

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

EVALUACIÓN DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DEL LUBRICANTE PARA TURBINAS A GAS MS 5001P

**Presentado ante la Ilustre
Universidad Central de Venezuela
Por los Brs. Aguilera L. Engelbert,
Alvarez Q. John A.
Para optar al Título
de Ingeniero Mecánico**

Caracas, Mayo 2002

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

EVALUACIÓN DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DEL LUBRICANTE PARA TURBINAS A GAS MS 5001P

TUTOR ACADÉMICO: Prof. Ing. Julio Zambrano

TUTOR INDUSTRIAL: Ing. Serafín Bande

Presentado ante la Ilustre
Universidad Central de Venezuela
Por los Brs. Aguilera L. Engelbert,
Alvarez Q. John A.
Para optar al Título
de Ingeniero Mecánico

Caracas, Mayo 2002

Aguilera L. Engelbert,

Alvarez Q. John A.

EVALUACIÓN DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DEL LUBRICANTE PARA TURBINAS A GAS MS 5001P

Tutor Académico: Prof. Ing. Julio Zambrano.

Tutor Industrial: Ing. Serafin Bande Tesis. Caracas, U.C.V. Facultad de Ingeniería.

Escuela de Ingeniería Mecánica.2002, 207 páginas

Palabras Claves:

Sistema, Refrigeración, Lubricante, Intercambiadores, Turbinas.

Resumen.

El presente trabajo consta de la evaluación del sistema de enfriamiento del lubricante para turbinas a gas MS 5001P instaladas en la planta de CADAFE “Félix García Casimiro” ubicada en el estado Apure, para ello en los capítulos subsiguientes se plantea un marco teórico referencial que sirve de guía en dicha evaluación, se realiza la descripción del sistema original, así como, su inspección a través de la recolección de datos de operación y verificación visual de las condiciones actuales del mismo, además, se evalúan las tasas de transferencia de calor de los intercambiadores actuales, planteando como propuesta para el mejoramiento del sistema la selección y calculo de un Intercambiador de Calor Enfriado por Aire (ICEA) diseñado para operar bajo el régimen de temperaturas de la zona e instalado externamente a las unidades generadoras. Por ultimo se evalúa en forma económica la rentabilidad de esta propuesta y sus beneficios para la planta discutiéndose los resultados mediante es análisis de los mismos y culminando con las conclusiones que se pueden afirmar del trabajo y las recomendaciones originadas del mismo.

Caracas, Mayo de 2002

Los abajo firmantes, miembros del Jurado designado por el consejo de Escuela de Ingeniería Mecánica, para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por los Bachilleres Engelbert, Aguilera López y John A. Alvarez Quevedo.

**“Evaluación del Sistema de Refrigeración del
Lubricante para Turbinas a Gas MS 5001P”**

Consideran que el mismo cumple con los requisitos exigidos por el plan de estudios conducente al Título de Ingeniero Mecánico, y sin que ello signifique que se hacen solidarios con las ideas expuestas por los autores, lo declaran **APROBADO**.

Prof. Ing. Fabián Flores

Jurado

Prof. Ing. José Luis Perera

Jurado

Prof. Ing. Julio Zambrano

Tutor Académico

Coordinador

AGRADECIMIENTOS

Antes que todo agradezco a Dios, quien estuvo presente para mi durante la duración de mis estudios, impulsándome a seguir en los momentos más difíciles, cuando parecía que no podía continuar.

Agradezco a mis padres, Richard Aguilera y Eurides López, así como también a mi abuela Norberta López, por darme su apoyo integro e incondicional para la culminación de mis estudios de pregrado. Aprovecho para dar gracias también a mi prima Yslenia Pasero, quien me ha prestado ayuda económica y en el ámbito de consejos en los momentos que llegue a necesitarlo y al resto de mis familiares que hicieron lo propio.

Quiero dar un especial agradecimiento a la profesora Ing. Tibisay Zambrano, a quien considero, una gran amiga, por haberme dado más que instrucción académica, instrucción profesional y la oportunidad de haber trabajado con ella en el laboratorio de termodinámica, entre otros y prestarme su apoyo incondicional en todos los aspectos que concernieron a mis estudios.

A mi tutor, profesor Ing. Julio Zambrano, quien me ayudó a la correcta realización de mi trabajo especial de grado, además de recibir por su parte una muy buena instrucción académica y consejos para mi desarrollo como futuro ingeniero.

Quiero agradecer de manera especial a la empresa CADAFE, por darme la oportunidad de realizar este trabajo especial de grado, así como al personal que allí labora, entre los cuales quiero destacar al Ing. William Rodríguez, quien estuvo pendiente y contribuyó con nosotros en nuestra tarea y luego se convirtiera en nuestro tutor industrial, sucediendo al ingeniero Serafín Bande a quien también doy gracias por habernos ayudado y guiado en los inicios de este trabajo. También quiero agradecer al ingeniero Sergio Díaz, ingeniero Nerio Villalobos, la licenciada Reina Martínez y a la licenciada Yadira Peralta, por prestarnos su ayuda de una u otra manera. Aprovecho para dar gracias al personal de recursos humanos, la gerencia de generación de esta empresa.

Engelbert Aguilera López

AGRADECIMIENTOS

Ante todo agradezco a dios por acompañarme durante toda mi vida y estar allí cuando más lo necesité.

Agradezco enormemente a mi madre Elismary de Alvarez Quevedo y a mi padre Johnny Vicente Alvarez por darme el ser y apoyarme incondicionalmente en mi formación y colaborar conmigo para lograr esta meta que no solo es mía sino también de ellos.

Doy gracias a toda la familia de mi compañero Engelbert especialmente sus padres , quienes me acogieron en su hogar como uno mas de su familia y estuvieron siempre al pendiente para apoyarnos en lo que podían. Además quiero agradecer a mi madrina la Dra. Emma Quirpa quien me brindó su ayuda en todo momento.

Le doy mis más profundos agradecimientos a mi tutor el profesor Ing. Julio Zambrano quien me guió como un verdadero maestro no solo coordinando este trabajo especial sino también en mi formación como ingeniero.

Mis agradecimientos a todo el personal de la gerencia de generación de la empresa CADAFE por ayudarnos al desarrollo y culminación de este trabajo especial, particularmente a al Ing. Serafín Bande nuestro tutor industrial, al Ing. William Rodríguez, al Ing. Sergio Díaz y al Ing. Nerio Villalobos así como a las licenciadas Reina Martínez y Yadira Peralta, quienes colaboraron de una u otra forma con nosotros.

John A. Alvarez Q.

DEDICATORIA

Con todo mi Amor, a mi Hijo Juan Sebastián y a Mis padres y abuela
Richard Aguilera, Eurides Aguilera y Norberta López

Engelbert Aguilera López

DEDICATORIA

Quiero dedicar este trabajo a mi madre Elismary de Alvarez Quevedo, a mi padre Johnny Vicente Alvarez, a mis hermanos y tíos y especialmente a mi abuela Berta Quevedo con todo mi amor y cariño, este éxito lo logramos todos.

John A. Alvarez Q.

ÍNDICE GENERAL

CAPITULO 1 INTRODUCCIÓN	Pag.
1.1 GENERALIDADES	1
1.2 OBJETIVOS	1
1.2.1 Objetivo general	1
1.2.2 Objetivos específicos	2
1.3 UBICACIÓN DE LA PLANTA	2
1.3.1 Organigrama de la planta	3
1.4 NECESIDAD DEL ESTUDIO PARA EL MEJORAMIENTO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DEL LUBRICANTE DE LA TURBINA.	5
1.5 ASPECTOS GENERALES DE CADA CAPÍTULO	6
1.5.1 Aspectos generales del capítulo 2 (<i>Fundamentos Teóricos</i>)	6
1.5.2 Aspectos generales del capítulo 3 (<i>Evaluación del sistema de enfriamiento del lubricante</i>)	6
1.5.3 Aspectos generales del capítulo 4 (<i>Selección del intercambiador de calor agua-aire</i>)	7
1.5.4 Aspectos generales del capítulo 5 (<i>Análisis económico</i>)	7
CAPITULO 2 FUNDAMENTOS TEÓRICOS	8
2.1 GENERALIDADES	8
 	8
2.2 TIPOS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR	8
2.2.1 Arreglo de flujo	9
2.2.1.1 Flujo paralelo	9
2.2.1.2 Contraflujo	10
2.2.1.3 Flujo cruzado	11
2.2.2 Tipo de lecho	11
2.2.2.1 Intercambiadores de coraza y haz de tubos	13
2.2.2.2 Intercambiadores Compactos	

	Pag.
2.3 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR	6
2.4 MÉTODOS EMPLEADOS EN EL DISEÑO DE INTERCAMBIADORES.	19
2.4.1 Método de la Temperatura media logarítmica	19
2.4.2 Método de eficiencia – NUT	25
2.4.3 Método de “Kays y London”	28
2.5 INTERCAMBIADOR DE CALOR ENFRIADO POR AIRE (ICEA)	30
2.5.1 Componentes de un ICEA.	30
2.5.2 Clasificación de los ICEA	31
2.5.2.1 Por tipo de Flujo	32
2.5.2.2 Por tipo de Cabezal	32
2.6 ELEMENTOS DE DISEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR	34
2.6.1 Caída de presión en un intercambiador de calor compacto	35
2.7 VENTILADORES	38
2.7.1 Clasificación de ventiladores y sopladores	38
2.7.1.1 Características de los ventiladores axiales	40
2.7.1.2 Ventiladores centrífugos	41
2.7.2 Comparación entre los ventiladores axiales y los centrífugos	44
2.7.3 Procedimiento para el dimensionamiento	47
2.7.4 Parámetros de Selección de Ventiladores.	49
2.7.4.1 Rendimiento del sistema de los ventiladores	50
2.7.4.2 Características de diseño y rendimiento	50
2.7.5 Efectos sobre la selección	54
2.7.5.1 Ruido	54
2.7.6 Lineamientos para selección	55
2.7.7 Ejemplos de aplicaciones	56

	Pag.
2.8 DISEÑO Y CÁLCULO DE LA TUBERÍA	57
2.8.1 Pérdida de carga	57
2.8.2 Cálculo de la pérdida de carga	58
2.8.2.1 Pérdidas mayores	58
2.8.2.2 Pérdidas menores	65
2.8.3 Redes de tuberías	70
2.8.3.1 Análisis de Redes Cerradas	71
2.8.4 Método de Hardy-Cross con corrección de caudales: pasos que se deben seguir en el análisis.	74
2.8.5 Criterio de diseño de tuberías a Presión Interna	76
2.8.6 Análisis de flexibilidad	78
 CAPÍTULO 3 EVALUACIÓN DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DEL LUBRICANTE	
3.1 GENERALIDADES	81
3.2 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO ACTUAL	81
3.2.1 Sistema de lubricación	81
3.2.2 Sistema de agua de enfriamiento	85
3.3 DATOS ESTADÍSTICOS DE OPERACIÓN DE LAS UNIDADES	
3.3.1 Datos Estadísticos de las Temperaturas de Entrada y Salida de los Sistemas	88
3.3.2 Datos estadísticos de las condiciones Ambientales de la Zona	89
3.4 INSPECCIÓN DEL SISTEMA	
3.4.1 Intercambiador agua-aire	93
3.4.2 Intercambiador aceite-agua	95
3.4.3 Cuantificación del calor disipado en los intercambiadores que operan actualmente	99
3.4.4 Condiciones del sistema del agua de enfriamiento	101

	Pag.
3.5 PROPUESTA PARA EL MEJORAMIENTO DEL SISTEMA	102
3.6 SELECCIÓN DEL MÉTODO DE DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR	102
CAPÍTULO 4 SELECCIÓN DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR AGUA-AIRE	
4.1 GENERALIDADES	106
4.2 CONSIDERACIONES PARA EL DISEÑO	106
4.3 APLICACIÓN DEL MÉTODO SELECCIONADO PARA EL CÁLCULO DEL INTERCAMBIADOR	108
4.3.1 Cálculo y selección del intercambiador enfriado por aire (ICEA)	111
4.3.1.1 Calculo del ICEA para la Superficie CF-9.05-3/4 J (Configuración F)	114
4.3.1.2 Calculo del ICEA para la Superficie CF - 8.7 - 5/8 J (Configuración A)	124
4.3.1.3 Calculo del ICEA para la Superficie CF-9.05-3/4 J (Configuración A)	132
4.3.1.4 Calculo del ICEA para la Superficie CF-9.05-3/4 J (Configuración D)	140
4.3.1.5 Calculo del ICEA para la Superficie CF - 8.8 - 1 J (Configuración A)	148
4.4 SELECCIÓN DE LOS VENTILADORES	
4.4.1 Cálculo de la potencia de los ventiladores (<i>Pot</i>).	158
4.5 UBICACIÓN DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR ENFRIADOS POR AIRE EXTERNOS A LAS UNIDADES GENERADORAS	162
4.6 CÁLCULO HIDRÁULICO DE LAS TUBERÍAS DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO	164
4.6.1 Determinación de las redes que conforman el sistema	176

Pag.

4.7 CÁLCULOS DE VERIFICACIÓN PARA LA FLEXIBILIDAD DE LAS TUBERÍAS	
4.7.1 Tramo de Tubería del Sistema Original a la Brida de Entrada del Intercambiador	177
4.7.2 Tramo de Tubería de Retorno del Intercambiador al Sistema Original	178
4.8 ESPECIFICACIONES DE LOS EQUIPOS SELECCIONADOS	
4.8.1 Especificaciones del intercambiador Agua-Aire	181
4.8.1.1 Características térmicas referentes al diseño	181
4.8.1.2 Características físicas del intercambiador	181
4.8.2 Características principales de los ventiladores	182
4.8.3 Características generales de los motores	182
CAPÍTULO 5 ANÁLISIS ECONÓMICO	
5.1 GENERALIDADES	183
5.2 DETERMINACIÓN DE LA TASA DE RETORNO MÍNIMA ATRACTIVA	183
5.3 MÉTODOS PARA EVALUAR LA RENTABILIDAD ECONÓMICA DE UN PROYECTO.	184
5.3.1 Método del valor presente (VP)	185
5.3.2 Método del valor futuro (VF)	186
5.3.3 Método del valor anual (VA)	187
5.3.4 Método de la tasa interna de rendimiento (TIR)	188
5.3.4.1 Dificultades asociadas con el método de la TIR	191
5.4 DETERMINACIÓN DE LA RENTABILIDAD ECONÓMICA DE LA COMPRA DE EQUIPOS	192
5.4.1 Aplicación del método del valor presente (VP)	195

	Pag.
5.4.2 Aplicación del método del valor futuro (<i>VF</i>)	196
5.4.3 Aplicación del método del valor anual (<i>VA</i>)	196
5.4.4 Aplicación Del método de la TIR	197
 ANÁLISIS DE RESULTADOS	 200
CONCLUSIONES	203
RECOMENDACIONES	205
 REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	 207
 ANEXO A	 A.1
 ANEXO B	 B.1
 ANEXO C	 C.1

ÍNDICE DE FIGURAS Y GRÁFICAS

CAPÍTULO 1 FIGURAS

Pag.

Figura 1.1 Mapa del estado Apure	2
Figura 1.2 Distribución física de la planta “Félix García Casimiro” (San Fernando de Apure)	4

CAPÍTULO 2 FIGURAS

Figura 2.1 Flujo paralelo	9
Figura 2.2 Distribución de temperatura para flujo paralelo	9
Figura 2.3 Contraflujo	10
Figura 2.4 Distribución de temperatura para contraflujo	10
Figura 2.5 Flujo cruzado	10
Figura 2.6 Intercambiador de calor de tubo y coraza.	12
Figura 2.7 Intercambiador de tubos y coraza	12
Figura 2.8 Cubiertas de intercambiadores compactos	13
Figura 2.9 Factor de Colburn (J_h) y factor de fricción (f) vs. Número de Reynolds (NR) “Kays y London”	15
Figura 2.10 Balances globales de energía para los fluidos frío y caliente.	19
Figura 2.11 Balance de energía en flujo paralelo	21
Figura 2.12 Componentes típicos de un ICEA.	31
Figura 2.13 Clasificación por el tipo de Flujo.	32
Figura 2.14 Clasificación por el tipo de Cabezal	33
Figura 2.15 Esquema del núcleo de un intercambiador de calor compacto.	35
Figura 2.16 Ventiladores tipo axial	40
Figura 2.17 Tipos de impulsores de aspas radiales	41
Figura 2.18 Rueda con curvatura al frente.	42
Figura 2.19 Rueda con inclinación hacia atrás.	42
Figura 2.20 Rueda con aspas aerodinámicas.	43
Figura 2.21a Ventilador centrífugo tubular	43
Figura 2.21b Curvas para ventiladores tubulares	44

	Pag.
Figura 2.22 Curvas de eficiencia para ventiladores centrífugos y axiales	45
Figura 2.23 Comparación de rendimientos: presión total y caballaje al freno	45
Figura 2.24 Rangos de operación de ventiladores centrífugos y axiales	46
Figura 2.25 Curvas de corrección de presión, según altitud y temperatura de entrada del aire	48
Figura 2.26 Diseño y rendimiento de un ventilador turboaxial	51
Figura 2.27 Ventilador axial con aletas de guía	51
Figura 2.28 Ventilador centrífugo radial	52
Figura 2.29 Ventilador centrífugo con inclinación hacia atrás	52
Figura 2.30 Ventilador centrífugo radial	52
Figura 2.31 Rugosidad relativa (e/D), para materiales comunes utilizados en ingeniería	62
Figura 2.32 Diagrama de Moody (Factor de fricción para flujo completamente desarrollado en tuberías)	63
Figura 2.33 Trozo de tubería con más de 20 años de servicio	64
Figura 2.34 Coeficientes de pérdidas para flujos a través de cambios súbitos de área	67
Figura 2.35 Resistencia total representativa (Le/D)	68
Figura 2.36 Ejemplo de redes Abierta y Cerrada	70
Figura 2.37 Esfuerzos tangenciales de tracción en la tubería	76
Figura 2.38 Juntas de expansión comunes	79

CAPÍTULO 3 FIGURAS

Figura 3.1 Sistema de Lubricación	83
Figura 3.2 Sistema de Agua de Enfriamiento	86
Figura 3.3 Esquema de las dimensiones externas del intercambiador	93
Figura 3.4 Intercambiador aire-agua actual	94
Figura 3.5 Intercambiador Aceite-Agua	96
Figura 3.6 Vista externa lateral del intercambiador de calor Aceite-Agua	97
Figura 3.7 Tanque de aceite adyacente al intercambiador aceite-agua	98

CAPÍTULO 3 GRÁFICAS

Pag.

Gráfica 3.1 Régimen térmico medio mensual del estado Apure	90
Gráfica 3.2 Insolación media mensual en horas sol del estado Apure	90
Gráfica 3.3 Régimen pluviométrico del estado Apure	91
Gráfica 3.4 Comparación de la evaporación y la precipitación media del estado Apure	92

CAPÍTULO 4 FIGURAS

Figura 4.1 Curvas de factor de fricción (f_d) y factor de Colburn (J_h) Vs. Número de Reynolds del aire	112
Figura 4.2 Tramo de tubería del sistema original a la brida de entrada del intercambiador	163
Figura 4.3 Tramo de tubería de retorno del intercambiador al sistema original	163
Figura 4.4 Esquema de la red de tubería del sistema de enfriamiento	165
Figura 4.5 Recorrido del nuevo tramo de tubería	173

CAPÍTULO 5 FIGURAS

Figura 5.1 VP de 1.000.000 de Bs que se reciben al final del año k con una tasa de interés de i % al año	186
Figura 5.2 Diagrama de saldo de inversión que muestra la TIR	191

CAPÍTULO 5 GRÁFICAS

Grafica 5.1. Valor de la TIR (i^* %)	198
---	-----

ÍNDICE DE TABLAS

CAPÍTULO 2

Pag.

Tabla 2.1 Valores representativos del coeficiente global de transferencia de calor	18
Tabla 2.2 Relaciones NUT	27
Tabla 2.3 Características generales de los ventiladores y sopladores	39
Tabla 2.4 Coeficiente de pérdidas menores para entadas de tuberías	66
Tabla 2.5 Coeficientes de pérdidas (K) para contracciones graduales para ductos redondos y rectangulares	68
Tabla 2.6 Longitudes equivalentes adimensionales representativas (Le/D) para válvulas y accesorios	69
Tabla 2.7 Valores del coeficiente geométrico “y”	77

CAPÍTULO 3

Tabla 3.1 Valores de la presión atmosférica media mensual de San Fernando de Apure	92
Tabla 3.2 Resultados estadísticos de los calores disipados en los intercambiadores y eficiencia en el intercambio de calor entre el aceite y el agua.	100

CAPÍTULO 4

Tabla 4.1 Especificaciones de la configuración CF-9.05- ¾J para un diámetro nominal de 19,05 mm (configuración F)	114
Tabla 4.2 Especificaciones de la configuración CF-9.05-5/8 J para la configuración A	124
Tabla 4.3 Especificaciones de la configuración CF-9.05- ¾J para la configuración A	133
Tabla 4.4 Especificaciones de la configuración CF-9.05- ¾J para la configuración D	140
Tabla 4.5 Especificaciones de la configuración CF- 8.8 - 1 J para la configuración A	148
Tabla 4.6 Caída de presión del aire a través del intercambiador para cada configuración	156
Tabla 4.7 Accesorios y geometría de las tuberías en los circuitos	169
Tabla 4.8 Caudales obtenidos del método de Hardy-Cross.	170

CAPÍTULO 5

Pag.

Tabla 5.1 Cálculo del monto de RC anual equivalente	188
Tabla 5.2 Inversión inicial para la compra de equipos y fundación de las bases de concreto donde se instalarán los equipos	194
Tabla 5.3 Costos de operación de los equipos	195
Tabla 5.4 Valor de la TIR ($i^{\circ}\%$) para un VP de cero	197
Tabla 5.5 Montos de VP , VF , VA y TIR .	198

CAPÍTULO I

INTRODUCCIÓN

1 INTRODUCCIÓN

1.1 GENERALIDADES

En este capítulo se presenta el objetivo general y cada uno de los objetivos específicos que se trazaron para lograr una mejora en el sistema de enfriamiento del lubricante de las turbinas a gas instaladas en la planta “Félix García Casimiro” de San Fernando de Apure, de la “Compañía Anónima De Administración y Fomento Eléctrico” (**CADAFE**). Además, se indica la ubicación geográfica de la planta, su conformación física y el organigrama de la misma.

Inmediatamente se distinguen las razones y necesidades por las cuales la empresa “CADAFE” propone la realización de este estudio, justificando así su desarrollo. En segundo plano se menciona el contenido de cada capítulo que conforma este trabajo.

1.2 OBJETIVOS

En esta sección se señala el objetivo general, así como cada uno de los objetivos específicos que se plantearon para la realización del presente trabajo.

1.2.1 Objetivo general

En el sistema de enfriamiento del lubricante de una turbina a gas se hallan distintos mecanismos y dispositivos que permiten la transferencia y liberación de calor absorbido por el aceite, obteniendo como resultado la disminución de su temperatura para así mantenerlo en el rango de operación recomendado. Por ello se realizará una evaluación técnico-económica para el mejoramiento de este sistema para las turbinas a gas modelo MS-5001P instaladas en la planta de generación turbogas “Félix García Casimiro” de San Fernando de Apure, y en función de esta, desarrollar una alternativa factible para la mejora del mismo.

1.2.2 Objetivos específicos:

- ✓ Evaluar la operación del actual sistema empleado para la refrigeración del lubricante.
- ✓ Diseñar y calcular desde el punto de vista térmico, un intercambiador de calor enfriado por aire (ICEA) externo a la unidad generadora, para una turbina a gas modelo MS-5001P, así como el dimensionamiento del mismo.
- ✓ Realizar el estudio de la adaptación del intercambiador diseñado a las unidades generadoras.
- ✓ Seleccionar las empresas que podrían fabricar e instalar el ICEA.
- ✓ Analizar económicamente los costos y beneficios del mejoramiento del sistema de refrigeración y la recuperación de la inversión sobre los equipos.
- ✓ Estimar en cuanto se incrementaría la eficiencia del sistema de refrigeración del lubricante en las turbinas.

1.3 UBICACIÓN DE LA PLANTA

La Planta San Fernando de Apure, está ubicada al sur de la ciudad de San Fernando de Apure, en la periferia de la misma, detrás del hospital General Pablo Acosta Ortiz. Tiene una vía de acceso totalmente pavimentada de aproximadamente 1 Km. Posee un área cercada estimada en 57.000 m².

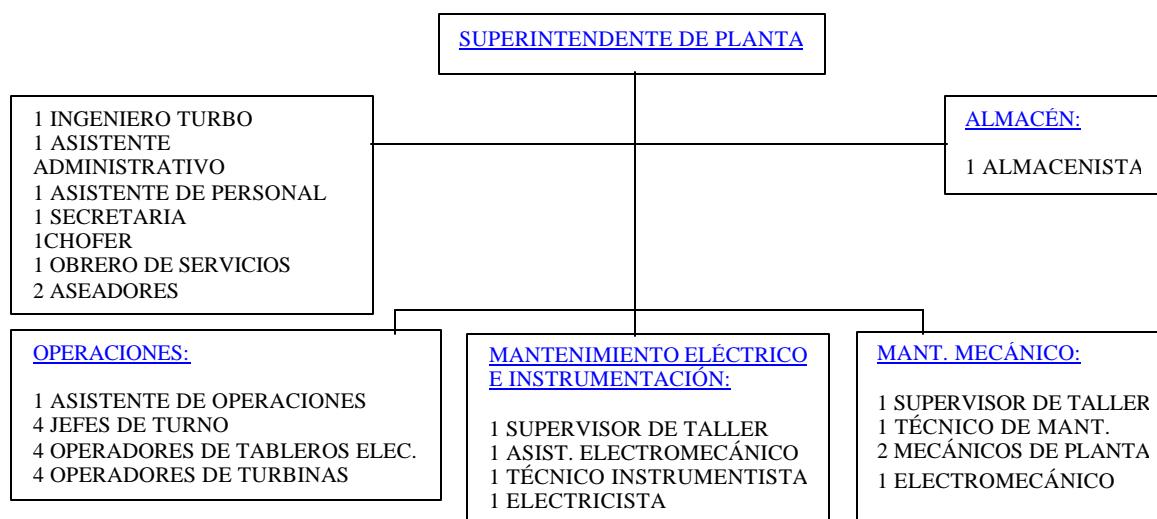


Figura 1.1 Mapa del estado Apure

Inicia sus operaciones con plantas turbo-gas en el año 1.979, cuando se pone en funcionamiento una unidad turbo-generadora alimentada con gas-oil, marca General Electric, modelo 5001P. de 21.150 Kw. de capacidad nominal de placa; la cual sustituye en su totalidad a las unidades Diesel MAN, SULTZER y NORDBERG, que en número de catorce suministraban una demanda de aproximadamente 14.000 Kw en hora pico. Unidades que para la fecha de su sustitución, trabajaban, a plena carga, por lo tanto, la confiabilidad en el suministro del servicio sin racionamiento era muy limitada. Posteriormente en el año 1979, se instala otra unidad similar a la antes mencionada con la idea de aumentar apreciablemente la confiabilidad del servicio.

Actualmente esta planta pertenece a la división de generación central de CADAFE y trabajan las unidades instaladas desde 1979, también se está desarrollando un proyecto para la instalación de una tercera unidad, del mismo modelo que las instaladas. Su espacio físico está conformado por oficinas, un almacén, un taller, un galpón de obras provisionales, una caseta de baterías, varias pistas de acceso a lo largo de su distribución, un patio para la ubicación de tres tanques de combustible para la alimentación de las turbinas, una caseta de centrifugadoras y una caseta de bombeo y filtrado para el combustible, un patio de distribución, una subestación eléctrica, una sala de mando y áreas verdes, tal como se muestra en la figura 1.2.

1.3.1 Organigrama de la planta



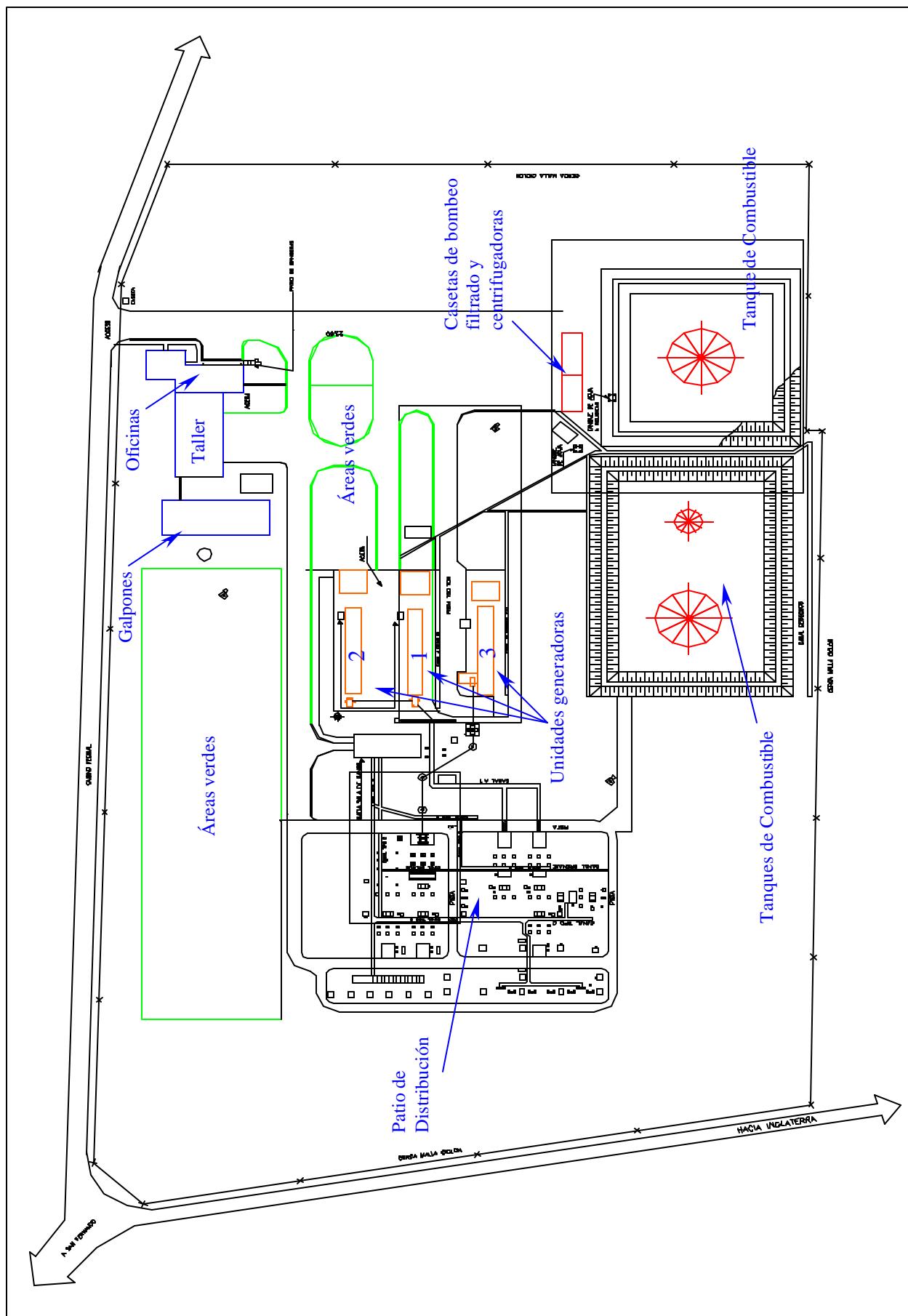


Figura 1.2 Distribución física de la planta ‘Félix García Casimiro’ (San Fernando de Apure)

1.4 JUSTIFICACIÓN DEL MEJORAMIENTO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DEL LUBRICANTE DE LA TURBINA A GAS.

Por la naturaleza de máquina rotativa que tienen las Turbinas a Gas, estas en giran apoyadas en cojinetes de deslizamiento los cuales poseen como fluido de trabajo aceite de lubricación. Dependiendo del régimen de trabajo de la turbina, se produce gran transferencia de calor del rotor al lubricante, por el fenómeno de fricción, afectando así su correcta operación. El lubricante debe preservar sus propiedades para asegurar un buen funcionamiento, entre las que se destaca la viscosidad, que se considera la más importante. Considerando que la viscosidad de un fluido es función de su temperatura, se desea que el lubricante se mantenga operando en el rango de temperatura especificado por el fabricante.

Las turbinas MS-5001P, instaladas en la planta, constan de un sistema de refrigeración del lubricante provisto con una serie de dispositivos de protección, los cuales ejercen acciones de apagado de las turbinas cuando estas operan fuera de los rangos de temperatura en los cabezales de los cojinetes. El lubricante utilizado en estas turbinas es de grado pesado y las especificaciones de temperatura dadas por el fabricante son de aproximadamente 32 °C al arranque de la unidad, y 71°C en plena operación

Actualmente en la planta Félix García Casimiro, las condiciones de funcionamiento ocasionan una dificultad para mantener el rango de temperatura especificado, lo que limita la operación de la turbina, produciendo fallas, costos de mantenimiento adicionales y reduciendo la capacidad de generación de las unidades, las cuales trabajan actualmente a una carga promedio de 12 MW, teniendo una capacidad nominal de 21 MW.

Por la situación expuesta anteriormente, surge en “CADAFAE” la necesidad de evaluar el sistema de enfriamiento del lubricante que funciona actualmente en las unidades, y así proponer y desarrollar una alternativa para la mejora del mismo. Dando justificación al presente trabajo especial de grado.

1.5 ASPECTOS GENERALES DE CADA CAPÍTULO

Esta sección tiene como finalidad mostrar una síntesis que describe el contenido de cada capítulo que ha sido desarrollado, con el propósito de indicar el alcance abarcado en cada uno de estos. En el presente trabajo se procede a realizar la evaluación del sistema de enfriamiento del lubricante de las unidades que se mencionaron con el fin de mejorarlo y predecir si la mejora planteada es factible desde el punto de vista económico para la empresa. Para tal fin se ha desarrollado un procedimiento que se describe en los capítulos 2,3,4,5 a continuación.

1.5.1 Aspectos generales del capítulo 2 (*Fundamentos Teóricos*)

Este capítulo abarca una descripción de los intercambiadores de calor, equipos principales del sistema de enfriamiento del lubricante; aquí se presentan los fundamentos de transferencia de calor aplicados en estos dispositivos para su diseño y se describen los tipos de intercambiadores. También se explican los métodos de cálculo más utilizados y el planteamiento de las ecuaciones para obtener el área y la tasa de transferencia de calor, diferencia de temperaturas, eficiencia, etc. Adicionalmente se presentan un marco referencial para los dispositivos de manejo de aire del equipo, tal como lo son ventiladores, asimismo el método de diseño hidráulico de tubería usadas para incorporar el intercambiador al sistema de enfriamiento de la turbina.

1.5.2 Aspectos generales del capítulo 3 (*Evaluación del sistema de enfriamiento del lubricante*)

En este capítulo se realiza la inspección del sistema de enfriamiento del lubricante. Se recopilan los datos climáticos de la zona, registros de operación del sistema en las unidades I y II instaladas en la planta. Previamente se hace la descripción de los sistemas de lubricación y agua de enfriamiento de la turbina, definiendo y esquematizando sus

principales componentes. Por último se evalúa el sistema de enfriamiento cuantificando el calor disipado en los intercambiadores y se define la eficiencia actual de este sistema.

1.5.3 Aspectos generales del capítulo 4 (*Selección del intercambiador de calor agua-aire*)

En este capítulo se selecciona un intercambiador de calor enfriado por aire (ICEA) entre 5 configuraciones previamente calculadas. Para el ICEA seleccionado se especifica sus dimensionamiento, materiales de construcción, características térmicas y su ubicación en la planta. Adicionalmente se presentan los cálculos de potencia de los motores para el accionamiento de los ventiladores que van a trabajar con los intercambiadores. Finalmente según el lugar de colocación en planta que se ha escogido, se estima la instalación de un nuevo tramo de tubería que servirá para adaptar este intercambiador al sistema de enfriamiento original.

1.5.3 Aspectos generales del capítulo 5 (*Análisis económico*)

En este capítulo se utilizan los métodos de Valor Presente, Valor Futuro, Valor Anual y de Tasa Interna de Rendimiento; como base para hacer un análisis económico y determinar la rentabilidad de la adquisición de los equipos según la alternativa seleccionada para el mejoramiento del sistema de enfriamiento del lubricante.

CAPÍTULO II

FUNDAMENTOS TEÓRICOS

2 FUNDAMENTOS TEÓRICOS

2.1 GENERALIDADES

Este capítulo concierne a la descripción del equipo principal para el sistema de enfriamiento del lubricante en una turbina a gas, como lo es un intercambiador de calor; aquí se presentan y describen los tipos de intercambiadores y los fundamentos de transferencia de calor aplicados en estos dispositivos para su diseño, así mismo se explican los distintos métodos de cálculo más utilizados mediante el planteamiento de las ecuaciones para obtener el área y la tasa de transferencia de calor, diferencia de temperaturas, eficiencia, etc. Además, se distinguen entre los tipos el “Intercambiador de Calor Enfriado por Aire” (ICEA), del cual se destacan sus componentes, clasificación y tipo de construcción.

Finalmente se exponen los dispositivos de manejo de aire, como son los ventiladores y sopladores, detallando los tipos, métodos de cálculo y parámetros de selección de dichos dispositivos y por último se refiere al diseño y cálculo de la tubería para incorporar el intercambiador al sistema de enfriamiento de la turbina.

2.2 TIPOS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR:

Los intercambiadores normalmente se clasifican de acuerdo con el *arreglo del flujo* y el *tipo de construcción o lecho*. El intercambiador de calor más simple es aquel en que los fluidos caliente y frío se mueven en la misma dirección o en direcciones opuestas en una construcción de *tubos concéntricos* (o *doble tubo*).

2.2.1 Arreglo de flujo

Generalmente el proceso de transferencia de calor mediante estos dispositivos ocurre entre dos fluidos a diferentes temperaturas, separados por una superficie de transferencia de calor. Este calor se puede transferir más o menos rápido, dependiendo de la configuración que tengan los flujos de ambos fluidos, entre otras. En las configuraciones de flujo influye la dirección del

movimiento de ambos fluidos, así como el sentido del mismo; entre las más comúnmente usadas están las siguientes:

- Flujo paralelo
 - Contraflujo
 - Flujo cruzado
- {

Mezclado
 No mezclado

2.2.1.1 Flujo paralelo

En el arreglo *de flujo paralelo*, los fluidos caliente y frío entran por el mismo extremo del intercambiador, fluyen en la misma dirección y sentido, y salen por un mismo extremo. Generalmente en este tipo de intercambiadores el extremo de entrada de los fluidos es distinto al extremo de salida.

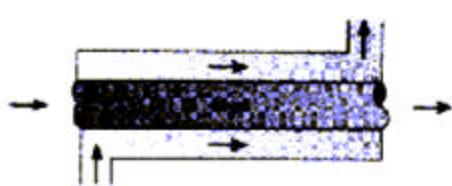


Fig. 2.1 Flujo paralelo

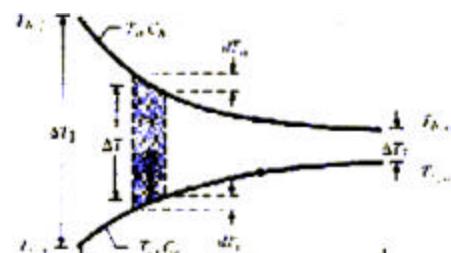


Fig. 2.2 Distribución de temperatura para flujo paralelo

Las distribuciones de temperaturas caliente y fría asociadas con un intercambiador de calor de flujo paralelo se muestran en la figura 2.2. La diferencia de temperaturas ΔT_m grande al principio, pero decrece rápidamente al aumentar el recorrido de los fluidos dentro del intercambiador, y se aproxima a cero de forma asintótica. Es importante señalar que, para tal intercambiador, la temperatura de salida del fluido frío nunca excede la del fluido caliente.

2.2.1.2 Contraflujo

En el arreglo de *contraflujo*, los fluidos entran por extremos opuestos, fluyen en direcciones opuestas, y salen por extremos opuestos.

Las distribuciones de temperatura de los fluidos caliente y frío asociadas con un intercambiador de calor en contraflujo se muestran en la figura 2.4. En contraste con el intercambiador de flujo paralelo, esta configuración mantiene transferencia de calor entre las partes más calientes de los dos fluidos en un extremo, así como entre las partes más frías en el otro.

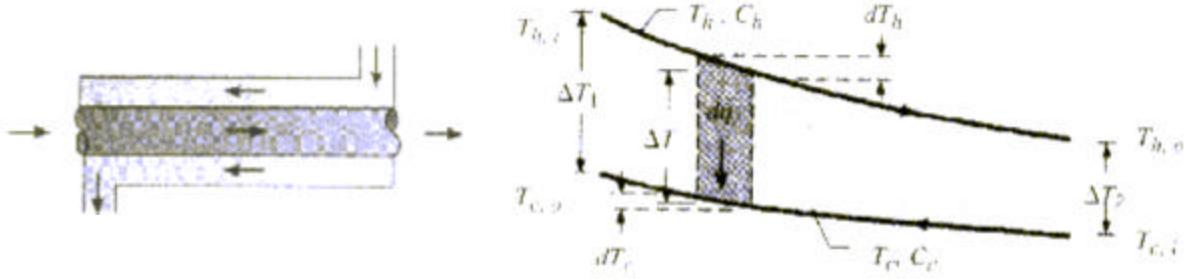


Fig. 2.3 Contraflujo

Fig. 2.4 Distribución de temperatura para contraflujo

2.2.1.3 Flujo cruzado

De manera alternativa, los fluidos se pueden mover en *flujo cruzado* (perpendiculares entre sí), como se muestra mediante los intercambiadores de calor tubulares *con aletas* y *sin aletas* de la figura 2.5. Las dos configuraciones difieren según el fluido que se mueve sobre los tubos esté *mezclado o no mezclado*.

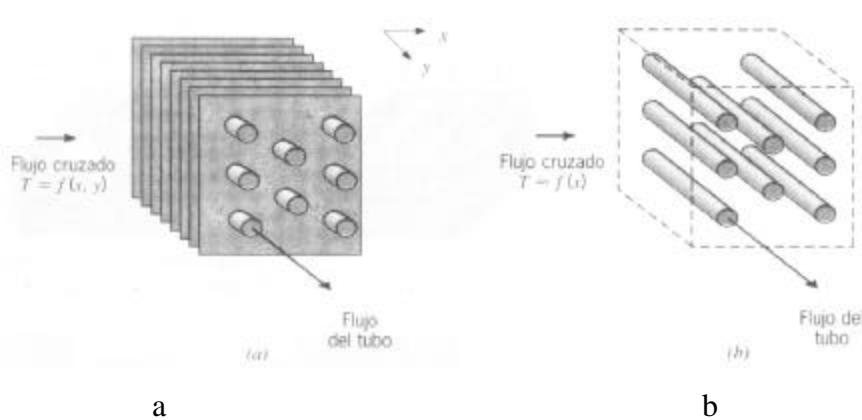


Fig. 2.5 Flujo cruzado

- a) Intercambiador con aletas y ambos fluidos sin mezclar
- b) Sin aletas y con un fluido mezclado y el otro no

En la figura 2.5a, se dice que el fluido no está mezclado porque las aletas impiden el movimiento en una dirección (y) que es transversal a la dirección del flujo principal (x). En este caso la temperatura del fluido varía con x y y . Por el contrario, para el conjunto de tubos sin aletas de la figura 2.5b, es posible el movimiento del fluido en la dirección transversal, que en consecuencia es mezclado, y las variaciones de temperatura se producen, en principio, en la dirección del flujo principal. En el intercambiador con aletas, dado que el flujo del tubo no es mezclado, ambos fluidos están sin mezclar mientras que en el intercambiador sin aletas un fluido está mezclado y el otro sin mezclar. La naturaleza de la condición de mezcla puede influir de manera significativa en el funcionamiento del intercambiador de calor.

A diferencia de los intercambiadores de flujo paralelo y contraflujo, en los de flujo cruzado los fluidos se encuentran generalmente, circulando en planos perpendiculares entre sí.

2.2.2 Tipo de lecho

Otra forma de clasificar estos dispositivos es por la configuración de la matriz que conforma la superficie de transferencia del intercambiador de calor. Básicamente las distintas configuraciones vienen dadas por el diseño constructivo, que depende a su vez de los tipos de fluidos que circulan, si son líquidos, gases, o una combinación de ambos, y de su proceso de fabricación.

Principalmente los intercambiadores se distinguen en:

- De coraza y haz de tubos
- Compactos

2.2.2.1 Intercambiadores de coraza y haz de tubos

Una configuración común es el intercambiador de calor de *tubos y coraza*. Principalmente esta conformado por placas cilíndricas que soportan la matriz de tubos, deflectores para cambiar la dirección de uno de los fluidos y así facilitar la transferencia de calor, cabezales anteriores y posteriores, carcasa o coraza y boquillas de entrada y salida. Las formas específicas difieren de acuerdo con el número de pasos de tubos y coraza, y la forma más simple, que implica *un solo paso por* tubos y coraza, se muestra en la figura 2.6. Normalmente se instalan deflectores para

aumentar el coeficiente de convección del fluido del lado de la coraza al inducir turbulencia y una componente de la velocidad de flujo cruzado. En las figuras 2.7a y 2.7b se muestran intercambiadores de calor con deflectores con un paso por la coraza y dos pasos por los tubos y con dos pasos por la coraza y cuatro pasos por los tubos, respectivamente.

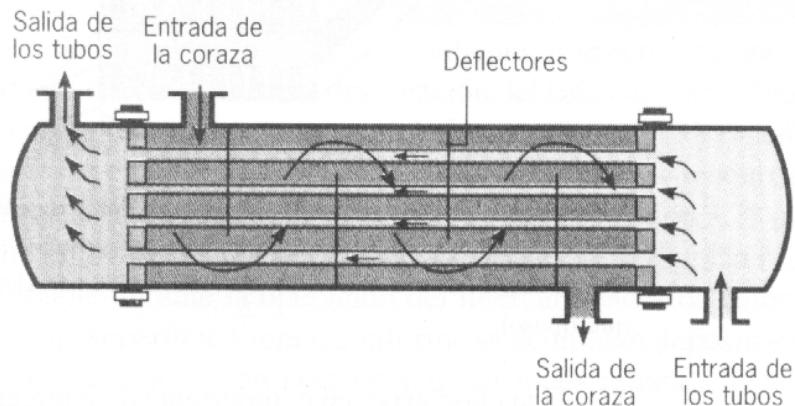


Fig. 2.6 Intercambiador de calor de tubo y coraza.

Un paso por la coraza y un paso por los tubos. Intercambiador en contraflujo.

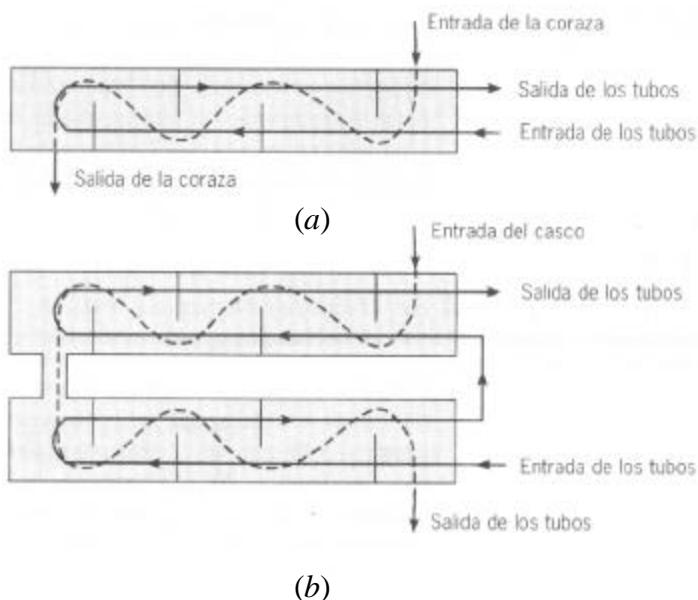


Fig. 2.7 Intercambiador de tubos y coraza

(a) un paso por la coraza y dos pasos por los tubos

(b) dos pasos por la coraza y cuatro pasos por los tubos

2.2.2.2 Intercambiadores Compactos

Una clase especial e importante de intercambiadores de calor que se caracteriza por conseguir un área superficial de transferencia de calor por unidad de volumen muy grande ($\geq 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$). Son los denominados **Intercambiadores De Calor Compactos**, estos dispositivos tienen complejos arreglos de tubos con aletas o placas y se usan normalmente cuando al menos uno de los fluidos es un gas, y en consecuencia se caracteriza por un coeficiente de convección pequeño. Los tubos pueden ser *planos o circulares*, como en las figuras 2.8a y 2.8b, 2.8c, respectivamente, y las aletas pueden ser *de placa o circular*, como en las figuras 2.8a, b y 2.8c, respectivamente. Los intercambiadores de calor de placas paralelas pueden ser con aletas o corrugadas y se pueden usar en modos de operación de un solo paso (figura 2.8d) o multipaso (figura 2.8e). Los pasos de flujo asociados con intercambiadores de calor compactos normalmente son pequeños ($D_h < 5 \text{ mm}$), y el flujo es por lo general laminar.

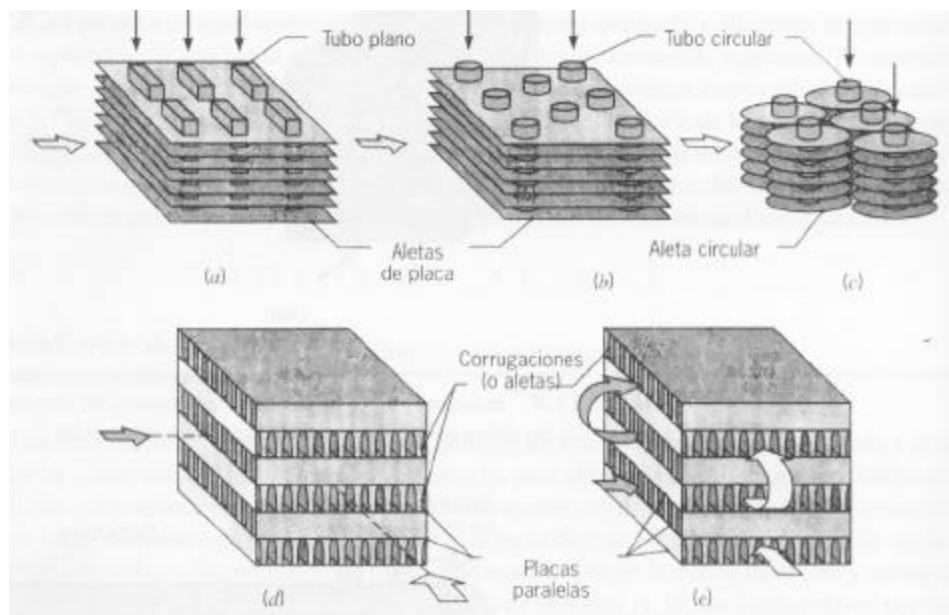


Fig. 2.8 Cubiertas de intercambiadores compactos.

- (a) Tubos planos con aletas continuas. (b) Tubos circulares con aletas continuas. (c) Tubos circulares con aletas circulares. (d) Aletas de placa un solo paso. (e) Aletas de placa multipaso

Los intercambiadores de calor compactos se usan cuando se desea un área superficial de transferencia de calor por unidad de volumen grande y al menos uno de los fluidos es gas. En este tipo de intercambiador se presentan dos tipos de flujos, el flujo interno por los tubos y el flujo externo que está en contacto con las aletas y el área de tubo desnudo. Las características de transferencia de calor para el **flujo externo** se han determinado para configuraciones específicas y normalmente los resultados se presentan en correlaciones en términos del factor de Colburn de la siguiente forma:

$$Jh = \left(\frac{h}{G * Cp} \right) \times Pr^{\gamma_3} \quad 2.1$$

Donde:

Jh es el factor de Colburn

h es el coeficiente convectivo del lado del flujo externo

G velocidad de masa máxima por unidad de superficie [Kg /m² s]

Cp Calor específico

Pr Número de Prandlt

y del número de Reynolds:

$$NR = Deq \times \frac{G}{\mu} \quad 2.2$$

donde:

NR es el número de Reynolds

Deq Diámetro equivalente (hidráulico)

μ Viscosidad dinámica

G velocidad de masa máxima por unidad de superficie [Kg /m² s]

Estas relaciones empíricas se representan normalmente en curvas similares a la de la figura 2.9, dependiendo del arreglo entre los tubos y el tipo de aletas.

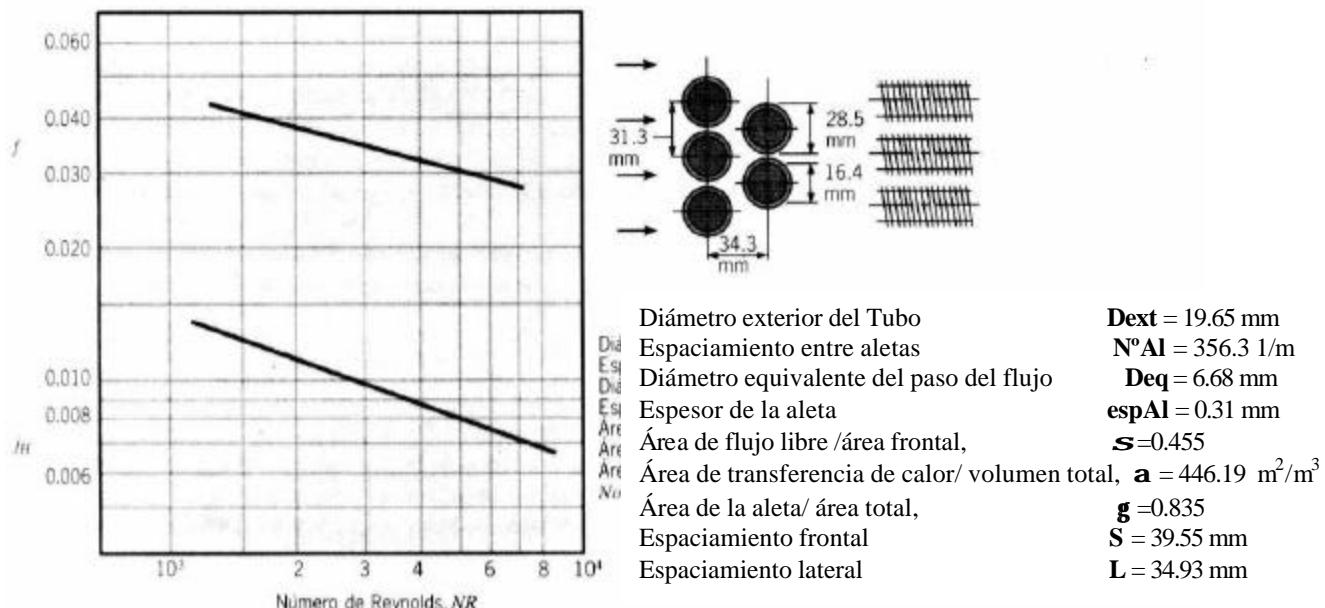
Factor de Colburn (J_h) y factor de fricción (f) vs. Número de Reynolds (NR) "Kays y London"

Figura 2.9

Para el *flujo interno* del lado de los tubos se utilizan correlaciones empíricas donde se relaciona el numero de Nusselt que se refiere las características hidrodinámicas y de transferencia de calor con los números de Reynolds (NR) y el de Prandlt para flujo turbulento completamente desarrollado es utilizada la relación de *Dittus-Boelter* la cual relaciona estos parámetros de la siguiente manera:

$$Nu = 0.023 \cdot NR^{4/5} \times Pr^n \quad 2.3$$

Donde:

N = 0.4 para calentamiento y 0.3 para enfriamiento del fluido.

Pr = Numero de Prandlt

NR = Numero de Reynolds

Esta ecuación empírica se ha confirmado de forma experimental para las siguientes condiciones:

$$\left\{ \begin{array}{l} 0.7 \leq Pr \leq 160 \\ NR \geq 10,000 \\ L/D \geq 10 \end{array} \right\}$$

2.3 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Una parte esencial, y a menudo la más incierta, de cualquier análisis de intercambiador de calor es la determinación del coeficiente global de transferencia de calor. El coeficiente se define en términos de la resistencia térmica total para la transferencia de calor entre dos fluidos. Es importante reconocer, sin embargo, que tales resultados solo se aplican a superficies limpias sin aletas.

Durante la operación normal de un intercambiador de calor, a menudo las superficies están sujetas a la obstrucción por impurezas, formaciones de moho, u otras reacciones entre el fluido y el material de la pared. La siguiente deposición de una película o incrustaciones sobre la superficie puede aumentar mucho la resistencia a la transferencia de calor entre los fluidos. Este efecto se puede tratar mediante la introducción de una resistencia térmica adicional, denominada factor de *impureza*, R_f . Su valor depende de la temperatura de operación, velocidad del fluido, y tiempo de servicio del intercambiador de calor.

Además, las aletas a menudo se agregan a superficies expuestas a alguno o a ambos fluidos y que, al aumentar el área superficial, reducen la resistencia a la transferencia de calor por convección. En consecuencia, con la inclusión de impurezas en la superficie y los efectos de aletas (superficie extendida), el coeficiente global de transferencia de calor se puede expresar como:

$$\begin{aligned} \frac{1}{UA} &= \frac{1}{U_c A_c} = \frac{1}{U_h A_h} \\ &= \frac{1}{(\mathbf{h}_0 h A)_c} + \frac{R''_{f,c}}{(\mathbf{h}_0 A)_c} + R_w + \frac{R''_{f,c}}{(\mathbf{h}_0 A)_h} + \frac{1}{(\mathbf{h}_0 h A)_h} \end{aligned} \quad 2.4$$

donde: Los subíndices “*c*” y “*h*” se refieren a los fluidos frío y caliente, respectivamente.

U: Coeficiente global de transferencia de calor

A: superficie de transferencia de calor

R_f : Factor de impureza.

R_w : Resistencia a la Conducción.

Sin embargo, el cálculo de un coeficiente global depende de si se basa en el área de la superficie del lado frío o caliente, pues $U_c \neq U_h$ si $A_c \neq A_h$. La resistencia de conducción R_w se puede obtener de la siguiente manera:

$$R_w \equiv \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{q_x} = \frac{L}{KA} \quad \text{para una pared plana} \quad \text{o} \quad R_w \equiv \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi L K} \quad \text{para una pared cilíndrica.}$$

La cantidad \mathbf{h}_0 en la ecuación 2.5 se denomina *eficiencia superficial global o efectividad de la temperatura* de una superficie con aletas. Se define de modo que, para la superficie caliente o fría, la transferencia de calor es:

$$q = \mathbf{h}_0 h A (T_b - T_\infty) \quad 2.5$$

donde T_∞ : es la temperatura del fluido.

T_b : es la temperatura superficial de la base

A: es el área superficial total (aleta más base expuesta).

h: Coeficiente convectivo

\mathbf{h}_0 : Eficiencia superficial global.

Donde la *eficiencia superficial global* se puede calcular como sigue:

$$\mathbf{h}_0 = 1 - g \cdot (1 - \mathbf{h}_f) \quad 2.6$$

donde γ es la relación entre el área superficial de las aletas y el área total

\mathbf{h}_f la eficiencia de una sola aleta.

Los valores de \mathbf{h}_f para varias formas de aletas, se pueden obtener de la tabla B.1 del anexo B

El término de conducción de la pared en la ecuación 2.4 a menudo se puede ignorar, pues por lo general se usa una pared delgada de conductividad térmica grande. También, con frecuencia uno de los coeficientes de convección es mucho menor que el otro y por ello domina la determinación del coeficiente global. Por ejemplo, si uno de los fluidos es un gas y el otro es un líquido o una mezcla líquido-vapor que experimenta ebullición o condensación, el coeficiente de convección del lado del gas es mucho más pequeño. En tales situaciones se

utilizan aletas para aumentar la convección del lado del gas. En la tabla 2.1 se resumen valores representativos del coeficiente global.

Para los intercambiadores de calor tubulares, sin aletas, de las figuras 2.1 a 2.6, la ecuación 2.4 se reduce a:

$$\begin{aligned}\frac{1}{UA} &= \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_0 A_0} \\ &= \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R_{f,i}''}{A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\mathbf{p}kL} + \frac{1}{h_0 A_0} + \frac{R_{f,0}''}{A_0}\end{aligned}\quad 2.7$$

donde los subíndices i y 0 se refieren a las superficies interna y externa del tubo ($A_i = \mathbf{p}DjL$, $A_0 = \mathbf{p}D_0 L$), que se pueden exponer al fluido caliente o al frío.

El coeficiente global de transferencia de calor se puede determinar a partir del conocimiento de los coeficientes de convección de los fluidos caliente y frío, de los factores de impureza y de los parámetros geométricos apropiados. Para superficies sin aletas, los coeficientes de convección se pueden estimar de correlaciones empíricas desarrolladas por los autores citados en las referencias. **Para configuraciones de aletas estándar, los coeficientes se pueden obtener a partir de los resultados compilados por “Kays y London”.**

Combinación de fluidos	$U(\text{W/m}^2 \cdot \text{K})$
Agua con agua	850-1700
Agua con aceite	110-350
Condensador de vapor (agua en tubos)	1000-6000
Condensador de amoniaco (agua en tubos)	800-14000
Condensador de alcohol (agua en tubos)	250-700
Intercambiador de calor de tubos con aletas (agua en tubos, aire en flujo cruzado)	25-50

TABLA 2.1 Valores representativos del coeficiente global de transferencia de calor

2.4 MÉTODOS EMPLEADOS EN EL DISEÑO DE INTERCAMBIADORES.

A continuación se describen los métodos más empleados en el diseño y dimensionamiento de los intercambiadores de calor compactos, entre estos se destacan el de la temperatura media logarítmica (ΔT_m), el de la eficiencia-NUT y el de “Kays y London”.

2.4.1 Método de la Temperatura media logarítmica

Para diseñar o predecir el rendimiento de un intercambiador de calor, es esencial relacionar la transferencia total de calor con cantidades tales como las temperaturas de entrada y salida del fluido, el coeficiente global de transferencia de calor, y el área superficial total para transferencia de calor. Dos de tales relaciones se pueden obtener fácilmente al aplicar balances globales de energía a los fluidos caliente y frío, según se muestra en la figura 2.10.

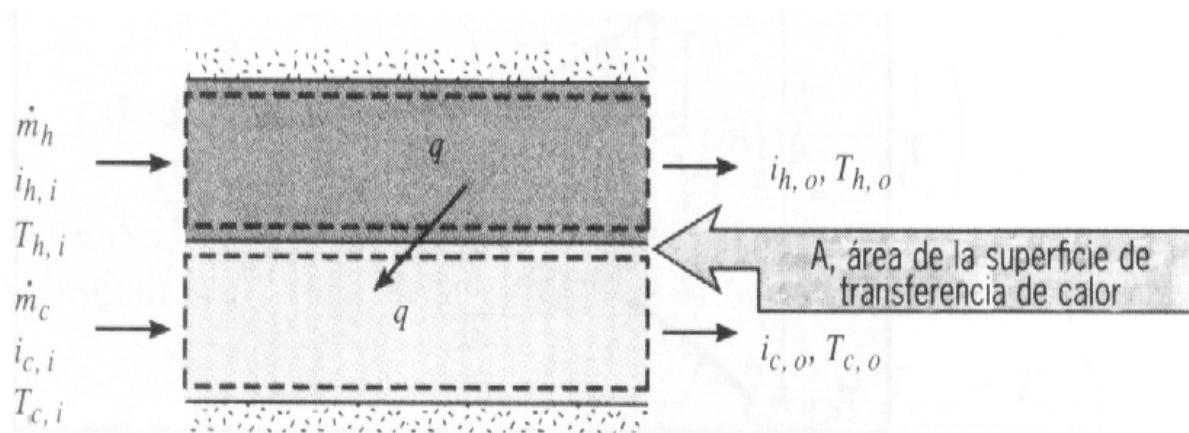


Fig. 2.10 Balances globales de energía para los fluidos frío y caliente.

En particular, si q es la transferencia total de calor entre los fluidos caliente y frío y hay transferencia de calor insignificante entre el intercambiador y sus alrededores, así como cambios de energía potencial y cinética despreciables, la aplicación de un balance de energía da:

$$q = \dot{m}_h (i_{h,i} - i_{h,o}) \quad 2.8a$$

$$q = m_c (i_{c,i} - i_{c,0}) \quad 2.8b$$

donde :

q es la transferencia de calor.

m es el flujo másico.

i es la entalpía del fluido.

Los subíndices “ h ” y “ c ” se refieren a los fluidos caliente y frío,

Los subíndices “ i ” y “ o ” designan las condiciones de entrada y salida del fluido.

Si los fluidos no experimentan un cambio de fase y se suponen calores específicos constantes, estas expresiones se reducen a

$$q = m_c c_{p,c} (T_{c,i} - T_{c,o}) \quad 2.9a$$

$$q = m_h c_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad 2.9b$$

donde:

q es la transferencia de calor.

m es el flujo másico.

c_p es el calor específico

Los subíndices “ h ” y “ c ” se refieren a los fluidos caliente y frío,

Los subíndices “ i ” y “ o ” designan las condiciones de entrada y salida del fluido.

T son las temperaturas *medias* del fluido en las posiciones que se señalan.

Las ecuaciones 2.8 y 2.9 son independientes del arreglo del flujo y del tipo de intercambiador de calor.

Se puede obtener otra expresión útil al relacionar la transferencia total de calor q con la diferencia de temperaturas ΔT entre los fluidos caliente y frío, donde

$$\Delta T \equiv T_h - T_c \quad 2.10$$

Tal expresión sería una extensión de la ley de enfriamiento de Newton, con el uso del coeficiente global de transferencia de calor U en lugar del coeficiente único de convección h . Sin embargo, como ΔT varía con la posición en el intercambiador de calor, es necesario trabajar con una ecuación de flujo de la forma:

$$q = UA \Delta T_m \quad 2.11$$

donde: q es la transferencia de calor.

A es el área de transferencia de calor

U es el coeficiente global de transferencia de calor.

ΔT_m es una diferencia de temperaturas *media* apropiada.

La ecuación 2.11 se puede usar con las ecuaciones 2.8 y 2.9 para llevar a cabo un análisis de intercambiador de calor. Antes de que se pueda realizar, sin embargo, se debe establecer la forma específica de ΔT_m , y para ello es necesario considerar el tipo de flujo.

Flujo paralelo:

La distribución de temperatura para este tipo de flujo se muestra en la figura 2.2 y La forma de ΔT_m , se puede determinar mediante la aplicación de un balance de energía para elementos diferenciales en los fluidos caliente y frío. Cada elemento es de longitud dx y área superficial de transferencia de calor dA , como se muestra en la figura 2.11.

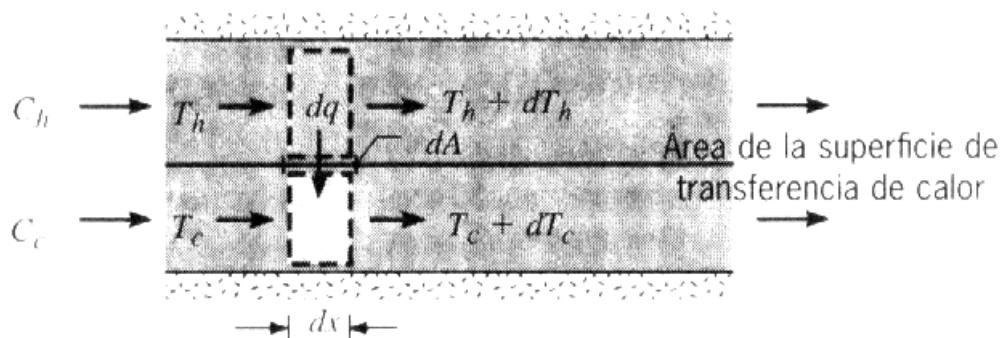


Fig. 2.11 Balance de energía en flujo paralelo

El balance de energía y el análisis sucesivo, están sujetos a las siguientes suposiciones.

1. El intercambiador de calor está aislado de sus alrededores, en cuyo caso el único intercambio de calor es entre los fluidos caliente y frío.
2. La conducción axial a lo largo de los tubos es insignificante.
3. Los cambios de energía potencial y cinética son despreciables.
4. Los calores específicos del fluido son constantes.
5. El coeficiente global de transferencia de calor es constante.

Los calores específicos pueden cambiar, por supuesto, como resultado de variaciones de temperatura, y el coeficiente global de transferencia de calor también podría modificarse debido a variaciones en las propiedades del fluido y condiciones de flujo. Sin embargo, en muchas aplicaciones tales variaciones no son significativas, y es razonable trabajar con valores promedio de $c_{p,c}$, $c_{p,h}$ y U para el intercambiador de calor.

Al aplicar un balance de energía a cada uno de los elementos diferenciales de la figura 2.2, se obtiene que:

$$dq = -m_h c_{p,h} dT_h \equiv -C_h dT_h \quad 2.12a$$

$$dq = -m_c c_{p,c} dT_c \equiv -C_c dT_c \quad 2.12b$$

donde:

dq = diferencial de calor

C_h = capacitancia térmica

m_c = flujo másico

c_p = calor específico

dT = diferencial de temperatura

Los subíndices “**h**” y “**c**” se refieren a los fluidos caliente y frío

Estas expresiones se pueden integrar a lo largo del intercambiador de calor para obtener los balances globales de energía dados por las ecuaciones 2.8b y 2.9b.

La transferencia de calor a través del área superficial dA también se puede expresar como:

$$dq = U \Delta T dA \quad 2.13$$

donde: dq = diferencial de calor

U = coeficiente global de transferencia de calor

$\Delta T = (T_h - T_c)$ es la diferencia de temperaturas *local* entre los fluidos caliente y frío.

dA = diferencial de área

Haciendo el desarrollo de la integral para las ecuaciones 2.12 y 2.13 y manipulando los resultados matemáticamente sustituyendo C_h y C_c , se llega a la siguiente expresión:

$$\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right) = -\frac{UA}{q} [(T_{h,i} - T_{c,i}) - (T_{h,0} - T_{c,0})] \quad 2.14$$

Al reconocer que, para el intercambiador de calor de flujo paralelo de la figura 2.10,

$\Delta T_1 = (T_{h,i} - T_{c,i})$ y $\Delta T_2 = (T_{h,0} - T_{c,0})$, obtenemos entonces:

$$q = UA \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} \quad 2.15$$

Al comparar las expresión (2.15) anterior con la ecuación 2.11, “INCROPERA”[1] concluye que la diferencia de temperaturas promedio apropiada es una *diferencia de temperaturas media logarítmica*, ΔT_{ml} . y, por consiguiente

$$q = U \cdot A \cdot \Delta T_{ml} \quad 2.16$$

donde:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_2 + \Delta T_1)} \quad 2.17$$

Recuerde que, para el *intercambiador de flujo paralelo*,

$$\begin{aligned}\Delta T_1 &\equiv T_{h,1} - T_{c,1} = T_{h,i} - T_{c,i} \\ \Delta T_2 &\equiv T_{h,2} - T_{c,2} = T_{h,0} - T_{c,0}\end{aligned}\quad 2.18$$

Contraflujo:

Para un intercambiador de flujo cruzado se hace un desarrollo similar al anterior (flujo paralelo), pero esta vez considerando la distribución de temperaturas de la figura 2.3. Desarrollando se obtiene que:

$$\begin{aligned}\Delta T_1 &= T_{h,1} - T_{c,1} = T_{h,i} - T_{c,0} \\ \Delta T_2 &= T_{h,2} - T_{c,2} = T_{h,0} - T_{c,i}\end{aligned}\quad 2.19$$

donde: ΔT = diferencia de temperatura

$T_{h,1}$ = Temperatura del fluido caliente en el punto 1

$T_{c,1}$ = Temperatura del fluido frío en el punto 1

$T_{h,2}$ = Temperatura del fluido caliente en el punto 2

$T_{c,2}$ = Temperatura del fluido frío en el punto 2

Los subíndices “i” y “o”, se relacionan con la entrada y salida del fluido respectivamente

Los subíndices h y c se refieren al fluido caliente y frío respectivamente

Se observa que, con las mismas temperaturas de entrada y salida, la diferencia de temperaturas media logarítmica para el contraflujo excede la del flujo paralelo, $\Delta T_{mI,CF} > \Delta T_{mI,FP}$. Por consiguiente el área superficial que se requiere para efectuar una transferencia de calor establecida q es más pequeña para el contraflujo que para el arreglo en flujo paralelo, suponiendo el mismo valor de U . Nótese también que $T_{c,o}$ puede exceder $T_{h,i}$, para contraflujo pero no para flujo paralelo.

2.4.2 Método de eficiencia - NUT

Es fácil usar el método de la diferencia de temperaturas media logarítmica (DTML) del análisis del intercambiador de calor cuando se conocen las temperaturas de entrada del fluido y las temperaturas de salida se especifican o se determinan con facilidad a partir de las expresiones de balance de energía, ecuaciones 2.8b y 2.9b. El valor de ΔT_{m1} para el intercambiador se puede entonces determinar. Sin embargo, si sólo se conocen las temperaturas de entrada, el uso del método **DTML** requiere un procedimiento iterativo. En tales casos es preferible utilizar un método alternativo, que se denomina método de *eficiencia* - NUT.

Para definir la *eficiencia de un intercambiador de calor*, se determina primero la *transferencia de calor máxima posible*, $q_{máx}$, para el intercambiador. Esta transferencia de calor se puede alcanzar, en principio, en un intercambiador de calor en contraflujo (figura 2.3) de longitud infinita. En tal intercambiador, uno de los fluidos experimentaría la diferencia de temperaturas máxima posible, $T_{h,i} - T_{c,i}$. Para ilustrar este punto, se considera la situación en que $C_c < C_h$, en cuyo caso, de las ecuaciones 2.12a y 2.12b, $|dT_c| > |dT_h|$. El fluido frío experimentaría entonces el cambio de temperatura más grande, y como $L \rightarrow \infty$, se calentaría a la temperatura de entrada del fluido caliente ($T_{h,i} = T_{c,0}$). En consecuencia, de la ecuación 2.9

$$C_c < C_h \quad q_{máx} = C_c (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad 2.20$$

De manera similar, si $C_h < C_c$, el fluido caliente experimentaría el cambio de temperatura más grande y se enfriaría a la temperatura de entrada del fluido frío ($T_{h,0} = T_{c,i}$). De la ecuación 2.9a, obtenemos entonces

$$C_h < C_c \quad q_{máx} = C_h (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad 2.21$$

A partir de los resultados anteriores se tiene la expresión general:

$$q_{máx} = C_{mín} (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad 2.22$$

donde $C_{mín}$ = capacitancia térmica, y es igual a C_c o C_h , la que sea menor.

T = temperatura

Los subíndices “i” y “o”, se relacionan con la entrada y salida del fluido respectivamente

Los subíndices h y c se refieren al fluido caliente y frío respectivamente

Para las temperaturas de entrada del fluido caliente o frío establecidas, la ecuación 2.22 proporciona la transferencia de calor máxima que podría entregar el intercambiador.

Ahora es lógico definir la *eficiencia* ϵ como la razón entre la transferencia real de calor para un intercambiador de calor y la transferencia de calor máxima posible. Esto según “INCROPERA”[1] es:

$$\epsilon \equiv \frac{q}{q_{máx}} \quad 2.23$$

donde: ϵ = eficiencia NUT

q = transferencia de calor (real)

$q_{máx}$ = transferencia de calor máxima

De las ecuaciones 2.8b, 2.9b, y 2.22, se sigue que

$$\epsilon \equiv \frac{C_h(T_{h,i} - T_{h,0})}{C_{mín}(T_{h,i} - T_{c,i})} \quad 2.24$$

$$\epsilon \equiv \frac{C_c(T_{c,0} - T_{c,i})}{C_{mín}(T_{h,i} - T_{c,i})} \quad 2.25$$

Por definición la eficiencia, que es adimensional, debe estar en el rango $0 \leq \epsilon \leq 1$. Es útil porque, si se conocen ϵ , $T_{h,i}$, y T_c , la transferencia real de calor se puede determinar fácilmente a partir de la expresión 2.26

$$q = \epsilon \cdot C_{mín}(T_{h,i} - T_{c,i}) \quad 2.26$$

Para cualquier intercambiador de calor según “Kays & London”[2], se tiene que:

$$\epsilon = f\left(NUT, \frac{C_{mín}}{C_{máx}}\right)$$

donde ($C_{mín} / C_{máx}$) es igual a C_c / C_h o C_h / C_c , dependiendo de las magnitudes relativas de las capacitancias térmicas de flujo del fluido caliente y frío. El *número de unidades de transferencia* (NUT) es un parámetro adimensional que se usa ampliamente para el análisis del intercambiador de calor y se define como:

$$NUT \equiv \frac{U \cdot A_{tr}}{C_{mín}} \quad 2.27$$

Relaciones de eficiencia-NUT

Para determinar una forma específica de la relación de eficiencia-NUT, se han realizado distintos trabajos presentados por “**KAYS & LONDON**”[2] y han sido compilados en la tabla 2.2

Arreglo de flujo	Relación
Tubos concéntricos	
➤ Flujo paralelo	$NUT = -\frac{\ln [1 - \epsilon \cdot (1 + C_r)]}{1 + C_r}$
➤ Contraflujo	$NUT = \frac{1}{Cr - 1} \cdot \ln \left(\frac{\epsilon - 1}{\epsilon \cdot Cr - 1} \right) \quad (C_r < 1)$
	$NUT = \frac{\epsilon}{1 - \epsilon} \quad (C_r = 1)$
Coraza y tubos	
➤ Un paso por coraza (2,4,...pasos de tubo)	$NUT = -(1 + Cr^2)^{-1/2} \cdot \ln \left(\frac{E - 1}{E + 1} \right) \quad E = \frac{2/\epsilon_1 - (1 + Cr)}{(1 + Cr^2)^{1/2}}$
➤ n pasos de coraza (2n,4n,...pasos de tubo)	Use las 2 ecuaciones anteriores con $\epsilon_1 = \frac{F - 1}{F - Cr} \quad F = \left(\frac{\epsilon \cdot Cr - 1}{\epsilon - 1} \right)$
Flujo cruzado (un solo paso)	
➤ $C_{máx}$ (mezclado), $C_{mín}$ (sin mezclar)	$NUT = -\ln \left[1 + \left(\frac{1}{Cr} \right) \cdot \ln(1 - \epsilon \cdot Cr) \right]$
➤ $C_{mín}$ (mezclado), $C_{máx}$ (sin mezclar)	$NUT = -\left(\frac{1}{Cr} \right) \cdot \ln [Cr \cdot \ln(1 - \epsilon) + 1]$
Todos los intercambiadores ($C_r = 1$)	$NUT = -\ln(1 - \epsilon)$

TABLA 2.2 Relaciones NUT

2.4.3 Método de “Kays y London”

En el método de “Kays y London” primero se suponen las temperaturas críticas a las cuales entran y salen ambos fluidos en el intercambiador, en función de un rango permisible de operación; una vez supuestas se asumen estas como temperaturas de trabajo y se calcula a partir de ellas el cambio de temperatura media logarítmica “ ΔT_{ml} ”, la cual es utilizada para predecir a que temperatura se deben evaluar las propiedades físicas y termodinámicas de los fluidos que interactúan en el intercambiador, por ejemplo, para las propiedades del aire se asume que:

$$T_{eac} = \frac{(T_{co} - T_{ci})}{2} + \Delta T_{ml} \quad (2.28)$$

donde: T_{eac} = Temperatura de evaluación de las propiedades del aire

T_{co} = Temperatura del fluido frío a la salida del intercambiador (en este caso aire)

T_{ci} = Temperatura del fluido frío a la entrada del intercambiador (en este caso aire)*

ΔT_{ml} = Diferencia de temperatura media logarítmica

* Se dice que en este caso es aire, puesto que el agua representaría el fluido caliente al que se desea extraer calor.

El siguiente paso es determinar la tasa de transferencia de calor (q) que se disipa del fluido caliente (agua), en función de la diferencia de temperatura de entrada y salida, previamente supuestas, para ello se utiliza la ecuación 2.9b. Suponiendo una transferencia de calor 100% eficiente, se asume que el calor absorbido por el fluido frío (aire) es el mismo cedido por el fluido caliente (agua) y a partir de ello se calcula por medio de un simple despeje de la ecuación 2.9a el caudal máscico de aire que debe fluir por el intercambiador.

Una vez conocidas las propiedades requeridas, se selecciona una configuración de superficie para el intercambiador, las cuales han sido estudiadas por “Kays y London” [2] y posteriormente estandarizadas según el diámetro de los tubos, la separación entre los mismos (longitudinal y transversal), dimensiones y forma de las aletas y separación entre las mismas. Para cada tipo de configuración los autores han obtenido gráficas en función del número de Reynolds (NR) y el factor de Colburn (Jh), las cuales son utilizadas para obtener el coeficiente

convectivo de transferencia de calor del fluido externo (Ver en el **Anexo B** donde para cada configuración existe una curva distinta). Posteriormente a este paso se procede a dimensionar el intercambiador, en función de algunas suposiciones que debe hacer el diseñador en base a su experiencia para determinar el área neta de transferencia de calor, es por ello que este método tiende a ser iterativo, ya que se debe tantear con distintas superficies y dimensiones del intercambiador, y así obtener un diseño viable según las restricciones como lo son la disponibilidad, el espacio, potencia, costo y mantenimiento. Para el dimensionamiento se deben suponer los siguientes parámetros: Número de tubos, longitud de los tubos y materiales de construcción, y finalmente se ajustan los tubos aletados según la configuración escogida para definir las dimensiones finales del intercambiador.

Obtenidas las dimensiones del intercambiador se procede a realizar el cálculo de las áreas de paso de flujo, volumen de transferencia, relación área volumen del lado interno, la relación entre las áreas interna y externa de transferencia y los números de Reynolds de ambos fluidos.

Ahora, con las variables conocidas se calculan, el coeficiente convectivo del fluido externo, su factor de fricción, y mediante correlaciones empíricas se determina el número de Nusselt para el fluido interno el cual es indispensable para calcular su coeficiente convectivo. En seguida de conocerse los coeficientes convectivos se calcula en función de estos el coeficiente global de transferencia de calor. Paralelamente se calculan la eficiencia de las aletas, el máximo calor que se puede disipar y la eficiencia de la transferencia de calor.

Para terminar se deben recalcular las temperaturas de los fluidos a partir de la eficiencia obtenida con el cálculo de las unidades de transferencia de calor y la relación de la eficiencia “NUT” para así comprobar que tan buena fue la aproximación en la suposición inicial, y repetir el procedimiento en caso de ser necesario hasta que los valores converjan.

Finalmente se procede a obtener la caída de presión del fluido externo y en función de esta calcular la potencia requerida por los ventiladores de acuerdo con la configuración escogida. Cabe destacar que de acuerdo a las restricciones de costo de operación y tamaño del mismo, se debe iterar hasta que los valores de caída de presión y potencia sean factibles.

2.5 INTERCAMBIADOR DE CALOR ENFRIADO POR AIRE (ICEA)

Un (ICEA) es un dispositivo utilizado para rechazar el calor directamente de un fluido al aire ambiental aprovechando el gradiente de temperaturas entre el aire y el fluido a refrigerar, así como, la gran superficie de transferencia de calor que posee, lo que lo clasifica como un intercambiador de tipo compacto, ya que su área de transferencia de calor por unidad de volumen es superior a los $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$, en la mayoría de los casos, el mismo proceso se podría hacer con un intercambiador de carcaza y tubos en conjunto con una torre de enfriamiento. En contraste al enfriamiento, también se da el caso del calentamiento de aire para procesos por medio de estos dispositivos

La principal ventaja de un **ICEA** sobre otro sistema es que no requiere de agua como medio de enfriamiento y por lo tanto no es necesario ubicar la planta cercana a grandes suministros de agua, la mayor restricción de este sistema es la potencia de los sopladores que manejan el flujo de aire.

