

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

EVALUACIÓN DE LAS CONDICIONES ACTUALES DE OPERACIÓN DE LOS EQUIPOS QUE CONFORMAN EL SISTEMA DE AGUA DE ENFRIAMIENTO EN LA PLANTA DE MEZCLA JOSE DE LA EMPRESA PETROLERA SINOVENSA

Presentado ante la Ilustre
Universidad Central de Venezuela
Por el Br. Graterol F., Moisés R.
Para optar al Título de
Ingeniero de Petróleo

Caracas, junio de 2013

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

EVALUACIÓN DE LAS CONDICIONES ACTUALES DE OPERACIÓN DE LOS EQUIPOS QUE CONFORMAN EL SISTEMA DE AGUA DE ENFRIAMIENTO EN LA PLANTA DE MEZCLA JOSE DE LA EMPRESA PETROLERA SINOVENSA

TUTOR ACADÉMICO: Prof. Alida Padrón
TUTOR INDUSTRIAL: Ing., Msc. Carmen E. Serna

Presentado ante la Ilustre
Universidad Central de Venezuela
Por el Br. Graterol F., Moisés R.
Para optar al Título de
Ingeniero de Petróleo

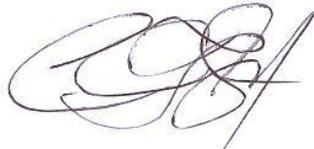
Caracas, junio de 2013

Caracas, junio de 2013

Los abajo firmantes, miembros del Jurado designado por el Consejo de Escuela de Ingeniería de Petróleo, para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por el Bachiller Moisés R. Graterol F., titulado:

“Evaluación de las condiciones actuales de operación de los equipos que conforman el sistema de agua de enfriamiento en la Planta de Mezcla Jose de la empresa Petrolera Sinovensa”

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



Prof. Carlos J. Gil

Jurado



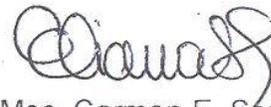
Prof. Alberto Vegas

Jurado



Prof. Alida Padrón

Tutor Académico



Ing. Msc. Carmen E. Serna

Tutor Industrial

DEDICATORIA

El presente trabajo especial de grado está dedicado en primer lugar a Dios Todopoderoso, todo con en y en él.

En segundo lugar muy especialmente a mis padres María B. Fernández G. y Rafael R. Graterol G. a quienes admiro y amo inmensamente y los únicos en quienes indudablemente siempre podré confiar.

Y a mis hermanos Rubén D. Graterol F. y Laura E. Fernández y Luis E. Sánchez F., mis amigos más confiables y sinceros.

AGRADECIMIENTOS

Primeramente a Dios Todopoderoso por ser el apoyo y el guía en los momentos más difíciles.

A la ilustre Universidad Central de Venezuela en donde he podido adquirir los conocimientos necesarios para la realización del presente trabajo especial de grado (T.E.G.) y en general para el ejercicio de la especialidad de Ingeniería de petróleo.

A mi tutor académico Prof. Alida Padrón por su constante colaboración asesoría y orientación en la realización del presente trabajo especial de grado.

A mi tutor industrial Ing. Msc. Carmen E. Serna, por el apoyo técnico y su constante dedicación y ayuda en el desenvolvimiento diario durante el tiempo de desarrollo de este trabajo en la empresa mixta Sinovensa.

A la empresa Mixta Petrolera Sinovensa y al grupo de ingenieros, técnicos, obreros y demás pasantes y tesistas que fueron mis compañeros durante el tiempo de desarrollo de este trabajo, de quienes recibí ayuda técnica y económica, información adicional importante, orientación y apoyo emocional.

Al Ing. Joussep E. Henech C. por su colaboración técnica y su orientación en el desarrollo de este T.E.G.

A mis padres Rafael R. Graterol G. y María B. Fernández G. por su ayuda económica y por su apoyo emocional.

Al Sr. Pedro Durán por su orientación y por su apoyo técnico.

Al Ing. Gustavo Bermúdez por haberme brindado hospedaje durante parte del tiempo de desarrollo de este T.E.G.

A mi hermana Laura E. Fernández por su ayuda económica y su apoyo emocional

Graterol F., Moisés R.

**EVALUACIÓN DE LAS CONDICIONES ACTUALES DE
OPERACIÓN DE LOS EQUIPOS QUE CONFORMAN EL
SISTEMA DE AGUA DE ENFRIAMIENTO EN LA PLANTA DE
MEZCLA JOSE DE LA EMPRESA PETROLERA SINOVENSA**

**Tutor Académico: Prof. Alida Padrón. Tutor Industrial: Ing. Msc. Carmen
Serna. Tesis. Caracas. U.C.V. Facultad de Ingeniería. Escuela de
Ingeniería de Petróleo. 2013, 158 pp.**

Palabras claves: Intercambiadores de calor, Tubo y carcasa, sistemas de enfriamiento, Herramienta computacional, Planta de mezcla jose de la empresa petrolera sinovensa Estado Anzoátegui

Resumen. En la Planta de Mezcla de Jose de la empresa mixta Petrolera Sinovensa se recupera la nafta usada como diluyente para el transporte de hidrocarburo extrapesado en una torre despojadora, y luego se mezcla con un crudo liviano para producir un Blend comercial de 16° API. La nafta recuperada es enfriada por medio de un sistema semicerrado de agua de enfriamiento que tiene una alta incertidumbre respecto a las condiciones operacionales actuales, es por ello que el objetivo principal de este trabajo es evaluar el estatus de cada uno de los componentes de este sistema, por medio de la comparación con los valores propuestos en el diseño. Se hizo una evaluación de las torres de enfriamiento dirigido a la composición químico física del agua, se comparó el cabezal aportado por las bombas en función de los caudales manejados con respecto a los esperados y se uso el método Kern para intercambiadores de calor existentes para calcular el coeficiente de ensuciamiento actual de los intercambiadores de calor. También se desarrolló una herramienta computacional con Microsoft Excel 2003 a través del lenguaje de programación Visual Basic 6.0 para la evaluación futura de los intercambiadores de calor.

INDICE GENERAL

INDICE DE TABLAS	xiv
INDICE DE GRÁFICOS	xvi
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xviii
INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO I	
FUNDAMENTO DE LA INVESTIGACIÓN	4
PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	4
Generalidades de la empresa	4
Aspectos técnicos de la Planta de Mezcla Jose (PMJ)	4
Descripción del proceso en estudio.....	5
ANTECEDENTES.....	7
OBJETIVOS.....	8
Objetivo general	8
Objetivos específicos	8
ALCANCE	9
LIMITACIONES.....	9
CAPITULO II	
MARCO TEÓRICO	11
PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR.....	11
INTERCAMBIADORES DE CALOR	13
Clasificación de los Intercambiadores de Calor.....	14

Número de pasos	18
Evaluación de intercambiadores de calor.....	20
Propiedades físicas de los fluidos.....	20
Coeficiente individual de transferencia de calor (h)	21
Coeficiente global de transferencia de calor (U)	21
Factor de ensuciamiento o de obstrucción (Rd)	21
Eficiencia	22
Número de Prandtl.....	22
Número de Nusselt	22
Factor de fricción de Fanning y diagrama de Moody	24
TORRES DE ENFRIAMIENTO	27
Torres de tiro inducido	28
Partes principales de las torres de tiro inducido	28
Sistema de distribución de agua.....	29
Relleno.....	30
Eliminadores de arrastre.....	30
Chimeneas.....	31
Ventiladores.....	31
Bombas.....	31
Control	31
Tipos de sistemas de enfriamiento	31
Enfriamiento directo	31
Enfriamiento indirecto	32

Parámetros operacionales que se deben controlar en una torre de enfriamiento.....	32
Humedad	32
Humedad relativa.....	32
Humedad absoluta.....	33
Temperatura de bulbo seco	33
Temperatura de bulbo húmedo.....	33
AGUA DE PROCESOS	34
AGUA DE REFRIGERACIÓN	34
PRINCIPALES PROPIEDADES DEL AGUA	35
Conductividad.....	35
Dureza.....	35
Alcalinidad	36
pH.....	36
PROBLEMAS ASOCIADOS A LAS IMPUREZAS MÁS COMUNES EN AGUA DE ENFRIAMIENTO.....	37
Ensuciamiento.....	37
Fuente: QUIMINETIncrustaciones.....	38
Incrustaciones	39
Corrosión.....	39
Sólidos disueltos y sólidos suspendidos	39
Microorganismos	40
Bacterias.....	41
Hongos	41

Algas.....	42
Limos	42
Bio film.....	42
BOMBAS HIDRÁULICAS	43
Bombas centrífugas	43
Partes de las bombas centrífugas	44
Parámetros operacionales relacionados con las bombas hidráulicas	44
Cabezal hidráulico	45
Potencia hidráulica	45
Potencia de accionamiento.....	45
Potencia del motor.....	45
NPSH (Net Positive suction head).....	45
Curvas características	46
Rango de operación según norma API 610.....	46
MEDIDORES DE FLUJO O CAUDALÍMETROS	47
Diferencial de presión.....	47
Medidor de Coriolis	48
CAPÍTULO III	
MARCO METODOLÓGICO	51
DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN.....	51
DEFINICIÓN DE VARIABLES O INDICADORES.....	51
POBLACIÓN Y MUESTRA	52
Población.....	52

Muestra	52
DESCRIPCIÓN DE LOS EQUIPOS.....	53
Tanque TK-133004	53
Bombas Centrífugas P-133001	53
Bombas centrífugas P-133054.....	54
Torres de enfriamiento CT-133001	54
Variables del proceso	55
Paquetes de inyección de químicos	55
Intercambiadores de calor E-131013 y E-131014	56
Intercambiador E-131013	57
Intercambiador E-131014	57
Bypass y válvulas de control de flujo.....	57
DISTRIBUCIÓN Y CONSUMO DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO	58
PROCEDIMIENTO.....	60
Revisión bibliográfica y recolección de información	60
Procesamiento de datos de diseño, cálculo de variables indirectas y tabulación	61
Recopilación y procesamiento de datos de campo	61
Cálculo de variables de comparación, a partir de los datos de campo obtenidos.....	61
Evaluación de los equipos del sistema, basándose en la comparación con datos de diseño	62
Método kern para evaluación de intercambiadores de calor existentes	63
Intercambio Calórico	64

Caída de presión	79
Procedimiento usado para valuación de bombas centrífugas	80
Cálculo del NPSH	81
Cabezal aportado por la bomba.....	87
Potencia y eficiencia de la bomba	88
Curvas características	89
Identificación de equipos críticos en el sistema.....	91
Generación de una herramienta computacional de seguimiento de desempeño de los intercambiadores de calor	92
Balance de Materiales.....	92
CAPÍTULO IV	
RESULTADOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS	94
RESULTADOS.....	94
Intercambiadores de calor	94
Bombas Centrífugas.....	98
Torres de enfriamiento CT-133001A/B.....	103
Balance de materiales	119
Aplicación para la evaluación de intercambiadores de calor existentes..	123
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	
CONCLUSIONES	135
RECOMENDACIONES.....	137
BIBLIOGRAFÍA.....	138
APÉNDICE 1	

Datos de campo de los intercambiadores de calor E-131013 y E-131014 .	141
APÉNDICE 2	
Datos de campo de las bombas centrífugas P-133001 y P-133054	143
APÉNDICE 3	
Tablas y gráficos para el cálculo de mínimos cuadrados de las propiedades físicas de los fluidos.....	144
APÉNDICE 4	
Factor Ft para MLDT n pasos por carcasa 2n paso por tubo.....	148
APÉNDICE 5	
Curvas características de motores de bombas P-133001	152
ANEXOS	154

INDICE DE TABLAS

Tabla 1 Rango de aplicabilidad de las correlaciones usadas para la transferencia de calor	24
Tabla 2. Contaminantes de agua de enfriamiento y problemas asociados...	38
Tabla 3 Productos suministrados por la empresa Nalco para el sistema.....	56
Tabla 4 Datos seleccionados para la evaluación de los intercambiadores de calor	95
Tabla 5 Resultados Intercambiador de Calor E-131013	96
Tabla 6 Resultados Intercambiador de Calor E-131014	96
Tabla 7 Datos operacionales de las bombas centrífugas	99
Tabla 8 Resultados bombas centrífugas calculados, datos de curvas características y valores de diseño	101
Tabla 9 Rango de operación de las bombas P-133001 y P-133054 calculado según norma API 610	102
Tabla 10 Propiedades fisicoquímicas del agua de reposición	103
Tabla 13 Propiedades fisicoquímicas del agua de recirculación.....	104
Tabla 14 Parámetros operacionales de las torres de enfriamiento CT-133001	105
Tabla 13 Dosificaciones de químicos.....	119
Tabla 14 Relación entre Nafta enviada a mezcla y DCO procesado en la estación de flujo de Morichal	120
Tabla 15 Volúmenes de hidrocarburo reportados al MENPET	121
Tabla 16 Balance volumétrico de hidrocarburo procesado en PMJ.....	121
Tabla 17 Balance de masas de hidrocarburo procesado en PMJ.....	121

Tabla 18 Balance de masas de nafta procesada en PMJ.....	122
Tabla 19 Ajuste de mínimos cuadrados para propiedades físicas y rango de aplicación.....	132
Tabla 20 Resultados de la validación de la herramienta computacional para el intercambiador de calor E-131013	133
Tabla 21 Resultados de la validación de la herramienta computacional para el intercambiador de calor E-131014	134
Tabla 22 Datos de Campo Intercambiador de Calor E-131013	141
Tabla 23 Datos de Campo Intercambiador de Calor E-131014	142
Tabla 24 Datos usados para la evaluación de las bombas centrífugas P-133001	143
Tabla 25 Datos usados para la evaluación de las bombas centrífugas P-133054	143
Tabla 26 Propiedades físicas de los fluidos en función de la temperatura .	144

INDICE DE GRÁFICOS

Gráfico 1 pH del agua de reposición.....	106
Gráfico 2 Conductividad del agua de reposición.....	107
Gráfico 3 Cloro libre presente en el agua de reposición	107
Gráfico 4 Turbidez del agua de reposición	108
Gráfico 5 Alcalinidad del agua de reposición	108
Gráfico 6 Dureza total presente en el agua de reposición	109
Gráfico 7 Hierro presente en el agua de reposición.....	109
Gráfico 8 Cloruros presentes en el agua de reposición	110
Gráfico 9 Sílice presente en el agua de reposición.....	110
Gráfico 10 pH del agua de recirculación	112
Gráfico 11 Conductividad del agua de recirculación	112
Gráfico 12 Cloro libre en el agua de recirculación	113
Gráfico 13 Turbidez en el agua de recirculación.....	113
Gráfico 14 Alcalinidad del agua de recirculación	114
Gráfico 15 Dureza cálcica del agua de recirculación	114
Gráfico 16 Dureza total del agua de recirculación	115
Gráfico 17 Hierro presente en el agua de recirculación	115
Gráfico 18 Ortofosfato total presente en el agua de recirculación	116
Gráfico 19 Polímero activo presente en el agua de recirculación	116
Gráfico 20 Cloruros presentes en el agua de recirculación	117
Gráfico 21 Sílice presente en el agua de recirculación	117

Gráfico 22 Gravedad específica de la nafta de recirculación	145
Gráfico 23 Conductividad térmica de la nafta de recirculación	145
Gráfico 24 Viscosidad de la nafta de recirculación	145
Gráfico 25 Calor específico de la nafta de recirculación	145
Gráfico 26 Gravedad específica de los vapores de tope	146
Gráfico 27 Viscosidad de los vapores de tope	146
Gráfico 28 Conductividad térmica de los vapores de tope.....	146
Gráfico 29 Calor específico de los vapores de tope.....	146
Gráfico 30 Gravedad específica del agua de procesos	147
Gráfico 31 Viscosidad del agua de procesos	147
Gráfico 32 Conductividad térmica del agua de procesos.....	147
Gráfico 33 Calor específico del agua de procesos.....	147

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 esquema del sistema de agua de enfriamiento	6
Figura 2 Intercambiadores de calor de doble tubo (A) Flujo en Cocorriente (B) Flujo contracorriente	15
Figura 3 Partes generales de un intercambiador tubo carcasa.....	16
Figura 4 Clasificación de intercambiadores según norma TEMA (Tubular Exchanger Manufactured Association)	17
Figura 5 Intercambiador de calor tubular con dos pasos por carcasa y 4 pasos por lado tubo	18
Figura 6 Tubos Aletados (A) Aletas circulares (B) Aletas de espina (C) Aletas longitudinales.....	19
Figura 7 Cálculo de factor de fricción de Fanning para flujo en tuberías	26
Figura 8 Factor de fricción de Fanning para lado carcasa con deflectores con 25% de corte en $\pi e^2/\pi l g^2$	27
Figura 9 Partes principales de una torre de enfriamiento de tiro inducido	29
Figura 10 Partes principales de una bomba centrífuga.....	44
Figura 11 Rango de operación para cualquier bomba centrífuga según norma API 610	47
Figura 12 Sensor de medidor de coriolis en operación.....	49
Figura 13 diagrama de bypass de intercambiador de calor E-131013.....	58
Figura 14 Factor F_c de temperatura calórica	68
Figura 15 Curva de transferencia de calor lado tubo (norma TEMA).....	71
Figura 16 Curva de transferencia de calor lado carcasa con as de tubos y baffles segmentados 25%.....	76

Figura 17 Coeficiente de pérdida por fricción para accesorios regulares	82
Figura 18 Coeficiente de pérdida por fricción para válvulas y acoples	83
Figura 19 Coeficiente de pérdida por fricción para expansiones y contracciones.....	84
Figura 20 Curvas características de las bombas P-133001.....	90
Figura 21 Desviación de curvas características de las bombas P-133001 acuerdo a los valores actuales.....	90
Figura 22 Curvas características de las bombas P-133001.....	91
Figura 23 Captura de pantalla de la herramienta computacional preparada	125
Figura 24 Rutina de notificación de errores	126
Figura 25 Lista de correlaciones usadas en la aplicación para calcular coeficientes individuales de transferencia de calor	127
Figura 26 lista de variables usadas en la aplicación	128
Figura 27 Solicitud de una ruta para guardar los resultados.....	129
Figura 28 Aplicación para la evaluación del intercambiador de calor E-133013	130

INTRODUCCIÓN

La población mundial sigue aumentando en escala exponencial, y con ello aumentan los avances tecnológicos e industriales, elevándose cada vez más los requerimientos energéticos de cada Nación. A pesar de los esfuerzos actuales por crear nuevas fuentes alternativas de energía, el petróleo sigue siendo la primera opción al momento de elegir. Sin embargo, el crudo liviano, fácil de manipular y procesar ha mermado significativamente, enfocando la atención en el petróleo no tradicional, principalmente, al extra pesado.

Para la explotación de este hidrocarburo se requiere de nuevas técnicas de ingeniería que permitan la producción, transporte, almacenamiento y posterior procesamiento. La Faja Petrolífera del Orinoco (FPO) tiene la mayor reserva mundial de hidrocarburo pesado y extra pesado, este crudo, entre otras características, presenta una elevada viscosidad que dificulta en forma significativa su transporte por tuberías. Una solución práctica a este inconveniente es diluir el crudo con un solvente para poder procesarlo, a fin de lograr que cumpla con las especificaciones de contenido de agua y sedimentos, sales y metales disueltos, y contenido de gases no deseables (CO_2 y H_2S), y que posteriormente este solvente pueda ser recuperado y reutilizado, debido a su alto costo comercial.

En la Planta de Mezcla Jose (PMJ) de la empresa mixta Petrolera Sinovensa ubicada en el Complejo Petroquímico José Antonio Anzoátegui, Estado Anzoátegui, se recupera el diluyente (Nafta) en la unidad recuperadora, éste es almacenado y enviado de vuelta hacia las instalaciones de Morichal donde es utilizado nuevamente.

En PMJ se cumplen dos operaciones principales, una es recuperar el diluyente, y la otra Mezclar el crudo extra pesado, ya tratado, con uno liviano (Santa Bárbara o Mesa 30) de 32 API aproximadamente para obtener un

Blend de 16 API el cual es el producto final. El proceso de recuperación de la nafta se lleva a cabo a altas temperaturas en la torre despojadora de diluyente T-131010, de la cual salen fluidos muy calientes como para ser almacenados o procesados, por lo que es requerida la implementación de sistemas de enfriamiento a la salida del equipo mencionado, para garantizar que no se excedan las temperaturas máximas de entrada a los tanques o unidades de procesos aguas abajo.

De la torre T-131010 se obtiene crudo extrapesado (XP) en el fondo, Nafta en la zona intermedia y, en el tope, mezcla de vapores (agua agria, vapor de nafta y gases no condensables). La nafta recuperada de los platos intermedios pasa al sistema de precalentamiento primario en el que cede calor a la corriente de crudo seco diluido (DCO) entrante en los intercambiadores de calor E-131011, luego culmina el enfriamiento con agua de proceso en el intercambiador E-131013. Los gases de tope condensan en los aerofriadores AC-131010 A/H y terminan de enfriarse en el intercambiador de calor E-131014. Ambos intercambiadores de calor el E-131013 y el E-131014 son de tipo tubo-carcasa, AES horizontales y pertenecen al sistema de agua de enfriamiento semicerrado, objeto de estudio en el siguiente trabajo especial.

