% chrome	6.00	21,000 (145)		
Stainless steels and nickel-base alloys	6.50	24,000 (167)		
Ring joint: Iron or soft steel	5.50	18,000 (127)		(6); Column I
Monel or 4%–6% chrome	6.00	21,000 (145)		
Stainless steels and nickel-base alloys	6.50	24,000 (167)		

NOTES:

- (1) This Table gives a list of many commonly used gasket materials and contact facings with suggested design values of *m* and *y* that have generally proved satisfactory in actual service when using effective gasket seating width  $\delta$  given in Table 2-5.2. The design values and other details given in this Table are suggested only and are not mandatory.
- (2) The surface of a gasket having a lap should not be against the rubbin.

**ANEXO V**  
**ESQUEMA DE SISTEMA DE CIRCULACIÓN**





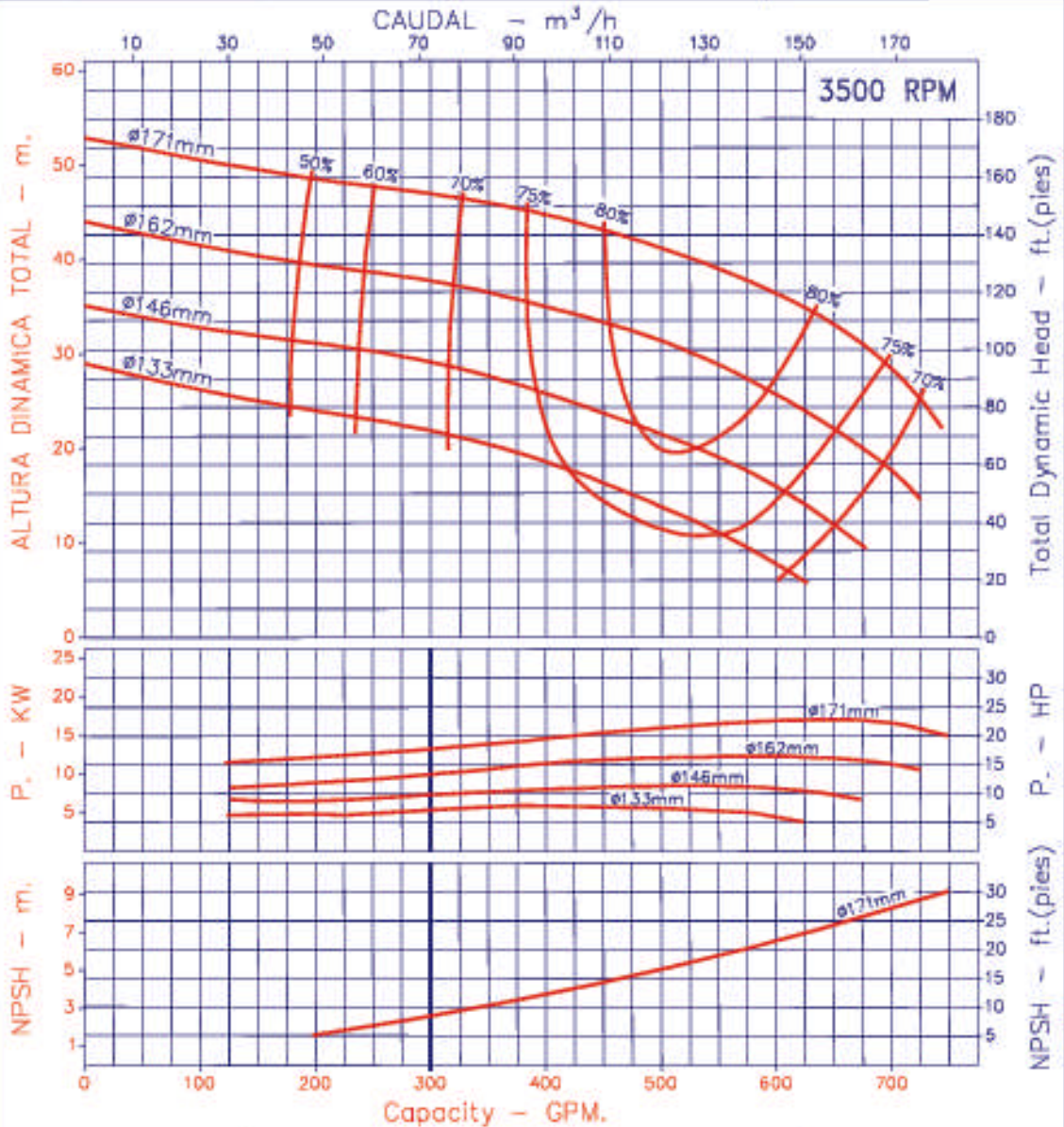
**ANEXO W**  
**CURVAS DE SELECCIÓN DE BOMBA CENTRÍFUGA Y**  
**DIMENSIONES**



## BOMBA CENTRIFUGA USO GENERAL "EUROLINEA" EJE LIBRE

Version: SM. - PE.  
 Ø Rotor: VARIABLE  
 Ø Max. Partículas: 20 mm.  
 Potencia: VARIABLE.

**MODELO:**  
10x16  
 CONEXION: BRIDAS ASA 125-150  
 Succión: 4"  
 Descarga: 4"



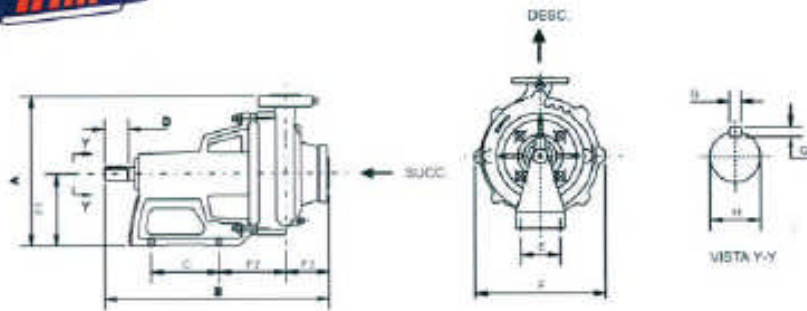
Código: **950290CU**  
 Reempl: \_\_\_\_\_  
 Fecha: **MAR-21-95**

**NOTAS:**  
 1. Densidad del agua a 4°C : 1 gr/cm<sup>3</sup>  
 2. Curvas desarrolladas a Nivel del Mar

Caudal Max.	gpm
Altura Max.	ft
Eficiencia Max.	%



# Eurolinea Eje Libre - Bare Shaft models



CENTRIFUGAS EUROLINEA EJE LIBRE			DIMENSIONES - DIMENSIONS L x W x H (mm)											
MODELO MODEL	Soportes Rut No	Dia x Sección	MODELOS EJE LIBRE - BARE SHAFT MODELS											PESO WEIGHT (kg)
			A	B	C	D	E	F	F1	F2	F3	G x G1	H	
3x16 SM	2	1,14"x2"	325	470	161	52	125	250	160		86	1,4"x1,4"	28,59 28,57	41
3x18 SM	2	1,14"x2,1/2"	335	490	161	52	125	250	160	140	85	1,4"x1,4"	28,59 28,57	48
3x20 SM	2	1,14"x2"	340	510	161	52	125	277	160	130	85	1,4"x1,4"	28,59 28,57	42
3x26 PE	2	1,14"x2"	385	4480	161	52	125	320	150	150	100	1,4"x1,4"	28,59 28,57	61
4x13 SM	2	1,1/2"x2,1/2"	335	480	161	52	125	242	160	130	82	1,4"x1,4"	28,59 28,57	50
4x26 SM(*)	3	1,1/2"x2,1/2"	425	600	210	77	175	335	200	150	128	1,4"x1,4"	31,77 31,75	77
4x31 PE	2	1,1/2"x2,1/2"	447	626	210	77	175	366	200	180	120	1,4"x1,4"	31,77 31,75	102
5x13 SM	2	2"x2"	335	500	161	52	125	297	160	145	107	1,4"x1,4"	28,59 28,57	41
5x20 SM	2	2"x2,1/2"	345	480	161	52	125	277	160	110	100	1,4"x1,4"	28,59 28,57	46
5x25 SM	2	2"x2"	379	500	161	52	125	316	160	150	95	1,4"x1,4"	28,59 28,57	58
5x28 PE	2	2"x2,1/2"	385	510	161	52	125	350	160	150	100	1,4"x1,4"	28,59 28,57	67
5x31 PE	3	2"x2,1/2"	465	600	210	77	175	400	200	175	107	1,4"x1,4"	31,77 31,75	102
5x26 PE	2	2,1/2"x3"	410	510	161	52	125	365	160	155	100	1,4"x1,4"	31,77 31,75	74
5x31 PE	3	2,1/2"x3"	480	620	210	77	175	347	200	165	126	1,4"x1,4"	31,77 31,75	121
5x31 PE	3	3"x4"	635	620	210	77	175	448	200	170	126	1,4"x1,4"	31,77 31,75	120
5x31x2 PE	3	3"x4"	590	605	210	77	175	440	200	140	103	1,4"x1,4"	31,77 31,75	120
10x16 SM	2	4"x4"	400	528	161	52	125	333	160	150	119	1,4"x1,4"	28,59 28,57	66
10x40 PE	4	4"x6"	602	662	250	110	205	562	250	210	142	1,2"x3/8"	41,29 41,27	175
12x25 PE	3	5"x6"	577	614	210	77	175	443	200	140	129	1,4"x1,4"	31,77 31,75	92
12x40 PE	4	5"x6"	685	663	250	110	205	580	250	150	140	1,2"x3/8"	41,29 41,27	180
15x40 PE	5	6"x6"	746	662	330	140	286	595	300	140	140	1,2"x3/8"	55,00 55,00	215
20x23 PE	4	8"x6"	605	600	250	110	205	612	250	205	248	1,2"x3/8"	41,29 41,27	215

PE (Prensa Estopa) - SM (Sello Mecánico)

**ANEXO X**  
**CATÁLOGO DE MANÓMETRO SELECCIONADO DE DEWIT**

Elemento: Bourdon de bronce  
 Conexión: Bronce  
 Caja: Lámina de acero esmaltado negro

## Manómetros Usos Generales

**DE WIT**

### Modelos 11 y 15



### ✓ CARACTERÍSTICAS GENERALES

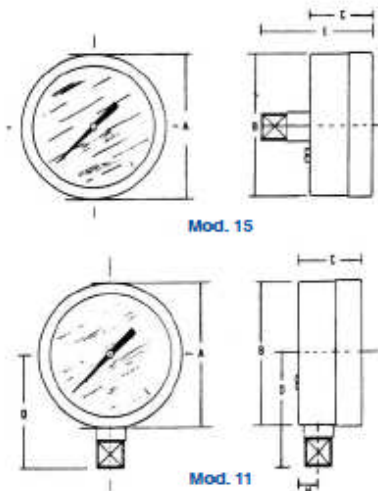
Exactitud:	+/- 2% del total de la escala
Elemento:	Tubo bourdon de bronce
Conexión:	Bronce 1/4" N.P.T. inferior o posterior al centro
Mecanismo:	Bronce
Caja:	Lámina de acero esmaltado negro
Bisel:	A presión de lámina de acero esmaltado negro
Ventana:	Acrílico
Carátula:	Aluminio fondo blanco, números negros
Aguja:	Aluminio esmaltado negro
Tamaños:	ø 51 mm (2") ø 63 mm (2 1/2")
Rangos:	Doble escala, kg/cm² + psi max. 280 kg/cm²

### 🔍 COMO ORDENAR

	Cantidad	Modelo	Tamaño (mm)	Rango	Conexión
Ejem.	50 pzas.	11	63	14 kg/cm²	inf. 1/4" N.P.T.

### 🔍 APLICACIONES

Manómetro diseñado para usos generales para indicar la presión de fluidos no corrosivos al bronce, como aire, agua, aceite, etc., en aplicaciones como bombas, calderas, compresores, entre otras.



### RANGOS ESTÁNDAR

#### PRESIÓN

Kgf/cm²	Psi
0 - 1	0 - 15
0 - 2	0 - 30
0 - 4	0 - 60
0 - 7	0 - 200
0 - 11	0 - 100
0 - 14	0 - 160
0 - 21	0 - 300
0 - 28	0 - 400
0 - 42	0 - 600
0 - 70	0 - 1000
0 - 105	0 - 1500
0 - 210	0 - 3000
0 - 280	0 - 4000

#### VACÍO

Cm Hg	pulg Hg
-76 + 0	-30 + 0

### Dimensiones en mm.

Tamaño nominal	A	B	C	D	E	H
ø 51 mm (2")	52	51	28	45	46	9
ø 63 mm (2 1/2")	68	67	28	54	48	10

**ANEXO Y**  
**CATÁLOGO DE TERMÓMETRO BIMETÁLICO SELECCIONADO**  
**DE WAAREE**

# INDUSTRIAL THERMOMETER

WAAREE™

## BIMETAL



### SPECIAL FEATURES

- STAINLESS STEEL CASE & STEM
- STEM LENGTH AVAILABLE FROM 50 MM
- BOTTOM / BACK / EVERY ANGLE ENTRY
- SILICON OIL FILLED (OPTIONAL)
- WITH OR WITHOUT THERMOWELL
- EXTERNAL ZERO ADJUSTMENT (OPTIONAL)
- STANDARD FOLLOWED EN 13190.



### APPLICATIONS

CHEMICALS / REFINERY / FERTILIZER / PETROCHEMICALS / PHARMACEUTICAL / POWER / CEMENT / SUGAR / FOOD & BEVERAGES / PULP & PAPER & ALLIED PROCESS INDUSTRIES WHICH ARE HAVING CORROSIVE MEDIA / ENVIRONMENT.

### SPECIFICATIONS

**STANDARD VERSION** : 40 mm & 50 mm = Range up to 150 °C Max.,  
63 mm = Range up to 300 °C Max.,  
80 mm, 100 mm, 125 mm & 150 mm = Range up to 500 °C Max.  
(For compound ranges, refer range table)

Accuracy	: Class 1 as per EN 13190
Ambient Temperature	: -25° C to 65° C
Operating Pressure	: 15 kg/cm <sup>2</sup> (Without thermowell)
Over Range Limit	: 110 % of Full Scale
Stem Diameter	: 8 mm
Process Connection	: ½" BSP (M) Fixed

Case, Bezel & Clamp	: AISI 304 SS
Stem & Connection	: AISI 316 SS
Joints	: Tig argon arc welding
Sensing Element	: Bi - metal strip coiled

Protection	: IP 65
Dial	: Aluminum, black graduation on white background
Pointer	: Aluminum, black coloured, Slotted zero adjustable & Fixed for NS 40 mm, 50 mm & 63 mm
Zero adjustment	: Externally for mounting type 8 & 14, (Except NS 40 mm, 50 mm & 63 mm)
Window	: Sheet Glass
Gasket	: Neoprene

### STANDARD VERSION : SILICON OIL FILLED

Accuracy	: Class 1 as per EN 13190
Ambient Temperature	: Maximum 65°C
Window	: Plexi Glass
Dampening Liquids	: Silicon Oil (Option QA & QZ)
Gasket & Filling Plug*	: NBR
Other Features	: Refer Specification of Standard Version

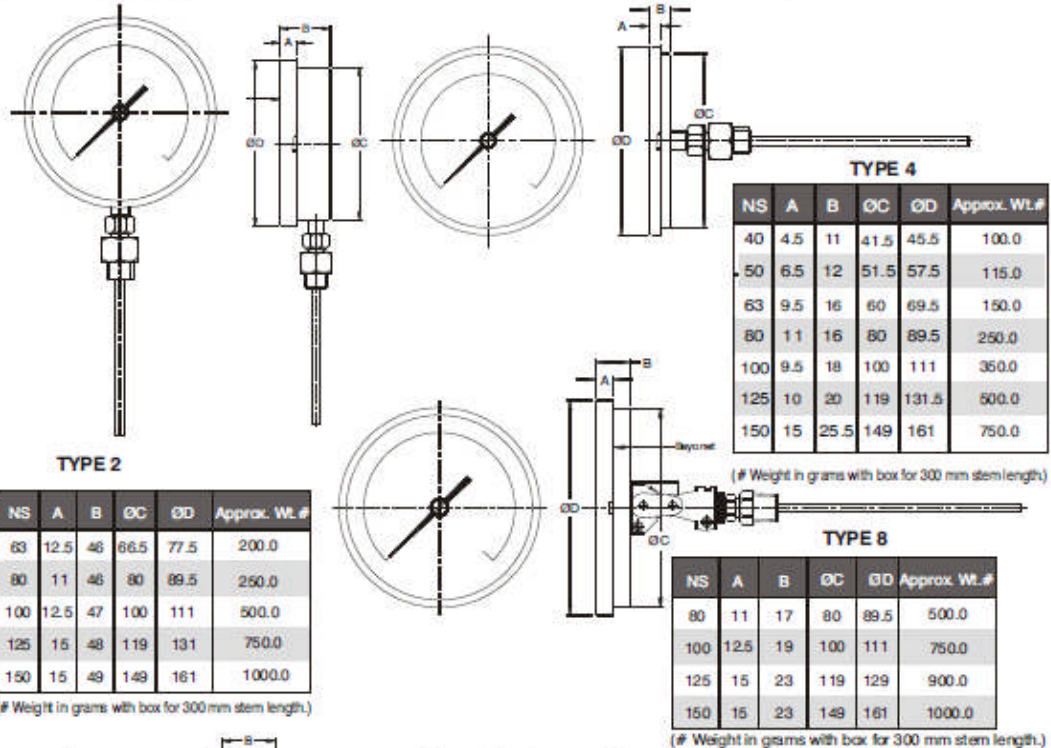
Nominal Range, Measuring Ranges & Limits of Error as per EN 13190

Nominal Range (°C)	Measuring Range (°C)	Limits of Error (±°C)
-20 to +40	-10 to +30	1
-20 to +60	-10 to +50	1
-20 to +120	-10 to +110	2
-30 to +30	-20 to +20	1
-30 to +50	-20 to +40	1
-30 to +70	-20 to +60	1
-40 to +40	-30 to +30	1
-40 to +60	-30 to +50	1
-100 to +60	-80 to +40	2
0 to 60	10 to 50	1
0 to 80	10 to 70	1
0 to 100	10 to 90	1
0 to 120	10 to 110	2
0 to 160	20 to 140	2
0 to 200	20 to 180	2
0 to 250	30 to 220	2.5
0 to 300	30 to 270	5
0 to 400	50 to 350	5
0 to 500	50 to 450	5
0 to 600	100 to 500	10

\*Gasket & Filling plug of NBR. Refer Price List for Viton.