Un **ICEA** puede ser tan pequeño como un radiador automovilístico o tan grande como para rechazar el calor del vapor de descarga de la turbina de una planta que genera unos 1,200 Mw. En este ejemplo se requeriría 42 módulos, cada uno de 27,43 m (90 pies) de ancho por 54,86 m (180 pies) de largo, servido por dos ventiladores de 18.29 m (60 pies) de diámetro con una potencia de consumo de en los motores de 372,89 Kw. (500 Hp). En estos se ha logrado obtener un rango del coeficiente global más amplio (de 25 a 70 $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$) que en de tubos con aletas presentado en la tabla 2.1.

2.5.1 Componentes de un ICEA.

1. Una o más Matrices de tubos aletados o no, definiendo así la superficie de transferencia de calor. La **Matriz de tubos** es un ensamblaje de tubos, cabezales, marcos laterales, y apoyos del tubo. Normalmente la superficie del tubo expuesta al pasaje de aire se ha extendido en forma de aletas para compensar el bajo coeficiente convectivo del aire a

presión atmosférica y así aumentar la transferencia de calor bajando el consumo de potencia del dispositivo de manejo de aire.

2. Un dispositivo de manejo de aire, como un ventilador, soplador o una pila de ellos, a menos que el ICEA sea de tiro natural (Poco probable debido al bajo coeficiente convectivo de los gases).
3. Una transmisión de potencia para girar al ventilador o soplador mecánicamente, basada en motores eléctricos, turbinas de vapor, motores a gasolina, gas o motores hidráulicos.
4. Un plenum entre la matriz y el dispositivo de manejo de aire.
5. Una estructura de apoyo suficientemente alta para permitir la entrada de aire por debajo del ICEA a una proporción razonable.
6. El cabezal que conecta la matriz de tubos y distribuye el fluido a refrigerar desde las boquillas de entrada a las boquillas de salida.
7. Las persianas Optativas para el proceso toma de corriente dirigida al control de temperatura.

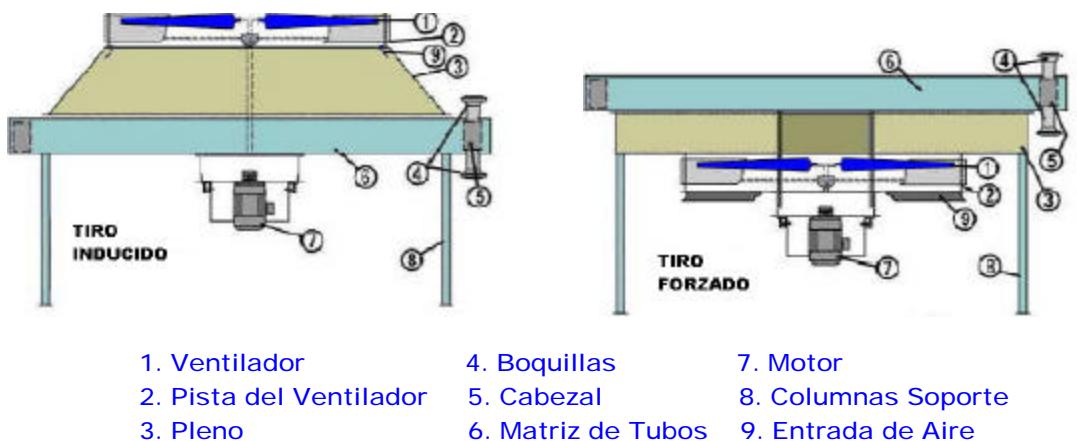


FIG. 2.12 Componentes típicos de un ICEA.

2.5.2 Clasificación de los ICEA

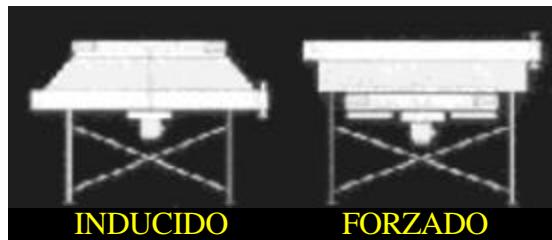
La clasificación de estos dispositivos se hace “*Por tipo de flujo*” y “*Por tipo de cabezal*”.

2.5.2.1 Por tipo de Flujo

se clasifican por *tiro forzado* y *tiro inducido*. (Fig. 2.13)

Tiro forzado: es un arreglo donde el pleno y el dispositivo de manejo de aire se encuentran por debajo de la matriz de tubos, logrando una presión positiva a la entrada de la matriz y forzando a entrar el aire atravesando la matriz en flujo cruzado, para este tipo de ICEA los requerimientos de potencia son menores, tiene buena accesibilidad a los ventiladores para el mantenimiento y a la matriz para su reemplazo, pero la distribución de aire es irregular y existe mayor posibilidad de recirculación de aire caliente debido a la baja velocidad de descarga, además, toda la matriz se encuentra a la exposición del sol, el granizo y la lluvia.

Tiro inducido: en este tipo se observa que en la figura el plenum y el ventilador están luego de la matriz de tubos, logrando una mejor distribución de aire y protegiendo la matriz, su mantenimiento es mas complicado que el arreglo anterior y las potencias utilizadas por los dispositivos de manejo de aire son superiores.



Clasificación por el tipo de Flujo.
FIG. 2.13

2.5.2.2 Por tipo de Cabezal

Se encuentran tres grupos: de Cabezal tipo plug, Cabezal de tapas Superficiales y Cabezal de tubos con recodos en “U” (Fig. 2.14)

Cabezal tipo “Plug”

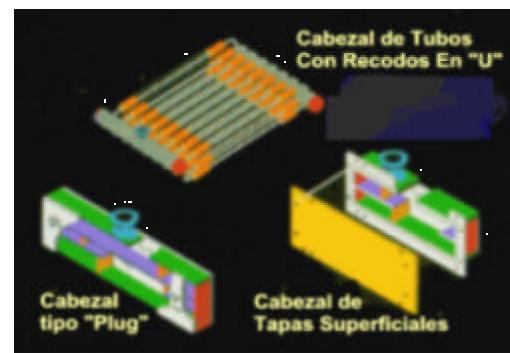
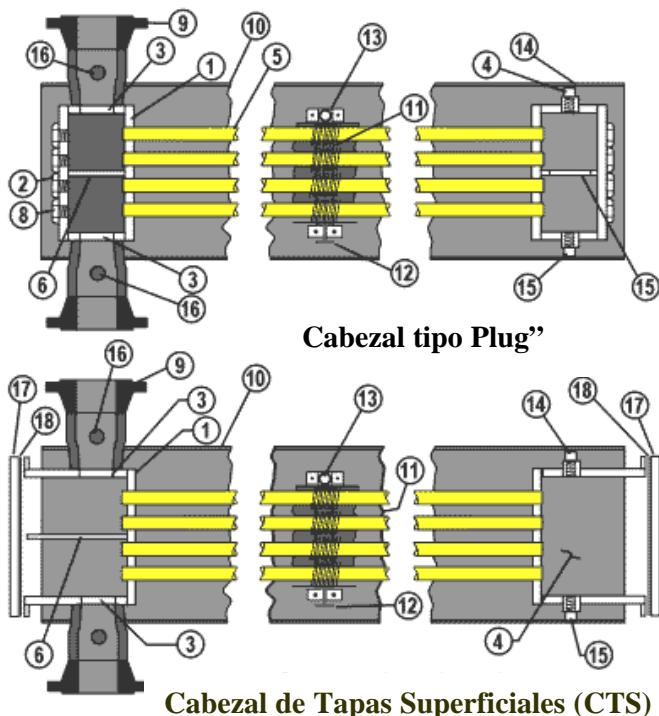
Están caracterizados por lo compacto de su arreglo, que se basa en una única unidad donde se encuentran las placas divisoras de flujo, generalmente soldadas, la base donde se integra la matriz de tubos, las boquillas de entrada, salida y conexiones para los instrumentos de medición, facilitando su ensamblaje usando tapones de contacto.

Cabezal de Tapas Superficiales (CTS)

Identificados por estar ensamblados con dos placas que pueden encontrarse soldadas o atornilladas al cuerpo del cabezal, una anterior que hace la función de la base para la matriz de tubos y una posterior que hermetiza el cabezal, al igual que el cabezal de tipo "Plug" se integran las placas divisoras de flujo, boquillas, etc. Su principal ventaja es que las tapas posteriores al ser atornilladas o apernadas pueden desmontarse para tener acceso a la matriz de tubos con fines de mantenimiento en servicio severo de ensuciamiento.

Cabezal de Tubos con Recodos en "U"

Estos son los de configuración mas sencilla puesto que están construidos básicamente por un tubo sin costura que funciona como distribuidor del flujo de entrada, la red de tubos, los recodos en "U" y u otro tubo que funciona como sumidero para la recolección del flujo. Este arreglo por ser el mas sencillo es el más económico y el más comúnmente usado para construcción de los ICEA.



- | | |
|------------------------------------|------------------------|
| 1.- Placa base de Tubos | 11.- Espaciadores |
| 2.- Placa Tapón | 12.- Soporte de tubos |
| 3.- Placas inferiores y superiores | 13.- Pernos Soportes. |
| 4.- Placas Terminales | 14.- Respiradero |
| 5.-Matriz de Tubos | 15.-Drenaje |
| 6.-Placa Divisora de flujo | 16.-Conexiones |
| 7.- Soporte del Cabezal | 17.- Placas cobertoras |
| 8.- Tapones | 18.- Empacadura. |
| 9.- Boquillas | |
| 10.- Estructura | |

Clasificación por el tipo de Cabezal

FIG. 2.14

2.6 ELEMENTOS DE DISEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR

Para fijar las dimensiones globales de un intercambiador es necesario tomar en cuenta ciertas restricciones, los problemas usuales de diseño de intercambiadores de calor consisten en idear una unidad con un rendimiento dado en cuanto a transferencia de calor, es decir, una efectividad dada sujeto a restricciones, por ejemplo:

- (1) Bajo costo de capital;
- (2) Bajo costo de operación;
- (3) Limitaciones en cuanto a tamaño, forma y peso;
- (4) Facilidad de mantenimiento.

La porción más importante del costo de operación puede deberse a la potencia necesaria para bombear los fluidos. En los líquidos la potencia suele ser más bien baja, por lo que no afecta significativamente el diseño. En el caso de los gases, la potencia requerida por unidad de masa de fluido de trabajo es muy grande, por lo que a menudo constituye una importante restricción del diseño. La potencia de bombeo es simplemente el producto de la velocidad volumétrica de flujo por la caída de presión, dividido entre la eficiencia de soplado. Así, la necesidad de reducir el costo de operación se traduce, a nivel del diseño, en una limitación sobre la caída de presión.

Para obtener una caída de presión baja se requiere una sección transversal de flujo de gran área, aunque también es importante seleccionar de manera adecuada la configuración y la superficie de transferencia de calor. La siguiente es una posible estrategia de diseño:

- Especificar la eficacia de transferencia de calor requerida.
- Especificar la caída de presión permisible de una de las corrientes o de ambas.
- Seleccionar una configuración.
- Seleccionar un tipo de superficie de transferencia de calor.
- Seleccionar las dimensiones de la superficie.
- Calcular las dimensiones resultantes de la unidad.
- Evaluar el diseño respecto a factores como el costo de capital, el tamaño, el peso y la facilidad de mantenimiento.

Puede ser que las dimensiones obtenidas en el diseño no sean únicas. Además, en algunas configuraciones, como la de tubos coaxiales, las dimensiones de la superficie de transferencia están determinadas por las restricciones de transferencia de calor y de caída de presión. El principal problema de diseño de un intercambiador de calor consiste en hacerlo óptimo, para lo cual se deben utilizar de diversos métodos matemáticos y computacionales para lograrlo. El impacto de una restricción a la caída de presión y las consideraciones de tipo económico son de primordial importancia, por lo cual hay que prestarle especial atención.

2.6.1 Caída de presión en un intercambiador de calor compacto

La caída de presión es, en general, una importante restricción en el diseño de intercambiadores de calor compactos; si el flujo es gaseoso, este tipo de intercambiadores tiende a presentar una gran área frontal y una longitud de flujo pequeña. La figura 2.15 muestra el esquema del núcleo de un intercambiador de calor compacto. La caída de presión total ΔP entre las secciones 1 y 2 se define como la suma de la caída de presión por contracción ΔP_{ent} más la caída de presión en el núcleo ΔP_{nuc} menos la presión recuperada por expansión ΔP_{sal}

$$\Delta P = \Delta P_{ent} + \Delta P_{nuc} - \Delta P_{sal} \quad 2.29$$

donde:

ΔP = Caída de presión total

ΔP_{ent} = Caída de presión a la entrada

ΔP_{nuc} = Caída de presión en el Núcleo

ΔP_{sal} = Caída de presión a la salida

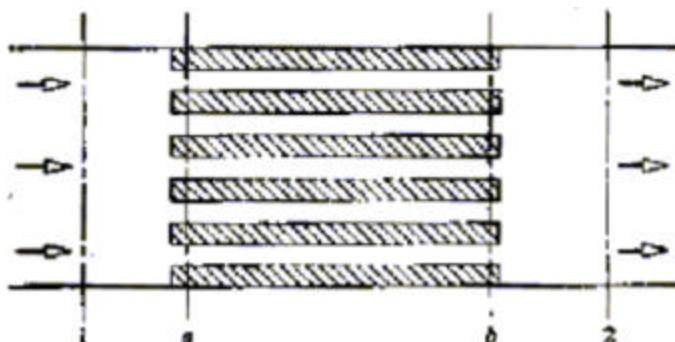


Fig. 2.15 Esquema del núcleo de un intercambiador de calor compacto.

La caída de presión de entrada, según “*Kays & London*”[2] puede expresarse como la suma de la caída de presión debida al cambio del área de flujo de un fluido no viscoso, más la pérdida irreversible de presión debida a los efectos de la viscosidad. Suponiendo que la densidad es constante, como la variación de la presión suele ser pequeña comparada con la presión total,

$$\Delta P_{ent} = \frac{1}{2} \rho_a V_a^2 \left[1 - \left(\frac{A_c}{A_{fr}} \right)^2 \right] + \frac{1}{2} \rho_a V_a^2 K_c \quad 2.30$$

donde: ρ_a es la densidad en la entrada

V_a la velocidad en la entrada

A_c el área de la sección transversal del flujo en el núcleo,

A_{fr} el área frontal

K_c el coeficiente de contracción.

En forma similar, el aumento de la presión en la salida es la suma del aumento de presión debido al cambio de área de flujo de un fluido no viscoso, menos la pérdida de presión debida a los efectos de la viscosidad. Si A_c es constante y A_{fr} tiene el mismo valor en la entrada y en la salida,

$$\Delta P_{sal} = \frac{1}{2} \rho_b V_b^2 \left[1 - \left(\frac{A_c}{A_{fr}} \right)^2 \right] + \frac{1}{2} \rho_b V_b^2 K_e \quad 2.31$$

donde: ρ_b es la densidad en la salida

V_b la velocidad en la salida

A_c el área de la sección transversal del flujo en el núcleo

A_{fr} el área frontal

K_e el coeficiente de expansión.

Dos factores contribuyen a la caída de presión en el núcleo. En primer lugar, el arrastre viscoso y el arrastre de forma de la superficie de transferencia de calor y, en segundo lugar, la caída de presión requerida para acelerar el fluido:

$$\Delta P_{núc} = f \frac{1}{2} \mathbf{r}_m V_m^2 (Lgr / Deq) + (\mathbf{r}_b V_b^2 - \mathbf{r}_a V_a^2) \quad 2.32a$$

donde:

\mathbf{r}_m y V_m son valores medios de la densidad y velocidad respectivamente para el núcleo

Introduciendo la velocidad de masa por unidad de superficie G [Kg/m² s] en el núcleo,

$$G = \mathbf{r}_a V_a = \mathbf{r}_m V_m = \mathbf{r}_b V_b \quad 2.32b$$

y para una relación $s = A_c / A_{fr} < 1$ del área del núcleo al área frontal

$$V_a = \frac{V_1}{s}; \quad V_b = \frac{V_2}{s} \quad 2.32c$$

Luego, suponiendo que

$\mathbf{r}_1 = \mathbf{r}_a$ y $\mathbf{r}_2 = \mathbf{r}_b$, se tiene que:

$$G = \mathbf{r}_1 \frac{V_1}{s}; \quad \mathbf{r}_2 = \frac{V_2}{s} \quad 2.32d$$

Sustituyendo desde la ecuación (2.30) a la (2.32d) en la ecuación (2.29) y reordenando se obtiene la ecuación de caída de presión del intercambiador:

$$\frac{\Delta P}{P_1} = \frac{G^2}{2 \tilde{n}_1 P_1} \left[(1 - \sigma^2 + K_c) + f \frac{Lgr * 4}{Deq} \frac{\tilde{n}_1}{\tilde{n}_m} + 2 \left(\frac{\tilde{n}_1}{\tilde{n}_2} - 1 \right) - \frac{\tilde{n}_1}{\tilde{n}_2} (1 - \sigma^2 + K_e) \right] \quad 2.33$$

Donde: ΔP es la Caída de presión

P_1 la presión de entrada del aire

G Es la velocidad de masa por unidad de superficie

\mathbf{r}_1 La densidad de entrada

\mathbf{r}_2 La densidad de salida

\mathbf{r}_m La densidad media

s Relación área libre por área frontal

f Factor de fricción

K_c Coeficiente de contracción

K_e Coeficiente de expansión

Lgr Longitud de paso por el intercambiador

Deq Diámetro Equivalente

Para el flujo a través de un haz de tubos, es común incluir en el factor de fricción f las pérdidas de presión por viscosidad en la entrada y en la salida. Luego, tomando $K_c \approx K_e \approx 0$ y cambiando las densidades por volúmenes específicos en la ecuación (2.30) y reordenando, se obtiene:

$$\Delta P = \frac{G^2 * v_1}{2} \left[f \frac{Lgr}{Deq} * 4 \frac{v_m}{v_1} + (1 + \delta^2) \cdot \left(\frac{v_2}{v_1} - 1 \right) \right] \quad 2.34$$

2.7 VENTILADORES

Pocos equipos tienen una gama tan amplia de aplicaciones en las industrias de procesos químicos (IPQ) como los ventiladores y sopladores. Si se tiene en cuenta que tienen usos tan variados como extraer o introducir aire u otros gases en reactores de proceso, secadores, torres de enfriamiento y hornos rotatorios; ayudar a la combustión en los hornos, para la transpor-tación neumática o, simplemente, ventilar para seguridad y comodidad, se pueden considerar como equipos básicos.

En los últimos años, los intercambiadores de calor, enfriados por aire con auxilio de un ventilador, se han incrementado mucho en la IPQ, porque los ingenieros han tratado de resolver los problemas de contaminación térmica del agua.

Por la creciente demanda de ventiladores y sopladores más pequeños y confiables y las exigencias de los reglamentos de seguridad industrial, cada vez se presta mas atención a su diseño. A la vez que las necesidades de los usuarios han obligado a los fabricantes a construir ventiladores para presiones mas altas, (con las velocidades mas altas consecuentes), los reglamentos referentes al medio ambiente exigen menor intensidad de ruido y menor tiempo de exposición al mismo.

Los fabricantes suministran ventiladores con mayores relaciones (razones) de compresión y caudales mayores y menores que los que proporcionaban antes, se justifica una evaluación detallada de ingeniería antes de seleccionar un ventilador o un soplador.

2.7.1 Clasificación de ventiladores y sopladores

Por lo común la denominación de *ventilador* se utiliza cuando la presión se eleva hasta unas 2 psig (55 inH₂O), y sopladores cuando esta presión asciende entre 2 y 10 psig (55 y 277 inH₂O). Para presiones de descarga más altas, el término que se usa es el de compresor. En esta sección se presenta una síntesis de los tipos de ventiladores y sopladores y sus características.

Tipos de Ventiladores

Los ventiladores normalmente se clasifican como *axiales*, en los que el aire o el gas se mueve paralelo al eje de rotación, o *centrífugos*, en los que el aire o el gas se mueve perpendicular al eje. La “*National Association of Fan Manufacturers*” (NAFM) ha establecido dos categorías generales para flujo axial (FA): tuboaxiales y con aletas de guía.

A continuación en la tabla 2.3 presenta un resumen las características generales de cada tipo de ventilador

Tipo de ventilador	Características generales
Flujo Axial (FA)	Aplicaciones con baja resistencia, grandes caudales a baja presión
Ventilador Centrífugo (FC)	Trabajos que requieren una carga más alta en especial cuando hay alta fricción
Sopladores	Suelen ser de una etapa y alta velocidad o de etapas múltiples con presiones relativamente altas (similares a la de los compresores).

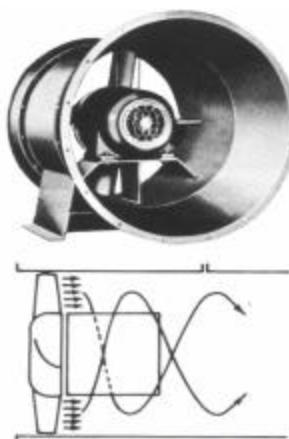
Tabla 2.3 Características generales de los ventiladores y sopladores

2.7.1.1 Características de los ventiladores axiales

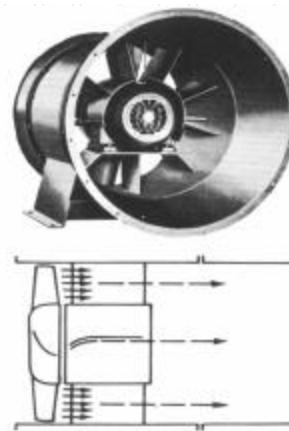
Se dividen en tipos turboaxiales y, con aletas de guía, sus características son:

Ventiladores turboaxiales. Están diseñados para una amplia gama (rango) de volúmenes a presiones medias; constan principalmente de una hélice alojada en un cilindro, en la cual se recibe y dirige el flujo de aire. El movimiento típico del aire de descarga es en espiral o helicoidal (Fig.2.15a).

Ventiladores con aletas de guía. Tienen aletas de guía del aire en el lado de descarga, que los diferencia de los turboaxiales. Al combinar la rueda del ventilador turboaxial con las aletas de guía, el flujo de aire es rectilíneo (Fig. 2.15b). Con ello se reduce la turbulencia, lo cual mejora la eficiencia y las características de presión. Los ventiladores con aletas de guía pueden producir presiones hasta de 50.8 cm (20 in) de agua, y más altas, con ciertas modificaciones. Por lo general, son del tipo que no se sobrecarga; Es decir, se pueden mover con una unidad motriz del caballaje deseado. También los hay con aspas de paso ajustable, que permiten variar su rendimiento. En algunos casos, esta característica de diseño permite la conexión directa de la rueda del ventilador con el árbol del motor, lo cual elimina algunas de las desventajas de las transmisiones con bandas en V.



(a) Ventilador turboaxial en espiral



(b) Ventilador axial con aletas guía

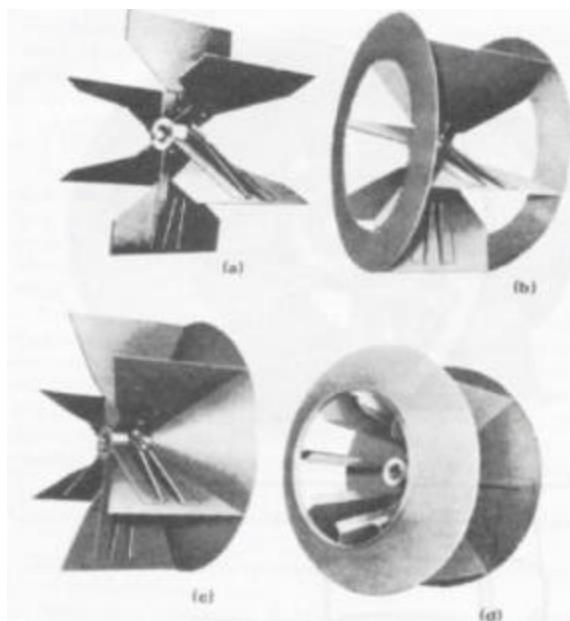
Figura 2.15 Ventiladores tipo axial

2.7.1.2 Ventiladores centrífugos

Se clasifican como de aspas radiales, de curvatura al frente, de curvatura inversa o inclinadas y aerodinámicas.

Tipo de aspas radiales. Tienen buen rendimiento en muchas aplicaciones, que pueden ser desde transportación neumática hasta extracción de aire o gas del proceso en sistemas de alta resistencia. Su principal característica es la flexibilidad en la construcción de anchura proporcional, que permite lograr alta presión estática con una capacidad más o menos baja. Cuando se necesitan motores de alto caballaje, se suelen conectar a la velocidad síncrona (sincrónica) del motor. Por lo general, ofrecen servicio estable, sin que importe el porcentaje de capacidad con apertura amplia.

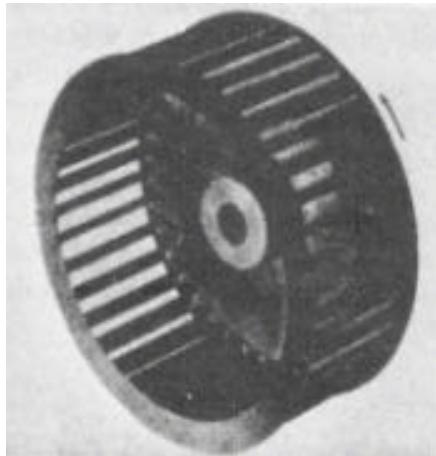
Este ventilador puede producir altas presiones a altas velocidades. Las aspas tienden a ser de autolimpieza y pueden ser de alta resistencia estructural. En la figura 2.16 se ilustran los impulsores típicos. No se suelen utilizar para ventilación.



<i>Tipo</i>	<i>Aplicación</i>
(a) Abierto	Uso general, de autolimpieza
(b) Cerrado en un lado	Para materiales fibrosos
(c) De aro	Para trabajo severo
(d) De placa trasera	Producen buen tiro, no apto en materiales fibrosos o en trozos.

Figura 2.16 Tipos de impulsores de aspas radiales

Tipo de curvatura al frente. Este ventilador imprime al aire que sale de las aspas una velocidad mayor que el de aspas con inclinación inversa, que posean la misma velocidad en la punta. Aunque descarga aire a alta velocidad, funciona a menor velocidad que otros tipos, con lo cual es adecuado para un equipo de proceso en donde se requieren árboles largos. Es bastante silencioso y requiere poco espacio (Fig. 2.17)

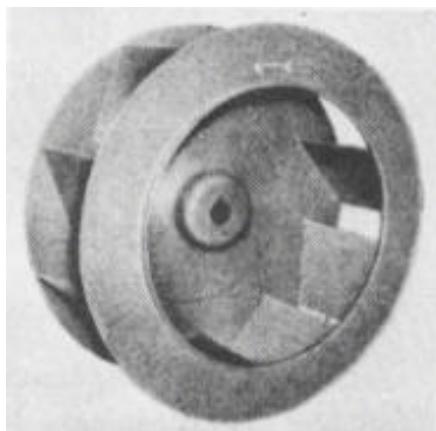


Rueda con curvatura al frente.

Tiene capacidad para mucho volumen

Figura 2.17

Tipo de curvatura inversa o inclinadas hacia atrás. Tienen aspas inclinadas o con curvatura hacia atrás al ángulo óptimo para convertir gran parte de la energía directamente a presión (Fig. 2.18); por ello, son muy eficientes para ventilación.



Rueda con inclinación hacia atrás.

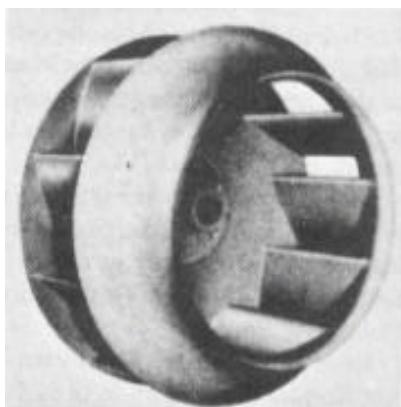
Entrega gran parte de su energía como presión

Figura 2.18

Estos ventiladores funcionan a velocidad media, tienen amplia capacidad de presión y volumen y producen menos carga de velocidad que los del mismo tamaño con curvatura al

frente. Otra ventaja es que las pequeñas variaciones en el volumen del sistema suelen ocasionar pequeñas variaciones en la presión del aire, lo cual facilita su control.

Ventiladores de aspas aerodinámicas. Tienen aspas de curvatura inversa y sección transversal aerodinámica para aumentar su estabilidad, rendimiento y eficiencia. Estos ventiladores suelen ser más silenciosos y no tienen pulsaciones dentro de sus límites de operación, porque el aire puede pasar por las ruedas con menos turbulencia (Fig.2.19).

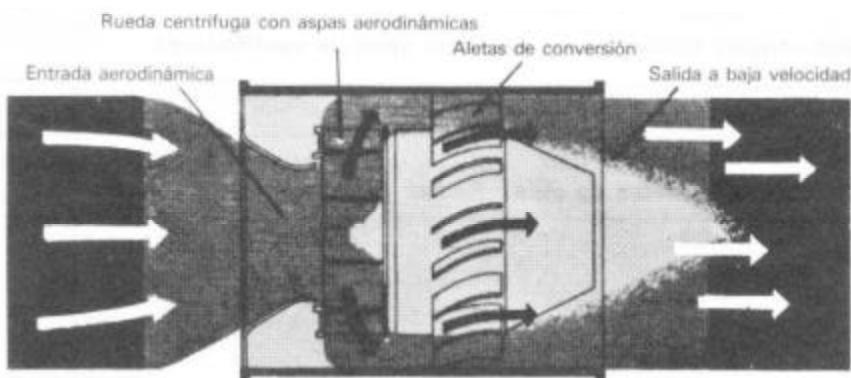


Rueda con aspas aerodinámicas.

Tienen inclinación hacia atrás para producir menor
turbulencia del aire

Figura 2.19

Ventiladores tubulares. Se instalan en un ducto, y el aire entra y sale en sentido axial y todos los cambios en la dirección del flujo ocurren dentro del ventilador (Fig. 2.20). Su diseño produce un aumento pronunciado en la presión, en una amplia gama (rango) de capacidades (Fig. 2.21). Dado que no se sobrecargan, son adecuados para ventilación y acondicionamiento del aire en edificios, así como para extracción de humos, humidificación, secado, enfriamiento de motores y suministro de aire para combustión



Ventilador centrífugo tubular

Figura 2.20

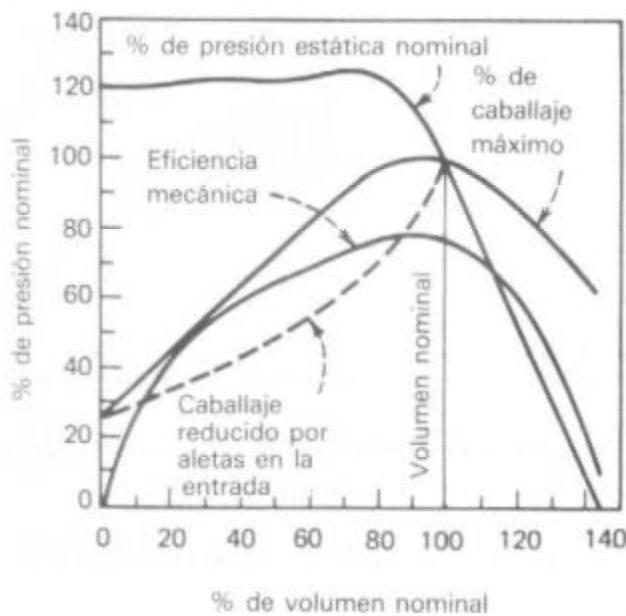
*Curvas para ventiladores tubulares*

Figura 2.21

2.7.2 Comparación entre los ventiladores axiales y los centrífugos

En general, los ventiladores centrífugos son más fáciles de controlar, mas fuertes y menos ruidosos que los de flujo axial. Su eficiencia no cae con tanta rapidez cuando funcionan en condiciones que no son de diseño.

A veces se pueden utilizar cajas de entrada, que desvían el aire 90° en la entrada del ventilador, en un espacio de más o menos un diámetro en la dirección axial, sin afectar la presión o eficiencia del ventilador centrífugo, pero no se recomienda para los de flujo axial. Si es posible, los de flujo axial deben tener alrededor de dos diámetros de distancia axial, corriente arriba y corriente abajo, sin obstrucciones ni cambios de dirección.

Los codos en ángulo de entrada afectan menos a los ventiladores centrífugos, pero pueden esperarse pérdidas de eficiencia hasta del 15% cuando ocurren cambios bruscos en la dirección de flujo del aire en la entrada al ventilador.

Las aletas de guía a la entrada suelen producir un control suave incluso con menos del 30% del flujo normal, pero han ocurrido problemas de vibración en ventiladores grandes, de tiro inducido y de tiro forzado cuando esas aletas se han cerrado entre 30 y 60%.

Cuando hay altas velocidades en los ductos con un ventilador equipado con aletas de guía de entrada, se debe tener cuidado adicional para obtener formas suaves de flujo del aire en los ductos de entrada y salida y, además, que estos sean tan fuertes como se necesite para evitar daños por vibración; esta se agrava con la turbulencia y con la graduación incorrecta de las aletas de guía de entrada.

Los ventiladores axiales tienen rangos estrechos de operación a su máxima eficiencia (Fig. 2.22), lo cual los hace menos atractivos cuando se esperan variaciones en el flujo. La joroba en la curva de rendimiento del ventilador axial (Fig. 2.23) con alrededor del 75% de flujo, corresponde al punto de ahogo. No es deseable la operación de los ventiladores axiales entre este punto o aquél en el cual no hay flujo ya que es difícil predecir el rendimiento. En la figura 2.22 se indica también la curva de eficiencia de los ventiladores centrífugos (FC). Hay que tener en cuenta que estas curvas son generales y no implican que los de flujo axial sean menos eficientes.

En las aplicaciones en procesos, por lo general, es mejor que se utilicen ventiladores centrífugos, aunque se tiene un traslape considerable en el rendimiento entre los centrífugos y los axiales en el extremo inferior del intervalo (rango) flujo y presión. En la figura 2.23 se presenta una comparación del rendimiento de los ventiladores centrífugos contra los axiales.

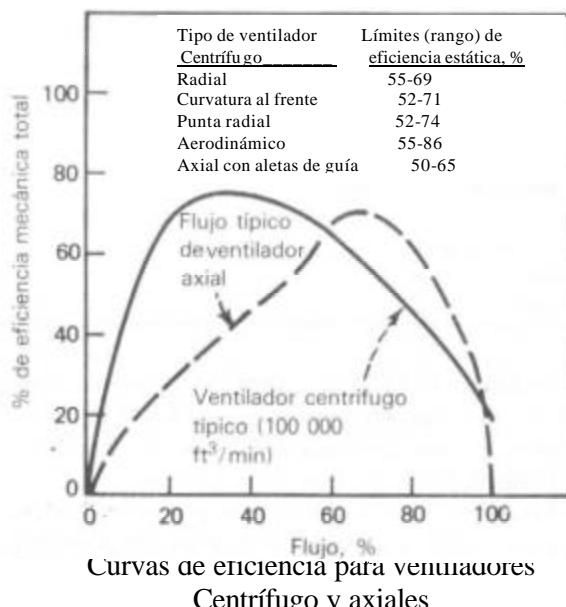
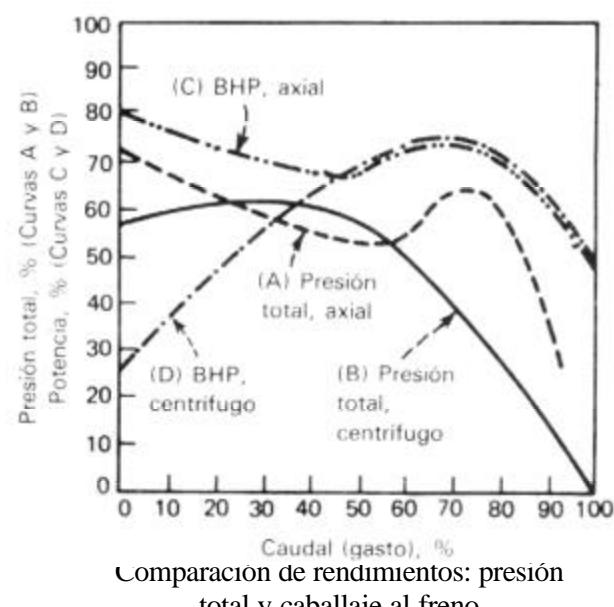
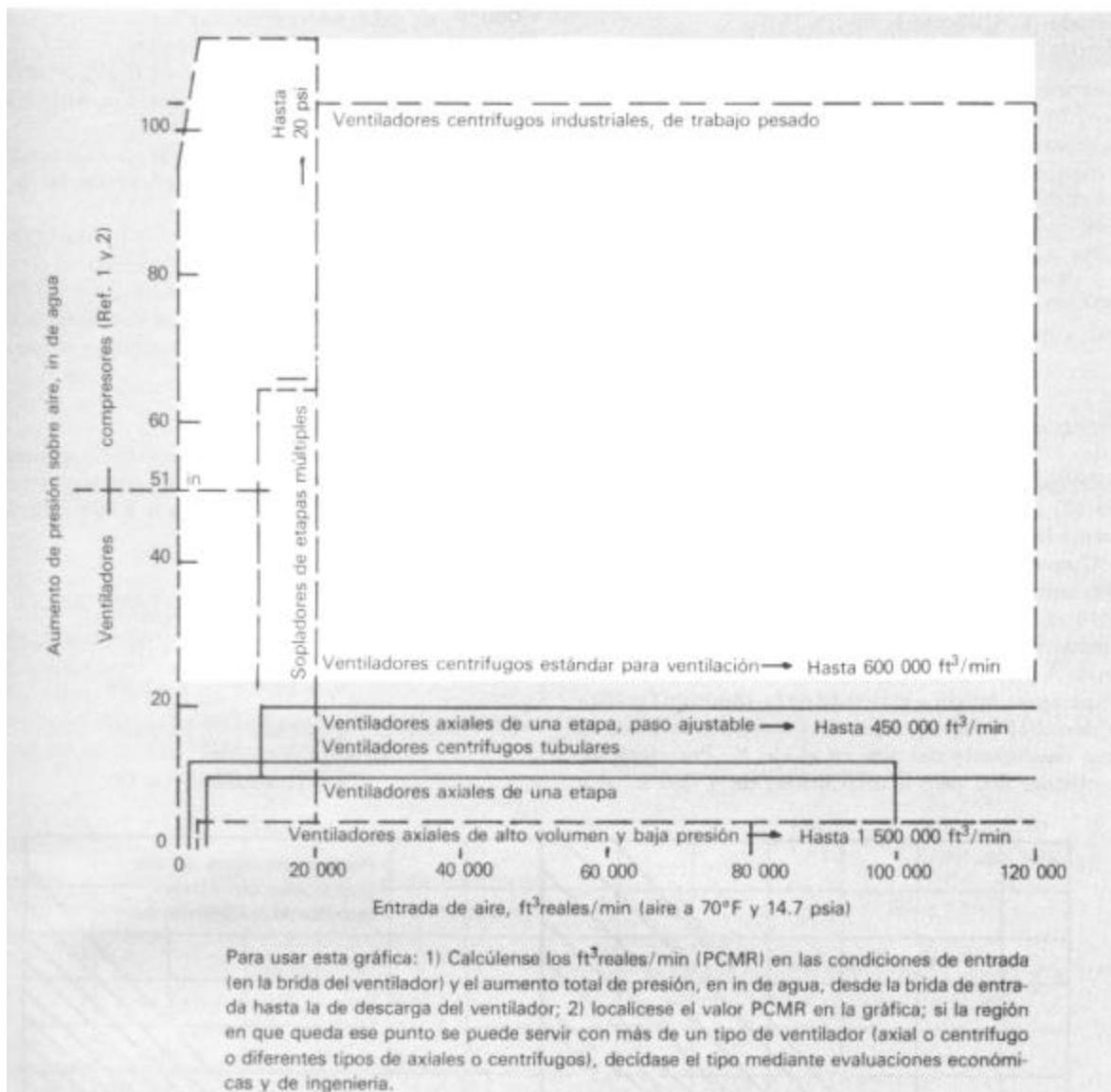


Figura 2.22

Comparación de rendimientos: presión total y caballaje al freno
Figura 2.23

En la figura 2.24 se muestran los límites (rangos) de operación de los ventiladores centrífugos y axiales, y están basados en los datos nominales de los catálogos. Los ventiladores centrífugos estándar para ventilación funcionan hasta alrededor de 55.88 cm (22 in) de agua; más allá de este punto, se pueden fabricar ventiladores de este tipo para trabajo pesado, con relaciones de mayor compresión en ciertos flujos, de acuerdo con las especificaciones requeridas.



Rangos de operación de ventiladores centrífugos y axiales

Figura 2.24

Cuando una aplicación queda fuera de los límites estándar, es aconsejable consultar con el fabricante para ver si puede construir uno especial para trabajo deseado. Cuando las presiones son más altas, puede ser difícil la decisión inicial de si el proceso necesita un ventilador o un compresor. En este caso, es necesario tener precios aproximados de ambos, antes de hacer la selección.

2.7.3 Procedimiento para el dimensionamiento

Para estimar las necesidades de potencia para el aire en los ventiladores, cuando los cambios en densidad entre la entrada y la salida son insignificantes, se puede utilizar la siguiente fórmula:

$$Pot_E = \frac{(144 \cdot 0.0361) \cdot V_E \cdot h}{33000} \quad 2.35$$

donde V_E es el volumen de entrada, ft^3/min . y h aumento de la carga de presión estática, in de agua.

Para determinar la potencia al freno (BHP), se puede utilizar un valor de eficiencia con la ecuación anterior, figura 2.22 (eficiencia = potencia del aire de salida/potencia de entrada). La eficiencia real dependerá del tipo de ventilador. La potencia de la unidad motriz se selecciona normalmente para tener un margen de seguridad de potencia de, cuando menos, un 10% en el punto esperado de funcionamiento; el caballaje requerido con cualquier flujo es menor que el caballaje de la unidad motriz. Esto permite funcionar en condiciones que no sean las de diseño.

En los catálogos de los fabricantes, por lo general se indican en tablas los ft^3/min . estándar en contra del aumento de presión en el ventilador. *Cuando el aire no está en las condiciones estándar, hay que aplicar correcciones en el volumen, la presión y la potencia, con el fin de poder seleccionar un ventilador de volumen y presión "equivalentes".*

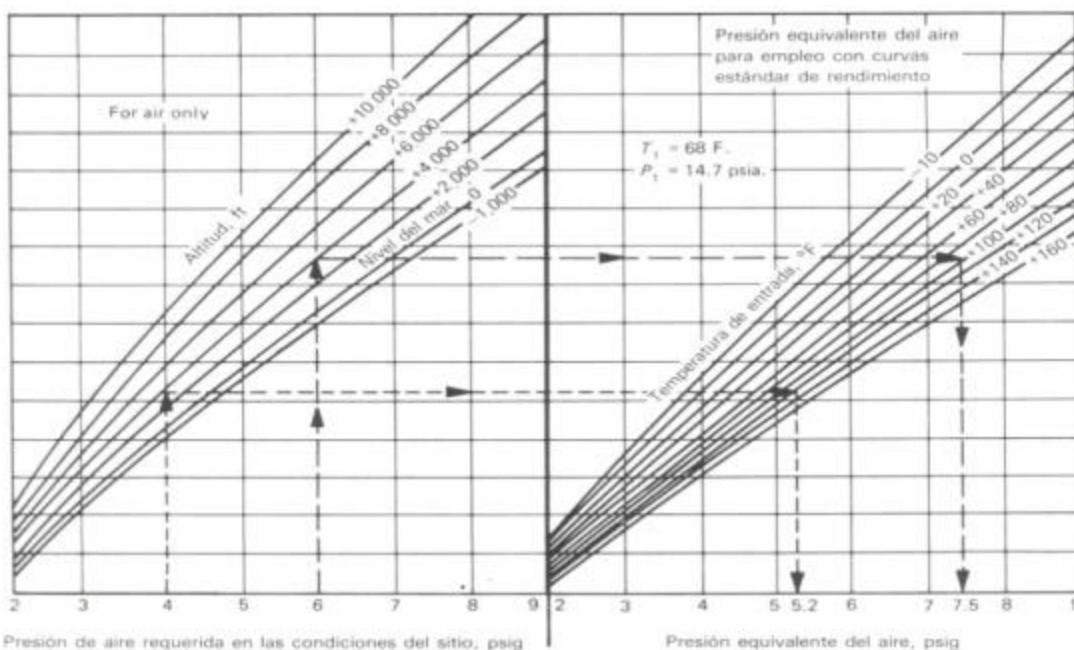
Las correcciones cuando las condiciones en la entrada no sean las estándar de 68°F y 14.7 psia., son las siguientes:

Corrección por volumen:

$$V_s = (14.7 / A) \cdot \left(\frac{460 + T_1}{528} \right) \cdot V_{es} \quad 2.36$$

Corrección por la presión

Se utiliza la figura 2.25



Lado izquierdo

Lado derecho

Curvas de corrección de presión, según altitud y temperatura de entrada del aire

Figura 2.25

Corrección por potencia

$$Pot_s = \left(\frac{A}{14.7} \right) \cdot \left(\frac{528}{460 + T_1} \right) \cdot Pot_E \quad 2.37$$

Al efectuar los cálculos, se debe tener en cuenta lo siguiente:

1. Se utilizan las ecuaciones 2.36 y 2.37 si los catálogos del fabricante no se refieren a las condiciones estándar de 68°F y 14.7 psia.
2. Cuando se necesita un valor aproximado de la presión equivalente del aire (P_{EA}), hay que entrar a la figura 2.25 en la *gráfica del lado izquierdo* en la presión apropiada y leer hacia arriba hasta encontrar la altitud del sitio. A partir de este punto, se traza una recta hasta la temperatura máxima esperada en la admisión (*gráfica de la derecha*) y se baja desde esta intersección hasta la presión equivalente del aire en el eje X. Por ejemplo, para obtener 6.0 psig a una altitud de 4 000 ft. y a 100°F, se debe seleccionar un soplador que produzca 7.5 psig en las condiciones estándar (ver figura 2.25).
3. La potencia al freno necesaria para las condiciones en el sitio se determina con las curvas estándar de rendimiento.

2.7.4 Parámetros de Selección de Ventiladores.

Los ventiladores tienden a ocasionar menos problemas que otras máquinas y componentes de sistemas. Es cierto que los ventiladores son máquinas mas bien sencillas, pero la confiabilidad depende de la selección y aplicación correctas.

La selección depende de:

1. El rendimiento del flujo y presión requeridos para la aplicación.
2. El ruido.
3. Restricciones en el tamaño y en el espacio.
4. Temperatura de la corriente de aire.
5. Otros factores, que pueden eliminar ciertos ventiladores o tipos de ventiladores, son las partículas y los productos químicos en la corriente de aire.
6. Por último, la evaluación de los costos de capital y de operación definirá cual es el ventilador más económico.

2.7.4.1 Rendimiento del sistema de los ventiladores

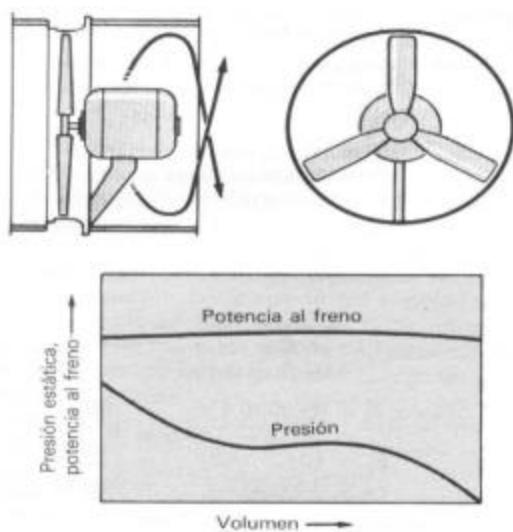
Rendimiento es el volumen del flujo de aire (ft^3/min . o m^3/s) y la presión estática (in o cm de agua manométricas), requeridos para vencer la resistencia al flujo. La elección del ventilador que cumpla esos requisitos o los supere, parece ser cosa fácil, pero hay que tener en cuenta ciertos obstáculos.

Un primer factor sería, ¿qué tan exacto y confiable es el cálculo de la resistencia del sistema?. Un ventilador con curva de presión estática con mucha pendiente, entregaría el volumen de aire especificado, a pesar de cambios o errores pequeños; mientras que en uno con curva plana habría un cambio grande en el flujo de aire. Además, un ventilador con curvatura hacia atrás no se sobrecargaría a pesar de los cambios en la resistencia del sistema, por lo cual podría elegirse con más confianza el tamaño del motor correspondiente.

Otro factor es que las capacidades nominales de los ventiladores no corresponden todas a las mismas condiciones. Lo normal es que los ventiladores de hélice y para techo funcionan a su capacidad nominal sin necesidad de ductos; la mayor parte de los otras dependen de ductos de entrada y de salida o de ambos para el funcionamiento a su capacidad. Hay la ventaja de que los detalles para determinar la capacidad nominal por lo común aparecen junto con las tablas de sus valores en los catálogos del fabricante, y los ventiladores tienden a ser clasificados en configuraciones similares a las de empleo más común.

2.7.4.2 Características de diseño y rendimiento

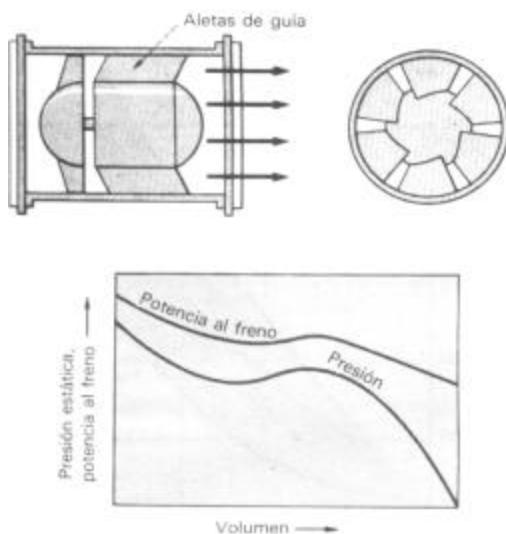
Los ventiladores axiales mueven el aire o el gas paralelamente al eje de rotación; en los centrífugos, el flujo es perpendicular al eje. El ventilador axial más sencillo es el turboaxial, llamado a veces ventilador de ducto. Ver figura 2.26, el ventilador turboaxial es una hélice montada en un tubo. Puede manejar presiones estáticas hasta de 10.16 cm (4 in) manométricas de agua y caudales de $236 \text{ m}^3/\text{s}$ ($500\ 000 \text{ ft}^3/\text{min}$) y mayores. Tiene su máxima eficiencia cerca del punto intermedio de presión pico, y su mejor punto de operación está Junto a la derecha de este pico. Su eficiencia mecánica máxima (potencia de salida del flujo/potencia al freno de entrada) es de un 75% a un 80%.



Diseño y rendimiento de un ventilador turboaxial

Figura 2.26

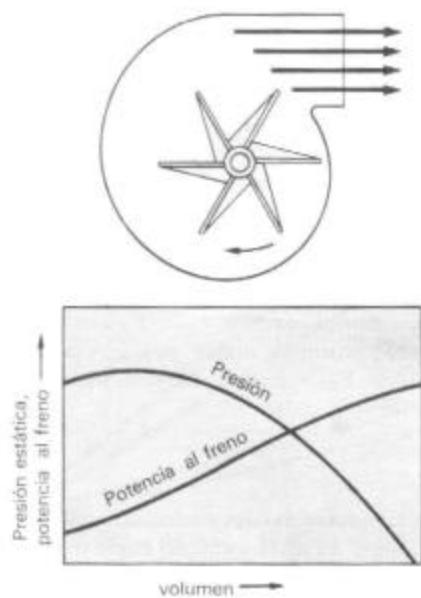
El ventilador axial con aletas de guía (Fig. 2.27) es más complejo. Incluye aletas de guía que corrigen el movimiento helicoidal impartido por la hélice. Su cubo de gran tamaño elimina la zona de flujo ineficiente directamente detrás de la hélice. El resultado es una mayor eficiencia mecánica, hasta del 85%, y una mayor capacidad de presión. Estos ventiladores por lo común pueden manejar presión estática hasta de 22.8 cm (9 in) de agua en una etapa, pero pueden llegar a 50.8 cm (20 in) con modificaciones en el diseño o con etapas múltiples. Su capacidad puede ser hasta de $283.17 \text{ m}^3/\text{s}$ ($600\,000 \text{ ft}^3/\text{min.}$)



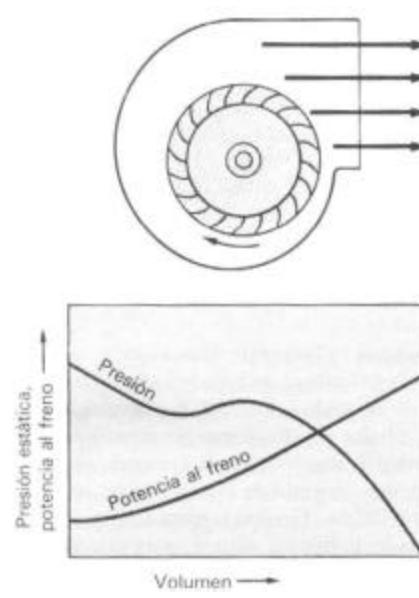
Ventilador axial con aletas de guía

Figura 2.27

Los ventiladores centrífugos confinan el flujo dentro de una cubierta en forma de voluta o caracol y producen presión por medio de dos fuerzas: la centrifuga generada al hacer girar la columna de gas encerrada entre las aspas, y la aceleración tangencial del gas mediante las aspas o alabes del impulsor. El centrífugo radial o de rueda de paletas (Figura 2.28) es el diseño más antiguo y sencillo. Al contrario de los axiales, requiere más potencia, conforme aumenta el caudal. Puede manejar presiones estáticas de 152.4 cm (60 in) manométricas de agua o mayores.



Ventilador centrífugo radial
Figura 2.28

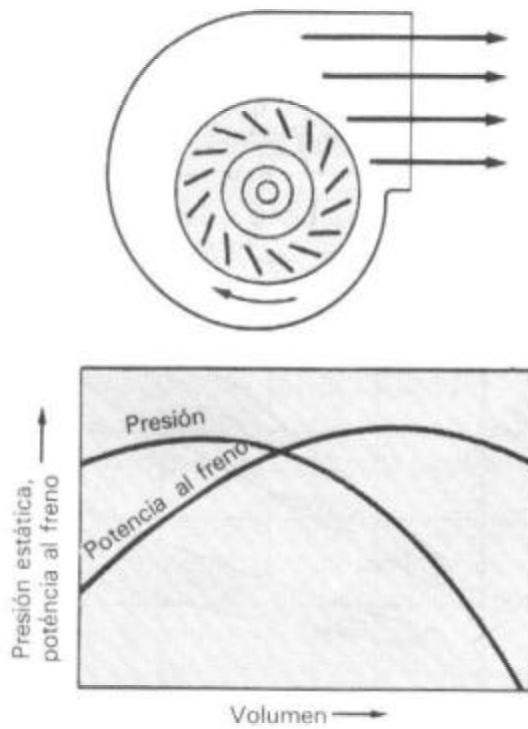


Ventilador centrífugo con inclinación hacia atrás
Figura 2.29

Los ventiladores radiales tienen una eficiencia mecánica del 65 % al 70 %, menor que la de otros centrífugos y son más costosos, porque son de construcción fuerte. Las aspas planas resisten la abrasión más tiempo que la mayoría de las otras aspas y tienden a lanzar cualesquiera partículas que, de lo contrario, se les podrían adherir. Rara vez se utilizan, excepto para corrientes que arrastran partículas pegajosas o abrasivas, aunque se pueden conseguir con una construcción menos fuerte para servicio general.

El ventilador centrífugo con aspas de curvatura al frente (Fig. 2.29) no se utiliza mucho en aplicaciones industriales pues es muy sensible a la acumulación de partículas (que tienden a desbalancearlo), y al desgaste de la rueda. Su capacidad de presión estática es relativamente baja, por el orden de 10.16 cm (4 in) manométricas de agua, y su eficiencia mecánica máxima es aproximadamente del 70 % al 75 %.

El centrífugo de inclinación hacia atrás es el que más se emplea. Debido al ángulo hacia atrás de las aspas, el gas sale de la rueda del impulsor a una velocidad más baja que la velocidad tangencial de la rueda. Con esto se produce presión estática de 38 cm (15 in) manométricas de agua o mayor. Este ventilador es el mas eficiente de los centrífugos, y tiene una eficiencia mecánica máxima de entre un 75% y un 80%. En la figura 2.30 se ilustran su diseño y las curvas de rendimiento.



Ventilador centrífugo radial

Figura 2.30

2.7.5 Efectos sobre la selección

Se examinarán las diferencias básicas del rendimiento entre los ventiladores axiales y los centrífugos, y como influyen estas, en la selección. En primer lugar, los ventiladores axiales pueden manejar menos presión estática que los centrífugos; por regla general, no más de 25.4 cm (10 in) manométricas de agua en los axiales, contra 152.4 cm (60 in) o más en los centrífugos. Debido a estas limitaciones, los axiales son inadecuados en aplicaciones que requieren altas presiones estáticas, como conducción de aire o lavado con venturi, por ejemplo. Pero en la mayor parte de las aplicaciones para ventilación y extracción se requieren presiones dentro de la capacidad de los axiales.

Para la misma aplicación, un ventilador axial del tamaño correcto será más pequeño y ligero que uno también de tamaño correcto, y trabajara a velocidad mucho más alta. El efecto respecto a la selección es que el axial costará menos; su instalación será más barata porque es más ligero y sencillo y por lo común su costo de operación será mayor, porque su velocidad más alta exige mayor potencia.

2.7.5.1 Ruido

Los ventiladores axiales suelen ser más ruidosos que los centrífugos. El nivel usual del ruido de un ventilador axial es de 80 a 95 dba, medida a 1.5 m de distancia; por contraste, en el centrífugo es aproximadamente de 70 a 90 dba. Dado que los reglamentos de la “Organization safety Healty American” (OSHA) limitan la exposición de los trabajadores a una intensidad de 90 dba (promediado respecto al tiempo), y dado que algunas aplicaciones críticas requieren menor nivel de ruido, es importante tomar en cuenta el ruido al escoger entre un ventilador axial y uno centrífugo.

Cuando el ruido es un factor importante, hay varias formas de atenuarlo en el lugar de trabajo, que son:

- Instalar el ventilador lejos de los operarios. Una separación adicional de 12 m de aire disminuye el ruido en unos 15 dba.
- Aplicar aislamiento acústico en la cubierta del ventilador o en los ductos.

- Utilizar una entrada de venturi para suavizar el flujo de aire o gas hacia el ventilador. Esto disminuye la turbulencia en la corriente de entrada y se aminora el ruido.
- Instalar silenciadores del tipo de absorción en la entrada, en la salida o en ambas. Las altas frecuencias de los axiales son mas fáciles de amortiguar que las bajas frecuencias de los centrífugos.
- Utilizar transmisión con bandas V que es relativamente silenciosa. Por supuesto, todo el equipo para atenuación del ruido aumentará el costo inicial.

2.7.6 Lineamientos para selección

Al comparar los ventiladores axiales y centrífugos se deben tener en cuenta los siguientes factores:

- ✓ *Apariencia.* El ventilador axial estorba menos, pues es más pequeño y forma parte del ducto.
- ✓ *Capacidad.* Los axiales y los centrífugos pueden conseguirse con capacidades de hasta $236 \text{ m}^3/\text{s}$ ($500\ 000 \text{ ft}^3/\text{min.}$); en los centrífugos con inclinación hacia atrás puede ser mucho más alta. Los axiales, por lo general, tienen mayor capacidad por unidad de peso.
- ✓ *Construcción.* El ventilador centrifugo es más complejo, requiere áboles y cojinetes más grandes y un balanceo más cuidadoso.
- ✓ *Costo inicial.* El motor, la transmisión y el ventilador axial suelen ser menos costosos.
- ✓ *Instalación.* El ventilador axial se puede instalar en un tramo recto de tubo; el centrifugo requiere una vuelta en ángulo recto. El axial por lo común es más fácil de instalar, porque pesa menos.
- ✓ *Mantenimiento* Cuesta más remplazar un impulsor centrífugo que una hélice axial.
- ✓ *Intensidad del ruido.* El ventilador axial es más ruidoso porque funciona a más velocidad.
- ✓ *Sobrecarga.* Los ventiladores turboaxiales y los axiales con aletas de guía son susceptibles a la sobrecarga, es decir, sus curvas de potencia se elevan al efectuar

el paro. Esto sólo debe preocupar cuando el ventilador está acoplado directamente con el árbol del motor.

- ✓ *Necesidades de potencia.* Los ventiladores axiales requieren más potencia para el mismo servicio. Los de aletas de guía generalmente son más eficientes que los turboaxiales y los centrífugos con inclinación hacia atrás son más eficientes que los radiales o que los de curvatura al frente.
- ✓ *Capacidad de presión.* Los ventiladores axiales pueden manejar presiones de 20.3 a 22.8cm (8 a 9 in) manométricas de agua en una etapa; en tanto que los centrífugos, pueden manejar presiones de 152.4 cm (60 in) o mayores. Los axiales se pueden instalar en serie para lograr mayor capacidad de presión; cuando se hace así, la capacidad de presión de la serie es la suma de las capacidades individuales de cada ventilador, menos una pequeña pérdida por deslizamiento.
- ✓ *Confiabilidad.* Ambos tipos de ventiladores son confiables. Sin embargo, uno puede serlo más que otro en condiciones severas, como en la extracción de gases que contienen partículas abrasivas.
- ✓ *Flujo inverso.* Los ventiladores axiales pasan de suministro a extracción cuando se invierte el sentido de rotación. De hecho, hay hélices con la misma eficiencia en cualquier sentido. En los centrífugos no se puede invertir la rotación en esa forma.
- ✓ *Necesidades de espacio.* El ventilador axial es más compacto.
- ✓ *Vibración.* Como las piezas rotatorias del ventilador axial son más ligeras, es más fácil controlar la vibración.

2.7.7 Ejemplos de aplicaciones

Algunos ejemplos de aplicaciones industriales adecuadas son:

- ❖ *Servicio abrasivo.* Los ventiladores axiales con transmisión con bandas V son adecuados para servicio ligero. Para trabajo pesado en una caseta para limpieza se recomienda un centrífugo radial, porque es de construcción más fuerte.
- ❖ *Vapores corrosivos.* El ventilador turboaxial es una buena elección, porque es fácil revestir la hélice y cuesta poco reemplazarla.

- ❖ *Sistemas de recolección de polvo.* Es menos fácil que se acumule el polvo en un ventilador centrífugo radial.
- ❖ *Recuperación de calor en los techos.* El ventilador axial puede enviar con más facilidad el aire caliente desde el techo hacia las zonas de trabajo.
- ❖ *Altas temperaturas.* Ventilador axial con transmisión por banda.
- ❖ *Altos volúmenes a baja presión.* Ventiladores axiales.
- ❖ *Bajos volúmenes a alto presión.* Ventiladores centrífugos.
- ❖ *Extractores en el techo.* Es preferible el axial porque tiene descarga vertical hacia la atmósfera.
- ❖ *Partículas pegajosas.* El ventilador centrífugo axial es mejor para evitar que se peguen las partículas.
- ❖ *Zonas subterráneas de trabajo.* El ventilador axial con aletas de guía es compacto y reversible, y puede funcionar para ventilación y extracción, al contrario de los centrífugos.

2.8 DISEÑO Y CÁLCULO DE LA TUBERÍA

En esta parte se presenta un extracto de los métodos usados en la solución de problemas de flujo en tuberías. Para tal fin se distinguen los tipos de flujos que se deben considerar en el análisis, se muestran las ecuaciones correspondientes para el cálculo de flujo en estos dispositivos basándose en las pérdidas de carga, las cuales se dividen en pérdida por fricción en la tubería y pérdidas menores (accesorios y codos).

2.8.1 Pérdida de carga

La pérdida de carga a través de una tubería puede expresarse en unidades de longitud, y esta es el equivalente a la presión que produce una columna de altura “ h ” de un líquido (generalmente agua), la cual se opone al paso de fluido. Según “Bernoulli” esta pérdida se expresa de la forma:

$$H_2 - H_1 = \left(\frac{P_2}{g} + \frac{\bar{V}_2^2}{2g} + Z_2 \right) - \left(\frac{P_1}{g} + \frac{\bar{V}_1^2}{2g} + Z_1 \right) = \sum h_m + h_l - h_p = h_{IT} \quad (2.38)$$

Donde:

P_1 y P_2 son las presiones en los puntos 1 y 2 respectivamente de la tubería para el análisis

Z_1 y Z_2 los niveles o cotas de estos puntos respecto a un sistema de referencia escogido

\bar{V}_1 y \bar{V}_2 la velocidad de flujo en los respectivos puntos

g es la aceleración de gravedad

g es el peso específico del fluido (*agua*)

Esta pérdida se interpreta como la disminución de la energía mecánica por unidad de masa del fluido que pasa a través de la tubería. La ecuación 2.38 puede emplearse para calcular la diferencia de presión entre dos puntos cualesquiera en un sistema de tuberías, siempre que la pérdida de carga, h_{IT} pueda determinarse.

2.8.2 Cálculo de la pérdida de carga

La pérdida de carga total h_{IT} se considera como la suma de las perdidas mayores, h_l , debidas a efectos friccionantes en flujo completamente desarrollado en tubos de área constante, y perdidas menores, h_m , debidas a entradas, conectores, cambios de área, etc. En consecuencia, se consideran las perdidas mayores y menores por separado.

2.8.2.1 Pérdidas mayores: factor de fricción

El balance de energía, expresado mediante la ecuación 2.38, puede emplearse para evaluar la pérdida de carga mayor. Para flujo completamente desarrollado a través de una tubería de área constante, $h_m = 0$ y $(\bar{V}_1^2/2g) = (\bar{V}_2^2/2g)$; la ecuación 2.38 se reduce a:

$$\frac{P_1 - P_2}{r \cdot g} = (Z_2 - Z_1) + h_l \quad (2.39)$$

Si el tramo de tubería es horizontal, entonces $Z_2 = Z_1$, y la ecuación quedaría como:

$$\frac{P_1 - P_2}{\mathbf{r} \cdot g} = \frac{\Delta P}{\mathbf{r} \cdot g} = h_l \quad (2.40)$$

De tal manera, la pérdida de carga mayor puede expresarse como la pérdida de presión para flujo completamente desarrollado a través de una tubería horizontal de área constante.

Puesto que la pérdida de carga representa la energía mecánica convertida por efectos friccionantes en térmica, la pérdida de carga para flujo completamente desarrollado en un ducto de área constante depende sólo de los detalles del flujo a través del ducto. La perdida de carga es independiente de la orientación de la tubería.

a.- Flujo laminar

En flujo laminar, la caída de presión puede calcularse analíticamente para flujo completamente desarrollado en una tubería horizontal. Así, de la siguiente ecuación

$$h_l = \left(\frac{64}{Re} \right) \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} \quad (2.41)$$

donde L es la longitud de la tubería

D diámetro interno de la tubería

V es la velocidad promedio del flujo

ρ la densidad del fluido

μ es la viscosidad dinámica del fluido

Re es el número de Reynolds

b.- Flujo turbulento

En flujo turbulento no se puede evaluar la caída de presión analíticamente; se debe recurrir a datos experimentales y ampliar el análisis dimensional para correlacionar dichos datos. En flujo turbulento completamente desarrollado, se sabe que la caída de presión, ΔP , debida a la fricción en una tubería horizontal de área constante, depende del diámetro de la tubería, D , la longitud de la misma, L , su rugosidad, e , la velocidad promedio de flujo, V , la densidad del fluido, ρ ; y la viscosidad del fluido, η . Dicho en forma funcional,

$$\Delta P = \Delta P(D, L, e, V, \rho, \eta)$$

Se aplica el análisis dimensional a este problema, y los resultados son una correlación de la forma:

$$\frac{\Delta P}{\rho \cdot V^2} = f \left(\frac{\eta}{\rho \cdot V \cdot D}, \frac{L}{D}, \frac{e}{D} \right) \quad \text{o bien} \quad \frac{\Delta P}{\rho \cdot V^2} = f \left(\text{Re}, \frac{L}{D}, \frac{e}{D} \right)$$

Aunque el análisis dimensional predice la relación funcional, se deben obtener valores reales. Experimentalmente se muestra que la pérdida de carga adimensional es directamente proporcional a L/D , en consecuencia se puede sustituir la expresión anterior en la ecuación 2.40 y a su vez multiplicando su denominador por $1/2$ para que la pérdida de carga sea adimensional respecto a la energía cinética por unidad de masa de flujo, se obtiene que:

$$\frac{h_l}{\frac{1}{2} \cdot V^2} = \frac{L}{D} \cdot f_2 \left(\text{Re}, \frac{e}{D} \right)$$

La función desconocida $f_2(\text{Re}, e/D)$, se define como el **factor de fricción** f .

$$f \equiv f_2 \left(\text{Re}, \frac{e}{D} \right)$$

Ahora despejando la pérdida de carga h_l y sustituyendo f en la igualdad anterior se concluye que

$$h_l = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2 \cdot g} \quad (2.42)$$

Donde h_l es la pérdida de carga de presión (m)

L es la longitud de la tubería (m)

V la velocidad promedio de flujo (m/s)

D es el diámetro interno de la tubería (m)

f es el factor de fricción de *Darcy*

g es la aceleración de gravedad (m/s^2)

El factor de fricción se determina experimentalmente y los resultados se han publicado en el diagrama de Moody.

Para determinar la pérdida de carga en un flujo completamente desarrollado con condiciones conocidas, se evalúa primero el número de Reynolds, luego se obtiene el valor de la rugosidad relativa de la tubería (e/D) de la figura 2.31 según el material y el diámetro de la tubería; con estos datos se consigue el valor del factor de fricción del diagrama de Moody (figura 2.32).

Una vez obtenido el factor de fricción sólo resta sustituir su valor en la ecuación 2.42.

El factor de fricción para flujo laminar puede obtenerse comparando las ecuaciones 2.41 y 2.42, de donde se observa

$$h_l = \left(\frac{64}{\text{Re}} \right) \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

por lo tanto

$$f_{lam.} = \frac{64}{\text{Re}} \quad (2.43)$$

De tal modo que para flujo laminar el factor de fricción es únicamente función del número de Reynolds; es independiente de la rugosidad.

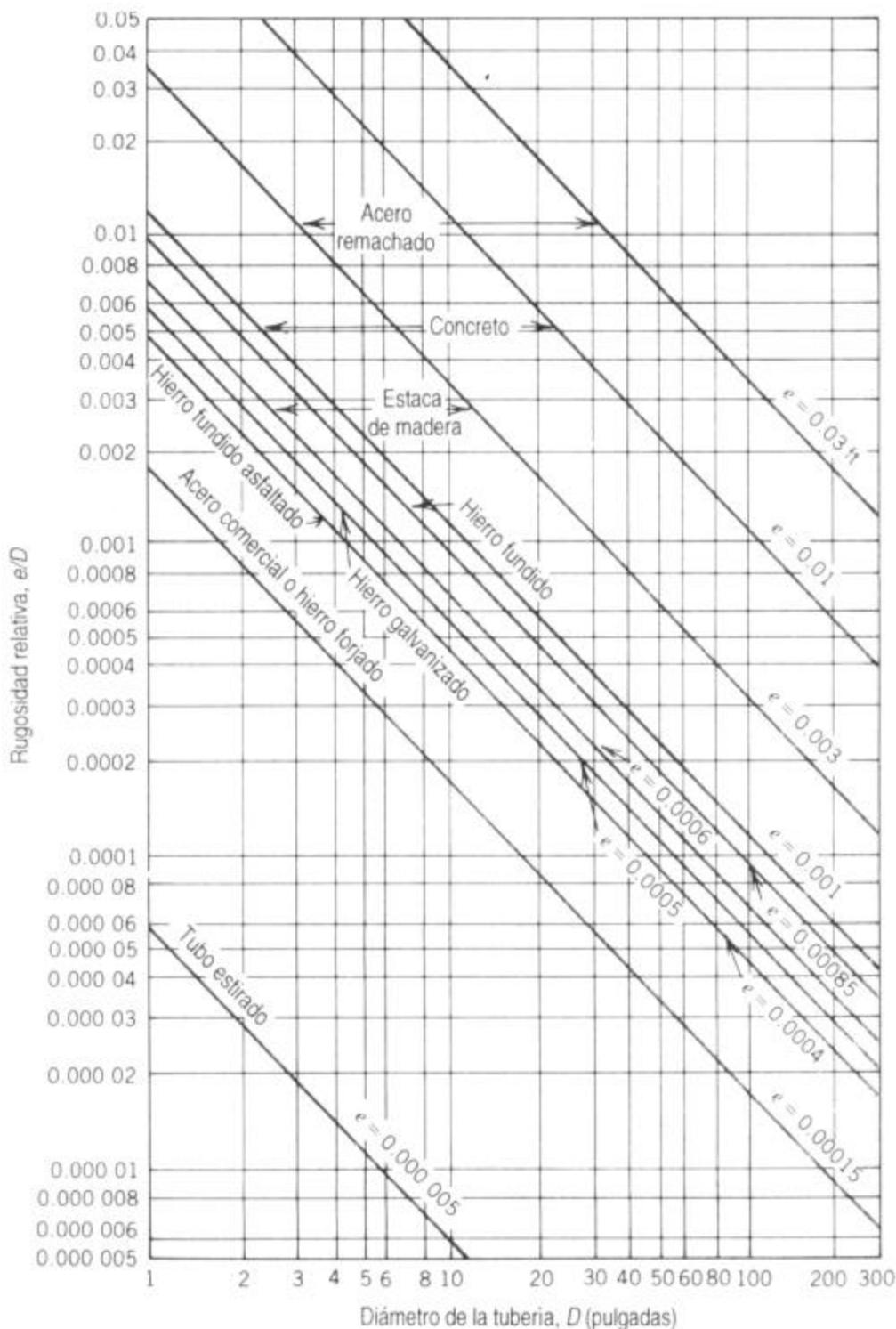
Rugosidad relativa (e/D), para materiales comunes utilizados en ingeniería

Figura 2.31

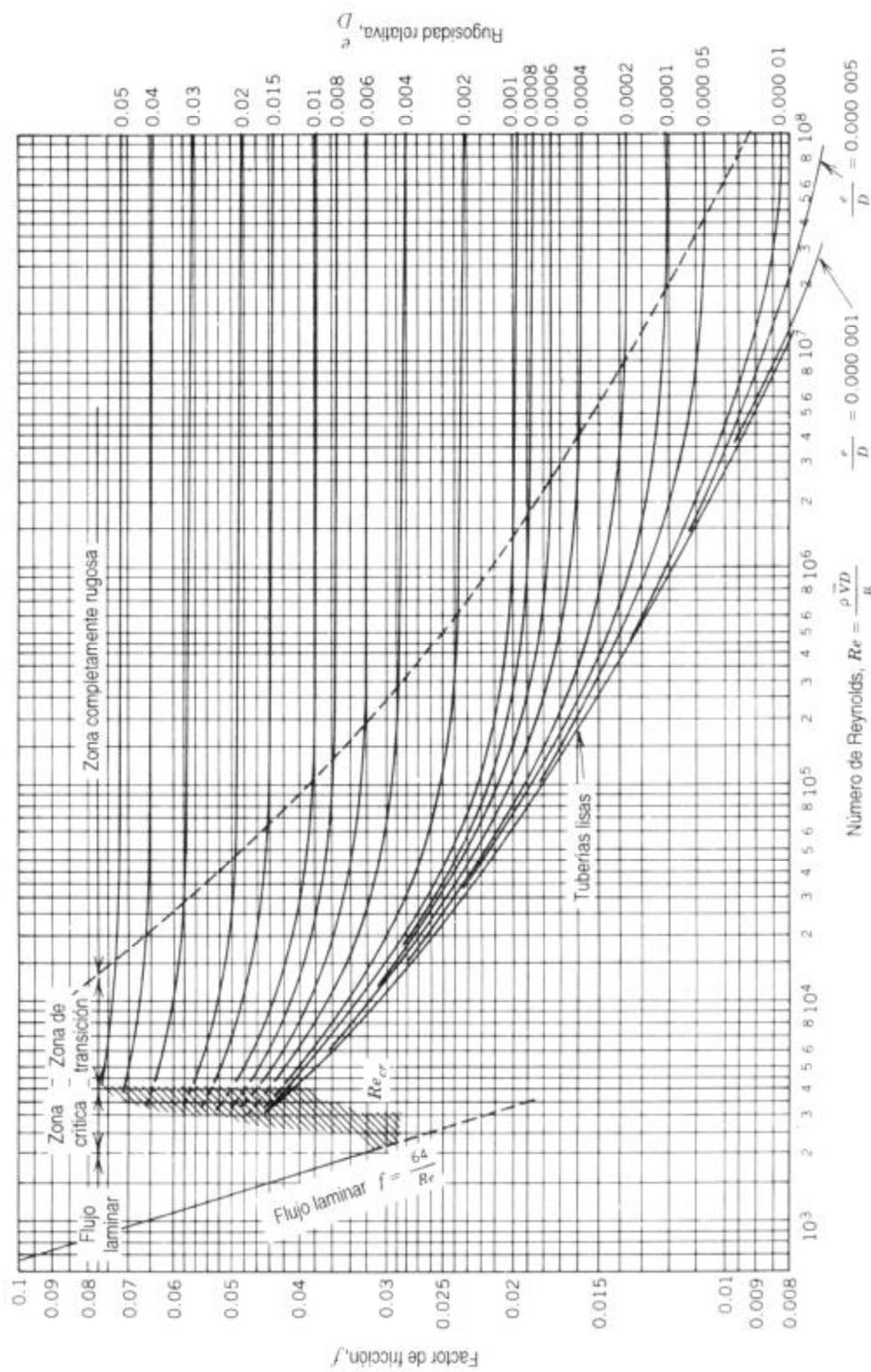


Figura 2.32 Diagrama de Moody (Factor de fricción para flujo completamente desarrollado en tuberías

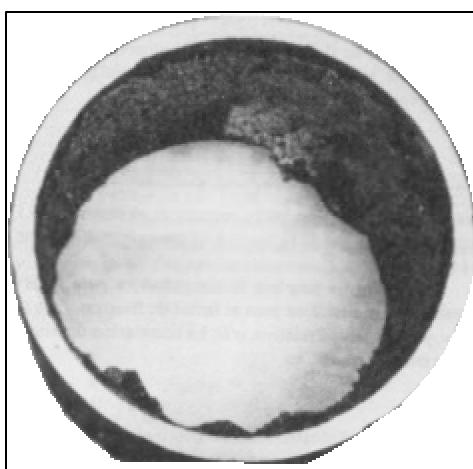
La ecuación más ampliamente utilizada para calcular el factor de fricción es la de Colebrook, que es la siguiente:

$$\frac{1}{f^{0.5}} = -2.01 \cdot \log \left(\frac{e/D}{3.7} + \frac{2.51}{Re \cdot f^{0.5}} \right) \quad (2.44)$$

Esta ecuación es trascendental, por lo que la iteración es necesaria para evaluar f . Para obtener un resultado dentro del 1 por ciento de error en una sola iteración, “Miller, R.W. y Swamee, P.K.” sugieren utilizar como aproximación inicial un valor f_0 dado en la siguiente ecuación

$$f_0 = 0.25 \cdot \left[\log \left(\frac{e/D}{3.7} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right) \right]^{-2} \quad (2.45)$$

En la figura 2.31 la totalidad de los valores de e/D corresponden a tuberías nuevas, en condiciones relativamente buenas, sin embargo después de largos períodos de servicio, la corrosión ocurre, también se depositan cal y herrumbre sobre las paredes de la tubería en áreas de agua cruda. La corrosión debilita las tuberías y a la larga esto puede conducir a fallas. La formación de depósitos aumenta de manera apreciable la rugosidad de la pared, y también reduce el diámetro efectivo. Estos factores se combinan y provocan que el valor de e/D aumente en factores de 2 a 5 veces en tuberías viejas. En la figura 2.33 se puede observar un fragmento de tubería corroída. Nótese la deformación existente en su interior.



Trozo de tubería con más de 20 años de servicio

Figura 2.33

2.8.2.2 Pérdidas menores

Puede requerirse que el flujo en un sistema de tubería pase por una variedad de conectores, codos o cambios abruptos en el área. Se encuentran pérdidas de carga adicionales, fundamentalmente como resultado de la separación de flujo. (La energía a la larga es disipada por la mezcla violenta en las zonas separadas.) Estas pérdidas serán menores (de ahí el término *pérdidas menores*) si el sistema de tubería incluye tramos largos de tubería de área constante. La pérdida de carga menor puede expresarse como

$$h_{lm} = k \frac{V^2}{2 \cdot g} \quad (2.46)$$

donde el *coeficiente de perdida*, K , debe determinarse experimentalmente para cada situación. La pérdida de carga menor también puede expresarse como

$$h_{lm} = f \frac{l_e}{D} \frac{V^2}{2 \cdot g} \quad (2.46 \text{ a})$$

donde l_e es una *longitud equivalente* de tubería recta.

Para flujo a través de codos y conectores de tubería, se encuentra que el coeficiente de pérdida, K , varía con el diámetro de la tubería casi de la misma manera que el factor de fricción f , para flujo a través de una tubería recta. En consecuencia, la longitud equivalente L_e/D , tiende a una constante para tamaños diferentes de un tipo de conector determinado.

Los datos experimentales para las pérdidas menores son abundantes, pero se dispersan entre una variedad de fuentes. Diferentes fuentes pueden dar valores distintos para la misma configuración de flujo. Los datos presentados aquí deben considerarse representativos para algunas situaciones que se encuentran comúnmente; en cada caso se identifica la fuente de los datos.

a.- Entradas y salidas

Una entrada a una tubería deseada inadecuadamente puede provocar una pérdida de carga considerable. Si la entrada tiene esquinas pronunciadas, en las mismas ocurre separación de flujo y se forma una *vena contracta*. El fluido debe acelerarse localmente para pasar a través del área de flujo reducida en la vena contracta. Las pérdidas en la energía mecánica provienen de la mezcla no confinada cuando la corriente de flujo se desacelera otra vez para llenar la tubería. En la tabla 2.4 se muestran tres geometrías de entrada básicas.

Tipo de entrada		Coefficiente de pérdidas menores, K''
Reentrada		0.78
Borde cuadrado		0.5
Redondeada		$\frac{r/D}{K} \begin{array}{ c c c c } \hline 0.02 & 0.06 & \geq 0.15 \\ \hline 0.28 & 0.15 & 0.04 \\ \hline \end{array}$

Coeficiente de pérdidas menores para entradas de tuberías

Tabla 2.4

De acuerdo con la tabla es claro que el coeficiente de pérdida se reduce significativamente cuando la entrada se redondea incluso ligeramente. Para una entrada bien redondeada ($r/D \geq 0.15$), el coeficiente de pérdida de entrada es casi despreciable.