La finalidad del presente trabajo es evaluar las condiciones actuales de operación de un sistema de agua de enfriamiento semicerrado, ya que en 4 años de funcionamiento de este sistema, el conocimiento de la eficiencia de estos equipos es limitado, y se hace necesaria la evaluación minuciosa del mismo. Adicionalmente, se plantea preparar una herramienta de seguimiento de desempeño de los intercambiadores de calor, para facilitar el monitoreo a futuro.

El trabajo se encuentra dividido en seis capítulos: un primer capítulo introductoria en el que se contextualiza el contenido general a tratar; seguido

de éste, se encuentra el fundamento de la investigación en el segundo capítulo, aquí se plantea el problema, sus implicaciones, el contexto en que se desarrolla antecedentes y los objetivos a cumplir; posteriormente se encuentra un marco teórico, en el que se da una breve explicación de la teoría básica, necesaria para comprender el contenido de los siguientes capítulos; luego un marco metodológico donde se define el tipo de investigación y se describen los procedimientos para el cumplimiento de los objetivos planteados; en el quinto capítulo se presentan los resultados obtenidos mediante tablas, gráficos e imágenes y la discusión de los mismos; por último se encuentran las conclusiones a las que se llegaron luego de la discusión de los resultados y las recomendaciones pertinentes.

CAPÍTULO I

FUNDAMENTO DE LA INVESTIGACIÓN

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Generalidades de la empresa

PDVSA Petrolera Sinovensa S.A. fue creada bajo el decreto presidencial 5842 y publicado en Gaceta Oficial 38.860, bajo la denominación de Empresa Mixta. Se encarga del tratamiento del petróleo extra-pesado, teniendo una participación importante en la producción del petróleo extraído de la faja del Orinoco. Está conformada por una participación accionaria de 60% PDVSA y un 40% fraccionado entre PETROFUEL CHINA y CNPC (China National Petroleum Company), fijando como perfil productivo un crudo extra pesado y un crudo Merey Blend 16°API. Cuenta con dos plantas de tratamiento aguas arriba y aguas abajo, cuyas instalaciones de producción y transporte están localizadas en el área de Morichal, Estado Monagas y en el Complejo Industrial José Antonio Anzoátegui, Estado Anzoátegui, respectivamente.

Aspectos técnicos de la Planta de Mezcla Jose (PMJ)

- Está diseñada para procesar un Crudo Diluido Seco de 16° API
- Tiene un promedio de producción mensual de 105 MBD de Crudo Extrapesado y 167 MBD de Crudo Merey Blend 16°API.
- Está constituida por tres áreas: Unidad 310 Recuperación de Diluyente, Unidad 320 Trenes de Mezcla y Unidad 330 Servicios Industriales.

Descripción del proceso en estudio

En el área 330 norte, unidad de servicios, se encuentran, entre otros equipos, las bombas P-133054 A/B encargadas de aportar la energía necesaria para transportar el agua de proceso desde las torres de enfriamiento CT-133001 A/B hasta el tanque de almacenamiento TK-133004 y las bombas P-133001 A/B que cumplen con la función de suministrar el agua de enfriamiento a los intercambiadores de calor E-131014 y E-131013 y vencer la hidráulica necesaria hasta retornar a las torres de enfriamiento CT-133001.

En el área 310, unidad recuperadora de diluyente; están ubicados los intercambiadores E-131014 y E-131013 del tipo tubo carcasa, Tema AES, Diseño horizontal. El intercambiador E-131014 es usado para enfriar los gases de tope de la torre despojadora T-131010. Los gases obtenidos en el tope de dicha torre comprenden nafta gaseosa, vapor de agua y gases no condensables. El vapor y la nafta necesitan ser condensados para luego ser separados y es por ello que se envían a los aeroenfriadores AC-131010 A/H para extraer una cantidad importante de calor a la corriente de fluidos y reducir su temperatura, sin embargo, es necesario enfriar aún más la corriente para cumplir con los requerimientos de diseño del separador trifásico, es por ello que esta corriente es pasada por el intercambiador E-131014 que usa agua de proceso como sumidero de calor.

De la torre T-131010 se recupera la nafta usada como diluyente para el transporte de crudo extra-pesado, desde los pozos productores. La nafta recuperada abandona la torre a 440 °F aproximadamente y es usada para precalentar el crudo diluido antes de entrar al horno F-131010 en los intercambiadores E-131011. De allí la nafta sale aún demasiado caliente para ser almacenada y se culmina el enfriamiento en el intercambiador E-131013 y el aeroenfriador AC-131011. El intercambiador E-131013 está conectado en serie con el E-131014 en el sistema semicerrado de agua de enfriamiento.

- Dos torres de enfriamiento idénticas de tiro inducido CT-133001 A/B.
- Dos bombas centrífugas alternantes que mantienen el nivel en el tanque de agua P-133054 A/B.

Se requiere evaluar el comportamiento de las variables consideradas críticas de cada uno de los equipos que componen el sistema de enfriamiento (exceptuando el tanque de almacenamiento) y compararlas con lo establecido en el diseño. Este requerimiento surge como una necesidad, ya que después de 4 años de servicio existe una alta incertidumbre respecto a las condiciones en las que se encuentra este sistema, para ello en una primera instancia se recolectará la data teórica de cada componente y se harán los cálculos correspondientes de las variables indirectas relacionadas a los mismos, luego se establecerá un tiempo para la recolección de los datos de campo y se procesarán los mismos para finalmente realizar la comparación. El objetivo principal de esta evaluación radica en detectar desviaciones de las condiciones actuales respecto a las de diseño y de tal manera establecer los componentes del sistema que se encuentren en estado crítico y requieran atención especial y trabajos de reparación o mantenimiento para ajustar su desempeño.

ANTECEDENTES

En el año 2002, Abdalah B. Mickael elaboró un programa bajo ambiente Windows, en lenguaje Visual Basic 6.0, que permite diseñar y evaluar intercambiadores de calor del tipo doble tubo, carcasa y tubo y finalmente de placas. Dicho Programa fue validado a través de datos obtenidos de la bibliografía especializada y de hojas de especificación reales (data sheets).

En el año 2004, A. Benítez, logró diseñar una hoja de cálculo en Excel que permite determinar el factor de obstrucciones en los intercambiadores de tubo y carcasa con fluido monofásico aparte de la realización de

simulaciones considerando las condiciones de diseño de cada intercambiador crítico seleccionado.

En el año 2008 Elmerida S. Yeglys realizó la evaluación del sistema de enfriamiento de agua del mejorador de crudo extra pesado PDVSA Petropiar, dicho estudio permitió evidenciar las condiciones de funcionamiento de sus principales componentes y, paralelamente a la evaluación del sistema se creó una herramienta de seguimiento del desempeño operativo de los intercambiadores de calor.

OBJETIVOS

Objetivo general

Evaluar las condiciones actuales de operación de los equipos que conforman el sistema de agua de enfriamiento en la Planta de Mezcla Jose de la empresa Petrolera Sinovensa.

Objetivos específicos

- Evaluar el funcionamiento y la eficiencia de los intercambiadores de calor E-131013 y E-131014.
- Evaluar el funcionamiento actual de las bombas P-133001 A/B y P-133054 A/B de agua pertenecientes al sistema de agua de enfriamiento.
- Evaluar el funcionamiento actual de las torres de enfriamiento CT-133001 A/B, enfocándose especialmente en la calidad del agua que llega a las mismas, dada por los paquetes de inyección de químicos.
- Recomendar acciones en aquellos equipos en los que se aprecien desviaciones en su desempeño.

- Desarrollar una herramienta computacional de seguimiento del desempeño en función de los parámetros obtenidos en campo, que permitan la evaluación de los intercambiadores de calor.
- Establecer un balance de materiales, en el volumen de control delimitado por, la entrada de la torre despojadora T-131010 y la salida de los intercambiadores.

ALCANCE

El alcance de este trabajo es establecer una comparación entre los parámetros operacionales actuales y los parámetros de diseño de los equipos usados en el sistema de agua de enfriamiento, de esta forma se podrá establecer cuáles son las variables y los equipos críticos y proponer acciones para mejorar dichas condiciones en aquellos equipos que presenten desviaciones en su desempeño. Además, se desarrollará una herramienta computacional para facilitar la evaluación constante de los intercambiadores de calor.

LIMITACIONES

La principal limitación para la realización de este trabajo especial es que no se cuenta con datos previos que permitan tener una idea concreta de cuál es el deterioro real de los equipos, puesto que éstos no han sido abiertos desde su instalación, más que para mantenimiento general, por lo que cualquier conclusión a la que se llegue será inferida, de acuerdo a la información que se maneje. Por otra parte, actualmente la empresa no cuenta con un simulador de intercambiadores para validar los resultados, y aunque se ha solicitado la implementación de alguno, no se tiene seguridad de poder contar con uno durante el desarrollo del presente trabajo. Otra limitación importante, es el hecho de no poder contar con algunos medidores de flujo que en la actualidad se encuentran descalibrados o fuera de servicio y

mientras no sean reajustados o sustituidos habrá que estimar estas medidas con datos adicionales.

CAPITULO II

MARCO TEÓRICO

PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

La transferencia de calor es una interacción entre fluidos o materiales a consecuencia de un gradiente de temperaturas entre ellos. Esta interacción ocurre mediante tres mecanismos diferentes, a saber: conducción, radiación y convección. Estrictamente hablando, solamente los primeros mecanismos pueden clasificarse como operaciones de transferencia de calor, porque dependen solamente de la existencia de un gradiente de temperatura. A diferencia de ellos, el mecanismo de convección está fuertemente influenciado por el patrón de flujo (dinámica de fluido); pero tiene asociado un intercambio de energía desde las zonas de alta hacia baja temperatura. Conducción es fundamentalmente transferencia de energía por contacto físico en ausencia de movimiento del material a escala macroscópica. Este mecanismo puede ocurrir en sólidos, líquidos o gases. Radiación es la transferencia de calor de un cuerpo a otro mediante el movimiento de ondas electromagnéticas a través del espacio, inclusive cuando exista vacío (Perry, R. 1998).

Cuando se realizan evaluaciones que implican cálculos de transferencia de calor se deben tomar en cuenta todos los mecanismos mencionados con anterioridad que pudieran estar involucrados. Así como la presencia o no de fluido, sus características y la manera como puede ser influenciado por los mecanismos de transferencia energética.

Para cuantificar el flujo de energía se hace uso de modelos apropiados que permitan cuantificar el flujo de calor por unidad de tiempo. Para la conducción se dispone del modelo o *ley de Fourier* mostrado a continuación.

$$q_x'' = -k \frac{dT}{dx} \quad (1)$$

Donde

q_x'' = flujo o transferencia de calor por unidad de área (Btu/h*ft²)

k = conductividad térmica (Btu/h*ft*R)

$\frac{dT}{dx}$ = gradiente de temperatura

Si el tipo de transferencia de calor es por convección, la ecuación o modelo apropiado es de la forma.

$$q'' = h(T_s - T_\infty) \quad (2)$$

Donde

q'' = flujo de calor por convección por unidad de área (Btu/h*ft²)

h = coeficiente de transferencia de calor por convección (Btu/h*ft²*R)

T_s = temperatura de la superficie (R)

T_∞ = temperatura del fluido (R)

En el caso de transferencia de calor por radiación la razón máxima de emisión de calor de un cuerpo por unidad de área, está representado por la *ley de stefan-Boltzmann* como:

$$q_{rad\ max}'' = \sigma \cdot T_s^4 \quad (3. A)$$

Donde

$q_{rad\ max}''$ = La razón máxima de emisión de calor por radiación (Btu/h*ft²)

σ = constante de *stefan-Boltzmann* (0.1714 * 10⁻⁸ Btu/h*ft²*R⁴)

T_s = temperatura de la superficie (R)

La superficie idealizada que emite la máxima radiación se denomina cuerpo negro. La radiación emitida por cualquier cuerpo real es menor que la de un cuerpo negro a la misma temperatura y se expresa como:

$$q_{rad}'' = \varepsilon \cdot \sigma \cdot T_s^4 \quad (3. B)$$

Donde

ε = emisividad adimensional

La emisividad es una medida de cuán próxima está una superficie de ser cuerpo negro y es un valor ente $0 \leq \varepsilon \leq 1$.

Existen dos procesos generales de transferencia de calor: Sin cambio de fase, conocida también como calor sensible y con cambio de fase. El proceso sin cambio de fase o calor sensible, como su nombre sugiere, involucra operaciones de calentamiento y enfriamiento de fluidos donde la transferencia de calor resulta solamente en cambios de temperatura; mientras que en el cambio de fase, la operación se traduce en una conversión de líquido a vapor o de vapor a líquido; es decir, vaporización o condensación. Muchas aplicaciones involucran ambos tipos de procesos.

INTERCAMBIADORES DE CALOR

Un intercambiador de calor es un dispositivo diseñado para transferir energía térmica de un fluido con alta temperatura a otro de baja temperatura ambos en movimiento, éstos pueden estar separados por una barrera sólida estar en contacto. Es parte esencial de los dispositivos de refrigeración, acondicionamiento de aire, producción de energía, procesamientos químicos entre otros.

Los intercambiadores son diseñados para satisfacer requerimientos específicos, existiendo en el mercado una gran diversidad de tipos que difieren en tamaño y forma. Estos tipos son clasificados de acuerdo a

diferentes criterios, tales como procesos y mecanismos de transferencia de calor, grado de compactación de la superficie, patrón de flujo, número de fluidos, geometría y tipo de construcción.

Este último criterio engloba un amplio rango de intercambiadores usados en la industria petrolera.

La función básica de los intercambiadores es la transferencia de energía térmica entre dos o más fluidos a diferentes temperaturas. El calor fluye como resultado del gradiente de temperatura desde el fluido caliente hacia el frío, a través de una pared de separación, a la cual se le denomina superficie o área de transferencia de calor. Es decir, no existe fuente de energía térmica en un intercambiador de calor. Por otro lado, si los fluidos son inmiscibles, el área física de transferencia de calor puede ser eliminada, y la interface formada entre los fluidos puede servir como área de transferencia de calor.

En el ámbito internacional existe una normativa que recoge todo lo referente al diseño y fabricación de intercambiadores de calor tubulares. Esta normativa se conoce como TEMA, (Tubular Exchange Manufacturers Association). Los intercambiadores de calor utilizados a escala industrial se rigen por este estándar.

Clasificación de los Intercambiadores de Calor

Dada las múltiples aplicaciones de estos dispositivos, se puede realizar una clasificación dependiendo de su construcción o en la dirección relativa del fluido caliente y el fluido frío. Para la elección del mismo se consideran aspectos como tipo de fluido, densidad, viscosidad, contenido en sólidos, límite de temperaturas, conductividad térmica, entre otras. Una clasificación sería:

Doble Tubo: es el intercambiador más sencillo, consiste en 2 tubos concéntricos, por el tubo interno circula uno de los fluidos, mientras que el otro fluido circula por el espacio anular. Dependiendo del sentido del flujo se clasifica en flujo paralelo y flujo contracorriente como se muestra en la figura 2.

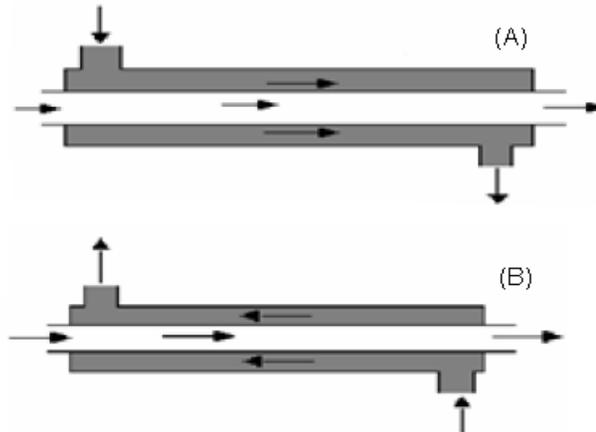
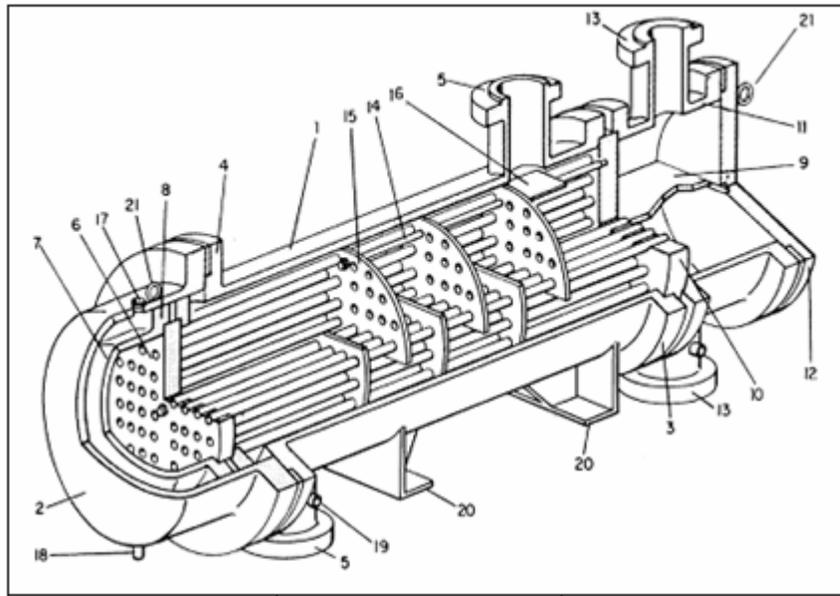


Figura 2 Intercambiadores de calor de doble tubo (A) Flujo en Cocorriente (B) Flujo contracorriente

De Placas: formados por un conjunto de placas de metal corrugadas (acero inoxidable, titanio, u otros.) contenidas en un bastidor. El sellado de las placas se realiza mediante juntas o bien pueden estar soldadas.

Tubulares: formados por un haz de tubos corrugados o no, realizado en diversos materiales. El haz de tubos se ubica dentro de una carcasa para permitir el intercambio con el fluido a calentar o enfriar como se muestra en la figura 3



1. Carcasa	8. Brida de cabezal flotante	15. Deflectores transversales
2. cubierta de la carcasa	9. Divisor de paso o deflector longitudinal	16. Reflectores de choque
3. Canal de la carcasa	10. Placa de tubo Fija	17. Conexión de venteo
4. Brida del extremo de la cubierta de carcasa	11. Canal	18. Conexión de drenaje
5. Boquilla de la carcasa	12. Cubierta de canal	19. Conexión de instrumentos
6. Placa de tubo flotante	13. Boquilla de canal	20. Silla de soporte
7. Cabezal Flotante	14. Brida, tirantes y espaciadores	21. Anillo de izamiento

Figura 3 Partes generales de un intercambiador tubo carcasa

Fuente: Tubular Exchanger Manufactured Association standard

A continuación se muestra en la figura 4 las distintas formas en las que se pueden combinar los cabezales fijos o extremidad anterior, las carcasas y la extremidad posterior para dar forma a los intercambiadores de calor tipo tubo carcasa según esta normativa.