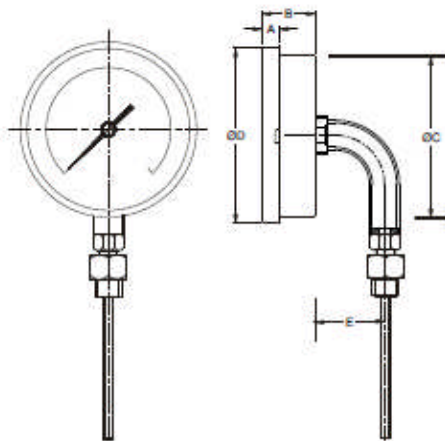




(# Weight in grams with box for 300 mm stem length.)

(# Weight in grams with box for 300 mm stem length.)

Notes : • Drawings are not to scale. • All Dimensions are in mm. • NS = Nominal Size.



TYPE 14

NS	A	B	OC	OD	E	Approx. Wt. #
63	12.5	16	66.5	77.5	35	150.0
80	11	17	80	89.5	35	200.0
100	12.5	19	100	111	35	250.0
125	15	21	118.5	129	35	350.0
150	15	21	149	161	35	500.0

(# Weight in grams with box for 300 mm stem length.)

**RANGE, STEM OD & STEM LENGTH SELECTION TABLE**

The following table indicates the minimum and maximum stem lengths in mm, per stem diameter per range. The lower values indicated are the minimum immersion length (below thread) for all type of threads. During stem length selection, please select between the limits mentioned below.

(Range) °C	Ø 6 mm/ 6.34 mm.	Ø 8, 9.5 & 10 mm.	Ø 12 mm.
-20 / 40	120 / 500	100 / 600	100 / 600
-20 / 80	100 / 500	80 / 600	80 / 600
-20 / 120	70 / 500	80 / 600	80 / 600
-30 / 30	120 / 500	100 / 600	100 / 600
-30 / 50	100 / 500	80 / 600	80 / 600
-30 / 70	90 / 500	80 / 600	80 / 600
-40 / 40	100 / 500	80 / 600	80 / 600
-40 / 80	90 / 500	80 / 600	80 / 600
-60 / 80	70 / 500	60 / 600	60 / 600
0 / 60	120 / 500	100 / 600	100 / 600
0 / 80	100 / 500	80 / 600	80 / 600
0 / 100	70 / 500	55 / 600	80 / 600
0 / 120	55 / 500	45 / 600	60 / 600
0 / 180	50 / 500	40 / 600	60 / 600
0 / 200	45 / 500	35 / 600	50 / 600
0 / 250	50 / 500	50 / 600	50 / 600
0 / 300	70 / 500	60 / 600	60 / 600
0 / 400	80 / 500	50 / 600	50 / 600
0 / 500	80 / 500	50 / 600	50 / 600



**RANGE TABLE**

**Note :** Waaree offers National / International Scales like °C, °F & Dual Scale in °C & °F & Scales as per the requirement can be provided on request.

Following are the example tables for ranges in °C.

**STANDARD RANGE**

POSITIVE RANGE SINGLE SCALE IN °C									
0/60	0/80	0/100	0/120	0/160	0/200	0/250	0/300	0/400	0/500
COMPOUND RANGE SINGLE SCALE IN °C									
-20 / 40	-20 / 60	-20 / 120	-30 / 30	-30 / 50	-30 / 70	-40 / 40	-40 / 60	-80 / 80	

**Note :** Other Scales are available on request.

**ACCESSORIES** (\* Refer Datasheet for Thermowells)      \* Thermowell

**HOW TO ORDER**

**BASIC MODEL**

CODE		Example										
NOMINAL SIZE		B	C	D	E	F	G	H	CB			
TYPE OF MOUNTING		40 mm	50 mm	63 mm	80 mm	100 mm	125 mm	150 mm	X			
2	DIRECT BOTTOM ENTRY	X	X	✓	✓	✓	✓	✓	X			
4	DIRECT CENTER BACK ENTRY	✓	✓	✓	✓*	✓*	✓*	✓*	X			
8	EVERY ANGLE BACK ENTRY	X	X	X	✓*	✓*	✓*	✓*				
14	BOTTOM ENTRY THROUGH ELBOW	X	X	✓	✓*	✓*	✓*	✓*				
* Available with external zero adjustment, Refer option RS.												
PROCESS CONNECTION		B	C	D	E	F	G	H				
1BM	1/8" BSP(M) (Stem Dia. Max. 6.35 mm)	✓	✓	✓	X	X	X	X	XXX			
1NM	1/8" NPT(M)* (Stem Dia. Max. 6.35 mm)	✓	✓	✓	X	X	X	X				
2BM	1/4" BSP(M) (Stem Dia. Max. 6.35 mm)	✓	✓	✓	X	X	X	X				
2NM	1/4" NPT(M)* (Stem Dia. Max. 6.35 mm)	✓	✓	✓	X	X	X	X				
3BM	3/8" BSP(M) (Stem Dia. Max. 10 mm)	X	X	✓	✓	✓	✓	✓				
4BM	1/2" BSP(M) (Standard) (Stem Dia. Max. 12 mm)	X	X	✓	✓	✓	✓	✓				
4NM	1/2" NPT(M)* (Stem Dia. Max. 12 mm)	X	X	✓	✓	✓	✓	✓				
4MM	M 20 x 1.5 (Stem Dia. Max. 12 mm)	X	X	✓	✓	✓	✓	✓				
4YN	1 1/2" TRICLOVER** (Stem Dia. Max. 12 mm)	X	X	✓	✓	✓	✓	✓				
* Not recommended for Revolving/ Swivel connections.												
** Without clamp, gasket & bottom mating part.												
<b>Note :</b> Connections like Metric/ PT/ PF/ Flaired/ UNF/ G/ R etc can be provided on request.												
PROCESS CONNECTION TYPE		(* Welded with stem / case & not suitable for taper threaded connections)										
ZI	ADJUSTABLE	ZJ	FIXED (Standard)*	KJ	REVOLVING / SWIVEL					XX		
STEM DIAMETER												
1U	6 mm	2M	6.35 mm	2C	8 mm (Standard)	2I	9.5 mm	2J	10 mm	2K	12 mm	XX
STEM LENGTH (Below thread Max. 600 mm)												
PLEASE SPECIFY IN mm (REFER SCALE FOR MINIMUM & MAXIMUM STEM LENGTHS)												
RANGE												
REFER RANGE TABLE												
OPTIONAL EXTRAS		(* APPLICABLE FOR NS 100 mm & ABOVE)										
PS	AISI 316 SS CASE & BEZEL (For NS 100 mm & above)*#	RS	EXTERNAL ZERO ADJUSTMENT* [EXCEPT NS 40 mm, 50 mm & 63 mm (MOUNTING TYPE 2)]								XX	
PW	FIVE POINT CALIBRATION CERTIFICATE (FOR MEASURING RANGE)	RX	SHATTERPROOF / SAFETY GLASS*									
QA	DAMPENING LIQUID SILICON OIL (UP TO 200°C)**	RZ	TOUGHENED GLASS*									
QZ	DAMPENING LIQUID SILICON OIL (UP TO 300°C)**	SX	SS TAG PLATE									
RH	CUSTOM DESIGNED DIAL											
SW	DIAL TAG MARKING*											
GH	MATERIAL TEST CERTIFICATES##											

\*\*Gasket & Filing plug of NBR. Refer Price List for Vlon. (# Consult factory for minimum order quantity & delivery).

## MATERIAL TEST CERTIFICATES WILL BE PROVIDED FOR WETTED PARTS ONLY WITH CHEMICAL COMPOSITION TESTING. FOR OTHERS, PLEASE CONSULT FACTORY.

**Ordering Example: CB - X - X - XXX - XX - XX - 100 mm - 0/100°C - XX**

FOR OTHER OPTIONAL ITEMS, PLEASE CONTACT FACTORY FOR DELIVERY AND MINIMUM QUANTITY OF ORDER.

**Note :** Specifications and dimensions given in this product catalogue represents the state of engineering at the time of printing.

Modifications may take place and materials specified may be replaced by others without prior notice.



**ANEXO Z**  
**CATÁLOGO DE VISOR DE NIVEL SELECCIONADO DE**  
**WAAREE**

**TRANSPARENT**



**SPECIAL FEATURES**

- HYDRO TESTED UP TO 150 % (Max. 65 kg/cm<sup>2</sup>)
- SIMPLE & RUGGED DESIGN
- EASY FOR INSTALLATION & MAINTENANCE
- STAINLESS STEEL VERSION (OPTIONAL)
- HIGH PRESSURE VERSION (OPTIONAL)

**APPLICATIONS**

- CHEMICAL & PROCESS INDUSTRIES
- POWER INDUSTRIES
- FOR CLEAR LIQUIDS IN PRESSURIZED CHAMBER OR BOILER DRUM



**SPECIFICATIONS**

**STANDARD VERSION :**

Mounting	:	Side
Body Material	:	Carbon Steel
C. C. Distance (±3 mm)	:	350 mm
Process Connection	:	1" 150 # Flanged
Scale	:	Aluminum
Drain & Vent	:	½" NPT (M) Plugs
Auto shut off Ball Valve	:	Screwed Bonnet type
Gaskets	:	Compressed Asbestos Fibre (CAF)
Sight Glass	:	Toughened Glass
Maximum Process Temperature	:	Up to 120°C
Operating Pressure	:	20 kg/cm <sup>2</sup>

**HOW TO ORDER**

**BASIC MODEL**

Example

**BODY MATERIAL**

**C** Carbon Steel (Standard)    **S** AISI 304 SS    **T** AISI 316 SS

**MATERIAL OF COVER PLATES**

**C** Carbon Steel (Standard)    **S** AISI 304 SS    **T** AISI 316 SS

**SIGHT GLASS**

- B** BOROSILICATE GLASS (Standard) (Operating Pressure 20 kg/cm<sup>2</sup> & Temperature up to 120°C)
- X** ILMADUR (Operating Pressure 35 kg/cm<sup>2</sup> & Temperature up to 240°C)
- K** KLINGER (Operating Pressure 65 kg/cm<sup>2</sup> & Temperature up to 400°C)

**GASKET**

**F** CAF (Standard)    **G** GRAPHOIL    **P** PTFE

LF

X

X

X

X



**HOW TO ORDER**

**PROCESS CONNECTION**

Flanged Connections(As per ANSI B 16.5)					
<b>4NM</b> ½" NPT (M)	<b>B09</b> ½" 150# RF	<b>B21</b> 1" 150# RF (Standard)	<b>B39</b> 2" 150# RF		
<b>4NF</b> ½" NPT (F)	<b>B10</b> ½" 300# RF	<b>B22</b> 1" 300# RF	<b>B40</b> 2" 300# RF		
<b>5NM</b> ¾" NPT (M)	<b>B11</b> ½" 600# RF	<b>B23</b> 1" 600# RF	<b>B41</b> 2" 600# RF		
<b>5NF</b> ¾" NPT (F)	<b>B15</b> ¾" 150# RF	<b>B33</b> 1½" 150# RF	<b>B51</b> 3" 150# RF		
<b>6NM</b> 1"NPT (M)	<b>B16</b> ¾" 300# RF	<b>B34</b> 1½" 300# RF	<b>B52</b> 3" 300# RF		
<b>6NF</b> 1"NPT (F)	<b>B17</b> ¾" 600# RF	<b>B35</b> 1½" 600# RF	<b>B53</b> 3" 600# RF		

XXX

**TOP SIDE VENT**

Flanged Connections(As per ANSI B 16.5)					
<b>1</b> PLUG - ½" NPT (M) (Standard)	<b>B09</b> ½" 150# RF	<b>B21</b> 1" 150# RF	<b>B39</b> 2" 150# RF		
<b>2</b> PLUG - ¾" NPT (M)	<b>B10</b> ½" 300# RF	<b>B22</b> 1" 300# RF	<b>B40</b> 2" 300# RF		
<b>3</b> PLUG - 1" NPT (M)	<b>B11</b> ½" 600# RF	<b>B23</b> 1" 600# RF	<b>B41</b> 2" 600# RF		
<b>4</b> NEEDLE VALVE - ½" NPT (F)	<b>B15</b> ¾" 150# RF	<b>B33</b> 1½" 150# RF	<b>B51</b> 3" 150# RF		
<b>5</b> BALL VALVE - ½" NPT (F)	<b>B16</b> ¾" 300# RF	<b>B34</b> 1½" 300# RF	<b>B52</b> 3" 300# RF		
	<b>B17</b> ¾" 600# RF	<b>B35</b> 1½" 600# RF	<b>B53</b> 3" 600# RF		

X  
OR  
XXX

**BOTTOM SIDE DRAIN**

Flanged Connections(As per ANSI B 16.5)					
<b>1</b> PLUG - ½" NPT (M)(Standard)	<b>B09</b> ½" 150# RF	<b>B21</b> 1" 150# RF	<b>B39</b> 2" 150# RF		
<b>2</b> PLUG - ¾" NPT (M)	<b>B10</b> ½" 300# RF	<b>B22</b> 1" 300# RF	<b>B40</b> 2" 300# RF		
<b>3</b> PLUG - 1" NPT (M)	<b>B11</b> ½" 600# RF	<b>B23</b> 1" 600# RF	<b>B41</b> 2" 600# RF		
<b>4</b> NEEDLE VALVE - ½" NPT (F)	<b>B15</b> ¾" 150# RF	<b>B33</b> 1½" 150# RF	<b>B51</b> 3" 150# RF		
<b>5</b> BALL VALVE - ½" NPT (F)	<b>B16</b> ¾" 300# RF	<b>B34</b> 1½" 300# RF	<b>B52</b> 3" 300# RF		
	<b>B17</b> ¾" 600# RF	<b>B35</b> 1½" 600# RF	<b>B53</b> 3" 600# RF		

X  
OR  
XXX

**MATERIAL OF SCALE**

<b>A</b> ALUMINUM (Standard)	<b>S</b> AISI 304 SS
------------------------------	----------------------

X

**CENTER TO CENTER DISTANCE**

Please specify in mm (e.g. Write 800 for 800 mm Center to Center Distance)  
(This gauge will be supplied from 350 mm to 3500 mm)

800 mm

**OPTIONS**

- 01** WITH ANTI FROST
- 02** ILLUMINATOR WITH DIFFUSER (WEATHER PROOF IP65)
- 03** ILLUMINATOR WITH DIFFUSER (EX PROOF IIA/ IIB + IP65)
- 04** ILLUMINATOR WITH DIFFUSER (EX PROOF IIC + IP65)
- BB** BALL VALVE - BOLTED BONNET TYPE

XX

**Ordering Example:**

**LF - X - X - X - X - X - XXX - X OR XXX - X OR XXX - X - 800 mm - XX**

(Note 1 : Visible length shall be less by 100 mm to 150 mm than Center to Center Distance.)  
(Note 2 : MOC of Nut & Bolt shall be AISI 304 SS if the body material options **S** or **T** selected)

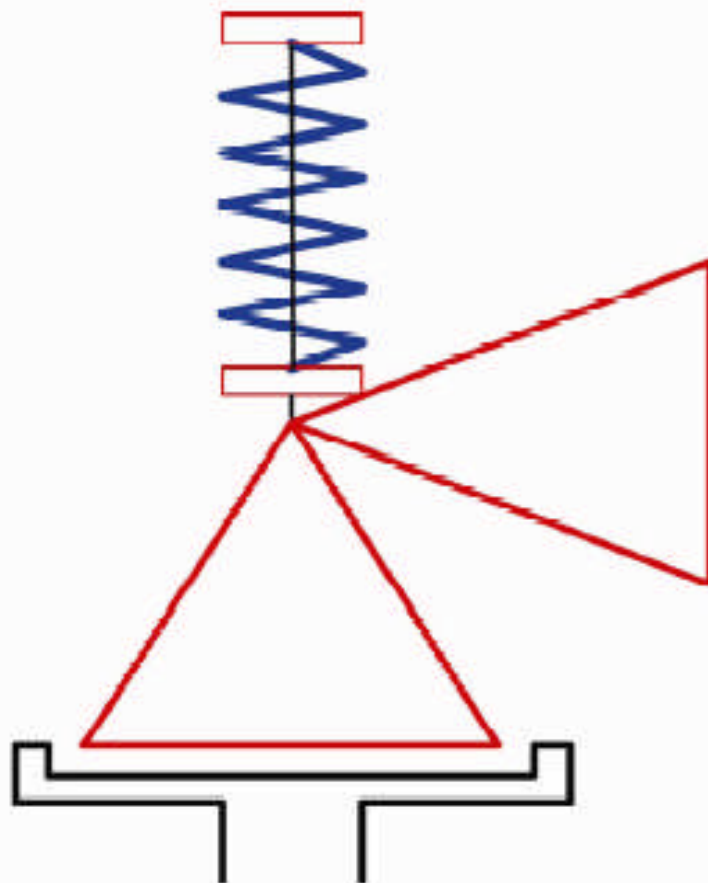
Note : Specifications and dimensions given in this product catalogue represents the state of engineering at the time of printing.  
Modifications may take place and materials specified may be replaced by others without prior notice.



**ANEXO AA**  
**CATÁLOGO DE VÁLVULA DE SEGURIDAD SELECCIONADA DE**  
**AMP**



AMP Instrumentación y Servicios  
S.A. de C.V.