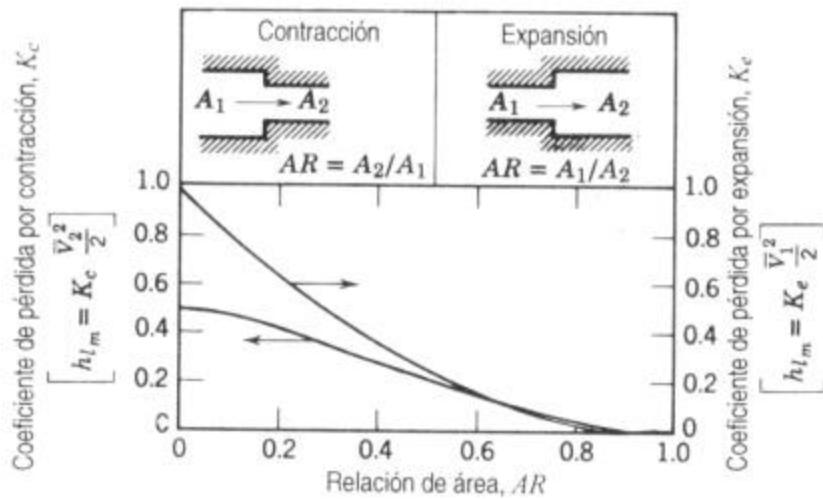
La energía cinética por unidad de masa, $\alpha V^2/2$, se disipa completamente mediante mezcla cuando el flujo se descarga a partir de un ducto en un gran recipiente o cámara de pleno. La situación corresponde a flujo a través de una expansión abrupta con $AR = 0$ (figura 2.34). De tal modo, el coeficiente de pérdida menor es igual a α . Ningún mejoramiento en el coeficiente de pérdida menor para una salida es posible; sin embargo, la adición de un difusor puede reducir $V^2/2$ considerablemente.

b.- Aumentos y contracciones

Los coeficientes de pérdidas menores para expansiones y contracciones repentinas en ductos circulares, se dan en la figura 2.34. Observe que ambos coeficientes de pérdida se basan en el $V^2/2$ más grande. De manera que las pérdidas para una expansión repentina se basan en $V_1^2/2$ y aquéllas para una contracción lo hacen en $V_2^2/2$.

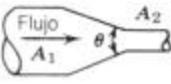
Las pérdidas debidas al cambio de área pueden reducirse un poco instalando una tobera o difusor entre las dos secciones de una tubería recta. En la tabla 2.5 se presentan datos para toberas. Las pérdidas en difusores dependen de diversas variables geométricas y de flujo. Los datos de difusor más comunes se presentan en términos de un coeficiente de recuperación de presión, C_p definido como la razón entre el aumento de la presión estática y la presión dinámica de entrada,

$$C_p = \frac{p_2 - p_1}{\frac{1}{2} \rho V_1^2} \quad (2.47)$$



Coeficientes de pérdidas para flujos a través de cambios súbitos de área

Figura 2.34

	A_2/A_1	Ángulo de contracción, θ , grados						
		10	15-40	50-60	90	120	150	
	0.50	0.05	0.05	0.06	0.12	0.18	0.24	0.26
	0.25	0.05	0.04	0.07	0.17	0.27	0.35	0.41
	0.10	0.05	0.05	0.08	0.19	0.29	0.37	0.43

Nota: Los coeficientes se basan en $h_{Lw} = K(\bar{V}_2^2/2)$.

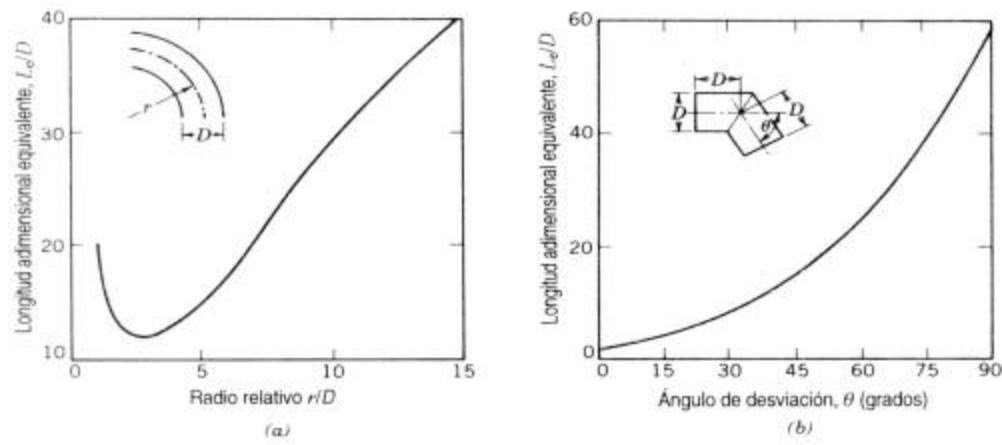
Coeficientes de pérdidas (K) para contracciones graduales para ductos redondos y rectangulares

Tabla 2.5

c.- Codos de tuberías

La pérdida de carga de un codo es mayor que para flujo completamente desarrollado a través de una sección recta de igual longitud. La pérdida adicional es principalmente el resultado de flujo secundario, y se representa de manera más conveniente por medio de una longitud equivalente de tubería recta. La longitud equivalente depende del radio de curvatura relativo del codo, como se indica en la figura 2.35 a para codos de 90° .

Debido a que son simples y poco costosos para instalarse en el campo, los codos angulares se emplean con frecuencia, en especial en sistemas de grandes tuberías. Los datos de diseño para codos angulares se presentan en la figura 2.35 b.



Resistencia total representativa (Le/D) para:

- a) codos de tubería de 90° y con bridas. b) codos angulares

Figura 2.35

d.- Válvulas y conectores

Las pérdidas correspondientes al flujo a través de válvulas y conectores también pueden expresarse en términos de una longitud equivalente de tubería recta. En la tabla 2.6 se proporcionan algunos datos representativos.

Tipo de acceso	Longitud equivalente, ^a L_e/D
Válvulas (completamente abiertas)	
Válvula de compuerta	8
Válvula de globo	340
Válvula de ángulo	150
Válvula de bola	3
Válvula de retención: de bola	600
: de disco	55
Válvula de pie con filtro: disco con resortes	420
: disco articulado	75
Codo estándar: 90°	30
: 45°	16
Codo de retorno, 180°	50
T estándar: flujo directo	20
: flujo derivado	60

^aBasado en $h_{f_w} = f \frac{L_e}{D} \frac{\bar{V}^2}{2}$

Longitudes equivalentes adimensionales representativas (Le/D)

para válvulas y accesorios

Tabla 2.6

Todas las resistencias se dan para válvulas completamente abiertas; las pérdidas se incrementan de manera marcada cuando las válvulas están parcialmente abiertas. El diseño de éstas varía en forma significativa entre los fabricantes. Siempre que es posible, deben utilizarse las resistencias que surten los proveedores si se requieren resultados precisos.

Los conectores en un sistema de tuberías pueden tener conexiones de cuerda, brida o de soldadura. Para diámetros pequeños, las uniones de cuerda son las más comunes; los sistemas de tuberías grandes con frecuencia cuentan con uniones de brida o soldadas.

En la práctica, la inserción de perdidas por conectores y válvulas varía considerablemente, dependiendo del cuidado que se tuvo en la fabricación del sistema de tuberías. Si se dejan rebabas de secciones de tubería cortada, éstas provocarán obstrucciones locales de flujo, lo cual incrementa las pérdidas de manera apreciable.

Aunque las pérdidas analizadas anteriormente se denominaron “pérdidas menores”, pueden llegar a ser una gran fracción de las pérdidas totales del sistema. Es por ello que un sistema para el cual se van a efectuar cálculos debe verificarse con todo cuidado para asegurar que todas las pérdidas se han identificado y que sus magnitudes se han estimado. Si los cálculos se realizan cuidadosamente, los resultados serán satisfactorios en cuanto a la exactitud del trabajo de ingeniería. Se puede esperar predecir pérdidas reales dentro de un ± 10 por ciento.

2.8.3 Redes de tuberías:

Generalmente las tuberías no se encuentran en un arreglo simple aunque puede darse el caso; las mismas en la mayoría de la veces están dispuestas formando una red de tuberías la cual puede ser abierta o cerrada, estas se diferencian en que las redes abiertas están formadas por tuberías que poseen bifurcaciones y a diferencia de las cerradas no se unen formando circuitos en la red.

Las redes cerradas están definidas por una serie de circuitos los cuales son conformados con tuberías que tienen como objetivo transportar un determinado fluido a los distintos nodos de la red con características de presión y flujo determinadas en el proceso. Por ello es importante el análisis de las tasas de flujos y las presiones en cada tramo de tubo que se encuentra en la red.

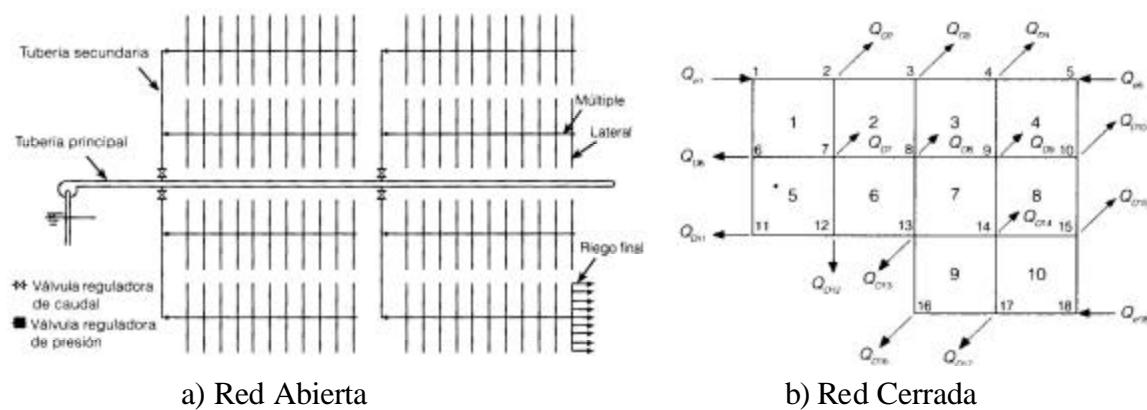


Figura 2.36 Ejemplo de redes Abierta y Cerrada

2.8.3.1 Análisis de Redes Cerradas

La mayoría de los circuitos de agua de refrigeración de las máquinas en general están dispuestos en redes de tipo cerrado, para su estudio existen distintos métodos de análisis entre los cuales uno de los más usados por su amplia aplicación y resultados favorables es el “Método de Hardy-Cross con corrección de caudales” este método se basa en la ecuación de la energía (Bernoulli) y las pérdidas de cargas en cada tramo de tubería que conforma al circuito de la red.

Si se considera la red cerrada de la figura 2.36 b se plantea por medio de la ecuación de continuidad la siguiente expresión:

$$\sum_{i=1}^m Q_{ei} = \sum_{i=1}^{Nu} Q_{Di} \quad (2.48)$$

Donde:

m = numero de caudales de suministro

Nu = Numero de caudales de salida en los nodos

Q_{ei} = caudal de entrada

Q_{Di} = caudal de salida

Estableciendo la ecuación de conservación de la masa para un nodo en particular se obtiene una expresión similar a la anterior;

$$\sum_{j=1}^{NT_i} (Q_{ij} - Q_{Di}) = 0 \quad (2.49)$$

Donde

NT_i = el número de tubos que llegan al nodo i

Q_{ij} = representa el caudal que pasa por la tubería hacia el nodo i desde el nodo j

Q_{Di} = caudal de salida que pasa por el nodo i

Para cada uno de los caudales Q_{ij} se puede plantear la ecuación de conservación de energía entre los nodos i y j incluyendo las pérdidas por fricción, las perdidas menores y la diferencia de cota.

$$H_j - H_i = \frac{Q_{ij}^2}{2gA_{ij}^2} \left(\sum K_{mij} + f_{ij} \frac{l_{ij}}{d_{ij}} \right) + \Delta Z \quad (2.50)$$

Donde:

l_{ij} = Longitud del tramo de tubería

Q_{ij} = caudal que pasa por la tubería

g = aceleración de gravedad

A_{ij} = área transversal d e la tubería.

d_{ij} = Diámetro interno de la tubería.

K_{mij} = coeficiente de pérdidas menores

ΔZ = Diferencia de cota entre los nodos

H_i = Carga de Presión en el nodo i

H_j = Carga de Presión en el nodo j

Despejando Q_{ij} de la expresión anterior tenemos:

$$Q_{ij} = \sqrt{\frac{(H_j - H_i) - \Delta Z}{\sum K_{mij} + f_{ij} \frac{l_{ij}}{d_{ij}}}} \sqrt{2g} A \quad (2.51)$$

Por otro lado, a partir de los circuitos de tubos que conforman la red, los caudales pueden ser adyacentes o superpuestos, se pueden plantear las siguientes ecuaciones:

- Ecuación de continuidad
- Ecuación de conservación de energía

Ecuación de continuidad en las uniones que conforman el circuito:

$$\sum_{j=1}^{NT'i} (Q_{ij} - Q_{Di}) = 0 \quad (2.52)$$

Ecuación de conservación de energía alrededor del circuito:

$$\sum_{j=1}^{NT'i} h_{fij} + \sum_{j=1}^{NT'i} h_{mij} = 0 \quad (2.53)$$

Donde:

h_{fij} = Pérdidas de carga por fricción en todo el circuito

h_{mij} = Pérdidas menores por accesorios

$NT'i$ = Número de tubos del circuito

Vinculando el caudal en la ecuación 2.53 se obtiene:

$$\sum_{j=1}^{NT'i} \frac{Q_{ij}^2}{2gA_{ij}^2} \left(\sum K_m + f_{ij} \frac{l_{ij}}{d_{ij}} \right) = 0 \quad (2.53 a)$$

Donde:

l_{ij} = Longitud del tramo de tubería.

Q_{ij} = caudal que pasa por la tubería.

g = aceleración de gravedad.

A_{ij} = área transversal de la tubería.

d_{ij} = Diámetro interno de la tubería.

K_{mij} = coeficiente de pérdidas menores.

$NT'i$ = Número de tubos del circuito.

2.8.4 Método de Hardy-Cross con corrección de caudales: pasos que se deben seguir en el análisis.

El análisis de una red de distribución de agua según el método de Hardy-Cross con corrección de caudales en los circuitos “SALDARRIAGA V.”[3] propone los pasos siguientes:

1.- Se define claramente la geometría de la red, identificando en forma coherente los nodos y los circuitos.

2.- Si existe más de un nodo con carga de presión constante (tanque en la red o embalse), es necesario conectarlos en pares por medio de tuberías hipotéticas que pueden ser representadas por líneas punteadas. En estas tuberías hipotéticas se deben suponer diámetros, longitudes y rugosidades absolutas, de tal manera que se pueda calcular el caudal correspondiente a las diferencias de nivel entre los diferentes pares de embalses o tanques. En las correcciones de caudales, los tubos hipotéticos no deben ser incluidos, lo cual sí debe hacerse en el cálculo de las pérdidas de carga de presión (por fricción y por accesorios).

3.- Se suponen todos los diámetros de la tubería que conforman la red. Tal paso convierte este método en un proceso de comprobación de diseño, basándose en que las perdidas por fricción dependen del diámetro de la tubería y esta característica geométrica es supuesta o ya existe.

4.-Con el fin de acelerar la convergencia se puede suponer que los tubos de diámetros grandes forman circuitos independientes. Se deben utilizar tantos circuitos como sea necesario para asegurar que todos los tubos queden incluidos en por lo menos un circuito.

5.- Se supone el caudal a partir de cualquiera de las tuberías de la red. Luego se procede alrededor del circuito que contiene esta tubería para calcular los caudales en las demás tuberías que conforman el circuito teniendo en cuenta los caudales que salen de las uniones (caudales negativos) y los que entran a ellas (caudales positivos). Si los flujos hacia o desde otro circuito son desconocidos, se deben suponer los caudales correspondientes. Esto significa que se deben hacer tantas suposiciones de caudales como circuitos existan en la red que se está analizando.

6.- Se calcula la pérdida de carga de presión en cada tubería de la red utilizando la siguiente ecuación (Darcy-Weisbach), si bien podría emplearse cualquier ecuación de resistencia fluida, tal como la de Hazen - Williams

$$h_{fij} + \sum h_{mij} = \frac{Q_{ij}^2}{2 \cdot g \cdot A_{ij}^2} \left(\sum k_{mij} + f_{ij} \frac{l_{ij}}{d_{ij}} \right) \quad (2.54)$$

El factor de fricción f se calcula utilizando la ecuación de Colebrook-White presentada anteriormente (ecuación 2.44)

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{k_s}{3.7 \cdot d} + \frac{2.51}{Re \cdot \sqrt{f}} \right)$$

junto con el diagrama de flujo 2a o 2b.

7.- Se calcula la pérdida neta de carga de presión alrededor del circuito, es decir, se suman pérdidas de carga de presión y restando las "adiciones" de carga de presión siempre medidas en el sentido de las agujas del reloj. Si la pérdida neta de carga de presión no es cero, se procede a corregir los caudales de cada una de las tuberías del circuito mediante la ecuación 2.55:

$$\Delta Q_i = -\frac{\sum (h_{ij} + \sum h_{mij})}{2 \sum \left(\frac{h_{ij} + \sum h_{mij}}{Q_{ij}} \right)} \quad (2.55)$$

8.- Si en alguna de las tuberías del circuito existe una bomba centrífuga se debe restar la carga de presión generada por ésta de las pérdidas en la tubería antes de hacer el cálculo de la corrección de caudales ΔQ_{ij}

$$\Sigma (h_{fij} + \sum h_{mij}) \quad (2.56)$$

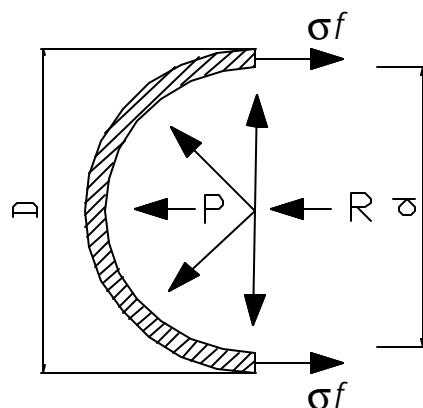
9.- Los pasos 5 a 8 se repiten para todos los circuitos teniendo en cuenta los caudales corregidos en los circuitos calculados previamente.

10.- Los pasos 5 a 9 se repiten hasta que el balance de carga de presiones alrededor de todos los circuitos (ecuación de conservación de la energía) llegue a valores razonablemente cercanos a cero. Este criterio de convergencia es fijado por el diseñador de acuerdo con las características de la red que esté analizando

Desde el punto de vista estructural las tuberías deben ser capaces de resistir los esfuerzos derivados, especialmente de las solicitudes citadas a continuación: Presión interna, Peso de la tubería, peso del fluido, presión externa. Además como las tuberías pertenecen a los elementos principales de plantas industriales y su objetivo es el transporte de medios líquidos o gaseosos entre dos o más estaciones del proceso tecnológico, estas deben ser diseñada desde el punto de vista hidráulico determinando las características de presión y flujo del fluido que las mismas transportan.

2.8.5 Criterio de diseño de tuberías a Presión Interna:

Las tuberías deben ser diseñadas para resistir una determinada presión interna la cual es asumida como presión de diseño, esta es determinada dependiendo del tipo de proceso al cual es sometido el fluido, el cual indicará las características de presión, temperatura y cantidad de flujo que la tubería está obligada a resistir. La presión interna genera esfuerzos tangenciales de tracción en la tubería, como se muestra en la figura 2.37



Esfuerzos tangenciales de tracción en la tubería

Figura 2.37

Para resistir este esfuerzo tangencial S_f la tubería debe poseer un mínimo espesor de pared, la Norma ANSI B31.1 establece las siguientes ecuaciones de calculo para determinar dicho espesor, las mismas relacionan la presión interna, diámetro externo, máximo esfuerzo permisible por el material a la temperatura de diseño y un espesor adicional por corrosión y cargas no consideradas. A continuación las ecuaciones planteada en la norma:

$$t_m = \frac{PD_o}{2(SE + Py)} + A \quad (2.57)$$

$$t_m = \frac{Pd + 2SEA + 2yPA}{2(SE + Py - P)} \quad (2.58)$$

Donde:

t_m = Mínimo espesor requerido de pared en, mm (in)

P = Presión interna de diseño en, Kpa (psig)

D_o = Diámetro externo de la tubería en, mm (in)

d = Diámetro interno de la tubería en, mm (in)

SE = Máximo esfuerzo permisible por el material a la temperatura de diseño en Kpa (psig)

A = Espesor adicional por corrosión y cargas no consideradas en mm (in).

y = coeficiente geométrico, referido a la temperatura de diseño (Tabla 2.7)

Temperature, °F	y Menor	900 ¹				y mayor
		950	1000	1050	1100	
Temperature, °C	y Menor	510	538	566	593	y mayor
Ferritic Steels	0.4	0.5	0.7	0.7	0.7	0.7
Austenitic Steels	0.4	0.4	0.4	0.4	0.5	0.7

Tabla 2.7 Valores del coeficiente geométrico “y”

2.8.6 Análisis de flexibilidad

Las tres circunstancias que causan esfuerzos en un sistema de tuberías son:

- 1) Presión interna o externa.
- 2) Cargas externas, peso propio, válvulas, etc., y cargas dinámicas, viento, terremotos.
- 3) Dilatación térmica.

Los esfuerzos producidos por el peso de la línea son convenientemente controlados mediante el empleo de unos soportes adecuados. El análisis de los esfuerzos producidos por la dilatación térmica son más intangibles y difíciles de determinar.

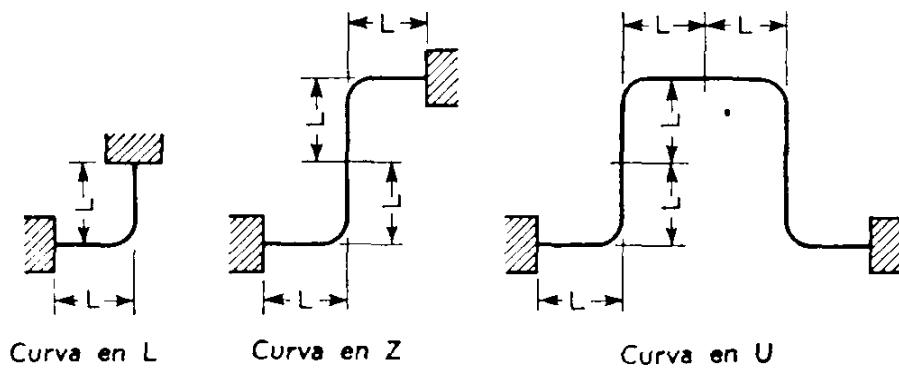
Aunque las fatigas pueden ser calculadas para unas ciertas condiciones de un sistema éstas no pueden ser evaluadas por métodos sencillos; afortunadamente, como todos los cambios de dirección, generalmente se hacen mediante codos de 90° ; la mayoría de los sistemas poseen una buena flexibilidad inherente, capaz de absorber los esfuerzos que aparezcan durante la operación y parada de la planta.

Es recomendable hacer un estudio exacto de la flexibilidad de un sistema en los casos siguientes:

- 1) Configuraciones poco frecuentes, para las cuales no se puede hacer un cálculo aproximado.
- 2) Líneas peligrosas que trabajan a alta presión o temperatura.
- 3) Configuraciones muy rígidas que requieran un análisis completo.

El diseñador de tuberías, aunque está involucrado en cierta manera con el estudio de flexibilidad, ***no debe tratar de hacer este tipo de trabajo***, ya que el cálculo de flexibilidad ***es trabajo de expertos***; gran parte de este trabajo es hecho utilizando ordenadores electrónicos que requieren personal capacitado para hacer las entradas e interpretar los resultados. Por consiguiente, ***todos los problemas de flexibilidad que el diseñador de tuberías pueda tener,***

los debe poner en manos del especialista en este campo. Sin embargo lo dicho anteriormente, sería extremadamente costoso hacer un análisis de cada una de las líneas; es por esto que el diseñador de tuberías debe ser capaz de proveer una flexibilidad aceptable a cada una de las líneas, haciendo unos trazados que permitan un recorrido apropiado, de tal forma que la mayoría de las líneas puedan ser consideradas como dentro de los límites de esfuerzos admitidos, y por lo tanto, no requieren un análisis exacto.



Juntas de expansión comunes

Figura 2.38

Para

lograr

este

objetivo, el diseñador de tuberías debe tener algún ligero conocimiento de flexibilidad. Cada vez que la tubería cambia de dirección y es libre de moverse, la flexibilidad del sistema aumenta. La Figura 2.38 muestra algunos cambios de dirección y juntas de expansión, para proveer mayor flexibilidad, incrementándose ésta de izquierda a derecha; el efecto de la configuración en U es también demostrado, asimismo al hacer una junta de expansión en más de un plano; la flexibilidad aumenta considerablemente.

Si el diseñador de tuberías pudiese conocer cuándo un sistema es suficientemente flexible, dispondría de una valiosa herramienta, que le permitiría conocer que líneas son adecuadas y cuáles precisan un análisis completo. Afortunadamente, el "**Código ANSI B31.1**" da una regla empírica que permite de una forma sencilla la determinación de que un sistema sea adecuado o no. Esta regla se aplica para sistemas de dos anclajes y de tamaño uniforme, y su expresión es:

$$\frac{DY}{(L-U)^2} \leq 208.3 \quad (2.59)$$

$$Y = [(e \cdot Lx)^2 + (e \cdot Ly)^2 + (e \cdot Lz)^2]^{1/2} \quad (2.59\ a)$$

Donde:

D = diámetro de la línea (mm).

Y = resultante de la dilatación térmica y de los desplazamientos de los anclajes (mm)

U = distancia recta entre puntos de anclaje (m).

L = longitud desarrollada de tubería (m).

Lx, Ly, Lz = proyecciones de las longitudes de la línea en los ejes correspondientes (ft).

e = dilatación térmica unitaria.

CAPÍTULO III

EVALUACIÓN DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DEL LUBRICANTE

3. EVALUACIÓN DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DEL LUBRICANTE

3.1 GENERALIDADES

En la siguiente sección se presenta la descripción de los sistemas de lubricación y agua de enfriamiento de la turbina, se definen sus principales componentes y se esquematizan ambos sistemas. Otro punto importante que se resalta es el conjunto de datos tomados en referencia a la operación de los sistemas y las condiciones ambientales del lugar donde se realizó el estudio (San Fernando de Apure).

El contenido restante de este capítulo se centra en la inspección del sistema de agua de enfriamiento, determinación de las causas que impide la adecuada refrigeración del lubricante y se plantea la propuesta de sustitución de los intercambiadores actuales AguAire por unos diseñados y seleccionados según el régimen de temperaturas de la zona. Por último se escoge el método de diseño del intercambiador.

3.2 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO ACTUAL

El sistema de refrigeración actual está compuesto por el sistema de lubricación y el sistema de agua de enfriamiento, los cuales se explican a continuación.

3.2.1 Sistema de lubricación

La turbina a gas es lubricada por un sistema cerrado de alimentación forzada, el cual incluye un depósito de lubricante, bombas, intercambiadores de calor, filtros, válvulas y dispositivos de control y protección del sistema. Su función principal es lubricar y mantener niveles de temperatura y presión apropiados para la operación de los distintos equipos relacionados con este sistema.

El aceite es succionado del depósito por las bombas auxiliar, principal y de emergencia, enviándolo bajo presión, a los intercambiadores de calor para enfriarlo, luego pasa a través de los filtros y llega al cabezal de lubricación, donde es distribuido hacia los

distintos equipos como son: los cojinetes, la caja reductora de accesorios, la caja reductora de carga y también suple al sistema hidráulico, al sistema de control y a los equipos usados durante el arranque, como el convertidor de torque. La presión de descarga de las bombas es regulada a 1,72 barg (25 psig) en el cabezal de lubricación. El sistema de lubricación cuenta con sensores que protegen la operación de la unidad, detectando un bajo nivel de suministro de aceite, baja presión y alta temperatura del lubricante. Estos sensores emiten una alarma y también pueden detener la unidad si el error no es corregido.

Durante el arranque de la turbina, la máxima viscosidad permitida para el aceite en el sistema de control y para la lubricación de los cojinetes es de 175,8 centistokes (800 SSU), un sensor de temperatura evita el arranque de la turbina si la temperatura del lubricante es de 10°C (50°F) o menos.

Todo el aceite lubricante pasa a través de filtros de 5×10^{-3} mm antes de ser enviado al sistema, y el lubricante que es utilizado por el sistema de control, pasa adicionalmente por filtros de $0,5 \times 10^{-3}$ mm.

El sistema completo de lubricación de las unidades modelo MS 5000, es ventilado a la atmósfera por un precipitador electrostático. Este es un dispositivo para retirar las pequeñas gotas de lubricante del aire de sellado de los cojinetes. Su propósito primario es atrapar estos contaminantes potenciales en un filtro y así proteger el ambiente de la degradación industrial.

El suministro de aceite al cabezal de lubricación se realiza por medio de tres bombas, a continuación se describe cada una de ellas, y su ubicación en el sistema de lubricación se puede observar en la figura 3.1:

Bomba principal de lubricación:

La bomba principal de suministro de lubricante es una bomba de tipo de desplazamiento positivo, montada e impulsada por la caja reductora de accesorios de la turbina. Esta construida en la pared interior de la media carcasa inferior de la caja de

accesorios. La presión de salida al sistema de lubricación es limitada por una válvula de contrapresión para mantener la presión del sistema de 1,72 barg (25 psig) (ver Fig. 3.1).

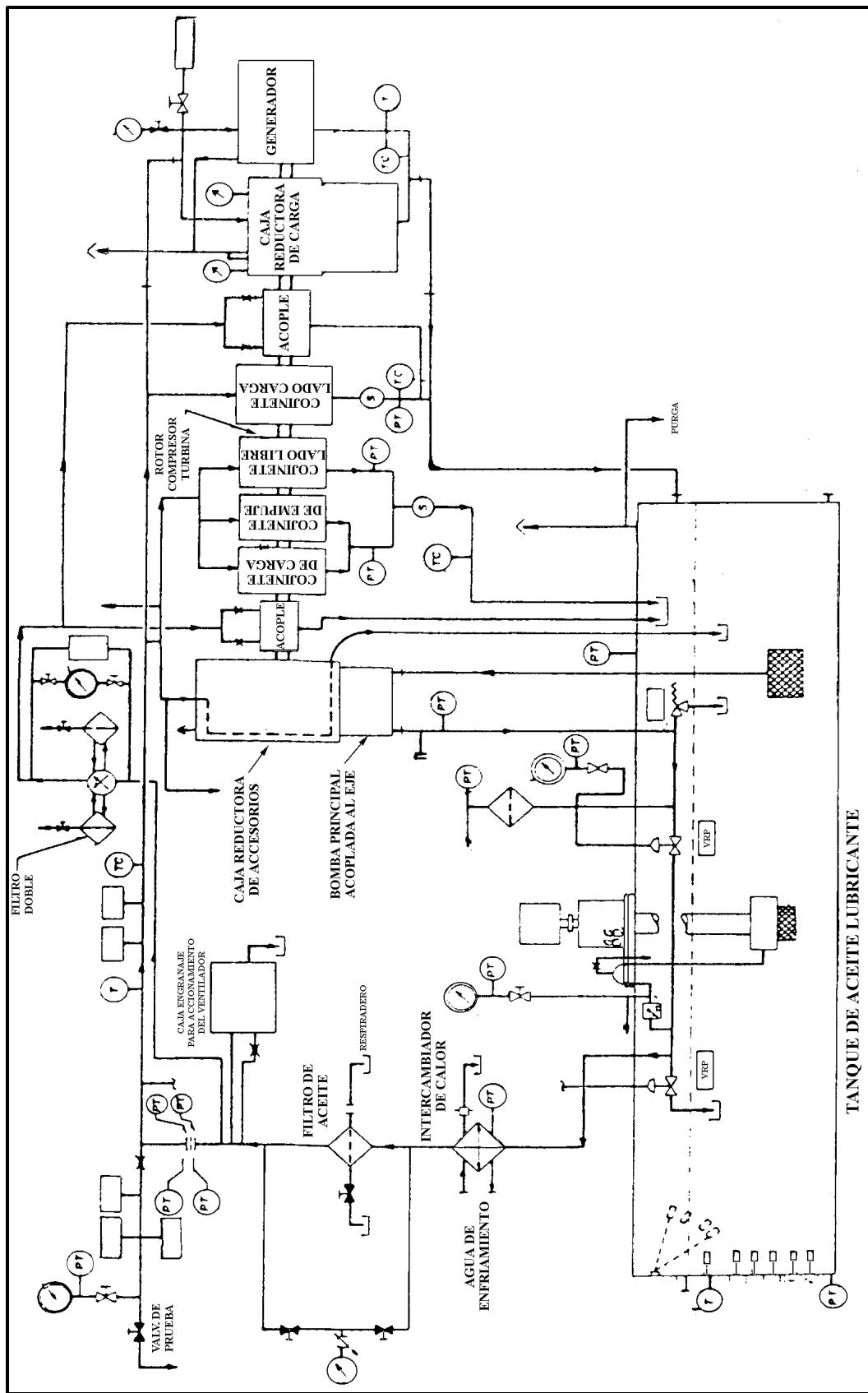


Figura 3.1 Sistema de Lubricación

Bomba auxiliar de lubricación:

La bomba auxiliar de suministro de lubricante es una bomba centrífuga impulsada por un motor de corriente alterna. Proporciona presión de lubricante durante el arranque y paro de la turbina de combustión o cuando la presión del sistema no es suficiente para la operación segura.

Durante las secuencias de arranque y parada de la turbina, la bomba principal de lubricación, la cual es impulsada por el rotor de la turbina, a través de la caja de accesorios, gira a una velocidad insuficiente para desarrollar la presión de lubricación del sistema; por lo cual la presión de lubricante del sistema es suministrada por la bomba auxiliar de lubricante. La bomba auxiliar se mantiene en operación hasta que la turbina alcance aproximadamente el 95 por ciento de la velocidad de operación. En éste momento, la bomba auxiliar de lubricación se desconecta y la presión del sistema es suministrada por la bomba principal de lubricación. Cuando la turbina está en secuencia de parada, la bomba auxiliar arranca para mantener la presión de lubricación del sistema, la bomba se mantiene en operación durante el periodo de parada y de enfriamiento, hasta que el operador transmita la señal de parada, girando el interruptor de control.

Bomba de emergencia de lubricante:

La bomba de emergencia de suministro de lubricante es una bomba centrífuga impulsada por un motor de corriente continua. Esta proporciona presión al lubricante cuando la potencia de corriente alterna no está disponible para las secuencia de arranque y parada de la turbina. Si la bomba auxiliar falla durante la secuencia de parada, a causa de una falla de energía de corriente alterna o cualquier otra causa, la bomba de emergencia arranca automáticamente y se mantiene funcionando hasta que la turbina se detenga (ver Fig. 3.1).

Intercambiador de calor de fluido lubricante:

El intercambiador de calor de fluido lubricante es del tipo de carcasa y haz de tubos, está montado a una brida en el deposito de lubricante en posición horizontal. El aceite es enfriado con agua proveniente del sistema de enfriamiento. El flujo de agua de enfriamiento es ajustado por una válvula reguladora, que responde automáticamente a los cambios de temperatura del aceite en el depósito de lubricante.

3.2.2 Sistema de agua de enfriamiento

El sistema de agua de enfriamiento es un sistema cerrado, diseñado para satisfacer los requerimientos de disipación de calor del sistema de lubricación de la turbina, del aire de atomización, y del motor diesel.

Incluidos en el sistema de agua de enfriamiento están el tanque de agua, una bomba centrífuga, radiadores de tubo de aletas, ventiladores, válvulas y dispositivos de control y protección del sistema, su posición en el sistema se observa en la figura 3.2. El tanque de agua, los radiadores y ventiladores, se encuentran ubicados en el techo del compartimiento de accesorios.

El sistema de agua de enfriamiento utiliza agua para refrigerar varios componentes de la turbina y mantener el fluido lubricante a niveles de temperatura aceptables para la operación del sistema de lubricación. El sistema opera normalmente a una presión de 575,7 kPa (83,5 psig), que resulta cuando el líquido en el sistema se expande debido al aumento de la temperatura durante la operación. El refrigerante circula a través del sistema por una bomba centrífuga impulsada por un eje proveniente de la caja de accesorios de la turbina. La bomba tiene un sello mecánico enfriado por el fluido bombeado. La carcasa de la bomba está equipada con un respiradero drenaje. Esta bomba impulsa agua a través de los intercambiadores de calor Aceite-Agua, de aire de atomización. Despues de realizar su función de enfriamiento, el agua pasa a los radiadores, donde se disipa calor enfriándose el refrigerante del sistema. Estos radiadores son ventilados y rechazan el calor a la atmósfera. Dentro del sistema se encuentra depósitos los cuales almacenan y expanden el agua de enfriamiento del mismo. Estos depósitos tienen un indicador de nivel de líquido e

interruptor de alarma. Si el nivel de refrigerante cae por debajo de un nivel predeterminado el interruptor produce una alarma en un panel de control remoto.

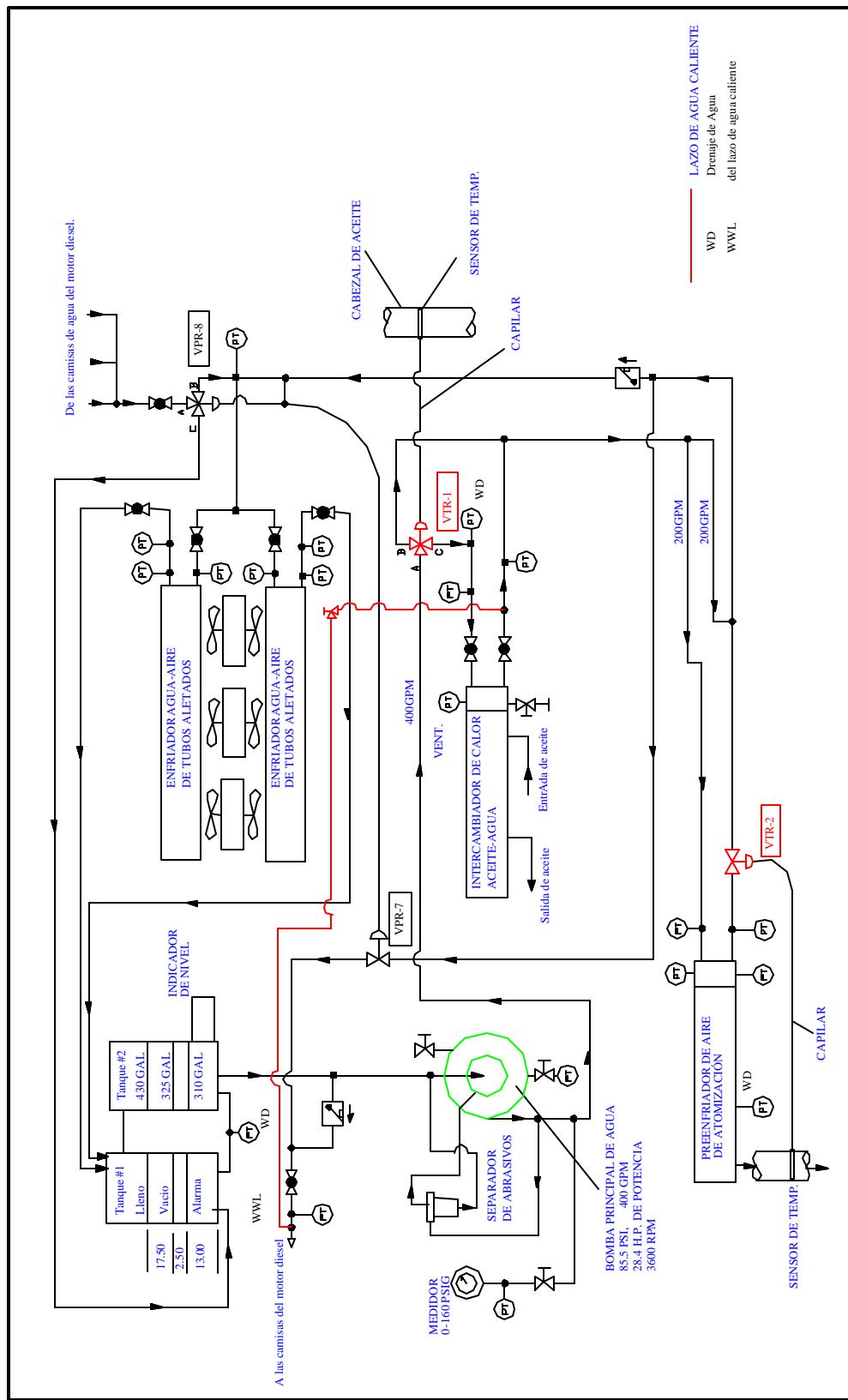


Figura 3.2 Sistema de Agua de Enfriamiento

Los radiadores consisten de tubos de aletas redondos, fijados en cabezales de acero fabricados de tipo caja. Cada cabezal está equipado con un aditamento de respiradero y de drenaje. Los ventiladores inducen el flujo de aire a través de los radiadores. Las bocas acampanadas son instaladas entre los radiadores y los ventiladores para aumentar la eficiencia del ventilador. Los ventiladores operan continuamente durante la operación de la turbina.

Cada radiador está equipado con válvulas de aislamiento para uso en el caso de que un radiador presente una fuga. La operación de la turbina con un radiador aislado requiere un estrecho control de las características de operación del sistema.

Funcionamiento del Sistema de Agua de Enfriamiento Original (figura 3.2)

La bomba principal de agua succiona del **Tanque #2**, por medio de una derivación parte del agua se envía a las camisas de agua del motor Diesel de arranque, succionada por la bomba de agua del motor Diesel, luego de pasar por las camisas retorna al circuito por medio de la Válvula (VPR-8) para ser enviada a los enfriadores. La bomba principal maneja 400 GPM, los envía a **la válvula (VTR-1)** de 3 vías, esta deja pasar todo el agua de enfriamiento al **intercambiador de calor Aceite-Agua** siempre y cuando el sensor de temperatura en el cabezal de aceite mantenga una temperatura alta del aceite, en épocas de nevada cuando el aceite se encuentra a temperaturas bajas esta válvula funciona como bypass, a la salida del intercambiador parte del agua cumple lo que se denomina lazo de agua caliente (este lazo tiene como función calentar el agua que va a las camisas de agua del motor diesel en épocas de nevada). Luego el resto del agua se dirige al **preenfriador** de aire de atomización, **la válvula (VTR-2)** controla el flujo de agua al preenfriador por medio del sensor de temperatura del aire de atomización, luego el agua alcanza su máxima temperatura y es enviada a los enfriadores de agua de tubos aletados, la **Válvula (VPR-8)** y **la Válvula (VPR-7)** controlan el flujo por medio de conexiones neumáticas, el circuito termina cuando el agua pasa de los enfriadores al **Tanque #1** y luego por una conexión directa al **Tanque #2**.

3.3 Datos Estadísticos de Operación de las Unidades

A continuación se presentará una síntesis de las variables que afectan de algún modo las condiciones de operación de los sistemas de refrigeración del lubricante de las turbinas y a su vez el funcionamiento de la misma. Estas variables, que cambian respecto al régimen térmico predominante han sido continuamente cuantificadas y registradas en hojas de datos. En la sección 3.3.1 se presentan los datos estadísticos de temperaturas en el sistema de enfriamiento del lubricante, entretanto la sección 3.3.2 hace lo propio con las cifras correspondientes a las condiciones climáticas de la zona de ubicación de las unidades (San Fernando de Apure).

3.3.1 Datos Estadísticos de las Temperaturas de Entrada y Salida de los Sistemas.

Esta planta actualmente posee dos Turbinas a gas Marca G.E. Modelo MS-5001P, las cuales son estudio de este trabajo, al realizar la visita a planta fueron registrados los valores críticos de las temperaturas de los fluidos a la entrada y salida de los sistemas de lubricación y de agua de enfriamiento de cada una de las unidades, los cuales están siendo continuamente registrados en una hoja de datos diaria por el operador de turno con el fin de llevar un control del comportamiento de los sistemas para tomar las medidas de mantenimiento según sea el caso, dependiendo del sistema a estudiar, los fluidos principales serán el Aceite de Lubricación y el Agua de Refrigeración.

Estas temperaturas son medidas por termómetros bimetálicos colocados según el sistema:

Sistema de Lubricación (Fluido principal Aceite Turbolub-32)

- El primero situado en el cabezal del cojinete principal de Aceite, en el cual se registra la temperatura máxima del Aceite en el cabezal, luego de haber pasado por el intercambiador de Aceite-Agua para bajar su temperatura.
- El segundo colocado en el Tanque principal del Sistema de Lubricación, el cual registra la temperatura del aceite antes de entrar al intercambiador Aceite-Agua.

Sistema de Agua de Refrigeración (Fluido principal Agua)

- El primero colocado a la salida del intercambiador de Aceite-Agua
- El segundo situado a la entrada del intercambiador de Aceite-Agua.

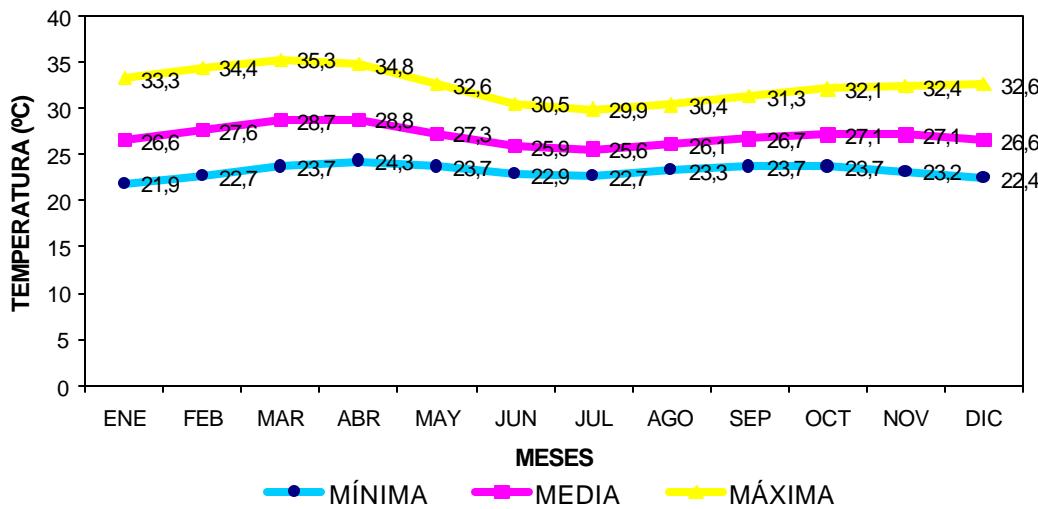
Luego con los datos estadísticos obtenidos del presente año hasta el mes de julio, se evalúa el intercambio de calor que se efectúa actualmente en los intercambiadores Aceite-Agua y Agua-Aire (ver sección 3.4.3), por medio del uso de las ecuaciones manejadas en el capítulo II, y así a partir de estos cálculos estadísticos hallar la cantidad del calor que se pretende disipar en el ICEA a diseñar. Estos datos han sido procesados y asentados en la tabla A.1 (Anexo A) en base a la máxima temperatura del aceite en el cabezal registrada en el día, indicando la hora que se produce y a su vez la carga generada por la turbina en megavatios. Adicionalmente se muestran los valores de temperaturas de aceite en el tanque, agua de entrada y salida del intercambiador Aceite-Agua, todas en °C.

3.3.2 Datos estadísticos de las condiciones Ambientales de la Zona

En esta sección se presenta un resumen de la conducta del clima tomado en base a una estadística de 40 años registrada por la estación de meteorología de la Fuerza Aérea de Venezuela ubicada en la localidad, en la cual se presentan las conductas de los regímenes térmicos, de insolación, pluviométrico y de presión atmosférica de San Fernando de Apure.

Régimen térmico

El régimen de temperaturas en el Estado Apure, se caracteriza por su condición bimodal, es decir un régimen máximo principal durante Abril y uno secundario en Octubre, rasgo que corresponde al comportamiento normal de las temperaturas en Venezuela y que es producto del movimiento aparente del Sol y el paso del ecuador térmico por el territorio nacional. La temperatura máxima absoluta registrada es de 38°C, durante el mes de Marzo. La Temperatura Mínima absoluta registrada es de 15.9°C en el mes de Febrero.

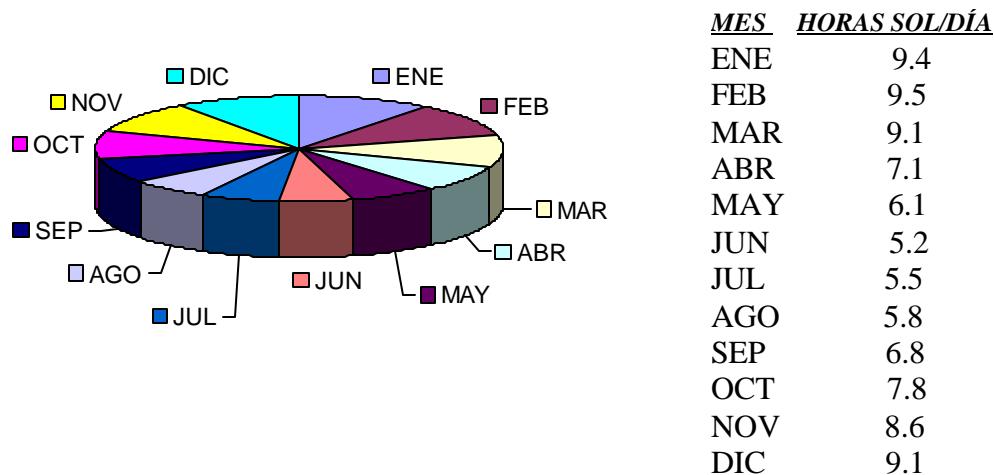


Régimen térmico medio mensual del estado Apure

Gráfica 3.1

Régimen de insolación del estado Apure

En la gráfica 3.2 de sectores de insolación en **San Fernando de Apure**, podemos observar que los meses de Junio, Julio y Agosto, son los de menor cantidad de horas sol, debido a la cobertura nubosa prevaleciente durante la estación lluviosa, y por lo tanto son los meses en que la temperatura registrada es la más baja.



Insolación media mensual en horas sol del estado Apure

Gráfica 3.2

Régimen pluviométrico

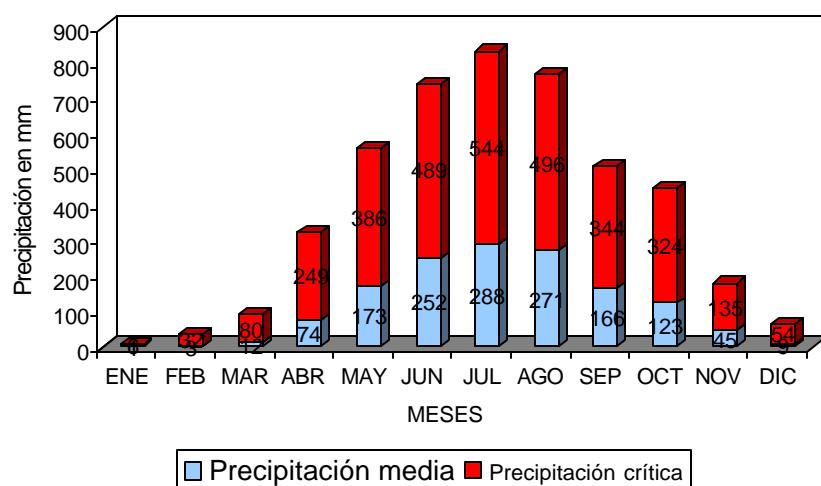
El régimen pluviométrico del estado Apure se caracteriza por presentar dos períodos bien definidos, comúnmente denominados “*verano*” (período de sequía) e “*invierno*” (período lluvioso).

“*Verano*” (período seco). Se inicia durante la segunda quincena del mes de Noviembre, extendiéndose hasta la primera quincena del mes de Abril, producto de la influencia de los vientos alisios del noreste con sus campos anticlónicos en la altura.

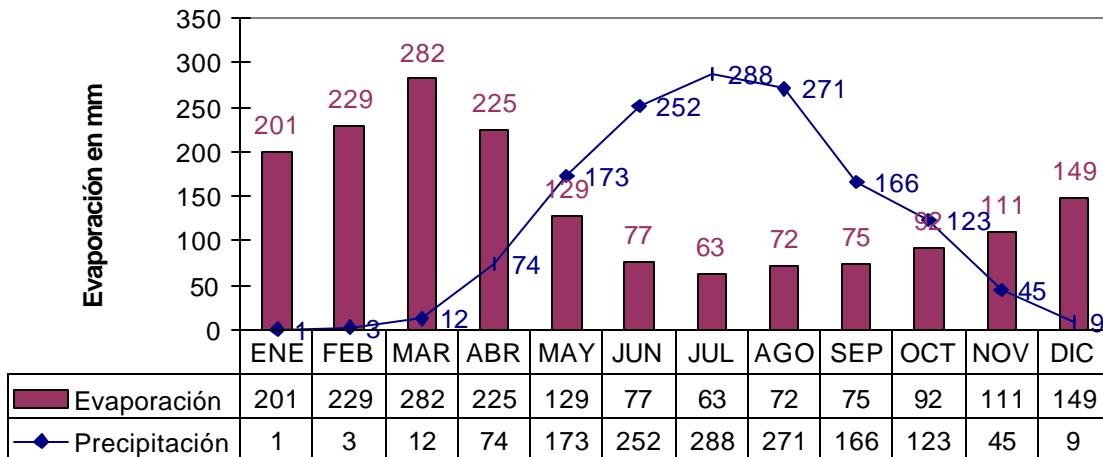
“*Invierno*” (período lluvioso). Comienza la segunda quincena de Abril y se extiende hasta el mes de noviembre, producida por el desplazamiento gradual hacia el norte de la zona de convergencia intertropical.

En la gráfica 3.3 se puede observar que los meses de más precipitación son Junio, Julio y Agosto, teniéndose para este período una precipitación media mayor de 250mm, teniéndose valores de precipitación crítica mayores de 480 mm, hasta un valor máximo registrado de 544mm en el mes de Julio.

El régimen pluviométrico está estrechamente relacionado con la evaporación media mensual y esta a su vez con el régimen de insolación, esto puede ser observado claramente en la gráfica 3.4 con su respectiva tabla de comparación de valores.



Régimen pluviométrico del estado Apure
Gráfica 3.3



Comparación de la evaporación y la precipitación media del estado Apure

Gráfica 3.4

Se puede apreciar que la evaporación y la precipitación media tienen una relación inversa, debido a que los meses lluviosos son poco soleados, y esto reduce las probabilidades de evaporación.

Presión atmosférica media mensual

La ciudad de San Fernando de Apure se encuentra a una altitud promedio de 150 metros sobre el nivel del mar, por lo que el nivel de presión en dicha localidad alcanza valores relativamente altos y bastante aproximados a los registrados a nivel del mar. El estudio de los niveles de presión es prevaleciente debido a que las ecuaciones utilizadas para cálculos de potencia están referidas a las condiciones ISO (25°C, 1 atm), a fin de corregir los resultados y obtener una mejor aproximación respecto a las condiciones reales de operación. A continuación se puede observar en la tabla 3.1 los valores estadísticos de los niveles de presión media para los distintos meses del año.

Mes	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
Presión	100.71	100.41	100.07	100.69	101.19	100.73	101.03	100.66	100.69	100.67	100.91	100.85

Los valores de la presión están dados en kPa

Valores de la presión atmosférica media mensual de San Fernando de Apure

Tabla 3.1

La importancia del estudio de las condiciones climáticas radica en el hecho de que las unidades turbo-generadoras presentan una clara estadística respecto a sus períodos de mejor funcionamiento, el cual se demarca claramente en los meses de “invierno” o período lluvioso, puesto que la temperatura ambiental registra sus valores más bajos para ese lapso, lo que da lugar a una mayor diferencia de temperaturas entre el agua y el aire, favoreciendo al intercambio de calor entre estos fluidos, siendo este más eficaz en el intercambiador.

3.4 Inspección del sistema

El sistema de enfriamiento del aceite de lubricación de la turbina, se complementa con el uso de dos intercambiadores de calor, el primero es el intercambiador aceite-agua, que es donde propiamente se enfriá el aceite.; el segundo es un intercambiador de calor agua-aire, que es donde se enfriá el agua que posteriormente enfriá al aceite.

3.4.1 Intercambiador agua-aire

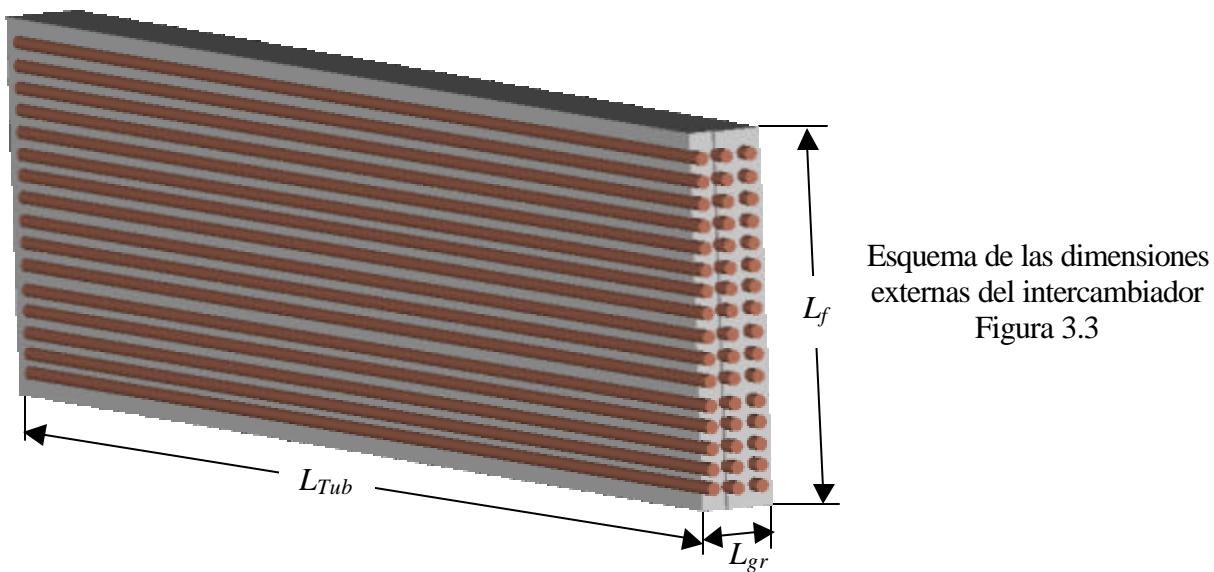
Actualmente por cada unidad turbo-generadora están instalados dos intercambiadores de calor agua-aire, cada uno de 240 tubos de cobre de 5/8 in de diámetro nominal. Los tubos están aletados con una distribución de 8.7 aletas por pulgada tipo helicoidal y constituyen un arreglo de la forma:

Nº de filas = 40, Nº de columnas = 6

Longitud de los tubos = 3.5 metros, Espesor = 1.2 mm

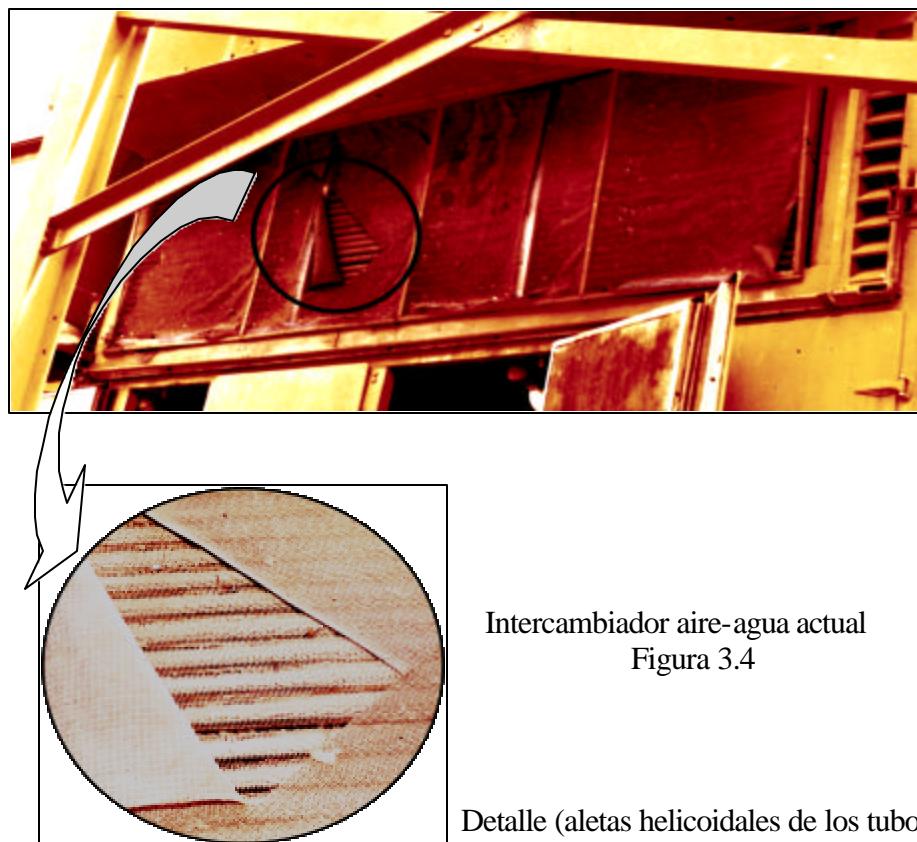
Distancia entre centros: Filas = 1.232 in, Columnas = 1.35 in

Dimensiones externas: 1,15 x 3,845 x 0,31 m (alto x ancho x grosor) o bien (L_f , L_{Tub} , L_{gr})



Este intercambiador (figura 3.3) funciona con el paso de aire provocado por tres ventiladores de flujo inducido, que aspiran el aire desde la parte posterior del intercambiador, creando un flujo desde el ambiente exterior a la turbina hacia su interior, descargando el aire por la parte superior de la misma. Los ventiladores usados son del tipo axial y todo el sistema en conjunto está situado sobre el motor Diesel de arranque, bastante cerca de la cámara de combustión, motivo por el cual este sistema se ve sometido a temperaturas relativamente altas, restando eficacia al intercambio de calor entre el agua y el aire.

Según CADAFE, en la planta San Fernando los intercambiadores en cuestión no son los propios de la unidad turbo-generadora, estos fueron cambiados en el año 1998 por los usados en este momento debido a que los anteriores presentaban alta corrosión y se consideraron no recuperables. Actualmente los niveles de caída de temperatura obtenidos en estos no corresponden a los deseados, por tal causa la empresa propuso un reemplazo total de los mismos, basándose en un proyecto similar realizado en la planta de Margarita. El nuevo intercambiador debe instalarse en el ambiente exterior a la unidad turbo-generadora, por lo cual se debe hacer un estudio para acoplarlo al sistema.



En la figura 3.4 se observa una vista exterior del intercambiador de calor aire-agua. Donde se nota claramente en el detalle el aletado de los tubos en forma helicoidal. En general es fácil apreciar el gran nivel de sucio adherido al intercambiador, lo que resta eficacia en el proceso de transferencia de calor.

3.4.2 Intercambiador aceite-agua

El intercambiador de calor aceite-agua es del tipo carcasa y haz de tubos. Se encuentra ubicado en forma transversal en la parte inferior del compartimiento donde se ubican el motor de arranque y la caja de accesorios. En el tanque de aceite se recolecta el lubricante para ser enviado por medio de la bomba de aceite a los filtros y luego al intercambiador. El paso de agua refrigerante es por dentro de los tubos, mientras que el paso de aceite es por el lado de la carcasa. Las partes principales del intercambiador son el haz de tubos, la Carcasa, el contenedor de agua, y la placa de tubos (ver figura 3.5).

Carcasa y contenedor de agua

Este intercambiador es del tipo de flujo doble en el lado de agua. El contenedor de agua es dividido en dos cámaras por un plato de partición colocado que para que el agua que entra fluya a través de los tubos en U de dónde se invierte y fluye fuera a través de los tubos restantes a la conexión de salida.

La carcasa lleva aceite caliente que viene de la entrada de lubricante, a la salida de aceite del intercambiador, con el fin de refrescar el aceite a la temperatura preestablecida para fluir en el lado de afuera de los tubos.

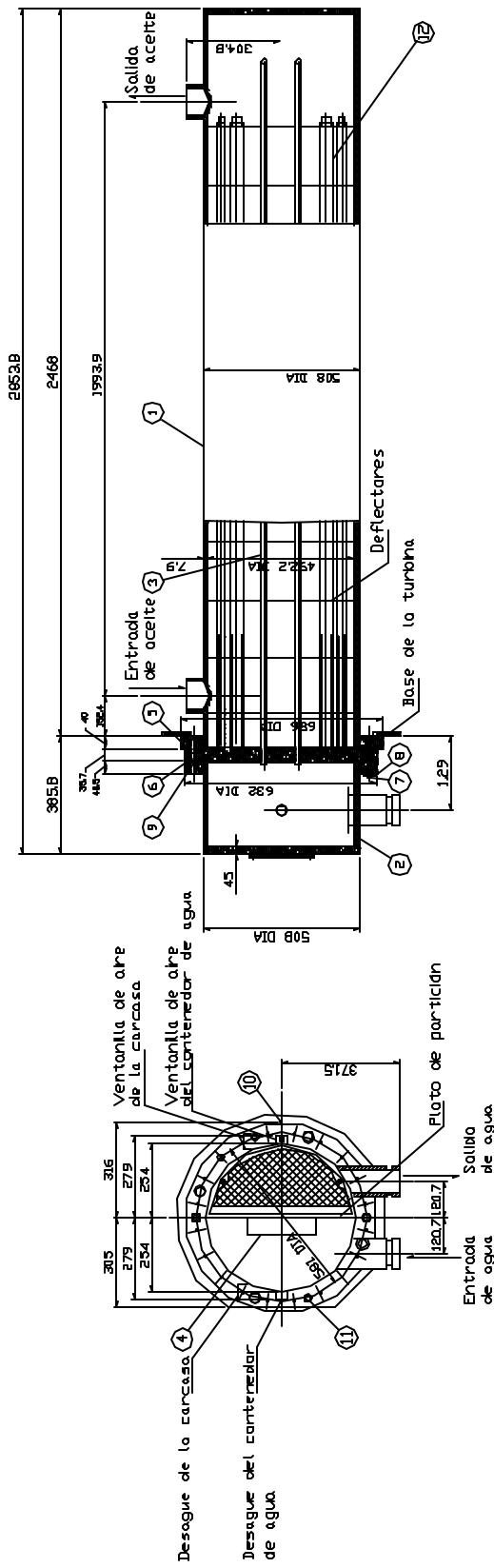
El haz y la placa de tubos

Los tubos del fluido refrigerante (haz de tubos) están hechos de latón aluminio y formados en U que es lo normalmente usado. La placa del tubo es de acero del carbono y los tubos se unen a esta por expansión.

Los deflectores

Los deflectores son placas que están colocadas en orden sucesivo para apoyar o servir de soporte al haz de tubos, además de guiar el camino de aceite. Estos son unidos a la hoja del tubo usando tramos de varas de restricción del lazo a ciertas distancias.

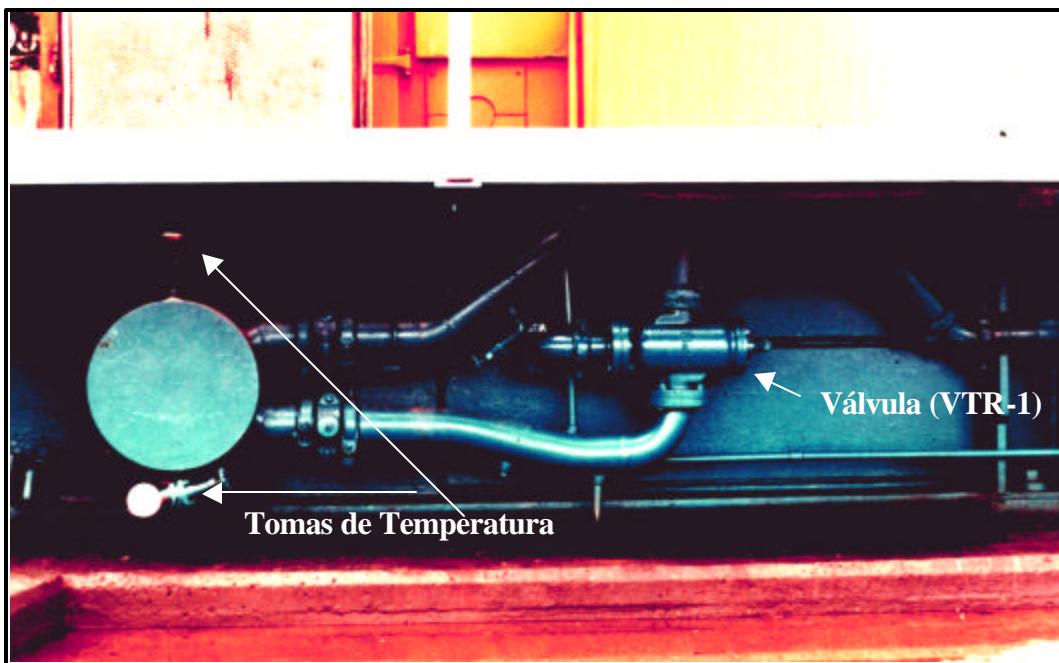
Se puede observar en la figura 3.5 las dimensiones del intercambiador de calor aceite-agua que opera actualmente en la turbina.



Parte #	Nombre de la parte	Cant.	Material	Código
1	Cubierta de la carcasa	1	Acero al carbono	SCP
2	Contenedor de agua	1	Acero al carbono	SCP
3	Tubos de refrigeración	230	Aluminio-latón	BSTF2-0
4	Placa de identificación	1	Acero inoxidable	SUS304
5	Empacadura de la carcasa	1	Asbesto	
6	Empacadura del contenedor de agua	1	Asbesto	
7	Pernos de sujeción de cabezal	20	Acero al carbono	SS4
8	Tuerca de sujeción de pernos	20	Acero al carbono	SS4
9	Varilla Guía	4	Acero al carbono	SS4
10	Pasador de golpe	1	Acero al carbono	SS4
11	Toma de varilla	2	Acero al carbono	SS4
12	Varas de restricción	8	Acero al carbono	SS4

Figura 3.5 Intercambiador Aceite-Agua

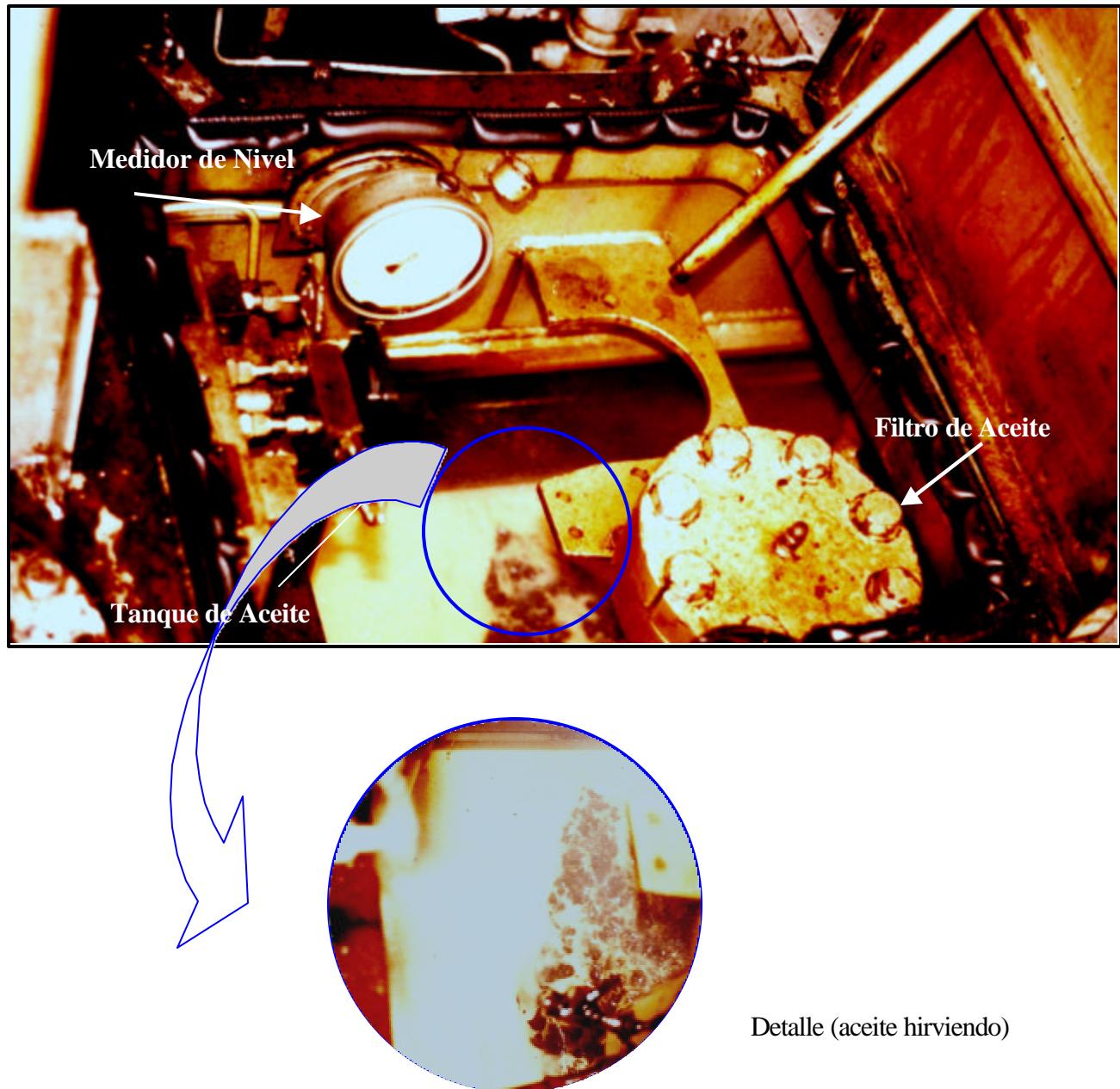
Actualmente por cada unidad turbo-generadora están instalados un intercambiador de calor aceite-agua, cada uno de 230 tubos de 5/8 de pulgada de aleación de aluminio latón. Posee dos tomas de temperatura de entrada y salida del agua de enfriamiento como se muestra en la figura 3.6



Vista externa lateral del intercambiador de calor Aceite-Agua, se muestra las tuberías de entrada y salida del agua de refrigeración, la válvula (VTR-1) y las tomas de temperaturas

Figura 3.6

Al inspeccionar visualmente este intercambiador, se notó que el mismo se encuentra con incrustaciones de película de aceite, los que dificulta la transferencia de calor del aceite al agua para su efectivo enfriamiento, además se percibe que el aceite esta alcanzando altas temperaturas lo que representa una perdida de lubricante por evaporación del mismo, esto se visualiza en la figura 3.7 y su detalle, además se nota uno de los filtros de aceite, el medidor de nivel del tanque y el propio tanque.



Tanque de aceite adyacente al intercambiador aceite-agua

Figura 3.7

3.4.3 Cuantificación del calor disipado en los intercambiadores que operan actualmente.

Ahora tal y como se mencionó en la sección 3.3.1, se realizará la estimación de la cantidad de calor que se disipa en los intercambiadores *agua-aire* y *aceite-agua*. Esta evaluación se realiza de forma estadística, con los datos presentados en la tabla 3.1, desde el mes de enero hasta mediados del mes de julio. A partir de estos valores conseguidos se determina la eficiencia del intercambio de calor entre el aceite y el agua.

La estimación del calor disipado actualmente en el sistema, se obtendrá aplicando la ecuación 2.9 a todos los valores de temperaturas registrados en la tabla 3.1 y se calculan los promedios mensuales tanto para el agua como para el aceite, la eficiencia del intercambio de calor entre el aceite y el agua se obtendrá aplicando la ecuación 3.1 presentada a continuación:

$$\epsilon = \frac{q_o}{q_w} \quad (3.1)$$

Donde:

Q_o : Calor disipado del aceite.

Q_w : Calor disipado del agua.

ϵ : Eficiencia del intercambio de calor entre el Aceite y el Agua.

De la ecuación 2.9 se tiene que el calor disipado se calcula de la forma:

$$q_w = \dot{m}_w \cdot Cp_w \cdot (T_{h,i} - T_{h,o})$$

Despejando de esta misma ecuación, pero aplicada al aceite, su temperatura de salida será:

$$T_{os} = T_{oe} - \frac{q_o}{\dot{m}_o \cdot Cp_o}$$

El subíndice “o” indica que el fluido es aceite (oil en inglés)

Los subíndices “E” y “S” indican entrada y salida del intercambiador respectivamente

Finalmente los resultados obtenidos se presentan en la tabla 3.2 y tabla A.2 del anexo A, los mismos servirán para definir el rango de temperaturas críticas de operación y el calor a disipar para el diseño del intercambiador **agua-aire** a incorporar al sistema.

Valores promedios de q_w , q_o y e

Mes	Calor disipado en el intercambiador Agua-Aire q_w (kw)	Calor disipado en el intercambiador Aceite-Agua q_o (kw)	Eficiencia del intercambio de calor entre el Aceite y Agua (e)
Enero	2207,13	776,637	0,353
Febrero	2048,51	799,325	0,393
Marzo	2119,13	784,177	0,372
Abril	2081,52	787,818	0,380
Mayo	2192,12	780,407	0,356
Junio	2107,78	826,168	0,394
Julio	2089,89	795,383	0,381

Tabla 3.2 Resultados estadísticos de los calores disipados en los intercambiadores y eficiencia en el intercambio de calor entre el aceite y el agua.

Analizando los resultados de la tabla 3.2 que representa una evaluación técnica, se determina que en el intercambiador de aceite-agua el proceso de transferencia se lleva a cabo de manera ineficiente, con eficiencias máximas de 39,4% y 39,3% para los meses de junio y febrero respectivamente, en consecuencia las temperaturas obtenidas en el cabezal de aceite registradas para los meses de marzo y abril, donde el régimen de temperaturas en la zona es critico, están en el orden de 85 a 86 °C como se aprecia en la tabla A.1 del anexo A.

Adicionalmente se corrobora que el calor disipado por el intercambiador de agua-aire que se encuentra en el orden de los 2100 kw, no permite reducir aun más la temperatura en el cabezal de aceite, sobre esta base se estimará para el diseño la tasa de transferencia de calor

requerida para reducir la temperatura del aceite en el cabezal, y que sea factible obtener según las condiciones de los regímenes de temperatura critico de San Fernando de Apure.

3.4.4 Condiciones del sistema del agua de enfriamiento

El circuito de agua de enfriamiento que opera actualmente en la planta no es el establecido en el diseño original, lo que se debe principalmente a las condiciones climáticas de la zona. Este sistema ha sufrido algunas modificaciones hechas en planta con el fin de operar de una manera más acorde con el sitio de trabajo. Se pueden cuantificar las modificaciones hechas de la siguiente forma:

- La válvula VTR-1 se encuentra deshabilitada a causa de que esta funciona cuando el lubricante se encuentra a temperaturas relativamente muy bajas que sólo se alcanzan en períodos de invierno (nevadas), condiciones que no se tendrán nunca en la zona de operación de la planta San Fernando. Con esta deshabilitación dicha válvula permite que todo el caudal de diseño circule por el intercambiador de calor aceite-agua.
- La válvula VTR-2 se encuentra deshabilitada por las mismas causas de la VTR-1
- El lazo de agua caliente que se encuentra desde la salida del intercambiador aceite-agua hasta la tubería de entrada a las camisas del motor diesel no está operando debido a que esta tiene como función aumentar la temperatura del agua de enfriamiento del motor en períodos de invierno y con ello evitar un choque térmico que dañe al mismo.
- La bomba principal de agua de refrigeración no está operando a las condiciones de diseño del sistema, puesto que originalmente debería estar descargando el agua a una presión de 83 psig y sólo se mantiene a un máximo de 74.5 psig.
- La toma de temperatura en la entrada del agua del intercambiador aceite-agua de la unidad N° 1 está dañada, razón por la cual se asumió un rango de salida similar al de la unidad N° 2.

El sistema de agua de enfriamiento a pesar de los cambios nombrados anteriormente y por la deficiencia que se tiene en el intercambio de calor en el enfriador agua-aire, funciona

con dificultad para mantener las temperaturas requeridas del agua de enfriamiento, y por causa de ello se limita la producción de carga de las unidades.

3.5 PROPUESTA PARA EL MEJORAMIENTO DEL SISTEMA

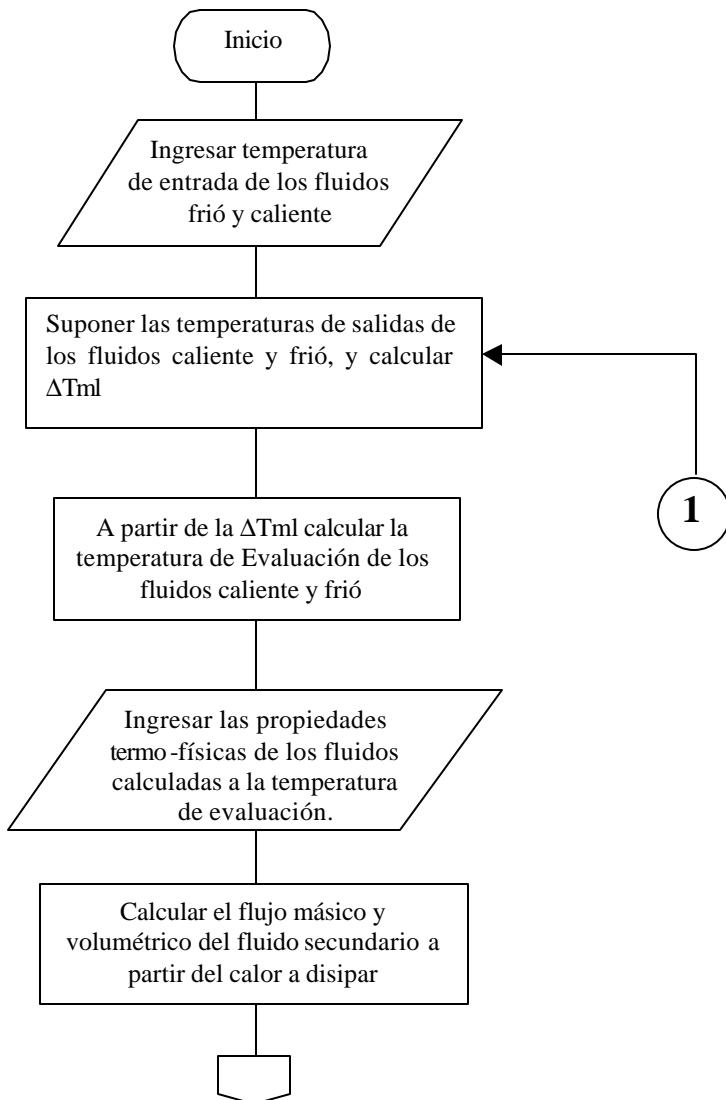
La cantidad de transferencia de calor que existe desde una turbina a gas hacia sus alrededores, es de tal magnitud, que al ser absorbido por las partes mecánicas que necesitan lubricación la temperatura del lubricante se incrementa en una proporción tal que puede llegar a perder su viscosidad, e inclusive disminuir su tiempo de vida útil. El sistema de refrigeración del lubricante de las unidades generadoras está compuesto por una serie de dispositivos de protección los cuales ejercen acciones de apagado de las turbinas cuando estas operan fuera de los rangos de temperatura en los cabezales de los cojinetes; para la planta que será el objeto de estudio, el lubricante es de grado pesado y las especificaciones de temperatura son de aproximadamente 32 °C al arranque de la unidad, y en plena operación los dispositivos permiten una temperatura del lubricante de 71°C. Actualmente en la planta Félix García Casimiro (San Fernando de Apure) las condiciones de funcionamiento de las unidades presentan dificultad para mantener el rango de temperatura especificado por el fabricante lo que trae como consecuencia la restricción en la cantidad de energía que se genera, produciendo una potencia máxima de 12 MW, siendo la capacidad nominal de 20 MW por unidad.