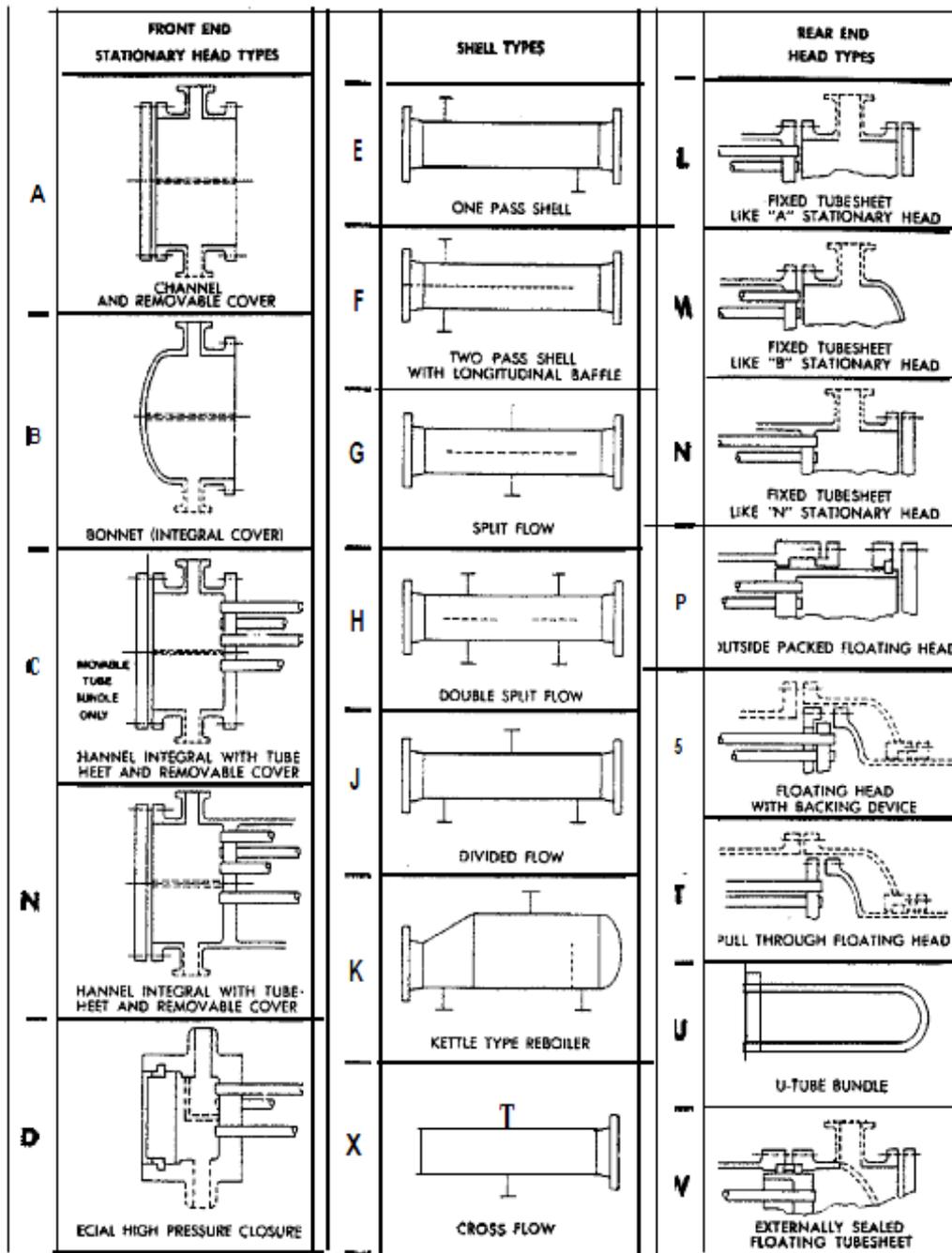


Figura 4 Clasificación de intercambiadores según norma TEMA (Tubular Exchanger Manufactured Association)

Fuente: Tubular Exchanger Manufactured Association standard

Número de pasos

Los intercambiadores de calor tubulares pueden tener uno o varios pasos por la carcasa, es decir cuántas veces se hace circular el fluido dentro de ella en forma consecutiva para lograr un mayor intercambio de calor, normalmente los pasos por el lado de los tubos es el $2n$ veces el número de pasos por carcasa, así pues un intercambiador de calor puede tener por ejemplo 2 pasos por la carcasa y 4 por el lado tubo (figura 5), en este caso se dice que es un intercambiador 2-4.

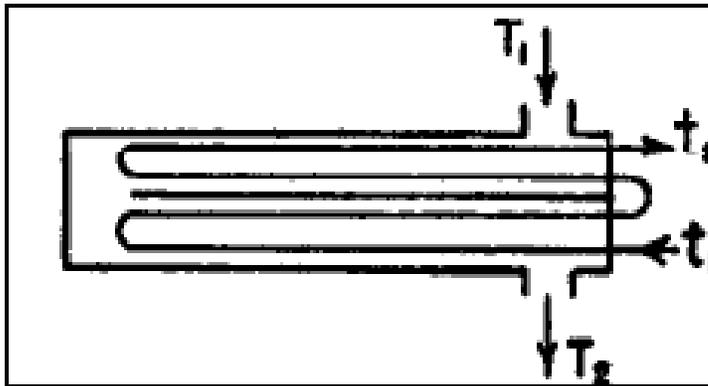


Figura 5 Intercambiador de calor tubular con dos pasos por carcasa y 4 pasos por lado tubo

Tubo Aleteado: se compone de un tubo o haz de tubos a los que se sueldan aletas de diferentes forma, tamaños y grosores. Estos tipos de intercambiadores son usados con frecuencia cuando la parte externa del mismo se encuentra en contacto con un medio gaseoso y la interna un líquido, esto es debido a que los gases tienen un coeficiente convectivo bajo ($h_g \lll h_{líq}$) y se usan para incrementar el área de transferencia de calor, un ejemplo de estos modelos puede ser el radiador de un vehículo. Dentro de este grupo se encuentran: intercambiadores de aletas circulares, de espigas y longitudinales como se muestran en la figura 6.

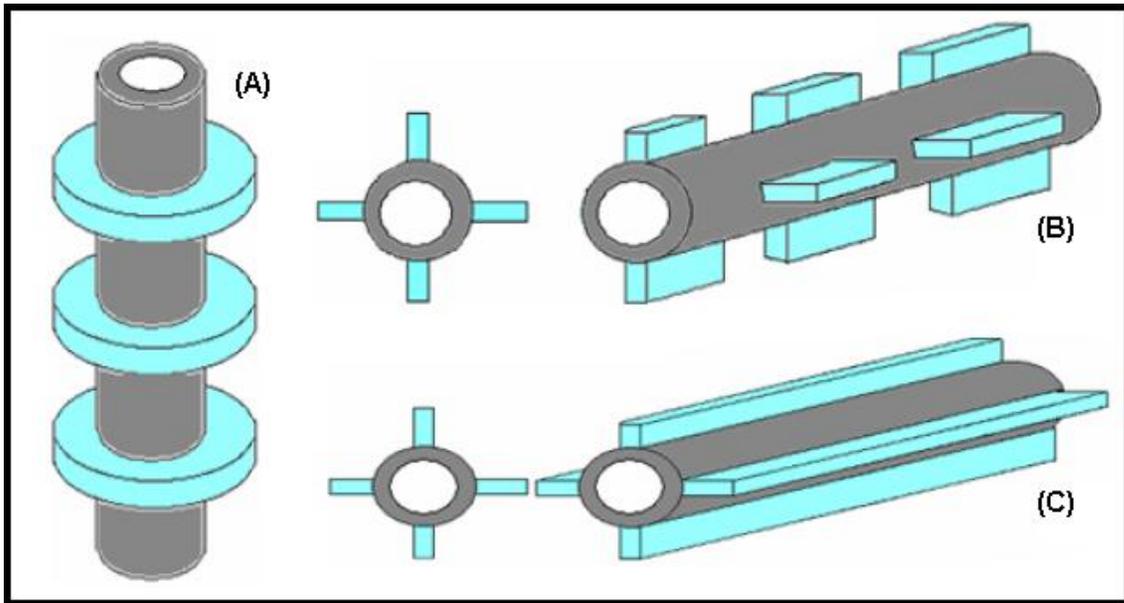


Figura 6 Tubos Aletados (A) Aletas circulares (B) Aletas de espina (C) Aletas longitudinales

Superficie Rascada: muy similar al tubular, con la particularidad de ubicar dentro del tubo un dispositivo mecánico helicoidal que permite el paso del fluido que, por sus características, impide un trasiego normal con los medios de bombeo habituales.

También se pueden fabricar intercambiadores de calor cuando se crean pasadizos para el flujo al incrementar el número de tubos de sección circular o elíptica mediante un grupo de placas planas paralelas.

Dependiendo de la dirección relativa entre los flujos (el frío y el caliente), se pueden clasificar en: intercambiadores de flujo paralelo (ambos flujos son paralelos y llevan la misma dirección), flujo cruzado (las direcciones de los flujos son perpendiculares) y flujo encontrado (ambos flujos son paralelos pero llevan sentido contrario). (Barzotti, 2000).

Evaluación de intercambiadores de calor

Para la evaluación de intercambiadores de calor se pueden seguir diversos métodos, en el presente trabajo especial de grado se decidió trabajar con el método Kern. Este procedimiento puede ser usado para diseñar intercambiadores de calor tubulares o para evaluar existentes. El procedimiento permite calcular el coeficiente global de transferencia de calor limpio partiendo de la obtención de los coeficientes individuales de transferencia de calor para cada fluido, y posteriormente junto al coeficiente global de transferencia de calor actual, calcular el factor de ensuciamiento. Los parámetros relacionados con este proceso se describen a continuación.

Propiedades físicas de los fluidos

- **Viscosidad:** es la oposición de un fluido a las deformaciones tangenciales. Un fluido que no tiene viscosidad se llama fluido ideal. En realidad todos los fluidos conocidos presentan algo de viscosidad, siendo el modelo de viscosidad nula una aproximación bastante buena para ciertas aplicaciones. La viscosidad sólo se manifiesta en líquidos en movimiento.
- **Conductividad térmica:** es la propiedad de cualquier material de permitir la transferencia de calor. En otras palabras la conductividad térmica es también la capacidad de una sustancia de transferir la energía cinética de sus moléculas a otras moléculas adyacentes o a sustancias con las que no está en contacto.
- **Calor específico:** es una magnitud física que se define como la cantidad de calor que hay que suministrar a la unidad de masa de una sustancia o sistema termodinámico para elevar su temperatura en una unidad.

Coeficiente individual de transferencia de calor (h)

Coeficiente de transferencia de calor es un término que relaciona las propiedades termodinámicas de un fluido con las resistencias que existen al flujo de calor en un intercambiador de calor.

Los coeficientes individuales “h” están relacionados a las propiedades físicas y al patrón de flujo de cada fluido por separado y a su interacción con la pared en contacto que intercambia calor con el otro fluido.

Coeficiente global de transferencia de calor (U)

El coeficiente global de transferencia de calor encierra todas las propiedades de los fluidos por separado que intervienen en el proceso de intercambio calórico y la forma en que éstas interactúan entre sí dentro de un intercambiador de calor, se calcula a partir de los coeficientes individuales de transferencia de calor.

Con el paso del tiempo se depositan suciedades en las paredes de los intercambiadores de calor que limitan el flujo de energía. Estos depósitos modifican el valor del coeficiente global de transferencia de calor. Por lo tanto se define un coeficiente global de transferencia de calor limpio (U_c) que se calcula sin estimar ninguna resistencia al flujo de calor diferente a las inherentes a las propiedades de los fluidos y las características propias del intercambiador de calor. Y un coeficiente global de transferencia de calor de diseño (U_d) que representa el intercambio de calor real, tomando en cuenta la existencia de una película termoresistente. “ U_d ” puede ser calculado para intercambiadores de calor existentes partiendo del intercambio de calor actual en el equipo.

Factor de ensuciamiento o de obstrucción (Rd)

El factor de ensuciamiento es la resistencia al flujo de calor debido a la formación de una película de suciedad en las paredes de los

intercambiadores de calor. Con el paso del tiempo se va formando una capa cada vez más gruesa y aumenta el valor del factor de ensuciamiento. En el diseño de intercambiadores de calor se toma en cuenta esta resistencia y en base a ella se estima un área de intercambio de calor mayor para garantizar el flujo de energía requerido en periodos de tiempo prolongados.

Eficiencia

La eficiencia de un intercambiador de calor puede estimarse como la relación entre el calor intercambiado y el calor máximo que se puede intercambiar a esas condiciones de temperatura y para los mismos fluidos.

Número de Prandtl

Es un número adimensional proporcional al cociente entre la difusividad de momento (viscosidad) y la difusividad térmica. Se llama así en honor a Ludwig Prandtl. En otras palabras es la relación entre el producto del poder calorífico por la viscosidad y la conductividad térmica de un fluido.

Número de Nusselt

Es un número adimensional que mide el aumento de la transmisión de calor desde una superficie por la que un fluido discurre (transferencia de calor por convección) comparada con la transferencia de calor si ésta ocurriera solamente por conducción. La importancia de este número radica en que a partir de él es posible calcular el coeficiente individual de transferencia de calor.

A continuación se presentan varias correlaciones usadas para el cálculo del número de Nusselt.

1 Dittus y Boelter calentamiento

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \quad (4)$$

2 Dittus y Boelter enfriamiento

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,3} \quad (5)$$

3 Dittus y Boelter general

$$Nu = 0.027 Re^{0.8} Pr^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (6)$$

4 Sieder y Tate

$$Nu = 1,86 (Re Pr)^{1/3} \left(\frac{D}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14} \quad (7)$$

5 Sleicher y Rouse

$$Nu = 5 + 0,015 Re^m Pr^n$$
$$\text{donde } m = 0,88 - \frac{0,24}{4 + Pr}$$
$$\text{y } n = \frac{1}{3} + 0,5 \exp(-0,6 Pr) \quad (8)$$

6 Kern para lado carcasa

$$Nu = 0,36 \cdot Re^{0,55} \cdot Pr^{0,33} \quad (9)$$

Donde

Re = Número de Reynolds (adim)

Pr = Número de Prandtl (adim)

μ = Viscosidad (cP)

μ_w ó μ_p = viscosidad de la pared (cP)

D = diámetro (plg)

L = longitud (pie)

En la tabla 1, mostrada a continuación, se presentan los rangos de aplicabilidad de cada una de las correlaciones descritas anteriormente.

Tabla 1 Rango de aplicabilidad de las correlaciones usadas para la transferencia de calor

Flujo Laminar	Sieder y Tate	$Re \ Pr \ (D/L) > 10$ Y $0,48 < Pr < 16700$
Régimen de Transición	Dittus y Boelter	Fluido se Calienta, $0,6 < Pr < 100$; $2500 < Re < 1,25E5$
		Fluido se enfría, $0,6 < Pr < 100$; $2500 < Re < 1,25E5$
		Influencia significativa de prop. físicas; $0,7 < Pr < 16700$; $Re > 10000$
Régimen turbulento	Sleicher y Rouse	$0,1 < Pr < 10E4$; $10E4 < Re < 10E6$
Lado Carcasa		
	Kern	$2100 < Re < 10E6$

Factor de fricción de Fanning y diagrama de Moody

El Factor de fricción de Fanning es un parámetro adimensional que se utiliza para calcular la pérdida de carga en una tubería debida a la fricción. El cálculo del factor de fricción y la influencia de dos parámetros (número de Reynolds Re y rugosidad relativa ϵ_r) depende del régimen de flujo.

El diagrama de Moody es la representación gráfica en escala doblemente logarítmica del factor de fricción en función del número de Reynolds y la rugosidad relativa de una tubería.

A continuación en las figuras 7 y 8 se representan diagramas para estimar el factor de fricción para flujo en tuberías y para flujo por lado carcasa en intercambiadores de calor tubulares.

TABLE I
CONVERSION FACTOR, CF

Flow	L	ρ	D	Flow Variable	ΔP	
					psi	kg/cm ²
V	ft	lb/ft ³	inches	ft/sec	5.18 x 10 ⁻³	3.642 x 10 ⁻⁴
	m	kg/m ³	mm	m/sec	2.901 x 10 ⁻³	2.04 x 10 ⁻²
Q	ft	lb/ft ³	inches	gal/min	8.646 x 10 ⁻⁴	6.08 x 10 ⁻⁵
	ft	lb/ft ³	inches	ft ³ /hr	1.344 x 10 ⁻³	9.45 x 10 ⁻⁷
	ft	lb/ft ³	inches	ft ³ /sec	1.742 x 10 ²	1.225 x 10 ³
	m	kg/m ³	mm	m ³ /hr	3.628 x 10 ⁴	2.545 x 10 ³
W	ft	lb/ft ³	inches	lb/hr	1.344 x 10 ⁻³	9.45 x 10 ⁻⁷
	m	kg/m ³	mm	kg/hr	3.628 x 10 ⁴	2.551 x 10 ³

$\Delta P_{Frict} = C_f \left(\frac{f L V^2}{D} \right)$ $\Delta P_{Frict} = C_f \left(\frac{f L Q^2}{D^5} \right)$ $\Delta P_{Frict} = C_f \left(\frac{f L W^2}{D^5} \right)$

TABLE II
EQUATIONS FOR REYNOLDS NUMBER

Definition	Velocity or Flow Rate	VARIABLES AND UNITS			Constant k
		Density	Viscosity	Diameter	
$Re = k \frac{D V \rho}{\mu}$	ft/sec	lb/cu ft	lb/ft-sec	ft	1.0
	ft/sec	lb/cu ft	centipoise	inches	124.01
	m/sec	kg/cu m	kg/m-sec	m	1.0
	m/sec	kg/cu m	centipoise	m	1000.00
$Re = k \frac{Q \rho}{D \mu}$	cu ft/sec	lb/cu ft	centipoise	inches	22736.0
	gal/min	lb/cu ft	centipoise	inches	50.66
	SCF/min	lb/cu ft	centipoise	inches	379.0 (1)
	cu m/hr	kg/cu m	centipoise	m	0.3537
$Re = k \frac{Q}{\mu}$	gal/min	---	centistokes	inches	3162.6
	cu m/hr	---	centistokes	m	353.7
$Re = k \frac{W}{D \mu}$	lb/hr	---	centipoise	inches	6.316
	kg/hr	---	centipoise	m	0.3537
$Re = k \frac{W}{\mu D}$	lb/hr	lb/cu ft	centistokes	inches	394.3
	kg/hr	kg/cu m	centistokes	m	353.7

(1) Use the vapor or gas density in lb/cu ft at 60°F and 14.7 psia.
(2) Use the vapor or gas density in kg/cu m at 0°C and 1 atm.

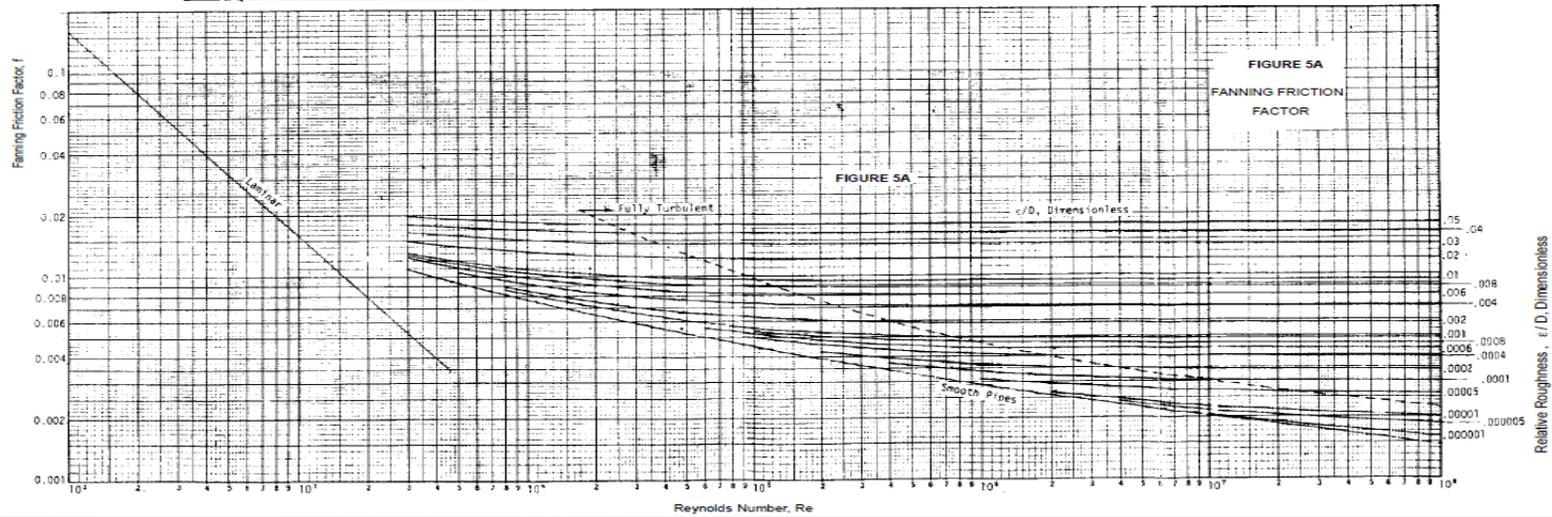


Figura 7 Cálculo de factor de fricción de Fanning para flujo en tuberías

Fuente: Manual PDVSA N° L-TP-1.5. (1994).

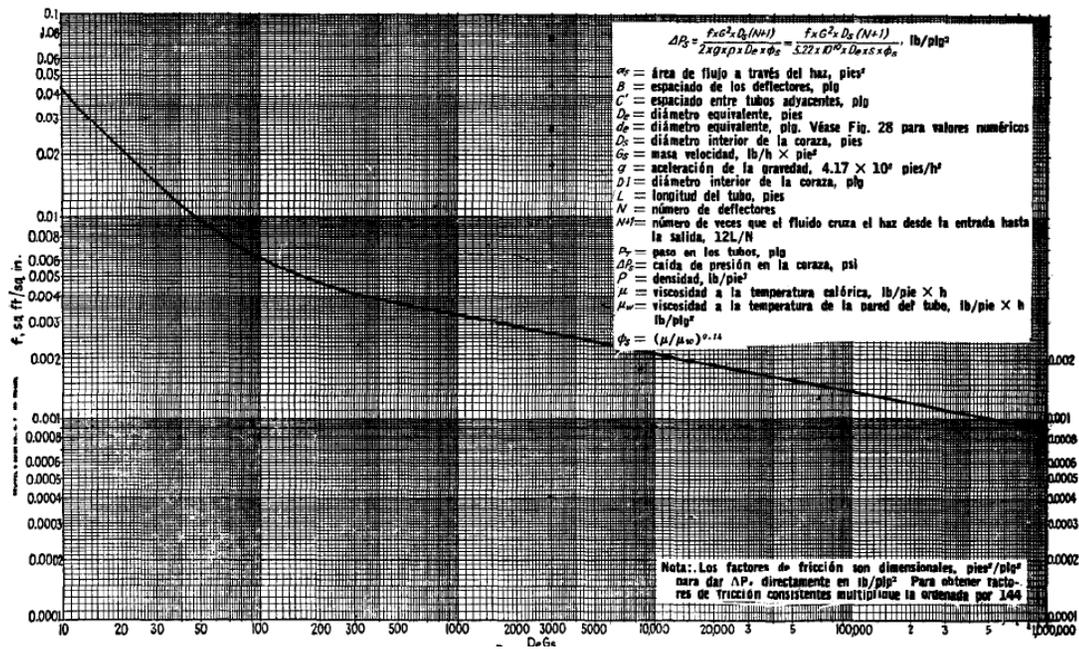


Figura 8 Factor de fricción de Fanning para lado carcasa con deflectores con 25% de corte en pie²/plg²

Fuente: Kern (1999)

TORRES DE ENFRIAMIENTO

Una torre de refrigeración es una instalación que extrae calor del agua mediante evaporación o conducción. Las industrias utilizan agua de refrigeración para varios procesos. Como resultado, existen distintos tipos de torres de enfriamiento. Existen torres de enfriamiento para la producción de agua de proceso que solo se puede utilizar una vez, antes de su descarga. También hay torres de enfriamiento de agua que puede reutilizarse en el proceso. (LENNTECH, 2012).