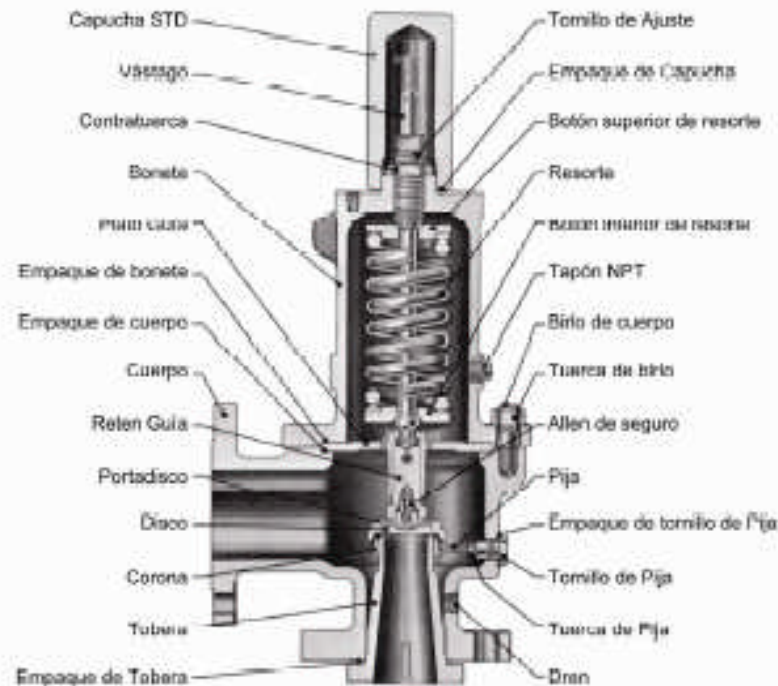


**PROTECCION INTEGRAL PARA SUS EQUIPOS A PRESION**

VALVULAS DE SEGURIDAD  
VALVULAS DE SEGURIDAD/ALIVIO

VALVULAS DE ALIVIO  
VALVULAS REGULADORAS

## SERIE VS TIPO CONVENCIONAL



### LISTA DE MATERIALES

NOMBRE DE PIEZA	MATERIAL	NOMBRE DE PIEZA	MATERIAL	
CUERPO	Tipo VS( JA10 hasta VS( JA20	ASTM A216 Gr. WCB, Ac al Carbón	TORNILLO DE PIJA	Ac. inoxidable AISI 304
	Tipo VS( JA17 hasta VS( JA36	ASTM A217 Gr. WCB, Ac. Aleado	PIJA	Ac. inoxidable AISI 304
	Tipo VS( JA10 hasta VS( JA26	ASTM A216 Gr. WCB, Ac al Carbón	RETEN GUIA	Ac. inoxidable AISI 304
BONETE	Tipo VS( JA32 hasta VS( JA36	ASTM A217 Gr. WCB, Ac. Aleado	BOTÓN SUP. DE RESORTE	Ac. al Carbón AISI C1117
			BOTÓN INF. DE RESORTE	Ac. al Carbón AISI C1117
GAPUGUA ESTANDAR	ASTM A216 Gr. WCB, Ac al Carbón	BIRLOS DEL CUERPO	ASTM A193 Gr. B7	
DISCO	Ac. inoxidable AISI 304	TUERCAS DE BIRLO	ASTM A194 Gr. 2H	
TUBERA (BOQUIS)	Ac. inoxidable AISI 316 o ASTM A351-CF8M, Ac. inox. 316	REDORTE	Tipo VS( JA10 hasta VS( JA16	Ac. al Carbón (Temp. $-20 < T < 450 < ^\circ\text{C}$ )
PORTADISCO	Ac. inoxidable AISI 304 o ASTM A351-CF8, Ac. inox. 304		Tipo VS( JA20 hasta VS( JA36	Ac. al Carbonero (Temp. $T > 450 < ^\circ\text{C}$ )
PLATO GUIA	ASTM A351-CF8, Ac. inox. 304		EMPAQUE DE CAPUCHA	Garlock
VASTAGO	Ac. inoxidable AISI 304	EMPAQUE DE CUERPO	Garlock	
TORNILLO DE AJUSTE	Ac. inoxidable AISI 304	EMPAQUE TORN. DE PIJA	Garlock	
CONTRATUERCA	Ac. inoxidable AISI 304	EMPAQUE DE RESORTE	Garlock	
		TUERCA DE PIJA	Ac. inoxidable 304	
		ALLEN DE SEGURO	Acero	
		EMPAQUE DE BONETE	Garlock	
		TAPON NPT	Acero	

Notas: 1.- Los paréntesis en el modelo indican la designación de orificio, por ejemplo VSJA10.  
 2.- Para materiales en servicio corrosivo ver las tablas de materiales especiales.  
 3.- Para materiales de capuchas y montajes ver la sección de accesorios.





**ANEXO AB**  
**CATÁLOGO DEL QUEMADOR RIELLO**

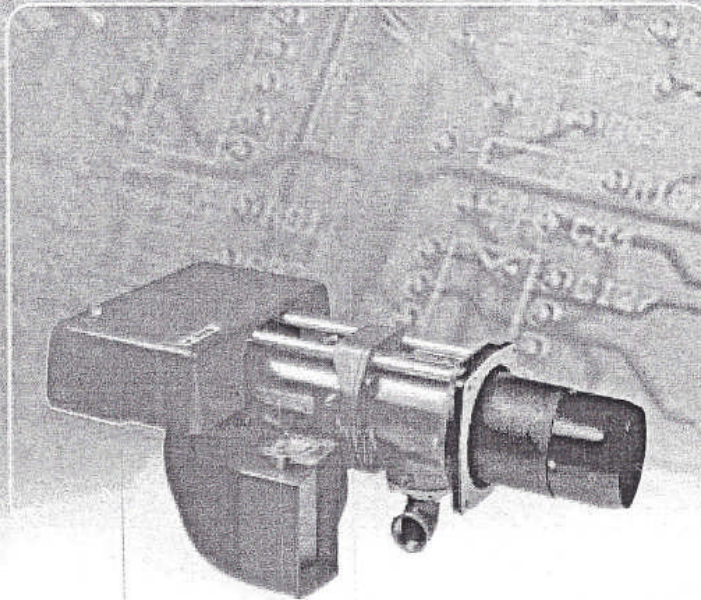
RIELLO  
**B**  
BURNERS

CE

## ONE STAGE GAS BURNERS

### ▶ GAS SERIES

▶ GAS 3	130 ÷ 350 kW
▶ GAS 4	185 ÷ 465 kW
▶ GAS 5	325 ÷ 660 kW
▶ GAS 6	525 ÷ 1050 kW



The GAS series of burners cover a firing range from 130 to 1050 kW. Operation is "one stage"; the combustion head, that can be set on the basis of required output, allows optimal performance ensuring good combustion and reducing fuel consumption.

The GAS series are extremely reliable burners, featured by a simple use and an operation without particular maintenance intervention.

Simplified maintenance is achieved by the slide bar system, which allows easy access to all of the essential components of the combustion head. All electrical components are easily accessible only by dismantling a protection panel, thus guaranteeing a quick and simple intervention on components.

▶ TS0047UK01

## TECHNICAL DATA

Model		▼ GAS 3	▼ GAS 4	▼ GAS 5	▼ GAS 6
Burner operation mode		One stage			
Modulation ratio at max. output		--			
Servomotor	type	--			
	run time	s			
Heat output	kW	130-350	185-465	325-660	525-1050
	Mcal/h	112-301	160-400	280-570	450-900
Working temperature	°C min./max.	0/40			
Net calorific value G20 gas	kWh/Nm <sup>3</sup>	10			
G20 gas density	kg/Nm <sup>3</sup>	0,71			
G20 gas delivery	Nm <sup>3</sup> /h	13-35	18,5-46,5	32,5-66	52,5-105
Net calorific value G25 gas	kWh/Nm <sup>3</sup>	8,6			
G25 gas density	kg/Nm <sup>3</sup>	0,78			
G25 gas delivery	Nm <sup>3</sup> /h	15-41	22-54	38-77	61-122
Net calorific value LPG gas	kWh/Nm <sup>3</sup>	25,8			
LPG gas density	kg/Nm <sup>3</sup>	2,02			
LPG gas delivery	Nm <sup>3</sup> /h	5,8-14	7-18	13-26	20-41
Fan	type	Centrifugal with forward curve blades			
Air temperature	Max. °C	60			
Electrical supply	Ph/Hz/V	1/50/230-(±10%)		3N/50/400-(±10%) Δ 3/50/230-(±10%) △	
Auxiliary electrical supply	Ph/Hz/V	1/50/230 ~ (±10%)			
Control box	type	RMG			
Total electrical power	kW	0,4	0,54	0,85	1,7
Auxiliary electrical power	kW	0,15	0,17	0,1	0,2
Protection level	IP	40			
Motor electrical power	kW	0,25	0,37	0,75	1,5
Rated motor current	A	1,8	2,9	2,85-1,65	5,9-3,4
Motor start up current	A	4,8	9,5	10-6	22,5-13
Motor protection level	IP	54			
Ignition transformer	type	230 V - 1x8 kV			
	V1 - V2 I1 - I2	1,8 A - 30 mA			
Operation		Intermittent (at least one stop every 24 h)			
Sound pressure	dB(A)	75	78	83	84
Sound power	W	--			
CO emission	mg/kWh	< 100			
NOx emission	mg/kWh	< 170			
Directive		73/23 - 89/336 - 90/396 - 92/42 EEC			
Conforming to		EN 676			
Certification		CE 0085AQ0707		--	

**Reference conditions:**

Temperature: 20°C

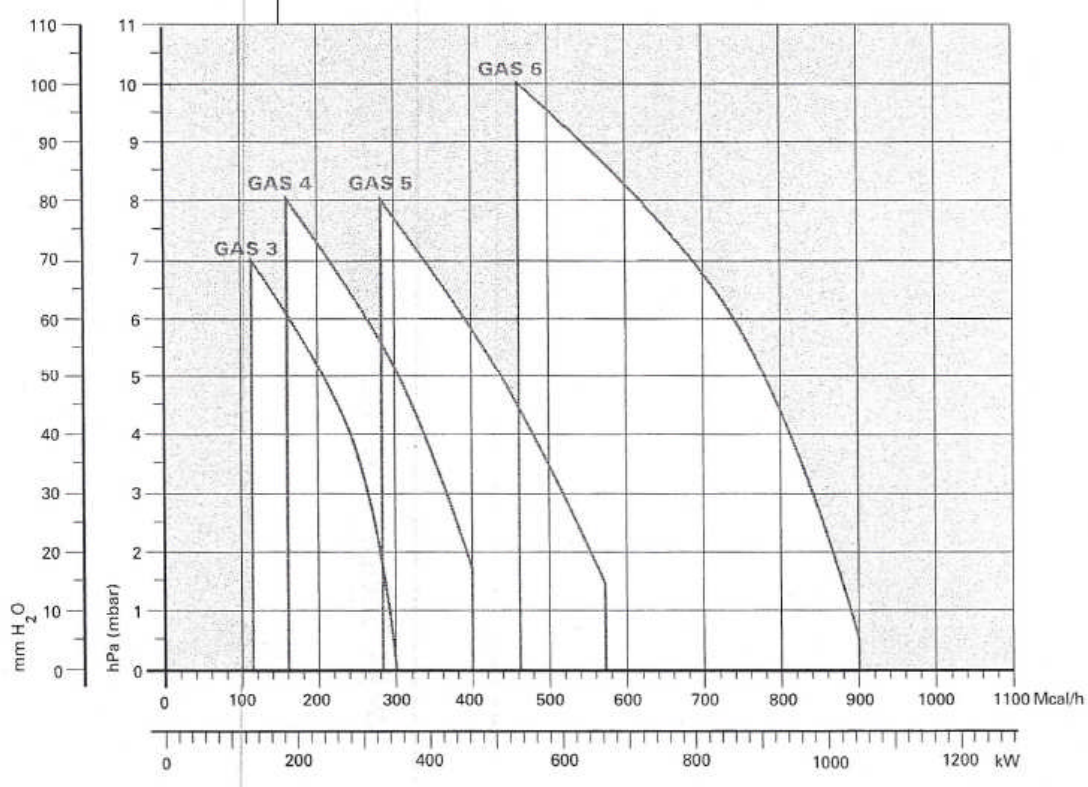
Pressure: 1013,5 mbar

Altitude: 100 m a.s.l.

Noise measured at a distance of 1 meter.



### FIRING RATES



Useful working field for choosing the burner

**Test conditions conforming to EN 676:**  
 Temperature: 20°C  
 Pressure: 1013,5 mbar  
 Altitude: 100 m a.s.l.

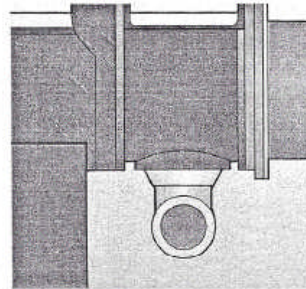


## FUEL SUPPLY

### GAS TRAIN

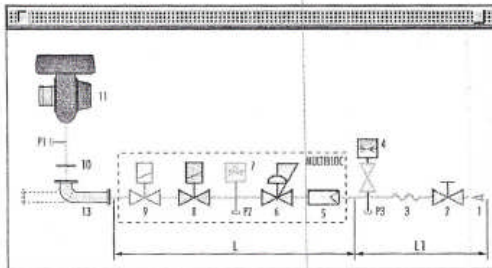
Fuel can be supplied either from the right or left hand sides.

The gas train can be selected to best fit system requirements depending on the fuel output and pressure in the supply line. The gas train can be "Multibloc" type (containing the main components in a single unit) or "Composed" type (assembly of the single components).



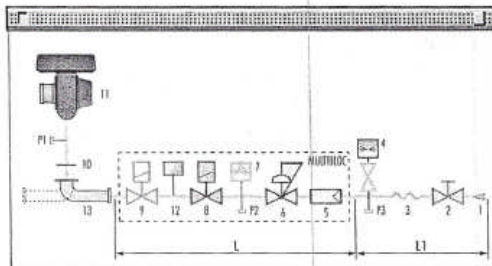
Example of the gas train connection flange of GAS burners.

#### MULTIBLOC gas train without seal control

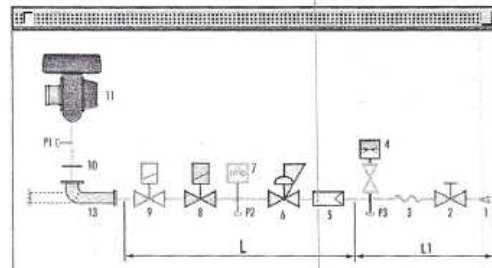


1	Gas input pipework
2	Manual valve
3	Anti-vibration joint
4	Pressure gauge with pushbutton cock
5	Filter
6	Pressure regulator (vertical)
7	Minimum gas pressure switch
8	VS safety solenoid (vertical)
9	VR regulation solenoid (vertical) Two settings: - firing output (rapid opening) - maximum output (slow opening)
10	Gasket and flange supplied with the burner
11	Burner
12	Seal control mechanism for valves 8-9. According to standard EN 676, the seal control is compulsory for burners with maximum output above 1200 kW
13	Gas train-burner adapter
P1	Combustion head pressure
P2	Pressure downstream from the regulator
P3	Pressure upstream from the filter
L	Gas train supplied separately, with the code given in the table
L1	Installer's responsibility

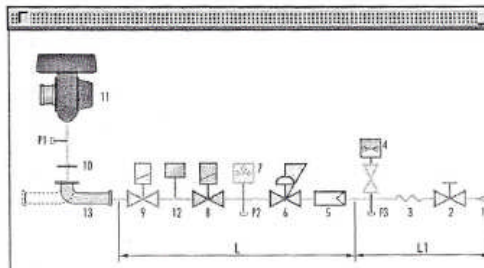
#### MULTIBLOC gas train with seal control

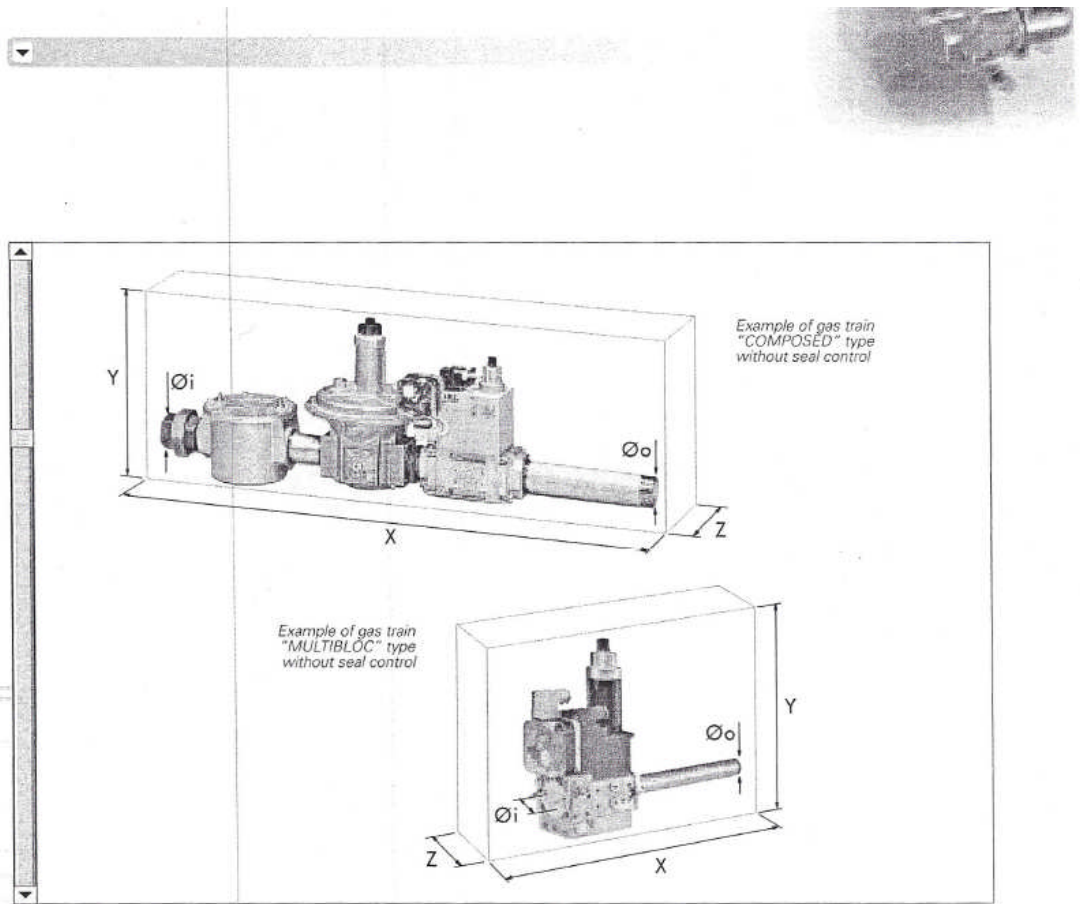


#### COMPOSED gas train without seal control



#### COMPOSED gas train with seal control





Gas trains are approved by standard EN 676 together with the burner.