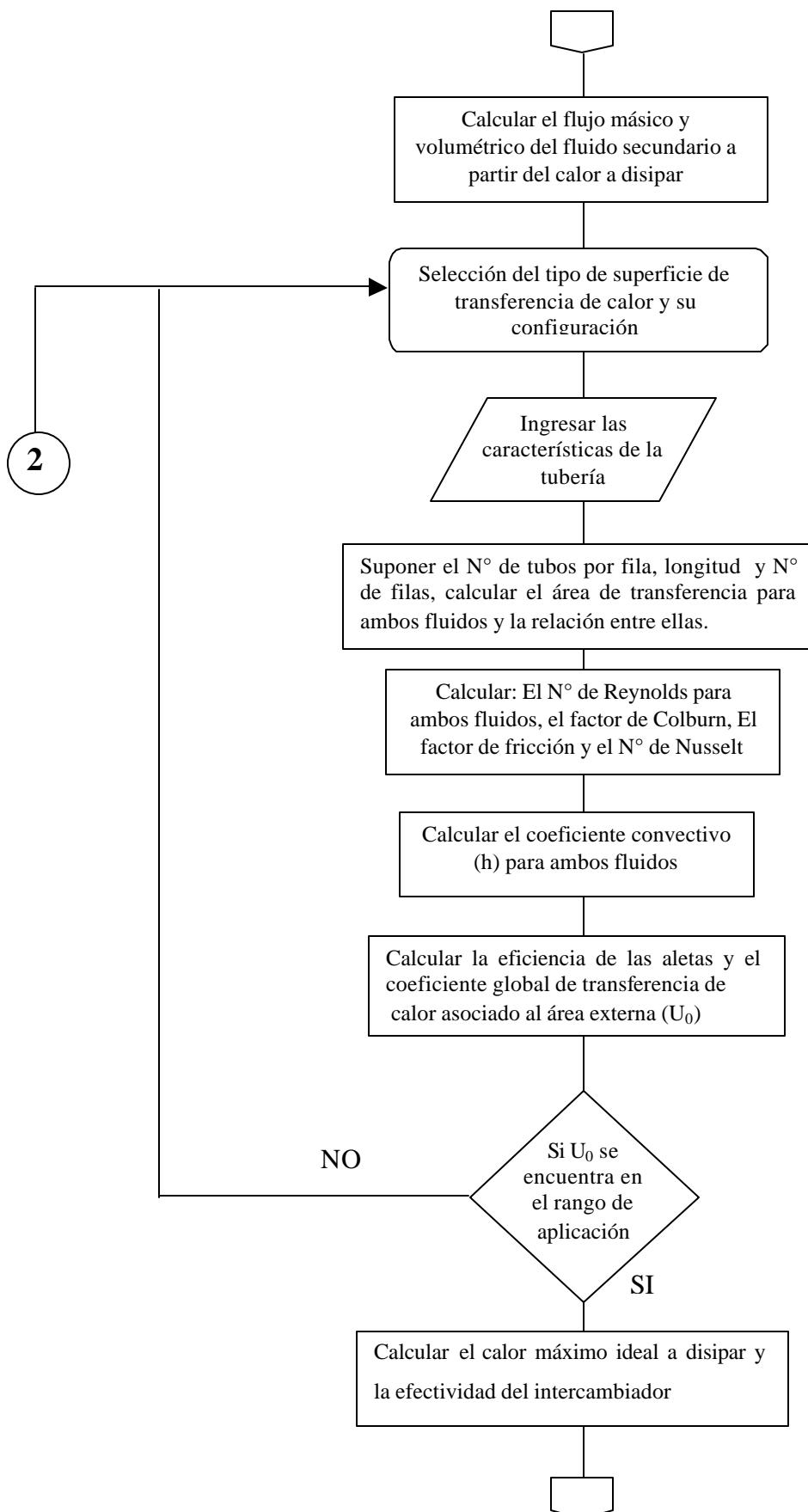
Debido a la situación dada en la planta, se propone a CADAFE desarrollar un proyecto para determinar la factibilidad en la mejora del sistema de refrigeración del lubricante, mediante el diseño y la incorporación de un intercambiador de calor (radiador) agua-aire de tipo compacto, externo al conjunto generador.

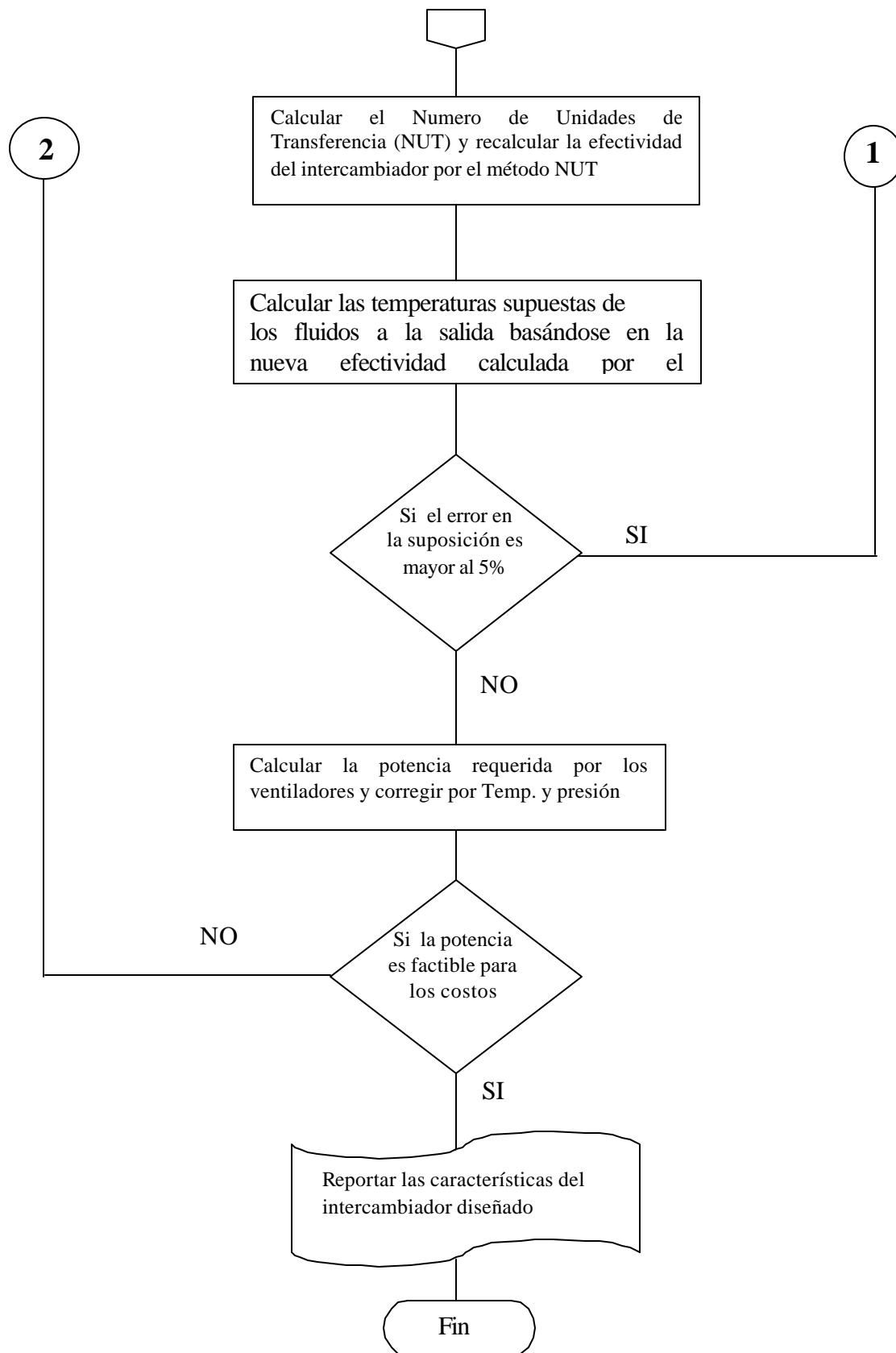
3.6 SELECCIÓN DEL MÉTODO DE DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR

Entre los posibles métodos de solución del problema planteado, para el diseño de un intercambiador de calor compacto, los más usados son el “*método de la eficiencia NUT*” y el “*método de la temperatura media logarítmica*”, ambos descritos claramente en el capítulo 2. Ahora bien, existe un tercer método que se ha implementado con mucha solidez

y frecuencia en los últimos años, este es el “**método de Kays & London**”, el cual propone una combinación de los dos métodos anteriores, que sólo se basaban en calcular las temperaturas de entrada y salida de los fluidos y en un área de transferencia global, a diferencia de este método el cual toma en cuenta la configuración de la superficie de transferencia y dependiendo de la misma se utilizan las correlaciones empíricas y graficas que permiten calcular de una manera sencilla el coeficiente global de transferencia de calor, así como, las dimensiones del intercambiador y la potencia de los ventiladores. Es por esta razón que se ha preferido y seleccionado este método para el diseño y cálculo del intercambiador de calor compacto que se utilizará en las turbinas de la planta de generación en San Fernando de Apure.







CAPÍTULO IV

SELECCIÓN DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR AGUA-AIRE

4. SELECCIÓN DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR AGUA-AIRE

4.1 GENERALIDADES

En este capítulo se realiza una evaluación técnica para el diseño y selección del intercambiador de calor enfriado por aire (ICEA), y así determinar su dimensionamiento, materiales de construcción y ubicación en la planta “Félix García Casimiro” de San Fernando de Apure. Para la selección del ICEA se han dimensionado varios de estos dispositivos con distintas configuraciones, esto debido a que la medida del intercambiador es restringida por el espacio disponible en planta y por su fabricación en sí. Adicionalmente se presentan los cálculos de potencia de los motores para el accionamiento de los ventiladores que van a trabajar con estos equipos, la cual debe ser lo menor posible para un mismo caudal. Finalmente según el lugar de colocación en planta que se ha escogido, se estima la instalación de un nuevo tramo de tubería que servirá para adaptar este intercambiador al sistema de enfriamiento original.

4.2 CONSIDERACIONES PARA EL DISEÑO

Actualmente el sistema de enfriamiento del agua destinada a la remoción de calor del lubricante obedece a un diseño preestablecido por el fabricante de la turbina, sin embargo, tal diseño se somete a los patrones de temperaturas que predominan en países fríos, caso que no se aplica a las condiciones de operación del sistema. Para corroborar lo dicho, en el capítulo III se presentó una síntesis en la que se menciona la deshabilitación de las válvulas reguladoras de temperatura y los lazos de agua caliente, por lo cual todo el caudal de agua circulante en el sistema pasa por el intercambiador Aceite-Agua, tratando de conseguir una mejora en la transferencia de calor en este dispositivo.

El diseño que se pretende establecer es uno tal que se adapte a las condiciones ambientales de la zona (San Fernando de Apure), por lo cual se proyecta un incremento del tamaño del equipo a diseñar, razón por la cual debe ser desincorporado del conjunto

turbo-generador e instalado externo a este lo más cercano posible en función de la disposición espacial de la planta. Al separar los intercambiadores del conjunto turbo-generador, se deben tomar en cuenta todos los factores que afectan de una u otra manera el funcionamiento del sistema en estudio, tal como lo son las redes de tuberías para el transporte del agua, la bomba, válvulas, el espacio disponible, la ubicación de los equipos adyacentes, etc.

En resumen los factores que se tomarán en cuenta para el estudio de adaptación de este intercambiador al sistema, de común acuerdo con CADAFE son las siguientes:

1. Dimensiones del intercambiador diseñado y disponibilidad en el mercado nacional del mismo.
2. Espacio disponible para la colocación en la planta del dispositivo.
3. Tamaño de los ventiladores para proporcionar el caudal de aire requerido por el intercambiador, al igual que la potencia de sus motores.
4. Estructura de soporte para el conjunto intercambiador-ventiladores. *Serán estimadas las dimensiones de las bases para esta estructura, en función del peso de todo el conjunto.
5. Diseño y cálculo de los nuevos tramos de tubería que permitirán transportar el agua desde la bomba hasta el intercambiador y de este último a los tanques de expansión. En el diseño se tomarán en cuenta la flexibilidad, colocación de válvulas y presiones internas.
6. Disposición espacial para la colocación de los tramos de tubería para la conexión al sistema original.
7. Cálculo del punto de operación de la bomba en el sistema de tuberías diseñado. Aquí es importante comprobar que la bomba servirá dicho sistema o de lo contrario deberá ser sustituida.

*Las estimaciones se harán en el departamento de ingeniería civil de CADAFE.

4.3 APLICACIÓN DEL MÉTODO SELECCIONADO PARA EL CÁLCULO DEL INTERCAMBIADOR

Tal como se mencionó en el capítulo tres, el método seleccionado para el cálculo del intercambiador es el método de “Kays y London”. A continuación se presenta en detalle el cálculo del nuevo intercambiador de calor.

Manteniendo la formulación establecida en el capítulo 2, se denotará al agua como fluido caliente, mientras que el aire será denotado como fluido frío, esto referido a la entrada de ambos fluidos al intercambiador. Tal como lo indica el método se supondrán las temperaturas de entrada y salida de ambos fluidos en función a condiciones críticas y deseables en la operación.

- Temperatura del agua a la entrada del intercambiador $T_{h,i} = 75^{\circ}\text{C}$
- Temperatura del agua a la salida del intercambiador $T_{h,o} = 48^{\circ}\text{C}$
- Temperatura del aire a la entrada del intercambiador $T_{c,i} = 40^{\circ}\text{C}$
- Temperatura del aire a la salida del intercambiador $T_{c,o} = 55^{\circ}\text{C}$

.- *Diferencia de temperaturas entre el agua a la entrada y el aire a la salida*

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,o} \quad \Rightarrow \quad \Delta T_2 = (75 - 55)^{\circ}\text{C} \quad \Rightarrow \quad \Delta T_1 = 20^{\circ}\text{C}$$

.- *Diferencia de temperaturas entre el agua a la salida y el aire a la entrada*

$$\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,i} \quad \Rightarrow \quad \Delta T_2 = (48 - 40)^{\circ}\text{C} \quad \Rightarrow \quad \Delta T_2 = 8^{\circ}\text{C}$$

.- *Diferencia de temperatura media logarítmica. (Ecuación 2.17)*

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \quad \Rightarrow \quad \Delta T_{ml} = \frac{8 - 20}{\ln\left(\frac{8}{20}\right)} \quad \Rightarrow \quad \Delta T_{ml} = 13,096^{\circ}\text{C}$$

Los subíndices se refieren a:

$$\begin{array}{lll} h = \text{Fluido caliente (agua)} & i = \text{Fluido a la entrada} & a = \text{aire} \\ c = \text{Fluido frío (aire)} & o = \text{Fluido a la salida} & w = \text{agua} \end{array}$$

.- *Propiedades termodinámicas del aire* (Extraídas del anexo B Tabla B.2), evaluadas a $T_{e,a}$, definida como:

$$T_{e,a} = \frac{T_{c,o} + T_{c,i}}{2} + \Delta T_{ml} \quad \Rightarrow \quad T_{e,a} = \left(\frac{55+40}{2} + 13,096 \right) C \quad \Rightarrow \quad T_{e,a} = 60,596^{\circ}C$$

Densidad	$\rho_a = 1,046584 \text{ Kg/m}^3$
Calor específico	$C_p = 1,00838 \text{ Kj/KgK}$
Viscosidad dinámica	$\eta = 200,884 \times 10^{-7} \text{ N}\cdot\text{s/m}^2$
Conductividad térmica	$K_a = 28,858 \times 10^{-3} \text{ W/m}\cdot\text{K}$
Número de Prandtl	$Pr_a = 0,70217$

El subíndice e se refiere a evaluación, tanto para el aire como para el agua.

.- *Propiedades termodinámicas del agua* (Extraídas del anexo B Tabla B.3), evaluadas a $T_{e,w}$, definida como:

$$T_{e,w} = \frac{T_{h,i} + T_{h,o}}{2} \quad \Rightarrow \quad T_{e,w} = \left(\frac{75+48}{2} \right) C \quad \Rightarrow \quad T_{e,w} = 61,5^{\circ}C$$

Densidad	$\rho_w = 982,318 \text{ Kg/m}^3$
Calor específico	$C_{pw} = 4,188 \text{ Kj/KgK}$
Viscosidad dinámica	$\eta = 420 \times 10^{-6} \text{ N}\cdot\text{s/m}^2$
Conductividad térmica	$K_w = 656 \times 10^{-3} \text{ W/m}\cdot\text{K}$
Número de Prandtl	$Pr_w = 2,66$

El caudal de agua que circula por el sistema según los manuales de la turbina MS-5001P es de $V = 0,0252361 m^3/s$ (400GPM) Es importante que se garantice que el sistema opere en

este punto, puesto que de lo contrario la tasa de transferencia de calor será distinta y no existirá garantía de tener un intercambio de calor eficiente. Si esto se cumple, entonces el flujo másico de agua circulante (\dot{m}_w) es:

$$\dot{m}_w = \mathbf{F}_w \cdot V_w \quad \Rightarrow \quad \dot{m}_w = 982,318 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 0,0252361 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad \Rightarrow \quad \dot{m}_w = 24,79 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

.- Bajo las suposiciones anteriores se procede a calcular el calor a disipar del agua (q_w) (Ecuación 2.9) esto es:

$$q_w = \dot{m}_w \cdot C_p_w \cdot (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad \Rightarrow \quad q_w = 24,79 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \times 4,188 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg} \cdot \text{K}} \times (348,15 - 321,15) \text{K}$$

$$\Rightarrow \quad q_w = 2803,15 \text{Kw}$$

.- Asumiendo que el calor disipado por el agua lo absorbe completamente el aire, tenemos que

$$q_a = q_w = q \\ q = 2803,15 \text{Kw} \quad \Rightarrow \quad q = 2803,15 \text{Kw}$$

.- Con el valor de la tasa de transferencia de calor que absorbe el aire, se estima el flujo másico del mismo (\dot{m}_a) usando un simple despeje de la ecuación 2.9a

$$\dot{m}_a = \frac{q}{C_p_a \cdot (T_{a,o} - T_{a,i})} \quad \Rightarrow \quad \dot{m}_a = \frac{2803,15 \text{Kw}}{1,00838 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg} \cdot \text{K}} \cdot (328,15 - 313,15) \text{K}} \\ \Rightarrow \quad \dot{m}_a = 185,323 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

.- El caudal de aire que debe ser manejado por los ventiladores será de:

$$\dot{V}_a = \frac{\dot{m}_a}{r_a} \Rightarrow \dot{V}_a = \frac{185,323 \frac{Kg}{s}}{1,046584 \frac{Kg}{m^3}} \Rightarrow \dot{V}_a = 177,074 \frac{m^3}{s}$$

.- Cálculo de las capacitancias térmicas (C) de cada fluido. El mayor se definirá como C_{\max} y el menor por supuesto como C_{\min} .

$$C_w = \dot{m}_w \cdot Cp_w \Rightarrow C_w = 24,79 \frac{Kg}{s} \times 4,188 \frac{KJ}{Kg \cdot K} \Rightarrow C_w = 103,82 \frac{Kw}{K}$$

$$C_a = \dot{m}_a \cdot Cp_a \Rightarrow C_a = 185,323 \frac{Kg}{s} \times 1,00838 \frac{KJ}{Kg \cdot K} \Rightarrow C_a = 186,876 \frac{Kw}{K}$$

Se nota que $C_a > C_w$; por lo tanto: $C_a = C_{\max}$ y $C_w = C_{\min}$

La relación de capacitancias (C_{\min}/C_{\max}) será entonces:

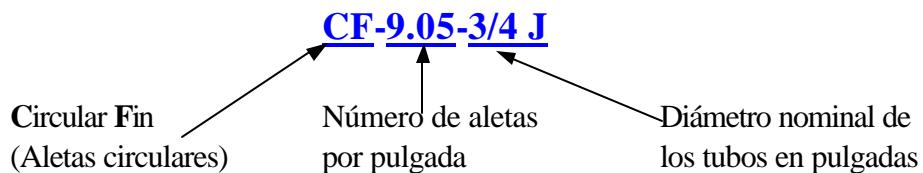
$$\frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{103,82 \frac{Kw}{K}}{186,876 \frac{Kw}{K}} \Rightarrow \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = 0,55556$$

4.3.1 Cálculo y selección del ICEA

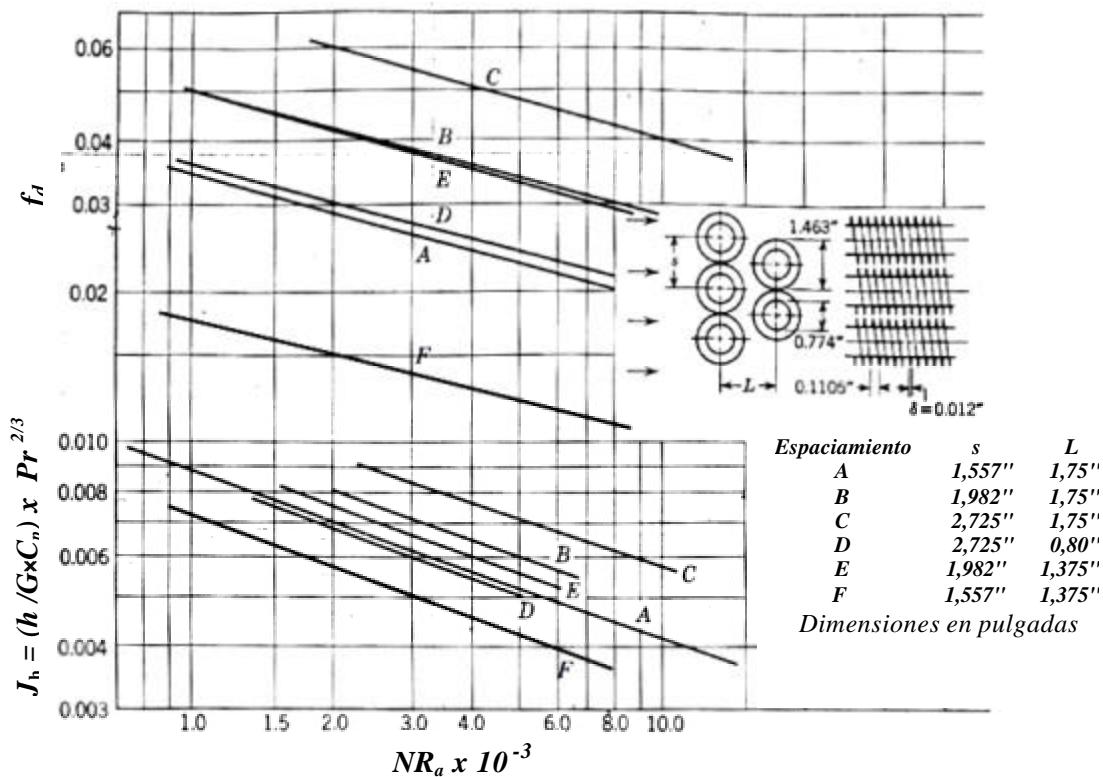
Para seleccionar la superficie y configuración del intercambiador del ICEA, se calculan varios intercambiadores en función a algunas curvas obtenidas por Kays y London presentadas en el anexo B entre las cuales se destacan:

- ✓ Superficie **CF-9.05- 3/4J**, usando las configuraciones A, D y F
- ✓ Superficie **CF-8.8-1.0 J**, usando la configuración A
- ✓ Superficie **CF-8.7-5/8 J**, usando la configuración A

De la notación que da el autor para distinguir las distintas superficies, se tiene que:



En la figura 4.1 se da un ejemplo de las curvas características de una superficie de un ICEA, en este caso para aletas circulares y tubos con $\frac{3}{4}$ de pulgada de diámetro nominal. Estas curvas están representadas en escala log-log y muestran el factor de Colburn (J_h) y el factor de fricción (f_d) en función del número de Reynolds del gas (aire en este caso).



Curvas de factor de fricción (f_d) y factor de Colburn (J_h) Vs. Número de Reynolds del aire

Figura 4.1

El cálculo del intercambiador de calor enfriado por aire (ICEA) es un proceso iterativo que parte de hacer la suposición de temperatura de entrada y salida de ambos fluidos al intercambiador, hasta que estas converjan a los valores obtenidos de la eficiencia de transferencia de calor (ϵ). En tal caso se toma el valor de convergencia cuando el error es menor al 1 % del valor de esta eficiencia.

Se debe calcular la caída de presión del aire a su paso por el ICEA, y en función de esta se selecciona el intercambiador de calor. Esto se debe a que la potencia requerida por los ventiladores para manejar el caudal de aire de diseño, es directamente proporcional la caída de presión, tal como se muestra en la ecuación 2.35, y se desea que esta sea lo menor posible para que la cantidad de potencia no sea muy elevada, disminuyendo así el costo de los ventiladores y los costos de operación.

Solamente se calculará el valor de la potencia de los ventiladores y de la caída de presión del agua en el intercambiador seleccionado, es por ello que previamente se hará el cálculo de los ICEA mencionados hasta obtener la caída de presión del aire en los mismos, y finalmente se proseguirán los cálculos con el seleccionado.

A continuación se presentan los cálculos para cada una de las superficies mencionadas con sus respectivas configuraciones. Cabe destacar que en función del resultado arrojado por el primer cálculo, se supondrán los mismos valores de temperatura para los subsiguientes cálculos de los intercambiadores restantes, estimando tener el menor número de iteraciones posible.

4.3.1.1 Calculo del ICEA para la Superficie CF-9.05-3/4 J (Configuración F)

Para el dimensionamiento del intercambiador se ha seleccionado la curva F de la figura 4.1, tomando en cuenta las especificaciones que se presentan en la tabla 4.1 extraídas del anexo B para la superficie seleccionada.

Diámetro externo de los tubos	(D_{ex})	19,05 mm
Diámetro interno de los tubos	(D_{in})	13,51 mm
Espesor de los tubos	(t)	2,770 mm
Área de flujo interna	(A_{fi})	1,4342 cm ²
Espaciamiento entre aletas	(N^o_{Al})	365,3 Al/m
Diámetro de la aleta	(D_{Al})	37,16 mm
Espesor de la aleta	(d)	0,310 mm
Diámetro equivalente de paso de flujo	(D_{Eqa})	5,760 mm
Área de flujo libre / área de flujo frontal (s)		0,455 mm
Área de transferencia / volumen total	(a_a)	446,19 m ² /m ³
Área de la aleta / área frontal	(γ)	0,835
Separación frontal de los tubos	(s)	39,55 mm
Separación longitudinal de los tubos	(L)	34.93 mm

Especificaciones de la configuración CF-9.05- 3/4J para un diámetro nominal de 19,05 mm

Tabla 4.1.

.- En función del tamaño, el cual es una limitante para el diseño del intercambiador, se diseña este tal que pueda disipar la tasa de transferencia de calor necesaria sin que sus dimensiones excedan el área disponible de 8 m x 6 m, y que la caída de presión del aire sea razonable para el dimensionamiento de los ventiladores. Para la siguiente configuración se determina un arreglo de 6 filas con 160 tubos por fila, quedando definidos estos como:

$$N^o \text{ filas} = 7 \quad ; \quad N^o \text{ tub}_F = 124 \quad \text{y el número total de tubos será} \Rightarrow N^o \text{ tub}_{Tot} = 868$$

Comercialmente los tubos para la fabricación de radiadores tienen una longitud máxima aprovechable de 6.1 m. Para efecto de los cálculos esta será la longitud de cada tubo, es decir, la longitud del intercambiador sin tomar en cuenta los distribuidores de flujo, por lo tanto queda definido que:

$$\text{Longitud de los tubos } (L_{Tub}) \text{ es igual a} \Rightarrow L_{Tub} = 6,1 \text{ m}$$

.- La medida del ancho del intercambiador (longitud frontal L_f) se puede estimar en base a la separación frontal de los tubos (s) y el diámetro externo de los mismos (D_{ex}), como:

$$L_f = (N^{\circ} tub_f + 1) \cdot s \times 10^{-3} \Rightarrow L_f = (124 + 1) \cdot 39,55 \times 10^{-3} \text{ m} \Rightarrow L_f = 4,944 \text{ m}$$

.- Área frontal del lado del aire (A_{fa}):

$$A_{fa} = L_{Tub} \times L_f \Rightarrow A_{fa} = (6,1 \times 4,944) \text{ m}^2 \Rightarrow A_{fa} = 30,1584 \text{ m}^2$$

.- Área libre del lado del aire (A_{La}):

$$A_{La} = S_a \cdot A_{fa} \Rightarrow A_{La} = 0,455 \cdot 30,1584 \text{ m}^2 \Rightarrow A_{La} = 13,72207 \text{ m}^2$$

.- Área frontal por cada tubo del lado del agua (A_{fw}):

$$A_{fw} = (s \times L) \times 10^{-6} \Rightarrow A_{fw} = (39,55 \times 34,93) \times 10^{-6} \text{ m}^2 \Rightarrow A_{fw} = 0,0013814815 \text{ m}^2$$

.- Área libre por tubo del lado del agua (A_{Lw}):

$$A_{Lw} = \frac{P}{4} \cdot \left(\frac{D_{in}}{1000} \right)^2 \Rightarrow A_{Lw} = \frac{P}{4} \cdot \left(\frac{13,21}{1000} \right)^2 \text{ m}^2 \Rightarrow A_{Lw} = 0,000137 \text{ m}^2$$

.- Área libre total del lado del agua (A_{TLw}):

$$A_{TLw} = N^{\circ} tub_f \cdot A_{Lw} \Rightarrow A_{TLw} = 124 \cdot 0,000137 \text{ m}^2 \Rightarrow A_{TLw} = 0,016988 \text{ m}^2$$

.- Alto del intercambiador (L_{gr}):

$$L_{gr} = (N^{\circ} \text{ filas} + 1) \cdot L \times 10^{-3} \Rightarrow L_{gr} = (7 + 1) \cdot 34,93 \times 10^{-3} \text{ m} \Rightarrow L_{gr} = 0,28 \text{ m}$$

.- Volumen externo del intercambiador (V_{ex}):

$$V_{ex} = L_f \times L_{Tub} \times L_{gr} \Rightarrow V_{ex} = (4,944 \times 6,1 \times 0,28) \text{ m}^3 \Rightarrow V_{ex} = 8,44435 \text{ m}^3$$

.- Área de transferencia del lado del agua (A_{Tw})

$$A_{Tw} = \mathbf{P} \cdot \frac{D_{in}}{1000} \times L_{Tub} \cdot N^{\circ} \text{ tub}_f \cdot N^{\circ} \text{ filas} \Rightarrow A_{Tw} = \left(\mathbf{P} \cdot \frac{13.21}{1000} \text{ m} \times 6,1 \text{ m} \cdot 124 \cdot 7 \right) \Rightarrow A_{Tw} = 219,73652 \text{ m}^2$$

.- Relación entre el área de transferencia y el volumen (a_w) para el agua

$$a_w = \frac{A_{Tw}}{V_{ex}} \Rightarrow a_w = \frac{219,73652 \text{ m}^2}{8,44435 \text{ m}^3} \Rightarrow a_w = 26,0217 \frac{\text{m}^2}{\text{m}^3}$$

Caudal másico de aire por unidad de superficie (G_a):

$$G_a = \frac{m_a}{A_{La}} \Rightarrow G_a = \frac{185,323 \text{ Kg / s}}{13,72207 \text{ m}^2} \Rightarrow G_a = 13,506 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}$$

.- Número de Reynolds del aire (NR_a): (ecuación 2.2)

$$NR_a = D_{Eq a} \cdot \frac{G_a}{m} \Rightarrow NR_a = 0.005775 \text{ m} \cdot \frac{13.506 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}}{200.884 \times 10^{-7} \frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}^2}} \Rightarrow NR_a = 3882,54$$

Con el número de Reynolds del aire se obtiene de la gráfica B.2f del anexo B el factor de Colburn (J_h) y el factor de fricción (f_d), ver figura (4.1)

$$J_h = 0,0046 ; f_d = 0,013$$

.- Coeficiente convectivo del aire (h_a):

Al hacer un simple despeje de la ecuación 2.1 se obtiene que:

$$h_a = \frac{J_a \cdot G_a \cdot Cp_a}{\text{Pr}_a^{2/3}} \Rightarrow h_a = \frac{0,0046 \cdot 13,506 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}} \cdot 1,00838 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg} \cdot \text{K}}}{(0,70217)^{2/3}} \Rightarrow h_a = 0,0793014 \frac{\text{Kw}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Para calcular el número de Reynolds del agua se tomará como diámetro equivalente el diámetro interno de los tubos y se dividirá el flujo másico de agua total por la cantidad de tubos a la entrada de flujo ($N^o \text{ tub}_f$), lo que quiere decir entonces, que el número de Reynolds obtenido es el correspondiente a cada tubo si se considera que la distribución de flujo es uniforme.

El flujo másico de agua por tubo será de:

$$\dot{m}_{WT} = \frac{\dot{m}_w}{N^o \text{ tub}_f} \Rightarrow \dot{m}_{WT} = \frac{24,79 \text{ Kg / s}}{124} \Rightarrow \dot{m}_{WT} = 0,2 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

.- Caudal másico de agua por unidad de superficie

$$G_w = \frac{\dot{m}_{WT}}{A_{Lw}} \Rightarrow G_w = \frac{0,20 \text{ Kg / s}}{0,000137 \text{ m}^2} \Rightarrow G_w = 1459,85 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}$$

.- Número de Reynolds del agua (NR_w): (ecuación 2.2)

$$NR_w = \frac{D_{in}}{1000} \cdot \left(\frac{G_w}{\dot{m}_w} \right) \Rightarrow NR_w = \frac{13,21}{1000} m \cdot \left(\frac{1459,85 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}}{420 \times 10^{-6} \frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}^2}} \right) \Rightarrow NR_w = 45916$$

Para conseguir coeficiente convectivo del lado del agua, es necesario calcular previamente el número de Nusselt (ecuación 2.3)

$$Nu = 0,023 * NR_w^{4/5} * \text{Pr}^n ; n = 0,3 \text{ (enfriamiento)}$$

$$Nu = 0,023 * (45916)^{4/5} * (2,66)^{0,3} \Rightarrow Nu = 165,48$$

.- Coeficiente convectivo del lado del agua

$$h_w = Nu \times \frac{K_w}{D_{in}} \Rightarrow h_w = 165,48 \times \frac{\frac{656 \times 10^{-3} W}{m \cdot K}}{\frac{13,21}{1000} m} \Rightarrow h_w = 8,21760 \frac{K_w}{m^2 k}$$

Una vez obtenidos los coeficientes convectivos de ambos fluidos se procede a calcular el coeficiente global de transferencia de calor. Previo a esto se debe calcular la eficiencia superficial global (\mathbf{h}_f) y para ello la eficiencia por aleta (\mathbf{h}_f)

.- Las ecuaciones para el cálculo de la eficiencia por aleta (\mathbf{h}_f) se presentan en la tabla B.1 anexo B . Para el tipo de aleta utilizada dicha ecuación es:

El material escogido para las aletas es el aluminio por poseer una alta conductividad térmica que favorece a la transferencia de calor por ofrecer una baja resistencia a la misma, y en conformidad con los fabricantes los cuales utilizan este material en el arreglo de tubos aletados en forma helicoidal, lo que da garantía de disponibilidad en el mercado nacional.

Conductividad térmica utilizada en los cálculos del intercambiador (anexo B tabla B.4)

$$K_{Al} = 173,073 \times 10^{-3} \frac{K_w}{m \cdot k}$$

$$\mathbf{h}_f = \frac{\tanh(m \cdot l)}{m \cdot l} ; \text{ donde } m = \sqrt{2 \cdot \frac{1000 \cdot h_a}{K_{Al} \cdot d}} \text{ y } l = \frac{(D_{Al} - D_{ex})}{2} \times 10^{-3}$$

$$m = \sqrt{2 \cdot \frac{1000 \times 0,0793014 \frac{K_w}{m^2 \cdot k}}{173,073 \times 10^{-3} \frac{K_w}{m \cdot k} \cdot 0,31}} \Rightarrow m = 54,370035 \frac{1}{m}$$

$$l = \frac{(44,12 - 19,65)}{2} \times 10^{-3} m \Rightarrow l = 0,012235 m$$

$$m \cdot l = 54,370035 \frac{1}{m} \cdot 0,012235 m \Rightarrow m \cdot l = 0,665217$$

$$h_f = \frac{\tanh(0,665217)}{0,665217} \Rightarrow h_f = 0,87464$$

.- Eficiencia global superficial (h_0), (ecuación 2.6):

$$h_0 = 1 - g(1 - h_f) \Rightarrow h_0 = 1 - 0,835 \cdot (1 - 0,87464) \Rightarrow h_0 = 0,89532$$

.- Coeficiente global de transferencia de calor, (ecuación 2.7):

$$\begin{aligned} \frac{1}{U_a} &= \frac{1}{h_0 \cdot h_a} + \frac{1}{(\alpha_w / \alpha_a) \cdot h_w} \\ \Rightarrow \quad \frac{1}{U_a} &= \frac{1}{0,89532 \cdot 0,0793014 \frac{Kw}{m^2 \cdot k}} + \frac{1}{\left(\frac{26,0217 m^2 / m^3}{446,19 m^2 / m^3} \right) \cdot 8,21760 \frac{Kw}{m^2 \cdot k}} \\ &\Rightarrow U_a = 0,06184 \frac{Kw}{m^2 K} \end{aligned}$$

NOTA: En el cálculo de “ U_a ” para intercambiadores compactos el autor desprecia los efectos de la conducción.

.- Máximo calor que se puede disipar (q_{\max}), (ecuación 2.22):

$$q_{\max} = C_{\min} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i}) \Rightarrow q_{\max} = 103,82 \frac{Kw}{K} \cdot (348,15 - 313,15) K \Rightarrow q_{\max} = 3633,7 Kw$$

.- Efectividad de la transferencia de calor (ϵ), (ecuación 2.23):

$$\epsilon = \frac{q}{q_{\max}} \Rightarrow \epsilon = \frac{2803,15Kw}{3633,7Kw} \Rightarrow \epsilon = 0,7714$$

Ahora se debe comprobar si el intercambiador diseñado alcanza el valor de la eficacia de la transferencia de calor conseguida. Para tal fin se emplea el método de las relaciones de eficiencia “NUT” (Número de Unidades de Transferencia)

.- Área de transferencia (A_{TR}),

$$A_{TR} = a_a \cdot V_{ex} \Rightarrow A_{TR} = 446,19 \frac{m^2}{m^3} \cdot 8,44435m^3 \Rightarrow A_{TR} = 3767,7845m^2$$

.- Número de unidades de transferencia (NUT), (ecuación 2.27):

$$NUT = \frac{U_a \cdot A_{tr}}{C_{min}} \Rightarrow NUT = \frac{0,06184 \frac{Kw}{m^2} \cdot 3767,7845m^2}{103,82 \frac{Kw}{K}} \Rightarrow NUT = 2,244267$$

Relación de eficiencia (ϵ_i), (Anexo B Tabla B.10)

$$\epsilon_i = 1 - e^{\left[\left(\frac{1}{C_r} \right) NUT^{0,22} \left[e^{\left(-C_r \cdot NUT^{0,78} \right)} - 1 \right] \right]} \Rightarrow \epsilon_i = 0,751663$$

Se observa que el valor de la eficacia de transferencia de calor es de $\epsilon = 77,14\%$, mientras que de las relaciones de eficiencia obtenemos que $\epsilon_i = 75,16\%$, por lo que se tiene un error que se estima en:

$$E = \left(1 - \frac{\epsilon_i}{\epsilon} \right) \times 100 \Rightarrow E = \left(1 - \frac{0,751663}{0,7714} \right) \times 100 \Rightarrow E = 2,56\%$$

El error es de aproximadamente un 2,56 %, por lo tanto al no ser menor al 1% aproximación, se hace una nueva iteración basándose en las temperaturas resultantes a la salida de ambos fluidos del intercambiador para hacer el cálculo de la potencia de los motores de los ventiladores. Esto se logra al hacer una combinación de las ecuaciones 2.9, 2.22 y 2.23, y resulta:

$$T_{h,0} = T_{h,i} - \epsilon \cdot (T_{h,i} - T_{c,i}) \Rightarrow T_{h,0} = 75^\circ C - 0,751663 \cdot (75 - 40)^\circ C$$

$$\Rightarrow T_{h,0} = 48,7^\circ C$$

$$T_{c,o} = \frac{C_w}{C_a} \cdot (T_{h,i} - T_{h,o}) + T_{c,i} \Rightarrow T_{c,o} = \frac{103,82 \frac{Kw}{K}}{186,876 \frac{Kw}{K}} \cdot (75 - 48,7)^\circ C + 40^\circ C$$

$$\Rightarrow T_{c,o} = 54,61^\circ C$$

Con estos nuevos valores de temperatura se obtienen reiteradamente los valores de las propiedades de ambos fluidos, tal como se hizo al inicio de esta sección, y se procede a efectuar nuevamente el cálculo.

La nueva iteración para la superficie usada ($CF = 3.05 - \frac{3}{4}J$) no se presentará de forma escrita, sin embargo, se darán los nuevos valores de las propiedades de los fluidos, la eficiencia y el error.

- Temperatura del agua a la entrada del intercambiador $T_{h,i} = 75^\circ C$
- Temperatura del agua a la salida del intercambiador $T_{h,o} = 48,3^\circ C$
- Temperatura del aire a la entrada del intercambiador $T_{c,i} = 40^\circ C$
- Temperatura del aire a la salida del intercambiador $T_{c,o} = 54,75^\circ C$

Propiedades del aire

Densidad	$\rho_a = 1,047652 \text{ Kg/ m}^3$
Calor específico	$C_p = 1,00838 \text{ Kj/ KgK}$
Viscosidad dinámica	$\eta = 200,884 \times 10^{-7} \text{ N.s/ m}^2$
Conductividad térmica	$K_a = 28,858 \times 10^{-3} \text{ W/ m.K}$
Número de Prandtl	$Pr_a = 0,702217$

Propiedades del agua

Densidad	$\rho_w = 982,318 \text{ Kg/ m}^3$
Calor específico	$C_{pw} = 4,186 \text{ Kj/ KgK}$
Viscosidad dinámica	$\eta = 453 \times 10^{-6} \text{ N.s/ m}^2$
Conductividad térmica	$K_w = 655 \times 10^{-3} \text{ W/ m.K}$
Número de Prandtl	$Pr_w = 2,88$

Al realizar la iteración con los nuevos valores de las propiedades de ambos fluidos se obtienen los siguientes resultados de la eficiencia:

$$\text{-Eficacia de la transferencia de calor} \quad \boxed{\mathbf{e} = 76,286}$$

$$\text{-Eficacia calculada con la relación de eficiencia NUT} \quad \boxed{\mathbf{e}_i = 76,113\%}$$

Donde el error esta vez es de:

$$E = \left(1 - \frac{\mathbf{e}_i}{\mathbf{e}} \right) \times 100 \quad \Rightarrow \quad E = \left(1 - \frac{0,76113}{0,76286} \right) \times 100 \quad \Rightarrow \quad \boxed{E = 0,221\%}$$

El error es de aproximadamente un 0,221 %, por lo tanto al ser menor al 1%, los valores asumidos para las temperaturas de entrada y salida de ambos fluidos al intercambiador son aceptables.

.- Caída de presión del lado del aire

En este caso es necesario conocer la densidad del aire a la de entrada y a la salida del intercambiador (r_1 y r_2 respectivamente), usando la ecuación 2.34, se determina la caída de presión del aire a su paso por este.

$$\text{.- Densidad del aire a la entrada a } T_{c,i} = 40^\circ\text{C} \Rightarrow r_1 = 1,11763 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$\text{.- Densidad del aire a la salida a } 54,6^\circ\text{C} \Rightarrow r_2 = 1,071044 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

Luego los volúmenes específicos del aire a la entrada y salida del intercambiador son:

$$v_1 = \frac{1}{r_1} \Rightarrow v_1 = \frac{1}{1,11763 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}} \Rightarrow v_1 = 0,89475 \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}}$$

$$v_2 = \frac{1}{r_2} \Rightarrow v_2 = \frac{1}{1,07104 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}} \Rightarrow v_2 = 0,93367 \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}}$$

El volumen específico medio es:

$$v_m = \frac{v_1 + v_2}{2} \Rightarrow v_m = \frac{(0,89475 + 0,93367) \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}}}{2} \Rightarrow v_m = 0,91421 \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}}$$

Usando la ecuación 2.34 se obtiene el valor de la caída de presión total (ΔP)

$$\Delta P_a = \frac{G^2 \times v_1}{2} \left[f \frac{Lgr \cdot 4}{Deq} \cdot \frac{vm}{v_1} + (1 + \delta^2) \cdot \left(\frac{v_2}{v_1} - 1 \right) \right]$$

$$\Delta P_a = \frac{\left(13,506 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}} \right)^2 \times 0,8947 \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}}}{2} \left[0,013 \cdot \frac{0,28 \cdot 4}{0,00576} \times \frac{0,9142}{0,8947} + (1 + 0,455^2) \cdot \left(\frac{0,9337}{0,8947} - 1 \right) \right]$$

$$\Rightarrow \Delta P_a = 215,06 \text{ Pa}$$

4.3.1.1 Calculo del ICEA para la Superficie CF - 8.7 - 5/8 J

Para el dimensionamiento de este intercambiador se ha seleccionado la configuración A de la figura B.1 del anexo B tomando en cuenta las especificaciones presentadas a continuación en la tabla 4.2 extraídas del anexo B para la superficie seleccionada.

Diámetro externo de los tubos	(D_{ex})	16,39 mm
Diámetro interno de los tubos	(D_{in})	10,34 mm
Espesor de los tubos	(t)	3,025 mm
Área de flujo interna	(A_{fi})	0,83935 cm ²
Espaciamiento entre aletas	(N^o_{Al})	342,2 Al/m
Diámetro de la aleta	(D_{Al})	28,474 mm
Espesor de la aleta	(d)	0,254 mm
Diámetro equivalente de paso de flujo	(D_{Eqa})	5,477 mm
Área de flujo libre / área de flujo frontal (s)		0,443 mm
Área de transferencia / volumen total (a_a)		323,819 m ² /m ³
Área de la aleta / área frontal (γ)		0,862
Separación frontal de los tubos	(s)	31,293 mm
Separación longitudinal de los tubos	(L)	34,29 mm

Especificaciones de la configuración CF-9.05-5/8 J para la configuración A

Tabla 4.2.

.- En función del tamaño, el cual es una limitante para el diseño del intercambiador, se diseña este tal que pueda disipar la tasa de transferencia de calor necesaria sin que sus dimensiones excedan el área disponible de 8 m x 6 m, y que la caída de presión del aire sea razonable para el dimensionamiento de los ventiladores. Para la siguiente configuración se determina un arreglo de 6 filas con 160 tubos por fila, quedando definidos estos como:

$$N^o \text{ filas} = 6 ; \quad N^o \text{ tub}_F = 160 \quad \text{y el número total de tubos será} \Rightarrow N^o \text{ tub}_{ToT} = 960$$

Comercialmente los tubos para la fabricación de radiadores tienen una longitud máxima aprovechable de 6.1 m. Para efecto de los cálculos esta será la longitud de cada tubo, es decir, la longitud del intercambiador sin tomar en cuenta los distribuidores de flujo, por lo tanto queda definido que:

$$\text{Longitud de los tubos } (L_{Tub}) \text{ es igual a} \Rightarrow L_{Tub} = 6,1 \text{ m}$$

.- La medida del ancho del intercambiador (longitud frontal L_F) se puede estimar en base a la separación frontal de los tubos (s) y el diámetro externo de los mismos (D_{ex}), como:

$$L_f = (N^o \text{ tub}_f + 1) \cdot s \times 10^{-3} \Rightarrow L_f = (160 + 1) \cdot 31.293 \times 10^{-3} \text{ m} \Rightarrow L_f = 5,038 \text{ m}$$

.- Área frontal del lado del aire (A_{fa}):

$$A_{fa} = L_{Tub} \times L_f \Rightarrow A_{fa} = (6,1 \times 5,038) \text{ m}^2 \Rightarrow A_{fa} = 30,73266 \text{ m}^2$$

.- Área libre del lado del aire (A_{La}):

$$A_{La} = S_a \cdot A_{fa} \Rightarrow A_{La} = 0,443 \cdot 30,73266 \text{ m}^2 \Rightarrow A_{La} = 13,61457 \text{ m}^2$$

.- Área frontal por cada tubo del lado del agua (A_{fw}):

$$A_{fw} = (s \times L) \times 10^{-6} \Rightarrow A_{fw} = (31.293 \times 34,29) \times 10^{-6} \text{ m}^2 \Rightarrow A_{fw} = 0,00107303697 \text{ m}^2$$

.- Área libre por tubo del lado del agua (A_{Lw}):

$$A_{Lw} = \frac{\mathbf{P}}{4} \cdot \left(\frac{D_{in}}{1000} \right)^2 \Rightarrow A_{Lw} = \frac{\mathbf{P}}{4} \cdot \left(\frac{10,34}{1000} \right)^2 \text{ m}^2 \Rightarrow A_{Lw} = 0,000084 \text{ m}^2$$

.- Área libre total del lado del agua (A_{TLw}):

$$A_{TLw} = N^o \text{ tub}_f \cdot A_{Lw} \Rightarrow A_{TLw} = 160 \cdot 0,000084 \text{ m}^2 \Rightarrow A_{TLw} = 0,01344 \text{ m}^2$$

.- Alto del intercambiador (L_{gr}):

$$\Rightarrow L_{gr} = 0,20574 \text{ m}$$

.- Volumen externo del intercambiador (V_{ex}):

$$V_{ex} = L_f \times L_{Tub} \times L_{gr} \Rightarrow V_{ex} = (5,038 \times 6,1 \times 0,20574) \text{ m}^3 \Rightarrow V_{ex} = 6,32294 \text{ m}^3$$

.- Área de transferencia del lado del agua (A_{Tw})

$$A_{Tw} = p \cdot \frac{D_{in}}{1000} \times L_{Tub} \cdot N^o \text{ tub}_f \cdot N^o \text{ filas} \Rightarrow A_{Tw} = \left(p \cdot \frac{10,34}{1000} \text{ m} \times 6,1 \text{ m} \cdot 160 \cdot 6 \right) \Rightarrow A_{Tw} = 190,2267 \text{ m}^2$$

.- Relación entre el área de transferencia y el volumen (a_w) para el agua

$$a_w = \frac{A_{Tw}}{V_{ex}} \Rightarrow a_w = \frac{190,2267 \text{ m}^2}{6,32294 \text{ m}^3} \Rightarrow a_w = 30,08518 \frac{\text{m}^2}{\text{m}^3}$$

Caudal másico de aire por unidad de superficie (G_a):

$$G_a = \frac{m_a}{A_{L_a}} \Rightarrow G_a = \frac{186,324 \text{ Kg / s}}{13,61457 \text{ m}^2} \Rightarrow G_a = 13,6856 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}$$

.- Número de Reynolds del aire (NR_a): (ecuación 2.2)

$$NR_a = D_{Eq_a} \cdot \frac{G_a}{m_a} \Rightarrow NR_a = 0,00547726 \text{ m} \cdot \frac{13,6856 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}}{200,884 \times 10^{-7} \frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}^2}} \Rightarrow NR_a = 37315$$

Con el número de Reynolds del aire se obtiene de la gráfica B.1a del anexo B el factor de Colburn (J_h) y el factor de fricción (f_d),

$$J_h = 0,00807 ; f_d = 0,03021$$

.- Coeficiente convectivo del aire (h_a):

Al hacer un simple despeje de la ecuación 2.1 se obtiene que:

$$h_a = \frac{J_a \cdot G_a \cdot Cp_a}{Pr_a^{2/3}} \Rightarrow h_a = \frac{0,00807 \cdot 13,6856 \frac{Kg}{m^2 \cdot s} \cdot 1,00838 \frac{KJ}{Kg \cdot K}}{(0,70217)^{2/3}}$$

$$\Rightarrow h_a = 0,140972 \frac{Kw}{m^2 \cdot K}$$

Para calcular el número de Reynolds del agua se tomará como diámetro equivalente el diámetro interno de los tubos y se dividirá el flujo másico de agua total por la cantidad de tubos a la entrada de flujo ($N^o \text{ tub}_f$), lo que quiere decir entonces, que el número de Reynolds obtenido es el correspondiente a cada tubo si se considera que la distribución de flujo es uniforme.

El flujo másico de agua por tubo será de:

$$m_{WT} = \frac{m_w}{N^o \text{ tub}_f} \Rightarrow m_{WT} = \frac{24,79 \text{ Kg / s}}{160} \Rightarrow m_{WT} = 0,1549375 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

.- Caudal másico de agua por unidad de superficie

$$G_w = \frac{m_{WT}}{A_{Lw}} \Rightarrow G_w = \frac{0,1549375 \text{ Kg / s}}{0,000084 \text{ m}^2} \Rightarrow G_w = 1844,49 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}$$

.- Número de Reynolds del agua (NR_w): (ecuación 2.2)

$$NR_w = \frac{D_{in}}{1000} \cdot \left(\frac{G_w}{m} \right) \Rightarrow NR_w = \frac{10,34}{1000} m \cdot \left(\frac{1844,49 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}}{459 \times 10^{-6} \frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}^2}} \right) \Rightarrow NR_w = 41551$$

Para conseguir coeficiente convectivo del lado del agua, es necesario calcular previamente el número de Nusselt (ecuación 2.3)

$$Nu = 0.023 * NR_w^{\frac{4}{5}} * \text{Pr}^n ; n = 0.3 \text{ (enfriamiento)}$$

$$Nu = 0,023 * (41551)^{\frac{4}{5}} * (2,926)^{0,3} \Rightarrow Nu = 157,210$$

.- Coeficiente convectivo del lado del agua

$$h_w = Nu \times \frac{K_w}{D_{in}} \Rightarrow h_w = 157,210 \times \frac{656 \times 10^{-6} \frac{Kw}{m \cdot K}}{\frac{10,34}{1000} m} \Rightarrow h_w = 9,9739 \frac{Kw}{m^2 k}$$

Una vez obtenidos los coeficientes convectivos de ambos fluidos se procede a calcular el coeficiente global de transferencia de calor. Previo a esto se debe calcular la eficiencia superficial global (\mathbf{h}_g) y para ello la eficiencia por aleta (\mathbf{h}_f)

.- Las ecuaciones para el cálculo de la eficiencia por aleta (\mathbf{h}_f) se presentan en la tabla B.1 del Anexo B. Para el tipo de aleta utilizada dicha ecuación es:

El material escogido para las aletas es el aluminio por poseer una alta conductividad térmica que favorece a la transferencia de calor por ofrecer una baja resistencia a la misma, y en conformidad con los fabricantes los cuales utilizan este material en el arreglo de tubos aletados en forma helicoidal, lo que da garantía de disponibilidad en el mercado nacional.

Conductividad térmica utilizada en los cálculos del intercambiador (Anexo B Tabla B.4)

$$K_{Al} = 173,073 \times 10^{-3} \frac{Kw}{m \cdot k}$$

$$\mathbf{h}_f = \frac{\tanh(m \cdot l)}{m \cdot l} ; \text{ donde } m = \sqrt{2 \cdot \frac{1000 \cdot h_a}{K_{Al} \cdot d}} \text{ y } l = \frac{(D_{Al} - D_{ex})}{2} \times 10^{-3}$$

$$m = \sqrt{2 \cdot \frac{1000 \times 0,140972 \frac{Kw}{m^2 \cdot k}}{173,073 \times 10^{-3} \frac{Kw}{m \cdot k} \cdot 0,254 mm}} \Rightarrow m = 80,0847 \frac{1}{m}$$

$$l = \frac{(28,474 - 16,39)}{2} \times 10^{-3} \text{ m} \Rightarrow l = 0,006042 \text{ m}$$

$$m \cdot l = 80,0847 \frac{1}{m} \cdot 0,006042 \text{ m} \Rightarrow m \cdot l = 0,483871$$

$$\mathbf{h}_f = \frac{\tanh(0,483871)}{0,483871} \Rightarrow \mathbf{h}_f = 0,929$$

.- Eficiencia global superficial (\mathbf{h}_0), (ecuación 2.6):

$$\mathbf{h}_0 = 1 - \mathbf{g}(1 - \mathbf{h}_f) \Rightarrow \mathbf{h}_0 = 1 - 0,862 \cdot (1 - 0,929) \Rightarrow \mathbf{h}_0 = 0,9388$$

.- Coeficiente global de transferencia de calor, (ecuación 2.7):

$$\begin{aligned} \frac{1}{U_a} &= \frac{1}{\mathbf{h}_0 \cdot h_a} + \frac{1}{(\mathbf{a}_w / \mathbf{a}_a) \cdot h_w} \\ \Rightarrow \quad \frac{1}{U_a} &= \frac{1}{0,9388 \cdot 0,140972 \frac{Kw}{m^2 \cdot k}} + \frac{1}{\left(\frac{30,05446 m^2 / m^3}{323,8189 m^2 / m^3} \right) \cdot 9,9739 \frac{Kw}{m^2 \cdot k}} \\ &\Rightarrow U_a = 0,1158 \frac{Kw}{m^2 K} \end{aligned}$$

NOTA: En el cálculo de “ U_a ” para intercambiadores compactos el autor desprecia los efectos de la conducción.

.- Máximo calor que se puede disipar (q_{\max}), (ecuación 2.22):

$$q_{\max} = C_{\min} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i}) \Rightarrow q_{\max} = 103,79 \frac{Kw}{K} \cdot (348,15 - 313,15)K \Rightarrow q_{\max} = 3632,808Kw$$

.- Efectividad de la transferencia de calor (\mathbf{e}), (ecuación 2.23):

$$\mathbf{e} = \frac{q}{q_{\max}} \Rightarrow \mathbf{e} = \frac{2771,314Kw}{3632,808Kw} \Rightarrow \mathbf{e} = 0,762857$$

Ahora se debe comprobar si el intercambiador diseñado alcanza el valor de la eficacia de la transferencia de calor. Para tal fin se emplea el método de las relaciones de eficiencia “NUT” (Número de Unidades de Transferencia)

.- Área de transferencia (A_{TR}),

$$A_{TR} = \alpha_a \cdot V_{ex} \Rightarrow A_{TR} = 323,8189 \frac{m^2}{m^3} \cdot 6,32294 m^3 \Rightarrow A_{TR} = 2047,48 m^2$$

.- Número de unidades de transferencia (NUT), (ecuación 2.27):

$$NUT = \frac{U_a \cdot A_{tr}}{C_{min}} \Rightarrow NUT = \frac{0,1158 \frac{Kw}{m^2 K} \cdot 2047,48 m^2}{103,79 \frac{Kw}{K}} \Rightarrow NUT = 2,2844$$

Relación de eficiencia (e_i), (Anexo B Tabla B.10)

$$e_i = 1 - e^{\left[\left(\frac{1}{C_r} \right) NUT^{0,22} \left[e^{\left(-C_r \cdot NUT^{0,78} \right)} - 1 \right] \right]} \Rightarrow e_i = 0,7565$$

Se observa que el valor de la eficacia de transferencia de calor es de $e = 76,28\%$, mientras que de las relaciones de eficiencia obtenemos que $e_i = 75,65\%$, por lo tanto se estima en un error de:

$$E = \left(1 - \frac{e_i}{e} \right) \times 100 \Rightarrow E = \left(1 - \frac{0,7565}{0,762857} \right) \times 100 \Rightarrow E = 0,833\%$$

El error es de aproximadamente un 0,833 %, por lo tanto al ser menor al 1%, los valores asumidos para las temperaturas de entrada y salida de ambos fluidos al intercambiador son aceptables.

.- Caída de presión del lado del aire

En este caso es necesario conocer la densidad del aire a la de entrada y a la salida del intercambiador (r_1 y r_2 respectivamente), usando la ecuación 2.34, se determina la caída de presión del aire a su paso por este.

$$\text{.- Densidad del aire a la entrada a } T_{c,i} = 40^\circ\text{C} \Rightarrow r_1 = 1,11763 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$\text{.- Densidad del aire a la salida a } 54,6^\circ\text{C} \Rightarrow r_2 = 1,071044 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

Luego los volúmenes específicos del aire a la entrada y salida del intercambiador son:

$$v_1 = \frac{1}{r_1} \Rightarrow v_1 = \frac{1}{1,11763 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}} \Rightarrow v_1 = 0,8947 \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}}$$

$$v_2 = \frac{1}{r_2} \Rightarrow v_2 = \frac{1}{1,071044 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}} \Rightarrow v_2 = 0,9336 \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}}$$

El volumen específico medio es:

$$v_m = \frac{v_1 + v_2}{2} \Rightarrow v_m = \frac{(0,8947 + 0,9336) \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}}}{2} \Rightarrow v_m = 0,914 \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}}$$

Usando la ecuación 2.34 se obtiene el valor de la caída de presión total (ΔP)

$$\Delta P_a = \frac{G^2 * v1}{2} \left[f \frac{Lgr \cdot 4}{Deq} \frac{vm}{v1} + (1 + \delta^2) \cdot \left(\frac{v2}{v1} - 1 \right) \right]$$

$$\Delta P_a = \frac{\left(14,6 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}} \right)^2 \times 0,8947 \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}}}{2} \left[0,0297 \cdot \frac{0,28 \cdot 4}{0,005477} \times \frac{0,914}{0,895} + (1 + 0,455^2) \cdot \left(\frac{0,9336}{0,8947} - 1 \right) \right]$$

$$\Rightarrow \Delta P_a = 392,9157 \text{ Pa}$$

4.3.1.2 Calculo del ICEA para la Superficie CF-9.05-3/4 J (configuración A)

Para el dimensionamiento del intercambiador se ha seleccionado la configuración A de la figura B.2, tomando en cuenta las especificaciones que se presentan en la tabla 4.3 extraídas del anexo B para la superficie seleccionada.

Diámetro externo de los tubos	(D_{ex})	19,05 mm
Diámetro interno de los tubos	(D_{in})	13,51 mm
Espesor de los tubos	(t)	2,770 mm
Área de flujo interna	(A_{fi})	1,4342 cm ²
Espaciamiento entre aletas	(N^o_{Al})	365,3 Al/m
Diámetro de la aleta	(D_{Al})	37,16 mm
Espesor de la aleta	(d)	0,310 mm
Diámetro equivalente de paso de flujo	(D_{Eqa})	5,12064 mm
Área de flujo libre / área de flujo frontal (s)		0,455 mm
Área de transferencia / volumen total (a_a)		354,33 m ² /m ³
Área de la aleta / área frontal (γ)		0,835
Separación frontal de los tubos	(s)	39,55 mm
Separación longitudinal de los tubos	(L)	44.45 mm

Especificaciones de la configuración CF-9.05- 3/4J para la configuración A

Tabla 4.3.

.- En función del tamaño, el cual es una limitante para el diseño del intercambiador, se diseña este tal que pueda disipar la tasa de transferencia de calor necesaria sin que sus dimensiones excedan el área disponible de 8 m x 6 m, y que la caída de presión del aire sea razonable para el dimensionamiento de los ventiladores. Para la siguiente configuración se determina un arreglo de 6 filas con 160 tubos por fila, quedando definidos estos como:

$$N^o \text{ filas} = 6 ; \quad N^o \text{ tub}_F = 124 \quad \text{y el número total de tubos será} \Rightarrow N^o \text{ tub}_{ToT} = 744$$

Comercialmente los tubos para la fabricación de radiadores tienen una longitud máxima aprovechable de 6.1 m. Para efecto de los cálculos esta será la longitud de cada tubo, es decir, la longitud del intercambiador sin tomar en cuenta los distribuidores de flujo, por lo tanto queda definido que:

$$\text{Longitud de los tubos } (L_{Tub}) \text{ es igual a} \quad \Rightarrow \quad L_{Tub} = 6,1 \text{ m}$$

.- La medida del ancho del intercambiador (longitud frontal L_f) se puede estimar en base a la separación frontal de los tubos (s) y el diámetro externo de los mismos (D_{ex}), como:

$$L_f = (N^{\circ} tub_f + 1) \cdot s \times 10^{-3} \quad \Rightarrow \quad L_f = (124+1) \cdot 39,55 \times 10^{-3} \text{ m} \quad \Rightarrow \quad L_f = 4,944 \text{ m}$$

.- Área frontal del lado del aire (A_{fa}):

$$A_{fa} = L_{Tub} \times L_f \quad \Rightarrow \quad A_{fa} = (6,1 \times 4,944) \text{ m}^2 \quad \Rightarrow \quad A_{fa} = 30,1584 \text{ m}^2$$

.- Área libre del lado del aire (A_{La}):

$$A_{La} = S_a \cdot A_{fa} \quad \Rightarrow \quad A_{La} = 0,455 \cdot 30,1584 \text{ m}^2 \quad \Rightarrow \quad A_{La} = 13,7221 \text{ m}^2$$

.- Área frontal por cada tubo del lado del agua (A_{fw}):

$$A_{fw} = (s \times L) \times 10^{-6} \quad \Rightarrow \quad A_{fw} = (39,55 \times 44,45) \times 10^{-6} \text{ m}^2 \quad \Rightarrow \quad A_{fw} = 0,001758 \text{ m}^2$$

.- Área libre por tubo del lado del agua (A_{Lw}):

$$A_{Lw} = \frac{P}{4} \cdot \left(\frac{D_{in}}{1000} \right)^2 \quad \Rightarrow \quad A_{Lw} = \frac{P}{4} \cdot \left(\frac{13,21}{1000} \right)^2 \text{ m}^2 \quad \Rightarrow \quad A_{Lw} = 0,000137 \text{ m}^2$$

.- Área libre total del lado del agua (A_{TLw}):

$$A_{TLw} = N^{\circ} tub_f \cdot A_{Lw} \quad \Rightarrow \quad A_{TLw} = 124 \cdot 0,000137 \text{ m}^2 \quad \Rightarrow \quad A_{TLw} = 0,016988 \text{ m}^2$$

.- Alto del intercambiador (L_{gr}):

$$\Rightarrow L_{gr} = 0,2778 \text{ m}$$

.- Volumen externo del intercambiador (V_{ex}):

$$V_{ex} = L_f \times L_{Tub} \times L_{gr} \Rightarrow V_{ex} = (4,944 \times 6,1 \times 0,2778) \text{ m}^3 \Rightarrow V_{ex} = 8,379 \text{ m}^3$$

.- Área de transferencia del lado del agua (A_{Tw})

$$A_{Tw} = \mathbf{P} \cdot \frac{D_{in}}{1000} \times L_{Tub} \cdot N^o \text{ tub}_f \cdot N^o \text{ filas} \Rightarrow A_{Tw} = \left(\mathbf{P} \cdot \frac{13.21}{1000} \text{ m} \times 6,1 \text{ m} \cdot 124 \cdot 6 \right) \Rightarrow A_{Tw} = 188,3456 \text{ m}^2$$

.- Relación entre el área de transferencia y el volumen (a_w) para el agua

$$a_w = \frac{A_{Tw}}{V_{ex}} \Rightarrow a_w = \frac{188,3456 \text{ m}^2}{8,379 \text{ m}^3} \Rightarrow a_w = 22,4782 \frac{\text{m}^2}{\text{m}^3}$$

.- Caudal másico de aire por unidad de superficie (G_a):

$$G_a = \frac{m_a}{A_{La}} \Rightarrow G_a = \frac{188,16319 \text{ Kg / s}}{13,72138 \text{ m}^2} \Rightarrow G_a = 13,71314 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}$$

.- Número de Reynolds del aire (NR_a): (ecuación 2.2)

$$NR_a = D_{Eq a} \cdot \frac{G_a}{\mathbf{m}} \Rightarrow NR_a = 0,00512064 \text{ m} \cdot \frac{13,71314 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}}{200,884 \times 10^{-7} \frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}^2}} \Rightarrow NR_a = 3495$$

Con el número de Reynolds del aire se obtiene de la gráfica B.2a (Anexo B) el factor de Colburn (J_h) y el factor de fricción (f_d),

$$J_h = 0,00573 ; f_d = 0,02446$$

.- Coeficiente convectivo del aire (h_a):

Al hacer un simple despeje de la ecuación 2.1 se obtiene que:

$$h_a = \frac{J_a \cdot G_a \cdot Cp_a}{Pr_a^{2/3}} \Rightarrow h_a = \frac{0,00573 \cdot 13,71314 \frac{Kg}{m^2 \cdot s} \cdot 1,0084 \frac{KJ}{Kg \cdot K}}{(0,70217)^{2/3}}$$

$$\Rightarrow h_a = 0,10029 \frac{Kw}{m^2 \cdot K}$$

Para calcular el número de Reynolds del agua se tomará como diámetro equivalente el diámetro interno de los tubos y se dividirá el flujo mísico de agua total por la cantidad de tubos a la entrada de flujo ($Nº\ tub_f$), lo que quiere decir entonces, que el número de Reynolds obtenido es el correspondiente a cada tubo si se considera que la distribución de flujo es uniforme.

El flujo mísico de agua por tubo será de:

$$m_{WT} = \frac{m_w}{Nº\ tub_f} \Rightarrow \dot{m}_{WT} = \frac{24,79Kg / s}{124} \Rightarrow \dot{m}_{WT} = 0,2 \frac{Kg}{s}$$

.- Caudal mísico de agua por unidad de superficie

$$G_w = \frac{m_{WT}}{A_{Lw}} \Rightarrow G_w = \frac{0,2 Kg / s}{0,000137 m^2} \Rightarrow G_w = 1459,85 \frac{Kg}{m^2 \cdot s}$$

.- Número de Reynolds del agua (NR_w): (ecuación 2.2)

$$NR_w = \frac{D_{in}}{1000} \cdot \left(\frac{G_w}{m} \right) \Rightarrow NR_w = \frac{13,21}{1000} m \cdot \left(\frac{1459,85 \frac{Kg}{m^2 \cdot s}}{420 \times 10^{-6} \frac{N \cdot s}{m^2}} \right) \Rightarrow NR_w = 45916$$

Para conseguir coeficiente convectivo del lado del agua, es necesario calcular previamente el número de Nusselt (ecuación 2.3)

$$Nu = 0,023 * NR_w^{\frac{4}{5}} * \text{Pr}^n ; n = 0,3 \text{ (enfriamiento)}$$

$$Nu = 0,023 * (45916)^{\frac{4}{5}} * (2,66)^{0,3} \Rightarrow Nu = 165,48$$

.- Coeficiente convectivo del lado del agua

$$h_w = Nu \times \frac{K_w}{D_{in}} \Rightarrow h_w = 165,48 \times \frac{656 \times 10^{-3} \frac{W}{m \cdot K}}{\frac{13,21}{1000} m} \Rightarrow h_w = 8,2176 \frac{Kw}{m^2 k}$$

Una vez obtenidos los coeficientes convectivos de ambos fluidos se procede a calcular el coeficiente global de transferencia de calor. Previo a esto se debe calcular la eficiencia superficial global (\mathbf{h}_f) y para ello la eficiencia por aleta (\mathbf{h}_f)

.- Las ecuaciones para el cálculo de la eficiencia por aleta (\mathbf{h}_f) se presentan en la tabla B.1 del anexo B. Para el tipo de aleta utilizada dicha ecuación es:

El material escogido para las aletas es el aluminio por poseer una alta conductividad térmica que favorece a la transferencia de calor por ofrecer una baja resistencia a la misma, y en conformidad con los fabricantes los cuales utilizan este material en el arreglo de tubos aletados en forma helicoidal, lo que da garantía de disponibilidad en el mercado nacional.

Conductividad térmica utilizada en los cálculos del intercambiador (Anexo B tabla B.4)

$$K_{Al} = 173,073 \times 10^{-3} \frac{Kw}{m \cdot k}$$

$$\mathbf{h}_f = \frac{\tanh(m \cdot l)}{m \cdot l} ; \text{ donde } m = \sqrt{2 \cdot \frac{1000 \cdot h_a}{K_{Al} \cdot d}} \text{ y } l = \frac{(D_{Al} - D_{ex})}{2} \times 10^{-3}$$

$$m = \sqrt{2 \cdot \frac{1000 \times 0,10029 \frac{Kw}{m^2 \cdot k}}{173,073 \times 10^{-3} \frac{Kw}{m \cdot k} \cdot 0,31}} \Rightarrow m = 61,1432 \frac{1}{m}$$

$$l = \frac{(37,16 - 19,65)}{2} \times 10^{-3} m \Rightarrow l = 0,00875 m$$

$$m \cdot l = 60,9275 \frac{1}{m} \cdot 0,00875 m \Rightarrow m \cdot l = 0,53531$$

$$\mathbf{h}_f = \frac{\tanh(0,53531)}{0,53531} \Rightarrow \mathbf{h}_f = 0,91429$$

.- Eficiencia global superficial (\mathbf{h}_0), (ecuación 2.6):

$$\mathbf{h}_0 = 1 - \mathbf{g}(1 - \mathbf{h}_f) \Rightarrow \mathbf{h}_0 = 1 - 0,835 \cdot (1 - 0,91429) \Rightarrow \mathbf{h}_0 = 0,92672$$

.- Coeficiente global de transferencia de calor, (ecuación 2.7):

$$\begin{aligned} \frac{1}{U_a} &= \frac{1}{\mathbf{h}_0 \cdot h_a} + \frac{1}{(\mathbf{a}_w / \mathbf{a}_a) \cdot h_w} \\ \Rightarrow \quad \frac{1}{U_a} &= \frac{1}{0,92672 \cdot 0,10029 \frac{Kw}{m^2 \cdot k}} + \frac{1}{\left(\frac{22,4759 m^2 / m^3}{354,33 m^2 / m^3} \right) \cdot 8,2176 \frac{Kw}{m^2 \cdot k}} \\ &\Rightarrow U_a = 0,0789 \frac{Kw}{m^2 K} \end{aligned}$$

NOTA: En el cálculo de “U_a” para intercambiadores compactos el autor desprecia los efectos de la conducción.

.- Máximo calor que se puede disipar (q_{\max}), (ecuación 2.22):

$$q_{\max} = C_{\min} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i}) \Rightarrow q_{\max} = 103,82 \frac{Kw}{K} \cdot (348,15 - 313,15) K \Rightarrow q_{\max} = 36337 Kw$$

.- Efectividad de la transferencia de calor (\mathbf{e}), (ecuación 2.23):

$$\mathbf{e} = \frac{q}{q_{\max}} \Rightarrow \mathbf{e} = \frac{2751,23 Kw}{3633,7 Kw} \Rightarrow \mathbf{e} = 0,7571$$

Ahora se debe comprobar si el intercambiador diseñado alcanza el valor de la eficacia de la transferencia de calor conseguida. Para tal fin se emplea el método de las relaciones de eficiencia “NUT” (Número de Unidades de Transferencia)

.- Área de transferencia (A_{TR})

$$A_{TR} = \mathbf{a}_a \cdot V_{ex} \Rightarrow A_{TR} = 354.33 \frac{m^2}{m^3} \cdot 8,37987 m^3 \Rightarrow A_{TR} = 2969,24 m^2$$

.- Número de unidades de transferencia (NUT), (ecuación 2.27):

$$NUT = \frac{U_a \cdot A_{tr}}{C_{min}} \Rightarrow NUT = \frac{0,07890 \frac{Kw}{m^2 K} \cdot 2969,24 m^2}{103,82 \frac{Kw}{K}} \Rightarrow NUT = 2,2565$$

Relación de eficiencia (ϵ_i), (Anexo B tabla B.10)

$$\epsilon_i = 1 - e^{\left[\left(\frac{1}{C_r} \right) NUT^{0,22} \left[e^{\left(-C_r \cdot NUT^{0,78} \right)} - 1 \right] \right]} \Rightarrow \epsilon_i = 0,7553$$

Se observa que el valor de la eficacia de transferencia de calor es de $\epsilon = 75,71\%$, mientras que de las relaciones de eficiencia obtenemos que $\epsilon_i = 75,53\%$, por lo tanto se estima en un error de:

$$E = \left(1 - \frac{\epsilon_i}{\epsilon} \right) \times 100 \Rightarrow E = \left(1 - \frac{0,7553}{0,7571} \right) \times 100 \Rightarrow E = 0,2377 \%$$

El error es de aproximadamente un 0,2377 %, por lo tanto al ser menor al 1%, los valores asumidos para las temperaturas de entrada y salida de ambos fluidos al intercambiador son aceptables.

.- Caída de presión del lado del aire

En este caso es necesario conocer la densidad del aire a la de entrada y a la salida del intercambiador (r_1 y r_2 respectivamente), usando la ecuación 2.34, se determina la caída de presión del aire a su paso por este.

$$\text{.- Densidad del aire a la entrada a } T_{c,i} = 40^\circ\text{C} \Rightarrow r_1 = 1,11763 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$\text{.- Densidad del aire a la salida a } 54,6^\circ\text{C} \Rightarrow r_2 = 1,071044 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

Luego los volúmenes específicos del aire a la entrada y salida del intercambiador son:

$$v_1 = \frac{1}{r_1} \Rightarrow v_1 = \frac{1}{1,11763 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}} \Rightarrow v_1 = 0,8947 \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}}$$

$$v_2 = \frac{1}{r_2} \Rightarrow v_2 = \frac{1}{1,071044 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}} \Rightarrow v_2 = 0,9336 \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}}$$

El volumen específico medio es:

$$v_m = \frac{v_1 + v_2}{2} \Rightarrow v_m = \frac{(0,8947 + 0,9336) \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}}}{2} \Rightarrow v_m = 0,914 \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}}$$

Usando la ecuación 2.34 se obtiene el valor de la caída de presión total (ΔP)

$$\Delta P_a = \frac{G^2 * v1}{2} \left[f \frac{Lgr \cdot 4}{Deq} \frac{vm}{v1} + (1 + \delta^2) \cdot \left(\frac{v2}{v1} - 1 \right) \right]$$

$$\Delta P_a = \frac{\left(14,6 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}} \right)^2 \times 0,8947 \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}}}{2} \left[0,0245 \cdot \frac{0,2778 \cdot 4}{0,00512} \times \frac{0,914}{0,895} + (1 + 0,455^2) \cdot \left(\frac{0,9336}{0,8947} - 1 \right) \right]$$

$$\Rightarrow \Delta P_a = 460,896 \text{ Pa}$$

4.3.1.2 Calculo del ICEA para la Superficie CF-9.05-3/4 J (Configuración D)

Para el dimensionamiento del intercambiador se ha seleccionado la configuración D de la figura B.2, tomando en cuenta las especificaciones que se presentan en la tabla 4.4 extraídas del anexo B para la superficie seleccionada.

Diámetro externo de los tubos	(D_{ex})	19,05 mm
Diámetro interno de los tubos	(D_{in})	13,51 mm
Espesor de los tubos	(t)	2,770 mm
Área de flujo interna	(A_{fi})	1,4342 cm ²
Espaciamiento entre aletas	(N^o_{Al})	365,3 Al/m
Diámetro de la aleta	(D_{Al})	37,16 mm
Espesor de la aleta	(d)	0,310 mm
Diámetro equivalente de paso de flujo	(D_{Eqa})	4,84632 mm
Área de flujo libre / área de flujo frontal (s)		0,537 mm
Área de transferencia / volumen total (a_a)		442,913 m ² /m ³
Área de la aleta / área frontal (γ)		0,835
Separación frontal de los tubos	(s)	69,215 mm
Separación longitudinal de los tubos	(L)	20,32 mm

Especificaciones de la configuración CF-9.05- ¾J para la configuración D

Tabla 4.4.

.- En función del tamaño, el cual es una limitante para el diseño del intercambiador, se diseña este tal que pueda disipar la tasa de transferencia de calor necesaria sin que sus dimensiones excedan el área disponible de 8 m x 6 m, y que la caída de presión del aire sea razonable para el dimensionamiento de los ventiladores. Para la siguiente configuración se determina un arreglo de 6 filas con 160 tubos por fila, quedando definidos estos como:

$$N^o \text{ filas} = 10 ; \quad N^o \text{ tub}_F = 72 \quad \text{y el número total de tubos será} \Rightarrow N^o \text{ tub}_{ToT} = 720$$

Comercialmente los tubos para la fabricación de radiadores tienen una longitud máxima aprovechable de 6.1 m. Para efecto de los cálculos esta será la longitud de cada tubo, es decir, la longitud del intercambiador sin tomar en cuenta los distribuidores de flujo, por lo tanto queda definido que:

$$\text{Longitud de los tubos } (L_{Tub}) \text{ es igual a} \Rightarrow L_{Tub} = 6,1 \text{ m}$$

.- La medida del ancho del intercambiador (longitud frontal L_f) se puede estimar en base a la separación frontal de los tubos (s) y el diámetro externo de los mismos (D_{ex}), como:

$$L_f = (N^{\circ} \text{tub}_f + 1) \cdot s \times 10^{-3} \Rightarrow L_f = (72 + 1) \cdot 69,215 \times 10^{-3} \text{ m} \Rightarrow L_f = 5,0527 \text{ m}$$

.- Área frontal del lado del aire (A_{fa}):

$$A_{fa} = L_{Tub} \times L_f \Rightarrow A_{fa} = (6,1 \times 5,0527) \text{ m}^2 \Rightarrow A_{fa} = 30,8214 \text{ m}^2$$

.- Área libre del lado del aire (A_{La}):

$$A_{La} = S_a \cdot A_{fa} \Rightarrow A_{La} = 0,537 \cdot 30,8214 \text{ m}^2 \Rightarrow A_{La} = 16,55111 \text{ m}^2$$

.- Área frontal por cada tubo del lado del agua (A_{fw}):

$$A_{fw} = (s \times L) \times 10^{-6} \Rightarrow A_{fw} = (69,215 \times 20,32) \times 10^{-6} \text{ m}^2 \Rightarrow A_{fw} = 0,0014064 \text{ m}^2$$

.- Área libre por tubo del lado del agua (A_{Lw}):

$$A_{Lw} = \frac{P}{4} \cdot \left(\frac{D_{in}}{1000} \right)^2 \Rightarrow A_{Lw} = \frac{P}{4} \cdot \left(\frac{13,21}{1000} \right)^2 \text{ m}^2 \Rightarrow A_{Lw} = 0,000137 \text{ m}^2$$

.- Área libre total del lado del agua (A_{TLw}):

$$A_{TLw} = N^{\circ} \text{tub}_f \cdot A_{Lw} \Rightarrow A_{TLw} = 72 \cdot 0,000137 \text{ m}^2 \Rightarrow A_{TLw} = 0,00986 \text{ m}^2$$

.- Alto del intercambiador (L_{gr}):

$$\Rightarrow L_{gr} = 0,2385 \text{ m}$$

.- Volumen externo del intercambiador (V_{ex}):

$$V_{ex} = L_f \times L_{Tub} \times L_{gr} \Rightarrow V_{ex} = (5,0527 \times 6,1 \times 0,2385) \text{ m}^3 \Rightarrow V_{ex} = 7,351 \text{ m}^3$$

.- Área de transferencia del lado del agua (A_{Tw})

$$A_{Tw} = \mathbf{P} \cdot \frac{D_{in}}{1000} \times L_{Tub} \cdot N^o \text{ tub}_f \cdot N^o \text{ filas} \Rightarrow A_{Tw} = \left(\mathbf{P} \cdot \frac{13.21}{1000} \text{ m} \times 6,1 \text{ m} \cdot 72 \cdot 10 \right) \Rightarrow A_{Tw} = 182,27 \text{ m}^2$$

.- Relación entre el área de transferencia y el volumen (a_w) para el agua

$$a_w = \frac{A_{Tw}}{V_{ex}} \Rightarrow a_w = \frac{182,27 \text{ m}^2}{7,351 \text{ m}^3} \Rightarrow a_w = 24,795 \frac{\text{m}^2}{\text{m}^3}$$

Caudal másico de aire por unidad de superficie (G_a):

$$G_a = \frac{m_a}{A_{La}} \Rightarrow G_a = \frac{185,164 \text{ Kg / s}}{16,55111 \text{ m}^2} \Rightarrow G_a = 11,18743 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}$$

.- Número de Reynolds del aire (NR_a): (ecuación 2.2)

$$NR_a = D_{Eq a} \cdot \frac{G_a}{\mathbf{m}} \Rightarrow NR_a = 0,0048463 \text{ m} \cdot \frac{11,1874 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}}{200,884 \times 10^{-7} \frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}^2}} \Rightarrow NR_a = 2699$$

Con el número de Reynolds del aire se obtiene de la gráfica B.2d (Anexo B) el factor de Colburn (J_h) y el factor de fricción (f_d), ver figura (4.1)

$$J_h = 0,00605 ; f_d = 0,02657$$

.- Coeficiente convectivo del aire (h_a):

Al hacer un simple despeje de la ecuación 2.1 se obtiene que:

$$h_a = \frac{J_a \cdot G_a \cdot Cp_a}{Pr_a^{2/3}} \Rightarrow h_a = \frac{0,00605 \cdot 11,1874 \frac{Kg}{m^2 \cdot s} \cdot 1,0084 \frac{KJ}{Kg \cdot K}}{(0,70217)^{2/3}}$$

$$\Rightarrow h_a = 0,0864 \frac{Kw}{m^2 \cdot K}$$

Para calcular el número de Reynolds del agua se tomará como diámetro equivalente el diámetro interno de los tubos y se dividirá el flujo mísico de agua total por la cantidad de tubos a la entrada de flujo ($Nº\ tub_f$), lo que quiere decir entonces, que el número de Reynolds obtenido es el correspondiente a cada tubo si se considera que la distribución de flujo es uniforme.