Las torres de enfriamiento usan el aire de la atmósfera para intercambiar calor con el agua caliente, generando un enfriamiento de alrededor de 10 a

20 °C, trabajan en un rango de temperatura entre 40 y 60 °C aproximadamente.

De acuerdo a la forma en que se hace circular el aire en el interior de las torres se clasifican en: (a) Circulación Natural, (b) tiro Mecánico. En este trabajo especial de grado se explicará el funcionamiento y las características de las torres de tiro inducido únicamente.

Torres de tiro inducido

Las torres de tiro inducido pueden ser de flujo a contracorriente o de flujo cruzado. El flujo a contracorriente significa que el aire se mueve verticalmente a través del relleno, de manera que los flujos de agua y de aire tienen la misma dirección pero sentido opuesto. La ventaja que tiene este tipo de torres es que el agua más fría se pone en contacto con el aire más seco, lográndose un máximo rendimiento. En éstas, el aire puede entrar a través de una o más paredes de la torre, con lo cual se consigue reducir en gran medida la altura de la entrada de aire

En las torres de flujo cruzado, el aire circula en dirección perpendicular respecto al agua que desciende. Estas torres tienen una altura menor que las torres de flujo a contracorriente, ya que la altura total de la torre es prácticamente igual a la del relleno.

Partes principales de las torres de tiro inducido

En la figura a continuación, en la figura 2, se pueden observar cada una de las partes principales que conforman una torre de enfriamiento de tiro inducido.

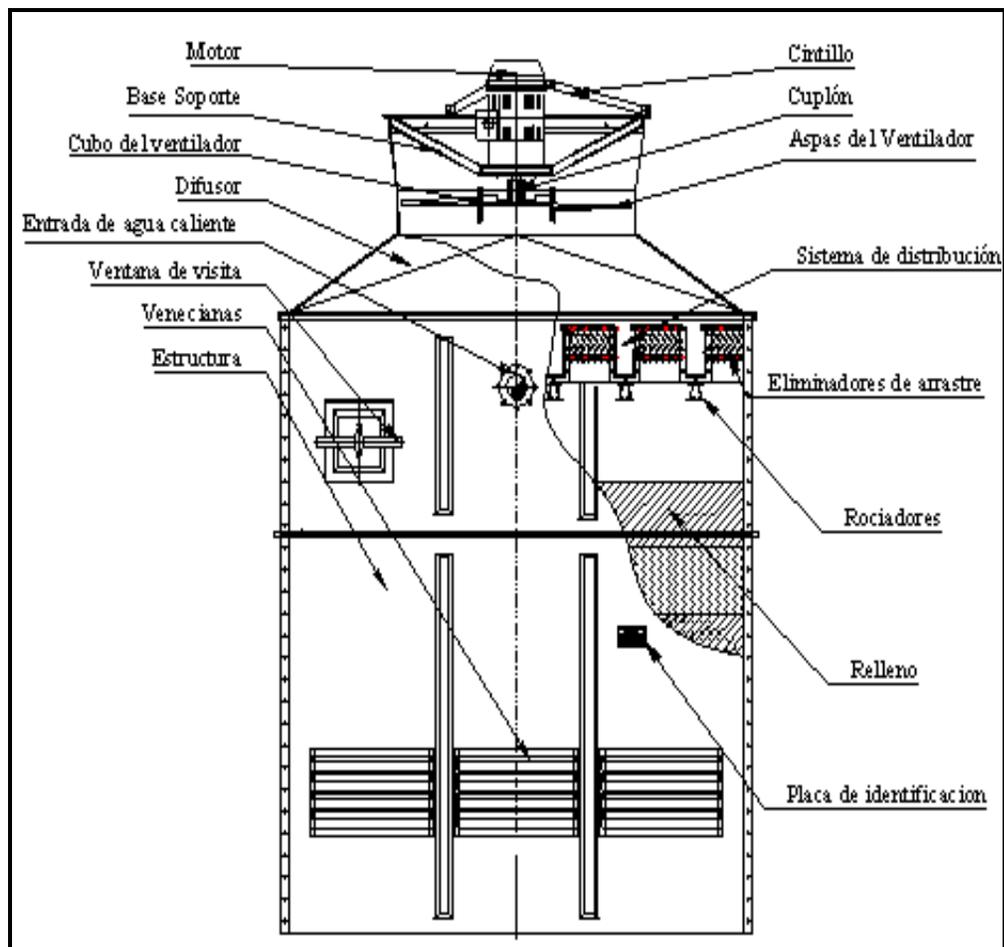


Figura 9 Partes principales de una torre de enfriamiento de tiro inducido

Fuente: (Rodelca, 2009)

Sistema de distribución de agua

Hace referencia a la manera cómo se vierte el agua sobre la torre. Existen dos tipos de sistemas, uno que opera por gravedad y otro por presión. El primero se compone de un recipiente y unos agujeros que distribuyen el agua; tiene bajos costos de operación debido a la poca potencia de bombeo que requiere y es de fácil mantenimiento. Sin embargo, no se usa en torres

que operen a contraflujo debido a las dificultades que presentan en la distribución uniforme del agua. El segundo se compone de sistemas de pulverización con toberas orientadas hacia abajo que pueden ser en forma de espina de pescado o rotativas. Brindan mayor rendimiento al sistema pero su mantenimiento es más frecuente, y los consumos energéticos son mayores.

Relleno

Es el material empaquetado que tiene la torre en su interior, su finalidad es brindar mayor tiempo y área de contacto del aire con el agua. El relleno debe provocar poca resistencia al paso de aire y mantener una distribución uniforme del agua durante todo su recorrido. Pueden diferenciarse dos tipos de relleno: de goteo y de película o laminares. En los rellenos de goteo las gotas de agua caen sobre una serie de pisos superpuestos que van haciendo la gota cada vez más pequeña. Puede presentar arrastre de gotas, por lo que se recomienda el uso de eliminadores de gota. Los rellenos laminares proporcionan mayor capacidad de enfriamiento, son más eficientes y no producen tanto goteo al exterior del equipo, sin embargo requiere un mantenimiento más frecuente.

Eliminadores de arrastre

Los eliminadores básicamente retienen las gotas de agua arrastradas por el aire que sale de la torre. Son paneles ubicados en la parte superior que redireccionan el flujo y separan las gotas del aire, haciéndolas caer de nuevo sobre el relleno, tienen dos efectos positivos; el primero es reducir la reposición del agua y el segundo evitar la formación de ambientes saturados que puedan afectar las torres adyacentes.

Chimeneas

Se emplean en torres de tiro inducido para mejorar el comportamiento del ventilador y evitar efectos de recirculación de aire.

Ventiladores

En las torres de enfriamiento se utilizan dos tipos de ventiladores: Axiales para torres de tiro forzado e inducido y centrífugos para torres de tiro forzado. Los ventiladores axiales son apropiados para mover grandes volúmenes de aire y tienen mayores aplicaciones en equipos industriales grandes. Los ventiladores centrífugos son adecuados para impulsar caudales relativamente pequeños con mayores caídas de presión.

Bombas

Las bombas reciben el agua del proceso y alimentan la torre. Consumen una fracción importante de la potencia requerida en todo el sistema. Cuando se trata de instalaciones grandes debe haber una bomba en reposo que pueda entrar en operación para efectos de mantenimiento o reparación de las otras.

Control

En la mayoría de los sistemas de torres de enfriamiento basta con un control de nivel en la piscina de agua que controla la entrada de la reposición.

Tipos de sistemas de enfriamiento

Existen dos formas de enfriar fluido de procesos:

Enfriamiento directo

En el cual el fluido de enfriamiento, en este caso el agua fría, va directamente al proceso y regresa como agua caliente a la parte superior (charolas), de la torre de enfriamiento.

Enfriamiento indirecto

En este caso el agua fría intercambia calor con un equipo (intercambiador de calor) y regresa como agua caliente a la parte superior de la torre, en el intercambiador de calor el fluido frío pasa por el proceso, intercambia calor y regresa al intercambiador como fluido caliente.

Parámetros operacionales que se deben controlar en una torre de enfriamiento

Normalmente para verificar la eficiencia en cuanto al proceso de las torres de enfriamiento se le hacen seguimiento a ciertos valores operacionales específicos. A continuación se describen.

Humedad

La humedad es un término utilizado para describir la presencia de vapor de agua en el aire, ya sea a la intemperie, o dentro de un espacio. En realidad, el aire y el agua son independientes uno del otro, y no responden de la misma manera a los cambios de condiciones, especialmente a los cambios de temperatura.

Humedad relativa

De acuerdo a la ASHRAE (*American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers*), una definición más técnica sería la relación de la fracción mol del vapor de agua presente en el aire, con la fracción mol del vapor de agua presente en el aire saturado, a la misma temperatura y presión.

La humedad relativa es un término utilizado para expresar la cantidad de humedad en una muestra dada de aire, en comparación con la cantidad de humedad que el aire tendría, estando totalmente saturado y a la misma temperatura de la muestra.

Humedad absoluta

El término humedad absoluta, se refiere al peso del vapor de agua por unidad de volumen. La humedad relativa está referida a la humedad absoluta. La humedad relativa está basada en la humedad absoluta, bajo las condiciones establecidas; es decir, la humedad relativa es una comparación con la humedad absoluta a la misma temperatura, si el vapor de agua está saturado.

Por ejemplo, para un volumen de aire a 15 °C con humedad relativa del 100%, (aire saturado), al calentar el aire sin agregarle humedad, su humedad relativa disminuye, esto es, el aire retiene solamente una fracción de la humedad que podría tener a 15 °C. Si se continúa calentando el aire, la humedad relativa se vuelve aún menor, y así sucesivamente. Se dice que el aire está "más seco", ya que a altas temperaturas se incrementa su capacidad de absorber más y más agua, pero la cantidad real de vapor de agua por metro cúbico (su humedad absoluta) no ha cambiado, como tampoco ha cambiado su presión de vapor.

Temperatura de bulbo seco

Es la temperatura del ambiente medida con un termómetro de bulbo seco, sin que tenga efecto sobre el mismo ninguna fuente de radiación térmica. Un termómetro de bulbo seco es aquel cuyo elemento sensor se encuentra seco, es la temperatura que normalmente se mide en los termómetros caseros.

Temperatura de bulbo húmedo

Básicamente, un termómetro de bulbo húmedo no es diferente de un termómetro ordinario, excepto que tiene una pequeña mecha o pedazo de tela alrededor del bulbo. Si esta mecha se humedece con agua limpia, la evaporación de esta agua disminuirá la lectura (temperatura) del termómetro. Esta temperatura se conoce como de bulbo húmedo.

Si el aire estuviese saturado con humedad, es decir, 100% de humedad relativa (*hr*), la lectura de la temperatura en el termómetro de bulbo húmedo, sería la misma que la del termómetro de bulbo seco. Sin embargo, la *hr* normalmente es menor de 100% y el aire está parcialmente seco, por lo que algo de la humedad de la mecha se evapora hacia el aire. Esta evaporación de la humedad de la mecha, provoca que la mecha y el bulbo del termómetro se enfríen, provocando una temperatura más baja que la del bulbo seco. (Psicrometría, s.f.)

AGUA DE PROCESOS

Dentro del término "Aguas de proceso" se engloban aguas de calderas, agua de refrigeración, para intercambiadores de calor y motores, disolución de productos químicos, etc. Normalmente tiene una conductividad de entre 0.1 y 50 uS/cm, y la dureza es muy baja para poder evitar la formación de depósitos en los equipos de intercambio de calor. Los requerimientos de la calidad del agua varían dependiendo de cuál sea el uso en concreto que se le dé.

En el presente trabajo especial de grado se describirán los requerimientos y las propiedades generales del agua de enfriamiento o de refrigeración únicamente.

AGUA DE REFRIGERACIÓN

La mayor parte de las aguas empleadas con fines industriales, se usan para enfriar un material o un equipo. La gran capacidad calorífica del agua y la gran disponibilidad del agua en la mayoría de las áreas industriales, han hecho del agua el medio de transferencia de calor favorito en las aplicaciones industriales y de servicios.

Los sistemas de agua de enfriamiento son necesarios debido a que los procesos industriales y servicios no trabajan eficientemente o efectivamente

a menos que las temperaturas y presiones específicas del proceso sean mantenidas dentro de ciertos parámetros. Los sistemas de agua de enfriamiento mantienen las temperaturas y presiones correctas por transferencia de calor o enfriamiento.

PRINCIPALES PROPIEDADES DEL AGUA

En general las propiedades químicas más importantes del agua de enfriamiento son las siguientes:

Conductividad

La conductividad de una sustancia se define como la habilidad que tiene ésta de conducir o transmitir calor, electricidad o sonido. La unidad para medir la conductividad eléctrica en el Sistema internacional (SI) es siemens (S) por unidad de longitud, comúnmente S/cm o $\mu\text{S/cm}$. Otra unidad de medición de la conductividad eléctrica es el mho (unidad inversa al ohm) por centímetro y micro mho por centímetro ($\mu\text{mho/cm}$). 1 S/cm equivale a 1 mho/cm.

La conductividad del agua está relacionada principalmente con la concentración de Cl^- , NO_3^- , SO_4^{2-} u otros iones, y puede variar desde 0.5 a 3 $\mu\text{S/cm}$ (agua desmineralizada) hasta más de 10.000 $\mu\text{S/cm}$ en algunos casos de efluentes industriales (Goyenola, G., 2007)

Dureza

El término dureza se refiere a la concentración total de iones alcalinotérreos (grupo 2) que hay en el agua. Como la concentración de Ca^{2+} y Mg^{2+} es mucho mayor que la de otros iones alcalinotérreos la dureza prácticamente es igual a la suma de las concentraciones de Ca^{2+} y Mg^{2+} . La dureza se expresa por lo general en mM de CaCO_3 , lo que equivale a 100 mg de CaCO_3 por litro de agua (Harris, D. C., 2003)

Alcalinidad

Harris, D. C. (2003) define la alcalinidad como “la capacidad de un agua neutral para reaccionar con H^+ y alcanzar el pH de 4,5, que es el segundo punto de equivalencia de la valoración del carbonato (CO_3^{2-}) con H^+ ”.

En general la alcalinidad es la capacidad que tiene una sustancia química en medio acuoso para neutralizar un ácido y se expresa en equivalente de base por litro o en su equivalente de carbonato de calcio por litro. La alcalinidad equivale muy aproximadamente a la concentración de los iones OH^- , CO_3^{2-} y HCO_3^- en la mayoría de las aguas. Cuando se neutraliza una muestra de agua es porque han reaccionado en su totalidad las tres sustancias nombradas anteriormente, también reaccionarán otras especies, pero que representan una cantidad insignificante con respecto a las anteriores.

pH

La escala de pH fue presentada por el químico danés Soren Sorensen en 1909 en el curso de su trabajo de control de calidad en la elaboración de la cerveza y se utiliza actualmente en todos los ámbitos de la ciencia, la medicina y la ingeniería. (Atkins, P. W., 2003).

El pH (Potencial de Hidrógeno) representa la concentración molar de H_3O^+ en un medio acuoso y es definido como el logaritmo negativo (en base 10) de la actividad del ión hidronio.

$$pH = -\log_{10} [H_3O^+] \quad \text{Ó} \quad pH = -\log_{10} [H^+] \quad (1)$$

Donde

$[H_3O^+]$ ó $[H^+]$ = Concentración del ión Hidronio

Nótese que el signo negativo del logaritmo indica que a medida que la actividad del hidronio es mayor el valor de pH es menor, y mientras más bajo

es su valor más ácido es el medio acuoso, mientras que si la actividad disminuye mayor será el valor del pH y en consecuencia el medio será más básico o alcalino.

La escala de pH va de 0 a 14, 0 representa el medio más ácido, 14 el más básico y 7 neutro. El agua desmineralizada tiene un valor de pH de 7.

PROBLEMAS ASOCIADOS A LAS IMPUREZAS MÁS COMUNES EN AGUA DE ENFRIAMIENTO

Ensuciamiento

Se considera ensuciamiento a la presencia en el agua de cualquier tipo de depósitos suaves tales como fango, arena, arcillas, material orgánico, sólidos suspendidos, entre otros, que se sedimentan en cualquiera de las partes del sistema.

A continuación en la siguiente tabla (Tabla 2) se describen los contaminantes más comunes presentes en las aguas sin tratar, que pueden afectar a corto o largo plazo el funcionamiento de cada una de las unidades de un sistema de enfriamiento, y los problemas asociados a cada uno.

Tabla 2. Contaminantes de agua de enfriamiento y problemas asociados

CONSTITUYENTE	FÓRMULA QUÍMICA	DIFICULTAD QUE CAUSA
DUREZA	Sales de Ca y Mg	Fuente Principal de incrustaciones en tuberías
ACIDEZ MINERAL LIBRE	H ₂ SO ₄ HCl	Corrosión
DIÓXIDO DE CARBONO	CO ₂	Corrosión en las Líneas de agua
SULFATOS	SO ₄	Aumenta el contenido de sólidos en el agua. Se combina con calcio para formar sales incrustantes de sulfato de calcio.
CLORUROS	Cl (como NaCl)	Aumenta el contenido de sólidos e incrementa el carácter corrosivo del agua.
SÍLICE	SiO ₂	Incrustación en sistemas de agua de enfriamiento.
HIERRO	Fe ⁺² Ferroso Fe ⁺³ Férrico	Fuente de depósitos en las tuberías.
OXIGENO	O ₂	Oxidación en tuberías (hierro y Acero).
SULFURO DE HIDRÓGENO	H ₂ S	Corrosión
SÓLIDOS DISUELTOS		Elevadas concentraciones de sólidos son indeseables debido a que originan formación de lodos.
SÓLIDOS SUSPENDIDOS		Originan depósitos en equipos intercambiadores de calor y tuberías ocasionan formación de lodos o incrustación.
MICROORGANISMOS	Algas, limo y hongos	Formación de adherencias suciedad biológica, corrosión, olores desagradables.

Fuente: QUIMINET

Incrustaciones

Las incrustaciones son “depósitos duros que se adhieren fuertemente a las superficies del sistema, originado por sobresaturación de sales minerales disueltas en el agua” (PEMEX, 2008). Como fue mencionado anteriormente a este contenido de minerales en el agua se le llama dureza, y es necesario mantener una baja concentración de sales en el sistema para evitar las incrustaciones.

Estos depósitos duros reducen los diámetros efectivos al flujo de las tuberías y disminuyen el caudal de fluido que pasa por las mismas, además de mayores caídas de presión en el sistema. Si el flujo tiene alta velocidad, las incrustaciones se van erosionando creando problemas aguas abajo del sistema.

Corrosión

La corrosión se define como el deterioro o la disolución de los materiales por su entorno. La corrosión acuosa de metales se debe a dos reacciones electroquímicas: uno en el ánodo que se oxida el hierro metálico a ión ferroso y el otro en el cátodo que reduce de iones hidrógeno a hidrógeno molecular.

La corrosión es una función del pH del sistema, temperatura, tiempo, la alcalinidad, la velocidad, sólidos disueltos, y acoplamiento electrónico de diferentes metales. En sistemas de agua de enfriamiento la corrosión puede terminar en pérdida uniforme de las paredes, picaduras localizadas o grietas.

A continuación se describe, de manera general, las Formas de corrosión más comunes, en un medio húmedo.

Sólidos disueltos y sólidos suspendidos

Si el agua de proceso no ha sido tratada adecuadamente puede ocasionar problemas dentro de las tuberías y equipos, como se ha mencionado hasta

ahora. Uno de estos problemas es el contenido de sólidos que pueden estar en suspensión sin diluirse en el agua o en su estado iónico.