The overall dimensions of the gas train depends on how they are constructed. The following table shows the maximum dimensions of the gas trains that can be fitted to the burners of GAS series, intake and outlet diameters and seal control if fitted.

Please note that the seal control can be installed as an accessory, if not already installed on the gas train.

The maximum gas pressure of gas train "Multibloc" type is 300 mbar, and that one of gas train "Composed" type is 500 mbar.

	Name	Code	Ø i	Ø o	X mm	Y mm	Z mm	Seal Control
<b>MULTIBLOC GAS TRAINS</b>	MBZRDLE 407	3970556	3/4"	3/4"	371	256	120	-
	MBZRDLE 410	3970557	1"	3/4"	405	315	145	-
	MBZRDLE 412	3970152	1" 1/4	1" 1/2	433	315	145	-
	MBZRDLE 415	3970183	1" 1/2	1" 1/2	523	350	100	-
	MBZRDLE 420	3970184	2"	2"	523	410	100	-
	MBZRDLE 420 CT	3970185	2"	2"	523	410	227	Incorporated
<b>COMPOSED GAS TRAINS</b>	CB 40/2	3970153	1" 1/2	1" 1/2	1013	345	195	-
	CB 50/2	3970154	2"	2"	1150	350	250	-
	CB 50/2 CT	3970166	2"	2"	1150	350	320	Incorporated
	CBF 65/2	3970155	DN 65	DN 65	1166	472	285	-
	CBF 65/2 CT	3970167	DN 65	DN 65	1166	472	390	Incorporated

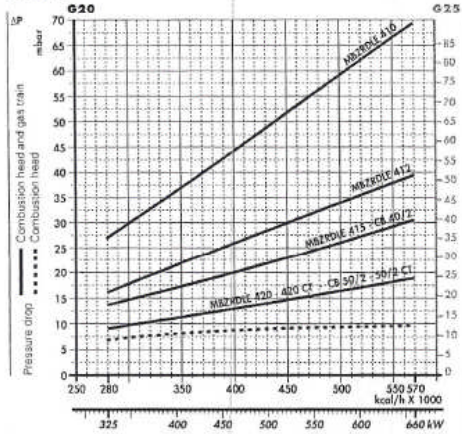




### NATURAL GAS

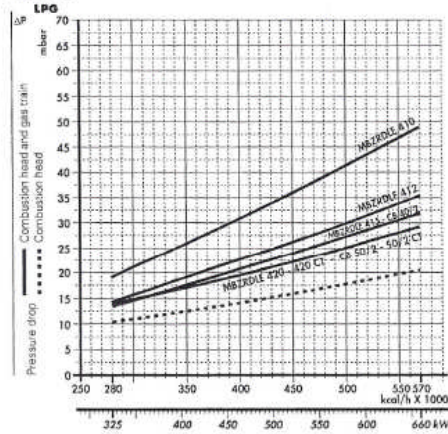
### LPG

#### GAS 5



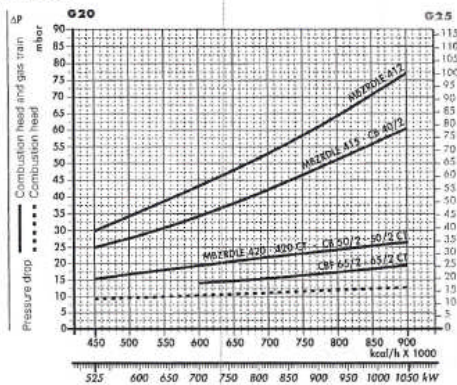
Gas train	Code	Adapter	Seal Control
MBZRDLE 410	3970557	3000824	Accessory
MBZRDLE 412	3970152	-	Accessory
CB 40/2	3970153	-	Accessory
MBZRDLE 415	3970183	-	Accessory

#### GAS 5



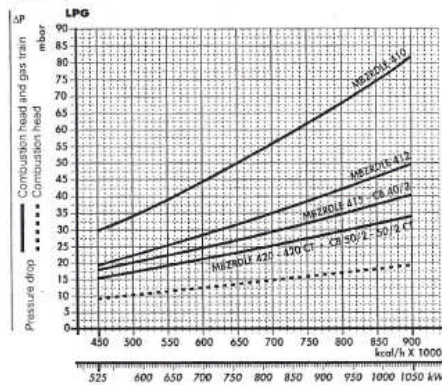
Gas train	Code	Adapter	Seal Control
CB 50/2	3970154	3000822	Accessory
CB 50/2 CT	3970166	3000822	Incorporated
MBZRDLE 420	3970184	3000822	Accessory
MBZRDLE 420 CT	3970185	3000822	Incorporated

#### GAS 6



Gas train	Code	Adapter	Seal Control
MBZRDLE 410	3970557	3000824 3000843	Accessory
MBZRDLE 412	3970152	3000843	Accessory
CB 40/2	3970153	3000843	Accessory
MBZRDLE 415	3970183	-	Accessory
CB 50/2	3970154	-	Accessory

#### GAS 6



Gas train	Code	Adapter	Seal Control
CB 50/2 CT	3970166	-	Incorporated
MBZRDLE 420	3970184	3000822	Accessory
MBZRDLE 420 CT	3970185	3000822	Incorporated
CBF 65/2	3970155	3000825	Accessory
CBF 65/2 CT	3970167	3000825	Incorporated

**note** Please contact the Riello Burner Technical Office for different pressure levels from those above indicated and refer to the technical manual for the correct choice of the spring.

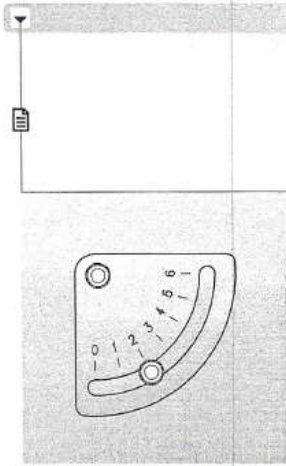




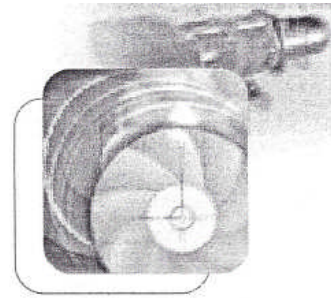
## VENTILATION

The ventilation circuit produces low noise levels with high performance pressure and air output, in spite of the compact dimensions.

The air damper is easy to set; when fitted, it makes no difference to air delivery.



Example of fan air gate valve indexed selector of GAS burner



## COMBUSTION HEAD

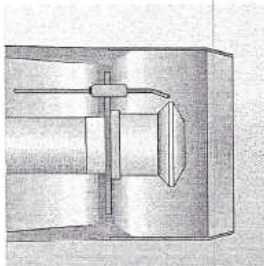
Different combustion head length can be selected for the various models of GAS series of burners.

The choice depends on the thickness of the front panel and type of boiler. Correct head penetration into the combustion chamber depends on the type of heat generator.

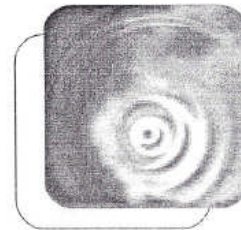
These burners are equipped with adjustable combustion head.

This enables optimum combustion performance throughout the working field, ensuring peak combustion efficiency thus saving on fuel consumption.

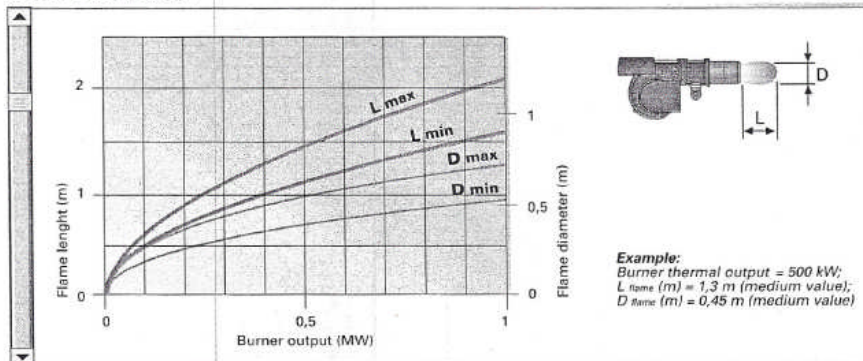
The following diagram shows the flame dimensions in relation to the burner output. The lengths and diameter shown in the diagram below should be employed for a preliminary check: if combustion chamber dimensions are different from the values in the diagram, further tests need to be done.

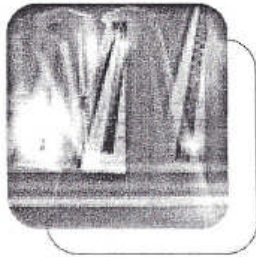


Example of a GAS burner combustion head



### Flame dimensions





On "one stage" operation, the burner adjusts output to the requested level, by varying between on-off phases (see figure A).

## ADJUSTMENT

### BURNER OPERATION MODE

The burner of GAS series is one stage working.

#### One stage operation

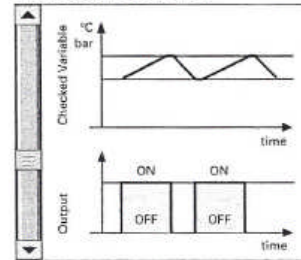


Figure A

All GAS series burners are fitted with a new microprocessor control panel for the supervision during intermittent operation.

For helping the commissioning and maintenance work, there are two main elements:

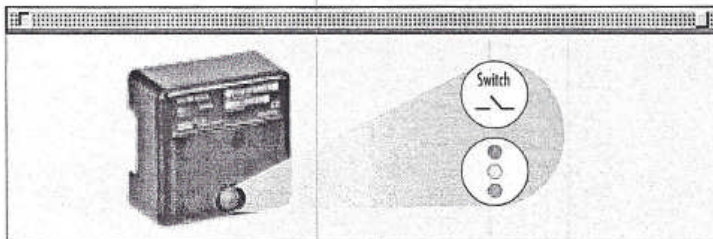


The lock-out reset button is the central **operating element** for resetting the burner control and for activating / deactivating the diagnostic functions.



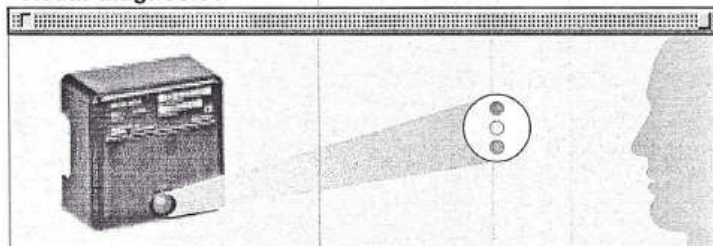
The multi-color LED is the central **indication element** for visual diagnosis and interface diagnosis.

Both elements are located under the transparent cover of lock-out reset button, as showed below.

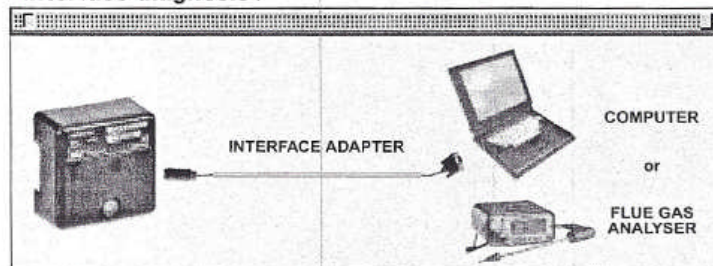


There are two diagnostic choices, for indication of operation and diagnosis of fault cause:

#### - visual diagnosis :



#### - interface diagnosis :



by the interface adapter and a PC with dedicated software or by a predisposed flue gas analyzer (see paragraph accessories).



**Indication of operation :**

In normal operation, the various statuses are indicated in the form of colour codes according to the table below.  
The interface diagnosis (with adapter) can be activated by pressing the lock-out button for > 3 seconds.

Color code table	
Operation statuses	Color code table
Stand-by	○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○
Pre-purging	⊗ ⊗ ⊗ ⊗ ⊗ ⊗ ⊗ ⊗
Ignition phase	○ ⊗ ⊗ ⊗ ⊗ ⊗ ⊗ ⊗
Flame OK	⊗ ⊗ ⊗ ⊗ ⊗ ⊗ ⊗ ⊗
Poor flame	⊗ ⊗ ⊗ ⊗ ⊗ ⊗ ⊗ ○
Undervoltage, built-in fuse	⊗ ⊗ ⊗ ⊗ ⊗ ⊗ ⊗ ⊗
Fault, alarm	⊗ ⊗ ⊗ ⊗ ⊗ ⊗ ⊗ ⊗
Extraneous light	⊗ ⊗ ⊗ ⊗ ⊗ ⊗ ⊗ ⊗

○ LED off

**Diagnosis of fault causes :**

After lock-out has occurred, the red signal lamp is steady on. In this status, the visual fault diagnosis according to the error code table can be activated by pressing the lock-out reset button for > 3 seconds. The interface diagnosis (with adapter) can be activated by pressing again the lock-out button for > 3 seconds.

The blinkers of red LED are a signal with this sequence :

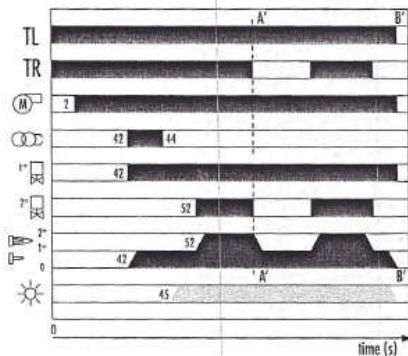
(e.g. signal with n° 3 blinks – faulty air pressure monitor)



Error code table	
Possible cause of fault	Blink code
No establishment of flame at the end of safety time : - faulty or soiled fuel valves - faulty or soiled flame detector - poor adjustment of burner, no fuel - faulty ignition equipment	⊗ ⊗
Faulty air pressure monitor	⊗ ⊗ ⊗
Simulation of flame on burner start up	⊗ ⊗ ⊗ ⊗
Loss of flame during operation : - faulty or soiled fuel valves - faulty or soiled flame detector - poor adjustment of burner	⊗ ⊗ ⊗ ⊗ ⊗ ⊗
Wiring error or internal fault	⊗ ⊗ ⊗ ⊗ ⊗ ⊗ ⊗ ⊗

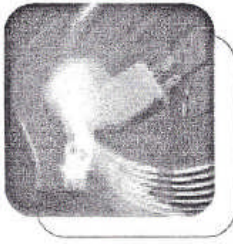
**START UP CYCLE**

GAS 3 - 4 - 5 - 6



- 0 s The burner begins the firing cycle.
- 2 s The motor starts: pre-purge phase.
- 42 s Ignition electrode sparks; the safety valve and the firing delivery valve opens.
- 45 s Lock out signal is activated if flame is not revealed by the flame detector.
- 52 s The working valve opens; the start up cycle is concluded.



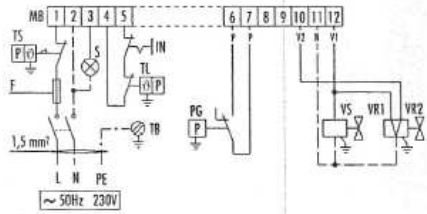


## WIRING DIAGRAMS

Electrical connections must be made by qualified and skilled personnel, according to the local norms.

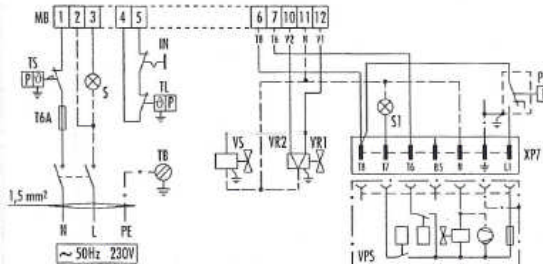
### ONE STAGE OPERATION - Single-phase power supply

**GAS 3 - 4**  
Without seal control



- MB** - Burner terminal board
- TS** - Safety thermostat
- TL** - Threshold thermostat
- PG** - Minimum gas pressure switch
- S** - External lock-out signal
- TB** - Burner ground (earth) connection
- IN** - Manual switch
- F** - Fuse (see table A)
- VR1** - 1st adjustment valve
- VR2** - 2nd adjustment valve
- VS** - Safety valve

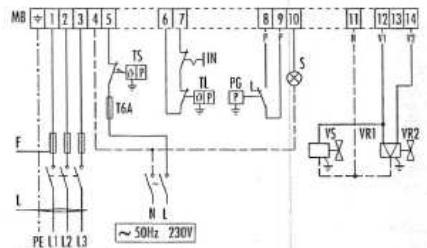
**GAS 3 - 4**  
With seal control



- MB** - Burner terminal board
- TS** - Safety thermostat
- TL** - Threshold thermostat
- PG** - Minimum gas pressure switch
- S** - External lock-out signal
- S1** - External lock-out signal on the seal control
- TB** - Burner ground (earth) connection
- IN** - Manual switch
- T6A** - 6A fuse
- VR1** - 1st adjustment valve
- VR2** - 2nd adjustment valve
- VS** - Safety valve
- VPS** - Seal control
- XP** - Seal control plug

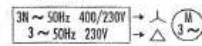
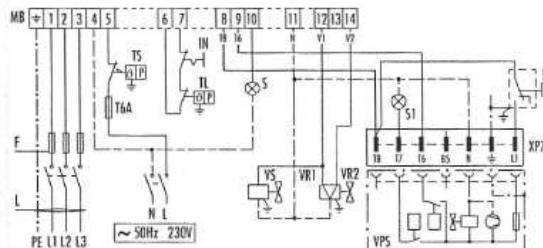
### ONE STAGE OPERATION - Triple-phase power supply

**GAS 5 - 6**  
Without seal control



- MB** - Burner terminal board
- TS** - Safety thermostat
- TL** - Threshold thermostat
- PG** - Minimum gas pressure switch
- S** - External lock-out signal
- IN** - Manual switch
- T6A** - 6A fuse
- F** - Fuse (see table A)
- L** - Lead section (see table A)
- VR1** - 1st adjustment valve
- VR2** - 2nd adjustment valve
- VS** - Safety valve

**GAS 5 - 6**  
With seal control



- MB** - Burner terminal board
- TS** - Safety thermostat
- TL** - Threshold thermostat
- PG** - Minimum gas pressure switch
- S** - External lock-out signal
- S1** - External lock-out signal on the seal control
- IN** - Manual switch
- T6A** - 6A fuse
- F** - Fuse (see table A)
- L** - Lead section (see table A)
- VR1** - 1st adjustment valve
- VR2** - 2nd adjustment valve
- VS** - Safety valve
- VPS** - Seal control
- XP** - Seal control plug

The following table shows the supply lead sections and the type of fuse to be used.