El flujo mísico de agua por tubo será de:

$$m_{WT} = \frac{m_w}{Nº\ tub_f} \Rightarrow m_{WT} = \frac{24,79 Kg / s}{72} \Rightarrow m_{WT} = 0,3443 \frac{Kg}{s}$$

.- Caudal mísico de agua por unidad de superficie

$$G_w = \frac{m_{WT}}{A_{Lw}} \Rightarrow G_w = \frac{0,3443 Kg / s}{0,000137 m^2} \Rightarrow G_w = 2513,14 \frac{Kg}{m^2 \cdot s}$$

.- Número de Reynolds del agua (NR_w): (ecuación 2.2)

$$NR_w = \frac{D_{in}}{1000} \cdot \left(\frac{G_w}{m_w} \right) \Rightarrow NR_w = \frac{13,21}{1000} m \cdot \left(\frac{2513,14 \frac{Kg}{m^2 \cdot s}}{453 \times 10^{-6} \frac{N \cdot s}{m^2}} \right) \Rightarrow NR_w = 73286$$

Para conseguir coeficiente convectivo del lado del agua, es necesario calcular previamente el número de Nusselt (ecuación 2.3)

$$Nu = 0.023 * NR_w^{4/5} * \text{Pr}^n ; n = 0.3 \text{ (enfriamiento)}$$

$$Nu = 0,023 * (73286)^{4/5} * (2,88)^{0,3} \Rightarrow Nu = 246,35$$

.- Coeficiente convectivo del lado del agua

$$h_w = Nu \times \frac{K_w}{D_{in}} \Rightarrow h_w = 246,35 \times \frac{656 \times 10^{-3} \frac{W}{m \cdot K}}{\frac{13,21}{1000} m} \Rightarrow h_w = 12,23 \frac{K_w}{m^2 k}$$

Una vez obtenidos los coeficientes convectivos de ambos fluidos se procede a calcular el coeficiente global de transferencia de calor. Previo a esto se debe calcular la eficiencia superficial global (\mathbf{h}_f) y para ello la eficiencia por aleta (\mathbf{h}_f)

.- Las ecuaciones para el cálculo de la eficiencia por aleta (\mathbf{h}_f) se presentan en la tabla B.1 del anexo B. Para el tipo de aleta utilizada dicha ecuación es:

El material escogido para las aletas es el aluminio por poseer una alta conductividad térmica que favorece a la transferencia de calor por ofrecer una baja resistencia a la misma, y en conformidad con los fabricantes los cuales utilizan este material en el arreglo de tubos aletados en forma helicoidal, lo que da garantía de disponibilidad en el mercado nacional.

Conductividad térmica utilizada en los cálculos del intercambiador (Anexo B tabla B.4)

$$K_{Al} = 173,073 \times 10^{-3} \frac{Kw}{m \cdot k}$$

$$\mathbf{h}_f = \frac{\tanh(m \cdot l)}{m \cdot l} ; \text{ donde } m = \sqrt{2 \cdot \frac{1000 \cdot h_a}{K_{Al} \cdot d}} \text{ y } l = \frac{(D_{Al} - D_{ex})}{2} \times 10^{-3}$$

$$m = \sqrt{2 \cdot \frac{1000 \times 0,0864 \frac{Kw}{m^2 \cdot k}}{173,073 \times 10^{-3} \frac{Kw}{m \cdot k} \cdot 0,31}} \Rightarrow m = 56,7523 \frac{1}{m}$$

$$l = \frac{(37,16 - 19,65)}{2} \times 10^{-3} m \Rightarrow l = 0,00875 m$$

$$m \cdot l = 56,7523 \frac{1}{m} \cdot 0,00875 m \Rightarrow m \cdot l = 0,49658$$

$$\mathbf{h}_f = \frac{\tanh(0,49658)}{0,49658} \Rightarrow \mathbf{h}_f = 0,92517$$

.- Eficiencia global superficial (\mathbf{h}_0), (ecuación 2.6):

$$\mathbf{h}_0 = 1 - \mathbf{g}(1 - \mathbf{h}_f) \Rightarrow \mathbf{h}_0 = 1 - 0,835 \cdot (1 - 0,92517) \Rightarrow \mathbf{h}_0 = 0,93745$$

.- Coeficiente global de transferencia de calor, (ecuación 2.7):

$$\begin{aligned} \frac{1}{U_a} &= \frac{1}{\mathbf{h}_0 \cdot h_a} + \frac{1}{(\mathbf{a}_w / \mathbf{a}_a) \cdot h_w} \\ \Rightarrow \quad \frac{1}{U_a} &= \frac{1}{0,93745 \cdot 0,0864 \frac{Kw}{m^2 \cdot k}} + \frac{1}{\left(\frac{24,7949 m^2 / m^3}{442,9134 m^2 / m^3} \right) \cdot 12,23 \frac{Kw}{m^2 \cdot k}} \\ &\Rightarrow U_a = 0,07243 \frac{Kw}{m^2 K} \end{aligned}$$

NOTA: En el cálculo de “ U_a ” para intercambiadores compactos el autor desprecia los efectos de la conducción.

.- Máximo calor que se puede disipar ($q_{máx}$), (ecuación 2.22):

$$q_{máx} = C_{min} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i}) \Rightarrow q_{máx} = 103,77 \frac{Kw}{K} \cdot (348,15 - 313,15) K \Rightarrow q_{máx} = 36337 Kw$$

.- Efectividad de la transferencia de calor (\mathbf{e}), (ecuación 2.23):

$$\mathbf{e} = \frac{q}{q_{máx}} \Rightarrow \mathbf{e} = \frac{2744,7275 Kw}{3631,96 Kw} \Rightarrow \mathbf{e} = 0,7557$$

Ahora se debe comprobar si el intercambiador diseñado alcanza el valor de la eficacia de la transferencia de calor conseguida. Para tal fin se emplea el método de las relaciones de eficiencia “NUT” (Número de Unidades de Transferencia)

.- Área de transferencia (A_{TR})

$$A_{TR} = \mathbf{a}_a \cdot V_{ex} \Rightarrow A_{TR} = 442.9134 \frac{m^2}{m^3} \cdot 7,3511 m^3 \Rightarrow A_{TR} = 32559 m^2$$

.- Número de unidades de transferencia (NUT), (ecuación 2.27):

$$NUT = \frac{U_a \cdot A_{tr}}{C_{min}} \Rightarrow NUT = \frac{0,07243 \frac{Kw}{m^2 K} \cdot 3255,9 m^2}{103,77 \frac{Kw}{K}} \Rightarrow NUT = 2,2726$$

Relación de eficiencia (ϵ_i), (Anexo B tabla B.10)

$$\epsilon_i = 1 - e^{\left[\left(\frac{1}{C_r} \right) NUT^{0,22} \left[e^{\left(-C_r \cdot NUT^{0,78} \right)} - 1 \right] \right]} \Rightarrow \epsilon_i = 0,7545$$

Se observa que el valor de la eficacia de transferencia de calor es de $\epsilon = 75,57\%$, mientras que de las relaciones de eficiencia obtenemos que $\epsilon_i = 75,45\%$, por lo tanto se estima en un error de:

$$E = \left(1 - \frac{\epsilon_i}{\epsilon} \right) \times 100 \Rightarrow E = \left(1 - \frac{0,7545}{0,7557} \right) \times 100 \Rightarrow E = 0,158\%$$

El error es de aproximadamente 0,15 %, por lo tanto al ser menor al 1%, los valores asumidos para las temperaturas de entrada y salida de ambos fluidos al intercambiador son aceptables.

.- Caída de presión del lado del aire

En este caso es necesario conocer la densidad del aire a la de entrada y a la salida del intercambiador (r_1 y r_2 respectivamente), usando la ecuación 2.34, se determina la caída de presión del aire a su paso por este.

$$\text{.- Densidad del aire a la entrada a } T_{c,i} = 40^\circ\text{C} \Rightarrow r_1 = 1.11763 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$\text{.- Densidad del aire a la salida a } 54,6^\circ\text{C} \Rightarrow r_2 = 1.071044 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

Luego los volúmenes específicos del aire a la entrada y salida del intercambiador son:

$$v_1 = \frac{1}{r_1} \Rightarrow v_1 = \frac{1}{1,11763 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}} \Rightarrow v_1 = 0,8947 \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}}$$

$$v_2 = \frac{1}{r_2} \Rightarrow v_2 = \frac{1}{1,07104 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}} \Rightarrow v_2 = 0,9336 \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}}$$

El volumen específico medio es:

$$v_m = \frac{v_1 + v_2}{2} \Rightarrow v_m = \frac{(0,8947 + 0,9336) \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}}}{2} \Rightarrow v_m = 0,914 \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}}$$

Usando la ecuación 2.34 se obtiene el valor de la caída de presión total (ΔP)

$$\Delta P_a = \frac{G^2 * v1}{2} \left[f \frac{Lgr \cdot 4}{Deq} \cdot \frac{vm}{v1} + (1 + \delta^2) \cdot \left(\frac{v2}{v1} - 1 \right) \right]$$

$$\Delta P_a = \frac{\left(11,187 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}} \right)^2 \times 0,8947 \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}}}{2} \left[0,0265 \cdot \frac{0,239 \cdot 4}{0,004846} \cdot \frac{0,914}{0,895} + (1 + 0,537^2) \cdot \left(\frac{0,9336}{0,8947} - 1 \right) \right]$$

$$\Rightarrow \Delta P_a = 302,3505 \text{ Pa}$$

4.3.1.2 Calculo del ICEA para la Superficie CF - 8.8 - 1 J (Configuración A)

Para el dimensionamiento del intercambiador se ha seleccionado la configuración A de la figura B.3, tomando en cuenta las especificaciones que se presentan en la tabla 4.5 extraídas del anexo B para la superficie seleccionada.

Diámetro externo de los tubos	(D_{ex})	25,41 mm
Diámetro interno de los tubos	(D_{in})	19,87 mm
Espesor de los tubos	(t)	2,77 mm
Área de flujo interna	(A_{fi})	3,0987 cm ²
Espaciamiento entre aletas	(N^o_{Al})	346,457 Al/m
Diámetro de la aleta	(D_{Al})	44,12 mm
Espesor de la aleta	(d)	0,3048 mm
Diámetro equivalente de paso de flujo	(D_{Eqa})	5,8735 mm
Área de flujo libre / área de flujo frontal (s)		0,439 mm
Área de transferencia / volumen total (a_a)		299,21 m ² /m ³
Área de la aleta / área frontal (γ)		0,825
Separación frontal de los tubos	(s)	49,76 mm
Separación longitudinal de los tubos	(L)	54,40 mm

Especificaciones de la configuración CF- 8.8 - 1 J para la configuración A

Tabla 4.5.

.- En función del tamaño, el cual es una limitante para el diseño del intercambiador, se diseña este tal que pueda disipar la tasa de transferencia de calor necesaria sin que sus dimensiones excedan el área disponible de 8 m x 6 m, y que la caída de presión del aire sea razonable para el dimensionamiento de los ventiladores. Para la siguiente configuración se determina un arreglo de 6 filas con 160 tubos por fila, quedando definidos estos como:

$$N^o \text{ filas} = 6 ; \quad N^o \text{ tub}_F = 130 \quad \text{y el número total de tubos será} \Rightarrow N^o \text{ tub}_{ToT} = 780$$

Comercialmente los tubos para la fabricación de radiadores tienen una longitud máxima aprovechable de 6.1 m. Para efecto de los cálculos esta será la longitud de cada tubo, es decir, la longitud del intercambiador sin tomar en cuenta los distribuidores de flujo, por lo tanto queda definido que:

$$\text{Longitud de los tubos } (L_{Tub}) \text{ es igual a} \quad \Rightarrow \quad L_{Tub} = 6,1 \text{ m}$$

.- La medida del ancho del intercambiador (longitud frontal L_f) se puede estimar en base a la separación frontal de los tubos (s) y el diámetro externo de los mismos (D_{ex}), como:

$$L_f = (N^{\circ} \text{tub}_f + 1) \cdot s \times 10^{-3} \quad \Rightarrow \quad L_f = (130 + 1) \cdot 49,76 \times 10^{-3} \text{ m} \quad \Rightarrow \quad L_f = 6,52 \text{ m}$$

.- Área frontal del lado del aire (A_{fa}):

$$A_{fa} = L_{Tub} \times L_f \quad \Rightarrow \quad A_{fa} = (6,1 \times 6,52) \text{ m}^2 \quad \Rightarrow \quad A_{fa} = 39,772 \text{ m}^2$$

.- Área libre del lado del aire (A_{La}):

$$A_{La} = s_a \cdot A_{fa} \quad \Rightarrow \quad A_{La} = 0,439 \cdot 39,772 \text{ m}^2 \quad \Rightarrow \quad A_{La} = 17,46 \text{ m}^2$$

.- Área frontal por cada tubo del lado del agua (A_{fw}):

$$A_{fw} = (s \times L) \times 10^{-6} \quad \Rightarrow \quad A_{fw} = (49,76 \times 54,40) \times 10^{-6} \text{ m}^2 \quad \Rightarrow \quad A_{fw} = 0,002707 \text{ m}^2$$

.- Área libre por tubo del lado del agua (A_{Lw}):

$$A_{Lw} = \frac{P}{4} \cdot \left(\frac{D_{in}}{1000} \right)^2 \quad \Rightarrow \quad A_{Lw} = \frac{P}{4} \cdot \left(\frac{19,87}{1000} \right)^2 \text{ m}^2 \quad \Rightarrow \quad A_{Lw} = 0,00031 \text{ m}^2$$

.- Área libre total del lado del agua (A_{TLw}):

$$A_{TLw} = N^{\circ} \text{tub}_f \cdot A_{Lw} \quad \Rightarrow \quad A_{TLw} = 130 \cdot 0,00031 \text{ m}^2 \quad \Rightarrow \quad A_{TLw} = 0,0403 \text{ m}^2$$

.- Alto del intercambiador (L_{gr}):

$$\Rightarrow L_{gr} = 0,35 \text{ m}$$

.- Volumen externo del intercambiador (V_{ex}):

$$V_{ex} = L_f \times L_{Tub} \times L_{gr} \Rightarrow V_{ex} = (6,52 \times 6,1 \times 0,35) \text{ m}^3 \Rightarrow V_{ex} = 13,9202 \text{ m}^3$$

.- Área de transferencia del lado del agua (A_{Tw})

$$A_{Tw} = p \cdot \frac{D_{in}}{1000} \times L_{Tub} \cdot N^o \text{ tub}_f \cdot N^o \text{ filas} \Rightarrow A_{Tw} = \left(p \cdot \frac{19,87}{1000} \text{ m} \times 6,1 \text{ m} \cdot 130 \cdot 6 \right) \Rightarrow A_{Tw} = 297,011 \text{ m}^2$$

.- Relación entre el área de transferencia y el volumen (a_w) para el agua

$$a_w = \frac{A_{Tw}}{V_{ex}} \Rightarrow a_w = \frac{297,011 \text{ m}^2}{13,9202 \text{ m}^3} \Rightarrow a_w = 21,337 \frac{\text{m}^2}{\text{m}^3}$$

Caudal másico de aire por unidad de superficie (G_a):

$$G_a = \frac{m_a}{A_{La}} \Rightarrow G_a = \frac{193,444 \text{ Kg / s}}{17,45605 \text{ m}^2} \Rightarrow G_a = 11,0817 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}$$

.- Número de Reynolds del aire (NR_a): (ecuación 2.2)

$$NR_a = D_{Eq a} \cdot \frac{G_a}{m_a} \Rightarrow NR_a = 0,0058735 \text{ m} \cdot \frac{11,0817 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}}{200,223 \times 10^{-7} \frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}^2}} \Rightarrow NR_a = 3251$$

Con el número de Reynolds del aire se obtiene de la gráfica B.3a (Anexo B) el factor de Colburn (J_h) y el factor de fricción (f_d), ver figura (4.1)

$$J_h = 0,00694 ; f_d = 0,02011$$

.- Coeficiente convectivo del aire (h_a):

Al hacer un simple despeje de la ecuación 2.1 se obtiene que:

$$h_a = \frac{J_a \cdot G_a \cdot Cp_a}{Pr_a^{2/3}} \Rightarrow h_a = \frac{0,00694 \cdot 11,0817 \frac{Kg}{m^2 \cdot s} \cdot 1,00832 \frac{KJ}{Kg \cdot K}}{(0,70237)^{2/3}}$$

$$\Rightarrow h_a = 0,09814 \frac{Kw}{m^2 \cdot K}$$

Para calcular el número de Reynolds del agua se tomará como diámetro equivalente el diámetro interno de los tubos y se dividirá el flujo mísico de agua total por la cantidad de tubos a la entrada de flujo ($N^o tub_f$), lo que quiere decir entonces, que el número de Reynolds obtenido es el correspondiente a cada tubo si se considera que la distribución de flujo es uniforme.

El flujo mísico de agua por tubo será de:

$$m_{WT} = \frac{m_w}{N^o tub_f} \Rightarrow m_{WT} = \frac{24,79 Kg / s}{130} \Rightarrow m_{WT} = 0,1907 \frac{Kg}{s}$$

.- Caudal mísico de agua por unidad de superficie

$$G_w = \frac{m_{WT}}{A_{Lw}} \Rightarrow G_w = \frac{0,19076 Kg / s}{0,00031 m^2} \Rightarrow G_w = 615,3548 \frac{Kg}{m^2 \cdot s}$$

.- Número de Reynolds del agua (NR_w): (ecuación 2.2)

$$NR_w = \frac{D_{in}}{1000} \cdot \left(\frac{G_w}{m} \right) \Rightarrow NR_w = \frac{19,87}{1000} m \cdot \left(\frac{615,3548 \frac{Kg}{m^2 \cdot s}}{459,12 \times 10^{-6} \frac{N \cdot s}{m^2}} \right) \Rightarrow NR_w = 26631$$

Para conseguir coeficiente convectivo del lado del agua, es necesario calcular previamente el número de Nusselt (ecuación 2.3)

$$Nu = 0.023 * NR_w^{\frac{4}{5}} * \text{Pr}^n ; n = 0.3 \text{ (enfriamiento)}$$

$$Nu = 0,023 * (26631)^{\frac{4}{5}} * (2,926)^{0,3} \Rightarrow Nu = 110,133$$

.- Coeficiente convectivo del lado del agua

$$h_w = Nu \times \frac{K_w}{D_{in}} \Rightarrow h_w = 110,133 \times \frac{655 \times 10^{-3} \frac{W}{m \cdot K}}{\frac{19,87}{1000} m} \Rightarrow h_w = 3,6303 \frac{Kw}{m^2 k}$$

Una vez obtenidos los coeficientes convectivos de ambos fluidos se procede a calcular el coeficiente global de transferencia de calor. Previo a esto se debe calcular la eficiencia superficial global (\mathbf{h}_g) y para ello la eficiencia por aleta (\mathbf{h}_f)

.- Las ecuaciones para el cálculo de la eficiencia por aleta (\mathbf{h}_f) se presentan en la tabla B.4 del anexo B. Para el tipo de aleta utilizada dicha ecuación es:

El material escogido para las aletas es el aluminio por poseer una alta conductividad térmica que favorece a la transferencia de calor por ofrecer una baja resistencia a la misma, y en conformidad con los fabricantes los cuales utilizan este material en el arreglo de tubos aletados en forma helicoidal, lo que da garantía de disponibilidad en el mercado nacional.

Conductividad térmica utilizada en los cálculos del intercambiador (Anexo B tabla B.4)

$$K_{Al} = 173,073 \times 10^{-3} \frac{Kw}{m \cdot k}$$

$$\mathbf{h}_f = \frac{\tanh(m \cdot l)}{m \cdot l} ; \text{ donde } m = \sqrt{2 \cdot \frac{1000 \cdot h_a}{K_{Al} \cdot d}} \quad \text{y} \quad l = \frac{(D_{Al} - D_{ex})}{2} \times 10^{-3}$$

$$m = \sqrt{2 \cdot \frac{1000 \times 0,09814 \frac{Kw}{m^2 \cdot k}}{173,073 \times 10^{-3} \frac{Kw}{m \cdot k} \cdot 0,31}} \Rightarrow m = 61 \frac{1}{m}$$

$$l = \frac{(44,12 - 25,41)}{2} \times 10^{-3} m \Rightarrow l = 0,00936 m$$

$$m \cdot l = 61 \frac{1}{m} \cdot 0,00936 m \Rightarrow m \cdot l = 0,57057$$

$$h_f = \frac{\tanh(0,57057)}{0,57057} \Rightarrow h_f = 0,90397$$

.- Eficiencia global superficial (\mathbf{h}_0), (ecuación 2.6):

$$\mathbf{h}_0 = 1 - g(1 - h_f) \Rightarrow \mathbf{h}_0 = 1 - 0,825 \cdot (1 - 0,90397) \Rightarrow \mathbf{h}_0 = 0,92078$$

.- Coeficiente global de transferencia de calor, (ecuación 2.7):

$$\begin{aligned} \frac{1}{U_a} &= \frac{1}{\mathbf{h}_0 \cdot h_a} + \frac{1}{(\mathbf{a}_w / \mathbf{a}_a) \cdot h_w} \\ \Rightarrow \quad \frac{1}{U_a} &= \frac{1}{0,92078 \cdot 0,09814 \frac{Kw}{m^2 \cdot k}} + \frac{1}{\left(\frac{21,337 m^2 / m^3}{299,213 m^2 / m^3} \right) \cdot 3,6303 \frac{Kw}{m^2 \cdot k}} \\ &\Rightarrow U_a = 0,06698 \frac{Kw}{m^2 K} \end{aligned}$$

NOTA: En el cálculo de “ U_a ” para intercambiadores compactos el autor desprecia los efectos de la conducción.

.- Máximo calor que se puede disipar ($q_{máx}$), (ecuación 2.22):

$$q_{máx} = C_{mín} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i}) \Rightarrow q_{máx} = 103,796 \frac{Kw}{K} \cdot (348,15 - 313,15) K \Rightarrow q_{máx} = 36327 Kw$$

.- Efectividad de la transferencia de calor (ϵ), (ecuación 2.23):

$$\epsilon = \frac{q}{q_{máx}} \Rightarrow \epsilon = \frac{2906,3Kw}{3632,7Kw} \Rightarrow \epsilon = 0,80$$

Ahora se debe comprobar si el intercambiador diseñado alcanza el valor de la eficacia de la transferencia de calor conseguida. Para tal fin se emplea el método de las relaciones de eficiencia “NUT” (Número de Unidades de Transferencia)

.- Área de transferencia (A_{TR})

$$A_{TR} = \alpha_a \cdot V_{ex} \Rightarrow A_{TR} = 299,21 \frac{m^2}{m^3} \cdot 13,9202 m^3 \Rightarrow A_{TR} = 416506 m^2$$

.- Número de unidades de transferencia (NUT), (ecuación 2.27):

$$NUT = \frac{U_a \cdot A_{tr}}{C_{min}} \Rightarrow NUT = \frac{0,06698 \frac{Kw}{m^2 K} \cdot 4165,06 m^2}{103,79 \frac{Kw}{K}} \Rightarrow NUT = 2,6878$$

Relación de eficiencia (e_i), (Anexo B tabla B.10)

$$e_i = 1 - e^{\left[\left(\frac{1}{C_r} \right) NUT^{0,22} \left[e^{\left(-C_r \cdot NUT^{0,78} \right)} - 1 \right] \right]} \Rightarrow e_i = 0,7974$$

Se observa que el valor de la eficacia de transferencia de calor es de $e = 80\%$, mientras que de las relaciones de eficiencia obtenemos que $e_i = 79,74\%$, por lo tanto se estima en un error de:

$$E = \left(1 - \frac{e_i}{e} \right) \times 100 \Rightarrow E = \left(1 - \frac{0,7974}{0,80} \right) \times 100 \Rightarrow E = 0,325\%$$

El error es de aproximadamente un 0,325 %, por lo tanto al ser menor al 1%, los valores asumidos para las temperaturas de entrada y salida de ambos fluidos al intercambiador son aceptables.

.- Caída de presión del lado del aire

En este caso es necesario conocer la densidad del aire a la de entrada y a la salida del intercambiador (r_1 y r_2 respectivamente), usando la ecuación 2.34, se determina la caída de presión del aire a su paso por este.

$$\text{.- Densidad del aire a la entrada a } T_{c,i} = 40^\circ\text{C} \Rightarrow r_1 = 1.11763 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$\text{.- Densidad del aire a la salida a } 54,6^\circ\text{C} \Rightarrow r_2 = 1.071044 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

Luego los volúmenes específicos del aire a la entrada y salida del intercambiador son:

$$v_1 = \frac{1}{r_1} \Rightarrow v_1 = \frac{1}{1,11763 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}} \Rightarrow v_1 = 0,8947 \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}}$$

$$v_2 = \frac{1}{r_2} \Rightarrow v_2 = \frac{1}{1,07104 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}} \Rightarrow v_2 = 0,9336 \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}}$$

El volumen específico medio es:

$$v_m = \frac{v_1 + v_2}{2} \Rightarrow v_m = \frac{(0,8947 + 0,9336) \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}}}{2} \Rightarrow v_m = 0,914 \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}}$$

Usando la ecuación 2.34 se obtiene el valor de la caída de presión total (DP)

$$DP_a = \frac{G^2 * v1}{2} \left[f \frac{Lgr \cdot 4}{Deq} \cdot \frac{vm}{v1} + (1 + \delta^2) \cdot \left(\frac{v2}{v1} - 1 \right) \right]$$

$$DP_a = \frac{\left(11,081 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}} \right)^2 \times 0,8947 \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}}}{2} \left[0,0201 \cdot \frac{0,35 \cdot 4}{0,00587} \cdot \frac{0,914}{0,895} + (1 + 0,439^2) \cdot \left(\frac{0,9336}{0,8947} - 1 \right) \right]$$

$$\Rightarrow DP_a = 272,072 \text{ Pa}$$

Luego de calcular la caída de presión del aire a su paso por el intercambiador de calor, se selecciona una de las configuraciones en función al menor valor de esta. Esto se debe a que la potencia requerida por los ventiladores para manejar el caudal de aire de diseño, es directamente proporcional a esta caída de presión, tal como se muestra en la ecuación 2.35, y se desea que la cantidad de potencia no sea muy elevada, disminuyendo así el costo de los ventiladores y los costos de operación de los mismos.

Solamente se calculará el valor de la potencia de los ventiladores y de la caída de presión del agua en el intercambiador seleccionado, es por ello que previamente se ha hecho el cálculo de caída de presión del aire en cada uno de los mencionados, arrojando los siguientes resultados:

SUPERFICIE	CONFIGURACIÓN	CAÍDA DE PRESIÓN (PA)
CF - 8.7 - 5/8 J	A	DP = 392,915
CF-9.05-3/4 J	A	DP = 460,896
	D	DP = 302,350
	F	DP = 215,060
CF - 8.8 - 1 J	A	DP = 272,072

Caída de presión del aire a través del intercambiador para cada configuración

Tabla 4.6.

El intercambiador de calor seleccionado es el de superficie **CF – 9.05 – ¾ J** para la configuración **F**, debido a que este es el que ocasiona la menor caída de presión del aire a su paso por este.

Como las dimensiones de todos los intercambiadores considerados en este capítulo son similares (excepto el CF-8.8-1 J, que es considerablemente más ancho), y la potencia requerida por los ventiladores es función de la caída de presión, el cálculo de esta potencia sólo se realizará para el intercambiador seleccionado.

.- Caída de presión del lado del agua ΔP_w :

Para el agua se aplica la ecuación 2.40 aplicada al intercambiador y agregándole un coeficiente de cambio de dirección para codos a 180° estandart (ver anexo B tabla B.9) donde esta referido al factor de fricción f donde:

$$K_{camb.dirección} = 50 * (Nfila - 1) * f \quad 4.1$$

$$\Delta P_w = \frac{V^2}{2 \cdot g} \cdot f \left(\frac{l}{D} + K_{camb.Dirección} \right) \quad 4.2$$

Donde:

ΔP_w es la Caída de presión del lado del agua en m.

V es la velocidad del agua por los tubos del intercambiador

l es la longitud total de una columna de tubos.

f es el factor de fricción.

D el diámetro nominal del tubo

$K_{camb.dirección}$ es el coeficiente de cambio de dirección.

.- Velocidad del agua por los tubos:

$$V = \frac{\dot{V}_w}{A_{TLw}} \Rightarrow V = \frac{0,0252361 \frac{m^3}{s}}{0,016988 m^2} \Rightarrow V = 1,48552 \frac{m}{s}$$

.- Numero de Reynolds en los tubos del intercambiador NRe_w :

$$N Re_w = \frac{V \cdot D}{\eta} \Rightarrow N Re_w = \frac{1,48552 \frac{m}{s} \cdot 0,01905 m}{0,661 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s}} \Rightarrow N Re_w = 42812$$

.- Factor de fricción f para los tubos de cobre del intercambiador:

Con el NRe_w calculado en el paso anterior, la rugosidad del cobre de $e = 0,000001524$ m y el diámetro de los tubos de 0,01905 m se calcula por medio de la ecuación 2.44 este coeficiente.

$$\frac{1}{f^{0.5}} = -2,01 \cdot \log\left(\frac{e/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re \cdot f^{0.5}}\right) \Rightarrow f = 2,1702 \times 10^{-2}$$

.- La longitud total de una columna de tubos l

$$l = N^o \text{ filas} \cdot L_{tub} \Rightarrow l = 7 \cdot 6,1m \Rightarrow l = 42,7m$$

Se aplica la ecuación 4.2 para calcular la caída de presión del lado del agua:

$$DP_w = \frac{(1,48552 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9,80665 \text{ m/s}^2} \cdot 2,1702 \times 10^{-2} \left(\frac{42,7 \text{ m}}{0,01905 \text{ m}} + 50 \cdot (7-1) \right) \Rightarrow DP_w = 6,2057 \text{ m}$$

Transformando a pascales (Pa) se tiene:

$$DP_w = 6,2057 \text{ m} \cdot g \Rightarrow DP_w = 6,2057 \text{ m} * 9733 \frac{N}{m^3} \Rightarrow DP_w = 60400 \text{ Pa}$$

4.4 SELECCIÓN DE LOS VENTILADORES

Para la selección de los ventiladores se tendrá como parámetro base la caída de presión del aire a través del intercambiador evaluada anteriormente.

4.4.1 Cálculo de la potencia de los ventiladores (*Pot*).

Para estimar la potencia de los ventiladores se usará la ecuación 2.35. Esta ecuación se desarrolla en el sistema inglés de unidades (ES) porque resulta muy útil en este caso, debido a que en la práctica los fabricantes y proveedores de estos equipos diseñan y trabajan en este sistema.

Por la razón expuesta anteriormente la medida del caudal se presentara a continuación en “PCM” que son las siglas de “Pies Cúbicos por Minuto” y la potencia calculada vendrá expresada en H_p .

Cuando el aire no está en las condiciones estándar a las que se refieren los catálogos de los fabricantes, hay que aplicar correcciones en el volumen, la presión y la potencia, con el fin de poder seleccionar un ventilador de volumen y presión "equivalentes".

Como las condiciones de trabajo en este caso no son las “estándar” (68 °F y 14.7 psia) se deben hacer las correcciones mencionadas anteriormente. Estas son:

Corrección por volumen (ecuación 2.36):

$$\dot{V}_s = \left(\frac{14,7}{A} \right) \cdot \left(\frac{460 + T_1}{528} \right) \cdot V_{ES}$$

donde

A = presión atmosférica del sitio de trabajo. $A = 14,60784$ psia (100,7175 kPa)

Tomada como la presión promedio anual.

T_1 = Temperatura en el sitio de trabajo. $T_1 = 104$ °F (40 °C). Tomada como temperatura máxima registrada en la zona.

V_{ES} = Es el caudal a condiciones estándar.

\dot{V}_s = Caudal en el sitio

$$\dot{V}_{ES} = \frac{m_a}{r_E} \Rightarrow \dot{V}_{ES} = \frac{185,323 \text{ Kg} / \text{s}}{1,204 \text{ Kg} / \text{m}^3} \times \frac{2118,88 \text{ PCM}}{1 \text{ m}^3 / \text{s}} \Rightarrow \dot{V}_{ES} = 326144 \text{ PCM}$$

$$\Rightarrow \dot{V}_{ES} = 153.9228 \text{ m}^3 / \text{s}$$

Luego el caudal total es de:

$$\dot{V}_s = \left(\frac{14,7}{14,60784} \right) \cdot \left(\frac{460 + 104}{528} \right) \cdot 326144 \text{ PCM} \Rightarrow \dot{V}_s = 350579 \text{ PCM}$$

$$\Rightarrow \dot{V}_s = 165.4265 \text{ m}^3 / \text{s}$$

Caudal de aire en el intercambiador (\dot{V}_a) en *PCM* es de:

$$\dot{V}_a = 177,07417 \text{ } (m^3 / s) \times \frac{2188,88 \text{ } PCM}{1(m^3 / s)} \Rightarrow \dot{V}_a = 375198,918 \text{ } PCM$$

$$\Rightarrow \dot{V}_a = 177,07 \text{ } m^3 / s$$

Comparando ambos valores notamos que:

$\dot{V}_s \leq \dot{V}_a$ por lo tanto se toma como caudal de entrada (\dot{V}_E) al mayor, en este caso (\dot{V}_a)

$$\Rightarrow \dot{V}_E = 375198,918 \text{ } PCM \Rightarrow \dot{V}_E = 177,07 \text{ } m^3 / s$$

Corrección por presión:

La elevación de presión que se desea obtener en el ventilador es de:

$$DP = 3,116 \times 10^{-8} \text{ } psi \quad (214,838 \text{ Pa})$$

Con este valor se entra en las curvas de corrección por presión y temperatura en el capítulo 2 figura 2.25 y se estima la diferencia de presión. En este caso no se corrige el valor de la presión ya que dichas curvas se emplean a partir de 2 psig de presión.

El valor de la carga de presión estática en pulgadas de H₂O equivalente al **DP** calculado anteriormente es de:

$$h = 0,863358 \text{ pulg.H}_2\text{O}$$

De la ecuación 2.35 se tiene que la potencia estándar de entrada de aire (*Pot_E*) es :

$$Pot_E = \frac{(144 \cdot 0,0361) \cdot \dot{V}_E \cdot h}{33000} \Rightarrow Pot_E = \frac{(144 \cdot 0,0361) \cdot 375198,918 \text{PCM} \cdot 0,863358 \text{inH}_2\text{O}}{33000}$$

$$\Rightarrow Pot_E = 51,02 \text{ Hp} \Rightarrow Pot_E = 38,05 \text{ Kw}$$

Corrección por Potencia (ecuación 2.37)

$$Pot_s = \left(\frac{A}{14,7} \right) \cdot \left(\frac{528}{460 + T_1} \right) \cdot Pot_E \Rightarrow Pot_s = \left(\frac{14,60784 \text{ Psi}}{14,7 \text{ Psi}} \right) \cdot \left(\frac{528^\circ F}{(460 + 104)^\circ F} \right) \cdot 51,02 \text{ Hp}$$

$$\Rightarrow Pot_s = 47,464 \text{ Hp} \quad \Rightarrow \quad Pot_s = 35,394 \text{ Kw}$$

La potencia requerida para impulsar el aire es un poco más elevada, debido a que se deben considerar las pérdidas y las eficiencias en los equipos. Para obtener un estimado del valor de potencia que se debe producir en el motor que accionará al ventilador, se toman como parámetros de cálculo la eficiencia del tipo de accionamiento (\mathbf{h}_r) y la eficiencia mecánica del ventilador (\mathbf{h}_m). Esta potencia se denomina comúnmente “potencia al freno (BHP)”.

Se supone accionamiento con correas y poleas, por lo tanto $\mathbf{h}_r = 0,95$ valor estándar para ventiladores axiales con este tipo de accionamiento.

La eficiencia mecánica se estima en $\mathbf{h}_m = 0,7$. *Esta es una suposición aproximada según las eficiencias mecánicas de estos tipos ventiladores. El fabricante proporcionará finalmente este valor según la curva del ventilador que proporcione, y con ello podrán cambiar algunas de las especificaciones y se recalculara finalmente el valor de la potencia.*

Luego se determina el valor de la potencia al freno (BHP) como:

$$BHP = \frac{Pot_s}{\mathbf{h}_r \cdot \mathbf{h}_m} \Rightarrow BHP = \frac{47,464 \text{ Hp}}{0,95 \cdot 0,7} \Rightarrow BHP = 71,375 \text{ Hp}$$

$$\Rightarrow BHP = 53,224 \text{ Kw}$$

El requerimiento mínimo de potencia en los motores es de 71,375 Hp para proporcionar el caudal deseado. Como es poco útil y práctico que un solo ventilador maneje el caudal

requerido, se instalarán 4 módulos para el intercambiador, cada uno con un ventilador. La potencia mínima de cada ventilador será la potencia total (*BHP*), dividida por el número de ventiladores a colocar, lo que quiere decir que para cada ventilador dicho valor resulta de:

$$BHP_V = \frac{BHP}{4} \Rightarrow BHP_V = \frac{71,375 Hp}{4} \Rightarrow BHP_V = 17,844 Hp$$

$$\Rightarrow BHP_V = 13,306 Kw$$

Es totalmente válido hacer esta suposición ya que sólo es el resultado de dividir el caudal másico de la ecuación 2.35 entre los cuatro ventiladores que se desean instalar.

4.5 UBICACIÓN DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR ENFRIADOS POR AIRE EXTERNOS A LAS UNIDADES GENERADORAS:

Uno de los alcances que presenta este trabajo es el de determinar una apropiada colocación en planta de los ICEA diseñados, los cuales deben ser situados fuera de las unidades generadoras, para facilitar su operabilidad y mantenimiento, recordando que estos equipos serán incorporados al sistema de enfriamiento original de las unidades para así mejorar la efectividad del enfriamiento del agua de refrigeración.

Luego de obtener las dimensiones generales de los ICEA calculados, junto con los ventiladores y previamente haber consultado con los posibles fabricantes para confirmar y redimensionar el tamaño de las dimensiones (Ver el Anexo C, planos **PFGC-001** “Vistas del intercambiador” y **PFGC-002** “Conjunto Intercambiador-Ventiladores”), se utilizó un plano de planta de las unidades y en consulta con personal de CADAFE se deciden la ubicación de los mismos. En el *plano PFGC-003 “Ubicación en Planta de los ICEA”* presentado anexo C se indica que justo delante de la casa de filtros de cada unidad existe la posibilidad de su colocación, por ello se plantea la ruta de la futura tubería que conectará a cada radiador con su respectiva unidad.

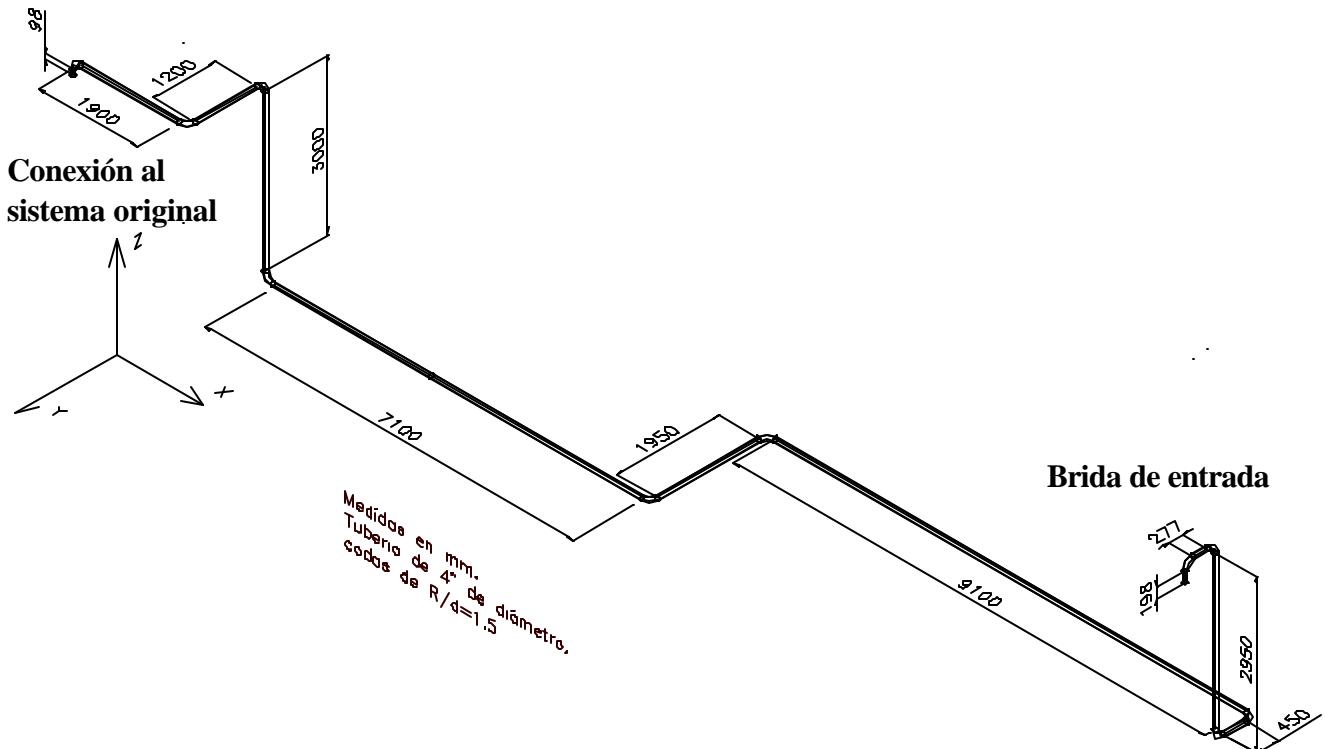


Figura 4.2 Tramo de tubería del sistema original a la brida de entrada del intercambiador

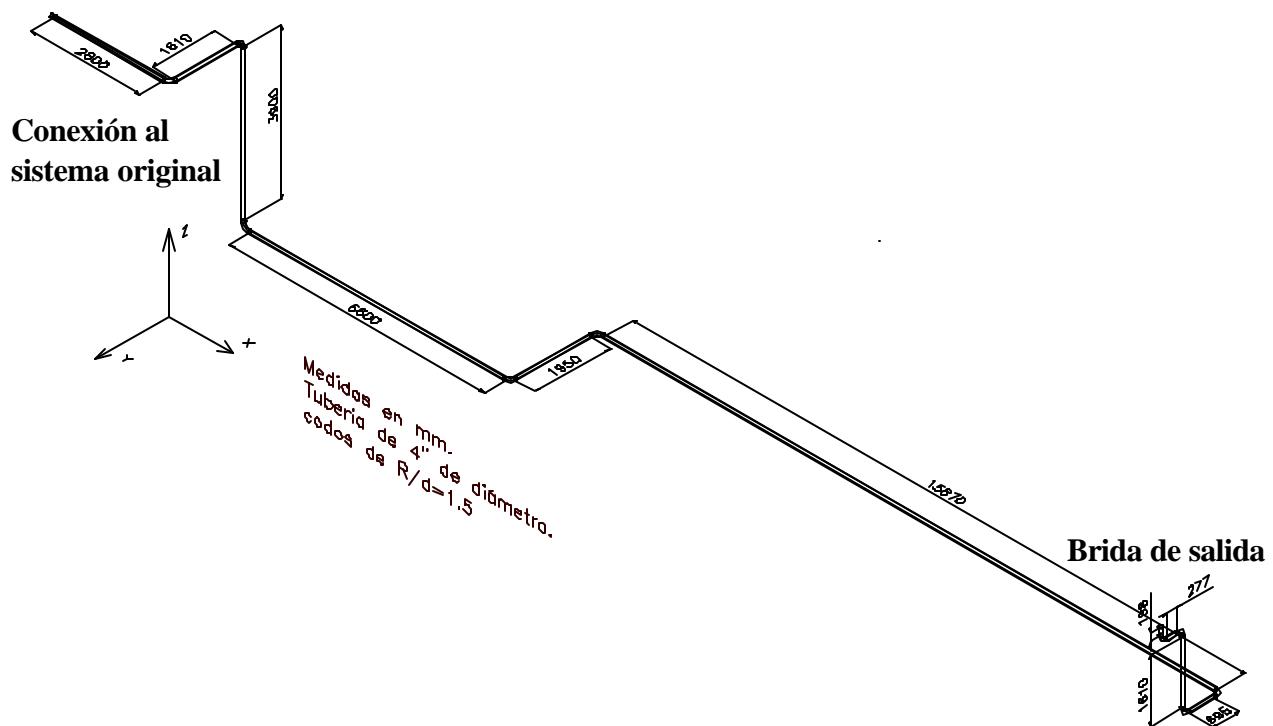


Figura 4.3 Tramo de tubería de retorno del intercambiador al sistema original

Atendiendo a los requerimientos de ubicación de los radiadores se ha planteado la nueva ruta de tuberías que consta de un tramo que parte de la conexión del sistema original sale de la unidad y llega hasta la brida de entrada del intercambiador, esta ruta se presenta esquematizada para ayudar a los cálculos en la figura 4.2, y otro tramo de retorno que parte desde la brida de salida del intercambiador Agua-Aire hasta la conexión con el sistema original esquematizado en la figura 4.3 (Ver *plano PFGC-004 “Isometría del nuevo tramo de tubería”*).

4.6 CÁLCULO HIDRÁULICO DE LAS TUBERÍAS DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO

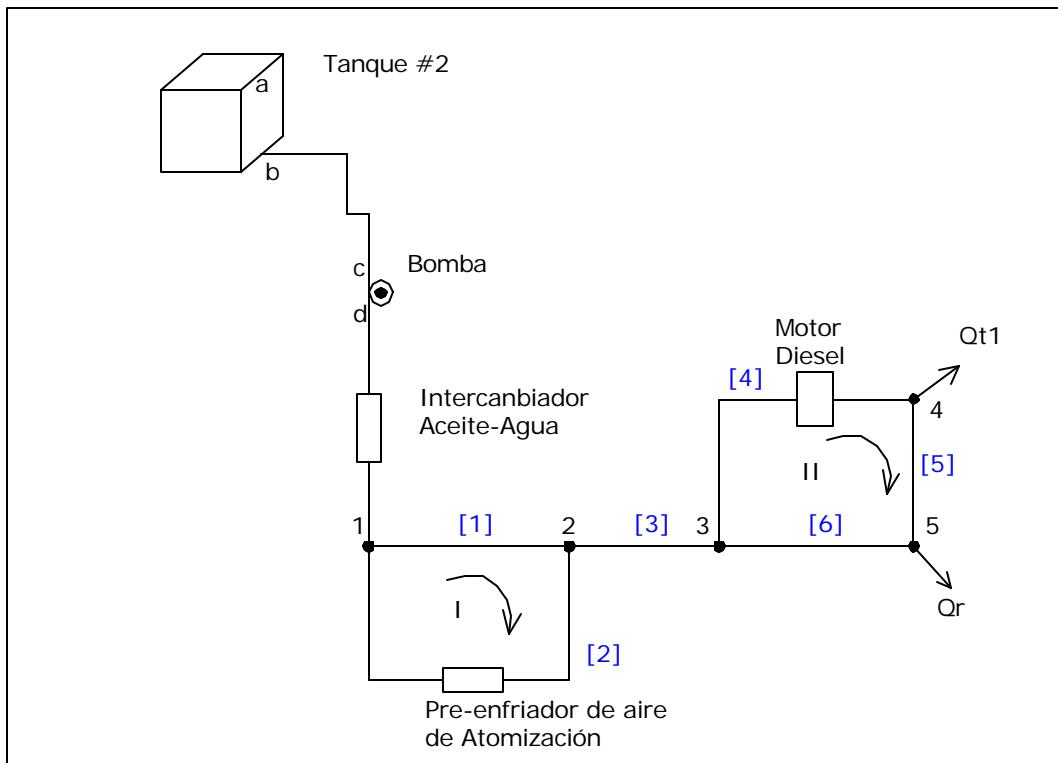
A continuación se realizará el estudio hidráulico de la pequeña red cerrada que conforma el sistema de enfriamiento del aceite de lubricación; este consta de la aplicación del método de Hardy-Cross con corrección de caudales expuesto previamente en el capítulo II, a su vez se aplica la ecuación de Bernoulli para definir el flujo de entrada al sistema y la altura o carga de presión en el nodo 1 de la red para dar paso al método iterativo que determinará los caudales y las cargas de presión en los nodos restantes.

4.6.1 Determinación de las redes que conforman el sistema

De la figura 3.2 en el capítulo anterior, se puede realizar un esquema representativo de los circuitos que conforman la red de tuberías que se analizará en este punto. Este sistema se resume en dos circuitos y cinco nodos, tal como se muestra en la figura 4.4; en ésta se puede observar el sentido de recorrido asumido para la aplicación del método numérico seleccionado para su solución (Hardy-Cross). Cabe destacar que en el esquema se omiten los accesorios como válvulas y codos, pero estos son tomados en cuenta a la hora de realizar los cálculos.

Tal como se mencionó en la figura 4.4 se notan los dos circuitos que constituyen la red, en la que se tiene una entrada de flujo en el nodo 1, y dos salidas en los nodos 4 y 5 que

proporcionan los caudales Q_r y Q_{t1} que son el caudal del radiador y el caudal que va al tanque # 1 respectivamente.



Esquema de la red de tubería del sistema de enfriamiento

Figura 4.4

De las mediciones realizadas en planta, se tiene que la bomba que se encuentra operando en la unidad # 1 al igual que la que opera en la unidad # 2, la presión de descarga para cada una es de 74,5 psig aproximadamente, según los registros de operación de la planta.

De la curva característica de la bomba se obtiene el punto de trabajo de la misma; con ello se puede calcular las pérdidas en el tramo a-1 de la figura 4.4.

Características del tramo a-1:

- .- Longitud total: 12.685 m
- .- Presión de descarga de la bomba: $P_p = 513659,41 \text{ Pa}$ (74,5 Psig)
- .- $Q_{\text{bomba}}: 0,02807514 \text{ m}^3/\text{s}$ (445 GPM) obtenido de la curva de la bomba (Anexo B)

- .- Caída de presión en el intercambiador Aceite-agua: $h_i = 172368,93 \text{ Pa}$ (25 psig)
- .- Codos estándar: 8
- .- Válvula de globo: 1
- .- Diferencia de cota: $\Delta Z_{a-1} = 3.71 \text{ m}$
- .- Diámetro nominal de la tubería: 0.1016 m (4 in)
- .- Material de la tubería: Hierro fundido.

Aplicando la ecuación de Bernoulli (2.38), con las pérdidas entre los puntos 1 y a tenemos:

$$H_a - H_1 = \left(\frac{P_a}{g} + \frac{\bar{V}_a^2}{2g} + Z_a \right) - \left(\frac{P_1}{g} + \frac{\bar{V}_1^2}{2g} + Z_1 \right) = \sum h_m + h_l - h_p$$

Tomando como presión manométricas $P_a = 0$ y como nivel de referencia el nodo 1 $Z_1 = 0$

La velocidad en el punto a es despreciable $\bar{V}_a = 0$

$$H_a - H_1 = Z_a - \left(\frac{P_1}{g} + \frac{\bar{V}_1^2}{2g} \right) = \sum h_m + h_l - h_p \quad (4.1)$$

- .- Cálculo de la velocidad en el punto 1.

Por tener la tubería en operación aproximadamente 20 años de servicio, se toma una disminución del área del 20% para los cálculos de velocidad, es decir $A = 0.8 \cdot A_N$, donde A es el área efectiva para el cálculo y A_N es el área transversal nominal de la tubería.

$$A = 0.8 \times \frac{\mathbf{p} \cdot D^2}{4} \quad \Rightarrow \quad A = 0.8 \times \frac{\mathbf{p} \cdot (0,1016 \text{ m})^2}{4} \quad \Rightarrow \quad A = 0,0064858557 \text{ m}^2$$

$$\bar{V}_1 = \frac{Q}{A} \quad \Rightarrow \quad \bar{V}_1 = \frac{0,02807514 \text{ m}^3 / \text{s}}{0,0064858557 \text{ m}^2} \quad \Rightarrow \quad \bar{V}_1 = 4,32867 \text{ m/s}$$

.- Cálculo del número de Reynolds (Re)^{*} en la tubería

$$Re = \frac{\bar{V} \cdot D}{\eta} \Rightarrow Re = \frac{4,32867 \text{ m} / \text{s} \times 0,1016 \text{ m}}{0,661 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}} \Rightarrow Re = 665344,74$$

*Por conveniencia se toma la notación Re para distinguirlo de NR, usado en el diseño del intercambiador.

Para tuberías de hierro fundido y con un tiempo de operación mayor de 20 años según los manuales de la Crane (Anexo B), se obtiene la rugosidad absoluta e , a la que se suma un 20% por efecto del uso durante 20 años.

$$e = (1 + 0,2)(2,591 \times 10^{-4}) \text{ m} \Rightarrow e = 3,109 \times 10^{-4} \text{ m}$$

.- Cálculo del factor de fricción (f). Aplicando la ecuación de Colebrook (2.45)

$$\frac{1}{f^{0.5}} = -2,01 \cdot \log \left(\frac{e/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re \cdot f^{0.5}} \right) \Rightarrow$$

$$\frac{1}{f^{0.5}} = -2,01 \cdot \log \left(\frac{3,109 \times 10^{-4} \text{ m} / 0,1016 \text{ m}}{3,7} + \frac{2,51}{665344,74 \cdot f^{0.5}} \right) \Rightarrow f = 2,625 \times 10^{-2}$$

Como las pérdidas por fricción h_l y las pérdidas menores debida a los accesorios h_m se pueden expresar en función de la velocidad del fluido tenemos:

$$h_{lm} = k \frac{V^2}{2g} \quad (\text{ecuación 2.46}) \quad h_l = f \frac{l_c}{D} \frac{V^2}{2g} \quad (\text{ecuación 2.46 a})$$

Para los accesorios (válvulas, codos, etc.) se obtienen los coeficientes de pérdida k de la tabla B.8 del anexo B extraídas del manual de la Crane :

$$\text{.- Codos (x 8)} = (0,51) \times 8 = 4,08$$

$$\text{.- Válvula de globo (x 1)} = 5,8$$

$$\sum h_{lm} = \sum k \times \frac{V^2}{2g} \Rightarrow (4,08 + 5,8) \times \frac{(4,32867)^2 m^2 / s^2}{2 \cdot 9,81 m / s^2} \Rightarrow \sum h_{lm} = 9,4355423 m$$

Sustituyendo f , l_c , D , V_1 y g en 2.46 a, se tiene:

$$h_l = 2,625 \times 10^{-2} \cdot \frac{12,685 m}{0,1016 m} \cdot \frac{(4,32867 m / s)^2}{2 \cdot 9,81 m / s^2} \Rightarrow h_l = 3,131 m$$

Pérdida en mecanismos (Bomba e intercambiador de calor)

$$h_p = \frac{\mathbf{DP}_{inter}}{\mathbf{g}} - \frac{\mathbf{DP}_{bomba}}{\mathbf{g}} \Rightarrow h_p = \frac{513659,41 Pa}{9733 N / m^3} - \frac{172368 Pa}{9733 N / m^3} \Rightarrow h_p = 35,0695 m$$

se despeja de la ecuación 4.1 y se obtiene que:

$$H_1 = 3,71 m - 3,131 m - 9,435543 m + 35,0695 m \Rightarrow H_1 = 26,2129 m$$

Como

$$H_1 = \left(\frac{P_1}{\mathbf{g}} + \frac{\bar{V}_1^2}{2g} \right) \Rightarrow \frac{P_1}{\mathbf{g}} = H_1 - \frac{\bar{V}_1^2}{2g}$$

$$\frac{P_1}{\mathbf{g}} = 26,2129 m - \frac{(4,32867 m / s)^2}{2 \cdot 9,81 m / s^2} \Rightarrow \frac{P_1}{\mathbf{g}} = 25,2578 m$$

Ahora conociendo la carga de presión en el nodo 1 y el flujo que entra al mismo se tienen que plantear las ecuaciones de continuidad en los nodos y las ecuaciones de sumatoria de pérdidas en los circuitos para así aplicar el método de Hardy-Cross con corrección de caudales por medio de una hoja de cálculo en el programa EXCEL, al mismo tiempo se conocen todos los datos geométricos del sistema de tuberías esquematizado en la figura 4.2, los cuales se reflejan en tabla 4.7 que se presenta a continuación:

Tubería	Longitud (m)	Codos 90°	Válvula de globo	Válvula de mariposa	Válvula check	Perdida localizada (k')	Tee
[1]	0,48	3	-	-	-	20 (VPR)	-
[2]	0,92	2	-	-	-	25(PAA)	-
[3]	4,44	3	-	-	-	-	-
[4]	9,036	12	2	3	-	25 (MD) 20 (VPR)	1
[5]	0,66	2	1	-	-	-	-
[6]	0,74	-	-	-	1	-	-

ABREVIATURAS: VPR: Válvula reguladora de presión

PAA: Pre-enfriador de aires de atomización

MD: Motor diesel

Tabla 4.7 Accesos y geometría de las tuberías en los circuitos

Planteamiento de las ecuaciones de continuidad en los nodos y sumatoria de pérdidas en los circuitos:

Para el Nodo 1

$$Q_1 + Q_2 = 0,02807514 \frac{m^3}{s}$$

Para el nodo 2

$$Q_1 + Q_2 = Q_3 = 0,02807514 \frac{m^3}{s}$$

Para el Nodo 3

$$Q_4 + Q_6 = Q_3 = 0,02807514 \frac{m^3}{s}$$

Para el Nodo 5

$$Q_5 - Q_6 = -0,0252361 \frac{m^3}{s}$$

Ecuaciones de sumatoria de perdidas en los Circuitos:

Para el Circuito I

$$h_l + \sum h_m = \frac{Q_1^2}{2 \cdot A^2 \cdot g} \cdot \left(f \cdot \frac{l_1}{D} + 3 \cdot 0,51 + 20 \right) - \frac{Q_2^2}{2 \cdot A^2 \cdot g} \cdot \left(25 + 2 \cdot 0,51 + f \cdot \frac{l_2}{D} \right)$$

Para el Circuito II

$$h_l + \sum h_m = \frac{Q_4^2}{2 \cdot A^2 \cdot g} \cdot \left(f \cdot \left(\frac{l_4}{D} + 20 \right) + 12 \cdot 0,51 + 3 \cdot 0,77 + 25 + 5,8 \right) - \frac{Q_5^2}{2 \cdot A^2 \cdot g} \cdot \left(f \cdot \frac{l_5}{D} + 2 \cdot 0,51 \right) \\ - \frac{Q_6^2}{2 \cdot A^2 \cdot g} \cdot \left(f \cdot \frac{l_6}{D} + 1,7 \right)$$

Los resultados completos de la aplicación del método de Hardy-Cross están asentados en la tabla B.9 (Anexo B), a continuación se muestra una síntesis de los resultados obtenidos aplicando el método de Hardy-Cross en la tabla 4.8 :

Caudal m ³ /s	Velocidad m/s	f
Q1=0,014686477	V1=2,264380117	0,0268302
Q2=0,013388662	V2=2,064281282	0,0268744
Q3=0,02807514	V3=4,32867	0,0263166
Q4=0,001577217	V4=0,243177394	0,0297845
Q5=0,001261842	V5=0,19455241	0,0304600
Q6=0,026497922	V6=4,085484005	0,0266188

Tabla 4.8 Caudales obtenidos del método de Hardy-Cross.

Conociendo los caudales que pasan por todas las tuberías se determina la carga de presión para el nodo 5 aplicando la ecuación de Bernoulli entre el nodo 1 y 5 por una ruta de la red planteada en la figura 4.2.

$$\left(\frac{P_5}{g} + \frac{\bar{V}_5^2}{2g} + Z_5 \right) = \left(\frac{P_1}{g} + \frac{\bar{V}_1^2}{2g} + Z_1 \right) - (\sum h_m + h_l)$$

Ahora:

$$H_5 = \frac{P_5}{g} + \frac{\bar{V}_5^2}{2g} ; \quad H_1 = \frac{P_1}{g} + \frac{\bar{V}_1^2}{2g}$$

Introduciendo estos términos en la ecuación de la energía y despejando H_5 se tiene que:

$$H_5 = H_1 + (Z_1 - Z_5) - (\sum h_m + h_l)$$

.-Las perdidas menores por accesorios son:

$$\sum h_{m1-5} = \frac{V_1^2}{2 \cdot g} \cdot (3 \cdot K_{codo} + 20) + \frac{V_3^2}{2 \cdot g} \cdot (3 \cdot K_{codo}) + \frac{V_6^2}{2 \cdot g} \cdot (K_{val.Check})$$

$$\sum h_{m1-5} = \frac{(2,26438011 m/s)^2}{2 \cdot 9,80665 m/s^2} \cdot (3 \cdot 0,51 + 20) + \frac{(4,32867 m/s)^2}{2 \cdot 9,80665 m/s^2} \cdot (3 \cdot 0,51) + \frac{(4,085484 m/s)^2}{2 \cdot 9,80665 m/s^2} \cdot (1,7)$$

$$\Rightarrow \sum h_{m1-5} = 8,54 m$$

Las perdidas por fricción son:

$$\sum h l_{1-5} = \frac{V_1^2}{2 \cdot g} \cdot f_1 \cdot \frac{l_1}{D} + \frac{V_3^2}{2 \cdot g} \cdot f_3 \cdot \frac{l_3}{D} + \frac{V_6^2}{2 \cdot g} \cdot f_6 \cdot \frac{l_{61}}{D}$$

$$\sum hl_{1-5} = \frac{(2,26438011 m/s)^2}{2 \cdot 9,80665 m/s^2} \cdot 0,02683 \cdot \frac{0,48m}{0,1016m} + \frac{(4,32867 m/s)^2}{2 \cdot 9,80665 m/s^2} \cdot 0,0263166 \cdot \frac{4,44m}{0,1016} + \frac{(4,085484 m/s)^2}{2 \cdot 9,80665 m/s^2} \cdot 0,0266188 \cdot \frac{0,74m}{0,1016m}$$

$$\Rightarrow \sum hl_{1-5} = 1,2974m$$

.- Calculo de la carga de presión en el nodo 5

$$H_5 = 26,2129 m + (0 - 2,03 m) - (8,54 m + 1,2974 m) \Rightarrow H_5 = 14,346m$$

Aplicando la ecuación de Bernoulli entre el nodo 5 y 4 se tiene:

$$H_5 = H_1 + (Z_1 - Z_5) - (\sum h_m + h_l)$$

Las perdidas menores por accesorios son:

$$\sum h_{m5-4} = \frac{V_5^2}{2 \cdot g} \cdot (2 \cdot K_{codo}) \Rightarrow \sum h_{m5-4} = \frac{(0,19455241 m/s)^2}{2 \cdot 9,80665 m/s^2} \cdot (2 \cdot 0,51)$$

$$\Rightarrow \sum hl_{5-4} = 3,8185 \times 10^{-4} m$$

Las perdidas por fricción son:

$$\sum hl_{5-4} = \frac{V_5^2}{2 \cdot g} \cdot f_5 \cdot \frac{l_5}{D} \Rightarrow \sum hl_{5-4} = \frac{(0,19455241 m/s)^2}{2 \cdot 9,80665 m/s^2} \cdot 0,03046 \cdot \frac{0,66m}{0,1016m}$$

$$\Rightarrow \sum hl_{5-4} = 1,090738 \times 10^{-2}$$

.- Calculo de la carga de presión en el nodo 4

$$H_5 = 14,346m + (2,03m - 2,17m) - (1,96844 \times 10^{-3} m + 3,8185 \times 10^{-4} m)$$

$$\Rightarrow H_4 = 14,204m$$

Para finalizar el calculo hidráulico de las tuberías del sistema se evalúa la necesidad de incorporación de una bomba adicional al sistema, la sustitución o reparación de la bomba actual, para que cumpla con los requerimientos de la caída de presión en el intercambiador, las pérdidas menores por accesorios y las pérdidas por fricción de los tramos de tuberías planteados en la figura 4.2 y 4.3 utilizados en la ubicación de los ICEA.

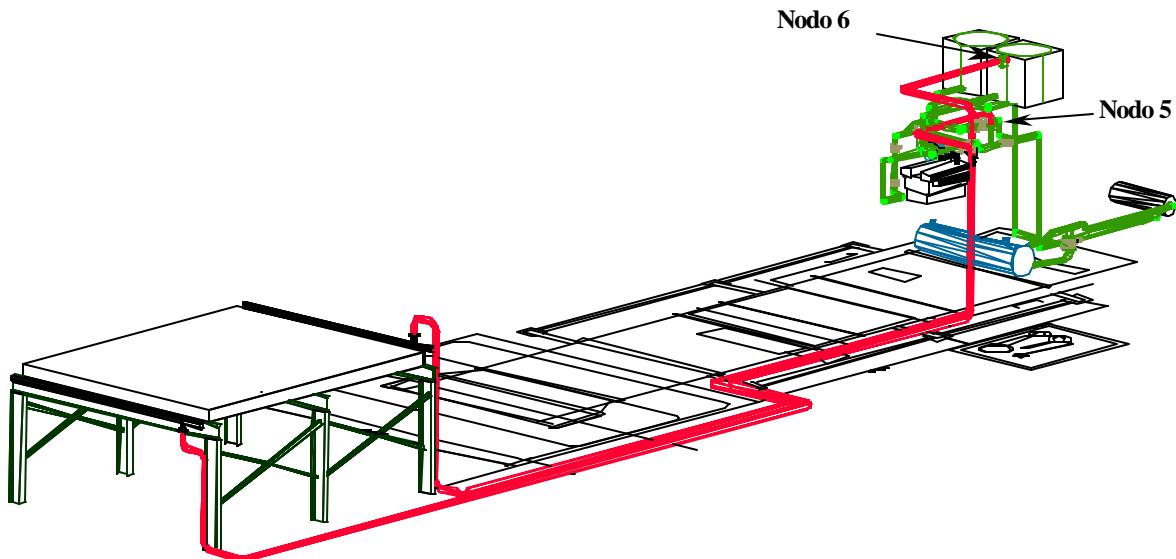


Figura 4.5 Recorrido del nuevo tramo de tubería

En la figura 4.5 se presenta el montaje del intercambiador y la tubería de conexión al sistema original, basándose en los nodos 5 y 6 que representan las conexiones de salida y entrada al sistema respectivamente, se aplica la ecuación de bernoulli particularizada a este sistema con la adición de la carga de la bomba que se desea obtener con el fin de verificar la necesidad de instalación anteriormente planteada.

Aplicación de la ecuación de bernoulli entre los nodos 5 y 6:

$$\left(\frac{P_6}{g} + \frac{V_6^2}{2g} + Z_6 \right) = \left(\frac{P_5}{g} + \frac{V_5^2}{2g} + Z_5 \right) + h_p - (\sum h_m + h_l) - DP_{winter}$$

La descarga al tanque #1 se realiza a la atmósfera, por ello como se toman presiones manométricas para efectuar los cálculos, $P_6 \approx 0$

Las perdidas menores por accesorios son:

$$\sum h_{m5-6} = \frac{V_5^2}{2 \cdot g} \cdot (\sum K_{menores})$$

Se tienen los siguientes valores de coeficientes para accesorios y perdidas localizadas (Anexo B tabla B.8):

Accesorio o pérdida localizada	Cantidad	$K_{menores}$
Válvula mariposa	2	1,7
Codos a 90° estándar	19	0,51
Coeficiente de entrada	2	0,78
Coeficiente de salida	1	1

.- Velocidad por las tuberías

El caudal manejado por el intercambiador fue determinado por los manuales de operación y era de $Q = 0,0252361 m^3/s$ (400 GPM) por lo tanto la velocidad en las tuberías es la misma debido a que el diámetro y el material de las tuberías es idéntico, el material a utilizar es hierro fundido, de diámetro interno de 0,1016 mm (4 pulg) cuya rugosidad absoluta “e” es de $2,591 \times 10^{-4} m$

$$V_5 = \frac{Q}{A} \quad \Rightarrow \quad V_5 = \frac{0,0252361 m^3 / s}{\frac{\pi \cdot (0,1016 m)^2}{4}} \quad \Rightarrow \quad V_5 = 3,112752 m / s$$

Sustituyendo los coeficientes de perdida y la velocidad del agua en la tubería se calcula las perdidas menores:

$$\sum h_{m5-6} = \frac{(3,112752 m / s)^2}{2 \cdot 9,80665 m / s^2} \cdot (19 \cdot 0,51 + 2 \cdot 0,77 + 2 \cdot 0,78 + 1) \quad \Rightarrow \quad \sum h_{m5-6} = 6,81244 m$$

.-Las perdidas por fricción son:

$$\sum hl_{5-6} = \frac{V^2}{2 \cdot g} \cdot f \cdot \frac{l_{total}}{D}$$

la longitud total desarrollada de los tramos de tuberías se determina sumando las longitudes de tramos rectos de las figuras 4.2 y 4.3 obteniéndose:

$$l_{total} = l_{tramo1} + l_{tramo2}$$

$$l_{tramo1} = (0,098 + 1,9 + 1,2 + 3 + 7,1 + 1,95 + 9,1 + 0,45 + 2,95 + 0,277 + 0,198)m \Rightarrow l_{tramo1} = 28,223m$$

$$l_{tramo2} = (2,8 + 1,61 + 3,9 + 6,6 + 1,95 + 15,87 + 0,695 + 1,61 + 0,277 + 0,198)m \Rightarrow l_{tramo2} = 35,51m$$

$$l_{total} = 28,223m + 35,51m \Rightarrow l_{total} = 63,733m$$

.- Cálculo del número de Reynolds (Re) en la tubería

$$Re = \frac{\bar{V} \cdot D}{\eta} \Rightarrow Re = \frac{3,112752 \text{ m/s} \times 0,1016 \text{ m}}{0,661 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}} \Rightarrow Re = 478450$$

.- Cálculo del factor de fricción (f). Aplicando la ecuación de Colebrook (2.45)

$$\frac{1}{f^{0.5}} = -2,01 \cdot \log \left(\frac{e/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re \cdot f^{0.5}} \right) \Rightarrow$$

$$\frac{1}{f^{0.5}} = -2,01 \cdot \log \left(\frac{2,591 \times 10^{-4} \text{ m} / 0,1016 \text{ m}}{3,7} + \frac{2,51}{478450 \cdot f^{0.5}} \right) \Rightarrow f = 2,5084 \times 10^{-2}$$

sustituyendo en la ecuación de perdidas por fricción:

$$\sum hl_{5-6} = \frac{(3,112752 m/s)^2}{2 \cdot 9,80665 m/s^2} \cdot 2,5084 \times 10^{-2} \cdot \frac{63,733 m}{0,1016 m} \Rightarrow \sum hl_{5-6} = 7,773 m$$

se despeja la carga de la bomba h_p de la ecuación de bernoulli aplicada anteriormente para determinar esta carga mínima que debe proporcionar la bomba:

$$h_p = \left(\frac{P_6}{g} + \frac{V_6^2}{2g} + Z_6 \right) - \left(\frac{P_5}{g} + \frac{V_5^2}{2g} + Z_5 \right) + (\sum h_m + h_l) + DP_{winter}$$

como anteriormente se determino H_5 y $P_6 \approx 0$ se tiene que:

$$h_p = \left(\frac{V_6^2}{2g} + Z_6 \right) - (H_5 + Z_5) + (\sum h_m + h_l) + DP_{winter}$$

sustituyendo todos los valores:

$$h_p = \left(\frac{(3,112752 m/s)^2}{2 \cdot 9,80665 m/s^2} + 3,62 m \right) - (14,204 m + 2,03 m) + (6,8124 m + 7,773 m) + 6,2057 m \Rightarrow h_p = 8,6711 m$$

4.7 Cálculos de verificación para la flexibilidad de las tuberías:

Atendiendo a los requerimientos de ubicación de los radiadores se ha planteado la nueva ruta de tuberías que consta de un tramo que parte de la conexión del sistema original sale de la unidad y llega hasta la brida de entrada del intercambiador, esta ruta se presenta esquematizada para ayudar a los cálculos en la figura 4.3, y otro tramo de retorno que parte desde la brida de salida del intercambiador Agua-Aire hasta la conexión con el sistema

original esquematizado en la figura 4.4, en donde están los datos geométricos pertinentes para aplicar la ecuación 2.56 extraída del "**Código ANSI B31.1**"

$$\frac{DY}{(L-U)^2} \leq 208.3 \quad (2.56)$$

$$Y = [(e \cdot Lx)^2 + (e \cdot Ly)^2 + (e \cdot Lz)^2]^{1/2} \quad (2.56 \text{ a})$$

Aplicando la ecuación 2.56 para ambos tramos tenemos:

4.7.1 Tramo de Tubería del Sistema Original a la Brida de Entrada del Intercambiador figura 4.3

$$D = 4'' = 101,6 \text{ mm}$$

Y = resultante de la dilatación térmica y de los desplazamientos de los anclajes (mm)

$$U = \sqrt{(Lx)^2 + (Ly)^2 + (Lz)^2} \quad 4.2$$

Donde:

Lx, Ly, Lz = proyecciones de las longitudes de la línea en los ejes correspondientes (m). Se miden a partir del eje de coordenadas colocado en la conexión al sistema original:

$$Lx = 1,9 \text{ m} + 7,1 \text{ m} + 9,1 \text{ m}$$

$$Lx = 18,1 \text{ m}$$

$$Ly = -1,2 \text{ m} - 1,95 \text{ m} + 0,45 \text{ m} + 0,277 \text{ m}$$

$$Ly = -2,423 \text{ m}$$

$$Lz = 0,098 \text{ m} - 3 \text{ m} + 2,95 \text{ m} - 0,198 \text{ m}$$

$$Lz = -0,15 \text{ m}$$

Sustituyendo en 4.2

$$U = \sqrt{(18,1m)^2 + (-2,423m)^2 + (-0,15m)^2} = 18,262 \text{ m}$$

$$L = 0,098m + 1,9m + 1,2m + 3m + 7,1m + 1,950m + 9,1m + 0,45m + 2,95m + 0,277m + 0,198m$$

$$L = 28,223 \text{ m}$$

e = dilatación térmica unitaria (mm/m).

Es extraídas del Anexo B para un material de la tubería **fundición de hierro gris** para la temperatura de operación de 76°C, interpolando de la tabla:

$$e(21^\circ\text{C})=0$$

$$e(93^\circ\text{C})=0,75 \text{ mm/m}$$

$$e(76^\circ\text{C}) = \frac{e(93^\circ\text{C}) - e(21^\circ\text{C})}{93^\circ\text{C} - 21^\circ\text{C}} * (76^\circ\text{C} - 21^\circ\text{C}) + e(21^\circ\text{C})$$

$$e(76^\circ\text{C}) = \frac{0,75 \text{ mm/m} - 0 \text{ mm/m}}{93^\circ\text{C} - 21^\circ\text{C}} * (76^\circ\text{C} - 21^\circ\text{C}) + 0$$

$$e(76^\circ\text{C}) = 0,573 \text{ mm/m}$$

Sustituyendo en 2.56a

$$Y = [(0,573 \text{ mm/m} \cdot 18,1m)^2 + (0,573 \text{ mm/m} \cdot -2,423m)^2 + (0,573 \text{ mm/m} \cdot -0,15m)^2]^{1/2}$$

$$Y = 10,464 \text{ m}$$

Sustituyendo en la ecuación 2.56 tenemos:

$$\frac{DY}{(L-U)^2} = \frac{101,6 * 10,464}{(28,223 + 18,262)^2} = 10,715$$

como:

$$\frac{DY}{(L-U)^2} = 10,715 \leq 208,3 \quad \text{Resulta ser bastante menor se cumple con el criterio}$$

empírico de flexibilidad este resultado era esperado ya que la temperatura de operación de la tubería es en comparación con operaciones de vapor a alta presión muy baja y la dilatación de la tubería no influye significativamente para provocar esfuerzos que afecten la flexibilidad.

4.7.2 Tramo de Tubería de Retorno del Intercambiador al Sistema Original

figura 4.4

$$D = 4'' = 101.6 \text{ mm}$$

Y = resultante de la dilatación térmica y de los desplazamientos de los anclajes (mm)

$$Lx = 2,8 \text{ m} + 6,6 \text{ m} + 15,87 \text{ m}$$

$$Lx = 25,27 \text{ m}$$

$$Ly = -1,61 \text{ m} - 1,95 \text{ m} + 0,695 \text{ m} + 0,277 \text{ m}$$

$$Ly = -2,588 \text{ m}$$

$$Lz = -3,9 \text{ m} + 1,61 \text{ m} + 0,198 \text{ m}$$

$$Lz = -2,092 \text{ m}$$

Sustituyendo en 4.2

$$U = \sqrt{(25,27 \text{ m})^2 + (-2,588 \text{ m})^2 + (-2,092 \text{ m})^2} = 25,488 \text{ m}$$

$$L = 2,8 \text{ m} + 1,61 \text{ m} + 3,9 \text{ m} + 6,6 \text{ m} + 1,95 \text{ m} + 15,87 \text{ m} + 0,695 \text{ m} + 1,61 \text{ m} + 0,277 \text{ m} + 0,198 \text{ m}$$

$$L = 35,51 \text{ m}$$

e = dilatación térmica unitaria (mm/m).

Es extraídas del Anexo B para un material de la tubería **fundición de hierro gris** para la temperatura de operación de 49°C, interpolando de la tabla:

$$e(21^\circ\text{C})=0$$

$$e(93^\circ\text{C})=0,75 \text{ mm/m}$$

$$e(49^\circ\text{C})=\frac{e(93^\circ\text{C})-e(21^\circ\text{C})}{93^\circ\text{C}-21^\circ\text{C}}*(49^\circ\text{C}-21^\circ\text{C})+e(21^\circ\text{C})$$

$$e(49^\circ\text{C})=\frac{0,75 \text{ mm/m} - 0 \text{ mm/m}}{93^\circ\text{C} - 21^\circ\text{C}}*(49^\circ\text{C}-21^\circ\text{C})+0$$

$$e(49^\circ\text{C})=0,292 \text{ mm/m}$$

Sustituyendo en 2.56a

$$Y = \left[(0,292 \text{ mm/m} \cdot 25,27 \text{ m})^2 + (0,292 \text{ mm/m} \cdot -2,588 \text{ m})^2 + (0,292 \text{ mm/m} \cdot -2,092 \text{ m})^2 \right]^{1/2}$$

$$Y = 7,443 \text{ m}$$

Sustituyendo en la ecuación 2.56 tenemos:

$$\frac{DY}{(L-U)^2} = \frac{101,6 * 7,443}{(35,51 - 25,488)^2} = 7,5289$$

como:

$$\frac{DY}{(L-U)^2} = 7,5289 \leq 208,3 \quad \text{Al igual que el tramo anterior la relación calculada resulta}$$

ser bastante menor y se cumple con el criterio empírico de flexibilidad este resultado era esperado ya que la temperatura de operación de la tubería baja por efecto del enfriamiento del agua.

4.8 ESPECIFICACIONES DE LOS EQUIPOS SELECCIONADOS

Para finalizar este capítulo se presentan las especificaciones más importantes de los equipos seleccionados, tal como son, el intercambiador de calor Agua-Aire, los ventiladores y los motores eléctricos para el accionamiento de los mismos.

4.8.1 Especificaciones del intercambiador Agua-Aire

4.8.1.1 Características térmicas referentes al diseño

- ✓ Temperatura de entrada del agua: $T_{W,i} = 75^{\circ}\text{C}$
- ✓ Temperatura de salida del agua: $T_{W,o} = 48,3^{\circ}\text{C}$
- ✓ Temperatura de entrada del aire: $T_{a,i} = 40^{\circ}\text{C}$
- ✓ Temperatura del aire a la salida: $T_{a,o} = 54,61^{\circ}\text{C}$
- ✓ Eficiencia del intercambiador de calor: $e = 75,19\%$
- ✓ Caudal de agua: $V_W = 0.0252361 \text{ m}^3/\text{s}$ (400 GPM)
- ✓ Caudal de aire: $V_a = 177,074 \text{ m}^3/\text{s}$ (375.199 CFM)
- ✓ Calor mínimo disipado: $q = 2803,15 \text{ Kw}$
- ✓ Coeficiente global de transferencia da calor: $U = 61,8 \text{ w/m}^2 \text{ K}$

4.8.1.2 Características físicas del intercambiador

- ✓ Número de filas de tubos: $N_f = 7$
- ✓ Número de tubos por fila: $N^oT_f = 124$
- ✓ Número de tubos totales: $N^oT_t = 868$
- ✓ Longitud de los tubos: $L_{tub} = 6,1 \text{ m}$
- ✓ Diámetro nominal de los tubos: $D = 19,05 \text{ mm}$ (3/4 pulgada) BWG12
- ✓ Material de los tubos: Cobre tipo “k”
- ✓ Número de aletas por metro de tubería: $N^oal = 365,3 \text{ 1/m}$
- ✓ Diámetro de las aletas (helicoidales): $37,16 \text{ mm}$ (1,463 pulg.)
- ✓ Material de las aletas: Aluminio común
- ✓ 2 colectores de agua de 127 mm de diámetro (5 pulg.)
- ✓ Material de los colectores: Acero al carbono

4.8.2 Características principales de los ventiladores

- ✓ Número de ventiladores: Cuatro (4) ventiladores venaxiales
- ✓ Marca: “Metal Blower” modelo SERIE 147-B Tamaño 72-D5-870
- ✓ Tipo de tiro: Forzado
- ✓ Caudal mínimo de aire por ventilador: 44,267 m³/s (93797,94 CFM)
- ✓ Velocidad de giro: 870 r.p.m
- ✓ Potencia al freno (BHP): 19 Hp
- ✓ Presión estática: 0,2 in H₂O
- ✓ Presión de velocidad: 0,7 in H₂O
- ✓ Tamaño de la hélice: 1,83 m (72 pulgadas)
- ✓ Material de la hélice: Aluminio 3003-H14
- ✓ Tipo de transmisión: Por correas y poleas en V

4.8.3 Características generales de los motores

- ✓ Marca “Eberle”
- ✓ Potencia: 20Hp de corriente trifásica
- ✓ Voltaje: 220-440 Voltios a 60 Hz
- ✓ Velocidad de giro: 1750 r.p.m

Peso total aproximado del conjunto motor-ventilador: 300 Kg.