En cualquiera de los casos la eficiencia del sistema está comprometida. Los sólidos suspendidos representan un material abrasivo que van a desgastar las tuberías y equipos a una tasa mucho mayor a la esperada en el diseño. El contenido de sólidos suspendidos favorece la corrosión por erosión, degenerando en una posible fisura del metal. Además los sólidos suspendidos a bajas velocidades precipitan y se van acumulando en el fondo de los equipos y tuberías disminuyendo su diámetro o eficiencia. Otro inconveniente es la formación de lodos, que son sustancias viscosas compuestas por partículas de sólidos muy pequeñas que se adhieren a las paredes de los equipos formando películas que reducen la eficiencia de intercambio de calor, en el caso de los intercambiadores, y favorecen la corrosión.

En el caso de existir sólidos disueltos, éstos, a las condiciones específicas, precipitan y reaccionan con otros elementos presentes en el agua para formar ácidos que convierten el medio en un medio altamente corrosivo, además de ser la principal causa de incrustaciones (iones de calcio y magnesio).

Microorganismos

Los microorganismos son, en su definición más simple, seres vivos que solo pueden ser visualizados con un microscopio. En la naturaleza existen infinidad de microorganismos con características muy particulares entre sí, tales como hábitos alimenticios, organización celular, ambiente donde habitan, reproducción, ciclo de vida, etc. La ciencia que estudia los microorganismos se llama micología.

El concepto de microorganismo carece de cualquier implicación taxonómica o filogenética dado que engloba organismos unicelulares no relacionados entre

sí, tanto procariotas, como es el caso de las bacterias, eucariota como los protozoos, una parte de las algas y los hongos, e incluso entidades biológicas de tamaño ultramicroscópico, como los virus.

En los sistemas de enfriamiento el agua mantiene un medio ideal para el crecimiento de algunas bacterias, algas y hongos. La presencia de estos organismos debe ser controlada a fin de evitar inconvenientes relacionados tanto al mantenimiento de las tuberías y equipos como para prevenir posibles riesgos a la salud, ya que algunas de estas bacterias son altamente nocivas para la salud, como es el caso de la bacteria *Legionella pneumophila* que produce la enfermedad del legionario o Legionelosis.

Dentro de los microorganismos se encuentran los siguientes:

Bacterias

Las bacterias son microorganismos unicelulares que presentan un tamaño de unos pocos micrómetros (entre 0,5 y 5 μm , por lo general) y diversas formas incluyendo esferas (cocos), barras (bacilos) y hélices (espirilos). Las bacterias son procariotas y, por lo tanto, a diferencia de las células eucariotas (de animales, plantas, hongos, etc.), no tienen el núcleo definido ni presentan, en general, orgánulos membranosos internos. Generalmente poseen una pared celular compuesta de peptidoglicano. Muchas bacterias disponen de flagelos o de otros sistemas de desplazamiento y son móviles. Del estudio de las bacterias se encarga la bacteriología, una rama de la microbiología.

Hongos

En biología, el término Fungí (latín, literalmente "hongos") designa a un grupo de organismos eucariotas entre los que se encuentran los mohos, las levaduras y las setas. Se clasifican en un reino distinto al de las plantas, animales y bacterias. Esta diferenciación se debe, entre otras cosas, a que

poseen paredes celulares compuestas por quitina, a diferencia de las plantas, que contienen celulosa y debido a que algunos crecen y/o actúan como parásitos de otras especies. Actualmente se consideran como un grupo heterogéneo, polifilético, formado por organismos pertenecientes por lo menos a tres líneas evolutivas independientes.

Algas

Se llama algas a diversos organismos autótrofos de organización sencilla que hacen la fotosíntesis productora de oxígeno (oxigénica) y que viven en el agua o en ambientes muy húmedos. Pertenecen al reino Protista.

Limos

El limo microbiológico es una masa de organismos microscópicos y productos residuales que se forman sobre las tuberías y que interfieren con la transferencia eficiente de calor. Aquellos limos son usualmente caracterizados por su textura viscosa y pueden ser animales o vegetales.

Algunos organismos no crean depósitos de limo y no promueven la corrosión del metal. Sin embargo la presencia de un gran número de aquellos organismos no perjudiciales indica que hay condiciones ideales para el crecimiento de organismos perjudiciales.

Bio film

Cuando existe un desarrollo significativo de crecimiento microbiano, se produce una capa limosa de materia orgánica e inorgánica. Algunos microorganismos excretan polímeros, que forman una red en forma de gel alrededor de las células después de la hidrólisis. Esto es lo que se denomina biofilm. Como resultado de la formación de biofilm, los microorganismos se pueden agarrar a las capas superficiales y siendo difíciles de eliminar. El biofilm protege los microorganismos de otros microorganismos y de los

desinfectantes. Luego la desinfección cuando existe biofilm es mucho más difícil.

La capa limosa de protección de los microorganismos puede provocar una corrosión rápida de las paredes y sistemas de intercambiadores de calor. El biofilm previene los materiales anticorrosivos y productos microbiales pueden provocar la corrosión de los materiales.

El biofilm provoca una capa de aislamiento en el sistema de intercambiador de calor, que como consecuencia no funcionan apropiadamente. Los microorganismos presentes en el biofilm aceleran la toma de oxígeno provocando una deficiencia del sistema. Algunos microorganismos cambian a procesos metabólicos de fermentación y provocan un gran número de ácidos orgánicos, que causa una disminución del PH. Las bacterias anaeróbicas forman subproductos del sulfuro que son muy corrosivos.

BOMBAS HIDRÁULICAS

Una bomba hidráulica es una máquina generadora que transforma la energía (generalmente energía mecánica) con la que es accionada en energía hidráulica del fluido incompresible que mueve.

Existe una gran variedad de tipos de bombas hidráulicas, entre ellas se encuentran las bombas centrífugas, que serán descritas a continuación.

Bombas centrífugas

Las Bombas centrífugas también llamadas Rotodinámicas, son siempre rotativas y son un tipo de bomba hidráulica que transforma la energía mecánica de un impulsor en energía hidráulica. El fluido entra por el centro del rodete, que dispone de unos álabes para conducir el fluido, y por efecto de la fuerza centrífuga es impulsado hacia el exterior, donde es recogido por

la carcasa o cuerpo de la bomba, que lo conduce hacia las tuberías de salida o hacia el siguiente rodete.

Partes de las bombas centrífugas

A continuación e la figura 10 se presentan las partes principales de una bomba centrífuga.

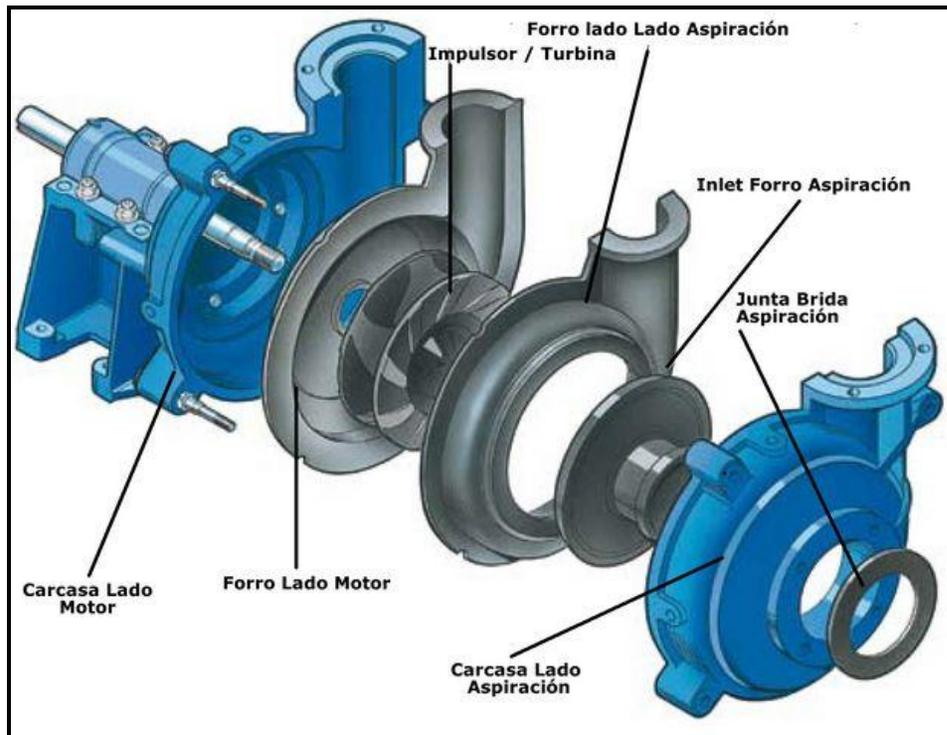


Figura 10 Partes principales de una bomba centrífuga

Fuente: intervenispa

Parámetros operacionales relacionados con las bombas hidráulicas

Para la evaluar el desempeño hidráulico de una bomba, es necesario tomar en cuenta parámetros específicos relacionados con esta rama de la física, a continuación se describen los más importantes, usados en el presente trabajo especial de grado.

Cabezal hidráulico

En dinámica de fluidos, el cabezal es un concepto que relaciona la energía de un fluido incompresible con la altura de una columna estática equivalente de ese fluido. Del Principio de Bernoulli, la energía total en un punto dado en un fluido es la energía asociada con el movimiento del fluido, más la energía de la presión en el fluido, más la energía de la altura del fluido relativa a un datum. El cabezal se expresa en unidades de longitud.

Potencia hidráulica

Es la potencia aportada al fluido por la bomba

Potencia de accionamiento

Es la potencia requerida para crear un movimiento de rotación del eje de la bomba.

En todo proceso de transferencia de energía existe una pérdida relacionada a la fricción y resistencia al flujo por lo tanto la potencia hidráulica es siempre menor que la potencia de accionamiento y la relación entre ellas es conocida como eficiencia de la bomba.

Potencia del motor

Es la potencia absorbida por el motor para crear el movimiento del rotor. Esta potencia es siempre mayor que la potencia de accionamiento y la relación entre ellas es conocida como rendimiento del motor y es representada comúnmente con la letra griega neta (η).

NPSH (Net Positive suction head)

También conocido como CNPS (cabezal neto positivo de succión) Es la diferencia, en cualquier punto de un circuito hidráulico, entre la presión en ese punto y la presión de vapor del líquido en ese punto.

La NPSH es un parámetro importante en el diseño de un circuito: si la presión en el circuito es menor que la presión de vapor del líquido, éste se vaporiza, produciéndose el fenómeno de cavitación, que puede dificultar o impedir la circulación de líquido, y causar daños en los elementos del circuito.

En los sistemas de bombeo se identifican dos tipos NPSH requerido y NPSH disponible, el primero es el necesario para evitar que ocurra cavitación en cualquier punto de un circuito (generalmente en el interior de las bombas) y el segundo depende de las características del fluido a bombear y de la instalación.

Curvas características

Son curvas suministradas por el fabricante de las bombas hidráulicas que representan el comportamiento de algunos parámetros con respecto a la variación del caudal manejado por la bomba, y obtenidas de pruebas realizadas con un fluido en específico. Normalmente los parámetros representados son: potencia de accionamiento, altura útil o cabezal hidráulico, eficiencia o NPSH.

Rango de operación según norma API 610

De acuerdo a las normas API 610 de octubre de 2004 se presenta una tabla con un rango de operación para cualquier bomba centrífuga (figura 11).

Condition	Rated point %	Shutoff %
Rated differential head:		
— 0 m to 150 m (0 ft to 500 ft)	- 2 + 5	+ 10 - 10 ^a
— 151 m to 300 m (501 ft to 1 000 ft)	- 2 + 3	+ 8 - 8 ^a
— > 300 m (1 000 ft)	- 2 + 2	+ 5 - 5 ^a
Rated power	+ 4 ^b	—
Rated NPSH	0	—
NOTE Efficiency is not a rating value.		

Figura 11 Rango de operación para cualquier bomba centrífuga según norma API 610

Fuente: ANSI/API Standard 610 décima Edición, Octubre 2004

MEDIDORES DE FLUJO O CAUDALÍMETROS

Un caudalímetro es un instrumento para la medición de caudal o gasto volumétrico de un fluido o para la medición del gasto másico. Estos aparatos suelen colocarse en línea con la tubería que transporta el fluido. También suelen llamarse medidores de caudal o flujómetros.

Existen diversos tipos de caudalímetros y se clasifican según su uso o de acuerdo a la tecnología usada para realizar las mediciones. A continuación se describe el funcionamiento de los que son mencionados en el desarrollo del presente trabajo.

Diferencial de presión

Son los más comunes. La tubería disminuye su diámetro levemente (por ejemplo, con una placa de orificio) y después regresa a su diámetro original. El fluido obligado a circular por esta reducción disminuye su presión a la salida. La diferencia de presión de antes y después es medida de manera mecánica o electrónica. A mayor diferencia de presión mayor es el caudal.

Medidor de Coriolis

Los medidores de Coriolis se basan en el principio de las fuerzas inerciales que son generadas cuando una partícula en un cuerpo rotatorio se mueve con respecto al cuerpo acercándose o alejándose del centro de rotación.

PRINCIPIOS DE OPERACIÓN

- Un lazo compuesto por uno o dos tubos sensores en forma de U, O, etc. es obligado a vibrar a su frecuencia natural por medio de una bobina electromagnética que lo mueve hacia arriba y hacia abajo creando una velocidad angular alrededor del eje de la base.
- A medida que el fluido se mueve a través del lazo es forzado a formar un momento vertical, el cual se incrementa a medida que el fluido entra en el lazo y decrece a medida que sale del mismo. (ver figura 12)
- Durante el medio ciclo de vibraciones cuando el lazo se mueve hacia arriba, el fluido que entra al lazo opone resistencia empujando el tubo hacia abajo. Recíprocamente, el fluido que sale del lazo se resiste disminuyendo su momento vertical y empujando hacia arriba contra el tubo.
- Esta combinación de fuerzas resistivas hace que se produzca un momento en el lazo. A esto se le conoce como Efecto Coriolis.
- Durante el otro medio ciclo de vibración, cuando el lazo se mueve hacia abajo, el momento resultante será en la dirección opuesta.
- La magnitud del momento del tubo sensor es directamente proporcional al flujo másico a través de éste.

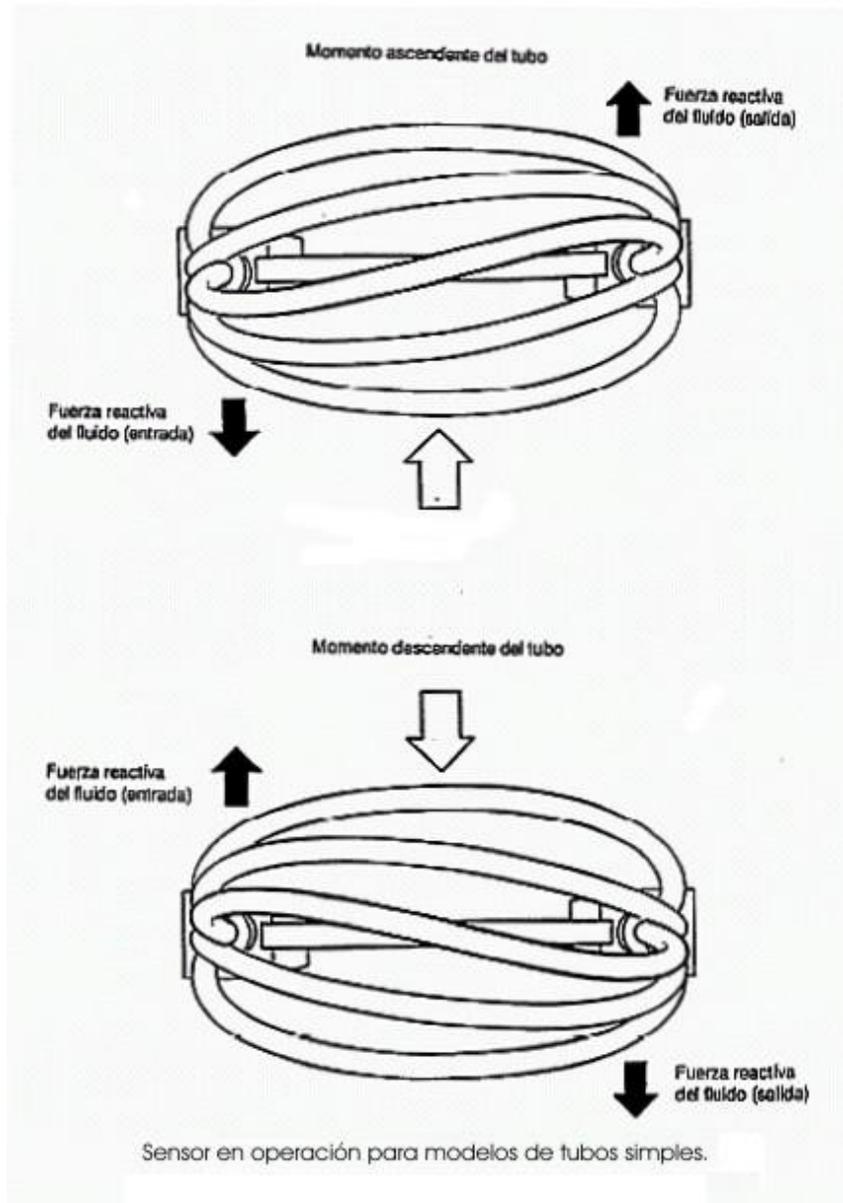


Figura 12 Sensor de medidor de coriolis en operación

- En cada lado del lazo se colocan sensores electromagnéticos para medir la velocidad del tubo en esos dos puntos. Cualquier diferencia entre esas dos señales de velocidad es causada por el torcimiento del

lazo. Los sensores envían esta información a la unidad electrónica donde es procesada y convertida en una señal de flujo másico.

- En los instrumentos de doble tubo, los dos tubos vibran y se tuercen desfasados 180° y el momento combinado determina la rata de flujo másico. El desplazamiento exacto de 180° de un lazo con respecto al otro hace al instrumento inmune a las vibraciones de la tubería.

CAPÍTULO III

MARCO METODOLÓGICO

DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN

Este trabajo cumple con las características de una investigación de campo. Como lo dicen sus objetivos específicos, se llevará a cabo la evaluación del sistema de agua de enfriamiento de la Planta de Mezcla Jose de PDVSA PETROLERA SINOVENSA. Mediante las comparaciones de los parámetros de diseño y los de operación actual, información obtenida por medio de manuales, hojas de datos, planos, entre otros, y se realizó una recolección de datos directamente del lugar donde se generan sin proporcionarle alteración alguna, para posteriormente poder realizar las comparaciones.

DEFINICIÓN DE VARIABLES O INDICADORES

Para el sistema en general no existe un indicador estándar que permita la evaluación directa, por el contrario dependiendo del equipo perteneciente al mismo que se estudie se tomarán en cuenta distintas variables que permitirán realizar las comparaciones con el diseño y obtener las conclusiones pertinentes.

Para las bombas se tomaron en cuenta parámetros relacionados con la hidráulica: Variación de presión, Potencia aportada y eficiencia en función del caudal manejado.

En el caso de los intercambiadores de calor los parámetros principales fueron las temperaturas de entrada y salida de cada lado, y las variaciones de presiones. Sin embargo, estas variables sirvieron como entrada para el cálculo de otros factores, que son realmente los que permitirán establecer la comparación con los datos de diseño y de esta manera evaluar el estado actual de los mismos. Dichas variables calculadas fueron: coeficientes

globales e individuales de transferencia de calor (o coeficiente de película según algunos textos), eficiencia y Factores de ensuciamiento.

Para las torres de enfriamiento se hace especial énfasis en los parámetros químicos que regulan el agua de enfriamiento y su composición, estos parámetros son: pH, conductividad, cloro libre, turbidez, alcalinidad, dureza cálcica, dureza total, hierro, ortofosfato, polímero activo, cloruros, sílice y conteo de bacterias.

Para el balance de materiales, en el volumen de control delimitado por, la entrada de la torre despojadora T-131010 y la salida de los intercambiadores. Los parámetros principales son caudales volumétricos y máscos y temperaturas de los fluidos.

Es importante resaltar que en cada caso, se toman en cuenta las respectivas propiedades físicas inherentes a cada fluido involucrado en las unidades pertinentes.

POBLACIÓN Y MUESTRA

Población

En este caso se asumió como población todo el sistema de agua de enfriamiento de la Planta de Mezcla Jose perteneciente a PDVSA PETROLERA SINOVENSA ubicada en el complejo industrial José Antonio Anzoátegui, Estado Anzoátegui.