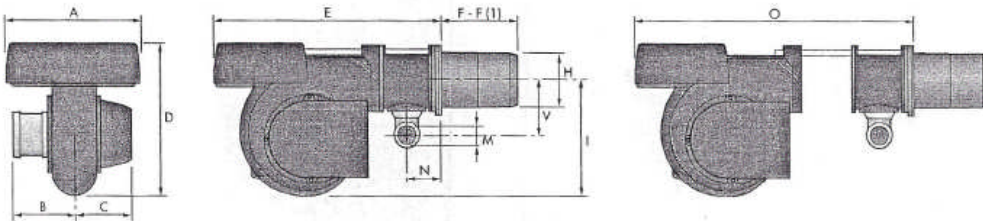
Model	▼ GAS 3	▼ GAS 4	▼ GAS 5	▼ GAS 6	
F A	T6	T6	T6	T6	T10
L mm <sup>2</sup>	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5



## OVERALL DIMENSIONS (mm)

### BURNER

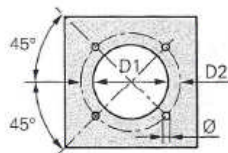
GAS 3 - 4 - 5 - 6



Model	A	B	C	D	E	F - F (1)	H	I	M	N	O	V
▶ GAS 3	410	205	205	397	610	185 - 320	140	292	1"1/2	97	775	165
▶ GAS 4	410	205	205	397	610	187 - 320	150	292	1"1/2	97	775	165
▶ GAS 5	431	226	205	437	645	207 - 365	155	332	1"1/2	97	810	165
▶ GAS 6	463	258	205	485	770	227 - 360	175	370	2"	131	966	195

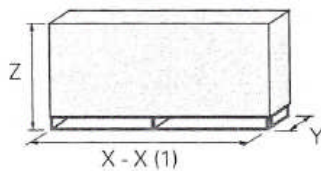
(1) Length with extended combustion head

### BURNER - BOILER MOUNTING FLANGE



Model	D1	D2	Ø
▶ GAS 3	155	226	M10
▶ GAS 4	165	226	M10
▶ GAS 5	165	226	M10
▶ GAS 6	185	276	M12

### PACKAGING



Model	X - X (1)	Y	Z	kg
▶ GAS 3	850	545	473	32
▶ GAS 4	850	545	473	38
▶ GAS 5	895	543	520	41
▶ GAS 6	1045	543	555	58

(1) Length with extended combustion head



RIELLO S.p.A. - Via degli Alpini, 1 - 37045 LEGNAGO (VR) Italy  
Tel. ++39.0442630111 - Fax ++39.044221980

Internet: <http://www.rielloburners.com> - E-mail: [rburners@rielloburners.com](mailto:rburners@rielloburners.com)



Since the Company is constantly engaged in the production improvement, the aesthetic and dimensional features, the technical data, the equipment and the accessories can be changed.  
This document contains confidential and proprietary information of RIELLO S.p.A.  
Unless authorised, this information shall not be divulged, nor duplicated in whole or in part.

**ANEXO AC**  
**DTI DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO DISEÑADO**





**ANEXO AD**  
**DETALLE DEL RECIPIENTE DEL INTERCAMBIADOR DE**  
**CALOR DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO**  
**PBH-ESPE-SCDP-PPM-01**



**ANEXO AE**  
**DETALLE DE TUBOS DE FUEGO Y BRIDAS OBROUND DEL**  
**INTERCAMBIADOR DE CALOR DEL SISTEMA DE**  
**CALENTAMIENTO**  
**PBH-ESPE-SCDP-PPM-02**



**ANEXO AF**  
**DETALLE DE CHIMENEAS Y BRIDA DE CONEXIÓN DE**  
**QUEMADOR DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO**  
**PBH-ESPE-SCDP-PPM-03**



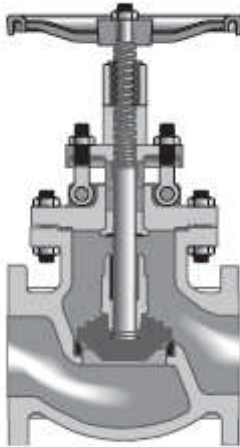
**ANEXO AG**  
**CATÁLOGO DE VÁLVULA DE GLOBO #150 DE CRANE**

**CRANE**

**Figures 143  
143½**

## Cast Steel Globe Valves

### Class 150 • Outside Screw & Yoke • Bolted Bonnet



**Figure 143**  
Flanged  
**Figure 143½**  
Butt Weld

**Size Range:**  
2 through 12 inches  
(50 - 300 mm)

**Pressure Temperature Rating**  
Carbon Steel  
ASTM A216 Grade WCB  
285 psi @ -20°F to 100°F  
(20 bar @ -28°C to 37°C)

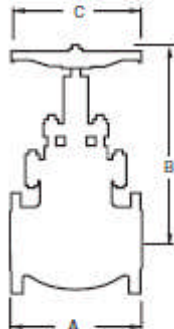
#### Material of Construction\*

Description	Material
Body	WCB
Bonnet	WCB
Seat Rings	Hardfaced
Disc	13% CR Overlay
Stem	410 SS
Packing	Graphite
Bonnet Gasket	Corrugated Soft Steel or Steel/ Stainless Steel w/Graphite
Back Seat	410 SS
Disc Stem Nut	410 SS
Disc Washer	Carbon Steel
Gland	410 SS
Gland Flange	WCB
Eye Bolt	Steel
Eye Bolt Nuts	A563 Gr. A or D
Plns	-
Bonnet Studs	A193 Gr. B7
Bonnet Nuts	A194 Gr. 2H
Handwheel	WCB
Handwheel Nut	A194 Gr. 2H
I.D. Tags	SS
I.D. Plns	Steel

**NOTES:**  
\*Standard construction: WCB-Trim B, other options are available.  
Crane recommends the use of manual or powered gear assistance  
for sizes 6" and larger.

#### Industry Standards

Steel Valves	ASME B16.34
Face-to-Face/End-to-End	ASME B16.10
Flange Dimensions	ASME B16.5
Weld End	ASME B.16.25
Testing	API 598



#### Dimensions and Weights

Inches (millimeters) - pounds (kilograms)

Valves	2 (50)	2 ½ (65)	3 (80)	4 (100)	6 (150)	8 (200)	10 (250)	12 (300)
A	8.00 (203)	8.50 (216)	9.50 (241)	11.50 (292)	16.00 (406)	19.50 (493)	24.50 (622)	27.50 (698)
B (Open)	14 (356)	16 (406)	16 (406)	19 (482)	21 (533)	24 (610)	29 (736)	40 (1016)
C	8 (203)	8 (203)	10 (254)	12 (304)	14 (355)	18 (457)	20 (508)	24 (610)
Wt. (143)	48 (21)	70 (31)	92 (41)	132 (59)	223 (101)	355 (161)	640 (290)	1100 (498)
Wt. (143½)	48 (22)	60 (27)	84 (38)	137 (62)	230 (104)	350 (158)	680 (308)	1190 (539)



**ANEXO AH**  
**CATÁLOGO DE VÁLVULA DE RETENCIÓN #150 DE CRANE**

# Cast Steel Swing Check Valve Figures 147 147½



## Class 150 • Bolted Cap

### Material of Construction\*

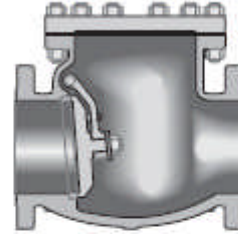
Description	Material
Body	WCB
Cap	WCB
Seat Ring	Hardfaced
Disc	13% CR Overlay
Hinge	WCB
Plns, Hinge	410 SS
Disc Washer	Steel
Cap Screw	A307 Gr. B
Cap Gasket	Corrugated Soft Steel or Steel/ Stainless Steel w/Graphite
Cap Studs	A193 Gr. B7
Cap Nuts	A194 Gr. 2H
I.D. Tags	SS
I.D. Plns	Steel

Figure 147  
Flanged

Figure 147½  
Butt Weld

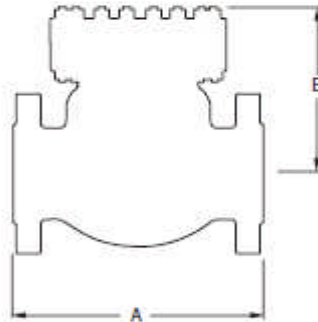
**Size Range:**  
2 through 24 inches  
(50 - 600 mm)

**Pressure Temperature Rating**  
Carbon Steel  
ASTM A216 Grade WCB  
285 psi @ -20°F to 100°F  
(20 bar @ -28°C to 37°C)



**NOTE:**

\*Standard construction: WCB-Trim 5, other options are available.



### Industry Standards

Steel Valves	ASME B16.34
Face-to-Face/End-to-End	ASME B16.10
Flange Dimensions	ASME B16.5
Weld End	ASME B.16.25
Testing	API 598

### Dimensions and Weights

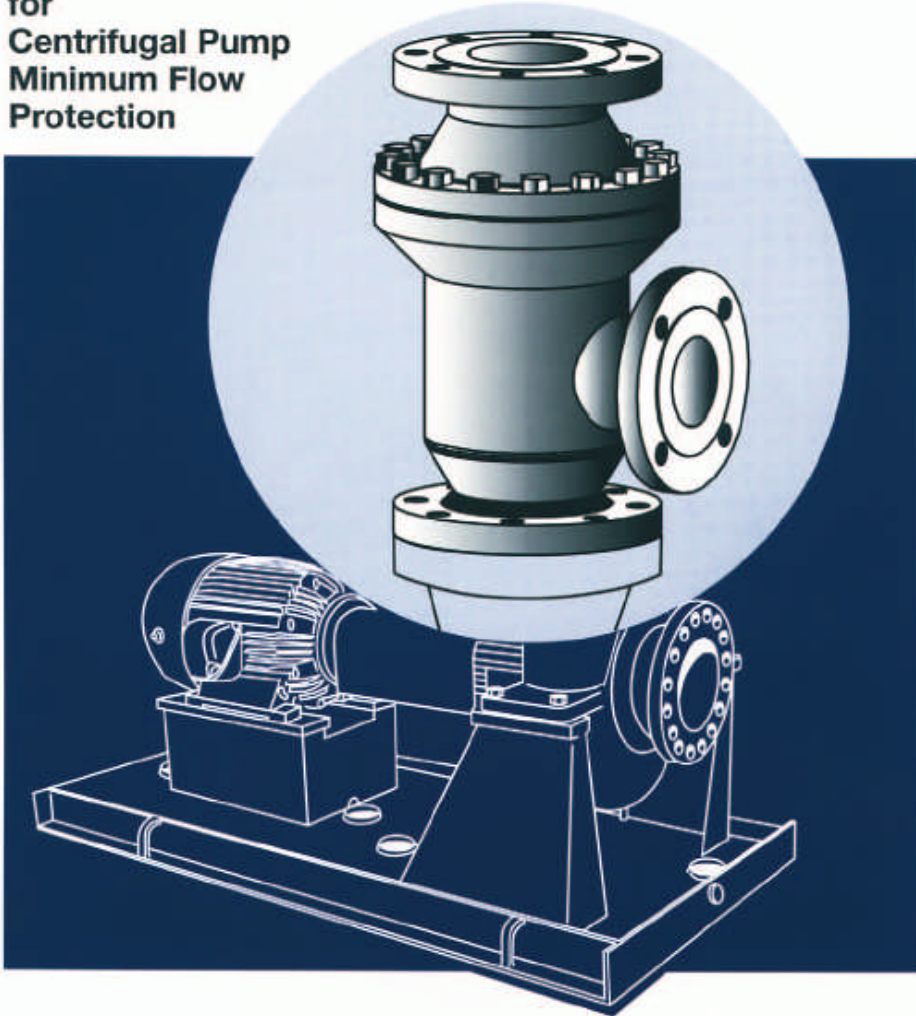
Inches (millimeters) - pounds (kilograms)

Valves	2 (50)	2½ (63)	3 (80)	4 (100)	6 (150)	8 (200)	10 (250)	12 (300)	14 (350)	16 (400)	18 (450)	20 (500)	24 (600)
A	8.00 (203)	8.50 (216)	9.50 (241)	11.50 (292)	14.00 (356)	19.50 (496)	24.50 (622)	27.50 (698)	31.00 (787)	34.00 (863)	38.50 (977)	38.50 (977)	51.00 (1295)
B (Open)	9 (229)	7 (178)	7 (178)	9 (229)	11 (279)	13 (330)	15 (381)	17 (432)	15 (381)	17 (432)	18 (457)	19 (482)	22 (558)
Wt. (147)	41 (18)	57 (25)	64 (29)	101 (45)	170 (77)	360 (163)	485 (219)	765 (346)	960 (430)	1225 (555)	1700 (771)	1850 (839)	2600 (1179)
Wt. (147½)	42 (19)	57 (25)	64 (29)	101 (45)	170 (77)	360 (163)	485 (219)	807 (366)	960 (430)	1225 (555)	1700 (771)	1850 (839)	2600 (1179)

**ANEXO AI**  
**CATÁLOGO DE VÁLVULA DE RECIRCULACIÓN AUTOMÁTICA**  
**DE BAJA PRESIÓN, #150 DE HBE ENGINEERING**

# Automatic Recirculation Valves

for  
Centrifugal Pump  
Minimum Flow  
Protection



**HBE**

ENGINEERING inc.

205 Portage Avenue, Three Rivers, MI 49093 U.S.A.  
Phone: 269-279-2035 Fax: 269-278-6746

**The DLPM series automatic recirculation valve was developed for centrifugal pump protection, providing the following features and benefits.**

**OPERATIONAL DEPENDABILITY**

The valve has only one moving part. No pilot valves or linkages are required for operation. The combination check valve/flow sensing element is guided at the top and bottom for smooth operation.

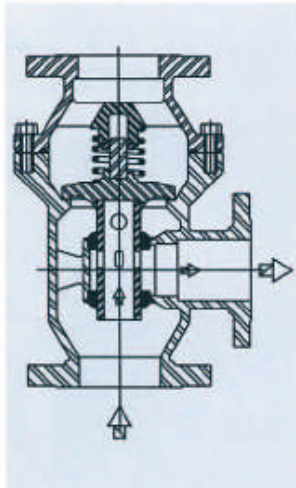
**MULTI-FUNCTION VALVE**

Provides economical and reliable protection against low flow and reverse flow conditions. The valve combines the functions of 1) main line check valve, 2) flow sensing element, 3) bypass flow control, 4) bypass pressure reduction. The DLPM eliminates at least seven separate components used in a conventional system.

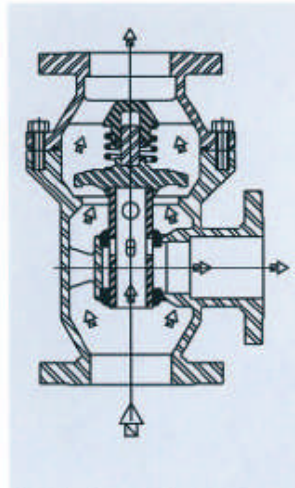
**SELF POWERED**

The valve operates without air or electric power and is easily installed with three connections.

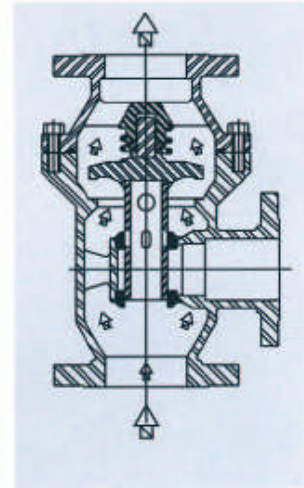
**OPERATIONAL OVERVIEW**



No main flow demand, minimum flow through bypass



Modulating flow, main flow is less than minimum flow



Main flow greater than minimum flow, bypass closed

**INDUSTRIES:**

The valve was developed to serve pump protection requirements of the following; Power, Refining, Chemical, Petro-chemical, Pharmaceutical, and HVAC.

**INSTALLATIONS:**

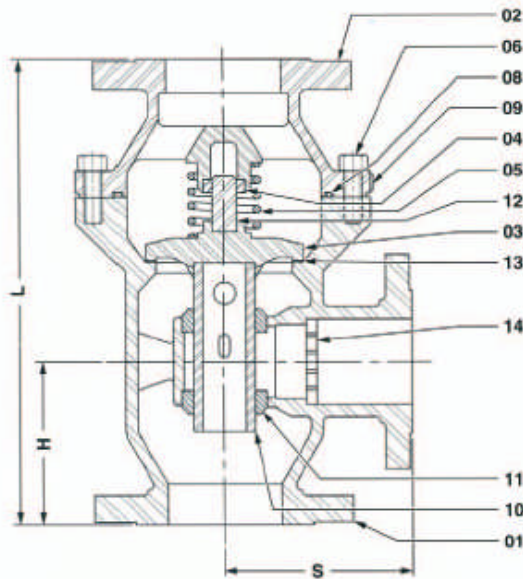
Typical installations include: Transfer, Feeding, Circulating, Boosting, and Loading Pumps.

**USAGE:**

Typical uses include centrifugal pumps of ANSI/API configuration, vertical turbine, and canned motor design.

**APPLICATIONS:**

In general any clean liquid which passes through a strainer or filter before entering the valve. Typical services include but are not limited to boiler feed water, raw water, condensate, gasoline, diesel fuel, light hydrocarbons, and feed stocks.