CAPÍTULO V

ANÁLISIS ECONÓMICO

5. ANÁLISIS ECONÓMICO

5.1 GENERALIDADES

En este capítulo se analizarán las relaciones de interés y tiempo-dinero, como aspectos esenciales que permitirán responder si con el tiempo una inversión de capital se puede recuperar mediante ingresos o ahorros. A su vez se exponen los métodos de Valor Presente (VP), Valor Futuro (VF), Valor Anual (VA) y de Tasa Interna de Rendimiento (TIR) para usar posteriormente estos cuatro métodos en la evaluación de la rentabilidad económica de la alternativa seleccionada para el mejoramiento del sistema de agua de enfriamiento y determinar si es rentable o no para la empresa.

5.2 DETERMINACIÓN DE LA TASA DE RETORNO MÍNIMA ATRACTIVA

La tasa de retorno mínima atractiva (TREMA) es una cuestión de política que decide el administrador principal de una organización de acuerdo con ciertas consideraciones. Entre las que se destacan las siguientes:

1. La cantidad de dinero disponible para la inversión, y la fuente y costo de estos fondos (es decir, fondos propios o fondos tomados en préstamo)
2. Número de buenos proyectos disponibles para inversión y su propósito (es decir, si sostienen las operaciones presentes y son esenciales, o amplían las operaciones presentes y son electivos)
3. La cantidad de riesgos percibidos, asociados con oportunidades de inversión disponibles para la empresa, y el costo estimado de administrar proyectos.
4. Tipo de organización de que se trata (es decir, gubernamental, de servicio público, o industria de competencia)

En teoría la TREMA, también se denomina *tasa obstáculo*, y se elige para maximizar el bienestar económico de una organización, sujetándose a las consideraciones anteriores. La TREMA se ve afectada por el racionamiento de capital, que existe cuando la administración decide limitar el monto total de capital que se invierte. Esta situación puede surgir cuando el monto de capital disponible es insuficiente para desarrollar todas las oportunidades atractivas de inversión.

5.3 MÉTODOS PARA EVALUAR LA RENTABILIDAD ECONÓMICA DE UN PROYECTO.

A continuación se sintetizan cuatro métodos que permiten evaluar la rentabilidad de una inversión para un proyecto. Es importante destacar que los resultados obtenidos al realizar cada análisis no serán necesariamente iguales entre sí, pero si formarán una banda de rentabilidad en la que se ubique el proyecto. Es muy posible que si alguno de los métodos da como resultado una rentabilidad negativa, algún otro pueda predicar que el proyecto no es rentable, por ello la importancia de analizar los cinco métodos más comunes en este tipo de problema para asegurar que el proyecto tenga una banda de renta positiva.

Los métodos a utilizar son:

- .- Valor presente (VP)
- .- Valor futuro (VF)
- .- Valor anual (VA)
- .- Tasa interna de rendimiento (TIR)

Los primeros tres métodos convierten los flujos de efectivo resultantes de una solución propuesta en su valor equivalente en un punto en el tiempo, al utilizar como tasa de interés la TREMA. El método de la Tasa Interna de Rendimiento (TIR), produce una tasa anual de utilidad, o rendimiento, que resultan de una inversión, por lo que se compara con la TREMA fijada por la organización.

5.3.1 Método del valor presente (VP)

El método del valor presente (VP) se basa en el concepto de valor equivalente de todos los flujos de efectivo relativos a alguna base o punto de inicio en el tiempo llamado presente. Es decir, todos los flujos entrantes y salientes de efectivo se anticipan al punto presente en el tiempo a una tasa de interés, que por lo general es la TREMA.

El VP de una alternativa de inversión es una medida de cuánto dinero podría permitirse un individuo o una empresa pagar por la inversión por arriba de su costo. O, planteado de manera diferente, un VP positivo para un proyecto de inversión es un monto de utilidad en dólares sobre el monto minino requerido por los inversionistas. Se supone que el efectivo generado por la alternativa está disponible para otros usos que devenguen un interés con una tasa igual a la TREMA.

Para encontrar el VP como función de $i\%$ (por período de interés) de una serie de flujos de entrada de efectivo, es necesario anticipar montos futuros al presente utilizando la tasa de interés en el periodo de estudio apropiado (años, por ejemplo) de la siguiente manera:

$$\begin{aligned} VP(i\%) &= F_0 \cdot (1+i)^0 + F_1 \cdot (1+i)^{-1} + F_2 \cdot (1+i)^{-2} + \dots + F_K \cdot (1+i)^{-K} + \dots + F_N \cdot (1+i)^{-N} \\ &\Rightarrow \sum_{K=0}^N F_K \cdot (1+i)^{-K} \end{aligned} \quad (5.1)$$

donde: i es la tasa de interés efectiva, o TREMA, por período de capitalización

k el índice para cada período de capitalización ($0 \leq k \leq N$)

F_K es el flujo de efectivo futuro al final del período k

N el número de períodos de capitalización en el período de estudio

La relación dada en la ecuación 5.1 está basada en el supuesto de una tasa de interés constante a lo largo de la vida de un proyecto particular. Si se supone que cambia la tasa de interés, el VP se debe calcular en dos o más pasos.

Entre más alta sea la tasa de interés y más tarde en ocurrir un flujo de efectivo más bajo es su VP. En la figura 5.1 se representa gráficamente. Mientras el VP (es decir, el equivalente presente de los flujos entrantes de efectivo menos los flujos salientes de efectivo) sea mayor que o igual a cero, el proyecto está justificado económico; de otra forma, no es aceptable.

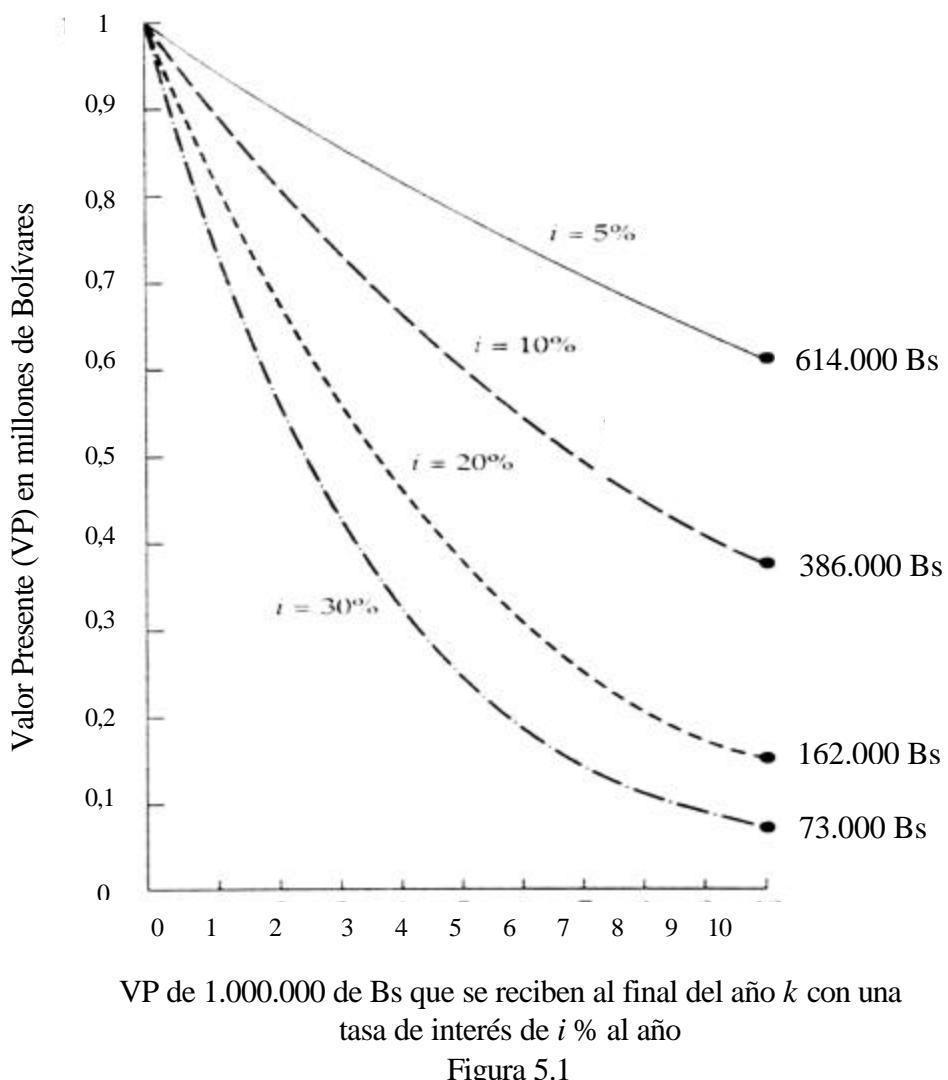


Figura 5.1

5.3.2 Método del valor futuro (VF)

Como un objetivo principal de todos los métodos de valor temporal del dinero es maximizar la riqueza futura de los propietarios de una empresa, la información económica

proporcionada por el método del valor futuro (VF) es muy útil en situaciones de decisión de inversión de capital. El valor futuro está basado en el valor equivalente de todos los flujos de entrada y de salida de efectivo al final del horizonte de planeación (periodo de estudio) a una tasa de interés que por lo general es la TREMA. Si el $VF \geq 0$ para un proyecto, significa que al final del horizonte económico o período de estudio se obtiene una utilidad neta por la inversión realizada para desarrollar el proyecto.

La ecuación 5.2 resume los cálculos generales necesarios para determinar el valor futuro de un proyecto, esta es:

$$\begin{aligned} VF(i\%) &= F_0 \cdot (1+i)^N + F_1 \cdot (1+i)^{N-1} + F_2 \cdot (1+i)^{N-2} + \dots + F_N \cdot (1+i)^0 \\ &\Rightarrow \sum_{K=0}^N F_K \cdot (1+i)^{N-K} \end{aligned} \quad (5.2)$$

5.3.3 Método del valor anual (VA)

El valor anual (VA) de un proyecto es una serie anual de montos iguales en Bolívares, para un período de estudio establecido, equivalente a los flujos de entrada y salida de efectivo a una tasa de interés que por lo general es la TREMA. Por tanto, el VA de un proyecto consiste en los ingresos o ahorros anuales equivalentes (\underline{R}) menos los gastos equivalentes anuales (\underline{E}), menos el monto de su recuperación de capital equivalente anual (RC), que se define en la ecuación 5.4. Se calcula un valor equivalente anual de \underline{R} , \underline{E} y RC para el periodo de estudio, N , que por lo general está dado en años. En forma de ecuación el VA, que es una función de $i\%$, se representa como:

$$VA(i\%) = \underline{R} - \underline{E} - RC(i\%) \quad (5.3)$$

También, es necesario advertir que el VA de un proyecto es equivalente a sus VP y VF. Es decir, $VA = VP(A/P, i\%, N)$, y $VA = VF(A/F, i\%, N)$. Entonces, se puede calcular fácilmente para un proyecto a partir de estos otros valores equivalentes.

Mientras el VA sea mayor que o igual a cero, el proyecto será atractivo económicamente; de otra forma, no lo será. Un VA de cero significa que se devenga un rendimiento anual exactamente igual a la TREMA.

El monto de recuperación de capital (*RC*) para un proyecto es el costo anual uniforme equivalente del capital invertido. Es un monto anual que cubre los dos puntos siguientes:

1. Pérdida en valor del activo
2. interés sobre el capital invertido (es decir, a la TREMA).

Como ejemplo, considere una maquina u otro activo que costará 10.000.000 de Bs. los últimos cinco años, y tendrá un valor de recuperación (mercado) de 2.000.000 de Bs. Además, la TREMA es del 10% anual.

Puede verse que no importa que método se utilice para calcular una pérdida en valor del activo con respecto al tiempo, el monto de la *RC* anual equivalente será el mismo. Por ejemplo, si se supone una pérdida uniforme en valor, se calcula que el monto de la *RC* anual equivalente es 2.310.000 de Bs. como se muestra en la tabla 5.1.

Año	Valor de la inversión al inicio del año	Pérdida uniforme en valor en Bs.	Interés sobre la inversión al inicio del año Con $i = 10\%$	Monto de la <i>RC</i> cada año	VP del monto de la <i>RC</i> con $i = 10\%$ en Bolívares
	en Bs.				
1	10000000, ⁰⁰	1600000, ⁰⁰	1000000, ⁰⁰	2600000, ⁰⁰	2600000(P/F, 10%, 1) = 2364000, ⁰⁰
2	8400000, ⁰⁰	1600000, ⁰⁰	840000, ⁰⁰	2440000, ⁰⁰	2440000(P/F, 10%, 2) = 2016000, ⁰⁰
3	6800000, ⁰⁰	1600000, ⁰⁰	680000, ⁰⁰	2280000, ⁰⁰	2280000(P/F, 10%, 3) = 1713000, ⁰⁰
4	5200000, ⁰⁰	1600000, ⁰⁰	520000, ⁰⁰	2120000, ⁰⁰	2120000(P/F, 10%, 4) = 1448000, ⁰⁰
5	3600000, ⁰⁰	1600000, ⁰⁰	360000, ⁰⁰	1960000, ⁰⁰	1960000(P/F, 10%, 5) = 1217000, ⁰⁰
					Total de <i>RC</i> = <u>8.758.000,⁰⁰</u>
$RC = 8.758.000,00 \text{ de Bs.} (A/P, 10\%, 5) = 2310000,00 \text{ de Bs.}$					

Tabla 5.1 Cálculo del monto de *RC* anual equivalente

Hay varias fórmulas prácticas mediante las que se puede calcular el monto de la RC (costo) para obtener el resultado de la tabla 5.1. Probablemente la fórmula más sencillo de entender implica encontrar el equivalente anual de la inversión inicial de capital y después restar el equivalente anual del valor de recuperación como se observa en la ecuación 5.4:

$$RC(i\%) = \left(\sum_{K=1}^N (1+i)^{-K} \right)^{-1} \cdot (I - S) + S \cdot i \quad (5.4)$$

donde: I es la inversión inicial para el proyecto

S el valor de recuperación (mercado) al final del período de estudio

N es el período de estudio del proyecto.

i es la TREMA

5.3.4 Método de la tasa interna de rendimiento (TIR)

El método de la tasa interna de rendimiento (TIR) es el método de tasa de rendimiento más ampliamente usado para realizar análisis económicos en ingeniería. Otras denominaciones de la TIR son *el método del inversionista, método de flujo de efectivo de descuento y método del índice de rentabilidad*.

Este método resuelve la tasa de interés que iguala el valor equivalente de una alternativa de flujos de entrada de efectivo (ingresos o ahorros) al valor equivalente de flujos salientes de efectivo (erogaciones, incluidos los costos de inversión). El valor equivalente se puede calcular con cualquiera de los tres métodos estudiados antes. La tasa de interés resultante se denomina *tasa interna de rendimiento (TIR)*. Para una alternativa la TIR es positiva si se cumple con las siguientes condiciones:

1.- Tanto los ingresos como las erogaciones tienen que estar presentes en el patrón de flujo de efectivo

2.- La suma de ingresos tiene que exceder a la suma total de los flujos salientes de efectivo.

Se debe verificar el cumplimiento de ambas condiciones, de lo contrario puede hacerse un trabajo innecesario que implica determinar que la TIR es negativa (una inspección visual del flujo de efectivo neto total determinará si la TIR es igual a cero o menor).

Mediante la formulación del VP, la TIR es denominada Tasa de interés por determinar y se denota para los cálculos como “ i' %” a la que:

$$\sum_{K=0}^N R_K (P/F, i', k) = \sum_{K=0}^N E_K (P/F, i', k) \quad (5.5)$$

donde:

R_k son los ingresos o ahorros netos para el k -ésimo año

E_k las erogaciones netas incluyendo cualesquiera costos de inversión para el k -ésimo año

N es la vida del proyecto (período de estudio)

i' se utiliza en vez de i para denotar la tasa de interés por determinar

Si $i' \geq$ TREMA, la alternativa es aceptable; de otra manera, no lo es.

Una variación común de la ecuación 5.5 que permite calcular la TIR para una alternativa, es la 5.6 que calcula la i' a la que su VP neto es igual a cero.

$$VP = \sum_{K=0}^N R_K (P/F, i', k) - \sum_{K=0}^N E_K (P/F, i', k) = 0 \quad (5.6)$$

El valor de i' % también se puede determinar como la tasa de interés a la que VF = 0 o VA = 0. Por ejemplo, al igualar el VF neto a cero, la ecuación 5.7 resultaría

$$VF = \sum_{K=0}^N R_K (F/P, i', N-k) - \sum_{K=0}^N E_K (F/P, i', N-k) \quad (5.7)$$

Otra forma de interpretar la TIR es mediante un *diagrama de saldo de inversión*. La figura 5.3 muestra cuánto se recuperará de la inversión original en una alternativa aún como función del tiempo. Las flechas hacia abajo en la figura 5.3 representan movimientos anuales, $(R_k - E_k)$ para $1 \leq k \leq N$, contra la inversión no recuperada y las líneas punteadas indican el costo de oportunidad del interés, o utilidad, sobre el saldo de inversión a principios de año. *La TIR es el valor de i^* en la figura 5.3 que hace que el saldo de inversión no recuperada sea exactamente igual a cero al final del período de estudio (año N)*, y de esta manera representa la tasa de ganancia interna de un proyecto. Es importante advertir que i^* % se calcula sobre la inversión *no recuperada* de inicio de año a lo largo de la vida de un proyecto más que sobre la inversión inicial total. El método para resolver las ecuaciones 5.5 a la 5.7 normalmente implica cálculos por prueba y error hasta que la i^* % es convergente o se puede interpolar.

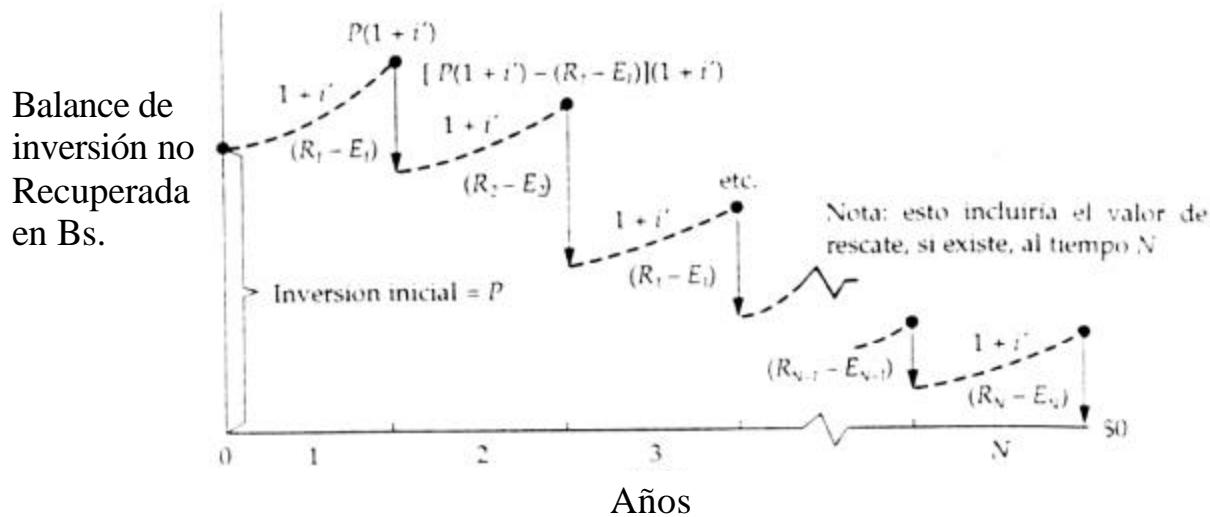


Diagrama de saldo de inversión que muestra la TIR

Figura 5.3

5.3.4.1 Dificultades asociadas con el método de la TIR

Los métodos del VP, VA y VF suponen que los ingresos netos menos los gastos (fondos recuperados positivos), cada período se reinvierten a la TREMA durante el periodo de estudio, N . Sin embargo, el método de la TIR está basado en la suposición de que los fondos recuperados, si no se utilizan cada período, se reinvierten a i^* % en lugar de la

TREMA. Esta última suposición puede no reflejar la realidad en algunos problemas, lo que vuelve a la TIR un método inaceptable para analizar alternativas en ingeniería.

Otras dificultades con el método de la TIR tienen que ver con su dificultad de cálculo y la coincidencia de múltiples TIR en algunos tipos de problemas.

Otra desventaja del método de la TIR es que se debe aplicar e interpretar cuidadosamente en el análisis de dos o más alternativas cuando sólo una de ellas será seleccionada (es decir, cuando son alternativas mutuamente excluyentes). La principal ventaja del método es su gran aceptación en la industria, donde se utilizan rutinariamente diversos tipos de tasas de rendimiento y relaciones al seleccionar proyectos.

5.4 DETERMINACIÓN DE LA RENTABILIDAD ECONÓMICA DE LA COMPRA DE EQUIPOS

A continuación se presentan los cálculos de los índices mencionados al inicio de este capítulo para determinar la rentabilidad de compra de los equipos principales (intercambiador de calor y ventiladores) para el proyecto,. Es importante destacar que la inversión estimada a continuación no es la inversión total para iniciar el proyecto, ya que para ello se tenía que tomar en cuenta el costo de tuberías, válvulas, estructura, sustitución o reparación de la bomba y, además, la instalación y transporte de los anteriormente mencionados. En esta sección se toma en cuenta la estimación del costo de las bases de concreto para la estructura, según la división de ingeniería civil de CADAFE.

Para determinar la factibilidad económica del proyecto CADAFE debe hacer un análisis completo donde se tomen en cuenta las variables mencionadas anteriormente, además de otras que tengan que ver estrechamente con el carácter económico de la empresa. El estudio que se hace a continuación permitirá predecir si la inversión inicial total podría ser justificada, aunque como se dijo anteriormente no determina en concreto su factibilidad.

Para determinar si a CADAFE le resulta rentable invertir en estos equipos se ha tomado como TREMA un 12%, según las exigencias de la empresa.

Antes de aplicar cada método es necesario estimar los flujos de capital de entrada y salida como base para el cálculo; Para ello se toma como referencia la estadística de las horas de operación de la planta que se muestra en el ANEXO C, junto con el total de costos y venta del Kwh. Generado (Tablas C.1 y C.2 respectivamente).

La información necesaria para predecir la rentabilidad de compra de los equipos principales es:

Tiempo de vida del proyecto	$N = 15 \text{ años}$
TREMA (12%)	$i = 0.12$
Precio de costo del Kwh. generado	$PC = 35.18 \text{ Bs/Kwh}$
Precio de venta del Kwh.	$PV = 38.369 \text{ Bs/Kwh}$
Ganancia (PV – PC)	$G = 3.189 \text{ Bs/Kwh}$
Horas de trabajo por año	$HT = 6678 \text{ h}$
Potencia mínima adicional por máquina*	$P_{ma} = 2000 \text{ Kw.}$

* Se estima un promedio de 2 Mw adicionales por cada hora de trabajo, según comparación con los datos de operación actual. Ver anexo C

.- Energía adicional producida por máquina anualmente (E_a):

$$E_a = P_{ma} \times HT \quad \Rightarrow \quad E_a = 2000 \text{ Kw} \times 6678 \text{ h} \quad \Rightarrow \quad E_a = 1.3356 \times 10^7 \text{ Kwh}$$

.- Entrada de capital anual por concepto de potencia adicional producida (F_c):

$$F_c = E_a \times G \quad \Rightarrow \quad F_c = 1.3356 \times 10^7 \text{ Kwh} \cdot 3.189 \text{ Bs / Kwh} \quad \Rightarrow \quad F_c = 42.592.28400 \text{ Bs}$$

.- Inversión inicial del proyecto (I):

Para estimar la inversión inicial (I) del proyecto desde el punto de vista de compra de equipos incluyendo las bases, se presentan a continuación los costos asociados a estos en la tabla 5.2 extraídos del anexo C según las cotizaciones de los fabricantes.

Descripción	Costo total en Bs.
Intercambiador de calor	$IC = 78.776.000,^00$
Ventiladores x 4 unidades	$V = 47.561.540,^00$
Transporte (incluye intercambiador y vent.)	$T = 2.400.000,^00$
Bases de concreto (estimada por CADAFE)	$B = 1.420.000,^00$
Total ($IC+V+T+B$)	$I = 130.157.540,^00$

Tabla 5.2 Inversión inicial para la compra de equipos y fundación de las bases de concreto donde se instalarán los equipos

.- Costos de operación de los equipos (CO)

En este caso los costos asociados a este punto se dividen en dos grandes aspectos que son: el consumo de energía eléctrica (CEE) el costo de mantenimiento anual de los equipos (CMA)

Consumo de energía eléctrica (CEE):

La potencia consumida por cada ventilador es de $Pot_v = 14,914 \text{ Kw}$.

La potencia total consumida por los 4 ventiladores será de $Pot_T = 4 \times 14,914 \text{ Kw}$.

$$\Rightarrow \quad Pot_T = 59,656 \text{ Kw}$$

El costo total por consumo de energía (CEE) para las horas de trabajo en el año es de:

$$CEE = Pot_T \cdot PC \cdot HT \quad \Rightarrow \quad CEE = 59.656 \text{ Kw} \cdot 35.18 \frac{Bs}{Kwh} \cdot 6678 \frac{h}{año}$$

$$\Rightarrow \quad CEE = 14.015.106,^00 \text{ Bs / año}$$

Costo de mantenimiento anual (CMA)

El costo de mantenimiento se estimará en: $CMA = 2.000.000,^00 \text{ Bs. /año}$ basándose en el costo por mantenimiento que cobra la compañía “VERSA” por limpieza del intercambiador de calor, colectores y sustitución de tubos aletados en caso de ser

necesario, además del costo de mantenimiento de los ventiladores (correas, lubricación, rodamientos, poleas, etc.) según el fabricante “METAL BLOWER”

Los costos de operación se resumen a continuación en la tabla 5.3

Descripción	Costo total en Bs./año
Costo por consumo de energía eléctrica	$CEE = 14.015.103,^{00}$
Costos por Mantenimiento	$CMA = 2.000.000,^{00}$
Costo total de operación $CO = (CEE + CMA)$	$CO = 16.015.103,^{00}$

Tabla 5.3 Costos de operación de los equipos

La entrada neta de capital en un año (F_k) se define como:

$$\begin{aligned} F_k &= Fc - CO \quad \Rightarrow \quad F_k = (42.592.284 - 16.015.103) \text{ Bs} \\ &\Rightarrow \quad F_k = 26.577.181,^{00} \text{ Bs / año} \end{aligned}$$

Consideraciones para los cálculos

- 1.- Se asume que los equipos no tendrán valor de recuperación ($s = 0$)
- 2.- Para el año cero se tiene que: $F_0 = -I \quad \Rightarrow \quad F_0 = -130.157.540,^{00}$ Bs.
- 3.- Para los años subsiguientes (1 al 15) $\Rightarrow \quad F_k = 26.577.181,^{00}$ Bs.
- 4.- N se estimó en 15 años y es interés es la TREMA ($i = 0.12$)

5.4.1 Aplicación del método del valor presente (VP)

De la ecuación 5.1 se tiene que $VP = \sum_{K=0}^N F_K \cdot (1+i)^{-K}$

Sustituyendo nos queda que el valor presente es de:

VP = 50.856.040,⁰⁰ Bs. Como el VP es mayor que cero se justifica la inversión

5.4.2 Aplicación del método del valor futuro (VF)

De la ecuación 5.2 se tiene que $VF = \sum_{K=0}^N F_K \cdot (1+i)^{N-K}$

Sustituyendo nos queda que el valor futuro de la inversión es de

VF = 278.363.854,⁰⁰ Bs. Como el VF es mayor que cero se justifica la inversión

5.4.3 Aplicación del método del valor anual (VA)

Para la aplicación del método del valor anual se definen previamente los valores para las variables correspondientes a las ecuaciones 5.3 y 5.4, esto es:

$$R = Fc \Rightarrow R = 42.592.284,⁰⁰ Bs.$$

$$E = CO \Rightarrow E = 16.015.103,⁰⁰ Bs.$$

$$\left(\sum_{K=1}^N (1+i)^{-K} \right)^{-1} = 0.146824$$

De la ecuación 5.4 con $s = 0$ se tiene que:

$$RC = 0.14682424 \cdot (130.157.540) Bs \Rightarrow RC = 19.110.280,⁰⁰ Bs.$$

De la ecuación 5.3 se consigue que

$$VA = (42.592.284 - 16.015.103 - 11.529.264) Bs \quad \text{VA} = 7.466.900,⁰⁰ Bs.$$

Como el VA es mayor que cero se justifica la inversión

5.4.4 Aplicación Del método de la TIR

Como se mencionó anteriormente, este método consiste en encontrar el valor de la tasa de interés para la cual $VP = 0$ (ecuación 5.6). El interés por determinar (i^*) para un valor presente igual a cero se obtiene de la forma

$$\sum_{K=0}^N F_K \cdot (1+i)^{-K} = 0$$

Se deben dar valores al interés por determinar (i^*) de manera iterativa hasta que la sumatoria converja, puesto que no se puede despejar el valor de este interés de esta ecuación.

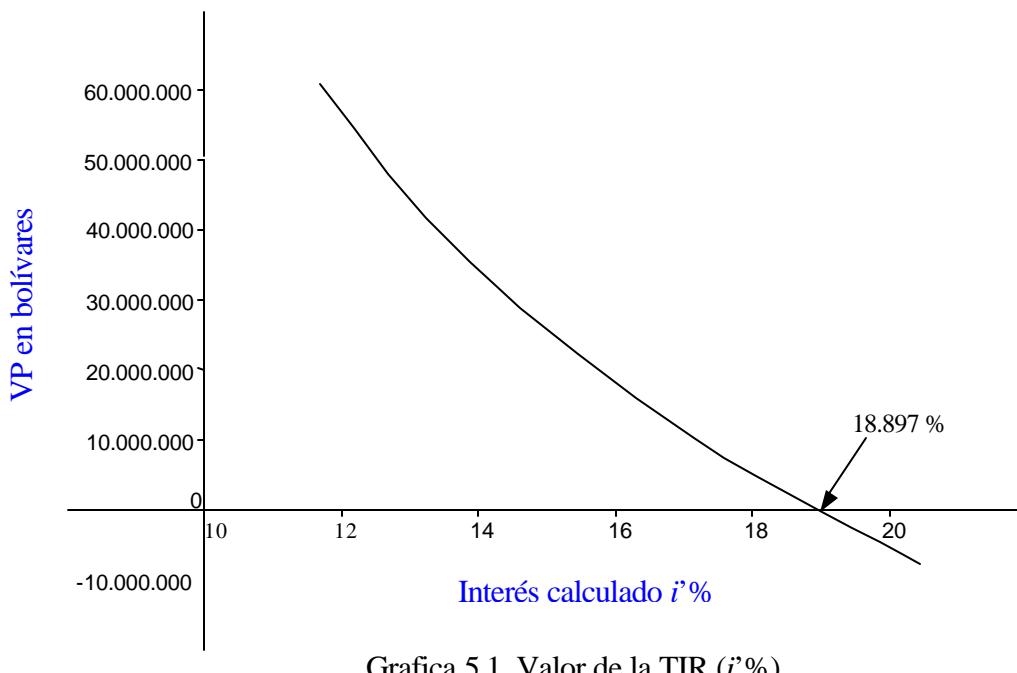
A continuación en la tabla 5.4 se presentan algunos de los valores de la iteración hasta que converge el interés para un VP de cero.

Interés calculado (i^*)	Valor Presente en Bs.
12%	50.856.035, ⁰⁰
20%	-5.896.659, ⁰⁰
16%	18.022.365, ⁰⁰
18%	5.162.236, ⁰⁰
19%	-570.853, ⁰⁰
18.5%	2.242.285, ⁰⁰
18.897%	170, ⁰⁰
TIR = 18.89703048%	0, ⁰⁰

Tabla 5.4 Valor de la TIR (i^* %) para un VP de cero

En la tabla 5.4 se observa el interés exacto para el cual el VP es de 0,⁰⁰ Bs. Este valor se toma aproximadamente en $i^* = 18,897\%$, lo que arroja como resultado un valor presente de $VP = 170,⁰⁰$ Bs. Lo que representa un porcentaje despreciable de la inversión inicial por lo tanto es un valor bastante aceptable para la TIR.

Gráficamente la solución se puede ver a continuación



A continuación se presentan en la tabla 5.5 un resumen de todos los montos calculados según los métodos usados (VP, VF, VA y TIR)

Método	Monto calculado
Valor Presente (VP)	50.856.040,⁰⁰ Bs.
Valor Futuro (VF)	278.363.854,⁰⁰ Bs.
Valor Anual (VA)	7.466.900,⁰⁰ Bs.
Tasa interna de rendimiento (TIR)	18.897 %

Tabla 5.5 Montos de VP, VF, VA y TIR.

Hágase la aclaratoria de que en el caso de los precios de los ventiladores se obtuvieron con una tasa de cambio de aproximadamente 780,⁰⁰ Bs. Por dólar y actualmente esta tasa es de aproximadamente 930,⁰⁰ Bs. Por dólar, debido al cambio súbito sufrido en el mercado cambiario. Esto se puede reflejar en un incremento de

los precios y por tal motivo se calculó el precio aproximado de los ventiladores en dólares y se recalcularó en bolívares con la nueva tasa de cambio aproximada.

NOTA: Es importante que para realizar una evaluación del punto de vista económico del proyecto, CADAFAE solicite una nueva información del costo de los equipos.

ANÁLISIS DE RESULTADOS

ANÁLISIS DE RESULTADOS

- Los cambios hechos en el sistema de agua de enfriamiento para adaptarlo a las condiciones de operación en planta, no han mejorado sustancialmente el proceso de enfriamiento del lubricante. Esto se explica en que la diferencia de temperatura promedio oscila alrededor de los 13 y 14 °C para el aceite, lo que es escaso teniendo en cuenta que su temperatura de entrada al intercambiador de aproximadamente 100° C y, por tanto, se tendrá a una temperatura de salida de 87 °C, cuando se desea mantener a no más de 71,1 °C en el cabezal (según el fabricante “G.E”)

 - La desincorporación de las placas orificio y las válvulas reguladoras de caudal por temperatura, ocasionaron una disminución de las pérdidas hidráulicas en el sistema de tuberías lo que se refleja en un nuevo punto de operación de la bomba. El diseño original es para un caudal de 0.025236 m³/s (400 GPM) con una presión de descarga de 575.71 Kpa (83.5 psig), tal como se muestra en la gráfica B4 del anexo B. Actualmente el caudal es de unos 002807 m³/s (445 GPM) con una presión de 513.65 Kpa (74.5 Psig), basándose en las mediciones realizadas en planta.

 - La caída de temperatura del agua en los intercambiadores Agua-Aire está en un promedio de $\Delta T=20$ °C, manteniéndose a 55 °C aproximadamente a la salida en la condición más desfavorable; Para efectos de enfriamiento del aceite se desea que esta temperatura sea aún más baja, en el orden de unos 7 °C menos que la registrada actualmente, esto con el fin de obtener una temperatura de salida del lubricante más baja en el intercambiador Aceite-Agua.

- La tasa de calor disipada del agua al aire es de unos 2100 Kw. en promedio, mientras que el calor disipado del aceite al agua oscila alrededor de unos 790 Kw. Por ende la eficiencia de transferencia de calor entre el lubricante y el medio ambiente es de apenas un 37% en promedio. Este valor es considerablemente bajo y por consecuencia el aceite se mantiene a temperaturas relativamente altas.

- Las unidades generan un promedio en cuanto a potencia de 12 Mw. Con mínimos de 8 Mw. y máximos de 16 Mw. La generación depende de la temperatura del aceite ya que esta se eleva proporcionalmente con la carga a la que opera la turbina y por consecuencia la producción no se puede incrementar, de lo contrario, al aumentar la carga de la turbina se elevará la temperatura del lubricante en el cabezal y en forma automática se accionarán los mecanismos de alarma que disparan las turbinas causando una interrupción en el servicio.

- En la evaluación realizada, se observa que el sistema de enfriamiento del lubricante presenta deficiencias en su operación, básicamente atribuidas a la operación de los intercambiadores (Agua-Aire y Aceite-Agua) los cuales no han sido diseñados para operar bajo condiciones de temperatura ambiental tan adversas como las que se encuentran en la región de San Fernando de Apure, motivo por el cual se plantea como solución la sustitución de los intercambiadores de calor Agua-Aire y Aceite-Agua, por unos que posean mayor área de transferencia, diseñados para las condiciones climáticas de la zona y que aseguren mantener la temperatura del lubricante dentro del rango de operación. El resultado que se propone en este trabajo es la sustitución de los intercambiadores Agua-Aire por un ICEA externo a la unidad que disipe una tasa de transferencia de calor mínima de 2800 Kw., conjuntamente la empresa aprueba como

solución la sustitución o reparación del intercambiador Aceite-Agua, para lo cual fue propuesto otro trabajo especial.

- Con la incorporación de los ICEA diseñados, la tasa de transferencia de calor asciende a unos 2800 Kw. como mínimo cuando la temperatura ambiental es de 40 °C, valor que supera al existente (2100 Kw.aprox.) para condiciones de temperatura ambiental máxima de 37 °C. Bajo esta condición se obtiene una diferencia de temperatura del agua en el ICEA de $\Delta T=27$ °C, que representa un descenso de 7 °C con respecto al actual, con lo cual se estima alcanzar una temperatura de salida del lubricante de aproximadamente unos 4.5 °C menos que la temperatura de salida promedio que se registra actualmente (83.5 °C), es decir, que el lubricante saldrá a unos 79 °C.

- Para ubicar los intercambiadores se diseña un recorrido de tubería que consta de dos tramos ida y vuelta al sistema original con longitudes desarrolladas de 28,22 metros y 35,51 metros respectivamente. Esta nueva tubería representa una carga hidráulica adicional debida a la resistencia por fricción y accesorios, lo que trae como consecuencia la necesidad de aumentar la presión de descarga en el cabezal de la bomba en aproximadamente 9 metros (12,7 Psig) más que la que proporciona a su descarga en las condiciones actuales, la cual tiene su punto de operación en 52,77m (74,5 Psig) tal como se observa en la gráfica B4 del Anexo B (curva de la bomba), es decir que se necesita al menos una descarga de 61,77 m (87,2 Psig).

- La inversión de capital para la adquisición de los equipos mencionados es de aproximadamente ciento treinta millones (130.000.000) de Bs. para cada turbina, con adquisición directa en el mercado nacional, incluyendo el traslado a la planta. Para este proyecto se estimaba una inversión en equipos de doscientos mil dólares (\$200.000) (170 millones de Bs. al cambio, aproximadamente) con adquisición de equipos en el extranjero sin incluir el traslado a la planta, esto según un estudio realizado por la empresa (CADAFFE). Por este motivo la adquisición de equipos en el mercado nacional

representa un ahorro de aproximadamente cuarenta (40) millones de Bs. por lo tanto conviene la adquisición de equipos en el mercado nacional.

- La rentabilidad económica del proyecto se justifica en un mediano plazo de 15 años de vida (mínimo). Esto se comprueba con la aplicación de los métodos de VP, VF, VA y TIR, que arrojaron como resultado:

- ✓ $VP = 50.856.040,00$ Bs.
- ✓ $VF = 278.363.854,00$ Bs.
- ✓ $VA = 7.466.900,00$ Bs.
- ✓ $TIR = 18.897 \%$

Se nota que los valores de VP, VF y VA son positivos; esto afirma que la inversión es rentable para 15 años o más, calculados bajo la factibilidad de que incrementar la generación de potencia unos 2 MW. como mínimo por cada hora de trabajo. También se observa que la TIR está bastante alejada de la TREMA y esto afianza la certeza de rentabilidad de la inversión inicial para los equipos.

CONCLUSIONES

CONCLUSIONES

- ✓ A su paso por el intercambiador Aceite-Agua, la temperatura del lubricante baja de 100 °C a 87 °C en promedio, por tanto su descenso es de 13 °C aproximadamente.

- ✓ Según el fabricante se debe mantener una temperatura máxima de aceite en el cabezal de 71,1 °C, condición que no se cumple actualmente puesto que esta está alrededor de los 87 °C.

- ✓ La bomba de agua no está trabajando en su punto de operación original de diseño a causa de las modificaciones realizadas en el sistema. Con la incorporación de un nuevo tramo de tubería la bomba no proporciona la carga de presión mínima necesaria para la operación en el sistema.

- ✓ La caída de temperatura del agua a su paso por los intercambiadores Agua-Aire no es suficiente ya que baja de 75 °C a 55 °C aproximadamente, y se desea una salida de al menos 50 °C para condiciones críticas.

- ✓ Las unidades tienen una capacidad de 20 Mw. cada una, pero se encuentran trabajando a 12 Mw. En promedio, limitadas por las altas temperaturas de aceite en el cabezal. La carga máxima obtenida se registró en 16 Mw.

- ✓ Para el mejoramiento del sistema de enfriamiento de agua se seleccionó la sustitución de los intercambiadores Agua-Aire por un Intercambiador de calor enfriado por aire (ICEA) externos a las unidades.
 - ✓ Con los ICEA diseñados se aumenta la tasa de calor disipado al ambiente de 2100 Kw. a 2800 Kw. como mínimo.
 - ✓ Con la incorporación de los ICEA se puede lograr disminuir la temperatura del agua 7 °C más que con los intercambiadores que operan actualmente. Con esta disminución se estima que la temperatura del lubricante puede disminuir 4.5 °C en condiciones críticas.
 - ✓ Las dimensiones del ICEA diseñado son similares con los diseños de fabricantes extranjeros para las condiciones de operación planteadas.
 - ✓ Con la adquisición de los equipos en el mercado nacional, el costo es de aproximadamente de ciento treinta (130) millones de bolívares, que representan cuarenta (40) millones de bolívares menos que el estimado de ciento setenta (170) millones de Bs. para la importación de los mismos.(*)

(*) Este dato fue suministrado por CADAFE, no se anexa en el trabajo por motivos pertinentes a la empresa.

- ✓ La inversión de capital para la compra de equipos es rentable, según los métodos de valor presente, valor futuro, valor anual y tasa interna de rendimiento, ya que cada valor resultó positivo en un tiempo de vida del proyecto estimado en 15 años.

- ✓ Las dimensiones obtenidas en el diseño y selección de los ICEA son en medidas extremas de 6.5 m de largo por 5.1 m de ancho por 28 cm de alto, estas debido a la configuración seleccionada proporcionan un área de transferencia útil de 3760 m^2 y un coeficiente global de transferencia $U= 61,8 \text{ w/m}^2\text{K}$ características necesarias para obtener la tasa de transferencia de calor deseada de 2800 Kw.

RECOMENDACIONES

RECOMENDACIONES

- ❖ Se recomienda en primer lugar realizar la inversión para la adquisición de los equipos para el mejoramiento del sistema en el mercado nacional ya que la oferta trae mejores beneficios para la empresa.
- ❖ Hacer un estudio económico completo donde se contemplen el costo de inversión para la instalación del nuevo tramo de tuberías y la sustitución de la bomba, así como también la estructura de apoyo para el intercambiador y de esta manera poder determinar el tiempo de vida mínimo del proyecto.
- ❖ Es aconsejable ubicar los ICEA. En el lugar que se muestra en el plano de la planta, y para esto se debe sustituir la bomba principal de agua por una que cumpla con las condiciones de carga necesarias para el caudal de diseño, por lo que es muy importante que la empresa solicite la información necesaria para su reemplazo.
- ❖ Sería conveniente realizar las mediciones de los caudales en el circuito de agua de enfriamiento, debido a que el estudio realizado se basó en los caudales de diseño presentados en los manuales de operación, y así cerciorarse de tener un buen funcionamiento en el sistema modificado.

- ❖ Con el fin de garantizar que el sistema opere a las condiciones establecidas en el diseño, es recomendable calibrar o sustituir los instrumentos de medición, como manómetros, termómetros, etc.
 - ❖ Es recomendable proponer el estudio de mejoramiento del sistema de lubricación por medio de la sustitución o reparación del intercambiador Aceite-Agua. Si no se ha realizado este estudio al momento de incorporar los ICEA es conveniente hacer una limpieza del intercambiador y un cambio de aceite en el sistema.
 - ❖ Con en fin de automatizar e incorporar al sistema control central de las turbinas se recomienda hacer un estudio para el accionamiento y control de los ventiladores que garantice su funcionamiento en conjunto con el sistema de control de las unidades generadoras.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. **INCROPERA, Frank (1999)** “*Fundamentos de Transferencia de Calor*” (4^{ta} Edición). DF. México. Editorial Pentice Hall.
2. **KAYS, W y A.L. LONDON (1984)** “*Compact heat exchanger*” (3^{ra} Edición). New York. Mc Graw-Hill
3. **SALDARRIAGA, Juan (1990)** “*Hidráulica de tuberías*” (4^{ta} Edición) DF. México. Mc Graw-Hill
4. **FRAAS, Arthur (1979)** “*Heat exchanger desing*” (2^{da} Edición). New York. Mc Graw-Hill
5. **GONZÁLES, E. (1988)** “*Estudio y análisis del comportamiento durante la operación de unidades turbogas modelo MS-5000*”. Trabajo especial de grado. Universidad Central de Venezuela, Facultad de Ingeniería, Escuela de Ingeniería Mecánica, Caracas.
6. **PIOVICHE, P. (1990)** “Comparación tecnoeconómica entre torres de enfriamiento y enfriadores por aire, para ser utilizados como sistemas de enfriamiento en el desarrollo de un nuevo campo petrolero”. Trabajo especial de grado. Universidad Central de Venezuela, Facultad de Ingeniería, Escuela de Ingeniería Mecánica, Caracas
7. **General Electric (1979)** “Manual de operación de las turbinas a gas MS-5001P, Planta San Fernando de Apure” 2 Volumenes. New York . USA

8. **American Gas Association. (1965).** “*Gas turbine manual*” (2^a ed.). New York, USA
9. **FOX, Robert (1995)** “*Introducción a la mecánica de fluidos*” (3^{ra} Edición) DF. México. Mc Graw-Hill.
10. **CRANE CO. (1980)** “Flujo de fluidos en Válvulas, accesorios y tuberías” Madrid. España. Mc Graw Hill
11. Página web www.Buffalopumps.com

ANEXO A

ENERO DEL 2001 UNIDAD #1

Día	Hora	T máx. del Aceite en el Cabezal (°C)	Temp. del Aceite en el Tanque (°C)	Temp. del Agua a la Entrada del Intercambiador de Aceite (°C)	Temp. del Agua a la Salida del Intercambiador de Aceite (°C)	Carga de la Turbina (MW)
01/01/01	16	81	97	-	71	10
02/01/01	17	81	96	-	72	12
03/01/01	22	77	93	-	69	15
04/01/01	15	80	96	-	70	10
05/01/01	16	80	96	-	72	10
06/01/01	22	74	96	-	70	15
07/01/01	15	81	97	-	70	11
08/01/01	22	79	96	-	69	14
09/01/01	14	82	99	-	71	15
10/01/01	15	81	98	-	72	12
11/01/01	15	80	98	-	71	12
12/01/01	14	80	96	-	71	12
13/01/01	17	80	97	-	71	12
14/01/01	17	81	97	-	71	12
15/01/01	17	81	97	-	72	12
16/01/01	17	80	95	-	70	13
17/01/01	16	81	97	-	71	11
18/01/01	17	82	99	-	72	12
19/01/01	16	82	98	-	72	12
20/01/01	16	83	98	-	73	12
21/01/01	17	82	97	-	71	10
22/01/01	22	92	104	-	75	8
23/01/01	20	81	95	-	71	15
24/01/01	17	83	98	-	74	14
25/01/01	18	83	98	-	72	11
26/01/01	17	83	99	-	72	12
27/01/01	19	82	97	-	72	11
28/01/01	15	82	98	-	72	11
29/01/01	17	83	99	-	73	13
30/01/01	17	83	98	-	73	12
30/01/01	20	81	97	-	71	15

Registro diario de temperaturas de entrada y salida del agua y aceite en el sistema de enfriamiento

Tabla A1

ENERO DEL 2001 UNIDAD #2

Día	Hora	T máx. del Aceite en el Cabezal (°C)	Temp. del Aceite en el Tanque (°C)	Temp. del Agua a la Entrada del Intercambiador de Aceite (°C)	Temp. del Agua a la Salida del Intercambiador de Aceite (°C)	Carga de la Turbina (MW)
01/01/01	17	82	96	56,11	74,45	10
02/01/01	20	79	93	54,15	73,34	14
03/01/01	16	83	99	58,31	78,34	14
04/01/01	17	83	95	55,13	75	10
05/01/01	17	83	97	56,44	75,56	10
06/01/01	19	86	99	56,88	76,67	15
07/01/01	22	80	93	52,96	73,34	16
08/01/01	16	86	99	57,77	78,34	16
09/01/01	23	80	93	52,14	71,67	14
10/01/01	17	84	98	55,94	77,22	12
11/01/01	17	84	97	55,68	76,11	12
12/01/01	17	84	98	55,86	76,67	12
13/01/01	13	82	94	51,96	73,34	12
14/01/01	23	80	94	52,65	73,34	12
15/01/01	17	86	99	55,45	77,78	12
16/01/01	16	84	97	55,91	76,67	13
17/01/01	16	85	98	56,67	76,67	11
18/01/01	17	86	100	57,94	78,89	12
19/01/01	17	86	98	58,10	78,89	12
20/01/01	23	80	90	51,15	70,56	14
21/01/01	17	83	96	52,12	75,56	10
22/01/01	17	83	97	53,48	75,56	10
23/01/01	15	87	100	55,34	77,22	15
24/01/01	18	84	95	52,96	74,45	14
25/01/01	15	83	97	51,88	74,45	11
26/01/01	16	83	99	52,37	74,45	12
27/01/01	17	83	97	53,44	75,55	11
28/01/01	17	84	97	56,77	76,11	11
29/01/01	17	84	97	55,48	76,11	11
30/01/01	16	83	97	55,95	76,11	12
31/01/01	16	86	99	56,12	77,78	15

Registro diario de temperaturas de entrada y salida del agua y aceite en el sistema de enfriamiento

Tabla A.1 continuación

FEBRERO DEL 2001 UNIDAD #1

Día	Hora	T máx. del Aceite en el Cabezal (°C)	Temp. del Aceite en el Tanque (°C)	Temp. del Agua a la Entrada del Intercambiador de Aceite (°C)	Temp. del Agua a la Salida del Intercambiador de Aceite (°C)	Carga de la Turbina (MW)
01/02/01	21	80	92	-----	70	15
02/01/01	20	82	94	-----	70	14
03/02/01	UNIDAD FUERA DE SERVICIO					
04/02/01	UNIDAD FUERA DE SERVICIO					
05/02/01	22	78	93	-----	67	11
06/02/01	21	76	89	-----	86	14
07/02/01	14	84	99	-----	92	12
08/02/01	17	82	99	-----	72	11
09/02/01	17	83	99	-----	73	12
10/02/01	17	83	99	-----	73	12
11/02/01	22	79	96	-----	69	14
12/02/01	17	83	98	-----	79	12
13/02/01	17	82	98	-----	72	9
14/02/01	15	83	99	-----	75	12
14/02/01	20	82	98	-----	73	14
15/02/01	21	80	95	-----	69	14
16/02/01	15	83	99	-----	74	12
17/02/01	15	82	98	-----	73	10
18/02/01	23	77	92	-----	66	12
19/02/01	16	84	100	-----	75	13
20/02/01	16	82	98	-----	72	12
21/02/01	13	80	98	-----	70	12
22/02/01	18	83	96	-----	74	10
23/02/01	16	84	99	-----	74	13
24/02/01	16	83	97	-----	72	10
25/02/01	17	81	98	-----	72	10
26/02/01	17	82	98	-----	72	10
27/02/01	16	82	98	-----	72	10
28/02/01	17	82	98	-----	72	10
28/02/01	20	81	97	-----	71	14

Registro diario de temperaturas de entrada y salida del agua y aceite en el sistema de enfriamiento

Tabla A.1 continuación

FEBRERO DEL 2001 UNIDAD #2

Día	Hora	T máx. del Aceite en el Cabezal (°C)	Temp. del Aceite en el Tanque (°C)	Temp. del Agua a la Entrada del Intercambiador de Aceite (°C)	Temp. del Agua a la Salida del Intercambiador de Aceite (°C)	Carga de la Turbina (MW)
01/02/01	16	86	99	60,38	77,78	14
02/02/01	16	84	98	57,88	76,11	11
03/02/01	16	84	96	56,23	73,34	11
04/02/01	16	83	99	58,89	77,78	11
05/02/01	17	87	99	60,70	78,89	15
06/02/01	16	86	100	60,28	78,89	13
07/02/01	15	86	99	62,22	76,67	12
08/02/01	17	85	98	58,65	77,22	11
09/02/01	17	85	99	57,86	77,22	12
10/02/01	17	86	99	57,62	77,22	12
11/02/01	17	83	96	53,58	71,11	10
12/02/01	18	86	99	57,95	77,22	12
13/02/01	17	84	98	56,76	77,78	9
14/02/01	17	86	100	58,33	78,89	12
15/02/01	17	87	101	57,93	78,89	13
16/02/01	16	85	98	57,59	76,67	12
17/02/01	17	84	99	59,22	77,78	10
18/02/01	17	86	99	58,84	77,78	12
19/02/01	19	85	99	58,58	77,22	12
20/02/01	20	82	98	56,42	75,56	14
21/02/01	18	89	101	56,45	79,45	15
22/02/01	16	87	102	57,51	78,89	15
23/02/01	18	84	98	56,59	76,67	12
24/02/01	18	84	99	56,18	76,67	10
25/02/01	18	83	98	52,64	73,34	10
26/02/01	18	85	98	55,95	77,22	10
27/02/01	17	85	98	55,86	76,67	10
28/02/01	21	84	97	57,19	74,44	14

Registro diario de temperaturas de entrada y salida del agua y aceite en el sistema de enfriamiento

Tabla A.1 continuación

MARZO DEL 2001 UNIDAD #1

Día	Hora	T máx. del Aceite en el Cabezal (°C)	Temp. del Aceite en el Tanque (°C)	Temp. del Agua a la Entrada del Intercambiador de Aceite (°C)	Temp. del Agua a la Salida del Intercambiador de Aceite (°C)	Carga de la Turbina (MW)
01/03/01	15	82	99	-----	74	10
02/03/01	15	84	100	-----	73	13, 10
03/03/01	00:34	SE DI SPARO LA UNIDAD CON 7 MW DE CARGA				
04/03/01						
05/03/01						
06/03/01						
07/03/01						
08/03/01						
09/03/01						
10/03/01						
11/03/01						
12/03/01	16	83	99	-----	74	12
13/03/01	17	83	99	-----	73	13
14/03/01	15	83	99	-----	73	10
15/03/01	15	83	98	-----	73	10
16/03/01	14	82	98	-----	72	10
17/03/01	15	82	97	-----	72	10
18/03/01				---		
19/03/01	16	84	99	-----	73	10
20/03/01	15	86	99	-----	75	12
21/03/01	17	86	99	-----	75	14
22/03/01	18	96	108	-----	87	8
23/03/01	21	90	103	-----	83	7
24/03/01	1	89	102	-----	80	7
24/03/01	17	85	98	-----	74	12
25/03/01	1	78	93	-----	67	12
26/03/01	15	85	99	-----	75	15, 12
27/03/01	15	85	101	-----	75	15
28/03/01	14	84	99	-----	73	15
29/03/01	15	84	99	-----	72	12
30/03/01	15	84	99	-----	72	12
31/03/01	15	84	99	-----	73	10

Registro diario de temperaturas de entrada y salida del agua y aceite en el sistema de enfriamiento

Tabla A.1 continuación

MARZO DEL 2001 UNIDAD #2

Día	Hora	T máx. del Aceite en el Cabezal (°C)	Temp. del Aceite en el Tanque (°C)	Temp. del Agua a la Entrada del Intercambiador de Aceite (°C)	Temp. del Agua a la Salida del Intercambiador de Aceite (°C)	Carga de la Turbina (MW)
01/03/01	17	84	99	59,52	76,67	10
02/03/01	18	86	99	59,16	77,78	10
03/03/01	14	84	97	58,36	76,11	10
04/03/01	16	87	99	59,32	78,34	12
05/03/01	17	88	102	61,98	80,55	12
06/03/01	20	88	102	61,14	80	16
07/03/01	19	89	104	61,16	82,22	16
08/03/01	22	86	99	58,66	77,22	16
09/03/01	20	87	101	59,54	79,45	16
10/03/01	20	86	101	58,87	78,89	15
11/03/01	17	86	100	59,45	78,89	10
12/03/01	16	88	101	59,21	78,89	12
13/03/01	17	87	101	57,98	79,45	12
14/03/01	16	86	99	57,93	78,34	10
15/03/01	16	86	99	57,53	78,34	10
16/03/01	15	86	99	58,85	78,34	10
17/03/01	17	87	99	60,91	80	10
18/03/01	15	87	101	60,94	80,55	12
19/03/01	15	87	100	59,85	78,89	12
20/03/01	17	88	102	60,37	80,85	8
21/03/01	15	87	101	57,24	80,56	8
22/03/01	16	88	100	58,74	80,56	10
23/03/01	15	87	100	59,06	80	11
24/03/01	1	83	98	55,37	75,56	15
25/03/01	17	87	101	57,43	80	10
26/03/01	19	86	100	57,16	78,89	12
27/03/01	19	84	96	55,06	75,56	12
28/03/01	20	87	99	60,61	78,89	15
29/03/01	16	87	100	61,33	81,67	12
30/03/01	16	87	99	59,32	78,34	12
31/03/01	20	84	98	56,98	76,67	12

Registro diario de temperaturas de entrada y salida del agua y aceite en el sistema de enfriamiento

Tabla A.1 continuación

ABRIL DEL 2001 UNIDAD #1

Día	Hora	T máx. del Aceite en el Cabezal (°C)	Temp. del Aceite en el Tanque (°C)	Temp. del Agua a la Entrada del Intercambiador de Aceite (°C)	Temp. del Agua a la Salida del Intercambiador de Aceite (°C)	Carga de la Turbina (MW)
01/04/01	22	81	92	-----	67	15
02/04/01	20	83	98	-----	71	15
03/04/01	16	85	100	-----	75	12
04/04/01	16	82	95	-----	70	10, 15
05/04/01	17	81	97	-----	70	12
06/04/01	15	85	101	-----	74	12
07/04/01	22	82	97	-----	70	15
08/04/01	15	84	99	-----	73	12
09/04/01	19	84	99	-----	73	14
10/04/01	14	83	98	-----	72	12
11/04/01	18	83	99	-----	72	10
12/04/01	16	84	99	-----	73	10
13/04/01	23	78	93	-----	67	13
14/04/01						
15/04/01	22	81	95	-----	70	15
16/04/01	15	86	99	-----	75	14
17/04/01	21	81	93	-----	70	15
18/04/01	16	85	99	-----	75	14
19/04/01	20	82	97	-----	87	15
20/04/01	15	84	99	-----	74	12
21/04/01	24	77	94	-----	65	12
22/04/01	24	78	94	-----	67	12
23/04/01	17	82	98	-----	73	10
24/04/01	14	83	98	-----	74	10
25/04/01	16	86	101	-----	76	15, 14
26/04/01	13	77	93	-----	66	10
27/04/01	17	80	94	-----	70	10
28/04/01	22	79	94	-----	78	14
29/04/01	17	83	98	-----	74	10
30/04/01	15	82	97	-----	74	10

Registro diario de temperaturas de entrada y salida del agua y aceite en el sistema de enfriamiento

Tabla A.1 continuación

ABRIL DEL 2001 UNIDAD #2

Día	Hora	T máx. del Aceite en el Cabezal (°C)	Temp. del Aceite en el Tanque (°C)	Temp. del Agua a la Entrada del Intercambiador de Aceite (°C)	Temp. del Agua a la Salida del Intercambiador de Aceite (°C)	Carga de la Turbina (MW)
01/04/01	15	87	101	62,10	80	12
02/04/01	15	87	99	60,00	78,89	8
03/04/01	17	87	101	61,75	80,55	10
04/04/01	20	87	100	59,73	78,89	14
05/04/01	16	86	99	59,84	77,78	12
06/04/01	18	87	101	61,98	81,11	10
07/04/01	17	87	101	59,50	80	8
08/04/01	22	82	96	56,12	73,89	10
09/04/01	15	87	101	59,11	78,89	10
10/04/01	16	87	101	60,10	80,55	12
11/04/01	16	87	101	59,87	79,45	8
12/04/01	23	84	99	57,12	76,11	15
13/04/01	15	87	101	57,98	79,45	8
14/04/01	15	87	101	58,33	78,89	8
15/04/01	16	87	100	58,74	80	8
16/04/01	23	86	99	58,42	77,78	15
17/04/01	18	87	104	60,91	80	10
18/04/01	21	87	100	60,10	79,45	14
19/04/01	15	87	100	60,69	80	12
20/04/01	18	85	98	57,66	77,22	10
21/04/01	15	86	99	55,66	78,34	10
22/04/01	17	86	99	56,70	77,78	8
23/04/01	17	86	99	57,83	78,34	10
24/04/01	16	83	96	56,18	76,67	10
25/04/01	23	79	91	51,04	71,11	12
26/04/01	21	77	89	49,11	67,78	14
27/04/01	18	80	93	53,43	73,34	10
28/04/01	17	83	97	58,47	76,11	12
29/04/01	21	80	94,45	55,06	73,34	14
30/04/01	17	84	96	58,47	77,22	10

Registro diario de temperaturas de entrada y salida del agua y aceite en el sistema de enfriamiento

Tabla A.1 continuación

MAYO DEL 2001 UNIDAD #1

Día	Hora	T máx. del Aceite en el Cabezal (°C)	Temp. del Aceite en el Tanque (°C)	Temp. del Agua a la Entrada del Intercambiador de Aceite (°C)	Temp. del Agua a la Salida del Intercambiador de Aceite (°C)	Carga de la Turbina (MW)
01/05/01	15	83	99	-----	73	10
02/05/01	21	81	94	-----	70	13
03/05/01	22	80	96	-----	70	12
04/05/01	18	77	93	-----	66	12
05/05/01	22	81	97	-----	71	12
06/05/01	17	84	99	-----	73	10
07/05/01	11	84	99	-----	73	10
08/05/01	9	77	90	-----	67	10
09/05/01	20	81	93	-----	69	13
10/05/01	18	83	91	-----	72	10
11/05/01	17	84	101	-----	74	12
12/05/01	17	85	100	-----	74	10
13/05/01	17	83	99	-----	72	10
14/05/01	17	84	100	-----	73	14
15/05/01	17	82	97	-----	72	12
16/05/01	16	81	97	-----	71	14
17/05/01	20	81	97	-----	70	14
18/05/01	14	81	97	-----	71	10
19/05/01	14	81	99	-----	70	10
20/05/01	23	79	94	-----	68	12
21/05/01	15	83	99	-----	72	12
22/05/01	15	82	98	-----	73	12
23/05/01	15	84	100	-----	74	14
24/05/01	24	80	98	-----	70	10
25/05/01	17	82	99	-----	71	10
26/05/01	16	82	99	-----	72	10
27/05/01	17	83	98	-----	73	12
28/05/01	17	82	98	-----	71	10
29/05/01	17	82	101	-----	70	10,15
30/05/01	17	84	99	-----	73	12
31/05/01	19	81	96	-----	69	15

Registro diario de temperaturas de entrada y salida del agua y aceite en el sistema de enfriamiento

Tabla A.1 continuación

MAYO DEL 2001 UNIDAD #2

Día	Hora	T máx. del Aceite en el Cabezal (°C)	Temp. del Aceite en el Tanque (°C)	Temp. del Agua a la Entrada del Intercambiador de Aceite (°C)	Temp. del Agua a la Salida del Intercambiador de Aceite (°C)	Carga de la Turbina (MW)
01/05/01	21	81	94	55,20	73,34	12
02/05/01	21	83	93	55,30	75	13
03/05/01	23	87	96	56,58	76,11	10
04/05/01	1	86	93	53,43	72,78	10
05/05/01	22	83	94	56,37	75,56	10
06/05/01	17	86	98	56,39	76,11	10
07/05/01	23	87	94	54,09	75	12
08/05/01	1	80	93	52,37	71,11	10
09/05/01	21	83	98	53,69	73,89	13
10/05/01	18	83	98	56,27	77,78	10
11/05/01	17	85	99	56,83	77,78	12
12/05/01	15	84	97	56,19	77,22	10
13/05/01	19	83	98	54,64	77,22	10
14/05/01	17	86	99	56,17	78,34	14
15/05/01	1	83	96	53,80	75,56	15
16/05/01	16	82	96	53,81	73,89	14
17/05/01	20	82	95	55,36	75	10
18/05/01	15	83	96	55,01	75	10
19/05/01	1	82	95	53,53	72,78	15
20/05/01	16	83	98	54,30	75	12
21/05/01	17	83	97	52,43	76,11	12
22/05/01	17	83	97	53,01	75	12
23/05/01	16	84	100	54,87	76,67	14
24/05/01	1	81	94	52,10	73,34	15
25/05/01	16	82	98	51,81	74,45	10
26/05/01	16	83	100	53,08	75,56	10
27/05/01	24	76	94	48,67	68,89	12
28/05/01	17	82	95	55,04	73,89	10
29/05/01	20	82	100	55,01	75,56	15
30/05/01	22	84	97	54,66	74,45	15
31/05/01	19	82	96	52,44	72,78	15

Registro diario de temperaturas de entrada y salida del agua y aceite en el sistema de enfriamiento

Tabla A.1 continuación

JUNIO DEL 2001 UNIDAD #1

Día	Hora	T máx. del Aceite en el Cabezal (°C)	Temp. del Aceite en el Tanque (°C)	Temp. del Agua a la Entrada del Intercambiador de Aceite (°C)	Temp. del Agua a la Salida del Intercambiador de Aceite (°C)	Carga de la Turbina (MW)
01/06/01	16	80	95	-----	70	10
02/06/01	19	78	93	-----	66	10
03/06/01	15	81	97	-----	70	10
04/06/01	16	83	99	-----	72	15
05/06/01	15	81	97	-----	70	12
06/06/01	17	80	96	-----	69	12
07/06/01	20	82	98	-----	71	15
08/06/01	17	83	99	-----	72	14
09/06/01	15	82	99	-----	71	10
10/06/01	12	81	97	-----	70	10
11/06/01	15	81	99	-----	70	10
12/06/01	20	83	97	-----	71	15
13/06/01	22	81	97	-----	70	14
14/06/01	19	80	97	-----	69	10
15/06/01	14	82	98	-----	71	14
16/06/01	17	82	99	-----	70	10
17/06/01	20	79	93	-----	70	10
18/06/01	18	81	94	-----	71	12
19/06/01	18	86	101	-----	75	12
20/06/01	14	84	100	-----	74	12
21/06/01	19	81	94	-----	70	15
22/06/01	13	79	94	-----	68	10
23/06/01	20	79	94	-----	67	14
24/06/01	15	76	92	-----	66	10
25/06/01	18	80	95	-----	69	12
26/06/01	11	83	99	-----	73	12
27/06/01	17	82	98	-----	72	12
28/06/01	15	83	99	-----	73	14
29/06/01	14	82	95	-----	70	12
30/06/01	14	83	98	-----	73	14

Registro diario de temperaturas de entrada y salida del agua y aceite en el sistema de enfriamiento

Tabla A.1 continuación

JUNIO DEL 2001 UNIDAD #2

Día	Hora	T máx. del Aceite en el Cabezal (°C)	Temp. del Aceite en el Tanque (°C)	Temp. del Agua a la Entrada del Intercambiador de Aceite (°C)	Temp. del Agua a la Salida del Intercambiador de Aceite (°C)	Carga de la Turbina (MW)
01/06/01	16	79	92	54,36	72,22	10
02/06/01	20	78	91	52,85	71,67	10
03/06/01	23	78	91	52,03	70	10
04/06/01	16	83	97	55,06	75	15
05/06/01	21	83	96	55,95	75	15
06/06/01	15	81	94	53,92	72,78	12
07/06/01	20	81	94	53,29	73,89	10
08/06/01	18	84	99	55,23	75	14
09/06/01	17	82	96	54,09	74,45	10
10/06/01	22	82	96	52,25	72,22	12
11/06/01	16	81	98	51,95	71,11	10
12/06/01	20	83	97	55,38	76,11	15
13/06/01	21	78	98	49,53	70	14
14/06/01	20	80	97	51,78	72,22	14
15/06/01	15	81	95	49,84	70	14
16/06/01	1	79	93	50,17	68,89	14
17/06/01	16	81	97	55,36	75	10
18/06/01	14	83	96	54,61	74,45	14
19/06/01	18	82	96	54,76	74,45	12
21/06/01	16	78	92	46,69	67,78	15
22/06/01	13	79	92	49,87	70,56	10
23/06/01	17	80	93	51,29	71,67	12
24/06/01	17	77	90	46,96	66,11	10
25/06/01	13	79	93	50,26	72,22	12
26/06/01	16	79	94	49,57	70,56	12
27/06/01	18	82	95	51,81	73,34	12
28/06/01	17	82	96	55,04	73,89	14
29/06/01	17	82	96	23,46	32,22	14
30/06/01	19	78	92	49,76	67,78	12

Registro diario de temperaturas de entrada y salida del agua y aceite en el sistema de enfriamiento

Tabla A.1 continuación

JUNIO DEL 2001 UNIDAD #1

Día	Hora	T máx. del Aceite en el Cabezal (°C)	Temp. del Aceite en el Tanque (°C)	Temp. del Agua a la Entrada del Intercambiador de Aceite (°C)	Temp. del Agua a la Salida del Intercambiador de Aceite (°C)	Carga de la Turbina (MW)
01/07/01	17	83	99	-----	73	12
02/07/01	18	84	100	-----	74	12
03/07/01	18	82	99	-----	71	12
04/07/01	20	85	100	-----	75	15
05/07/01	8	82	98	-----	70	15
06/07/01	21	78	95	-----	68	15
07/07/01	22	82	98	-----	70	15
08/07/01	24	76	92	-----	66	12
09/07/01	22	81	96	-----	68	15,5
10/07/01	15	85	99	-----	74	15
11/07/01	14	85	101	-----	75	15
12/07/01	16	85	100	-----	74	15
13/07/01	17	85	100	-----	75	15
14/07/01	14	85	100	-----	73	15
15/07/01	18	86	101	-----	74	15
16/07/01	19	79	94	-----	67	15
17/07/01	18	82	97	-----	70	15
18/07/01	17	84	99	-----	74	15

JULIO DEL 2001 UNIDAD #2

Día	Hora	T máx. del Aceite en el Cabezal (°C)	Temp. del Aceite en el Tanque (°C)	Temp. del Agua a la Entrada del Intercambiador de Aceite (°C)	Temp. del Agua a la Salida del Intercambiador de Aceite (°C)	Carga de la Turbina (MW)
01/07/01	17	82	96	55,20	73,34	12
02/07/01	16	82	96	54,89	74,45	12
03/07/01	21	82	96	54,10	72,78	15
04/07/01	16	83	97	55,05	75	15
05/07/01	16	82	98	55,94	75	15
06/07/01	17	85	99	56,39	76,11	15
07/07/01	18	82	99	53,28	73,89	15
08/07/01	15	88	97	54,01	73,34	15
09/07/01	16	79	93	51,66	71,11	15
10/07/01	22	80	93	53,86	74,45	15
11/07/01	18	83	97	54,39	74,45	15
12/07/01	20	82	96	53,76	73,89	15
13/07/01	22	80	93	50,31	71,11	15
14/07/01	19	77	90	49,39	68,89	15
15/07/01	19	78	90	51,41	72,22	12
16/07/01	21	77	90	48,95	67,22	12
17/07/01	15	82	95	54,13	73,34	15
18/07/01	15	83	97	54,19	73,89	15

Registro diario de temperaturas de entrada y salida del agua y aceite en el sistema de enfriamiento

Tabla A.1

ENERO DEL 2001

Diferencia de Temp. (DT) del ACEITE	Diferencia de Temp. (DT) del AGUA	Calor disipado en el Intercambiador Agua-Aire Q_w (kw)	Calor disipado en el Intercambiador Aceite-Agua Q_a (kw)	Eficiencia del intercambio de calor entre el Aceite y Agua (e)	Temperatura estimada del aceite en el cabezal (°C)
14,00	18,34	1951	818,279	0,419	75,853
14,00	19,19	2042	818,279	0,401	73,745
16,00	20,03	2131	935,176	0,439	77,918
12,00	19,87	2114	701,382	0,332	79,061
14,00	19,12	2034	818,279	0,402	77,675
13,00	19,79	2106	759,831	0,361	81,663
13,00	20,38	2168	759,831	0,350	76,165
13,00	20,57	2189	759,831	0,347	82,320
13,00	19,53	2078	759,831	0,366	75,432
14,00	21,28	2264	818,279	0,361	80,637
13,00	20,43	2174	759,831	0,350	80,206
14,00	20,81	2214	818,279	0,370	80,244
12,00	21,38	2275	701,382	0,308	79,187
14,00	20,69	2201	818,279	0,372	76,141
13,00	22,33	2376	759,831	0,320	83,635
13,00	20,76	2209	759,831	0,344	80,473
13,00	20,00	2128	759,831	0,357	80,845
14,00	20,95	2229	818,279	0,367	82,363
12,00	20,79	2212	701,382	0,317	82,766
10,00	19,41	2065	584,485	0,283	76,403
13,00	23,44	2494	759,831	0,305	81,363
14,00	22,08	2349	818,279	0,348	80,266
13,00	21,88	2328	759,831	0,326	84,319
11,00	21,49	2286	642,934	0,281	81,491
14,00	22,57	2401	818,279	0,341	80,629
16,00	22,08	2349	935,176	0,398	79,875
14,00	22,11	2352	818,279	0,348	80,288
13,00	19,34	2058	759,831	0,369	79,259
13,00	20,63	2195	759,831	0,346	80,369
14,00	20,16	2145	818,279	0,381	78,672
13,00	21,66	2304	759,831	0,330	83,160
13,29	20,74	2207,13	776,800	0,353	79,756

Resultados de calor disipado por los intercambiadores Agua-Aire y Aceite-Agua para la unidad # 2

Tabla A.2

FEBRERO DEL 2001

Diferencia de Temp. (DT) del ACEITE	Diferencia de Temp. (DT) del AGUA	Calor disipado en el Intercambiador Agua-Aire q_w (kw)	Calor disipado en el Intercambiador Aceite-Agua q_a (kw)	Eficiencia del intercambio de calor entre el Aceite y Agua (e)	Temperatura estimada del aceite en el cabezal (°C)
13,00	17,40	1851	759,831	0,410	79,319
14,00	18,23	1939	818,279	0,422	77,766
12,00	17,11	1821	701,382	0,385	77,527
16,00	18,89	2010	935,176	0,465	76,687
12,00	18,19	1936	701,382	0,362	81,624
14,00	18,61	1980	818,279	0,413	80,178
13,00	14,45	1537	759,831	0,494	75,298
13,00	18,57	1975	759,831	0,385	79,554
14,00	19,36	2059	818,279	0,397	79,946
13,00	19,60	2086	759,831	0,364	81,528
13,00	17,53	1865	759,831	0,407	76,459
13,00	19,27	2050	759,831	0,371	81,228
14,00	21,02	2237	818,279	0,366	80,454
14,00	20,56	2187	818,279	0,374	82,058
14,00	20,96	2230	818,279	0,367	83,404
13,00	19,08	2030	759,831	0,374	80,052
15,00	18,56	1975	876,728	0,444	77,713
13,00	18,94	2015	759,831	0,377	80,918
14,00	18,64	1984	818,279	0,413	79,217
16,00	19,14	2037	935,176	0,459	75,979
12,00	23,00	2447	701,382	0,287	87,256
15,00	21,38	2274	876,728	0,385	83,515
14,00	20,08	2136	818,279	0,383	79,628
15,00	20,49	2181	876,728	0,402	79,718
15,00	20,70	2202	876,728	0,398	78,909
13,00	21,27	2263	759,831	0,336	81,899
13,00	20,81	2214	759,831	0,343	81,543
13,00	17,25	1835	759,831	0,414	77,145
13,68	19,25	2048,51	799,325	0,393	79,876

Resultados de calor disipado por los intercambiadores Agua-Aire y Aceite-Agua para la unidad # 2

Tabla A.2 continuación

MARZO DEL 2001

Diferencia de Temp. (DT) del ACEITE	Diferencia de Temp. (DT) del AGUA	Calor disipado en el Intercambiador Agua-Aire Q_w (kw)	Calor disipado en el Intercambiador Aceite-Agua Q_a (kw)	Eficiencia del intercambio de calor entre el Aceite y Agua (ϵ)	Temperatura estimada del aceite en el cabezal (°C)
15,00	17,15	1824	876,728	0,481	75,954
13,00	18,62	1981	759,831	0,383	80,609
13,00	17,75	1889	759,831	0,402	77,710
12,00	19,02	2024	701,382	0,347	82,379
14,00	18,57	1976	818,279	0,414	82,140
14,00	18,86	2007	818,279	0,408	82,446
15,00	21,06	2241	876,728	0,391	85,236
13,00	18,56	1975	759,831	0,385	80,549
14,00	19,91	2118	818,279	0,386	82,475
15,00	20,02	2130	876,728	0,412	81,260
14,00	19,44	2068	818,279	0,396	81,026
13,00	19,68	2094	759,831	0,363	83,599
14,00	21,47	2284	818,279	0,358	83,818
13,00	20,41	2171	759,831	0,350	82,217
13,00	20,81	2214	759,831	0,343	82,542
13,00	19,49	2074	759,831	0,366	81,430
12,00	19,09	2031	701,382	0,345	82,438
14,00	19,61	2086	818,279	0,392	82,191
13,00	19,04	2026	759,831	0,375	82,013
14,00	20,48	2179	818,279	0,376	83,987
14,00	23,32	2481	818,279	0,330	85,183
12,00	21,82	2322	701,382	0,302	85,514
13,00	20,94	2228	759,831	0,341	83,646
15,00	20,19	2148	876,728	0,408	78,429
14,00	22,57	2402	818,279	0,341	84,661
14,00	21,73	2312	818,279	0,354	83,023
12,00	20,50	2182	701,382	0,322	80,581
12,00	18,28	1944	701,382	0,361	81,701
13,00	20,34	2165	759,831	0,351	83,166
12,00	19,02	2023	701,382	0,347	82,376
14,00	19,69	2094	818,279	0,391	79,264
13,42	19,92	2119,13	784,177	0,372	82,050

Resultados de calor disipado por los intercambiadores Agua-Aire y Aceite-Agua para la unidad # 2

Tabla A.2 continuación

ABRIL DEL 2001

Diferencia de Temp. (DT) del ACEITE	Diferencia de Temp. (DT) del AGUA	Calor disipado en el Intercambiador Agua-Aire Q_w (kw)	Calor disipado en el Intercambiador Aceite-Agua Q_a (kw)	Eficiencia del intercambio de calor entre el Aceite y Agua (ϵ)	Temperatura estimada del aceite en el cabezal (°C)
14,00	17,90	1904	818,279	0,430	80,393
12,00	18,89	2010	701,382	0,349	82,268
14,00	18,80	2000	818,279	0,409	81,377
13,00	19,16	2039	759,831	0,373	82,126
13,00	17,94	1909	759,831	0,398	79,908
14,00	19,13	2035	818,279	0,402	81,720
14,00	20,50	2181	818,279	0,375	83,006
14,00	17,77	1890	818,279	0,433	75,240
14,00	19,78	2104	818,279	0,389	82,349
14,00	20,45	2175	818,279	0,376	82,961
14,00	19,58	2083	818,279	0,393	82,165
15,00	18,99	2021	876,728	0,434	78,195
14,00	21,47	2285	818,279	0,358	83,823
14,00	20,56	2187	818,279	0,374	83,058
13,00	21,26	2262	759,831	0,336	83,888
13,00	19,36	2060	759,831	0,369	81,308
17,00	19,09	2032	993,625	0,489	80,545
13,00	19,35	2059	759,831	0,369	82,299
13,00	19,31	2055	759,831	0,370	82,268
13,00	19,56	2081	759,831	0,365	80,493
13,00	22,68	2413	759,831	0,315	83,900
13,00	21,08	2242	759,831	0,339	82,751
13,00	20,51	2182	759,831	0,348	82,304
13,00	20,49	2181	759,831	0,348	79,289
12,00	20,07	2135	701,382	0,328	75,249
12,00	18,67	1987	701,382	0,353	72,068
13,00	19,91	2118	759,831	0,359	75,795
14,00	17,64	1876	818,279	0,436	76,087
14,45	18,28	1944	844,581	0,434	73,619
12,00	18,75	1995	701,382	0,352	79,140
13,48	19,56	2081,52	787,818	0,380	80,320

Resultados de calor disipado por los intercambiadores Agua-Aire y Aceite-Agua para la unidad # 2

Tabla A.2 continuación

MAYO DEL 2001

Diferencia de Temp. (DT) del ACEITE	Diferencia de Temp. (DT) del AGUA	Calor disipado en el Intercambiador Agua-Aire Q_w (kw)	Calor disipado en el Intercambiador Aceite-Agua Q_a (kw)	Eficiencia del intercambio de calor entre el Aceite y Agua (ϵ)	Temperatura estimada del aceite en el cabezal (°C)
13,00	18,14	1930	759,831	0,394	75,118
10,00	19,70	2096	584,485	0,279	79,624
9,00	19,53	2078	526,037	0,253	83,861
7,00	19,35	2059	409,140	0,199	83,470
11,00	19,19	2042	642,934	0,315	78,901
12,00	19,72	2098	701,382	0,334	81,967
7,00	20,91	2225	409,140	0,184	85,181
13,00	18,74	1994	759,831	0,381	74,724
15,00	20,20	2150	876,728	0,408	78,441
15,00	21,51	2288	876,728	0,383	79,626
14,00	20,95	2229	818,279	0,367	81,396
13,00	21,03	2238	759,831	0,340	80,716
15,00	22,58	2403	876,728	0,365	80,500
13,00	22,17	2359	759,831	0,322	83,554
13,00	21,76	2315	759,831	0,328	80,262
14,00	20,08	2136	818,279	0,383	77,629
13,00	19,64	2089	759,831	0,364	77,558
13,00	19,99	2127	759,831	0,357	78,866
13,00	19,25	2048	759,831	0,371	77,208
15,00	20,70	2203	876,728	0,398	78,911
14,00	23,68	2519	818,279	0,325	81,423
14,00	21,99	2339	818,279	0,350	80,224
16,00	21,80	2319	935,176	0,403	80,660
13,00	21,24	2260	759,831	0,336	77,873
16,00	22,64	2408	935,176	0,388	79,379
17,00	22,48	2392	993,625	0,415	80,075
18,00	20,22	2152	1052,074	0,489	70,552
13,00	18,85	2005	759,831	0,379	76,828
18,00	20,55	2187	1052,074	0,481	76,927
13,00	19,79	2106	759,831	0,361	79,695
14,00	20,34	2164	818,279	0,378	77,863
13,35	20,60	2192,12	780,407	0,356	79,323

Resultados de calor disipado por los intercambiadores Agua-Aire y Aceite-Agua para la unidad # 2