Muestra

En este caso de estudio la muestra está definida por los siguientes equipos

- Un tanque de almacenamiento de agua TK-133004
- 2 Bombas centrifugas que bombean el agua desde el tanque a los intercambiadores de calor P133001 A/B

- 5 paquetes de inyección de químicos:
 - Un paquete de inyección de Dispersante PK-133031
 - Un paquete de inyección de biocida/algicida PK-133032
 - Un paquete de inyección de inhibidor de corrosión PK-133033
 - Un paquete de inyección de anti-incrustante PK-133034
 - Un paquete de inyección de ácido sulfúrico PK-133035
- Dos intercambiadores de calor tipo AES Horizontales E-131013 y E-131014
- Dos torres de enfriamiento idénticas de tiro inducido CT-133001 A/B
- Dos bombas centrífugas alternantes que mantienen el nivel en el tanque de agua P-133054 A/B

DESCRIPCIÓN DE LOS EQUIPOS

Tanque TK-133004

El Tanque de Agua de Proceso, TK-133004, es un tanque de techo cónico ubicado en la unidad 330 norte y está diseñado para almacenar aproximadamente 50.592 barriles de agua. Este tanque tiene 100'-0" de diámetro y una altura de 42'-0" con una capacidad neta de 58.752 barriles. En él se almacena el agua de proceso usada tanto para el sistema de enfriamiento de la planta como para el consumo interno de la misma (enfriamiento de sellos mecánicos, tomas de agua para limpieza, y algunas ramificaciones menores).

Bombas Centrífugas P-133001

Las Bombas de Agua de Proceso, P-133001 A/B son bombas centrífugas fabricante Gold Pumps, tamaño 4x6-17 con un impeler de 15,875" de diámetro, están diseñadas para bombear 1345 gpm de agua 80°C a una

presión de 97,6 psig. Ambas bombas están dotadas de motores eléctricos de 480 V y 60 Hz trifásicos de 150 HP a 1800 RPM con un consumo nominal de 170 amperes. Son dos bombas idénticas dispuestas en paralelo una en operación continua y la otra en espera.

Las Bombas de Agua de Proceso, P-133001 A/B suministran el Agua de Proceso al complejo de la Planta de mezcla de Jose mediante un cabezal de distribución de 10" Ø.

En un principio el sistema fue concebido para utilizar el Agua de Proceso como emulsificante en la Planta de Formación de Orimulsión, Unidad 320, siendo precalentada en la Unidad de Recuperación de Diluyente, Unidad 310, y almacenada en el Tanque de Agua de Formación, TK-132003, a 110 °F.

En la actualidad no se forma Orimulsión en la planta, razón por la cual el agua solo cumple objetivos de enfriamiento dentro del sistema semicerrado.

Bombas centrífugas P-133054

Las Bombas de Agua de Proceso, P-133054 A/B son bombas centrífugas fabricante KSB, modelo MEGABLOCK, tamaño 125-250, diseñadas para bombear un caudal nominal de 1390 gpm de agua 90°C a una presión de 40,3 psig. Ambas bombas están dotadas de motores eléctricos de 480 V y 60 Hz trifásicos de 40 HP a 1750 RPM. Son dos bombas idénticas dispuestas en paralelo una en operación continua y la otra en espera.

Las bombas de agua de proceso P-133054 entregan el agua de enfriamiento al tanque TK-133004 desde las piscinas de las torres de enfriamiento.

Torres de enfriamiento CT-133001

Son dos torres idénticas de tiro inducido y a contra flujo, puestas en paralelo y en funcionamiento simultáneo, fabricante RODELCA, maneja una carga térmica total de 16982420,458 BTU/h a un caudal total de agua de 1395.7

gal/min, para enfriar agua de proceso de 110 °F a 86 °F, con unas pérdidas por evaporación de 2,10 % y perdidas por arrastre de 0,01 % Temperatura bulbo húmedo 80,6 °F.

Las torres de enfriamiento fueron colocadas para recircular el agua que se usaba como materia prima para la formación de orimulsión, y convertir el sistema abierto en un sistema semicerrado.

En principio el diseño contemplaba la inclusión de las aguas agrias obtenidas al tope de la torre despojadora T-131010. Actualmente esta corriente se ha desviado a las lagunas de tratamiento de agua.

Variables del proceso

La evaporación del agua de enfriamiento provee la función de enfriamiento. Ya que el proceso de evaporación remueve el agua pura, éste concentra los minerales disueltos en el agua de enfriamiento remanente. Para mantener la concentración de impurezas, parte del agua de enfriamiento se remueve como purga. El agua de compensación se usa para reemplazar la que se pierde en la evaporización y en la purga.

Paquetes de inyección de químicos

En total son 5 paquetes los que mantienen las condiciones del agua de enfriamiento dentro de los parámetros establecidos, con el fin de evitar disminución de la eficiencia de los equipos debido a factores como: corrosión, incrustación, formación de biofilms, crecimiento de microorganismos dañinos para la salud, etc.

- Un paquete de inyección de Dispersante PK-133031
- Un paquete de inyección de biocida/algicida PK-133032
- Un paquete de inyección de inhibidor de corrosión PK-133033
- Un paquete de inyección de antiincrustante PK-133034

- Un paquete de inyección de ácido sulfúrico PK-133035

La inyección de químicos va a estar gobernada por las condiciones del agua presente en la piscina de las torres de enfriamiento CT-133001, lugar en el que se realiza la inyección. Una contratista es la encargada de hacerle pruebas al agua periódicamente y ajustar, de acuerdo a los resultados, el caudal de químico que manejan las bombas dosificadoras en cada paquete. En la actualidad esta contratista es Nalco Company.

El Biocida algicida se provee para el control de bacterias, hongos y algas en el agua de enfriamiento. El inhibidor de corrosión se emplea con el fin de proporcionar una buena película protectora sobre los materiales internos de la torre, tuberías, bombas y equipos. El ácido sulfúrico se inyecta en el sumidero de la torre de enfriamiento para mantener el pH apropiado. El antiincrustante reduce la cantidad de minerales libres presentes en el agua que pudiesen producir incrustaciones en el sistema. Y por último el dispersante de sólidos se utiliza para mantener los sólidos suspendidos en el agua y evitar que éstos precipiten en el sistema.

A continuación se muestra en la tabla 3 los químicos proporcionados por la empresa Nalco para el sistema de agua de enfriamiento.

Tabla 3 Productos suministrados por la empresa Nalco para el sistema

Producto	Función	Especificación
3DT-187	Multifuncional	Inhibidor Corrosión
		Inhibidor Incrustaciones
N-7342	Biocida Oxidante	Crecimiento Microbiológico
LA-3283V	Biocida Oxidante	Crecimiento Microbiológico

Intercambiadores de calor E-131013 y E-131014

Son intercambiadores de tipo tubo carcasa clasificación TEMA AES horizontales con un paso por la carcasa y dos pasos por los tubos.

Intercambiador E-131013

Diseñado para enfriar 43807,13 lb/h de nafta (lado carcasa) proveniente de los intercambiadores de calor E-131012, desde una temperatura de 210 °F a 171°F y calentar 606767,69 lb/h de agua (lado tubo) para orimulsión hasta 110 °F. Tiene un largo de 134” y un diámetro de 23” con 15 baffles con corte horizontal de 25,5% y 308 tubos de 0,75”.

Intercambiador E-131014

Diseñado para enfriar 448424,9 lb/h de condensados de tope de la torre despojadora T-131010 (lado carcasa) proveniente de los aeroenfriadores AC-131010A/H desde una temperatura de 140 °F a 120 °F y precalentar el agua (lado tubo) para orimulsión hasta 99 °F, antes de ser enviada al intercambiador E-131013. Tiene un largo de 192” y un diámetro de 28” con 9 baffles con corte horizontal de 29,8% y 409 tubos de 0,75”.

Bypass y válvulas de control de flujo

Ambos intercambiadores de calor tienen líneas auxiliares (bypass) por cada una de las secciones que los conforman, las cuales permiten desviar el flujo de cualquier corriente en caso de que se necesite sacar de servicio un intercambiador de calor, sin parar la circulación. Los bypass de las tuberías que transportan el agua cumplen una función adicional, regular la temperatura de salida del fluido por medio de la variación del flujo. Para tal fin el sistema cuenta con dos válvulas de control de temperaturas, la 131-TCV-012 y la 131-TCV-078 en los bypass de los intercambiadores de calor E-131013 y E-131014 respectivamente. A cada válvula previamente calibrada se le asigna un rango de temperatura desde un dispositivo remoto ubicado en sala de control, y ésta abrirá o cerrará en caso de presentar temperaturas por encima o por debajo del rango. La figura 13 muestra el diagrama de la

configuración de bypass en el intercambiador de calor E-131013, para el E-131014 es idéntica.

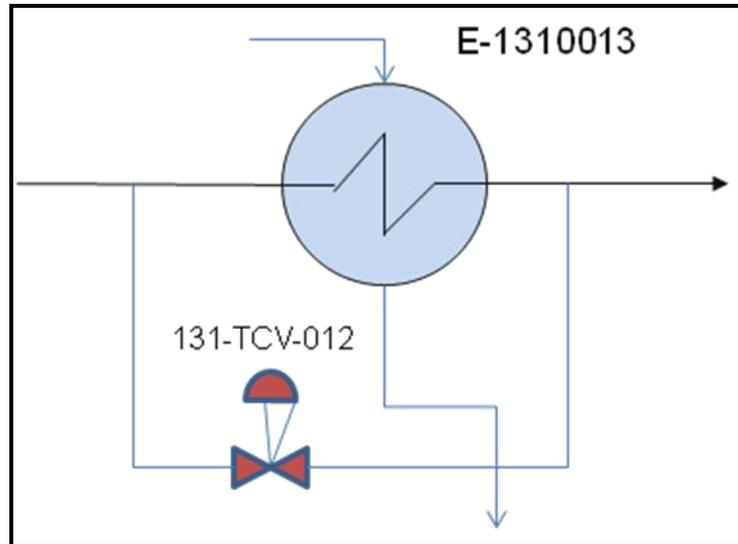


Figura 13 diagrama de bypass de intercambiador de calor E-131013

DISTRIBUCIÓN Y CONSUMO DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO

En el tanque TK-133004 se almacena el agua que es usada como agua de enfriamiento y de consumo interno de la planta, de allí las bombas P-133001 se encargan de bombear un caudal de alrededor de 1150 gal/min medidos por una placa orificio a la salida de las mismas. Este caudal se divide luego en dos ramificaciones, una parte pequeña es enviada al sistema de enfriamiento de sellos de bombas y tomas de agua de servicio en la planta (sistema que funciona, a su vez, como purga de las torres de enfriamiento), mientras que un volumen mucho mayor es usado en los intercambiadores E-131013 y E-131014 como fluido de enfriamiento. El agua que va a los intercambiadores de calor pasa luego por las torres de enfriamiento y es recirculada, mientras que la primera corriente va a directo a drenaje y tratamiento de aguas para deposición.

Para determinar cuánta agua va a los intercambiadores de calor y cuánta va a consumo interno de la planta hubo que hacer varias estimaciones, debido a que no se contaba con un medidor de flujo aguas abajo de la bifurcación.

El sistema tiene dos puntos de restitución de agua, un caudal pequeño en las torres de enfriamiento, a través de una tubería de 2" de diámetro; y el otro en el tanque TK-133004 directamente. Ambas restituciones se hacen con agua del condominio de Jose.

El nivel de líquido interno en el tanque TK-133004 se mantiene constante debido al porcentaje de apertura de una válvula de compuerta ubicada en la línea de alimentación al mismo.

Para estimar el volumen de agua que se consume del condominio se tomaron en cuenta las siguientes condiciones: el nivel del tanque se mantiene constante, el agua que entra proviene de la recirculación, y la salida es solamente por las bombas P-133001; por tanto, la cantidad de agua de reposición se puede considerar como la cantidad de agua que se envía a sellos y tomas de servicio de la planta más las pérdidas por evaporación y arrastre.

Para saber cuánto es ese caudal fue necesario solicitar apoyo del personal de operaciones y cerrar completamente la válvula de suministro desde el condominio al tanque por un periodo de tiempo controlado (2 horas) y registrar la variación de nivel del mismo, de esta manera se obtuvo un estimado bastante cercano del caudal de reposición, y por ende el de consumo interno, que sustraído del caudal total que manejan las bombas P-133001 representan el flujo que pasa por los intercambiadores y que va a las torres de enfriamiento CT-133001.

PROCEDIMIENTO

A continuación se enumeran los procedimientos a seguir en la realización del presente trabajo especial, y más adelante se detallan cada uno de estos pasos.

1. Revisión bibliográfica y recolección de información.
2. Procesamiento de datos de diseño, cálculo de variables indirectas y tabulación.
3. Recopilación y procesamiento de datos de campo.
4. Cálculo de variables de comparación, a partir de los datos de campo obtenidos.
5. Evaluación de los equipos del sistema, basándose en la comparación con datos de diseño.
6. Identificación de equipos críticos en el sistema.
7. Generación de una herramienta computacional de seguimiento de desempeño de los intercambiadores de calor.
8. Proponer las acciones necesarias en cada caso
9. Generar un balance de Materiales en el volumen de control delimitado por la entrada de crudo diluido a la torre despojadora y la salida de los intercambiadores de calor.

Revisión bibliográfica y recolección de información

La revisión bibliográfica y recolección de información, comprendió la revisión de libros, publicaciones, manuales, folletos o catálogos de ventas de equipos relacionados al caso de estudio, con el fin de crear las bases teóricas necesarias para el estudio del sistema. Esta etapa permitió la familiarización con el método utilizado para la evaluación de los intercambiadores de calor y de las bombas que conforman el sistema. Durante este período también se

recopiló, por medio de revisión de documentos, los datos de diseño del sistema en general y de cada uno de sus componentes por separado.

Procesamiento de datos de diseño, cálculo de variables indirectas y tabulación

Luego se procedió a organizar los datos obtenidos en la primera etapa en forma de tablas, que faciliten su observación, y a calcular las variables indirectas correspondientes a cada subsistema de acuerdo a los datos requeridos para la comparación según los procedimientos revisados previamente en la bibliografía.

Recopilación y procesamiento de datos de campo

Una vez organizados los datos de diseño de los equipos, se llevó a cabo la toma de datos operacionales, para ello se crearon formatos de recolección de acuerdo a las variables requeridas en cada caso, dichos formatos son mostrados en el anexo 01. Otros datos como: caudales de agua, datos de composiciones de fluidos y caudales de hidrocarburo procesados, fueron obtenidos de informes de control diarios elaborados por el personal de procesos y de reportes de producción diarios; mientras que pruebas químicas del agua, dosificaciones y niveles de químicos, fueron tomados de los reportes periódicos de NALCO, contratista encargada del abastecimiento y dosificación de químicos en la planta.

Cálculo de variables de comparación, a partir de los datos de campo obtenidos

Para la recolección de los datos de campo de los intercambiadores de calor se tomaron los valores arrojados por los instrumentos de medición en sitio (Termocuplas y Manómetros analógicos) dos veces al día, una en la mañana al llegar a la planta y la otra en la tarde, durante un período de 10 días hábiles. Al principio se pensó en hacer tres recorridos pero se notó que era

innecesario debido a que en un día son despreciables las variaciones de los valores, a menos que ocurra alguna alteración en las condiciones de operación normal de la planta, en cuyo caso las medidas no son representativas de la condición de operación regular de los equipos.

Evaluación de los equipos del sistema, basándose en la comparación con datos de diseño

Para la evaluación de los intercambiadores de calor, de las bombas centrífugas y para el balance de materiales fue necesario calcular variables que permitieran hacer un seguimiento de desempeño del equipo, puesto que las variables tomadas en campo no permiten obtener conclusiones. En el caso de los intercambiadores de calor se calcularon los factores de ensuciamiento para cada uno de ellos partiendo de los datos de temperatura medidos en campo. En el caso de las bombas centrífugas, partiendo de los datos de presión de succión y descarga y del caudal manejado se calculó cabezal útil, potencia de accionamiento, potencia hidráulica, potencia del motor, eficiencia y NPSH requerido y disponible. Para el balance de materiales se calcularon los caudales másicos a partir de los caudales volumétricos medidos en campo, de la temperatura de las corrientes y del peso específico de cada fluido.

Para la evaluación de los intercambiadores de calor se usó el método Kern para intercambiadores de calor existentes, que permite calcular el coeficiente de ensuciamiento actual, como función de los coeficientes totales de transferencia de calor actuales y limpios para cada intercambiador, obtenidos a partir de las propiedades físicas de cada fluido y de las características de los intercambiadores de calor. A continuación se describe el método usado:

Método kern para evaluación de intercambiadores de calor existentes

Se presentarán una serie de ecuaciones que se combinarán para bosquejar la solución de un intercambiador de calor de carcasa y tubo tipo 1-2 (un solo paso de carcasa por dos pasos de tubería), debido a que éste representa la configuración base y la más sencilla de este tipo de intercambiadores, además de destacar que esta solución también es válida para configuraciones 1-4, 1-6 y 1-8 [KERN, 1997].

El cálculo se realizará por el método Kern, donde las temperaturas del flujo caliente y el flujo frío se representan por letras mayúsculas y minúsculas respectivamente, al igual que las propiedades físicas de los fluidos, para eliminar la necesidad de una nueva nomenclatura.

Antes de comenzar el cálculo, las condiciones de proceso requeridas para ambos fluidos son:

Temperaturas de entrada y salida.

- Flujos máxicos.
- Capacidades caloríficas.
- Conductividades térmicas.
- Densidades.
- Viscosidades.
- Caídas de presión permisibles.
- Factores de obstrucción o ensuciamiento.
- Diámetros de las tuberías.

Además deben conocerse los siguientes datos:

- Por el lado de la carcasa:
- Número de pasos.
- Arreglo y disposición de los tubos.
- Espaciado entre los centros de los tubos.

Por el lado de los tubos:

- Longitud de los tubos.
- Diámetro Externo.
- BWG (espesor de la pared del tubo).

Una vez conocidos los datos mencionados se procede al cálculo para la evaluación de los intercambiadores.

Intercambio Calórico

1. Se comprueba el balance de energía por la ecuación (9), usando c y C a las t_{prom} y T_{prom} , respectivamente

$$Q = WC (T_2 - T_1) = wc (t_1 - t_2) \quad (9)$$

Donde:

Q = Calor transferido (Btu)

w y w_c = flujo másico del fluido caliente y frío respectivamente (Lb/s)

T y t = temperatura del fluido caliente y frío respectivamente (°F)

Los subíndices 1 y 2 representan entrada y salida

2. se calcula la diferencia de temperatura media logarítmica para flujo en contracorriente, ecuación (10)

$$MLDT = \frac{T_1 - t_2}{\ln \left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1} \right)} \quad (10)$$

Donde:

MLDT= diferencia de temperatura media logarítmica

3. Se calculan los grupos de temperatura R y S

$$R = \frac{T_1 - t_2}{t_2 - t_1} \quad (11)$$

$$S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (12)$$

Donde:

R, S = grupos de temperaturas (adim)

4. Se calcula el factor de corrección de la temperatura media logarítmica por las ecuaciones siguientes, o se leen de las graficas mostradas en el apéndice 04 de acuerdo al número de pasos del intercambiador de calor.

4.1. Para flujo 1-2, 1-4, 1-6, etc.

$$F_T = \frac{\sqrt{R^2 + 1} \cdot \ln\left(\frac{1 - S}{1 - R \cdot S}\right)}{R - 1 \cdot \ln\left(\frac{2 - S \cdot R + 1 - \sqrt{R^2 + 1}}{2 - S \cdot R + 1 + \sqrt{R^2 + 1}}\right)} \quad (13)$$

Donde:

F_T = factor de corrección de temperatura (adim)

4.2. Para flujo 2-4

$$F_T = \frac{\frac{\sqrt{R^2 + 1}}{2 \cdot (R - 1)} \cdot \ln \left(\frac{1 - S}{1 - R \cdot S} \right)}{\ln \left(\frac{\frac{2}{S} - 1 - R + \frac{2}{S} \cdot \sqrt{(1 - S)(1 - R \cdot S) + \sqrt{R^2 + 1}}}{\frac{2}{S} - 1 - R + \frac{2}{S} \cdot \sqrt{(1 - S)(1 - R \cdot S) - \sqrt{R^2 + 1}}} \right)} \quad (14)$$

5. Se calcula la diferencia verdadera de temperatura

$$\Delta_t = MLDT \cdot F_T \quad (15)$$

Donde:

Δ_t = Diferencia verdadera de temperatura (°F)

6. Se obtienen las temperaturas calóricas T_C y t_c

$$T_C = T_2 + F_C \cdot (T_1 - T_2) \quad (12)$$

$$t_c = t_1 + F_C \cdot (t_2 - t_1) \quad (13)$$

Donde:

T_C y t_c = Temperaturas calóricas (°F)

F_C = Fracción calórica

Si los fluidos son fracciones de petróleo, se determina de la figura 14 el factor F_C . Sin embargo la cifra 0,42 es aceptada para realizar los cálculos.

Nota: El uso de las temperaturas calóricas está en contradicción parcial con la derivación de la diferencia de temperatura para un intercambiador 1-2 en flujo paralelo-contracorriente en el cual se supone U constante. El uso de las temperaturas calóricas presume que una variación lineal de U con respecto a t puede considerarse en el cálculo del producto $U_{\text{calórica}} \Delta t$, donde Δt es la

diferencia verdadera de temperatura en el proceso flujo paralelo-contracorriente cuando U es constante.