Item	Description	Materials	
1	Body	Carbon Steel	ASTM A216 WCB
2	Bonnet	Carbon Steel	ASTM A216 WCB
3	Disc	Stainless Steel 304	ASTM A276
4	Slide Ring	Stainless Steel 17-4PH	ASTM A747 17-4 PH
5	Spring	Stainless Steel	AISI 302
6	Stud Bolt	Carbon Steel	ASTM A193 B7
8	O-Ring	EPR (Others Available)	—
9	Name Plate	Stainless Steel 304	ASTM A276
10	Piston	Stainless Steel 304	ASTM A276
11	Bypass Ring	Stainless Steel 17-4 PH	ASTM A747 17 4PH
12	Disc Guide	Stainless Steel 304	ASTM A276
13	Seat	Stainless Settl Deposit	AWS E309
14	Orifice	Stainless Steel 304	ASTM A276

## BACK PRESSURE ACCESSORIES

Depending upon the bypass pressure differential, an orifice can be installed inside the bypass as illustrated above. In addition, a remote orifice or BPR (back pressure regulator) which is installed in the bypass piping may be required. HBE will quote and supply the necessary orifice or BPR with illustrative drawings and installation instructions to assure the valve operates quietly without two phase flow during bypass operation.

Normal Sizes Inch		Pressure Class	Dimensions Inch			Weights Lbs
Main	Bypass		L	H	S	
1	0.75	150	9.5	3.4	4.3	22
		300	9.4	3.4	4.3	33
		600	9.5	3.4	4.5	46
1.5	0.75	150	9.5	3.4	4.3	26
		300	9.8	3.4	4.3	37
		600	9.8	3.7	4.5	48
2	1	150	10.9	4.0	4.9	40
		300	10.9	4.0	4.9	48
		600	11.6	4.3	5.1	57
3	2	150	14.1	4.6	5.6	66
		300	15.5	5.1	6.0	82
		600	16.3	5.3	6.8	119
4	3	150	15.8	5.4	6.8	108
		300	18.2	6.2	7.3	158
		600	19.6	6.6	8.1	220
6	4	150	21.0	5.9	8.4	220
		300	22.8	7.5	9.3	315
		600	25.0	8.1	10.4	453
8	5	150	29.5	9.6	10.8	438
		300	31.3	10.2	11.6	598
		600	33.7	10.8	12.6	770
10	8	150	35.4	11.8	13.4	846
		300	37.4	12.6	14.2	1342
		600	43.3	14.4	16.3	1925

Consult HBE for Larger Size Requirements.

Normal Sizes Inch		Flows GPM		Bypass Cv	
Main	Bypass	Main Max	Bypass Max	Max	Min
1	0.75	60	35	6.1	0.5
1.5	0.75	125	35	6.1	0.5
2	1	250	75	8.5	1.0
3	2	500	165	17.0	2.0
4	3	900	320	36.4	3.0
6	4	2000	650	91.0	5.0
8	6	3300	1250	169.8	7.0
10	8	5500	2400	425	25.0

## VALVE MODEL LEGEND

**DLPM** – Low pressure modulating automatic recirculation valve. 150 lb. and 300 lb. ANSI Class.

**DMPM** – Medium pressure modulating automatic recirculation valve. 600 lb. ANSI Class

SIZE CODE	PRESSURE CLASS CODE	QUOTE/ORDER FILE NUMBER
04 = 1"	015 = 150	(xxxx)
06 = 1-1/2"	030 = 300	
08 = 2"	060 = 600	

**EXAMPLE**  
 3" – 300 Lb. flanged valve  
 File 4124  
 Model DLPM-12-030-4124  
 A written description of the material of construction details follows the model number.

## How To Order and Specify

The centrifugal pump shall be protected by the DLPM series automatic recirculation valve which is completely self-contained and fully automatic via flow activation.

The valve protects the pump from reverse flow and prevents overheating during low process demands.

Operation of the valve bypass will be modulating so the sum of the main and bypass flow will never be less than the minimum flow requirement of the pump.

Valve design will incorporate a radial split body, spring assisted check valve disc and inline bypass. Materials of construction will consist of a cast carbon steel body ASTM A216 grade WCB with stainless steel internals. If service conditions dictate other materials are available such as stainless steel, low temperature steel and nickel alloys.

The valve will be designed to operate without flashing or cavitation occurring during bypass operation. Any necessary accessories such as orifices or back pressure regulators will be provided by HBE to prevent flashing or cavitation in the bypass piping.

### Required Application Data

<b>Main Flow</b>		
Minimum	_____	GPM (m <sup>3</sup> /hr)
Maximum	_____	GPM (m <sup>3</sup> /hr)
Normal	_____	GPM (m <sup>3</sup> /hr)
<hr/>		
Minimum Pump Flow	_____	GPM (m <sup>3</sup> /hr)
<hr/>		
<b>Pump Discharge Pressure @:</b>		
Normal Flow	_____	PSIG (kpa)
Bypass Flow	_____	PSIG (kpa)
Shut off	_____	PSIG (kpa)
<hr/>		
Bypass Backpressure	_____	PSIG (kpa)
<hr/>		
<b>Temperature</b>		
Normal	_____	°F (°C)
Maximum	_____	°F (°C)
<hr/>		
<b>Liquid</b>		
*Specific Gravity	_____	
*Vapor Pressure	_____	psia
*Viscosity	_____	centipoise
(*if other than water)		



**ENGINEERING Inc.**

205 Portage Avenue  
Three Rivers, MI 49083 U.S.A.  
www.hbe-engineering.com

Printed in U.S.A.

**ANEXO AJ**  
**CATÁLOGO DE JUNTAS ESPIROMETÁLICAS BRUNSEN**



<b>METALES DE LAS JUNTAS ESPIROMETALICAS</b>	<b>TEMP MIN</b>	<b>TEMP MAX</b>
JUNTAS ESPIROMETALICAS DE ACERO INOX . 304	-195	+760
JUNTAS ESPIROMETALICAS DE ACERO INOX . 316L	-100	+760
JUNTAS ESPIROMETALICAS DE ACERO INOX . 321	-195	+760
JUNTAS ESPIROMETALICAS DE ACERO INOX . 347	-195	+925
JUNTAS ESPIROMETALICAS DE ACERO AL CARBON	-40	+540
JUNTAS ESPIROMETALICAS DE ALEACION 20	-185	+760
JUNTAS ESPIROMETALICAS DE HASTELLOY B2	-185	+1090
JUNTAS ESPIROMETALICAS DE HASTELLOY C 276	-185	+1090
JUNTAS ESPIROMETALICAS DE INCOLOY 800	-100	+870
JUNTAS ESPIROMETALICAS DE INCONEL 600	-100	+1090
JUNTAS ESPIROMETALICAS DE INCONEL X750	-100	+1090
JUNTAS ESPIROMETALICAS DE MONEL 400	-150	+820
JUNTAS ESPIROMETALICAS DE NIQUEL 200	-195	+760
JUNTAS ESPIROMETALICAS DE TITANIO	-195	+1090

<b>RELLENOS DE JUNTAS ESPIROMETALICAS</b>		
JUNTAS ESPIROMETALICAS RELLENO CERAMICA	-212	+1090
JUNTAS ESPIROMETALICAS RELLENO GRAFITO FLEXIBLE	-212	+510
JUNTAS ESPIROMETALICAS RELLENO PTFE	-240	+260
JUNTAS ESPIROMETALICAS RELLENO MICA DE GRAFITO	-212	+345

**ANEXO AK**  
**CATÁLOGO DEL FILTRO TIPO CANASTA SELECCIONADO DE**  
**MYTISA**

# MYTISA™

Sistemas Térmicos y de Procesos  
Industriales



MYTISA.COM

MÉXICO, D.F.  
AV. YOLANDA #69, COL. GPE. TEPEYAC  
C.P. 07840  
TEL.: (01 55) 5537 4227  
TEL.: (01 55) 5517 2062  
TEL.: (01 55) 5537 0083  
FAX: EXT. 102  
E-MAIL: VENTAS@MYTISA.COM.MX

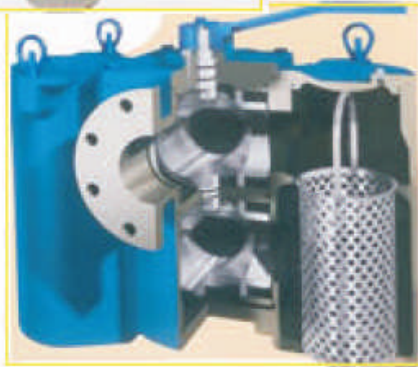
SN. JUAN DEL RÍO, QRO.  
CORREGIDORA #113-44, COL. CENTRO  
C.P. 76800  
TEL. (01 427) 272 06 76  
FAX. (01 427) 272 62 73



---

# MYTISA, S.A. DE C.V.

## Filtro Strainer Serie MSTR



La protección de equipos es vital en la industria desde bombas, válvulas, medidores de flujo, espreas, reguladores, etc, así como, tuberías y conexiones que al taparse ocasionan serios problemas en el proceso y equipos.

Un buen mantenimiento preventivo y un filtro adecuado proveen una operación libre de problemas.

El filtro Strainer Serie MSTR es el seguro para evitar el taponamiento dentro de la tubería o Instrumentos.

Filtro Serie MSTR elimina cualquier partícula sólida suspendida en una sustancia heterogénea con altas concentraciones de contaminantes, esto es debido a tener una mayor área de filtración en su género.

Se usa en línea de proceso intermitente; puede usarse como succión y descarga del fluido en una bomba.

Por su diseño, cuenta con la menor caída de presión posible; su mejor cualidad, su canastilla es totalmente lavable.

---

México, D.F.  
Av. Yolanda No. 69  
07940 Col. Gpe. Tepeyac  
(0155)55.37.42.27  
(0155)55.37.00.83

e-mail: [ventas@mytisa.com.mx](mailto:ventas@mytisa.com.mx)

San Juan del Río Oro.  
Calle Corregidora 1133-44  
76800 Fracc. Villas de Las F.  
(01427)272.06.76

## Especificaciones Generales

Gasto	1 - 3,000 GPM (Especifique el rango)
Conexiones	1" hasta 3" en NPT 2" hasta 24" Bridada
Rango de Presión de Trabajo	10 - 250 PSIG (Especifique el Rango)
Calda de Presión con canastilla limpia	x < 5 PSIG
Retención nominal	73 a 400 micras (dependiendo del elemento filtrante)
Filtro	Malla en acero inox. como medio filtrante, resto en acero al carbón
Eficiencia	90% de retención de partículas, dependiendo del elemento filtrante
Temperatura máxima de operación	570 °F.

## Funcionamiento

El fluido al entrar al filtro, choca con la canastilla, ésta elimina los contaminantes alojándolos en su interior; el tamaño de partícula que retiene depende de la apertura del medio filtrante que se utilice (pregunte por las opciones disponibles).

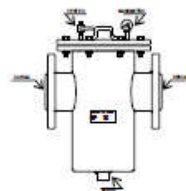
La cantidad de contaminante que recoja la canastilla depende de su área de filtración, a mayor cantidad de contaminantes mayor área de filtrado, esto es para evitar periodos cortos de tiempo entre limpieza y limpieza de la canastilla.

El filtro cuenta con un orificio de venteo, una purga y conexión para manómetro.

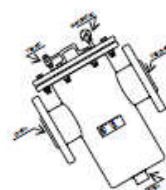
## Instalación

Se recomienda instalar filtros MSTR antes del punto de aplicación, en donde se requiere quitar la contaminación del fluido.

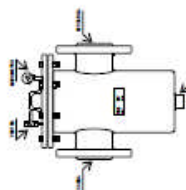
### Posición de instalación



✓  
Correcto



✗  
Incorrecto



✗  
Incorrecto

## Mantenimiento

1. Despresurizar el filtro.
2. Quitar tornillos de la tapa.
3. Remover tapa.
4. Abrir la purga para desalojar el líquido remanente en el filtro.
5. Remover la canastilla
6. Limpiar canastilla.

México, D.F.  
Av. Yolanda No. 69  
07840 Col. Gpe. Tepeyac  
(0155)55.37.42.27  
(0155)55.37.00.83



**MYTISA, S.A. DE C.V.**

e-mail: ventas@mytisa.com

San Juan del Río Oro.  
Calle Corregidora 1133-44  
76800 Fracc. Villas de Las F.  
(01427)272.06.76

## Inicio de operación

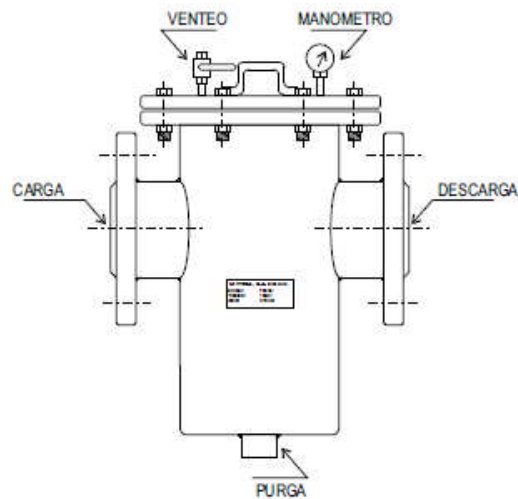
1. Verificar el cierre de tornillos, estos deben apretarse a un torque de 20 lb/ft.
2. Cerrar válvulas de dren, venteo.
3. Abrir lentamente la válvula de alimentación.
4. Al alcanzar la mitad de la presión de operación, abrir la válvula de venteo.
5. Cerrar la válvula de venteo hasta que no se aprecie aire.
6. Verificar que la lectura del manómetro sea la de operación.

## Recomendaciones

- No Golpear el filtro, ya que puede ocasionar daño al acabado del mismo.
- No soldar al filtro, esto puede ocasionar daño al acabado o al material.
- Recomendamos hacer mantenimiento cada 3 meses o cuando exista una caída de presión arriba de la recomendada.
- Pintar el exterior una vez al año.
- No lavar el housing con agentes agresivos o raspar.
- Puede ser instalado a la intemperie.
- Recuerde; al aumentar la cantidad de sólidos suspendidos se acorta el tiempo entre mantenimientos.

## Verificando la operación

1. Al observarse un descenso en la presión de 5 PSIG (0.35 Bar) significará que la canastilla se encuentra al 50% de obstrucción (recomendamos no pasar este rango).
2. En este punto se puede abrir la válvula de purga para desalojar algunos contaminantes.
3. En caso de una obstrucción extrema abrir la válvula de By-Pass al 100%, para evitar el colapsamiento de la canastilla.



México, D.F.  
Av. Yolanda No. 69  
07840 Col. Gpe. Tepeyac  
(0155)55.37.4227  
(0155)55.37.0083



**MYTISA, S.A. DE C.V.**

e-mail: [ventas@mytisa.com](mailto:ventas@mytisa.com)

San Juan del Río Oro.  
Calle Corregidora 1133-44  
76800 Fracc. Villas de Las F.  
(01427)272.06.76

## GRADO DE RETENCION

### MALLAS DE ACERO INOXIDABLE

MALLA HILOS X PLG <sup>2</sup>	DIAMETRO DE ALAMBRE			ABERTURA		%
	CALIBRE	mm	Pulgadas	mm	Pulgada	
2 x 2	16	1.600	0.0630	11.1000	0.4370	76.4
3 x 3	18	1.600	0.0630	5.8800	0.2700	85.6
4 x 4	18	1.600	0.0630	4.7500	0.1870	58.0
4 x 4	18	1.220	0.0480	5.1800	0.2030	85.9
5 x 5	20	0.890	0.0350	4.1800	0.1640	67.7
6 x 6	18	1.220	0.0480	3.0500	0.1200	51.8
8 x 8	21	0.810	0.0320	2.3800	0.0930	55.4
10 x 10	21	0.810	0.0320	1.7300	0.0880	48.2
10 x 10	23	0.630	0.0250	1.9100	0.0750	56.3
12 x 12	24	0.580	0.0220	1.9100	0.0600	51.8
14 x 14	25	0.500	0.0200	1.5200	0.0510	51.0
18 x 18	28	0.480	0.0180	1.3000	0.0450	50.7
18 x 18	28	0.480	0.0180	1.1300	0.0380	48.4
20 x 20	27	0.410	0.0160	0.8600	0.0340	46.2
24 x 24	28	0.350	0.0140	0.8600	0.0280	44.2
30 x 30	30	0.300	0.0120	0.5400	0.0210	40.8
35 x 35	31	0.254	0.0100	0.4600	0.0190	38.8
40 x 40	31	0.250	0.0100	0.3800	0.0150	38.0
50 x 50	32	0.230	0.0090	0.2800	0.0110	30.3
60 x 60	34	0.180	0.0073	0.2400	0.0090	32.8
65 x 65	34	0.180	0.0073	0.1800	0.0070	25.7
80 x 80	38.5	0.130	0.0053	0.1900	0.0070	31.4
100 x 100	42	0.110	0.0046	0.1400	0.0060	30.3
120 x 120	43	0.090	0.0035	0.1220	0.0048	30.0
150 x 150	45	0.066	0.0026	0.1040	0.0041	37.8
165 x 165	47	0.053	0.0021	0.1030	0.0040	41.0
180 x 180	47	0.053	0.0021	0.0900	0.0035	40.7
200 x 200	47	0.053	0.0021	0.0730	0.0029	33.4
250 x 250	48	0.040	0.0016	0.0610	0.0024	38.0
325 x 325	48	0.035	0.0014	0.0432	0.0017	30.5
400 x 400	49	0.030	0.0011	0.0340	0.0013	28.2

LUZ DE MALLA: Se entiende la abertura útil de pasaje, y la superficie de paso es la relación al tanto por ciento entre la superficie total de los ojos de las mallas y la superficie total de la tela.

México, D.F.  
Av. Yolanda No. 69  
07840 Col. Cmo. Tepeyac  
(0155)55.37.42.27  
(0155)55.37.00.83



**MYTISA, S.A. DE C.V.**

e-mail: [ventas@mytisa.com](mailto:ventas@mytisa.com)

San Juan del Río Gro.  
Calle Corregidora 1133-44  
76800 Fracc. Villas de Las F.  
(01427)272.06.76







# MYTISA, S.A. DE C.V. - Por más de 20 años líder en productos, equipos e ingeniería

Expertos en equipos intercambiadores de calor, como son:

Intercambiadores de calor tipo coraza y tubos (calentadores instantáneos, calentadores tipo bayoneta, calentadores tipo convertor para agua de proceso, enfriadores de aceite, etc.), intercambiadores de calor tipo placas, intercambiadores de calor de superficie extendida también llamados radiadores y torres de enfriamiento.