Tabla A.2 continuación

JUNIO DEL 2001

Diferencia de Temp. (DT) del ACEITE	Diferencia de Temp. (DT) del AGUA	Calor disipado en el Intercambiador Agua-Aire Q_w (kw)	Calor disipado en el Intercambiador Aceite-Agua Q_a (kw)	Eficiencia del intercambio de calor entre el Aceite y Agua (ϵ)	Temperatura estimada del aceite en el cabezal (°C)
13,00	17,86	1901	759,831	0,400	72,827
13,00	18,82	2003	759,831	0,379	72,806
13,00	17,97	1912	759,831	0,397	71,938
14,00	19,94	2122	818,279	0,386	78,506
13,00	19,05	2027	759,831	0,375	78,025
13,00	18,86	2006	759,831	0,379	75,839
13,00	20,60	2192	759,831	0,347	77,378
15,00	19,77	2103	876,728	0,417	79,008
14,00	20,36	2166	818,279	0,378	77,884
14,00	19,97	2125	818,279	0,385	77,533
17,00	19,16	2038	993,625	0,487	74,622
14,00	20,73	2206	818,279	0,371	79,210
20,00	20,47	2178	1168,971	0,537	72,263
17,00	20,44	2175	993,625	0,457	75,092
14,00	20,16	2145	818,279	0,381	76,708
14,00	18,72	1992	818,279	0,411	73,298
16,00	19,64	2089	935,176	0,448	75,536
13,00	19,84	2111	759,831	0,360	78,741
14,00	19,69	2095	818,279	0,391	77,271
13,00	19,78	2105	759,831	0,361	76,689
14,00	21,09	2244	818,279	0,365	74,511
13,00	20,69	2201	759,831	0,345	75,443
13,00	20,38	2168	759,831	0,350	76,192
13,00	19,15	2037	759,831	0,373	72,111
14,00	21,96	2337	818,279	0,350	76,205
15,00	20,99	2234	876,728	0,393	75,175
13,00	21,53	2291	759,831	0,332	79,094
14,00	18,85	2006	818,279	0,408	76,433
14,00	8,76	933	818,279	0,877	53,919
14,00	18,02	1917	818,279	0,427	71,532
14,14	19,81	2107,78	826,168	0,394	75,789

Resultados de calor disipado por los intercambiadores Agua-Aire y Aceite-Agua para la unidad # 2

Tabla A.2 continuación

JULIO DEL 2001

Diferencia de Temp. (DT) del ACEITE	Diferencia de Temp. (DT) del AGUA	Calor disipado en el Intercambiador Agua-Aire Q_w (kw)	Calor disipado en el Intercambiador Aceite-Agua Q_a (kw)	Eficiencia del intercambio de calor entre el Aceite y Agua (e)	Temperatura estimada del aceite en el cabezal (°C)
14,00	18,14	1930	818,279	0,424	75,672
14,00	19,56	2081	818,279	0,393	77,141
14,00	18,68	1988	818,279	0,412	76,260
14,00	19,95	2122	818,279	0,386	78,509
16,00	19,06	2028	935,176	0,461	75,880
14,00	19,72	2099	818,279	0,390	80,301
17,00	20,61	2193	993,625	0,453	77,267
9,00	19,33	2057	526,037	0,256	84,735
14,00	19,45	2069	818,279	0,395	74,037
13,00	20,59	2191	759,831	0,347	76,368
14,00	20,06	2134	818,279	0,383	78,614
14,00	20,13	2142	818,279	0,382	77,678
13,00	20,80	2213	759,831	0,343	76,534
13,00	19,50	2075	759,831	0,366	72,440
12,00	20,81	2214	701,382	0,317	74,805
13,00	18,27	1944	759,831	0,391	71,254
13,00	19,21	2044	759,831	0,372	77,169
14,00	19,70	2096	818,279	0,390	78,276
13,61	19,64	2089,89	795,383	0,381	76,830

Resultados de calor disipado por los intercambiadores Agua-Aire y Aceite-Agua para la unidad # 2

Tabla A.2

MES	Diferencia de Temp.(DT) del ACEITE	Diferencia de Temp.(DT) del AGUA	Calor disipado en el Intercambiador Agua-Aire Q_w (kw)	Calor disipado en el Intercambiador Aceite-Agua Q_a (kw)	Eficiencia del intercambio de calor entre el Aceite y Agua (e)	Temperatura estimada del aceite en el cabezal (°C)
Enero	13,29	20,74	2207,13	776,637	0,353	79,789
Febrero	13,68	19,25	2048,51	799,325	0,393	79,880
Marzo	13,42	19,92	2119,13	784,177	0,372	82,054
Abril	13,48	19,56	2081,52	787,818	0,380	80,324
Mayo	13,35	20,60	2192,12	780,407	0,356	79,327
Junio	14,13	19,75	2107,78	826,168	0,394	75,784

Promedios mensuales de los resultados de la tabla A.2

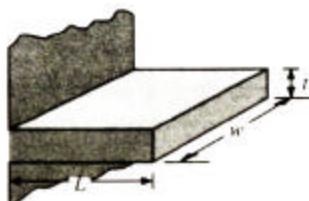
Tabla A.3

ANEXO B

Aletas rectas*Rectangular^a*

$$A_f = 2wL_c$$

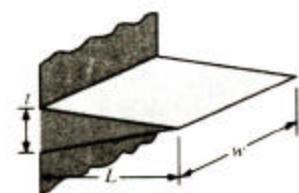
$$L_c = L + (t/2)$$



$$\eta_f = \frac{\tanh mL_c}{mL_c}$$

Triangular^a

$$A_f = 2w[L^2 + (t/2)^2]^{1/2}$$

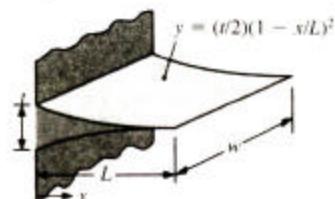


$$\eta_f = \frac{1}{mL} \frac{I_1(2mL)}{I_0(2mL)}$$

Parabólica^a

$$A_f = w[C_1L^2 + (L^2/t)\ln(t/L + C_1)]$$

$$C_1 = [1 + (t/L)^2]^{1/2}$$

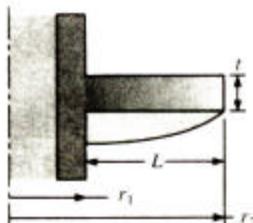


$$\eta_f = \frac{2}{[4(mL)^2 + 1]^{1/2} + 1}$$

Aleta circular*Rectangular^a*

$$A_f = 2\pi(r_{2c}^2 - r_1^2)$$

$$r_{2c} = r_2 + (t/2)$$



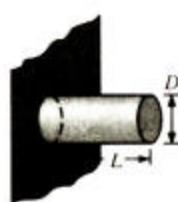
$$\eta_f = C_2 \frac{K_1(mr_1)I_1(mr_{2c}) - I_1(mr_1)K_1(mr_{2c})}{I_0(mr_1)K_1(mr_{2c}) + K_0(mr_1)I_1(mr_{2c})}$$

$$C_2 = \frac{(2r_1/m)}{(r_{2c}^2 - r_1^2)}$$

Aletas de punta*Rectangular^b*

$$A_f = \pi DL_c$$

$$L_c = L + (D/4)$$



$$\eta_f = \frac{\tanh mL_c}{mL_c}$$

Tabla B.1 Ecuaciones de eficiencia de la aleta (η_f) para distintas formas de aletas

T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg · K)	$\mu \cdot 10^7$ (N · s/m ²)	$v \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
Aire							
100	3.5562	1.032	71.1	2.00	9.34	2.54	0.786
150	2.3364	1.012	103.4	4.426	13.8	5.84	0.758
200	1.7458	1.007	132.5	7.590	18.1	10.3	0.737
250	1.3947	1.006	159.6	11.44	22.3	15.9	0.720
300	1.1614	1.007	184.6	15.89	26.3	22.5	0.707
350	0.9950	1.009	208.2	20.92	30.0	29.9	0.700
400	0.8711	1.014	230.1	26.41	33.8	38.3	0.690
450	0.7740	1.021	250.7	32.39	37.3	47.2	0.686
500	0.6964	1.030	270.1	38.79	40.7	56.7	0.684
550	0.6329	1.040	288.4	45.57	43.9	66.7	0.683
600	0.5804	1.051	305.8	52.69	46.9	76.9	0.685
650	0.5356	1.063	322.5	60.21	49.7	87.3	0.690
700	0.4975	1.075	338.8	68.10	52.4	98.0	0.695
750	0.4643	1.087	354.6	76.37	54.9	109	0.702
800	0.4354	1.099	369.8	84.93	57.3	120	0.709
850	0.4097	1.110	384.3	93.80	59.6	131	0.716
900	0.3868	1.121	398.1	102.9	62.0	143	0.720
950	0.3666	1.131	411.3	112.2	64.3	155	0.723
1000	0.3482	1.141	424.4	121.9	66.7	168	0.726
1100	0.3166	1.159	449.0	141.8	71.5	195	0.728
1200	0.2902	1.175	473.0	162.9	76.3	224	0.728
1300	0.2679	1.189	496.0	185.1	82	238	0.719
1400	0.2488	1.207	530	213	91	303	0.703
1500	0.2322	1.230	557	240	100	350	0.685
1600	0.2177	1.248	584	268	106	390	0.688
1700	0.2049	1.267	611	298	113	435	0.685
1800	0.1935	1.286	637	329	120	482	0.683
1900	0.1833	1.307	663	362	128	534	0.677
2000	0.1741	1.337	689	396	137	589	0.672
2100	0.1658	1.372	715	431	147	646	0.667
2200	0.1582	1.417	740	468	160	714	0.655
2300	0.1513	1.478	766	506	175	783	0.647
2400	0.1448	1.558	792	547	196	869	0.630
2500	0.1389	1.665	818	589	222	960	0.613
3000	0.1135	2.726	955	841	486	1570	0.536

Tabla B.2 Propiedades termo-físicas del aire a presión atmosférica

Temperatura, T (K)	Presión P (bars) ^b	Volumen específico (m ³ /kg)		Entalpía de vaporización h_g (kJ/kg)		Calor específico ($\text{kJ}/\text{kg} \cdot \text{K}$)		Viscosidad ($\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$)		Conductividad térmica ($\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$)		Número de Prandtl Pr_f	Número de superficial $\phi_f \cdot 10^3$ (N/m)	Coeficiente de expansión $\beta_f \cdot 10^6$ (K^{-1})	Temperatura T (K)
		$v_f \cdot 10^3$	v_s	$c_{p,f}$	$c_{p,g}$	$\mu_f \cdot 10^6$	$\mu_g \cdot 10^6$	$k_f \cdot 10^3$	$k_g \cdot 10^3$						
273.15	0.00611	1.000	206.3	2502	4.217	1.854	1750	8.02	569	18.2	12.99	0.815	75.5	-68.05	273.15
275	0.00697	1.000	181.7	2497	4.211	1.855	1652	8.09	574	18.3	12.22	0.817	75.3	-32.74	275
280	0.00990	1.000	130.4	2485	4.198	1.858	1422	8.29	582	18.6	10.26	0.825	74.8	46.04	280
285	0.01387	1.000	99.4	2473	4.189	1.861	1225	8.49	590	18.9	8.81	0.833	74.3	114.1	285
290	0.01917	1.001	69.7	2461	4.184	1.864	1080	8.69	598	19.3	7.56	0.841	73.7	174.0	290
295	0.02617	1.002	51.94	2449	4.181	1.868	959	8.89	606	19.5	6.62	0.849	72.7	227.5	295
300	0.03531	1.003	39.13	2438	4.179	1.872	855	9.09	613	19.6	5.83	0.857	71.7	276.1	300
305	0.04712	1.005	29.74	2426	4.178	1.877	769	9.29	620	20.1	5.20	0.865	70.9	320.6	305
310	0.06221	1.007	22.93	2414	4.178	1.882	695	9.49	628	20.4	4.62	0.873	70.0	361.9	310
315	0.08132	1.009	17.82	2402	4.179	1.888	631	9.69	634	20.7	4.16	0.883	69.2	400.4	315
320	0.1053	1.011	13.98	2390	4.180	1.895	577	9.89	640	21.0	3.77	0.894	68.3	436.7	320
325	0.1351	1.013	11.06	2378	4.182	1.903	528	10.09	645	21.3	3.42	0.901	67.5	471.2	325
330	0.1719	1.016	8.82	2366	4.184	1.911	489	10.29	650	21.7	3.15	0.908	66.6	504.0	330
335	0.2167	1.018	7.09	2354	4.186	1.920	453	10.49	656	22.0	2.88	0.916	65.8	535.5	335
340	0.2713	1.021	5.74	2342	4.188	1.930	420	10.69	660	22.3	2.66	0.925	64.9	566.0	340
345	0.3372	1.024	4.683	2329	4.191	1.941	389	10.89	668	22.6	2.45	0.933	64.1	595.4	345
350	0.4163	1.027	3.846	2317	4.195	1.954	365	11.09	668	23.0	2.29	0.942	63.2	624.2	350
355	0.5100	1.030	3.180	2304	4.199	1.968	343	11.29	671	23.3	2.14	0.951	62.3	652.3	355
360	0.6209	1.034	2.645	2291	4.203	1.983	324	11.49	674	23.7	2.02	0.960	61.4	697.9	360
365	0.7514	1.038	2.212	2278	4.209	1.999	306	11.69	677	24.1	1.91	0.969	60.5	707.1	365
370	0.9040	1.041	1.861	2265	4.214	2.017	289	11.89	679	24.5	1.80	0.978	59.5	728.7	370
373.15	1.0133	1.044	1.679	2257	4.217	2.029	279	12.02	680	24.8	1.76	0.984	58.9	750.1	373.15
375	1.0815	1.045	1.574	2252	4.220	2.036	274	12.09	681	24.9	1.70	0.987	58.6	761	375
380	1.2869	1.049	1.337	2239	4.226	2.057	260	12.29	683	25.4	1.61	0.999	57.6	788	380
385	1.5233	1.053	1.142	2225	4.232	2.080	248	12.49	685	25.8	1.53	1.004	56.6	814	385

Tabla B.3 Propiedades termo-físicas del agua saturada

Temperatura, T (K)	Presión P (bars) ^a	Volumen específico (m ³ /kg)	Entalpía de vaporización h_{fg} (kJ/kg)	Calor específico (kJ/kg · K)	$c_{p,f}$	$c_{p,e}$	$\mu_f \cdot 10^6$	$\mu_e \cdot 10^6$	Viscosidad (N · s/m ²)	$k_f \cdot 10^3$	$k_e \cdot 10^3$	Número de Prandtl Pr_f	Pr_e	Conductividad térmica (W/m · K)	Tensión superficial $\sigma \cdot 10^3$ (N/m)	Cociente de expansión $B \cdot 10^6$ (K ⁻¹)	Temperatura T (K)
		$v_f \cdot 10^3$	v_e														
390	1.794	1.058	0.980	221.2	4.239	2.104	237	12.69	686	26.3	1.47	1.013	55.6	841	394		
400	2.455	1.067	0.731	218.3	4.256	2.158	217	13.05	688	27.2	1.34	1.033	53.6	896	400		
410	3.302	1.077	0.553	215.3	4.278	2.221	200	13.42	688	28.2	1.24	1.054	51.5	952	410		
420	4.370	1.088	0.425	212.3	4.302	2.291	185	13.79	688	29.8	1.16	1.075	49.4	1010	420		
430	5.699	1.099	0.331	209.1	4.331	2.369	173	14.14	685	30.4	1.09	1.10	47.2	1030	430		
440	7.333	1.110	0.261	205.9	4.36	2.46	162	14.50	682	31.7	1.04	1.12	45.1	440			
450	9.319	1.123	0.208	202.4	4.40	2.56	152	14.85	678	33.1	0.99	1.14	42.9	450			
460	11.71	1.137	0.167	198.9	4.44	2.68	143	15.19	673	34.6	0.95	1.17	40.7	460			
470	14.55	1.152	0.136	195.1	4.48	2.79	136	15.54	667	36.3	0.92	1.20	38.5	470			
480	17.90	1.167	0.111	191.2	4.53	2.94	129	15.88	660	38.1	0.89	1.23	36.2	480			
490	21.83	1.184	0.0922	187.0	4.59	3.10	124	16.23	651	40.1	0.87	1.25	33.9	490			
500	26.40	1.203	0.0766	182.5	4.66	3.27	118	16.59	642	42.3	0.86	1.28	31.6	500			
510	31.66	1.222	0.0631	177.9	4.74	3.47	113	16.95	631	44.7	0.85	1.31	29.3	510			
520	37.70	1.244	0.0525	173.0	4.84	3.70	108	17.33	621	47.5	0.84	1.35	26.9	520			
530	44.58	1.268	0.0445	167.9	4.95	3.96	104	17.72	608	50.6	0.85	1.39	24.5	530			
540	52.38	1.294	0.0375	162.2	5.08	4.27	101	18.1	594	54.0	0.86	1.43	22.1	540			
550	61.19	1.323	0.0317	156.4	5.24	4.64	97	18.6	580	58.3	0.87	1.47	19.7	550			
560	71.08	1.355	0.0269	149.9	5.43	5.09	94	19.1	563	63.7	0.90	1.52	17.3	560			
570	82.16	1.392	0.0228	142.9	5.68	5.67	91	19.7	548	76.7	0.94	1.59	15.0	570			
580	94.51	1.433	0.0193	135.3	6.00	6.40	88	20.4	528	76.7	0.99	1.68	12.8	580			
590	108.3	1.482	0.0163	127.4	6.41	7.35	84	21.5	513	84.1	1.05	1.84	10.5	590			
600	123.5	1.541	0.0137	117.6	7.00	8.75	81	22.7	497	92.9	1.14	2.15	8.4	600			
610	137.3	1.612	0.0115	106.8	7.85	11.1	77	24.1	467	103	1.30	2.60	6.3	610			
620	159.1	1.705	0.0094	94.1	9.35	15.4	72	25.9	444	114	1.52	3.46	4.5	620			
625	169.1	1.778	0.0085	85.8	10.6	18.3	70	27.0	430	121	1.65	4.20	3.5	625			
630	179.7	1.856	0.0075	78.1	12.6	22.1	67	28.0	412	130	2.0	4.8	2.6	630			
635	190.9	1.935	0.0066	68.3	16.4	27.6	64	30.0	392	141	2.7	6.0	1.5	635			
640	202.7	2.075	0.0057	56.0	26	42	59	32.0	367	155	4.2	9.6	0.8	640			
645	215.2	2.351	0.0045	36.1	90	—	54	37.0	331	178	12	26	0.1	645			
647.3 ^c	221.2	3.170	0.0032	0	∞	∞	45	45.0	238	238	∞	∞	0.0	647.3 ^c			

Tabla B.3 Propiedades termo-físicas del agua saturada continuación

Composición	Punto de fusión (K)	Propiedades a 300 K						Propiedades a varias temperaturas (K)					
		ρ (kg/m ³)	c_p (J/kg · K)	k (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	100	200	400	600	800	1000	1200	1500
Aluminio puro	933	2702	903	237	97.1	302	237	240	231	218			
Aleación 2024-T6 (4.5% Cu, 1.5% Mg, 0.6% Mn)	775	2770	875	177	73.0	65	163	94.9	103.3	114.6			
Aleación 195, vaciado (4.5% Cu)	2790	883	168	68.2			787	925	1042				
Aluminio (99.75% puro)	7870	447	72.7	20.7	95.6	80.6	65.7	53.1	42.2	32.3	28.7	28.7	31.4
Berilio	1550	1850	200	59.2	99.0	301	161	126	106	90.8	78.7		
Bismuto	545	9780	122	7.86	6.59	203	1114	2191	2604	2823	3018	3227	3519
Boro	2573	2500	1107	27.0	9.76	190	55.5	16.8	10.6	9.60	9.85		
Cadmio	594	8650	231	96.8	48.4	203	600	1463	1892	2160	2338		
Cinc	693	7140	389	116	41.8	117	118	111	103				
Circonio	2125	6570	278	22.7	12.4	33.2	25.2	21.6	20.7	21.6	23.7	26.0	33.0
Cromo	2118	7160	449	93.7	29.1	159	111	90.9	80.7	71.3	65.4	61.9	49.4
Cobalto	1769	8862	421	90.2	26.6	167	122	85.4	48.4	54.2	58.2	61.6	77.9
Cobre puro	1358	8933	385	401	117	482	413	393	379	366	352	339	
Bronce comercial (90% Cu, 10% Al)	1293	8800	420	52	14	252	356	397	417	433	451	480	

Tabla B.4 Propiedades termo-físicas de materiales

OD of Tubing, in.	Bwg Gauge	Thick- ness, in.	Internal Flow Area, in. ²	Sq Ft External Surface per Foot Length	Sq Ft Internal Surface per Foot Length	Weight per Ft Length, Steel, lb*	ID Tubing, in.	Moment of Inertia, in. ⁴	Section Modulus, in. ³	Radius of Gyration, in.	Constant, C†	OD ID	Transverse Metal Area, in. ²
1/4	22	0.028	0.0295	0.0655	0.0508	0.066	0.194	0.00012	0.00098	0.0792	46	1.289	0.0195
1/4	24	0.022	0.0333	0.0655	0.0539	0.054	0.206	0.00011	0.00083	0.0810	52	1.214	0.0159
1/4	26	0.018	0.0360	0.0655	0.0560	0.045	0.214	0.00009	0.00071	0.0824	56	1.168	0.0131
3/8	18	0.049	0.0603	0.0982	0.0725	0.171	0.277	0.00068	0.0036	0.1164	94	1.354	0.0502
3/8	20	0.035	0.0731	0.0982	0.0798	0.127	0.305	0.00055	0.0029	0.1213	114	1.233	0.0374
3/8	22	0.028	0.0799	0.0982	0.0835	0.104	0.319	0.00046	0.0025	0.1227	125	1.176	0.0305
3/8	24	0.022	0.0860	0.0982	0.0867	0.083	0.331	0.00038	0.0020	0.1248	134	1.133	0.0244
1/2	16	0.065	0.1075	0.1309	0.0969	0.302	0.370	0.0022	0.0086	0.1556	168	1.351	0.0888
1/2	18	0.049	0.1269	0.1309	0.1052	0.236	0.402	0.0018	0.0072	0.1606	198	1.244	0.0694
1/2	20	0.035	0.1452	0.1309	0.1126	0.174	0.430	0.0014	0.0056	0.1649	227	1.163	0.0511
1/2	22	0.028	0.1548	0.1309	0.1162	0.141	0.444	0.0012	0.0046	0.1671	241	1.126	0.0415
5/8	12	0.109	0.1301	0.1636	0.1066	0.602	0.407	0.0061	0.0197	0.1864	203	1.536	0.177
5/8	13	0.095	0.1486	0.1636	0.1139	0.537	0.435	0.0057	0.0183	0.1903	232	1.437	0.158
5/8	14	0.083	0.1635	0.1636	0.1202	0.479	0.459	0.0053	0.0170	0.1938	258	1.362	0.141
5/8	15	0.072	0.1817	0.1636	0.1259	0.425	0.481	0.0049	0.0156	0.1971	283	1.299	0.125
5/8	16	0.065	0.1924	0.1636	0.1296	0.388	0.495	0.0045	0.0145	0.1993	300	1.263	0.114
5/8	17	0.058	0.2035	0.1636	0.1333	0.350	0.509	0.0042	0.0134	0.2016	317	1.228	0.103
5/8	18	0.049	0.2181	0.1636	0.1380	0.303	0.527	0.0037	0.0118	0.2043	340	1.186	0.088
5/8	19	0.042	0.2298	0.1636	0.1416	0.262	0.541	0.0033	0.0105	0.2068	358	1.155	0.077
5/8	20	0.035	0.2419	0.1636	0.1453	0.221	0.555	0.0028	0.0091	0.2089	377	1.126	0.065
3/4	10	0.134	0.1825	0.1963	0.1262	0.884	0.482	0.0129	0.0344	0.2229	283	1.536	0.260
3/4	11	0.120	0.2043	0.1963	0.1335	0.809	0.510	0.0122	0.0326	0.2267	319	1.471	0.238
3/4	12	0.109	0.2223	0.1963	0.1393	0.748	0.532	0.0116	0.0309	0.2299	347	1.410	0.220
3/4	13	0.095	0.2463	0.1963	0.1466	0.666	0.560	0.0107	0.0285	0.2340	384	1.339	0.196
3/4	14	0.083	0.2679	0.1963	0.1529	0.592	0.584	0.0098	0.0262	0.2376	418	1.284	0.174
3/4	15	0.072	0.2884	0.1963	0.1587	0.520	0.606	0.0089	0.0238	0.2410	450	1.238	0.153
3/4	16	0.065	0.3019	0.1963	0.1623	0.476	0.620	0.0083	0.0221	0.2433	471	1.210	0.140
3/4	17	0.058	0.3157	0.1963	0.1660	0.428	0.634	0.0076	0.0203	0.2455	492	1.183	0.126
3/4	18	0.049	0.3339	0.1963	0.1707	0.367	0.652	0.0067	0.0178	0.2484	521	1.150	0.108
3/4	20	0.035	0.3632	0.1963	0.1780	0.269	0.680	0.0050	0.0134	0.2532	567	1.103	0.079
7/8	10	0.134	0.2892	0.2291	0.1589	1.061	0.607	0.0221	0.0505	0.2662	451	1.441	0.312
7/8	11	0.120	0.3166	0.2291	0.1662	0.969	0.635	0.0208	0.0475	0.2703	494	1.378	0.285
7/8	12	0.109	0.3390	0.2291	0.1720	0.891	0.657	0.0196	0.0449	0.2736	529	1.332	0.262
7/8	13	0.095	0.3685	0.2291	0.1793	0.792	0.685	0.0180	0.0411	0.2778	575	1.277	0.233
7/8	14	0.083	0.3948	0.2291	0.1856	0.704	0.709	0.0164	0.0374	0.2815	616	1.234	0.207
7/8	16	0.065	0.4359	0.2291	0.1950	0.561	0.745	0.0137	0.0312	0.2873	680	1.174	0.165
7/8	18	0.049	0.4742	0.2291	0.2034	0.432	0.777	0.0109	0.0249	0.2925	740	1.126	0.127
7/8	20	0.035	0.5090	0.2291	0.2107	0.313	0.805	0.0082	0.0187	0.2972	794	1.087	0.092
1	8	0.165	0.3526	0.2618	0.1754	1.462	0.670	0.0392	0.0784	0.3009	550	1.493	0.430
1	10	0.134	0.4208	0.2618	0.1916	1.237	0.732	0.0350	0.0700	0.3098	656	1.366	0.364
1	11	0.120	0.4536	0.2618	0.1990	1.129	0.760	0.0327	0.0654	0.3140	708	1.316	0.332
1	12	0.109	0.4803	0.2618	0.2047	1.037	0.782	0.0307	0.0615	0.3174	749	1.279	0.305
1	13	0.095	0.5153	0.2618	0.2121	0.918	0.810	0.0280	0.0559	0.3217	804	1.235	0.270
1	14	0.083	0.5463	0.2618	0.2183	0.813	0.834	0.0253	0.0507	0.3255	852	1.199	0.239
1	15	0.072	0.5755	0.2618	0.2241	0.714	0.856	0.0227	0.0455	0.3291	898	1.167	0.210
1	16	0.065	0.5945	0.2618	0.2278	0.649	0.870	0.0210	0.0419	0.3314	927	1.149	0.191
1	18	0.049	0.6390	0.2618	0.2361	0.496	0.902	0.0166	0.0332	0.3366	997	1.109	0.146
1	20	0.035	0.6793	0.2618	0.2435	0.360	0.930	0.0124	0.0247	0.3414	1060	1.075	0.106
1-1/4	7	0.180	0.6221	0.3272	0.2330	2.057	0.890	0.0890	0.1425	0.3836	970	1.404	0.605
1-1/4	8	0.165	0.6648	0.3272	0.2409	1.921	0.920	0.0847	0.1355	0.3880	1037	1.359	0.565
1-1/4	10	0.134	0.7574	0.3272	0.2571	1.598	0.982	0.0741	0.1186	0.3974	1182	1.273	0.470
1-1/4	11	0.120	0.8012	0.3272	0.2644	1.448	1.010	0.0688	0.1100	0.4018	1250	1.238	0.426
1-1/4	12	0.109	0.8365	0.3272	0.2702	1.329	1.032	0.0642	0.1027	0.4052	1305	1.211	0.391
1-1/4	13	0.095	0.8825	0.3272	0.2775	1.173	1.060	0.0579	0.0926	0.4097	1377	1.179	0.345
1-1/4	14	0.083	0.9229	0.3272	0.2838	1.033	1.084	0.0521	0.0833	0.4136	1440	1.153	0.304
1-1/4	16	0.065	0.9852	0.3272	0.2932	0.823	1.120	0.0426	0.0682	0.4196	1537	1.116	0.242
1-1/4	18	0.049	1.042	0.3272	0.3016	0.629	1.152	0.0334	0.0534	0.4250	1626	1.085	0.185
1-1/4	20	0.035	1.094	0.3272	0.3089	0.456	1.180	0.0247	0.0395	0.4297	1707	1.059	0.134
1-1/2	10	0.134	1.192	0.3927	0.3225	1.955	1.232	0.1354	0.1806	0.4853	1860	1.218	0.575
1-1/2	12	0.109	1.291	0.3927	0.3356	1.618	1.282	0.1159	0.1546	0.4933	2014	1.170	0.476
1-1/2	14	0.083	1.398	0.3927	0.3492	1.258	1.334	0.0931	0.1241	0.5018	2181	1.124	0.370
1-1/2	16	0.065	1.474	0.3927	0.3587	0.996	1.370	0.0756	0.1008	0.5079	2299	1.095	0.293
2	11	0.120	2.433	0.5236	0.4608	2.410	1.760	0.3144	0.3144	0.6660	3795	1.136	0.709
2	13	0.095	2.573	0.5236	0.4739	1.934	1.810	0.2586	0.2586	0.6744	4014	1.105	0.569
2-1/2	9	0.148	3.815	0.6540	0.5770	3.719	2.204	0.7592	0.6074	0.8332	5951	1.134	1.094

* Weights are based on low carbon steel with a density of 0.2833 lb/in.³ For other metals multiply by the following factors:

Aluminum	0.35	Nickel-chrome-iron	1.07
A.I.S.I. 400 series stainless steels	0.99	Admiralty	1.09
A.I.S.I. 300 series stainless steels	1.02	Nickel and nickel-copper	1.13
Aluminum bronze	1.04	Copper and cupro-nickels	1.14
Aluminum brass	1.06		

† Liquid Velocity = $\frac{\text{lb per tube per hour}}{\text{C} \times \text{sp gr of liquid}}$ ft/sec (sp gr of water at 60°F = 1.0)

(Reprinted with permission of Tubular Exchanger Manufacturers Association.)

Tabla B.5 Estándares de tubos comerciales para intercambiadores

Nominal Pipe Size, in.	Outside Diameter, in.	Schedule Number or Weight	Wall Thickness, in.	Inside Diameter, in.	Areas and Weights					
					Surface Area		Cross-sectional		Weight	
					Outside ft ² /ft	Inside ft ² /ft	Metal Area, in. ²	Flow Area, in. ²	Pipe lb/ft	Water lb/ft
$\frac{3}{4}$	1.05	40	0.113	0.824	0.275	0.216	0.333	0.533	1.131	0.231
		80	0.154	0.742	0.275	0.194	0.434	0.432	1.474	0.187
1	1.315	40	0.133	1.049	0.344	0.275	0.494	0.864	1.679	0.374
		80	0.179	0.957	0.344	0.250	0.639	0.719	2.172	0.311
$\frac{1}{4}$	1.660	40	0.140	1.38	0.434	0.361	0.668	1.496	2.273	0.648
		80	0.191	1.278	0.434	0.334	0.881	1.283	2.997	0.555
$\frac{1}{2}$	1.900	40	0.145	1.61	0.497	0.421	0.799	2.036	2.718	0.882
		80	0.200	1.50	0.497	0.393	1.068	1.767	3.632	0.765
2	2.375	40	0.154	2.067	0.622	0.541	1.074	3.356	3.653	1.453
		80	0.218	1.939	0.622	0.508	1.477	2.953	5.022	1.278
$\frac{2}{3}$	2.875	40	0.203	2.469	0.753	0.646	1.704	4.79	5.794	2.073
		80	0.276	2.323	0.753	0.608	2.254	4.24	7.662	1.835
3	3.5	40	0.216	3.068	0.916	0.803	2.228	7.30	7.58	3.20
		80	0.300	2.900	0.916	0.759	3.016	6.60	10.25	2.86
$\frac{3}{2}$	4.0	40	0.226	3.548	1.047	0.929	2.680	9.89	9.11	4.28
		80	0.318	3.364	1.047	0.881	3.678	8.89	12.51	3.85
4	4.5	40	0.237	4.026	1.178	1.054	3.17	12.73	10.79	5.51
		80	0.337	3.826	1.178	1.002	4.41	11.50	14.99	4.98
5	5.563	10 S	0.134	5.295	1.456	1.386	2.29	22.02	7.77	9.53
		40	0.258	5.047	1.456	1.321	4.30	20.01	14.62	8.66
		80	0.375	4.813	1.456	1.260	6.11	18.19	20.78	7.88
6	6.625	10 S	0.134	6.357	1.734	1.664	2.73	31.7	9.29	13.74
		40	0.280	6.065	1.734	1.588	5.58	28.9	18.98	12.51
		80	0.432	5.761	1.734	1.508	8.40	26.1	28.58	11.29
8	8.625	10 S	0.148	8.329	2.258	2.180	3.94	54.5	13.40	23.59
		30	0.277	8.071	2.258	2.113	7.26	51.2	24.7	22.15
		80	0.500	7.625	2.258	1.996	12.76	45.7	43.4	19.8
10	10.75	10 S	0.165	10.420	2.81	2.73	5.49	85.3	18.7	36.9
		30	0.279	10.192	2.81	2.67	9.18	81.6	31.2	35.3
		Extra heavy	0.500	9.750	2.81	2.55	16.10	74.7	54.7	32.3
12	12.75	10 S	0.180	12.390	3.34	3.24	7.11	120.6	24.2	52.2
		30	0.330	12.09	3.34	3.17	12.88	114.8	43.8	49.7
		Extra heavy	0.500	11.75	3.34	3.08	19.24	108.4	65.4	47.0
14	14.0	10	0.250	13.5	3.67	3.53	10.80	143.1	36.7	62.0
		Standard	0.375	13.25	3.67	3.47	16.05	137.9	54.6	59.7
		extra heavy	0.500	13.00	3.67	3.40	21.21	132.7	72.1	57.5
16	16.0	10	0.250	15.50	4.19	4.06	12.37	188.7	42.1	81.7
		Standard	0.375	15.25	4.19	3.99	18.41	182.7	62.6	79.1
		extra heavy	0.500	15.00	4.19	3.93	24.35	176.7	82.8	76.5
18	18.0	10 S	0.188	17.624	4.71	4.61	10.52	243.9	35.8	105.6
		Standard	0.375	17.25	4.71	4.52	20.76	233.7	70.6	101.2
		extra heavy	0.500	17.00	4.71	4.45	27.49	227.0	93.5	98.3
20	20.0	10 S	0.218	19.564	5.24	5.12	13.55	300.6	46.1	130.2
		Standard	0.375	19.25	5.24	5.04	23.12	291	78.6	126.0
		extra heavy	0.500	19.00	5.24	4.97	30.6	283.5	104.1	122.8
22	22.0	10	0.250	21.50	5.76	5.63	17.1	363	58.1	157.2
		Standard	0.375	21.25	5.76	5.56	25.5	355	86.6	153.6
		extra heavy	0.500	21.00	5.76	5.50	33.8	346	114.8	150.0
24	24.0	10	0.250	23.50	6.28	6.15	18.7	434	63.4	187.8
		Standard	0.375	23.25	6.28	6.09	27.8	425	94.6	183.8
		extra heavy	0.500	23.00	6.28	6.02	36.9	415	125.5	179.9
26	26.0	Standard	0.375	25.25	6.81	6.61	30.2	501	102.6	216.8
		extra heavy	0.500	25.00	6.81	6.54	40.1	491	136.2	212.5
		10	0.312	29.376	7.85	7.69	29.1	678	98.9	293.5
30	30.0	Standard	0.375	29.250	7.85	7.66	34.9	672	118.7	291.0
		extra heavy	0.500	29.00	7.85	7.59	46.3	661	157.6	286.0
		Standard	0.375	33.250	8.90	8.70	39.6	868	134.7	376
34	34.0	extra heavy	0.500	33.00	8.90	8.64	52.6	855	178.9	370.3
		Standard	0.375	35.25	9.42	9.23	42.0	976	142.7	422.6
		extra heavy	0.500	35.00	9.42	9.16	55.8	962	189.6	416.6
36	36.0	Standard	0.375	41.25	11.0	10.8	49.0	1336	166.7	578.7
		extra heavy	0.500	41.00	11.0	10.73	65.2	1320	221.6	571.7

(Reprinted with permission, from "Design Properties of Pipe," © 1958, Chemetron Corporation.)

Tabla B.5 Estándares de tubos comerciales para intercambiadores continuación

HIGIENE INDUSTRIAL INFORMACIÓN DE PRODUCTOS QUÍMICOS

Indice de Productos

IDENTIFICACIÓN DEL PRODUCTO

NOMBRE COMERCIAL:

TURBOLUB 32

FABRICANTE O PROVEEDOR:

TELF.:

DELTAVEN, S.A.

SINONIMOS:

Aceite lubricante, lubricante formulado.

FORMULA QUÍMICA:

NA. Mezcla de compuestos.

USOS:

Aceite formulado para la lubricación de cojinetes de turbinas a gas, vapor e hidráulicas.

PROPIEDADES FÍSICAS Y QUÍMICAS

PUNTO DE EBULLICION, 760 mmHg: > 210°C	PUNTO DE FUSION: -6°C
GRAVEDAD ESPECIFICA (H2O = 1): 0,891	PRESIÓN DE VAPOR: Despreciable
DENSIDAD DE VAPOR (aire = 1) > 1	SOLUBILIDAD EN AGUA (% peso): No es miscible
DESCRIPCION:	
Líquido ámbar con olor ligero	
Temperatura T [K]	Densidad r [Kg/m ³]
350	853,9
360	847,8
370	841,8
380	836,0
390	830,6
400	825,1
410	818,9
420	812,1
Calor específico C_p [KJ/(Kg.K)]	
2,118	
2,161	
2,206	
2,250	
2,294	
2,337	
2,381	
2,427	

Tabla B.6 Información del lubricante usado en turbinas a gas MS-5001P

TURBOLUB

Características

Aceite elaborado con básicos de alto índice de viscosidad, especialmente refinados y tratados para obtener una gran estabilidad química. Contienen aditivos que les confieren características sobresalientes de resistencia a la oxidación y protección contra la herrumbre, lo cual permite un excelente comportamiento en condiciones variables de operación.

Este producto cumple con los requerimientos de la norma venezolana COVENIN 1122, los grados ISO 32 y 46 cumplen los requerimientos de la BS-489, GEK 32586-A de la General Electric, ISO 8068, MIL-L-17331H del Ejercito de los Estados Unidos y DIN 51524. También posee el sello de calidad NORVEN.

Usos

Se recomienda principalmente para la lubricación de cojinetes de turbinas a gas, vapor e hidráulicas, sistemas de lubricación por baño y cajas reductoras que no estén sometidas a cargas variables o vibraciones. El grado ISO 32 se recomienda para la lubricación de turbinas a gas marca General Electric modelo S-5001, las cuales presentan cojinetes sometidos a altas temperaturas de operación.

El grado G-56 ha sido especialmente formulado para cumplir con los requerimientos de lubricación de los cojinetes de turbinas Hitachi.

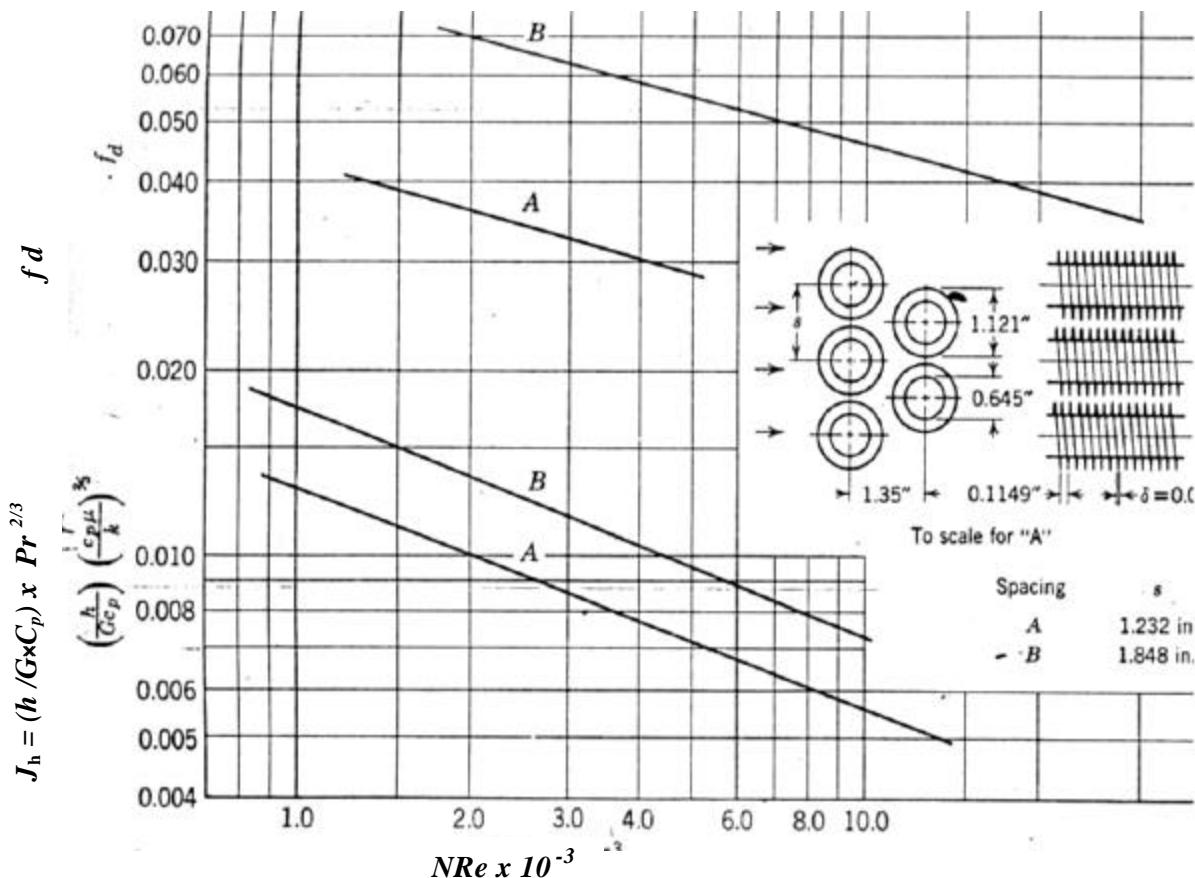
Cifras Típicas

Grado	Viscosidad		IN.	Punto de Fluidez	Punto de Inflamación	Densidad Relativa @ 15.6 °C
ISO	cSt @ 40°C	cSt @ 100°C	-	°C	°C	-
32	32	5,5	95	-6	210	0,870
46	46	6,5	95	-6	220	0,870
G-56	56	7,5	95	-6	220	0,880
68	68	8,5	95	-6	220	0,880
78	78	9,5	95	-6	230	0,880
100	100	11,0	95	-6	230	0,890
150	150	14,5	95	-6	235	0,890

Tabla B.6 Información del lubricante usado en turbinas a gas MS-5001P continuación

Curvas obtenidas por Kays and London dependiendo de la configuración y arreglo de tubos aletados.

Superficie CF-8.7-5/8 J, configuraciones A y B



Diámetro externo OD (D_{ex})	0,645 in	16,383 mm
Separación entre Aletas (N^o_{Al})	8,7 1/in	342,52 1/m
Espesor de Aletas (d)	0,010 in	0,254 mm
Diámetro de la aleta (D_{Al})	1,121 pulg	28,47 mm
Área de Aletas/ Área total (γ)	0,862	0,862

	A	B
Diámetro equivalente de paso de flujo (D_{Eq})	0,01797 pies 5,477 mm	0,01797 pies 5,477 mm
Área de flujo libre por área de flujo frontal (s)	0,443	0,628
Área de transferencia por volumen total (a_a)	$98,7 \frac{ft^2}{ft^3}$ $323,82 \frac{m^2}{m^3}$	$65,7 \frac{ft^2}{ft^3}$ $215,55 \frac{m^2}{m^3}$

Figura B.1 Superficie CF-8.7-5/8 J, configuraciones A y B

Tabla de datos del factor de Colburn Jh y factor de fricción f_d

Configuración A

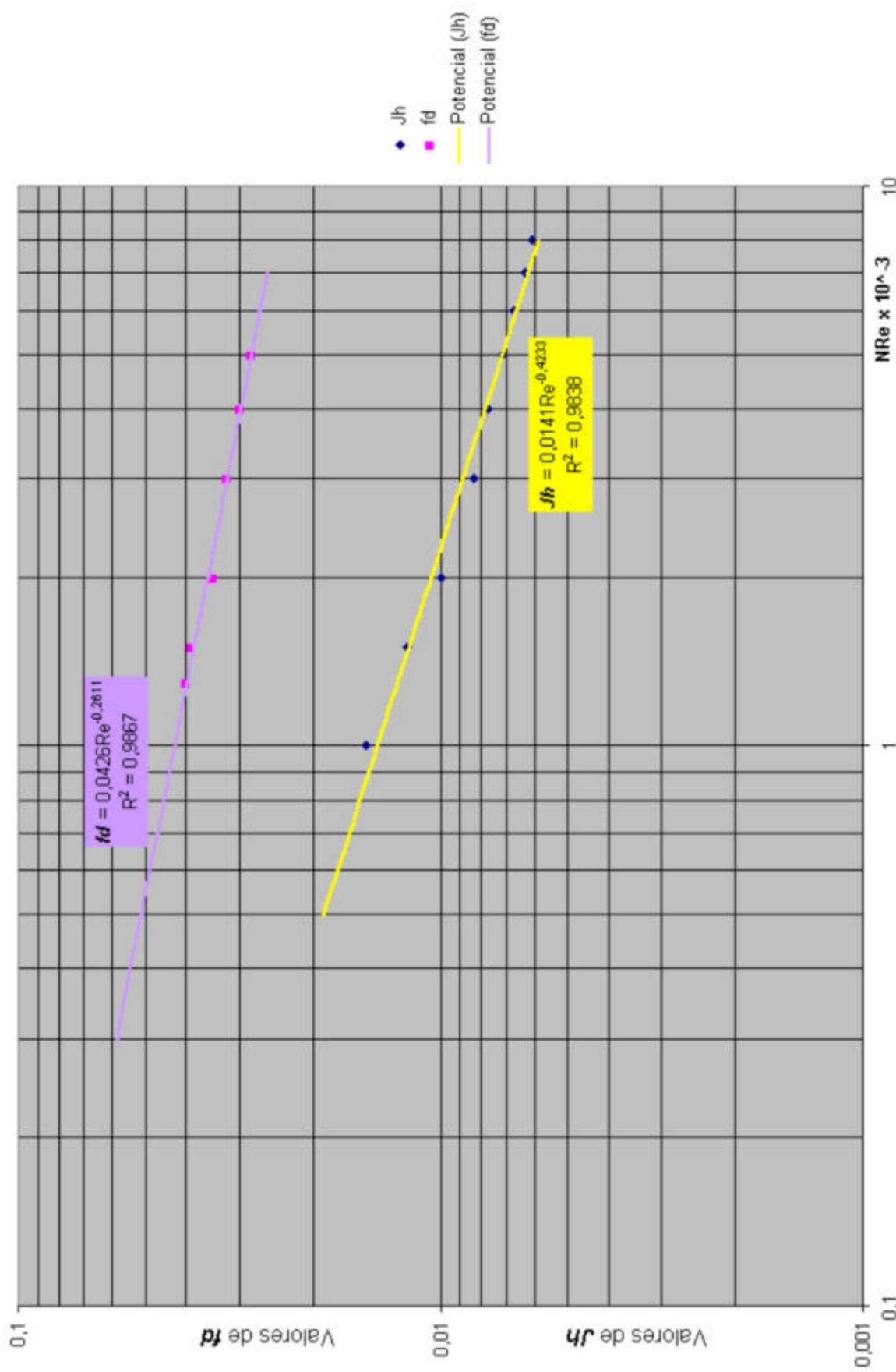
Jh	NRe x 10⁻³
0,015	1
0,012	1,5
0,01	2
0,00833	3
0,0077	4
0,00715	5
0,0067	6
0,00629	7
0,00607	8

f_d	NRe x10⁻³
0,04	1,3
0,039	1,5
0,0345	2
0,032	3
0,03	4
0,028	5

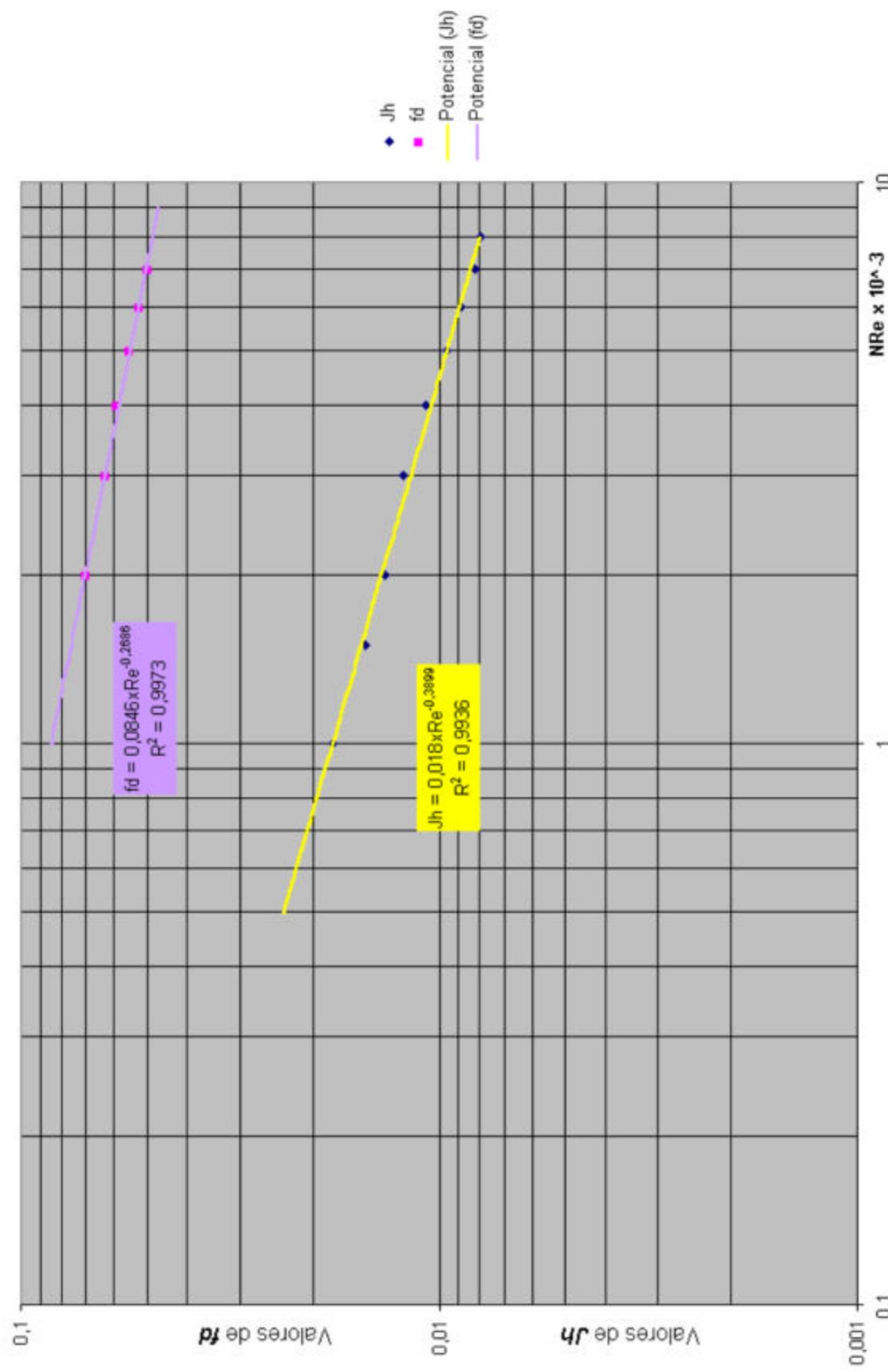
Configuración B

Jh	NRe x 10⁻³
0,018	1
0,015	1,5
0,0135	2
0,0122	3
0,0108	4
0,0096	5
0,0089	6
0,0082	7
0,00795	8

f_d	NRe x10⁻³
0,07	2
0,0627	3
0,059	4
0,055	5
0,052	6
0,05	7

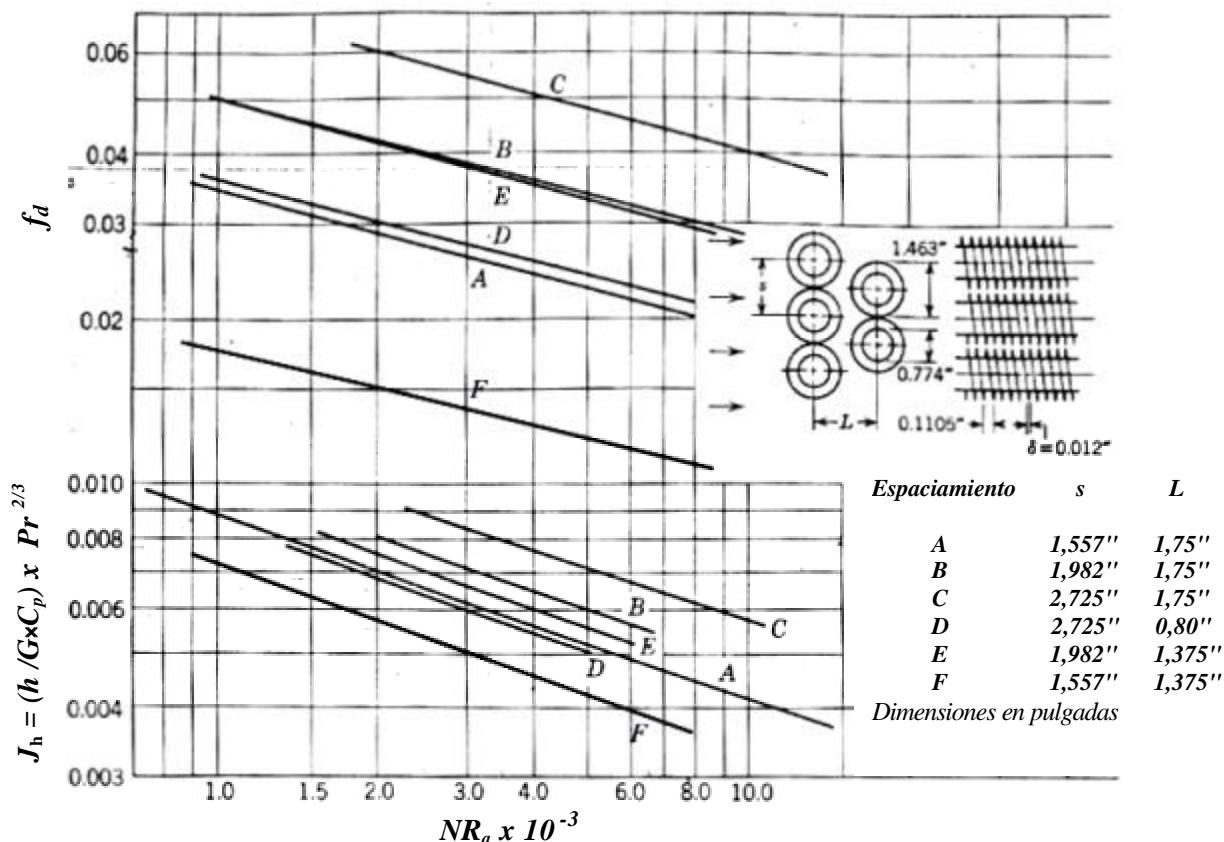


Grafica B.1a Superficie CF-8.7-5/8 J, configuración A



Grafica B.1b Superficie CF-8.7-5/8 J, configuración B

Superficie CF-9.05-3/4J, configuraciones A, B, C, D, E y F



Diámetro externo OD (D_{ex})	0,774 pulg	16,383 mm
Separación entre aletas (N_A^o)	9,05 1/pulg	318,897 1/m
Espesor de aletas (d)	0,012 pulg	0,3048 mm
Diámetro de la aleta (D_{Al})	1,463 pulg	37,16 mm
Área de aletas/ Área total (γ)	0,835	0,835

	A	B	
Diámetro equivalente de paso de flujo (D_{EqA})	0,0168 pies	5,12 mm	0,0269 pies
Área de flujo libre por área de flujo frontal (s)	0,455		0,572
Área de transferencia por volumen total (a_a)	108 $\frac{ft^2}{ft^3}$	354,33 $\frac{m^2}{m^3}$	85,1 $\frac{ft^2}{ft^3}$
			279,199 $\frac{m^2}{m^3}$

Figura B. 2 Superficie CF-9.05-3/4J, configuraciones A, B, C, D, E y F

	C		D	
Diámetro equivalente de paso de flujo (D_{Eq_a})	0,0445 pies	13,564 mm	0,0159 pies	4,846 mm
Área de flujo libre por área de flujo frontal (s)	0,688		0,537	
Área de transferencia por volumen total (a_a)	61,9 $\frac{ft^2}{ft^3}$	203,08 $\frac{m^2}{m^3}$	135 $\frac{ft^2}{ft^3}$	442,91 $\frac{m^2}{m^3}$

	E		F	
Diámetro equivalente de paso de flujo (D_{Eq_a})	0,0211 pies	6,431 mm	0,0189 pies	5,76 mm
Área de flujo libre por área de flujo frontal (s)	0,572		0,455	
Área de transferencia por volumen total (a_a)	108 $\frac{ft^2}{ft^3}$	354,33 $\frac{m^2}{m^3}$	136 $\frac{ft^2}{ft^3}$	446,19 $\frac{m^2}{m^3}$

Tabla de datos del factor de Colburn Jh y factor de fricción f_d

Configuración A

f_d	Jh	NRe x 10⁻³
0,035	0,0088	1
0,0308	0,0077	1,5
0,0285	0,007	2
0,026	0,0063	2,5
0,025	0,00605	3
0,024	0,0058	3,5
0,0225	0,0055	4
0,022	0,0053	4,5
0,02155	0,00515	5
0,0215	0,005	5,5
0,0214	0,0048	6
0,0213	0,0046	6,5
0,0212	0,0045	7
0,021	0,0043	7,5
0,02	0,00425	8
0,0198	0,0042	8,5
0,0195	0,00415	9
0,0185	0,0041	9,5

Configuración B

f_d	NRe x 10⁻³
0,05	1
0,045	1,5
0,0415	2
0,038	3
0,035	4
0,0335	5
0,0324	6
0,032	7
0,03	8

Jh	NRe x 10⁻³
0,00805	2
0,00715	3
0,00635	4
0,006	5
0,0055	6
0,00535	6,5

Configuración C

f_d	NRe x 10⁻³
0,06	2
0,0535	3
0,0507	4
0,047	5
0,045	6
0,0435	7
0,042	8

Jh	NRe x 10⁻³
0,009	2,3
0,00825	3
0,0076	4
0,0071	5
0,0066	6
0,00629	7
0,00617	8
0,0059	9

Configuración D

f_d	Jh	NRe x 10⁻³
0,0315	0,0073	1,5
0,0302	0,00675	2
0,0285	0,0061	2,5
0,026	0,006	3
0,024	0,0054	3,5
0,023	0,00525	4
0,0225	0,00508	4,5
0,022	0,005	5

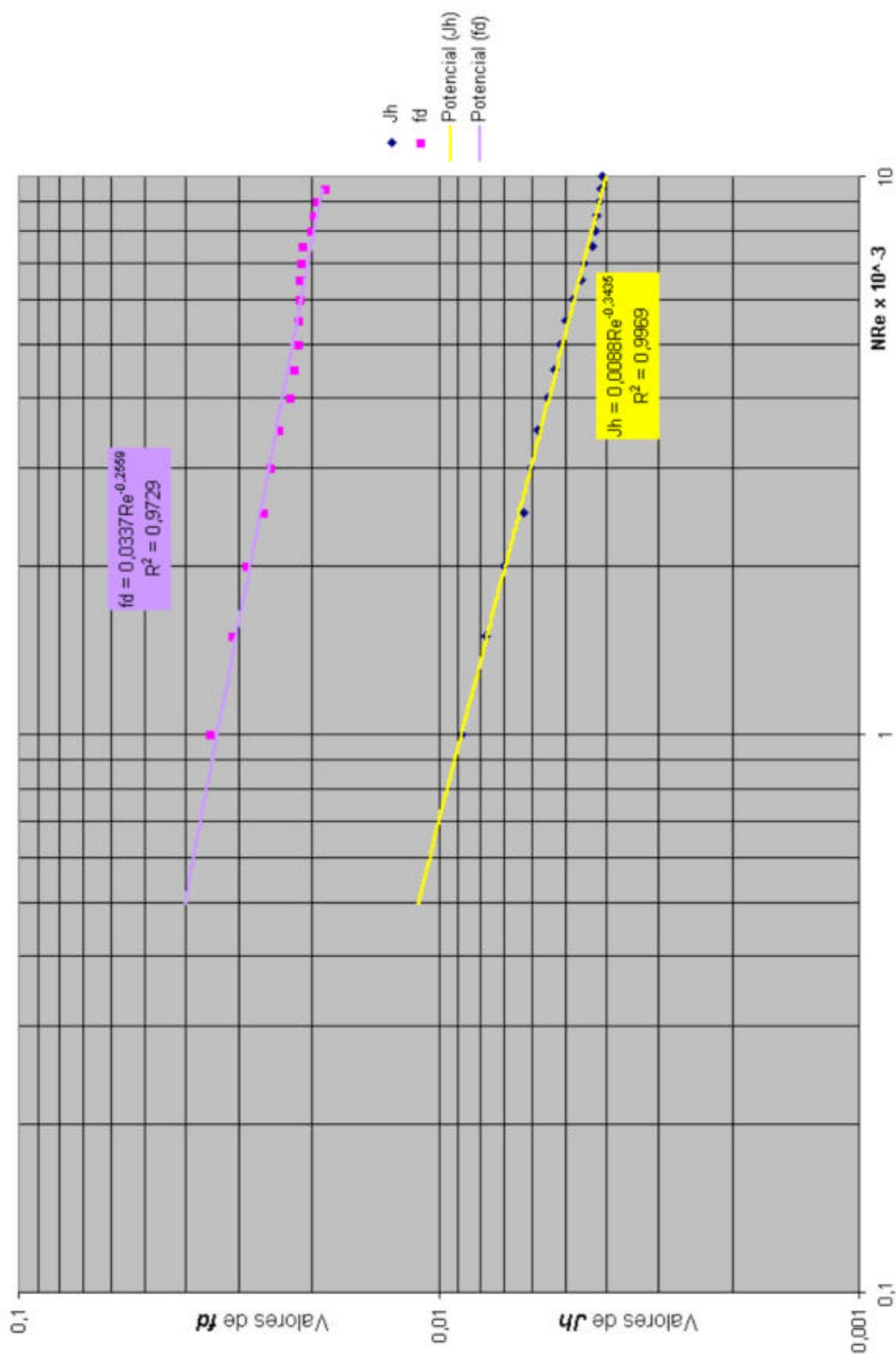
Configuración E

f_d	NRe x 10⁻³
0,05	1
0,045	1,5
0,0415	2
0,037	3
0,0345	4
0,033	5
0,0313	6
0,03	7

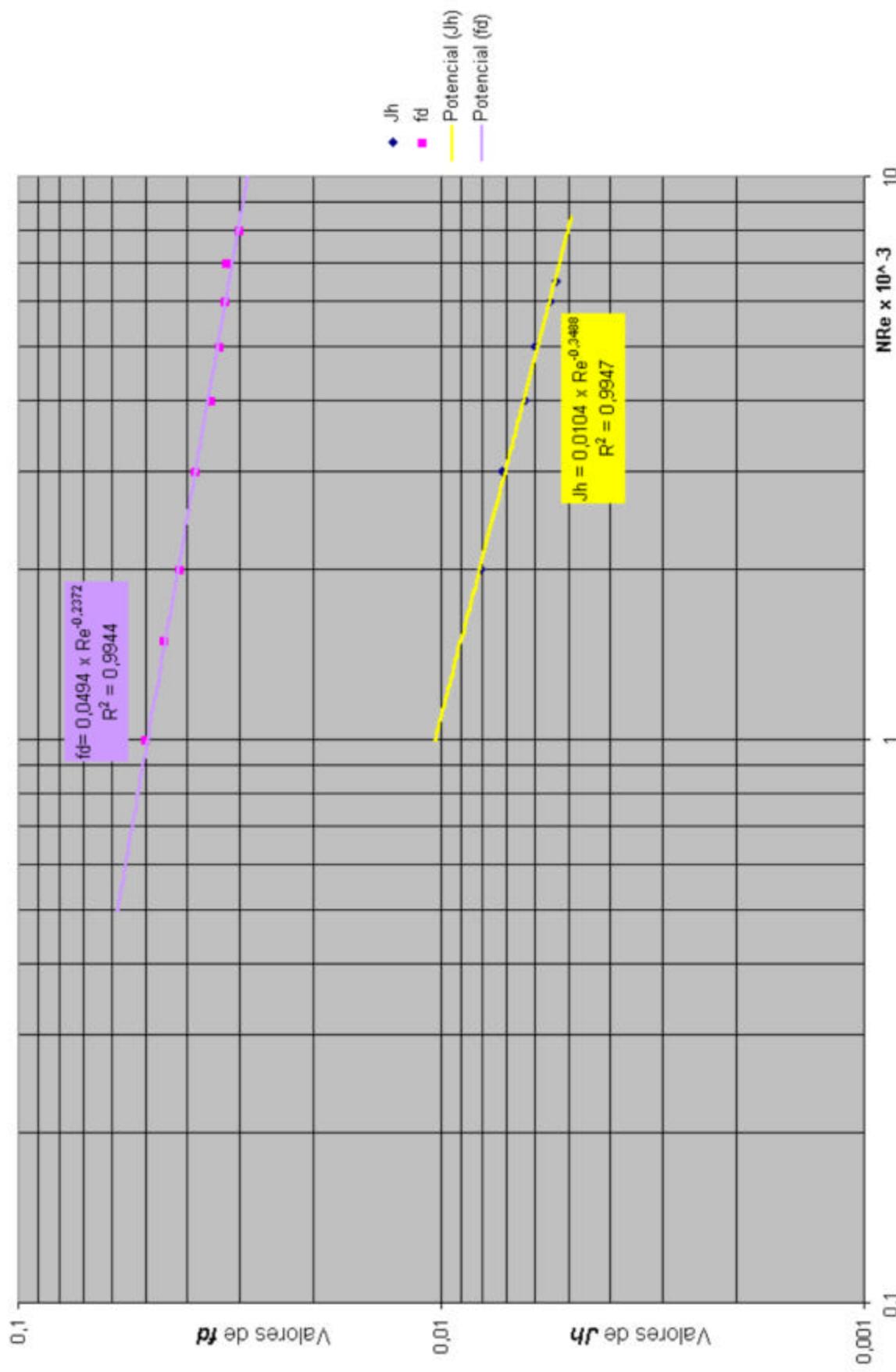
Jh	NRe x 10⁻³
0,008	1,7
0,0074	2
0,0065	3
0,006	4
0,00547	5
0,0052	6

Configuración F

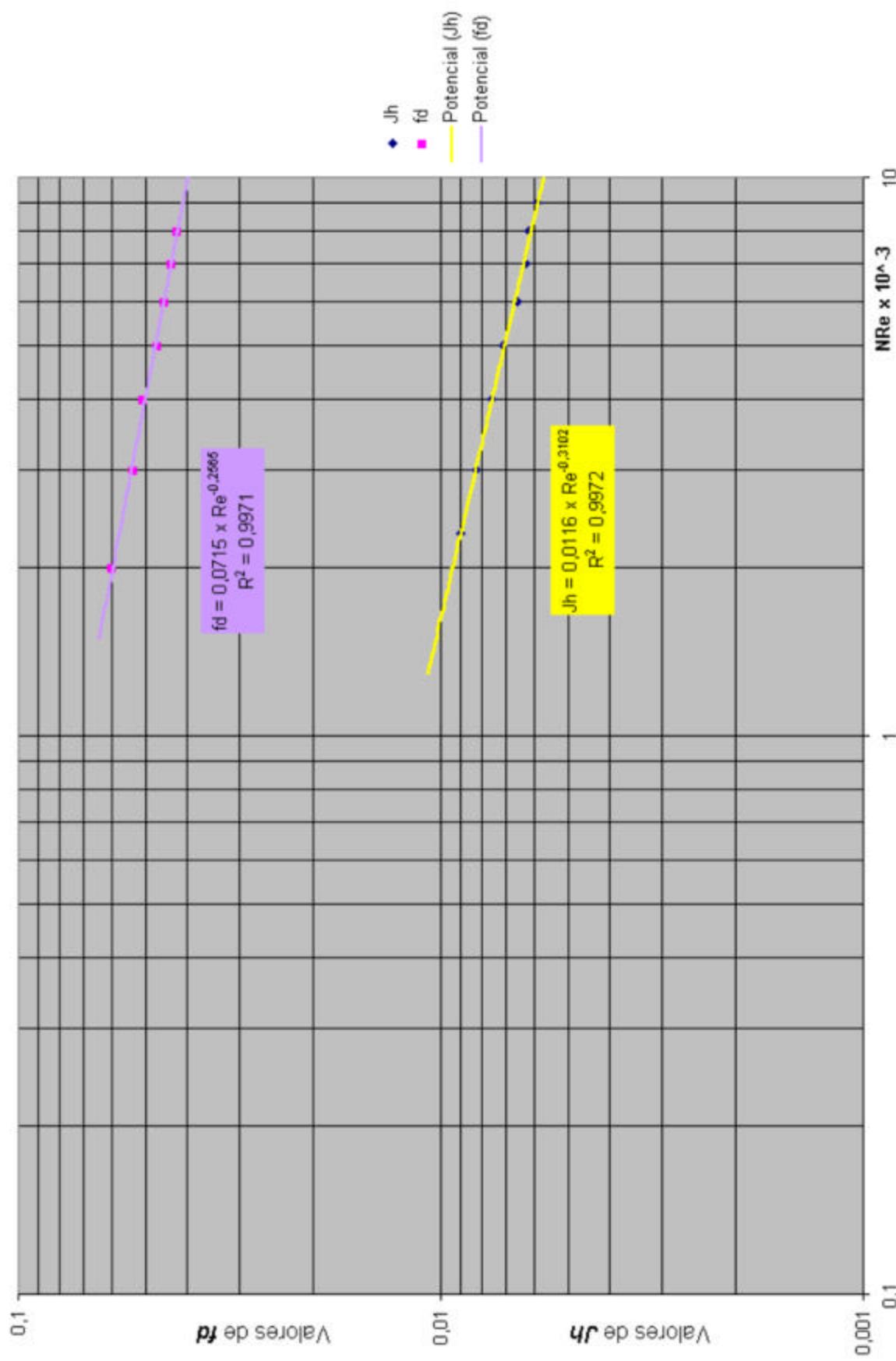
f_d	Jh	NRe x 10⁻³
0,016	0,00625	1,5
0,015	0,0056	2
0,014	0,00503	3
0,0128	0,00442	4
0,012	0,00422	5



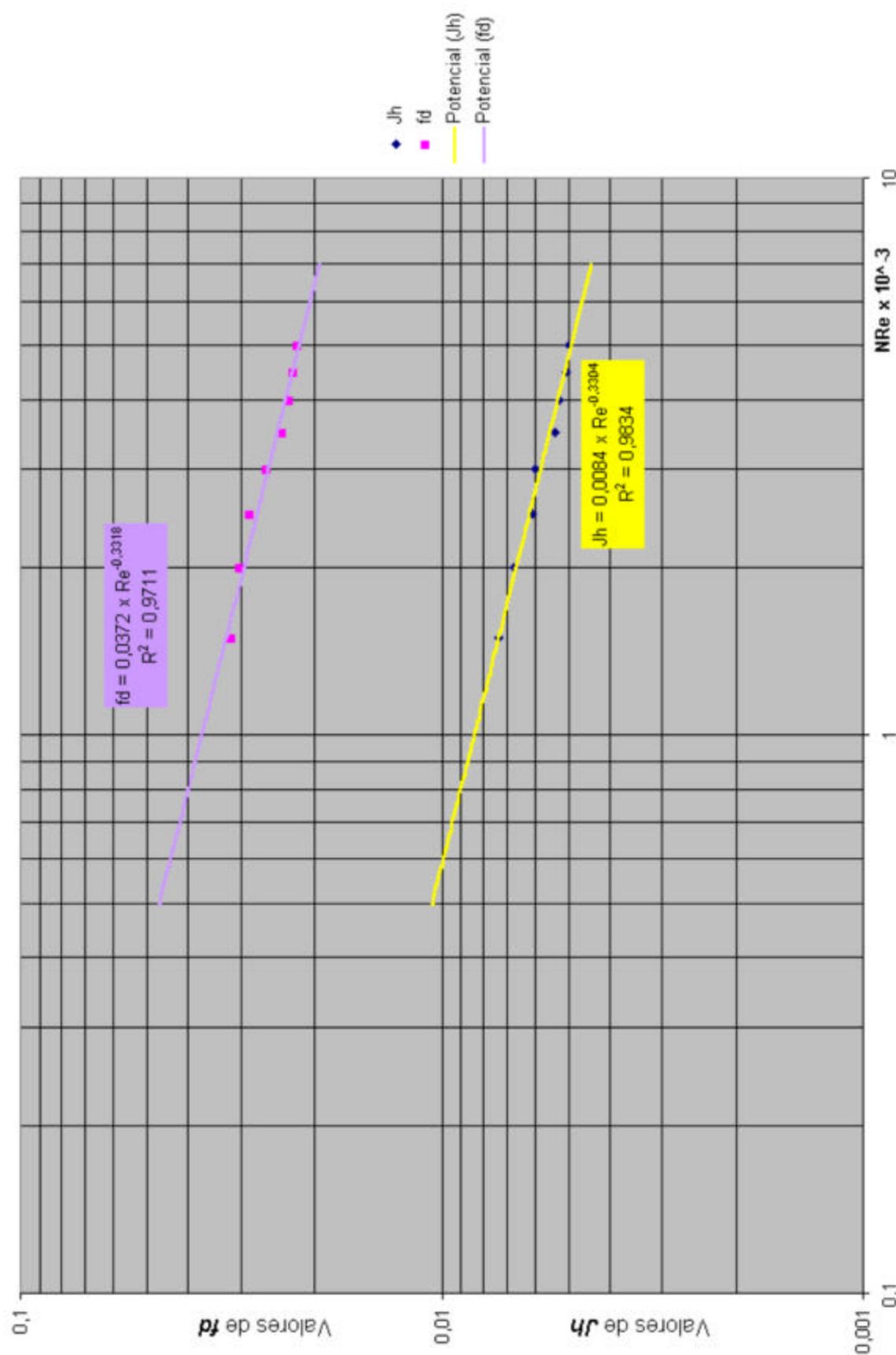
Grafica B.2a Superficie CF-9.05-3/4J, configuración A



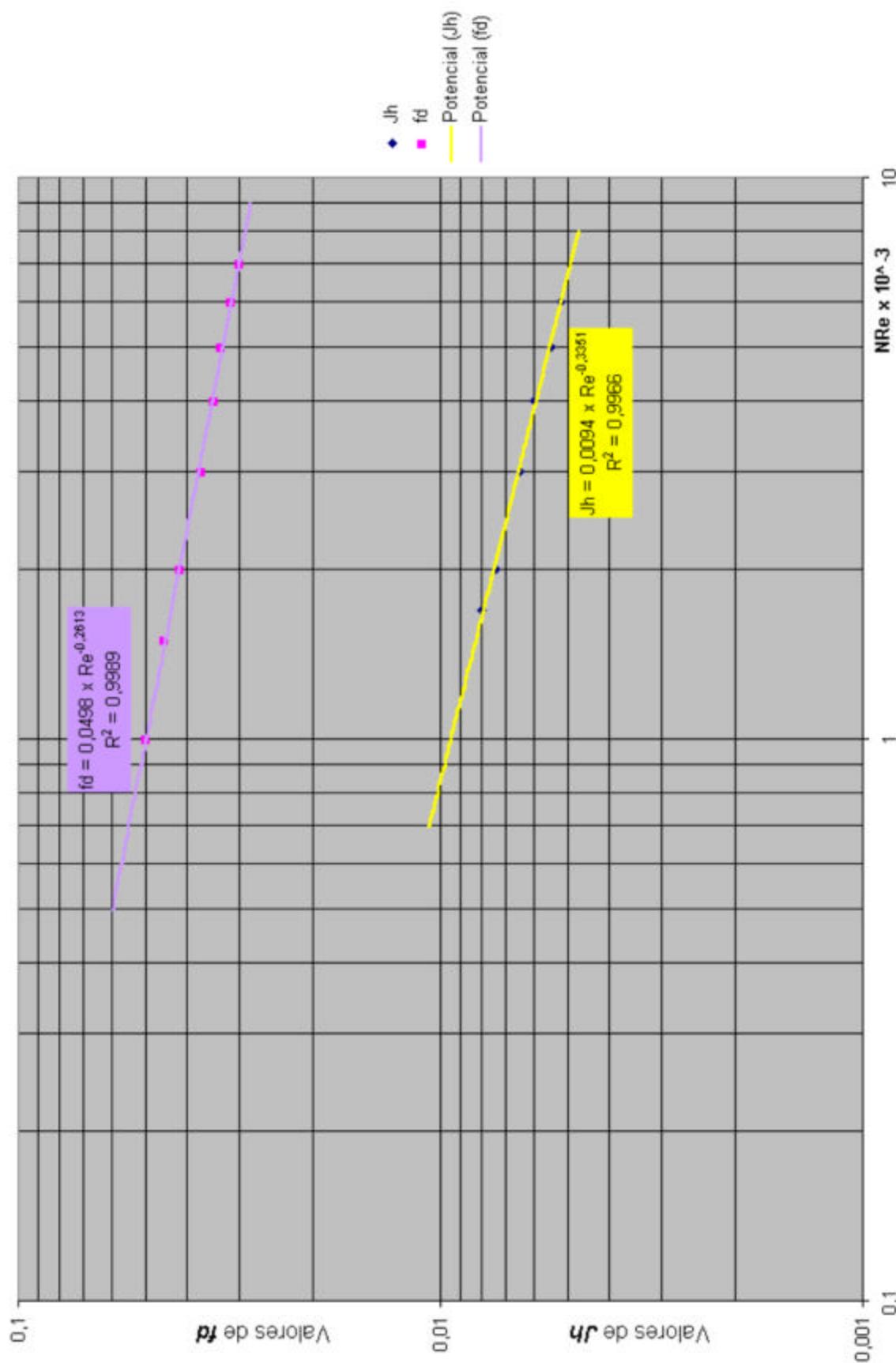
Grafica B.2b Superficie CF-9.05-3/4J, configuración B



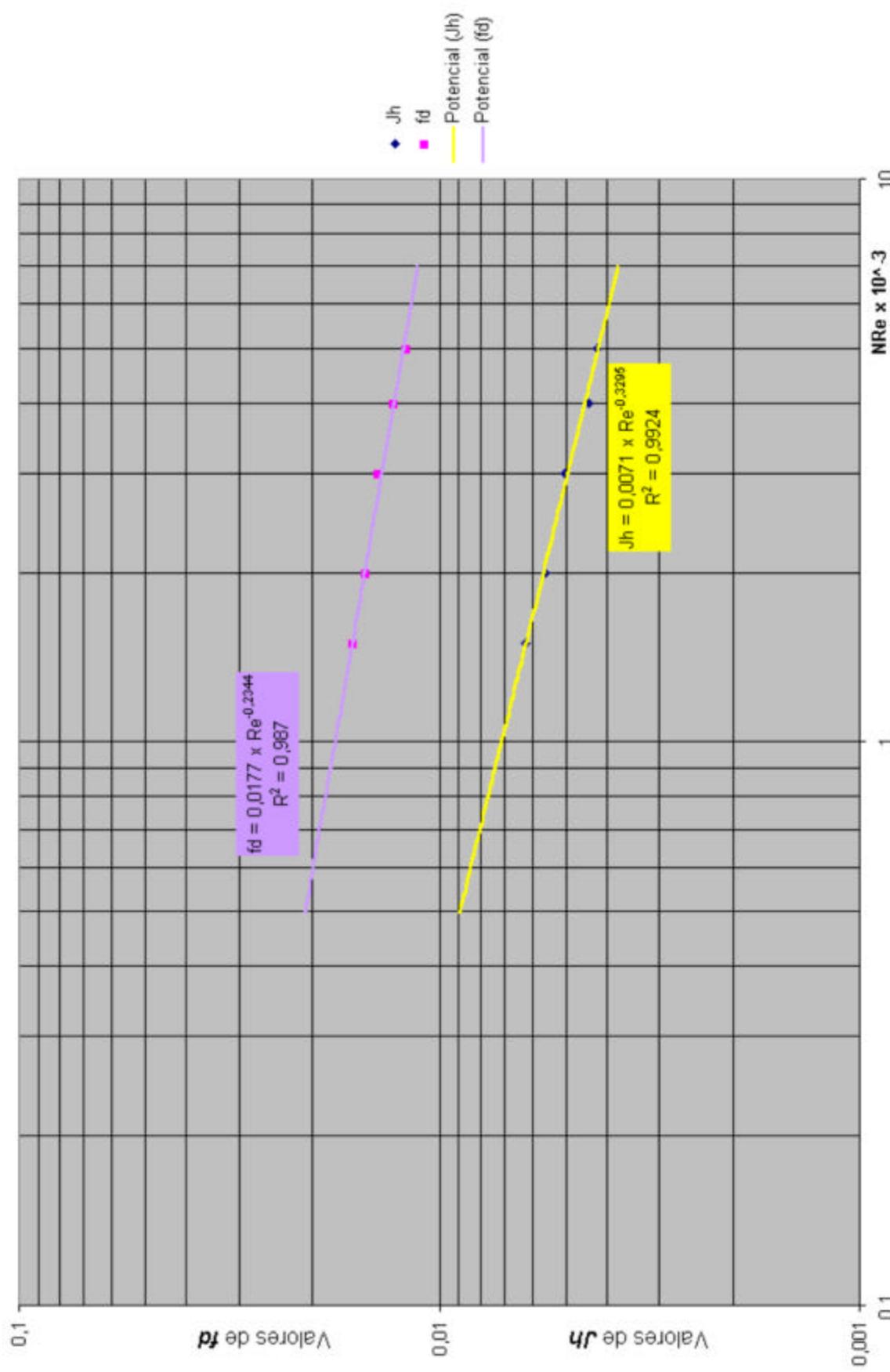
Grafica B.2c Superficie CF-9.05-3/4J, configuración C