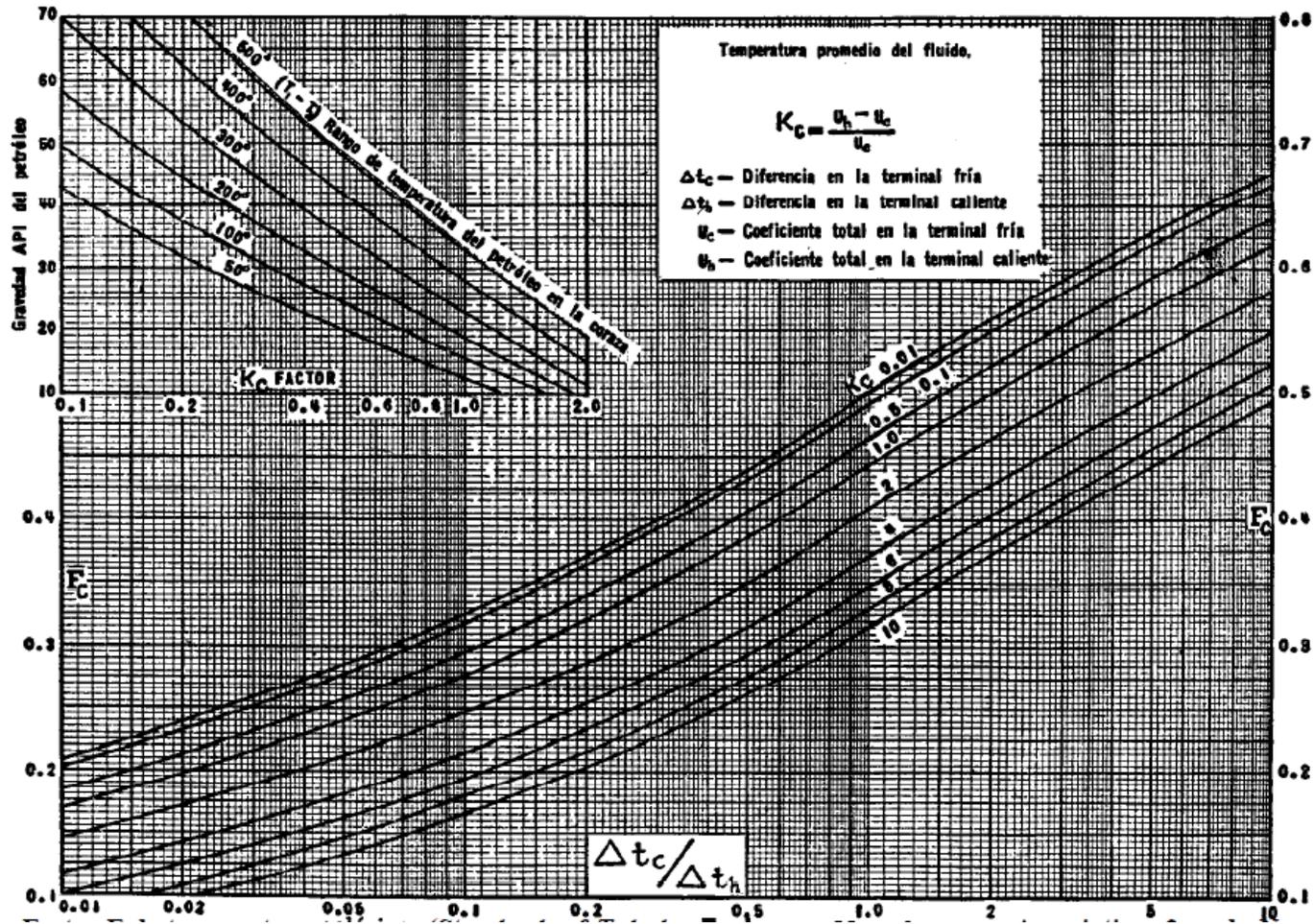


Figura 14 Factor Fc de temperatura calórica

Se procede a hacer los cálculos correspondientes al lado de los tubos. A partir de ahora los subíndices t y s corresponden a lado tubo y lado carcasa respectivamente.

7. Área de flujo por tubo

$$a'_t = \frac{\pi \cdot DI^2}{4} \quad (14)$$

Donde:

a'_t = Área de flujo por tubo (plg²)

DI = Diámetro interno de los tubos (plg)

8. Área de flujo total

$$a_t = \frac{N_t \cdot a'_t}{144 \cdot n} \quad (15)$$

Donde:

a_t = Área total de flujo (pie²)

N_t = Numero de tubos (adim)

n = Numero de pasos por tubo (adim)

9. Masa velocidad (o velocidad másica por unidad de área)

$$G_t = \frac{w}{a_t} \quad (16)$$

Donde:

G_t = Masa velocidad (lb/h*pie²)

Se obtiene el número de Reynolds

$$Re = \frac{DI \cdot G_t}{\mu} \quad (17)$$

Donde:

Re = Numero de Reynolds (adim)

μ = Viscosidad a la temperatura calórica (cP *2,42)

DI = Diámetro interno de los tubos (pie)

10. Se obtiene el número de Nusselt por alguna correlación válida o se obtiene el factor j_H de la figura 15 y se calcula el coeficiente individual de transferencia de calor.

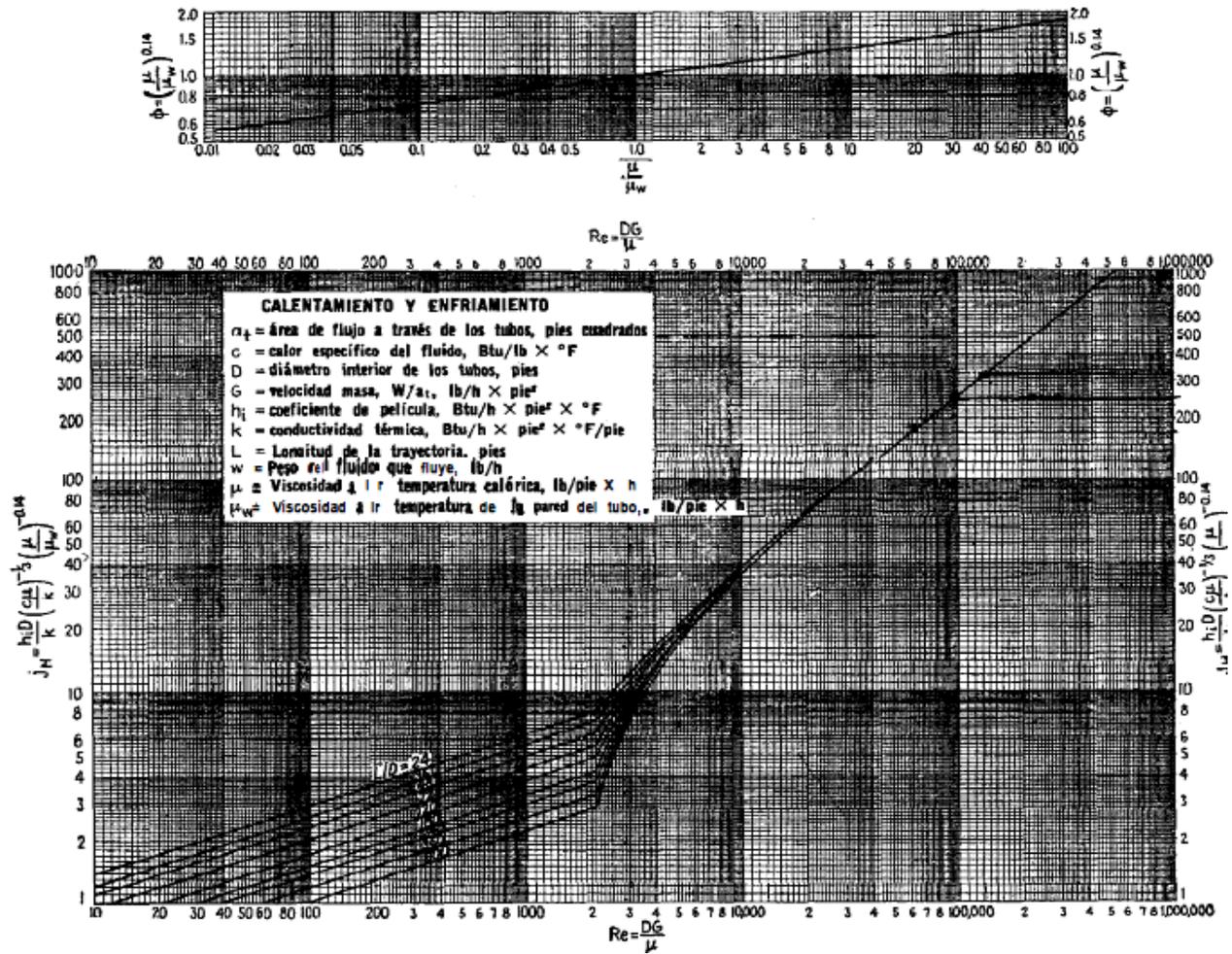


Figura 15 Curva de transferencia de calor lado tubo (norma TEMA)

$$h_i = \frac{Nu \cdot k}{DI} \quad (18)$$

Ó

$$h_i = J_H \cdot \frac{k}{DI} \cdot \left(\frac{C \cdot \mu}{k} \right)^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (19)$$

Donde:

h_i = Coeficiente individual de transferencia de calor (Btu/h*pie²*°F)

Nu = Número de Nusselt (adim)

J_H = Factor de transferencia de calor (adim)

k = Conductividad térmica (Btu/h*pie²*(°F/pie))

μ_w y μ = Viscosidad a Temperatura de la pared y a la temperatura calórica respectivamente (cP)

C = calor específico a la temperatura calórica (Btu/lb*°F)

DI = Diámetro interno (pie)

Nota: hasta este momento no se ha estimado el valor de la temperatura de la

pared por lo que la relación de viscosidades $\left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$ se asume igual a 1, y

luego se corregirá el coeficiente individual de transferencia de calor.

11. Se corrige el coeficiente de transferencia de calor por espesor de la pared del tubo

$$\frac{h_{io}}{\phi_t} = \frac{h_i}{\phi_t} \cdot \frac{DI}{DE} \quad (20)$$

Donde:

DE = Diámetro externo del tubo (pie)

DI = Diámetro interno del tubo (pie)

ϕ_t = Razón de viscosidades $\left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$ (adim)

Se hace un alto momentáneamente en el cálculo por lado tubo y se procede a la evaluación por el lado de la carcasa, debido a que por los momentos no se puede estimar la temperatura de la pared del tubo, y se verá más adelante como hacerlo.

12. Área de flujo lado carcasa

$$a_s = \frac{DI \cdot C' \cdot B}{144 \cdot P_T} \quad (21)$$

Donde:

a_s = Área de flujo (pie²)

DI = Diámetro interno (plg)

C' = Sección libre entre tubo (plg)

B = Espaciado entre los deflectores (plg)

P_T = Espaciado entre tubos (plg)

13. Masa Velocidad por el lado de la carcasa

$$G_s = \frac{W}{a_s} \quad (22)$$

14. se obtiene el diámetro equivalente para ser usada en el lado de la carcasa

Arreglo triangular

$$D_e = \frac{4 \cdot \left(\frac{1}{2} P_T^2 \cdot \sin 60^\circ - \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot DE_t^2 \right)}{\frac{1}{2} \cdot \pi \cdot DE_t} \quad (23)$$

Arreglo en cuadro

$$D_e = \frac{4 \cdot \left(P_T^2 - \frac{\pi \cdot DE_t^2}{4} \right)}{\pi \cdot DE_t} \quad (24)$$

Donde:

DE_t = Diámetro externo del tubo (pie)

15. Una vez obtenido el diámetro equivalente es posible obtener el número de Reynolds por el lado de la carcasa

$$Re = \frac{D_e \cdot G_s}{\mu} \quad (25)$$

16. Se obtiene el número de Nusselt con alguna correlación apropiada para flujo por lado carcasa o bien se obtiene el factor J_H de la figura 16 y se calcula el coeficiente individual de transferencia de calor h_o por medio de las ecuaciones (18) ó (19) de forma similar a como se hizo para el lado

tubo en el paso 11. De igual manera se debe asumir la relación de viscosidades $\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$ igual a la unidad.

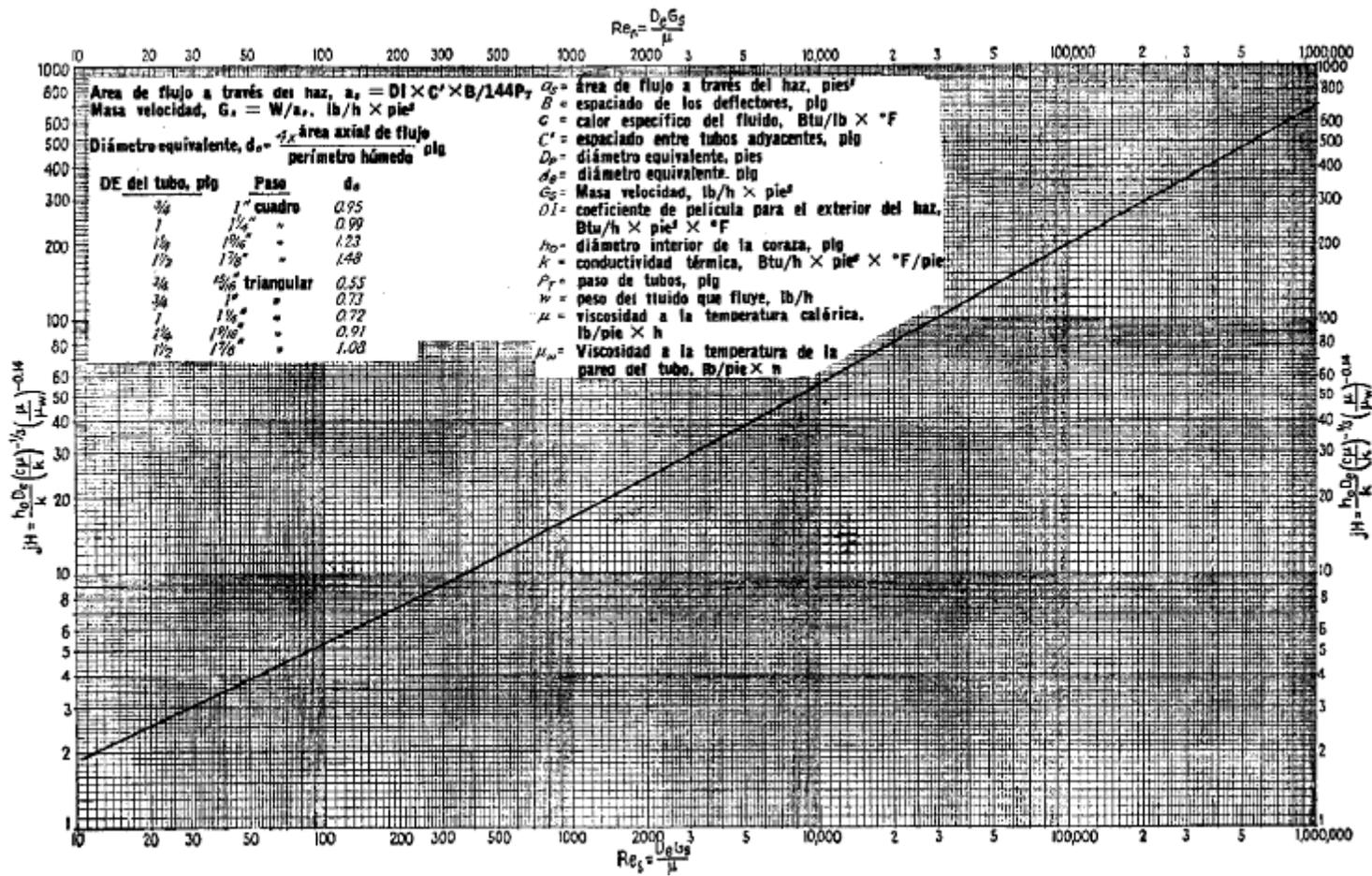


Figura 16 Curva de transferencia de calor lado carcasa con as de tubos y baffles segmentados 25%

La siguiente expresión es aceptada para calcular el número de Nusselt en el lado carcasa para un Reynolds entre 2000 y 10^6 (KERN, 1997)

$$Nu = 0,36 \cdot \left(\frac{D_e G_s}{\mu} \right)^{0,55} \cdot \left(\frac{C \cdot \mu}{k} \right)^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14}$$

Donde:

D_e = Diámetro equivalente (pie)

G_s = Masa velocidad (lb/h*pie²)

17. una vez obtenidos los coeficientes individuales de transferencia de calor para cada lado se puede obtener la temperatura de la pared del tubo con la siguiente expresión

$$t_w = t_c + \frac{h_o / \phi_s}{h_{io} / \phi_t + h_o / \phi_s} (t_c - t_c) \quad (26)$$

18. A la temperatura de la pared del tubo se obtienen la viscosidad μ_w para cada fluido y se calcula el valor de las relaciones de viscosidades Φ_t Φ_s para luego corregir los coeficientes individuales de transferencia de calor como sigue

$$h_{io} = \frac{h_{io}}{\phi_t} \cdot \phi_t \quad (27)$$

Y

$$h_o = \frac{h_o}{\phi_s} \cdot \phi_s \quad (28)$$

19. Con los coeficientes individuales podemos obtener el coeficiente global de transferencia de calor limpio

$$U_c = \frac{h_{io} h_o}{h_{io} + h_o} \quad (29)$$

20. Para obtener el coeficiente total de diseño es necesario calcular previamente el área total de transferencia de calor

$$A = a'' LN_t \quad (30)$$

Donde:

a'' = Superficie externa de cada tubo por pie lineal (pie^2/pie)

L = Longitud de los tubos (pie)

N_t = Número de tubos (adim)

Luego

$$U_D = \frac{Q}{A \cdot \Delta_t} \quad (31)$$

21. Finalmente se obtiene el factor de obstrucción actual

$$R_d = \frac{U_c - U_D}{U_c U_D} \quad (32)$$

Si el factor de obstrucción actual es mayor al factor de obstrucción permitido por diseño la transferencia de calor es menor a la esperada y será necesaria la limpieza del equipo.

Caída de presión

1. Se obtienen los factores de fricción f ($\text{pie}^2/\text{plg}^2$) para cada uno de los Reynolds calculados en la evaluación de transferencia de calor. Y se procede como sigue

Lados de los tubos

2. Se calculan las caídas de presión por el flujo en las tuberías

$$\Delta P_t = \frac{f \cdot G_t^2 \cdot L \cdot n}{5.22 \cdot 10^{10} \cdot DI_t \cdot s \cdot \phi_t} \quad (33)$$

Donde:

f = factor de fricción ($\text{pie}^2/\text{plg}^2$)

3. Se obtienen las caídas de presión de retroceso, causadas por cambio de dirección del fluido en el cabezal flotante

$$\Delta P_r = \frac{4n}{s} \cdot \frac{V^2}{2g} \cdot \left(\frac{62.5}{144} \right) \quad (34)$$

Donde:

$\frac{V^2}{2g}$ = cabezal de velocidad para un fluido de gravedad específica 1 (pie)

s = Gravedad específica del fluido (adim)

n = Número de pasos en los tubos (adim)

4. Por último las caídas de presión en el lado de los tubos es la suma de las pérdidas por fricción y por retroceso

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r \quad (35)$$

5. Se determina el número de cruces del fluido a través del as de tubos debido a la influencia de los deflectores que será igual al entero superior de la siguiente expresión

$$N + 1 = \frac{12 L}{B} \quad (36)$$

6. Por último se calculan las pérdidas de presión en la carcasa a partir de la siguiente expresión

$$\Delta P_s = \frac{f \cdot G_s^2 \cdot DI_s \cdot (N + 1)}{5.22 \cdot 10^{10} \cdot D_e \cdot s \cdot \phi_s} \quad (37)$$

Las pérdidas de presión deberían ser menores a las estimadas en diseño. Es importante señalar que estas estimaciones para las caídas de presión no son exactas, sin embargo, dan una idea muy cercana del valor real.