Sistemas de tratamiento de agua industrial, comercial y residencial. Los requerimientos actuales demandan nuevas tecnologías y equipos de fácil operación y bajos costos operativos. Ofrecemos suavizadores de agua, filtros de lecho profundo, filtros de carbón activado, filtros pulidores, desmineralizadores, osmosis inversa, generadores de ozono, plantas de tratamiento de agua para obtener agua potable o de proceso, de acuerdo a la Normatividad vigente.

En la industria en general, existen líneas de aire comprimido, contamos con los dispositivos para tratar este recurso y proporcionar la mejor calidad al mejor precio. Equipos y sistemas para secado, eliminación de humedad y aceite en el aire comprimido. Con la ayuda de secadores y complementados con nuestra línea de filtros.

Nuestros equipos son capaces de eliminar impurezas en el aire proveniente del compresor, hasta obtener una calidad de aire superior a 0.0008 ppm de aceite y una temperatura de punto de rocío de (-) 73°C.

## Intercambio de calor



## Tratamiento de agua



## Tratamiento de aire comprimido



**MYTISA**<sup>TM</sup>  
S.A. DE C.V.



**HANKISON**  
INTERNATIONAL

Oficinas Centrales  
Corregidora 113 - 44  
Col. Centro  
San Juan Del Río, Oro.  
Tel.: (427) 272 62 73  
Fax: (427) 272 06 76  
ventas@mytisa.com.mx

Av. Yolanda No. 69  
Col. Guadalupe Tepeyac  
México, D.F.  
Tel.: (55) 5537 4227  
Tel.: (55) 5537 0083  
Tel.: (55) 5517 2062  
Fax: Ext. 102  
ingenieria@mytisa.com.mx

**ANEXO AL  
TABLA DE GRADO DE RETENCIÓN DE MALLAS DE ACERO  
INOXIDABLE DEL FILTRO TIPO CANASTA DEL CATÁLOGO DE  
MYTISA**

## GRADO DE RETENCION

### MALLAS DE ACERO INOXIDABLE

MALLA HILOS X PLG <sup>2</sup>	DIAMETRO DE ALAMBRE			ABERTURA		
	CALIBRE	mm	Pulgadas	mm	Pulgada	%
2 x 2	16	1.600	0.0630	11.1000	0.4370	76.4
3 x 3	16	1.600	0.0630	5.8600	0.2700	65.6
4 x 4	16	1.600	0.0630	4.7500	0.1870	56.0
4 x 4	18	1.220	0.0480	5.1800	0.2030	65.9
5 x 5	20	0.890	0.0350	4.1800	0.1640	67.7
6 x 6	18	1.220	0.0480	3.0500	0.1200	51.8
8 x 8	21	0.810	0.0320	2.3800	0.0930	55.4
10 x 10	21	0.810	0.0320	1.7300	0.0880	48.2
10 x 10	23	0.630	0.0250	1.9100	0.0750	56.3
12 x 12	24	0.560	0.0220	1.9100	0.0600	51.8
14 x 14	25	0.500	0.0200	1.5200	0.0510	51.0
16 x 16	26	0.460	0.0180	1.3000	0.0450	50.7
18 x 18	26	0.460	0.0180	1.1300	0.0380	48.4
20 x 20	27	0.410	0.0160	0.8800	0.0340	48.2
24 x 24	28	0.350	0.0140	0.8600	0.0280	44.2
30 x 30	30	0.300	0.0120	0.5400	0.0210	40.8
35 x 35	31	0.254	0.0100	0.4600	0.0190	38.8
40 x 40	31	0.250	0.0100	0.3800	0.0150	36.0
50 x 50	32	0.230	0.0090	0.2800	0.0110	30.3
60 x 60	34	0.180	0.0073	0.2400	0.0090	32.6
65 x 65	34	0.180	0.0073	0.1900	0.0070	25.7
80 x 80	38.5	0.130	0.0053	0.1900	0.0070	31.4
100 x 100	42	0.110	0.0046	0.1400	0.0060	30.3
120 x 120	43	0.090	0.0035	0.1220	0.0048	30.0
150 x 150	45	0.066	0.0026	0.1040	0.0041	37.8
165 x 165	47	0.053	0.0021	0.1030	0.0040	41.0
180 x 180	47	0.053	0.0021	0.0900	0.0035	40.7
200 x 200	47	0.053	0.0021	0.0730	0.0029	33.4
250 x 250	48	0.040	0.0016	0.0610	0.0024	36.0
325 x 325	48	0.035	0.0014	0.0432	0.0017	30.5
400 x 400	49	0.030	0.0011	0.0340	0.0013	28.2

LUZ DE MALLA: Se entiende la abertura útil de pasaje, y la superficie de paso es la relación al tanto por ciento entre la superficie total de los ojos de las mallas y la superficie total de la tela.

**ANEXO AM**  
**ISOMÉTRICO DE LÍNEA DE SUCCIÓN DE AGUA DESDE**  
**TANQUE DE LAVADO HASTA BOMBA**  
**PBH-ESPE-SCDP-ISO-01 (5 - 5)**



**ANEXO AN**  
**ISOMÉTRICO DE LÍNEA DE DESCARGA DE AGUA DESDE**  
**BOMBA HASTA INTERCAMBIADOR DE CALOR**  
**PBH-ESPE-SCDP-ISO-02 (3 - 3)**





**ANEXO AO**  
**ISOMÉTRICO DE LÍNEA DE AGUA DESDE INTERCAMBIADOR**  
**DE CALOR HASTA TANQUE DE LAVADO**  
**PBH-ESPE-SCDP-ISO-03 (2 - 2)**



**ANEXO AP**  
**ISOMÉTRICO DE LÍNEA DE RECIRCULACIÓN DESDE**  
**DESCARGA DE LA BOMBA HACIA LÍNEA DE SUCCIÓN DE LA**  
**BOMBA**  
**PBH-ESPE-SCDP-ISO-04 (2 - 2)**

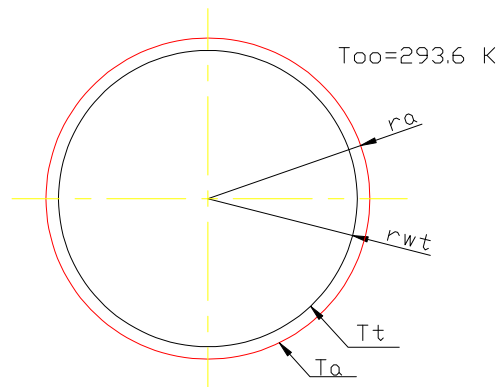


**ANEXO AQ**  
**PLANO DE PLANTA DEL SISTEMA DE CIRCULACIÓN DE AGUA**  
**PBH-ESPE-SCDP-PPT-01**



**ANEXO AR**  
**CÁLCULO DEL ESPESOR ÓPTIMO DEL AISLAMIENTO DEL**  
**TANQUE DE LAVADO**

El presente análisis se realizó con objetivo de sugerir un aislante térmico de tipo industrial de modo que se pueda aislar el tanque de lavado y disminuir así el excesivo calor perdido en condiciones ambientales críticas. En la figura siguiente se muestra el tanque de lavado con el aislante y sus respectivos radios y temperaturas.



DATOS:

$$T_t = 307.689 \text{ K}$$

$$T_{oo} = 293.65 \text{ K}$$

$$T_a = 295.372 \text{ K}$$

$$L := 12.8 \text{ m}$$

Donde:

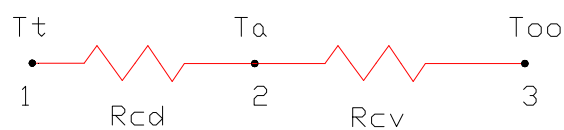
$T_t$  Temperatura exterior promedio del tanque de lavado (Tabla 3.4)

$T_{oo}$  Temperatura ambiental crítica (tabla 3.7)

$T_a$  Temperatura deseada en la superficie del aislamiento

$L$  Altura del tanque de lavado

Haciendo la respectiva analogía eléctrica del sistema mostrado en la figura se tiene:





Donde:

Rcd Resistencia por conducción en el aislante

Rcv Resistencia por convección del aislante al aire

$$R_{cd} = \frac{\ln\left(\frac{ra}{rwt}\right)}{2\pi Ka \cdot L}$$

$$R_{cv} = \frac{1}{ho \cdot 2\pi \cdot ra \cdot L}$$

$$Ka := 0.075 \frac{W}{mK}$$

$$ho := 22.5 \frac{W}{m^2K}$$

Donde:

Ka Coeficiente de conductividad térmica del aislamiento (Perlita expandida) Ver ANEXO AS – “HOJA TÉCNICA DEL PROVEEDOR DE AISLANTE (PERLITA EXPANDIDA)”

ho Coeficiente de convección para el aire (a velocidad de 12 Km/h)<sup>78</sup>

Haciendo uso de la ecuación (1) mostrada a continuación y entendiendo que la transferencia de calor entre el punto 1 y 2, es igual al calor entre los puntos 2 y 3 se obtiene la ecuación que permitirá tener como solo incógnita el *ra* (radio con aislamiento)

$$Q = \frac{T_1 - T_\infty}{R} \tag{ec (1)}$$

$$Q = Q_1 = Q_2 = Q_3$$

---

<sup>78</sup> DOSSAT, R; Principios de Refrigeración. pag196.

Se deduce por lo tanto la ecuación (2) para el sistema de resistencias equivalentes mostrado anteriormente.

$$\frac{T_t - T_a}{R_{cd}} - \frac{T_a - T_{oo}}{R_{cv}} = 0$$

$$\frac{T_t - T_a}{\frac{\ln\left(\frac{r_a}{r_{wt}}\right)}{2\pi \cdot K_a \cdot L}} - \frac{T_a - T_{oo}}{\frac{1}{h_o \cdot 2\pi \cdot r_a \cdot L}} = 0 \quad \text{ec. (2)}$$

Simplificando la ecuación (2) obtenemos:

$$r_a \cdot \ln\left(\frac{r_a}{r_{wt}}\right) = \frac{-(T_t - T_a) \cdot K_a}{(T_{oo} - T_a) \cdot h_o} \quad \text{ec. (3)}$$

Para efectos de cálculo se hará que la expresión derecha de la ecuación 3 se le trate como otra variable.

$$r_a \cdot \ln\left(\frac{r_a}{r_{wt}}\right) = -C$$

$$C := \frac{(T_t - T_a) \cdot K_a}{(T_{oo} - T_a) \cdot h_o}$$

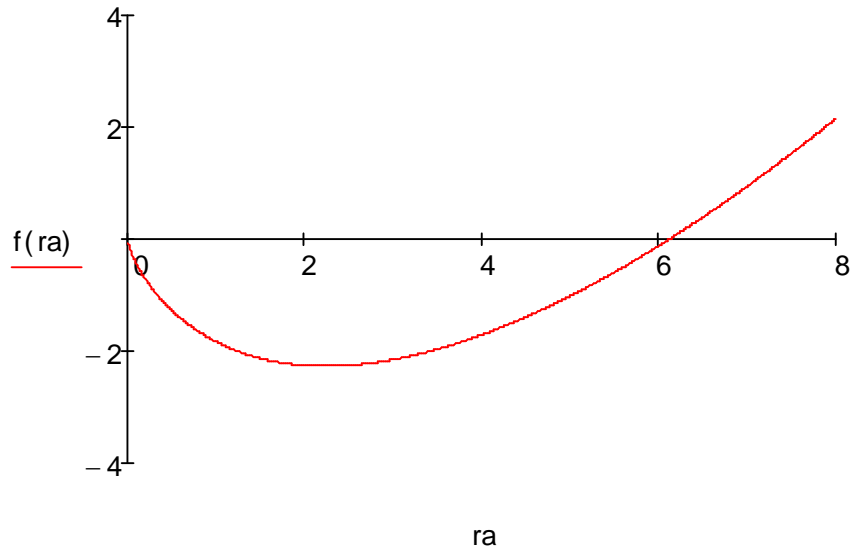
$$C = -0.024 \text{ m}$$

Usando la herramienta Mathcad se puede obtener las raíces de la función  $f(r_a)$ .

$$f(r_a) := r_a \cdot \ln\left(\frac{r_a}{r_{wt}}\right) + C$$

$$r_a := \text{root}(f(r_a), r_a, 0.001\text{m}, 8\text{m})$$

$$r_a = 6.119\text{m}$$



Por lo tanto el espesor óptimo a usar de aislante en el tanque de lavado es:

$$t_a = 23.792 \text{ mm}$$

Acercando a un valor comercial; el espesor definido será de:

$$t_a = 25.4 \text{ mm (1")}$$

### **CALOR PERDIDO EN TANQUE DE LAVADO CON AISLAMIENTO TÉRMICO**

El calor que se perderá en el tanque de lavado en caso de que SIPEC decida colocarlo se calcula a continuación. Cabe recalcar que el motivo de este análisis es para recomendar a la empresa que el aislar el mismo traerá grandes beneficios, evitando la disminución drástica de temperatura en días de condiciones ambientales poco favorables.

$$Q_a := \frac{T_t - T_{oo}}{R_{cd} + R_{cv}}$$

$$Q_a = 1.907 \times 10^4 \text{ W}$$

Donde:

Qa Calor perdido en tanque de lavado usando aislamiento térmico

Comparando este valor con el obtenido en el tópico 4.3.2.1.1 (Qpn= 3.093x10<sup>5</sup> W) del presente proyecto se encontró el porcentaje de calor que se perderá si se implementa el aislamiento recomendado en el presente anexo.

$$\text{Prc} := \frac{Qa}{Qpn}$$

$$\text{Prc} = 6.165\%$$

Por lo tanto se concluye que el 93.8% del calor presente en el crudo del tanque de lavado no se disiparía, lo que significaría que el nuevo calor que el sistema de calentamiento debe proporcionar es de:

$$Q_{\text{nefic}} = 1.011 \times 10^6 \text{ W}$$

$$Q_{\text{nefic}} = 3.45 \times 10^6 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

Donde:

Q<sub>nefic</sub> Calor necesario para deshidratar el crudo considerando una eficiencia total del sistema de 80%

Lo que implica que el gas disponible en campo será útil para hacer subir la temperatura del crudo a 320.8 K (117.7 °F) logrando un 85% de deshidratación el mismo que representaría un ahorro anual de USD 105.000,00.

**ANEXO AS**  
**HOJA TÉCNICA DEL PROVEEDOR DE AISLANTE (PERLITA**  
**EXPANDIDA)**

# Perlitemp®

Material recomendado para uso en aislamientos térmicos industriales, petroquímicas, centrales termoeléctricas y plantas de procesos diversos

Para su utilización a temperaturas muy altas es instalado en conjunto con materiales refractarios como en hornos para cerámicas, industria metalúrgica y siderúrgica. Su principal componente –la perlita expandida– es uno de los mejores aislantes térmicos conocidos. Extraído de nuestras minas en los Andes Argentinos, constituye un material ideal para aislar cañerías y equipos a altas temperaturas gracias a su baja conductividad térmica, buena resistencia mecánica y baja absorción de agua.

Perlitemp® es liviano y resistente, lo que facilita su manipulación y aplicación. Dada su mínima absorción de agua, su conductividad térmica no es afectada por ésta al tiempo que protege de la corrosión a cañerías y equipos convirtiendo a Perlitemp® en el aislante térmico ideal para cualquier tipo de aislamiento térmico industrial. Siendo incombustible no propaga las llamas ni genera incendios. Perlitemp® protege las cañerías y otras instalaciones.

Perlitemp® presenta los más bajos coeficientes de conductividad térmica entre los aislantes normalmente utilizados en instalaciones industriales. Posee un bajo contenido de iones cloruro y una adecuada cantidad de silicatos y de compuestos de sodio, lo que le confiere a las cañerías aisladas con Perlitemp® una excelente protección inhibiendo la corrosión. No absorbe agua. Libre de amianto y de cualquier otro tipo de material nocivo para la salud, su manipulación no irrita la piel.

## Aislamiento térmico estable

Perlitemp®, por ser un material rígido, resiste a las más exigentes condiciones de uso sin sufrir daños en sus constitución y espesor, lo cual le permite mantener su capacidad de aislamiento térmico invariable.

## Ventajas competitivas:

- ☞ No absorbe agua
- ☞ Inhibe la corrosión

Menor consumo de combustible en días de lluvia y subsiguientes manteniendo su capacidad aislante inalterable al no mojarse la aislación:

Verifique, en un día de lluvia y días subsiguientes, el incremento en la producción de vapor necesario para eliminar el agua absorbida por un aislamiento fibroso o de Silicato de Calcio. Los aislamientos fibrosos o de Silicato de Calcio no recuperan su capacidad aislante luego de la eliminación del vapor.

Absorción de agua (1 hora) % en volumen

MATERIAL	Porcentaje absorción agua
Perlitemp ®	3,8%
Silicato de calcio	86%
Aislamiento fibroso	86%

Inhibe la corrosión

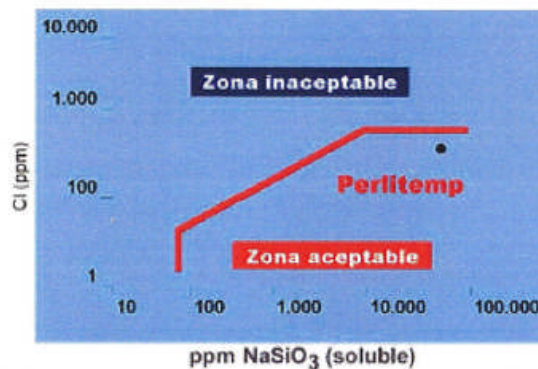
Posterga la renovación de instalaciones y equipo de alto valor:

Posterga la renovación de instalaciones donde es importantísimo el valor de la cañería o equipo versus el costo de la instalación.

Verifique el estado de una cañería aislada con fibrosos o silicatos al ser retirada el aislamiento después de 5 años.