Grafica B.2d Superficie CF-9.05-3/4J, configuración D

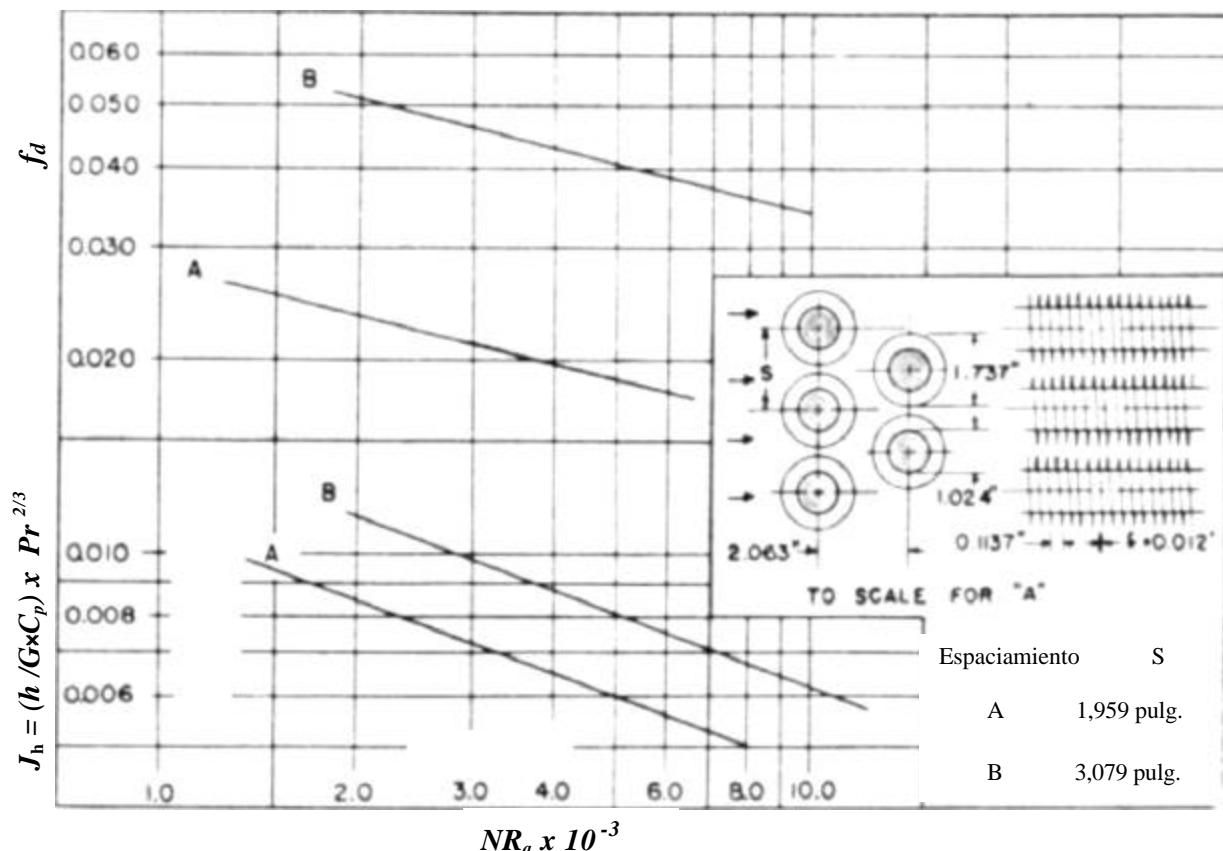


Grafica B.2e Superficie CF-9.05-3/4J, configuración E



Grafica B.2f Superficie CF-9.05-3/4J, configuración F

Superficie CF-8,8-1.0J, configuraciones A y B



Diámetro externo OD (D_{ex})	1 in	25,4 mm
Separación entre Aletas (N^o_{Al})	8,8 1/in	346,456 1/m
Espesor de Aletas (d)	0,012 in	0,3048 mm
Diámetro de la aleta (D_{Al})	1,737 pulg	44,12 mm
Área de Aletas/ Área total (γ)	0,825	0,825

	A	B		
Diámetro equivalente de paso de flujo (D_{Eq})	0,01927 pies 5,873 mm	0,443 pies 135.03 mm		
Área de flujo libre por área de flujo frontal (s)	0,439	0,643		
Área de transferencia por volumen total (a_a)	$91,2 \frac{ft^2}{ft^3}$	$299,21 \frac{m^2}{m^3}$	$58,1 \frac{ft^2}{ft^3}$	$190,62 \frac{m^2}{m^3}$

Figura A.3 Superficie CF-8,8-1.0J, configuraciones A y B

Tabla de datos del factor de Colburn Jh y factor de fricción f_d

Configuración A

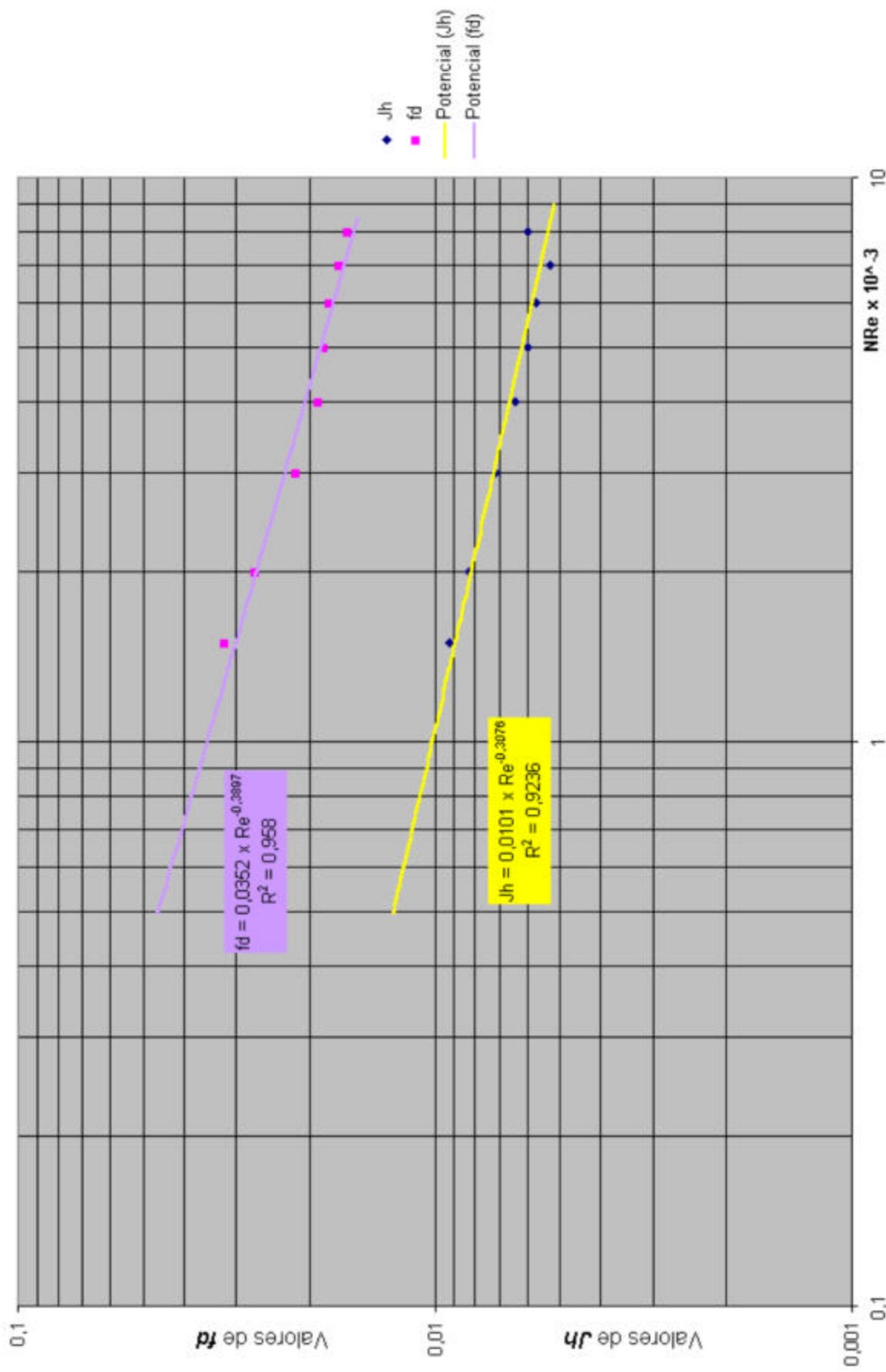
f_d	NRe x 10⁻³
0,032	1,5
0,027	2
0,0215	3
0,019	4
0,0185	5
0,0179	6
0,017	7
0,0162	8

Jh	NRe x 10⁻³
0,0092	1,5
0,0083	2
0,00715	3
0,0064	4
0,006	5
0,0057	6
0,00528	7
0,006	8

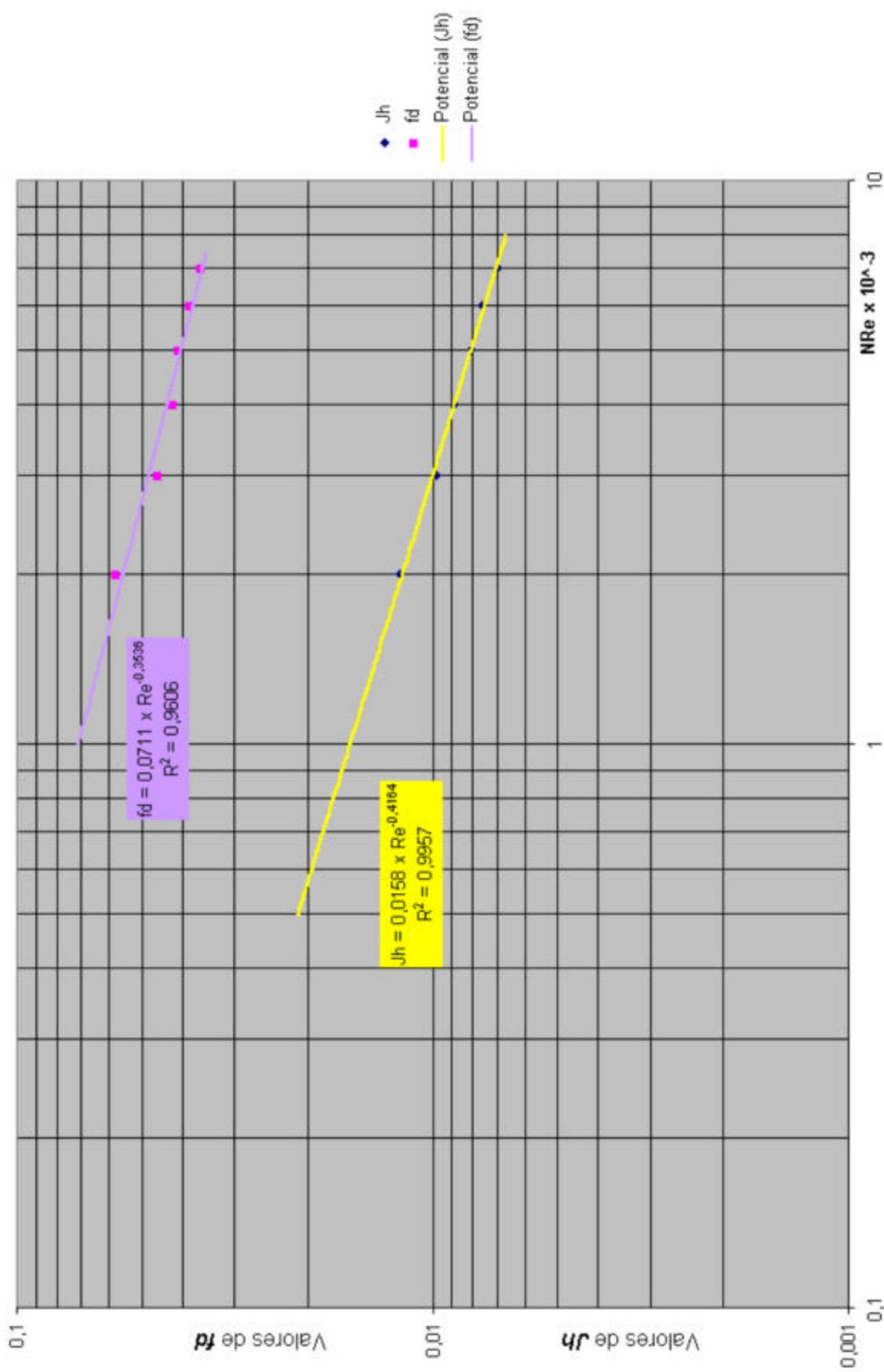
Configuración A

f_d	NRe x 10⁻³
0,058	2
0,046	3
0,0422	4
0,0408	5
0,0385	6
0,036	7

Jh	NRe x 10⁻³
0,012	2
0,0098	3
0,0089	4
0,00809	5
0,0076	6
0,007	7



Grafica B.3a Superficie CF-8,8-1.0J, configuración A



Grafica B.3b Superficie CF-8,8-1.0J, configuración B

<i>Temperatura, (°C)</i>	<i>Densidad $\rho,$ (kg/m³)</i>	<i>Peso específico relativo $\gamma,$ (N/m³)</i>	<i>Viscosidad $\mu,$ (N · s/m²)</i>	<i>Viscosidad cinemática $\nu,$ (m²/s)</i>	<i>Módulo de volumen $B,$ (Pa)</i>	<i>Tensión superficial $\sigma,$ (N/m)</i>	<i>Presión de vapor, (kPa)</i>
0	999.9	9809	1.792×10^{-3}	1.792×10^{-6}	204×10^7	7.62×10^{-2}	0.610
5	1000.0	9810	1.519	1.519	206	7.54	0.872
10	999.7	9807	1.308	1.308	211	7.48	1.13
15	999.1	9801	1.140	1.141	214	7.41	1.60
20	998.2	9792	1.005	1.007	220	7.36	2.34
30	995.7	9768	0.801	0.804	223	7.18	4.24
40	992.2	9733	0.656	0.661	227	7.01	7.38
50	988.1	9693	0.549	0.556	230	6.82	12.3
60	983.2	9645	0.469	0.477	228	6.68	19.9
70	977.8	9592	0.406	0.415	225	6.50	31.2
80	971.8	9533	0.357	0.367	221	6.30	47.3
90	965.3	9470	0.317	0.328	216	6.12	70.1
100	958.4	9402	0.284×10^{-3}	0.296×10^{-6}	207×10^7	5.94×10^{-2}	101.3

Tabla B.7 Propiedades del agua líquida para refrigeración a diferentes temperaturas

<i>Type of pipe (new, clean, condition)</i>	<i>Absolute roughness* ϵ (in feet)</i>
Drawn tubing—glass, brass, plastic	0.000005
Commercial steel or wrought iron	0.00015
Cast iron—asphalt dipped	0.0004
Galvanized iron	0.0005
Cast iron—uncoated	0.00085
Wood stave	0.0006–0.0003
Concrete	0.001–0.01
Riveted steel	0.003–0.03

Tabla B.7 Rugosidad absoluta (ϵ) en pies para distintos materiales de tubería comercial

Fitting	L/D	Nominal pipe size											
		1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2 - 3	4	6	8 - 10	12 - 16	18 - 24
Gate Valves	8	0.22	0.20	0.18	0.18	0.15	0.15	0.14	0.14	0.12	0.11	0.10	0.10
Globe Valves	340	9.2	8.5	7.8	7.5	7.1	6.5	6.1	5.8	5.1	4.8	4.4	4.1
Angle Valves	55	1.48	1.38	1.27	1.21	1.16	1.05	0.99	0.94	0.83	0.77	0.72	0.66
Angle Valves	150	4.05	3.75	3.45	3.30	3.15	2.85	2.70	2.55	2.25	2.10	1.95	1.80
Ball Valves	3	0.08	0.08	0.07	0.07	0.06	0.06	0.05	0.05	0.04	0.04	0.04	0.04

Calculated from data in Crane Co. Technical Paper No. 410.

Tabla B.8 Coeficientes "K" para pérdidas menores en accesorios de tuberías

Fitting	L/D	Nominal pipe size											
		1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2-3	4	6	8-10	12-16	18-24
K value													
Butterfly Valve 							0.86	0.81	0.77	0.68	0.63	0.35	0.30
Plug Valve straightway 	18	0.49	0.45	0.41	0.40	0.38	0.34	0.32	0.31	0.27	0.25	0.23	0.22
Plug Valve 3-way thru-flo 	30	0.81	0.75	0.69	0.66	0.63	0.57	0.54	0.51	0.45	0.42	0.39	0.36
Plug Valve branch-flo 	90	2.43	2.25	2.07	1.98	1.89	1.71	1.62	1.53	1.35	1.26	1.17	1.08
Standard elbow 90° 45° long radius 90°	30	0.81	0.75	0.69	0.66	0.63	0.57	0.54	0.51	0.45	0.42	0.39	0.36
	16	0.43	0.40	0.37	0.35	0.34	0.30	0.29	0.27	0.24	0.22	0.21	0.19

Resistance coefficient K (use in formula $h_f = K \frac{V^2}{2g}$)

Calculated from data in Crane Co., Technical Paper No. 410

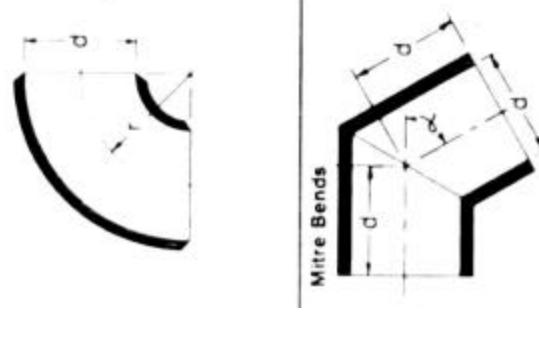
Tabla B.8 Coeficientes "K" para pérdidas menores en accesorios de tuberías (continuación)

Fitting	L D	General ft/sec	Minimum velocity for full disc lift		Nominal pipe size											
			water ft/sec	K value*	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2 - 3	4	6	8 - 10	12 - 16	18 - 24
Swing check valve	100	35 \sqrt{V}	4.43	2.7	2.5	2.3	2.2	2.1	1.9	1.8	1.7	1.5	1.4	1.3	1.2	
	50	48 \sqrt{V}	6.08	1.4	1.3	1.2	1.1	1.1	1.0	0.9	0.9	0.9	0.9	0.9	0.9	
Lift check valve	600	40 \sqrt{V}	5.06	16.2	15	13.8	13.2	12.6	11.4	10.8	10.2	9.0	8.4	7.8	7.2	
	55	140 \sqrt{V}	17.7	1.5	1.4	1.3	1.2	1.2	1.1	1.0	0.9	0.9	0.9	0.9	0.9	
Tilting disc check valve	5	80 \sqrt{V}	10.13							7.6	7.2	6.6	6.0	5.6	3.9	2.4
	15	30 \sqrt{V}	3.60							2.3	2.2	2.0	1.8	1.7	1.2	1.2
Foot valve with strainer poppet disc	420	15 \sqrt{V}	1.90	11.3	10.5	9.7	9.3	8.8	8.0	7.6	7.1	6.3	5.9	5.5	5.0	
	75	35 \sqrt{V}	4.43	2.0	1.9	1.7	1.7	1.7	1.4	1.4	1.3	1.1	1.1	1.0	1.0	
Foot valve with strainer hinged disc																

* Calculated from data in Crane Co. Technical Paper No. 410

† These K values for flow giving full disc lift are higher for low flows giving partial disc lift

Tabla B.8 Coeficientes "K" para pérdidas menores en accesorios de tuberías (continuación)

Fitting	Type of bend	L/D	Nominal pipe size									
			1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2 - 3	4	6	8 - 10
Close Return Bend												
	Standard Tee	20	0.54	0.50	0.46	0.44	0.42	0.38	0.36	0.34	0.30	0.26
	Thru branch	60	1.62	1.50	1.38	1.32	1.26	1.14	1.08	1.02	0.90	0.84
90° Bends, Pipe bends, flanged elbows, butt welded elbows												
r/d = 1	20	0.54	0.50	0.46	0.44	0.42	0.38	0.36	0.34	0.30	0.28	0.26
r/d = 2	12	0.32	0.30	0.28	0.26	0.25	0.23	0.22	0.20	0.18	0.17	0.16
r/d = 3	12	0.32	0.30	0.28	0.26	0.25	0.23	0.22	0.20	0.18	0.17	0.16
r/d = 4	14	0.38	0.35	0.32	0.31	0.29	0.27	0.25	0.24	0.21	0.20	0.18
r/d = 6	17	0.46	0.43	0.39	0.37	0.36	0.32	0.31	0.29	0.26	0.24	0.22
r/d = 8	24	0.65	0.60	0.55	0.53	0.50	0.46	0.43	0.41	0.36	0.34	0.31
r/d = 10	30	0.81	0.75	0.69	0.66	0.63	0.57	0.54	0.51	0.45	0.42	0.39
r/d = 12	34	0.92	0.85	0.78	0.75	0.71	0.65	0.61	0.58	0.51	0.48	0.44
r/d = 14	38	1.03	0.95	0.87	0.84	0.80	0.72	0.68	0.65	0.57	0.53	0.49
r/d = 16	42	1.13	1.05	0.97	0.92	0.88	0.80	0.76	0.71	0.63	0.59	0.55
r/d = 18	46	1.24	1.15	1.06	1.01	0.97	0.87	0.83	0.78	0.69	0.64	0.60
r/d = 20	50	1.35	1.25	1.15	1.10	1.05	0.95	0.90	0.85	0.75	0.70	0.65
Mitre Bends												
	$\alpha = 0^\circ$	2	0.05	0.05	0.04	0.04	0.04	0.04	0.03	0.03	0.03	0.03
$\alpha = 15^\circ$	4	0.11	0.10	0.09	0.09	0.08	0.08	0.07	0.07	0.06	0.06	0.05
$\alpha = 30^\circ$	8	0.22	0.20	0.18	0.16	0.15	0.14	0.14	0.12	0.11	0.10	0.10
$\alpha = 45^\circ$	15	0.41	0.38	0.35	0.33	0.32	0.29	0.27	0.26	0.23	0.21	0.20
$\alpha = 60^\circ$	25	0.68	0.63	0.58	0.55	0.53	0.48	0.45	0.43	0.38	0.35	0.33
$\alpha = 75^\circ$	40	1.09	1.00	0.92	0.86	0.84	0.76	0.72	0.68	0.60	0.56	0.52
$\alpha = 90^\circ$	60	1.62	1.50	1.38	1.32	1.26	1.14	1.08	1.02	0.90	0.84	0.78

Calculated from data in Crane Co. Technical Paper No. 410.

Tabla B.8 Coeficientes “K” para pérdidas menores en accesorios de tuberías (continuación)

INGERSOLL-RAND CAMERON HYDRAULIC DATA

Friction of Water (Continued) Friction Loss in Pipe Fittings

Resistance coefficient (use in formula $h_f = K \frac{V^2}{2g}$)

Fitting	Description	All pipe sizes
		K value
Pipe exit	projecting sharp edged rounded	1.0
Pipe entrance	inward projecting	0.78
Pipe entrance flush	sharp edged	0.5
	r/d = 0.02	0.28
	r/d = 0.04	0.24
	r/d = 0.06	0.15
	r/d = 0.10	0.09
	r/d = 0.15 & up	0.04

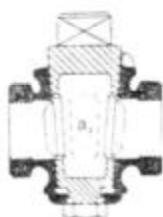
From Crane Co. Technical Paper 410.

Tabla B.8 Coeficientes “K” para pérdidas menores en accesorios de tuberías (continuación)

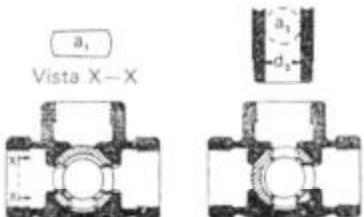
Coeficientes de resistencia (K) válidos para válvulas y accesorios

VÁLVULAS DE MACHO Y LLAVES

Paso directo

Si: $\beta = 1$,
 $K_1 = 18 f_T$

tres entradas

Si: $\beta = 1$,
 $K_1 = 30 f_T$
Si: $\beta < 1$ $K_1 = \text{Fórmula 6}$

CODOS ESTÁNDAR

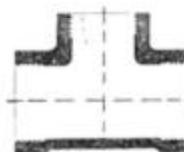
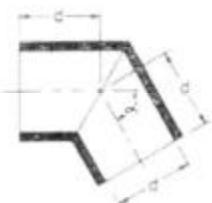
90°

 $K = 30 f_T$

45°

 $K = 16 f_T$

CONEXIONES ESTÁNDAR EN "T"

Flujo directo $K = 20 f_T$ Flujo desviado a 90°... $K = 60 f_T$ CURVAS EN ESCUADRA
O FALSA ESCUADRA

α	K
0°	$2 f_T$
15°	$4 f_T$
30°	$8 f_T$
45°	$15 f_T$
60°	$25 f_T$
75°	$40 f_T$
90°	$60 f_T$

CURVAS Y CODOS DE 90° CON BRIDAS
O CON EXTREMOS PARA
SOLDAR A TOPE

r/d	K	r/d	K
1	$20 f_T$	8	$24 f_T$
1.5	$14 f_T$	10	$30 f_T$
2	$12 f_T$	12	$34 f_T$
3	$12 f_T$	14	$38 f_T$
4	$14 f_T$	16	$42 f_T$
6	$17 f_T$	20	$50 f_T$

El coeficiente de resistencia K_B , para curvas que no sean de 90° puede determinarse con la fórmula:

$$K_B = (n - 1) \left(0.25 \pi f_T \frac{r}{d} + 0.5 K \right) + K$$

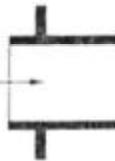
 n = número de curvas de 90° K = coeficiente de resistencia para una curva de 90° (según tabla)

CURVAS DE 180° DE RADIO CORTO

 $K = 50 f_T$

ENTRADAS DE TUBERÍA

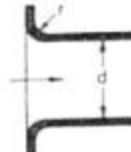
Con resalte hacia el interior

 $K = 0.78$

r/d	K
0.00*	0.5
0.02	0.28
0.04	0.24
0.06	0.15
0.10	0.09
0.15 y más	0.04

*de cantos vivos

A tope

Véanse los
valores de K
en la tabla

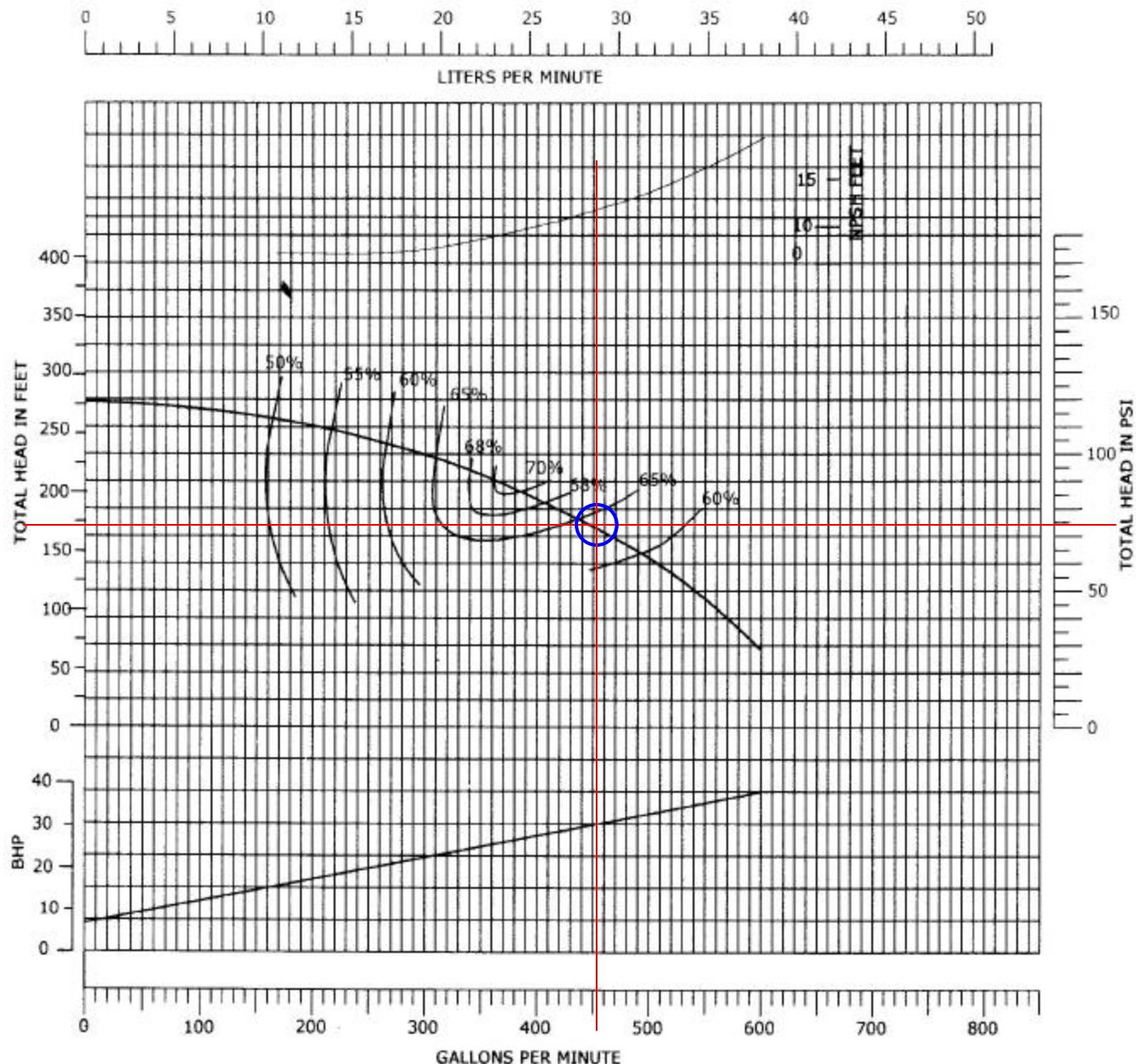
SALIDAS DE TUBERÍA

Con resalte De cantos vivos Redondeada

 $K = 1.0$  $K = 1.0$  $K = 1.0$

Tabla B.8 Coeficientes “K” para pérdidas menores en accesorios de tuberías (continuación)

Buffalopumps	Buffalopumps	IMPELLER N° : T-3009 IMPELLER ϕ : 9"
PUMP TYPE: 3-CCMT	874 Olliver Street	SUCTION: ND 4"
SPEED: 3600 rpm	North Tonawanda, New York 14120-3298	DISCHARGE: ND 3"
LIQUID: Water	Phone: 716-693-1850	EYE AREA SQ IN: 12.56
Specific Gravity: 0.98 a 150 °F	Fax: 716-693-6303	VANE: 2
	email: info@buffalo-pumps.com	



Grafica B.4 Curva característica de la bomba principal de agua del sistema de agua de enfriamiento

APLICACIÓN DEL MÉTODO DE HARDY-CROSS

Datos de la Tubería		
	In	m
diámetro =	4	0,1016
Área =	10,05312	0,00648587
rugosidad	0,01224	0,0003109

Factores de Perdidas	
Valvula Check	1,7
Codos 90º	0,51
Intersección	4 f_t
Tee	20 f_t
Valvula Mariposa	0,77
Válvula de globo	5,8

CIRCUITO	TUBERÍA	Longitud (m)	CAUDAL Q(GPM)	Q CAUDAL M^3/S	velocidad m/s	Re	f	hf+Σhm	(hf+Σhm)/Q
1	1	0,48	245	0,015457099	2,383195602	366313	0,0268073	6,318404629	408,770406
	2	0,92	-200	-0,01261804	-1,945465797	299031	0,0269046	-5,066439342	401,523481
							S	1,251965287	810,293887
								ΔQ (M^3/S)	ΔQ (GPM)
								-0,000772538	-12,2449711

CIRCUITO	TUBERÍA	Longitud (m)	CAUDAL Q(GPM)	Q CAUDAL M^3/S	velocidad	Re	f	hf+Σhm	(hf+Σhm)/Q
2	4	9,036	30	0,001892706	0,29181987	44855	0,0293081	0,296114601	156,450395
	5	0,66	-15	-0,000946353	-0,145909935	22427	0,0315037	-0,00132887	1,40420169
	6	0,74	-415	-0,026182433	-4,036841529	620489	0,0266221	-0,198641908	7,58683916
							S	0,096143822	157,854596
								ΔQ (M^3/S)	ΔQ (GPM)
								-0,000304533	-4,82694391

Primera iteración									
CIRCUITO	TUBERÍA	Longitud (m)	Q CAUDAL (GPM)	Q CAUDAL M^3/S	velocidad m/s	Re	f	hf+Σhm	(hf+Σhm)/Q
1	1	0,48	232,7550289	0,014684561	2,264084739	348005	0,0268303	5,702634958	388,342207
	2	0,92	-212,2449711	-0,013390578	-2,064576659	317339	0,0268743	-5,70575532	426,102253
							S	-0,003120362	814,444461
								ΔQ (M^3/S)	ΔQ (GPM)
								1,91564E-06	0,03036348

CIRCUITO	TUBERÍA	Longitud (m)	CAUDAL (GPM)	Q CAUDAL M^3/S	velocidad	Re	f	hf+Σhm	(hf+Σhm)/Q
2	4	9,036	25,17305609	0,001588173	0,244866598	37638	0,0297652	0,208644093	131,373644
	5	0,66	-19,82694391	-0,001250886	-0,192863206	29644	0,0304887	-0,00230923	1,84607567
	6	0,74	-419,8269439	-0,026486966	-4,083794801	627706	0,0266189	-0,203265365	7,6741657
							S	0,003069498	133,21972
								ΔQ (M^3/S)	ΔQ (GPM)
								-1,15204E-05	-0,18260261

Tabla B.9 Resultados de la aplicación del método de Hardy-Cross

Segunda iteración

CIRCUITO	TUBERÍA	Longitud (m)	Q CAUDAL (GPM)	Q CAUDAL M^3/S	velocidad m/s	Re	<i>f</i>	hf+Σhm	(hf+Σhm)/Q
1	1	0,48	232,7853924	0,014686477	2,264380095	348050	0,0268302	5,704122828	388,392862
	2	0,92	-212,2146076	-0,013388662	-2,064281304	317293	0,0268744	-5,704123061	426,041306
	S								-2,33572E-07 814,434169
	ΔQ (M^3/S)								ΔQ (GPM)
1,43395E-10								2,2729E-06	

CIRCUITO	TUBERÍA	Longitud (m)	CAUDAL (GPM)	CAUDAL M^3/S	velocidad	Re	<i>f</i>	hf+Σhm	(hf+Σhm)/Q
2	4	9,036	24,99045347	0,001576653	0,243090362	37365	0,0297855	0,20563476	130,424893
	5	0,66	-20,00954653	-0,001262406	-0,194639442	29917	0,0304586	-0,002351583	1,86277843
	6	0,74	-420,0095465	-0,026498486	-4,085571036	627979	0,0266188	-0,203441313	7,67746923
	S								-0,000158136 132,287671
ΔQ (M^3/S)								ΔQ (GPM)	
5,97697E-07								0,00947369	

Tercera iteración

CIRCUITO	TUBERÍA	Longitud (m)	Q CAUDAL (GPM)	Q CAUDAL M^3/S	velocidad m/s	Re	<i>f</i>	hf+Σhm	(hf+Σhm)/Q
1	1	0,48	232,7853947	0,014686477	2,264380117	348050	0,0268302	5,704122939	388,392866
	2	0,92	-212,2146053	-0,013388662	-2,064281282	317293	0,0268744	-5,704122939	426,041302
	S								-1,60085E-11 814,434168
	ΔQ (M^3/S)								ΔQ (GPM)
9,82801E-15								1,5578E-10	

CIRCUITO	TUBERÍA	Longitud (m)	CAUDAL (GPM)	CAUDAL M^3/S	velocidad	Re	<i>f</i>	hf+Σhm	(hf+Σhm)/Q
2	4	9,036	24,99992717	0,00157725	0,243182516	37379	0,0297844	0,205790352	130,474116
	5	0,66	-20,00007283	-0,001261809	-0,194547288	29903	0,0304601	-0,002349376	1,86191189
	6	0,74	-420,0000728	-0,026497889	-4,085478883	627965	0,0266188	-0,203432183	7,67729784
	S								8,79248E-06 132,336028
ΔQ (M^3/S)								ΔQ (GPM)	
-3,32203E-08								-0,00052655	

Tabla B.9 Resultados de la aplicación del método de Hardy-Cross (continuación)

Cuarta iteración

CIRCUITO	TUBERÍA	Longitud (m)	Q CAUDAL (GPM)	Q CAUDAL M^3/S	velocidad m/s	Re	<i>f</i>	hf+Σhm	(hf+Σhm)/Q
1	1	0,48	232,7853947	0,014686477	2,264380117	348050	0,0268302	5,704122939	388,392866
	2	0,92	-212,2146053	-0,013388662	-2,064281282	317293	0,0268744	-5,704122939	426,041302
							S	0	814,434168
								ΔQ (M^3/S)	ΔQ (GPM)
								0	0

CIRCUITO	TUBERÍA	Longitud (m)	CAUDAL (GPM)	CAUDAL M^3/S	velocidad	Re	<i>f</i>	hf+Σhm	(hf+Σhm)/Q
2	4	9,036	24,99940061	0,001577217	0,243177394	37378	0,0297845	0,205781702	130,47138
	5	0,66	-20,00059939	-0,001261842	-0,19455241	29904	0,0304600	-0,002349499	1,86196005
	6	0,74	-420,0005994	-0,026497922	-4,085484005	627965	0,0266188	-0,20343269	7,67730736
							S	-4,86988E-07	132,33334
								ΔQ (M^3/S)	ΔQ (GPM)
								1,84001E-09	2,9165E-05

Tabla B.9 Resultados de la aplicación del método de Hardy-Cross (continuación)

ARREGLO DE FLUJO

RELACIÓN

Tubos concéntricos

Flujo paralelo

$$\epsilon = \frac{1 - \exp[-\text{NUT}(1 + C_r)]}{1 + C_r}$$

Contraflujo

$$\epsilon = \frac{1 - \exp[-\text{NUT}(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-\text{NUT}(1 - C_r)]} \quad (C_r < 1)$$

$$\epsilon = \frac{\text{NUT}}{1 + \text{NUT}} \quad (C_r = 1)$$

Coraza y tubosUn paso por la coraza
(2, 4, . . . pasos de tubo)

$$\epsilon_1 = 2 \left\{ 1 + C_r + (1 + C_r^2)^{1/2} \times \frac{1 + \exp[-\text{NUT}(1 + C_r^2)^{1/2}]}{1 - \exp[-\text{NUT}(1 + C_r^2)^{1/2}]} \right\}^{-1}$$

n Pasos por la coraza
(2n, 4n, . . . pasos de tubo)

$$\epsilon = \left[\left(\frac{(1 - \epsilon_1 C_r)^n}{1 - \epsilon_1} \right) - 1 \right] \left[\left(\frac{(1 - \epsilon_1 C_r)^n}{1 - \epsilon_1} \right) - C_r \right]^{-1}$$

Flujo cruzado (un solo paso)

Ambos fluidos sin mezclar

$$\epsilon = 1 - \exp \left[\left(\frac{1}{C_r} \right) (\text{NUT})^{0.22} \{ \exp[-C_r(\text{NUT})^{0.78}] - 1 \} \right]$$

 C_{\max} (mezclado), C_{\min} (sin mezclar) C_{\min} (mezclado), C_{\max} (sin mezclar)

$$\epsilon = \left(\frac{1}{C_r} \right) (1 - \exp \{ -C_r [1 - \exp(-\text{NUT})] \})$$

$$\epsilon = 1 - \exp (-C_r^{-1} \{ 1 - \exp [-C_r(\text{NUT})] \})$$

Todos los intercambiadores ($C_r = 0$)

$$\epsilon = 1 - \exp(-\text{NUT})$$

Tabla B10 Relaciones de eficiencia NUT

ANEXO C

PRODUCCIÓN EN LA DIVISIÓN CENTRAL PARA EL SEMESTRE I DEL 2001

Div	Estructura	Planta	Unidad	Horas Trabajadas	Horas Reserva	Horas Avería	Horas Manten.	Generación (KWh)	Horas Mes
Central	13262-0102	Félix García C. 13262-0102	1	3339	324	255	426	8.750.000,00	4344
			2	3835	177	134	198	7.455.000,00	4344
	13262-0103	Pedro Camejo 13262-0103	1	2022	0	451	1871	11.040.513,00	4344
			3	0	0	0	4344	0,00	4344
			4	0	0	4344	0	0,00	4344
			6	0	0	4344	0	0,00	4344
			7	0	0	4344	0	0,00	4344
	13262-0105	Punto Fijo 13262-0105	8	4008	5	105	226	5.270.000,00	4344
			9	4092	5	57	190	5.742.000,00	4344
			10	4237	0	65	42	7.187.000,00	4344
			11	0	0	4344	0	0,00	4344
			12	3386	1	35	922	7.635.000,00	4344
			13	1807	0	341	2196	5.070.000,00	4344
			14	0	0	1416	2928	0,00	4344
			1	138	0	0	4206	1.472.500,00	4344
	13262-0106	Coro 13262-0106	2	3661	128	109	446	1.989.100,00	4344
			3	4177	8	107	52	8.748.000,00	4344
			4	0	0	744	3600	0,00	4344

Tabla C.1

COSTOS DEL KWH EN LA DIVISIÓN CENTRAL PARA EL SEMESTRE I DEL 2001

Planta	Bs			KWH	Bs			Bs	Bs
	Gastos Planta	Over-Head Division	Over-Head Dirección	Energía Despachada	Costo Planta	Costo División	Costo Dirección		
Guanta	2.207.458.821,80	229.748.333,94	54.709.415,02	283.010.904	7,80	8,61	8,81	14.354	4.062.338.516
Anaco	1.440.416.561,10	243.778.766,55	55.649.116,41	175.558.680	8,20	9,59	9,91	15.378	2.699.741.381
Félix García C	2.766.387.199,64	32.823.022,39	49.635.027,50	80.989.947	34,16	34,56	35,18	38.369	3.107.503.276
Pedro Camejo	1.084.221.931,00	37.358.836,22	58.844.101,14	32.094.619	33,78	34,95	36,78	13.840	444.189.526,96
Punto Fijo	4.260.701.758,64	53.973.719,50	86.847.202,61	176.435.032	24,15	24,45	24,95	15.654	2.761.913.990
Coro	2.332.342.697,00	34.252.789,79	54.897.355,30	78.407.542	28,93	29,37	30,31	47.022	3.686.879.439,92
Táchira	5.827.922.839,22	34.576.268,36	94.740.694,30	194.031.204	30,04	30,21	30,70	37.480	7.272.289.540
José A. Páez	6.206.645.618,98	26.403.695,84	73.503.442,85	217.068.891	28,59	28,71	29,05	12.353	2.681.452.010
Juan A. Rodríguez	638.245.452,97	18.276.027,56	50.198.848,34	183.768.386	3,47	3,57	3,85	11.504	2.114.071.512
San Agatón	11.138.715.065,16	20.970.282,24	58.656.160,86	372.180.630	29,93	29,98	30,14	12.353	4.597.547.322,
Total Dirección	37.903.057.945,51	732.161.742,40	637.681.364,34	1.793.545.835	21,13	21,54	21,90	218.307	33.427.926.517

Tabla C.2

CADAFE

FORMA P-05

RESUMEN DE PRECIOS OBRAS CIVILES

PARTIDA NO.	DESCRIPCION	UNIDAD	PRECIO UNITARIO (BS.)	CANT.	PRECIO TOTAL (BS.)
	ENCOFRADO DE MADERA, TIPO RECTO, ACABADO CORRIENTE, EN CABEZALES DE PILOTES, BASES Y ESCALONES, PEDESTALES VIGAS DE RIOSTRA, TIRANTES, FUNDACIONES DE PARED, LOSAS DE FUNDACION, VIGAS DE FUNDACION Y BASES DE PAVIMENTO.	M ²	32500.00	58.32	1895400.00
	SUMINISTRO, TRANSPORTE, PREPARACION Y COLOCACION DE ACERO DE REFUERZO Fy 4200 kgf/cm ² . UTILIZANDO CABILLAS IGUAL O MENOR DEL No. 3, PARA INFRAESTRUCTURA.	Kg	1200.00	76.47	91764.00
	SUMINISTRO, TRANSPORTE, PREPARACION Y COLOCACION DE ACERO DE REFUERZO Fy 4200 kgf/cm ² . UTILIZANDO CABILLAS No. 3 A No. 7, PARA INFRAESTRUCTURA.	Kg	1200.00	5442.40	6530880.00
	SUMINISTRO DE PIEZAS METALICAS, PERNOS, PLANCHAS, ETC. (VER LISTA DE DETALLES DE PIEZAS -EMBEDDED MATERIAL- ANEXO No. 2).	SG	317300.00	1	317300.00
1.1.2	FUNDACION CASA DE FILTROS.	M ³	4500.00	47.81	215145.00
	EXCAVACION EN TIERRA CON USO DE EQUIPO RETROEXCAVADOR PARA ASIENTO DE FUNDACIONES, ZANJAS U OTROS (INCLUYE PERFILEMIENTO A MANO).	M ³	4500.00	59.62	268290.00
	EXCAVACION EN PRESTAMO PARA RELLENO DE ASIENTO DE FUNDACIONES, ZANJAS U OTROS.				
					TOTAL
					9318779.00

RESUMEN DE PRECIOS OBRAS CIVILES
CCADAFE

FORMA P-05

PARTIDA NO.	DESCRIPCION	UNIDAD	PRECIO UNITARIO (BS.)	CANT.	PRECIO TOTAL (BS.)
	CARGA CON EQUIPO LIVIANO DE MATERIAL PROVENIENTE DE LAS EXCAVACIONES PARA ASIENTO DE FUNDACIONES, ZANJAS U OTROS.	M³	22000.00	47.81	105182.00
	COMPACTACION DE RELLENOS CON APISONADORES DE PERCUSION CORRESPONDIENTES A LOS ASIENTOS DE FUNDACIONES, ZANJAS U OTROS (CON MATERIAL DE PRESTAMO).	M³	14850.00	59.62	885357.00
	CONCRETO DE Fc 100 Kg/Cm³ A LOS 28 DIAS CORRESPONDIENTES A OBRAS PREPARATIVAS. INCLUYE EL	M³	132000.00	2.80	369600.00
	CONCRETO DE Fc 250 Kg/Cm³ A LOS 28 DIAS ACABADO CORRIENTE, PARA LA CONSTRUCCION DE LOSA DE FUNDACION, TIPO MACIZA. INCLUYE Y EL TRANSPORTE DEL CEMENTO Y AGREGADOS, Y EXCLUYE EL REFUERZO METALICO Y EL ENCOFRADO.	M³	186125.00	6.60	1228425.00
	CONCRETO DE Fc 250 Kg/Cm³ A LOS 28 DIAS ACABADO CORRIENTE, PARA LA CONSTRUCCION DE VIGAS DE FUNDACION. INCLUYE TRANSPORTE DEL CEMENTO Y AGREGADOS , Y EXCLUYE EL REFUERZO METALICO Y EL ENCOFRADO.	M³	186125.00	5.43	1010658.75
	ENCOFRADO DE MADERA TIPO RECTO ACABADO CORRIENTE, EN CABEZALES DE PILOTES, BASES Y ESCALONES, PEDESTALES, VIGAS DE RIOSTRA, TIRANTES, FUNDACIONES DE PARED, LOSAS DE FUNDACION, VIGAS DE FUNDACION Y BASES DE PAVIMENTO.	M²	32500.00	4.50	146250.00
					TOTAL
					3745472.75

CADAFE

FORMA P-05

RESUMEN DE PRECIOS OBRAS CIVILES

PARTIDA NO.	DESCRIPCION	UNIDAD	PRECIO UNITARIO (BS.)	CANT.	PRECIO TOTAL (BS.)
	SUMINISTRO, TRANSPORTE, PREPARACION Y COLOCACION DE ACERO DE REFUERZO Fy 4200 Kg/cm ² . UTILIZANDO CABILLAS IGUAL O MENOR DEL N° 3, PARA INFRAESTRUCTURA.	Kg	1200.00	353.80	424560.00
	SUMINISTRO, TRANSPORTE, PREPARACION Y COLOCACION DE ACERO DE REFUERZO Fy 4200 Kg/cm ² . UTILIZANDO CABILLAS N° 3 A N° 7, PARA INFRAESTRUCTURA.	Kg	1200.00	204.40	245280.00
	TRANSPORTE (ACARREO) DEL MATERIAL RELATIVO AL MOVIMIENTO DE TIERRA A DISTANCIA MAYOR DE 1km (ESTIMADO 20 km)	M ³ x Km	450.00	12.400	5580000.00
	SUMINISTRO DE PERNS DE ANCLAJE CON TUERCA Y ARANDELA (VER LISTA DE DETALLES DE PIEZAS EMBEDDED MATERIAL-ANEXO N° 2).	SG	317300.00	1	317300.00
1.1.3	ACERA PERIMETRAL DE CONCRETO.				
	*EXCAVACION A MAQUINA.	M ²	4500.00	79.47	357615.00
	*BOTE A MAS DE 500 m.	M ²	3400.00	79.47	270198.00
	*S/C. CONCRETO RC = 210 K/cm ² .	M ²	186125.00	46.65	8682731.25
	*S/C. ACERO Ø 3/8"	Kg	1200.00	2.333	2799500.00
	*S/C. PIEDRA PICADA N° 2 e = 10 cm.	M ²	32500.00	31.10	1010750.00
1.1.4	PISTA DE CONCRETO DE 150 TON.				
	*EXCAVACION A MAQUINA.	M ²	4500.00	600	2700000.00
	*BOTE A MAS DE 500 m.	M ²	3400.00	600	2040000.00
	*RELENO COMPACTADO.	M ²	9900.00	17.90	177210.00
	TOTAL				24605244.25

RESUMEN DE PRECIOS OBRAS CIVILES
CADAFAE

FORMA P05

RESUMEN DE PRECIOS OBRAS CIVILES

CADAFE
FORMA P-05
RESUMEN DE PRECIOS OBRAS CIVILES

PARTIDA NO.	DESCRIPCION	UNIDAD	PRECIO UNITARIO (Bs.)	CANT.	PRECIO TOTAL (Bs.)
1.1.6	DEMOLICION OBRAS DE CONCRETO (INCLUYE EXCAVACION Y BOTE DE ESCOMBROS). *CUNETA TIPO V (53 ML). *ACERA EN PASO DE PISTA 150 TON (60 ML). *BANCADA DE DOS TUBOS Ø 4" (4.50 ML) *DEMOLICION, EXCAVACION, BOTE DE ESCOMBROS DE CASETA DE BATERIAS EXISTENTE	SG SG SG SG	1665700.00 2152900.00 260000.00 208600.00	1 1 1 1	1665700.00 2152900.00 260000.00 208600.00
1.1.7	CRUCE DE PISTA 150 TON. REFORZADA CON CANAL DE DRENAJE EXISTENTE (8.00 ML).	SG	376300.00	1	376300.00
1.1.8	LOSA FUNDACION PARA CASETA DE 13.8 KV (L-1). *EXCAVACION Y BOTE. *S/C. CONCRETO Rc = 210 Kg/Cm ² . *S/C. ACERO DE REFUERZO Fy = 4200 Kg/Cm ² . Ø 25". *S/C. PIEDRA PICADA N°2 e = 10 cm. *SUMINISTRO DE PERNOS DE ANCLAJE CON TUERCAS Y ARANDELA. (VER DETALLES EN ANEXO No. 3).	M ³ M ³ Kg M ³ SG	8800.00 184800.00 1200.00 32500.00 453000.00	4.22 3.17 129 1.06 1	37136.00 585816.00 154800.00 34450.00 453000.00
1.1.9	LOSA FUNDACION PARA SKID DE COMBUSTIBLE (L-2). *EXCAVACION Y BOTE. *S/C. CONCRETO Rc = 210 Kg/Cm ² . ACERO D= 1/2" Fi = 4200 Kg/Cm ² . *S/C. PIEDRA PICADA N°2 e = 10 cm. *SUMINISTRO DE PERNOS DE ANCLAJE CON TUERCAS Y ARANDELA. (VER DETALLES EN ANEXO No. 3).	M ³ M ³ Kg M ³ SG	8800.00 184800.00 1200.00 32500.00 453000.00	1.94 1.45 57.40 0.49 1	17072.00 267960.00 68880.00 15925.00 453000.00
		TOTAL		6751539.00	



VENEZOLANA DE RADIADORES, S.A.

Tinaquillo, 06 de marzo de 2002

SR(es):
CADAFAE
CARACAS.
Attn. Ing. William Rodriguez.

Mediante la presente le cotizamos lo siguiente:

01 Intercambiador de Calor Flujo Cruzado	
Bs.....	68.800.000,00
Mas I.V.A.	

DETALLES TÉCNICOS VERSA

- Medidas extremas: Largo: 6500
Ancho: 5070
Espesor: 240
- Área radiante: Largo: 6000
Ancho: 5000
Espesor: 240
- Tubos: 834º Ext. ¾ x 6100 largo
- Material de tubos: Cu tipo "K"
- Prueba Hidrostática: 200 PSI
- Ø Ext. De Aleta: 40 N. Aletas x pulgadas: 12, Material: AL
- Forma de Pago: 50% a la orden de compra
50% a 30 días fecha factura
- La entrega del equipo estará sujeta a la disponibilidad de los materiales en el mercado nacional.

Nota: Garantía por el trabajo realizado en VERSA, 08 meses.

Sin mas a que ser referencia se despide de ustedes:

Muy Atentamente

 GIORGIO LILLI
 GERENTE DE VENTAS

METAL BLOWER, C.A.

Industria Nacional de Ventiladores

Telfs.: (0212) 532.1647/1449/1450 Fax: 523.1647

e-mail: mblower@cantv.net

PRESUPUESTO

Fecha

17/01/2002

Referencia:

V695-012002

CLIENTE	CADAFE	Atención
Ubicación	El Marque, Caracas	
Teléf.	280.85.61/64/85.65(fax)	Ing. William Rodriguez
Obra	N/D	Gcia. de Generación

Partida	Descripción	Cant	Precio Unitario	Precio Total

Estimados señores:

Nos es grato presentar a su estimada consideración nuestro presupuesto que detallamos a continuación:

OBJETO:

Trabajos de Fabricación y Suministro de varios equipos para Ventilación Mecánica.

CONDICIONES DE LA OFERTA

Validez de la Oferta: Quince (15) días a partir de la presente, transcurrido este plazo se deberá actualizar la cotización.

Plazo de Entrega: Sesenta (60) días contados a partir de la fecha de recepción de su orden de compra y la cancelación de su incial respectiva.Ver punto 2 de las CGG.

CONDICIONES DE PAGO

Carta de crédito irrevocable a favor de Metal Blower, C.A, con fecha de vencimiento de 90 dia a partir de la fecha de emisión de la Orden de Compra.

Cancelación mediante presentación de factura y nota de entrega debidamente aprobada por el cliente.

METAL BLOWER, C.A.

Industria Nacional de Ventiladores

Telfs.: (0212) 532.1647/1449/1450 Fax: 523.1647

e-mail: mblower@cantv.net

PRESUPUESTO

Fecha	17/01/2002
Referencia	V695-012002

CLIENTE CADAFAE	Atención
Dirección El Marque, Caracas	
Teléf. 280.85.61/64/85.65(fax)	Ing. William Rodriguez
Obra N/D	Gcia. de Generación

Partida	Descripción	Cant	Precio Unitario	Precio Total
01	Ventilador Venaxial marca Metal Blower, serie 147B, tamaño 72D5 con transmisión por correas y poleas y motor con rolineras de asiento axial utilizado para suministrar aire para procesos de intercambiadores de calor. Capacidad para manejar 96325 pcm vs pe=0.2" H2O, pv=0.7" H2O, pt=0.9" H2O 870 rpm 19 bhp clase I, 71.7% ET, arreglo 9. Carcasa construida en lámina de acero comercial con tratamiento de desengrasar y fosfatizado y acabado en esmalte sintético industrial homeable. Rotor con alabe de perfil aerodinámico de paso ajustable, fabricado mediante un proceso de moldeado en aluminio 3003-H14 exclusivo de Metal Blower con lo cual se obtiene una hélice muy liviana. Finalmente el rotor es balanceado estática y dinámicamente obteniéndose un comportamiento suave. Provisto de: Motor Eberle de 20 Hp, 3F, 220/440V, 60Hz, 1750 rpm, TEFC, IP-55 Juego de transmisión en "V" para 870 rpm Guarda correa	4	8,100,000.00	32,400,000.00
NOTA:	Clientes a los cuales se les ha suministrado este tipo de hélice: 1) Intevep (Edificio de Laboratorios). 2) Hidroclima.(Centro Comercial Macaracuay Plaza.) 3) Minerven (Ventilación de Minas) 4) Monarch (Ventilación de Minas.) 5) Sidor (Laminación) 6) Constructora Dycven (Ventilación de túneles).			
NOTA:	Estos precios son F.O.B planta Metal Blower Estos precios no incluyen pruebas de rendimiento en los ventiladores.			
Elaborado por: Ing. José L. Rojas Torrealba	Sub-Total		32,400,000.00	
Favor depositar inicial en:	ICSVM 14.5%		4,698,000.00	
Cuenta Corriente del Banco Exterior N° 060-080652-2	Total Neto		37,098,000.00	

METAL BLOWER, C.A.

Industria Nacional de Ventiladores

Telfs.: (0212) 532.1647/1449/1450 Fax: 523.1647

e-mail: mblower@cantv.net

PRESUPUESTO

Fecha	17/01/2002
Referencia	V695-012002

CLIENTE	CADAFE	Atención
Lugar:	El Marque, Caracas	
Teléf:	280.85.61/64/85.65(fax)	Ing. William Rodriguez
Otro:	N/D	Gcia. de Generación

Partida	Descripción	Cant	Precio Unitario	Precio Total
---------	-------------	------	-----------------	--------------

CONDICIONES GENERALES DE LA OFERTA

1. El presente presupuesto ha sido elaborado en base al cambio de moneda, legislación laboral y fiscal actualmente vigente. En caso de variar cualquiera de variar cualquiera de estos factores nos reservamos el derecho de adaptar los precios correspondientes.
2. Plazo de entrega: Sesenta (60) días contados a partir de la fecha de recepción de su orden de compra e inicial correspondiente. Nuestra empresa entra en vacaciones colectivas durante el periodo comprendido entre el 15/12/2002 hasta el 15/01/2003. Este periodo debe ser descontado del tiempo de entrega antes indicado. La empresa se reserva el derecho de pedir prórrogasobre el plazo de entrega siempre y cuando el motivo sea justificado, como el atraso en el suministro de insumos nacionales o importados. El cliente deberá constestar a la petición en un lapso de quince (15) días a partir de la fecha de la misma. En caso de no recibir respuesta, nuestra empresa la considerará como aceptada.
3. Todos los equipos suministrados por METAL BLOWER C.A., son balanceados estática y dinámicamente y probados antes de salir de nuestra fábrica.
4. Metal Blower, C.A. no se responsabiliza de los problemas de desbalanceo y sus respectivas consecuencias, que sean ocasionados por la adhesión de partículas a las turbinas y hélices de nuestros equipos.
5. El presente presupuesto no incluye el costo derivado de fianzas ni seguros (fiel cumplimiento, inicial, etc.) Por lo tanto el cliente debe comprometerse a correr con los gastos de la misma.
6. El cliente debe disponer de todos los elementos móviles (grúas, montacargas, polipastos, etc.) necesarios para descargar los equipos en sitio.
7. Para la instalación eléctrica y puesta en marcha de los ventiladores se requiere el uso de arrancadores termomagnéticos, provistos de bobina y relé térmico regulable, seleccionados de acuerdo al amperaje del motor.
8. Los equipos descritos en el presente presupuesto han sido ofertados de acuerdo a las especificaciones técnicas suministradas por LA COMPAÑIA DE PROYECTO.
9. Metal Blower, C.A. garantiza los valores de caudal y presión en base a pruebas de laboratorio efectuadas bajo la norma AMCA 210-85. Por lo tanto nuestra empresa no tiene ninguna responsabilidad en aquellos casos donde el cliente o proyectista hayan evaluado erróneamente los requerimientos de su Sistema de Ventilación.
10. Metal Blower, C.A. garantiza la reposición de cualquier parte o pieza de los equipos ofertados.
11. Los equipos ofertados son de fabricación nacional a excepción del motor y los rodamientos.
12. Metal Blower, C.A. garantiza sus equipos por cualquier defecto de fabricación durante el lapso de 1 año. Los términos de la Garantía son establecidos en las CONDICIONES GENERALES DE GARANTIA, anexas a la factura en el momento de la entrega del equipo.
13. Favor enviar junto con su O/C la dirección, teléfono, números de RIF y NIT de su empresa con el fin de elaborar la factura de acuerdo con el Reglamento de Ley del IVA.

Por: METAL BLOWER, C.A.

Ing. José L. Rojas Torrealba
Dpto. de Ingeniería

Aprobado Por:

Firma Autorizada

AJUSTABLE TIPO 'S'

SELECCION DEL VENTILADOR

PROCEDIMIENTO DE SELECCION DE VENTILADOR EN ARREGLO 4

EJEMPLO:

A. REQUERIMIENTO: 20.000 PCM, 1.0" H2O Presión Total, Transmisión Directa

1.- En la Carta Master de selección, 20.000 PCM intersecta 1,0" PT dentro de la banda de eficiencia de 80% para el tamaño 38A5 a 1.170 RPM.

2.- En la gráfica correspondiente al tamaño 38A5 a 1.170RPM (Ver Ejemplo), 20.000 PCM intersecta a 1,0" PT dentro de los valores 3 y 5 de las Curvas de HP Constante. Interpolando se tiene 3.9HP. La intersección está sobre la línea de Posición de Pala de 39, y entre los valores de 80 y 80,5% de eficiencia. Interpolando se obtiene una eficiencia de 80,3%.

B. REQUERIMIENTO: 20.000 PCM, 0.60" Presión estática, Transmisión Directa.

1.- Sobre el Abaco trace una línea recta desde 20.000 PCM pasando por un diámetro de ducto de 38", obteniéndose una Presión de Velocidad de 0,4" y una Velocidad de Salida de 2.520PPM aproximadamente.

2.- Sumando la PV a la PE requerida se obtiene una PT de 1,0", que se utiliza como base para seleccionar el Ventilador.

3.- Sobre la Carta Master verifique que un Ventilador de 38", es un tamaño adecuado para manejar 20.000 PCM a 1,0"PT girando a 1.170RPM.

4.- En la gráfica de funcionamiento para el tamaño 38A5 a 1170RPM determine con exactitud la Presión de Velocidad de Salida para 20.000 PCM leyendo verticalmente hacia arriba en la escala superior, desde 20.000 PCM en la escala de capacidades. La PT requerida es 1,0".

5.- En la gráfica localice el punto de Operación (Ver Ref. A-2).

C. REQUERIMIENTO: 20.000 PCM, 0.75"PE, provisto de Cono y Velocidad de Salida de 2.000 PPM. Transmisión Directa.

1.- Del Abaco se tiene que una VS de 2.000PPM es equivalente a 0,25"PV, que sumado a 0,75"PE es igual a 1,0"PT. También se determina que para esa PV se requiere un ducto de 43".

2.- De la Carta Master se obtiene que el tamaño óptimo para satisfacer los requerimientos es el 38A5 a 1.170 RPM.

3.- De la gráfica de funcionamiento determine la pérdida de carga de la presión total. Primero intersecte una Línea Vertical desde 20.000 PCM con la línea de diámetro de ducto 43". Lea horizontalmente del lado izquierdo la pérdida de carga de PT (0,02"PT). Este valor se suma a 1,0"PT para un total de 1,02"PT que debe vencer el ventilador.

4.- En la misma gráfica localice el punto de operación con 20.000 PCM, 1,02"PT con una posición de pala de 40, eficiencia de 80,2% y 3.95HP.

D. REQUERIMIENTO: 20.000 PCM, 1.0"PT. Provisto de Cono y Velocidad de salida de 2.000 PPM. Transmisión Directa.

1.- En la Carta Master, intersecta 20.000 PCM con 1.0"PT dentro de la banda de eficiencia de 80% o mayor, para el tamaño 38A5 a 1170 RPM.

2.- Del abaco se tiene que un Ventilador de 38" para manejar 20.000 PCM, con una velocidad de salida de 20.000 PPM le corresponde un cono de 43" de diámetro.

3.- De la gráfica de funcionamiento se determina fácilmente la pérdida de carga de la PT. (0,02"PT).

4.- Determine la PT requerida sumando 0,02" a la 1,0", lo que resulta 1,02"PT.

5.- En la gráfica localice el punto de Operación (Ver Ref. C-4).

CORRECCION PARA CUALQUIER VALOR DE DENSIDAD

DIFERENTE A 0.075LB/FT³ (Valor utilizado en las gráficas)

E. REQUERIMIENTO: 25.000 PCM, 1.3"PT, densidad de 0,065Lb/FT³, transmisión directa.

PT a 0.075Lb/FT³ = PT deseada x 0.075 Lb/FT³ Densidad Requerida.

PT a 0.075Lb/FT³ = 1.3" x 0.075Lb/FT³/0.065Lb/FT³ = 1.5"PT.

Seleccione el ventilador como se indica en A-1 y A-2

HP. a 0.065 Lb/FT³ = HP gráfica x 0.065Lb/FT³/0.075Lb/FT³

HP. a 0.065 Lb/FT³ = 7.3HP x 0.867 = 6.33HP.

PROCEDIMIENTO DE SELECCION DE VENTILADOR EN ARREGLO 9

Seleccione en la Carta Master para Arreglo 9, el ventilador Ajustable con mayor eficiencia.

Localice en la gráfica de funcionamiento para Arreglo 4 correspondiente al modelo seleccionado, el punto de Operación deseado.

Utilizando la gráfica para transmisión en V, se hace coincidir el punto de Operación deseado con la velocidad correspondiente a la curva de funcionamiento (Ver Ejemplo).

La Línea de Velocidad es la representación de la Ley de Ventiladores, e ilustra gráficamente el cambio de capacidad y presión debido a la variación de la velocidad (RPM). El punto de operación puede ser ajustado por encima o por debajo en la escala de la línea de velocidad dependiendo de las RPM del ventilador. Determine, a lo largo de la Línea de Velocidad, el punto de mayor eficiencia posible.

Utilizando las gráficas de corrección de Arreglo 4 a arreglo 9, ajuste la posición de pala (Fig. 1) y eficiencia total (Fig. 2) para obtener los valores correspondientes al arreglo 9.

Calcule la potencia del Ventilador utilizando la Eficiencia total para el Arreglo 9. El valor resultante multiplíquelo por 1.03. (3% pérdida promedio de fricción).

EJEMPLO:

REQUERIMIENTO: 45.000PCM, 1.7"PT a 0.075 Lb/FT³.

1.- De la carta Master se tiene que el tamaño 54C5 es la selección más eficiente.

2.- Grafique el punto de trabajo deseado en la curva del modelo 54C5, arreglo 4 (Ver Ejemplo pág.). Superponga la hoja de la Línea de Velocidad y haga coincidir el punto de Operación con 870 RPM. (RPM de la Gráfica). A lo largo de la línea de Velocidad se localiza el punto más eficiente, 1.070 RPM. Este punto corresponde, en Arreglo 4, a una posición de pala de 31 y eficiencia total de 80,2%.

3.- Utilizando la Fig. 1 se corrige la posición de pala de 31 a 33. Con la Fig. 2 se corrige la eficiencia total de 80,2% a 77%.

4. HP Ventilador = 45.000 PCM x 1.7 PT = 15.6 x 1.03 = 16.1HBP.

6356 x 0.77 ET

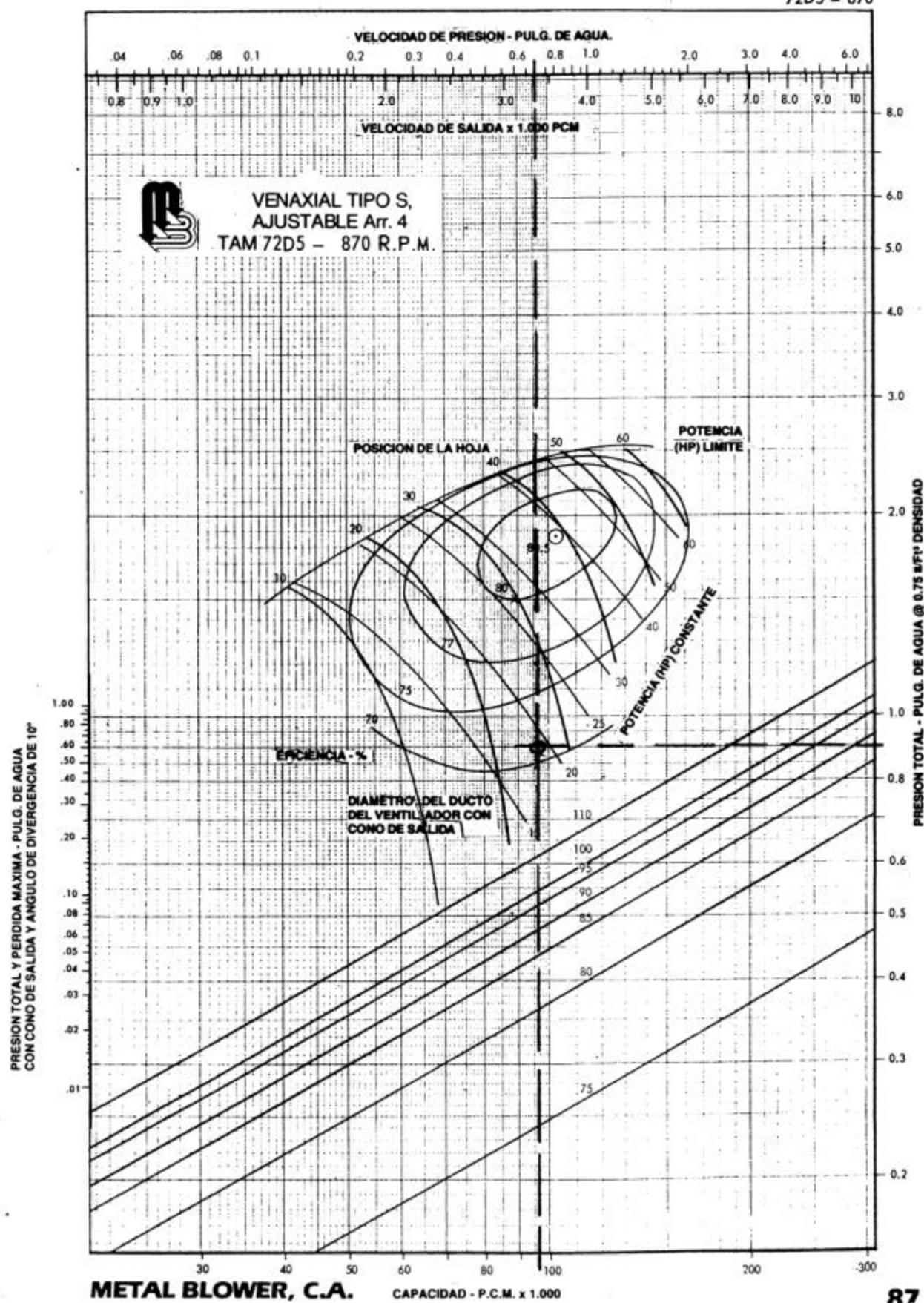
Ventilador Seleccionado : 54C5 - 1070-33

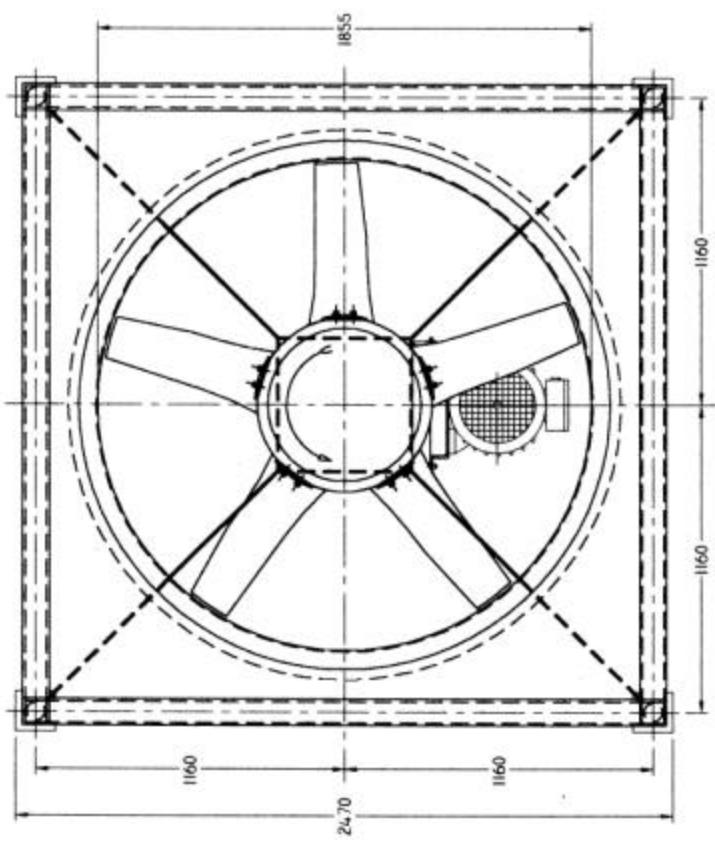
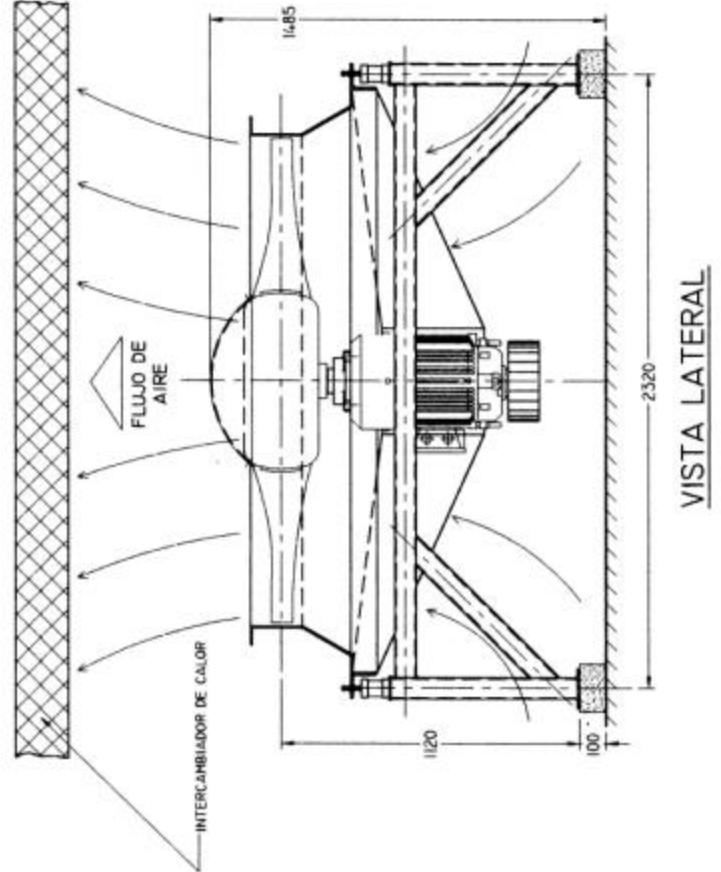
Características : 45.000 PCM

1.7" Presión Total

15.6 BHP Ventilador

16.1 BHP Motor.





NOTA IMPORTANTE	
DIMENSIONES DE ANTERPROYECTO PUEDEN VARÍAR EN EL DISEÑO FINAL	SISTEMA CANT.

CARACTERÍSTICAS MOTOR INSTALADO	
MARCA: EBERLE	NORMA: IEC
FRAME: 160 M	PROTEC: IP - 55 AISLAM: F
HP: 20	REFN: 1750 VOLT: 220 / 440 FASE: 3
OBSERVACIÓN:	

NOTA: DIMENSIONES EN M.M. SALVO INDICACIÓN

CONTROL CALIDAD: _____

CARACTERÍSTICAS DE FUNCIONAMIENTO					
CAUDAL (P.C.M.)	P.T. (°H2O)	B.H.P.	R.P.M.V.	AL TURA (PIES)	TEMP (°F)
96.325	0.9°	19	870	185'	86°

CLIENTE: CADAFE

NOTA: DIMENSIONES EN M.M. SALVO INDICACIÓN

VENT. VENAXIAL DE PASO AJUSTABLE		
SERIE	TAMAÑO ARREG. CLASE POSIC. ROTAC.	PLANO: VISTA CONJUNTO VENTILADOR UTILIZADO PARA INTERCAMBIADOR DE CALOR

147 - B	72 - 05 - 870	9	1	
---------	---------------	---	---	--

METAL BLOWER C.A.

CARACAS - VENEZUELA

FECHA:

Atención:

Teléfono:
FAX:

Enviado:

Teléfono:
FAX:

Estimado colega,

En atención a su solicitud de equipos de Ventilación para el mejoramiento del sistema de enfriamiento de la planta de generación Félix García Casimiro, ubicada en San Fernando de Apure. Le envío nuestra cotización para la disposición de cuatro (4) ventiladores manejando 96.325 CFM @ ½" WG.

Me comunique con OTAM Brasil para cotizar la disposición de dos (2) ventiladores manejando 192.650 CFM @ ½" WG. Si la respuesta se concreta para esta semana, a su vez podré cotizar en esta misma semana. De lo contrario, iniciamos labores a partir del 14 /01

Atentamente,



José A. Freán

AEROMETAL, C. A.

FABRICA DE VENTILADORES Y EXTRACTORES
TELFs. 256.3141/3020/1430 FAX. 256.5068

SEÑORES: CADAFE
ATN: Ing. William Rodriguez
TELF: 0212 280.8565
FAX: 0212 280.8565
FECHA: 19 de Diciembre de 2001

ITEM	CONCEPTO DEL MATERIAL	CANT	PRECIO UNITARIO	PRECIO TOTAL
01	VENTILADOR TUBOAXIAL MODELO TAD-AVR-54, ARREGLO 4. ROTOR DE PALAS DE ANGULO AJUSTABLE, BLADE ANGLE 28°. CONSTRUCCION PARA TRABAJO VERTICAL, PINTURA EPOXICA. ACOPLADO DIRECTAMENTE A MOTOR DE 75,0 HP - 1150 RPM -220/440 Volts -3F -TEFC. Punto de operación: 96325 CFM @ 1/2" WG.	04	7.990.000,00	31.960.000,00
02	TRANSPORTE CARACAS-SANFERNANDO.	SG	1.200.000,00	1.200.000,00

Condiciones de pago:

Abono 50%, resto contra entrega.
Cheque conformable o de Gerencia
a nombre de AEROMETAL, C. A.
Cuenta C. Banco Provincial 0011-0100001039

Tiempo de entrega: a convenir.

Validez de oferta: 15 días.

POR AEROMETAL:

Ing. José A. Freán

POR EL CLIENTE:

SUBTOTAL:	33.160.000,00
ISV (14,5%):	4.808.200,00

TOTAL (Bs):	37.968.200,00
-------------	---------------

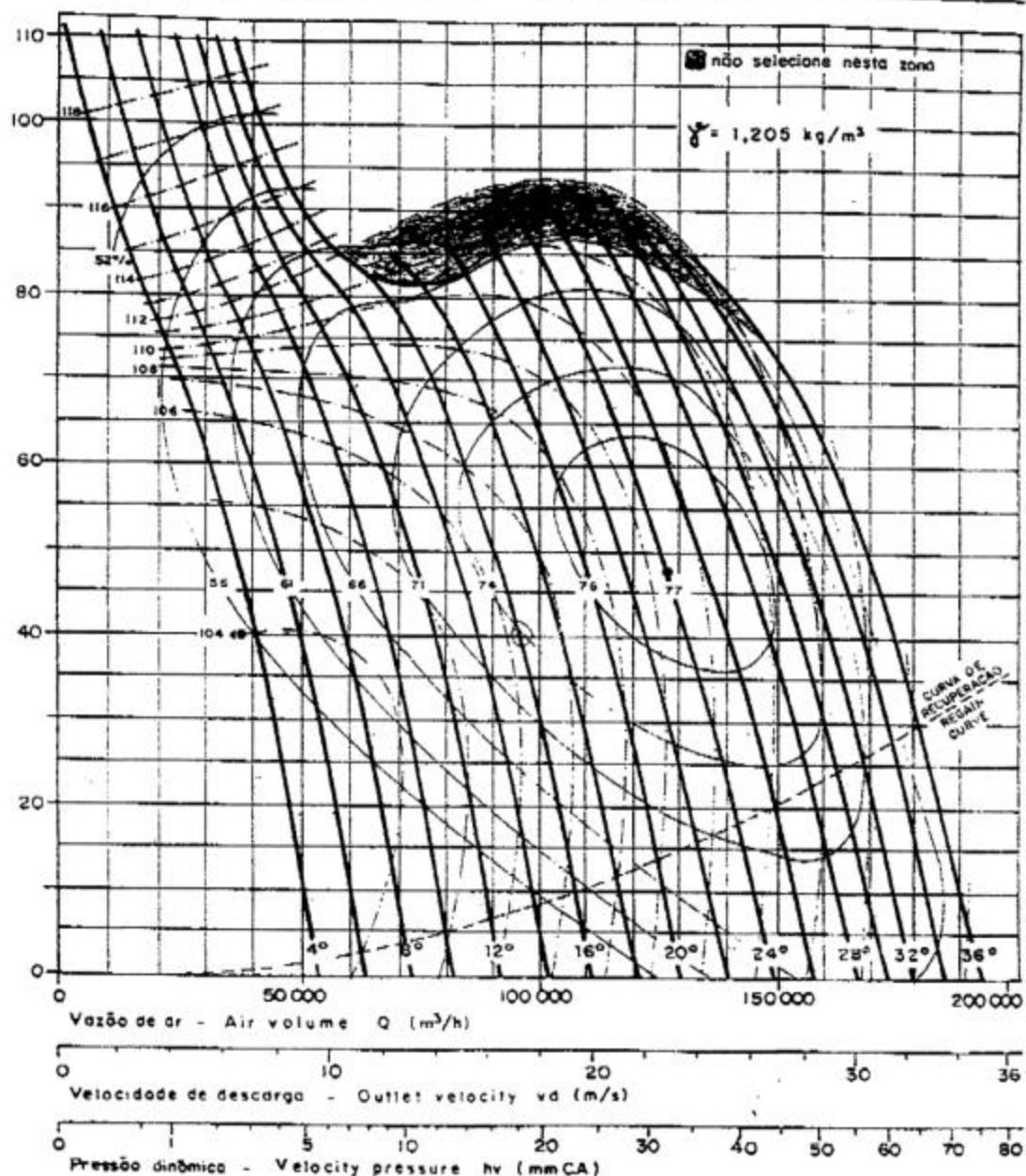
FINAL AVENIDA TAMANACO, PARCELAMIENTO INDUSTRIAL LA TINAJA - EDIFICIO ISAMAL - EL LLANITO
- TELF. 2563141-2563020-2561430 FAX. 2565068

AVR... 1400-1150 rpm



1.350 CFM
 $\frac{1}{2}$ " WG.
 Δ : 72,14 hPa.
 α : 28°.

Pressão estática - Static pressure ha (mmCA)



Potência absorvida máxima - Peak brake horsepower													Pabs Max (CV)				
													15,34 16,88 19,96 23,03 27,64 32,23 35,30 41,45 46,06 52,20 59,86 66,00 72,14 78,30 85,97 93,65 101,3				
	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36
Ângulo das pás - Blade angle																	

- Diâmetro da hélice - Impeller diameter

- Momento de inércia - Moment of inertia

 $D = 1386\text{mm}$ $GD^2 = 78,9\text{kg.m}^2$

β	ϕ	1400mm
A	A'	$1,539\text{ m}^2$

OTAVI VENTILADORES INDUSTRIAS



TAR



TCF



AFR-B



AVR-P



MAN COOLER-MC



AVR



C 500



AFR



AVR



AVR-INOX