Grafico correlativo entre cloro soluble y silicato de sodio soluble según norma ASTM-C795

(Análisis según norma ASTM-C871 y C692)



Protege sus equipos del fuego:

En contacto directo con el fuego, un reducido espesor de la superficie externa de Perlitemp ® se funde y vitrifica. Esta capa vitrificada actúa como protectora de la masa aislante interna, impidiendo su perforación y protegiendo a la cañería del contacto directo con las llamas.



### Mantenimiento del espesor

Menor consumo de energía:

Al no deformarse, la aislamiento rígido evita las importantes pérdidas de calor que se producen en el cuadrante superior de una aislamiento fibroso. El ahorro teórico de combustible es del 20%.

Verifique -aún al inicio- en una cañería aislada con el material fibroso la temperatura en la parte superior y notará que es mucho más alta que la del sector inferior y la de los sectores laterales.

- No es atacado por el fuego.
- No produce llamas.
- No produce desprendimiento de humos.
- No produce emanaciones tóxicas.

% de deformación en el cuadrante superior



### Resistencia a la compresión

Ahorro en el espesor de recubrimientos:

Permite usar capas de cobertura de menor espesor lo que se induce en un ahorro del equipo aislante superior al 10%. Perlitemp ® no necesita las construcciones auxiliares que requieren los aislantes fibrosos que representan entre un 3% y un 6% del costo del aislamiento térmico.

La resistencia mecánica a la compresión es más de dos veces superior a la presión ejercida por un hombre de 90 Kg. parado en puntas de pie sobre el aislamiento térmico.



Esfuerzo de compresión en Kg/cm<sup>2</sup>

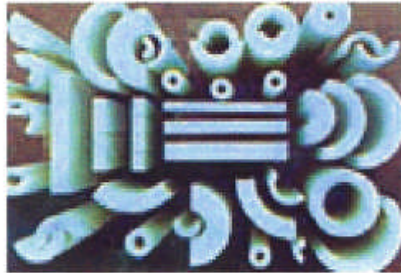
MATERIAL	Esfuerzo de compresión (Kg/cm <sup>2</sup> )
Perlitemp ®	5,82
Aislamiento fibroso	0,025

#### Único aislante térmico reutilizable

Perlitemp ® es el único aislante térmico que puede ser reutilizado luego de someter a la cañería que aísla a modificaciones operacionales o a reparaciones. Su fácil sistema de montaje y desmontado, único en aislantes industriales, su alta resistencia mecánica y su impermeabilidad lo hacen estable aun después de uso a altas temperaturas aportando una importante reducción en los gastos de mantenimiento.

#### Características

##### Formas disponibles



Perlitemp ® es fabricado en forma de medias cañas y placas.

Las medias cañas de Perlitemp ® son provistas de las siguientes formas:

Longitud de cada pieza: 920 mm

Medias cañas (2 piezas), para tubos de 1/2 a 10"

Medias cañas (2 piezas), para tubos de 12 a 20"

Las placas tienen las siguientes medidas:

305 mm x 922 mm y

500 mm x 910 mm

Los espesores varían de 1" a 4" con incremento de 1/2".

De ser necesario, las piezas son dimensionadas para permitir aplicaciones en capas múltiples.

En obras de gran envergadura, Perifiltra S.A. está en condiciones de proveer el producto en medidas especiales.

### Propiedades químicas

No tiene amianto ni ningún otro material peligroso para la salud en su composición química.

Bajo contenido de iones de cloruro y buena cantidad de silicatos y compuestos de sodio ayudan a proteger las cañerías contra la corrosión.

No es combustible. No contribuye a la propagación de llamas.

SiO <sub>2</sub>	74,2%
Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	12,3%
Fe <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	1,9%
CaO	0,1%
KO	2,8%
Na <sub>2</sub> O	8,3%
MgO	0,4%

### Propiedades físicas

ASTM C-302 and C-303  
Densidad nominal 215 kg/m<sup>3</sup>

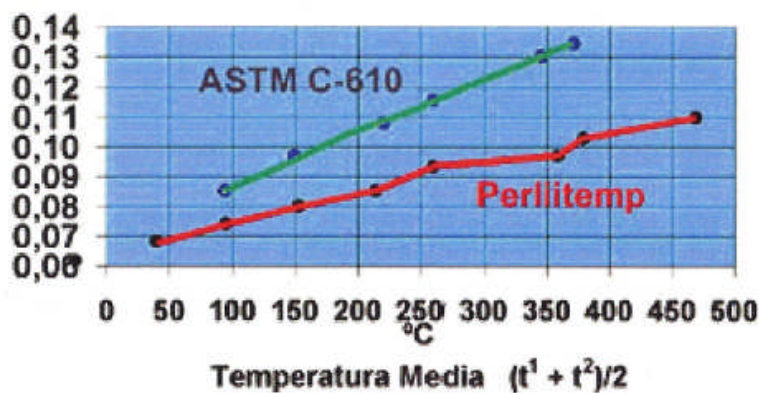
ASTM C-585  
Dimensiones standard

ASTM C-165  
Resistencia compresión: 6 kg/cm<sup>2</sup>

ASTM C-209  
Absorción de agua máxima en inmersión total durante 24 horas = 5% expresado en volúmenes.

Rígido de estructura isotrópica y moldeado con precisión.

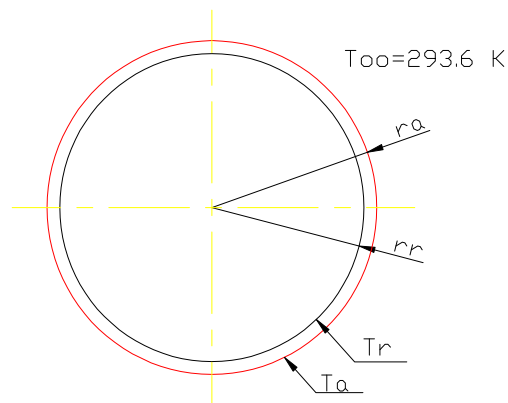
### Propiedades térmicas



FUENTE: test CETMIC -  
UNLP - CONICET - CIC.

**ANEXO AT**  
**CÁLCULO DEL ESPESOR DEL AISLANTE DEL CALENTADOR**

En éste anexo se realizó el cálculo del espesor necesario de aislante térmico que se puede colocar el recipiente del sistema de calentamiento para disminuir las pérdidas por convección al ambiente y aumentar la eficiencia del calentador. En la figura siguiente se muestra un esquema del recipiente junto con el aislante y sus respectivos radios y temperaturas.



DATOS:

$$T_r = 317.594 \text{ K}$$

$$T_{oo} = 293.65 \text{ K}$$

$$T_a = 299.817 \text{ K}$$

$$L := 6.3 \text{ m}$$

Donde:

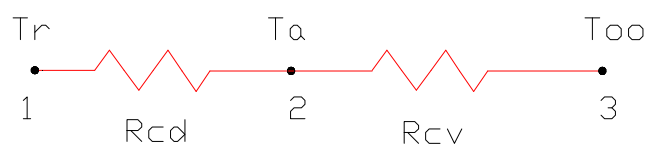
$T_t$  Temperatura exterior promedio del recipiente a presión

$T_{oo}$  Temperatura ambiental crítica (tabla 3.7)

$T_a$  Temperatura deseada en la superficie del aislamiento

$L$  Longitud del tanque d lavado

Haciendo la respectiva analogía eléctrica del sistema mostrado en la figura se tiene:



Donde:

Rcd Resistencia por conducción en el aislante

Rcv Resistencia por convección del aislante al aire

$$R_{cd} = \frac{\ln\left(\frac{ra}{rr}\right)}{2\pi \cdot Ka \cdot L}$$

$$R_{cv} = \frac{1}{ho \cdot 2\pi \cdot ra \cdot L}$$

$$Ka := 0.075 \frac{W}{mK}$$

$$ho := 22.5 \frac{W}{m^2K}$$

Donde:

Ka Coeficiente de conductividad térmica del aislamiento (Perlita expandida) Ver ANEXO AS – “HOJA TÉCNICA DEL PROVEEDOR DE AISLANTE (PERLITA EXPANDIDA)”

ho Coeficiente de convección para el aire (a velocidad de 12 Km/h)<sup>79</sup>

Haciendo uso de la ecuación (1) mostrada a continuación y entendiendo que la transferencia de calor entre el punto 1 y 2, es igual al calor entre los puntos 2 y 3 se obtiene la ecuación que permitirá tener como solo incógnita el *ra* (radio con aislamiento)

$$Q = \frac{T_1 - T_\infty}{R} \quad \text{ec (1)}$$

$$Q = Q_1 = Q_2 = Q_3$$

---

<sup>79</sup> DOSSAT, R; Principios de Refrigeración. pag196.

Se deduce por lo tanto la ecuación (2) para el sistema de resistencias equivalentes mostrado anteriormente.

$$\frac{T_t - T_a}{R_{cd}} - \frac{T_a - T_{oo}}{R_{cv}} = 0$$

$$\frac{T_t - T_a}{\frac{\ln\left(\frac{r_a}{r_r}\right)}{2\pi \cdot K_a \cdot L}} - \frac{T_a - T_{oo}}{\frac{1}{h_o \cdot 2\pi \cdot r_a \cdot L}} = 0 \quad \text{ec. (2)}$$

Simplificando la ecuación (2) obtenemos:

$$r_a \cdot \ln\left(\frac{r_a}{r_r}\right) = \frac{-(T_t - T_a) \cdot K_a}{(T_{oo} - T_a) \cdot h_o} \quad \text{ec. (3)}$$

Para efectos de cálculo se hace que la expresión derecha de la ecuación 3 se le trate como otra variable.

$$r_a \cdot \ln\left(\frac{r_a}{r_r}\right) = -C$$

$$C := \frac{(T_r - T_a) \cdot K_a}{(T_{oo} - T_a) \cdot h_o}$$

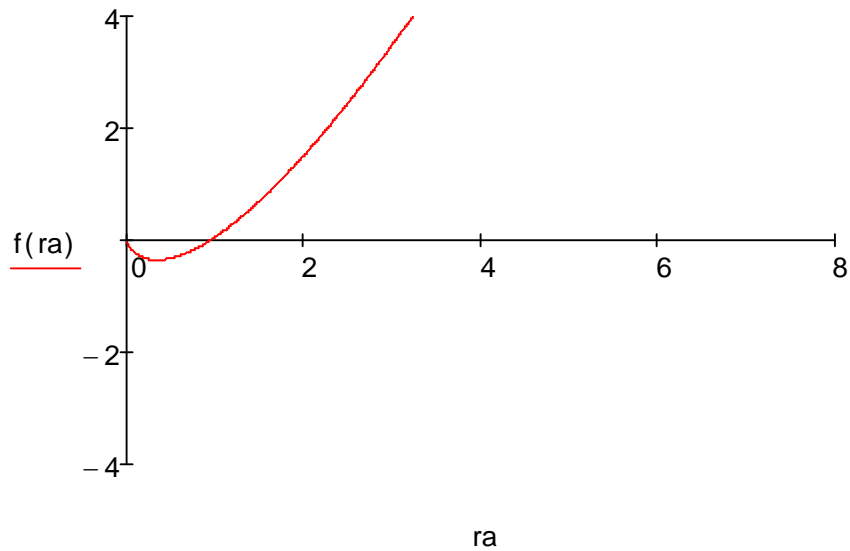
$$C = -9.61 \times 10^{-3} \text{ m}$$

Usando la herramienta Mathcad se obtiene las raíces de la función f(ra).

$$f(r_a) := r_a \cdot \ln\left(\frac{r_a}{r_r}\right) + C$$

$$r_a := \text{root}(f(r_a), r_a, 0.001\text{m}, 8\text{m})$$

$$r_a = 0.945\text{m}$$



Por lo tanto el espesor a usar de aislante en el recipiente del sistema de calentamiento es  $t_a=10\text{mm}$

### **CALOR PERDIDO EN RECIPIENTE CON AISLAMIENTO TÉRMICO.**

El calor que se perderá en el recipiente tomando en consideración un aislamiento de 10mm de perlita expandida se calcula a continuación.

$$Q_a := \frac{T_r - T_{oo}}{R_{cd} + R_{cv}}$$

$$Q_a = 5.188 \times 10^3 \text{ W}$$

Donde:

$Q_a$  Calor perdido en recipiente considerando el aislamiento térmico

Comparando este valor con el obtenido en la sección 4.3.2. (20% de pérdidas, 10% en tuberías y 10% en intercambiado) se encontró el porcentaje de calor que se perderá si se implementa el aislamiento recomendado en el presente anexo.

$$Q_{pr} := 137500W$$

$$Prc := \frac{Q_a}{Q_{pr}}$$

$$Prc = 3.773\%$$

Donde:

$Q_{pr}$  Calor perdido en el intercambiador

$Prc$  Porcentaje de pérdidas presentes en el intercambiador al usar aislamiento térmico

Por lo tanto se concluye que el 96,2% del calor dentro del recipiente a presión es aprovechado.



**ANEXO AU**  
**CARTA DE SATISFACCIÓN DE LA EMPRESA ENAP-SIPEC**



# REFERENCIAS

## BIBLIOGRÁFICAS

1. CRAIG, Roy Jr. Mecánica de materiales. Traducido del inglés por el Ingeniero Virgilio Gonzáles Pozo. Primera ed. México. 2002. P. F-4
2. CENGEL, Y. y BOLES, Michael. Termodinámica. Traducido del inglés por Víctor Campos Olguín y María Teresa Colli Serrano. 4ta Ed. México. McGraw-Hill Interamericana. 2002. 829 p.
3. INCROPERA, Frank y DEWITT, DAVID. Fundamentos de transferencia de calor. Traducido del inglés por Ricardo Cruz. 4ta Ed. México. Prentice Hall. 1999. 176p.
4. ASOCIACIÓN DE MANUFACTUREROS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBULARES (TEMA), USA. Normas de la Asociación de manufactureros de intercambiadores de calor tubulares. 9na Ed. Nueva York. 2007. 298p.
5. PATTON, Charles. Tecnología aplicada al agua. Traducido del inglés por Alan Foster. 3ra Ed. Estados Unidos. 1995. P.73
6. MOSS, Dennis. Manual de diseño de recipientes a presión. 3ra Ed. Oxford. Gula Professional Publishing. 2004. 518p.
7. MEGYESY, Eugene. Manual de recipientes a presión. 15va Ed. Oklahoma. s.e. 2001. 502p.
8. SOCIEDAD AMERICANA DE INGENIEROS MECÁNICOS, ESTADOS UNIDOS. Código ASME sección VIII División 1, Reglas para construcción de recipientes a presión. Nueva York. 2007. 715p.

9. SOCIEDAD AMERICANA DE INGENIEROS MECÁNICOS, ESTADOS UNIDOS. Código ASME B31.3 para tubería de proceso. Nueva York. 2006. 366p.
10. SOCIEDAD AMERICANA DE INGENIEROS MECÁNICOS, ESTADOS UNIDOS. Código ASME B16.5 para bridas de tuberías y accesorios bridados. Nueva York. 2003. 234p.
11. KUPPAN, T. Manual de diseño de intercambiadores de calor. Primera Ed. Nueva York. Marcel Dekker. 2000. 1136p.
12. ARNOLD, Ken y STEWART, Maurice. Operaciones de producción en superficie, Volumen 1. 2da Ed. Houston. Butterworth-Heinemann. 1999. 462p.
13. MOTT, Robert. Mecánica de fluidos aplicada. Traducido del inglés por Carlos Roberto Cordero Pedraza. 4ta Ed. México. Prentice Hall. 1996. 492p.
14. ROLLE, C. Termodinámica. 6ta Ed. Prentice Hall. Nueva York. 2006. P.497.
15. FARR, James. Libro guía para el diseño de recipientes a presión bajo el código ASME sección VIII División 1. Primera Ed. Nueva York. s.e. 2001. P.104.
16. DOSSAT, Roy J. Principios de Refrigeración. Traducido del inglés por Armando Garza Cárdenas. 5ta Ed. México. Continental. 1986. P.196

## **PUBLICACIONES NO PERIÓDICAS**

1. GÓMEZ, J. Apuntes de clase: Manejo de la producción en la superficie. Universidad Nacional Autónoma de México, Facultad de Ingeniería. 1984. Capítulo 8. pp. 10-21

## **DIRECCIONES INTERNET**

1. <http://documentos.arq.com.mx/Detalles/1540.html>. Calentadores de Fuego Directo. Español. 02 de Agosto de 2002
2. [http://tecnologiocalderas.com/index.php?main\\_page=product\\_info&cPath=68&products\\_id=213](http://tecnologiocalderas.com/index.php?main_page=product_info&cPath=68&products_id=213). Información sobre calderas. Español
3. <http://en.wikipedia.org/wiki/Boiler>. Funcionamiento de calderas. Inglés.
4. [http://www.ljstar.com/technical/pdf/iom\\_obround.pdf](http://www.ljstar.com/technical/pdf/iom_obround.pdf). Boquillas Obround. Inglés.
5. <http://www.igihm.com/curvas/950290CU.pdf>. Curvas de bomba seleccionada. Español.
6. <http://www.igihm.com/productos.php?id=6&cod=18&item=71>. Catálogo de bombas. Español. 2006.
7. [http://suntecenergy.tradeindia.com/Exporters\\_Suppliers/Exporter16864.257974/One-Stage-Gas-Burner.html](http://suntecenergy.tradeindia.com/Exporters_Suppliers/Exporter16864.257974/One-Stage-Gas-Burner.html). Catálogo de quemador. Inglés. 2009.
8. <http://www.kwintl.com/line-heaters.html>. Calentadores de baño de agua. Inglés. 2008.

9. [http://assets.fluke.com/manuals/ti10\\_\\_\\_\\_umspa0000.pdf](http://assets.fluke.com/manuals/ti10____umspa0000.pdf). Cámara termográfica. Español. Agosto 2007.
10. <http://www.tenaris.com/shared/documents/files/CB284.pdf>. Accesorios de tuberías. Español. Junio 2005.
11. <http://www.monografias.com/trabajos3/ recip/ recip.shtml>. Recipientes a presión. Español. 12 de Abril de 2000.
12. <http://www.ipac-acero.com/ipac/index.html>. Planchas comerciales de acero. Español. 2010.
13. [http://www.ampinstrumentacion.com.mx/Servicios\\_ValvulasSeg.php](http://www.ampinstrumentacion.com.mx/Servicios_ValvulasSeg.php). Catálogo de válvula de seguridad. Español. 2010