Procedimiento usado para valuación de bombas centrífugas

En el caso de las bombas centrífugas primero se hizo una evaluación hidráulica del tramo de tubería que une los contenedores de agua (Tanque TK-133004 y fosas de las torres de enfriamiento CT-133001) con el fin de estimar la pérdidas de cabezal por fricción en cada tramo y, a partir de estos datos calcular el cabezal neto positivo de succión disponible (NPSH_D) actual, para ello se siguió el procedimiento de longitud equivalente descrito en el manual de procedimiento de ingeniería de PDVSA “Calculo Hidráulico de Tuberías”. Acto seguido, se calculó la potencia del motor, potencia de accionamiento y potencia hidráulica aportada por la bomba, así como la eficiencia y se comparó con los datos arrojados con las curvas características de las bombas para ese caudal, y con los datos de diseño. Después de hacer todos los cálculos correspondientes, y tabular los resultados, de manera similar a como se hizo con los datos de diseño, se realizó la comparación

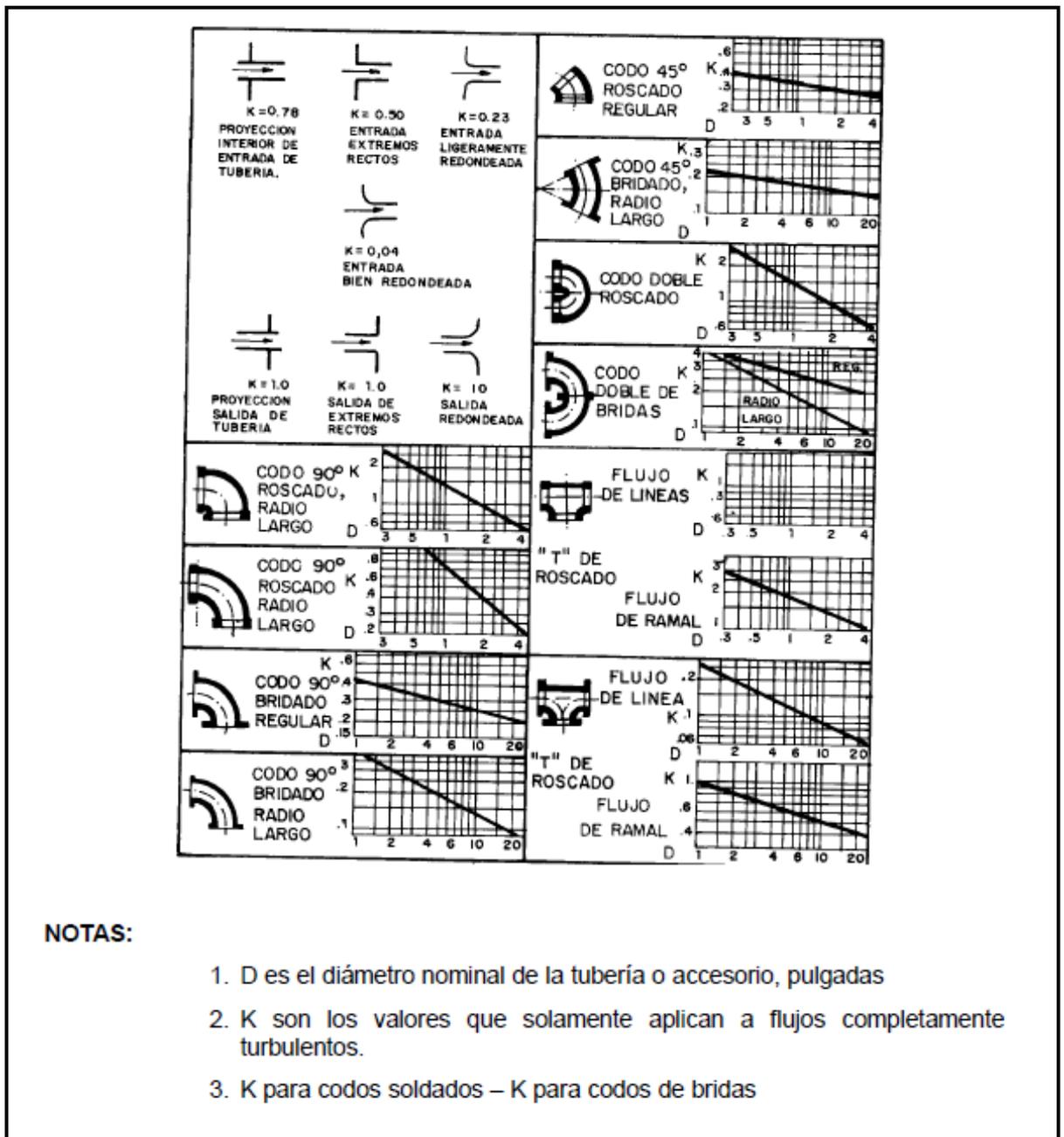
entre ambos. Luego se discutieron los resultados. A continuación se muestra el procedimiento usado para la evaluación de las bombas centrífugas

Cálculo del NPSH

Primero se debe conocer el cabezal hidráulico en la succión de las bombas, para estimarlo se asume que dicho cabezal será igual a la altura del nivel de fluido en el contenedor de succión (tanque TK-133004 y fosas de las torres de enfriamiento CT-133001) con respecto a las bombas, menos las pérdidas por fricción en el tramo de tubería que los comunica.

Para el cálculo de las pérdidas de cabezal hidráulico en tuberías se emplea el método de longitud de tubería equivalente descrito en el manual de procedimiento de ingeniería de PDVSA “Cálculo Hidráulico de Tuberías”, en el cual se establece que las pérdidas generadas por cada accesorio equivalen a una longitud de tubería recta del mismo diámetro, que se adicionan a la longitud de tubería recta total, con el fin de estimar las pérdidas totales asumiendo una tubería más larga pero sin accesorios.

Para la aplicación de este método, en primer lugar se obtienen los coeficientes de pérdidas por fricción “K” para cada accesorio de la tubería, desde las figuras mostradas en las figuras 17 y 18, y para las expansiones y reducciones de tuberías desde la figura 19, de acuerdo al diámetro y característica de cada accesorio.

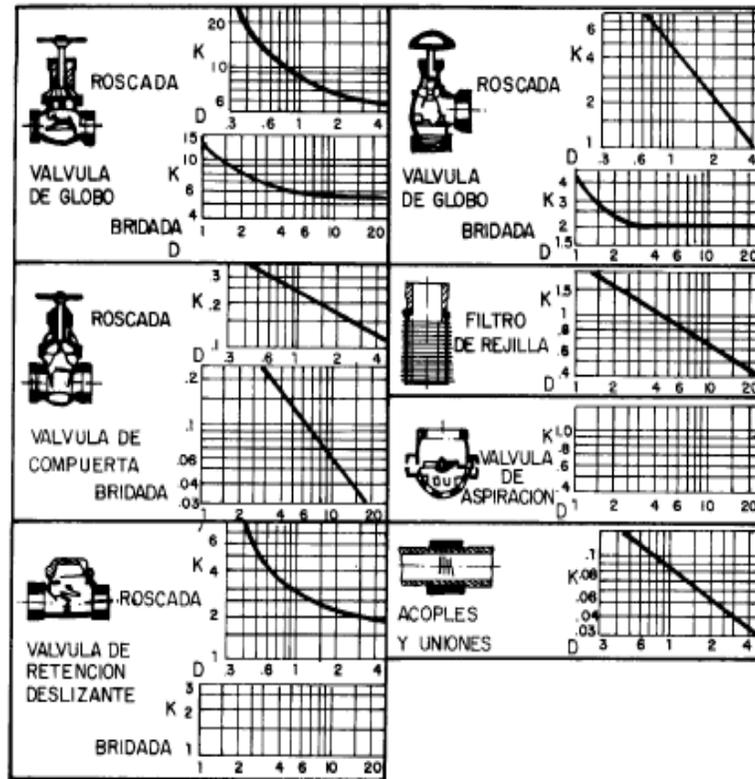


NOTAS:

1. D es el diámetro nominal de la tubería o accesorio, pulgadas
2. K son los valores que solamente aplican a flujos completamente turbulentos.
3. K para codos soldados – K para codos de bridas

Figura 17 Coeficiente de pérdida por fricción para accesorios regulares

Fuente: Manual PDVSA Cálculo hidráulico en tuberías



NOTAS:

1. D es el diámetro nominal de la válvula de acople, pulgadas.
2. Para velocidades por debajo de 15 pies/seg, las válvulas de retención y asperción serán parcialmente abiertas y exhibirán valores K mayores que los presentados en el gráfico.
3. Los valores K solamente aplican a flujos de completa turbulencia.

Figura 18 Coeficiente de pérdida por fricción para válvulas y acoples

Fuente: Manual PDVSA Cálculo hidráulico en tuberías

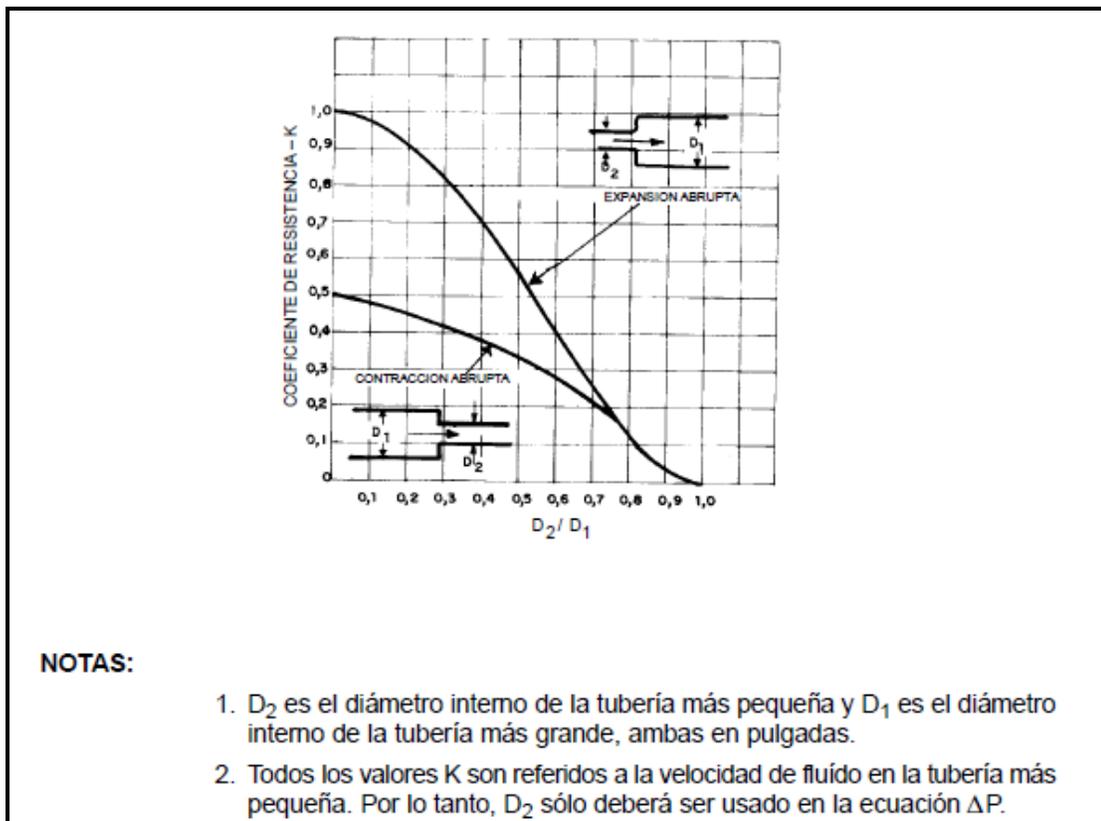


Figura 19 Coeficiente de pérdida por fricción para expansiones y contracciones

Fuente: Manual PDVSA Cálculo hidráulico en tuberías

Para cualquier accesorio, exceptuando las reducciones y expansiones, se calcula la longitud equivalente como sigue a continuación en la ecuación 38.

$$L_E = \frac{\sum K_i}{48 f} \quad (38)$$

Donde

K_i = coeficiente de perdidas por fricción para cada accesorio (adim)

f = factor de fricción de Fanning a las mismas condiciones de K (adim)

L_E = longitud equivalente (pie)

Se calcula el número de Reynolds por cualquier relación conocida, pero manteniendo siempre la consistencia con las unidades. Tal como se muestra a continuación.

$$R_e = 50.66 \frac{Q' \rho}{\mu D} \quad (39)$$

Donde

Q' = Flujo volumétrico (gal/min)

ρ = densidad (lb/pie³)

μ = viscosidad (cP)

D = diámetro de la tubería (plg)

Con la rugosidad relativa de la tubería, el número de Reynolds y con ayuda de una gráfica como la mostrada en el apéndice 04, se obtiene el factor de fricción de Fanning.

Luego se calcula la caída de presión en la tubería debido a la fricción.

$$\Delta P_{fric} = 0.0008646 \cdot \left(\frac{f L_E \bar{\rho} Q'^2}{D^5} \right) \quad (40)$$

Donde 0,0008646 es una constante de proporcionalidad correspondiente al uso de las unidades del sistema inglés:

ΔP = (lb-f/plg²) ρ = (lb-m/pie³) f = (adim)

Q'^2 = (gal/min) L_E = (pie) D = (plg)

Para las reducciones y expansiones, la ecuación usada para estimar la caída de presión por cada accesorio es la siguiente.

$$\Delta P = \left[\left(\frac{\rho V_2^2 - V_1^2}{2 g_c} \right) + K_c \left(\frac{\rho V_2^2}{2 g_c} \right) \right] \frac{1}{144} \quad (41)$$

Donde

V_1 = velocidad del fluido en la parte de mayor diámetro (pie/seg)

V_2 = velocidad del fluido en la parte de menor diámetro (pie/seg)

g_c = aceleración de gravedad (pie/seg²)

K_c = coeficiente de pérdida por fricción para reducciones o ampliaciones de tuberías (adim)

La caída de presión total en el tramo de tubería sería la suma de las pérdidas parciales obtenidas de las ecuaciones 40 y 41. Es común en hidráulica llevar estos valores a cabezal o altura e fluido, para ello se aplica la siguiente ecuación

$$H = 144 \cdot \frac{P}{\rho} \quad (42)$$

Donde

H = altura o cabezal de fluido (pie)

144 = constante de proporcionalidad

Teniendo la altura del nivel del fluido y las pérdidas en la tubería es posible calcular el NPSH_D

$$NPSH_D = \frac{144 \cdot (P_A - P_s)}{\rho} + H_s - H_{r-s} \quad (43)$$

Donde

NPSH_D = cabezal neto positivo de succión (pie)

P_A = Presión a la altura del nivel de líquido en el contenedor de succión (lb/plg²)

P_s = Presión de saturación a la temperatura de operación (lb/plg²)

H_s = diferencia de altura entre la bomba y el nivel de líquido en el contenedor (pie)

H_{r-s} = pérdida de cabezal por fricción (pie)

El NPSH requerido, cuando no está directamente identificado en las curvas características de la bomba, se obtiene mediante la siguiente ecuación.

$$NPSH_R = \sqrt[3]{\left(\frac{N \sqrt{Q'}}{N_{SS}}\right)^4} \quad (44)$$

Donde

N = velocidad de giro de la bomba (RPM)

N_{SS} = velocidad específica de giro, tomada de las especificaciones de la bomba (RPM)

Cabezal aportado por la bomba

En cada caso la potencia que otorga la bomba al fluido se mide en altura de fluido aportado o cabezal aportado y será igual a la diferencia de energía total del fluido en la succión y la descarga. La energía del fluido en la succión no es más que el cabezal hidráulico en la succión y ya se explicó cómo se obtiene, por lo tanto solo es necesario calcular la energía total en la descarga de la bomba y se hace como sigue:

$$H_D = \frac{144 \cdot P_D}{\rho} + \frac{V_D^2}{2 \cdot g_c} + h_D \quad (45)$$

Donde

H_D = es la energía en la descarga de la bomba (pie)

P_D = presión en la descarga de la bomba (lb/plg²)

V_D = velocidad en la descarga de la bomba (pie/seg)

h_D = diferencia de cota entre la bomba y la descarga (pie)

Finalmente:

$$H_B = H_D - H_S \quad (46)$$

Potencia y eficiencia de la bomba

La eficiencia de una bomba no es más que la relación entre la potencia que acciona la bomba y la cantidad de energía aportada meramente al fluido como energía hidráulica. Y la potencia de accionamiento, a su vez, es una parte de la potencia total aportada por el motor eléctrico.

La potencia del motor se puede calcular con la siguiente ecuación:

$$HP_M = \frac{2\pi \cdot N \cdot M}{60 \cdot 550} \quad (47)$$

Donde

HP_M = potencia del motor en HP

N = velocidad de giro (RPM)

M = torque o momento (lb-pie)

El torque y las revoluciones pueden ser medidos directamente en el eje del motor, sin embargo, si se tienen las curvas características del mismo se pueden estimar estos valores a partir del consumo de corriente en amperes. De ser este el caso se procede como se muestra en la figura del apéndice 05.

En la hoja de datos de la bomba también encontramos el factor de potencia, que es la proporción de la potencia del motor transformada en energía de accionamiento, por lo tanto la potencia de accionamiento se obtiene como sigue

$$HP_A = F_p \cdot HP_M \quad (48)$$

Donde

Fp = factor de potencia (adim)

HP_A = potencia de accionamiento en HP

La potencia hidráulica por su parte se obtiene a partir del cabezal hidráulico y el caudal manejado como sigue

$$HP_H = Q' \cdot \rho \cdot g_c \cdot H_B \quad (49)$$

Finalmente se calcula la eficiencia de la bomba:

$$\eta = \frac{HP_H}{HP_A}$$

Curvas características

El fabricante de la bomba garantiza que siempre y cuando cada uno de los componentes de la bomba, estén en buen estado, su comportamiento en función del caudal manejado estará representado por una serie de curvas en las que comúnmente se representan tres variables: cabezal aportado por la bomba, Potencia de accionamiento y eficiencia de la bomba (ver figuras 21 y 22). Con las gráficas solo es necesario conocer el caudal manejado por la bomba para conocer el resto de las variables, asumiendo que las condiciones de la bomba son óptimas.

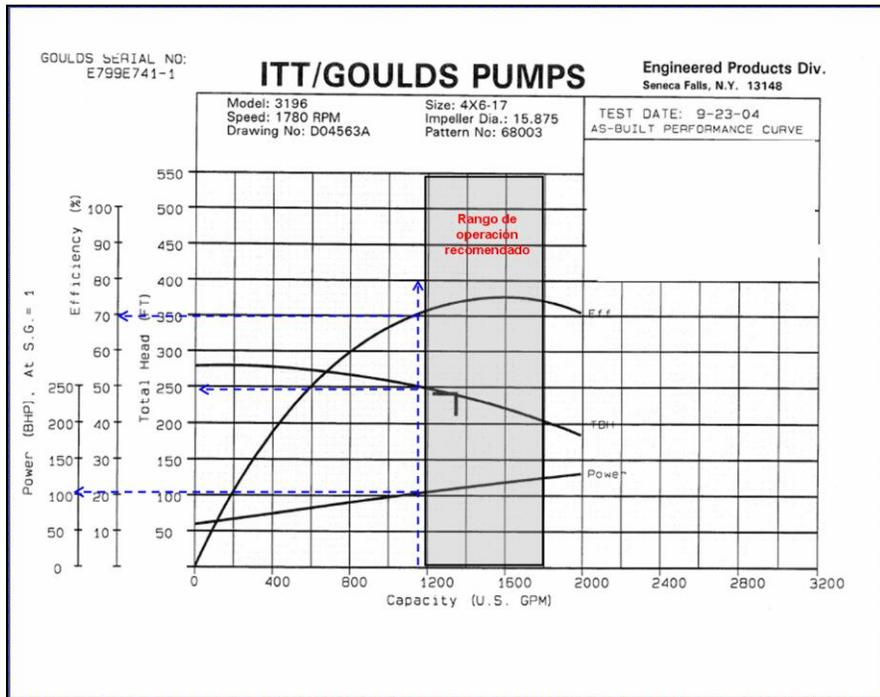


Figura 20 Curvas características de las bombas P-133001

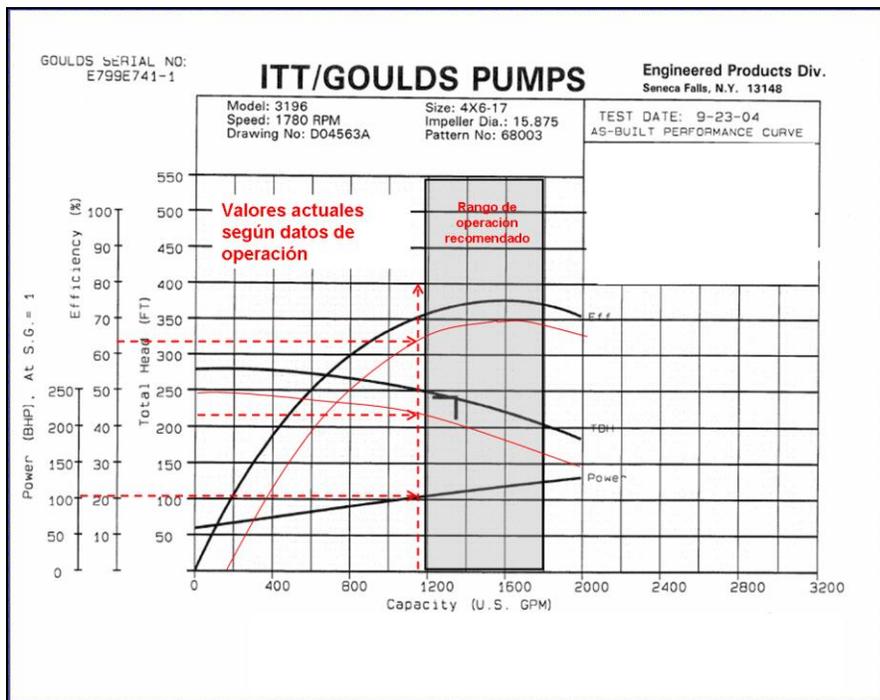


Figura 21 Desviación de curvas características de las bombas P-133001 acuerdo a los valores actuales

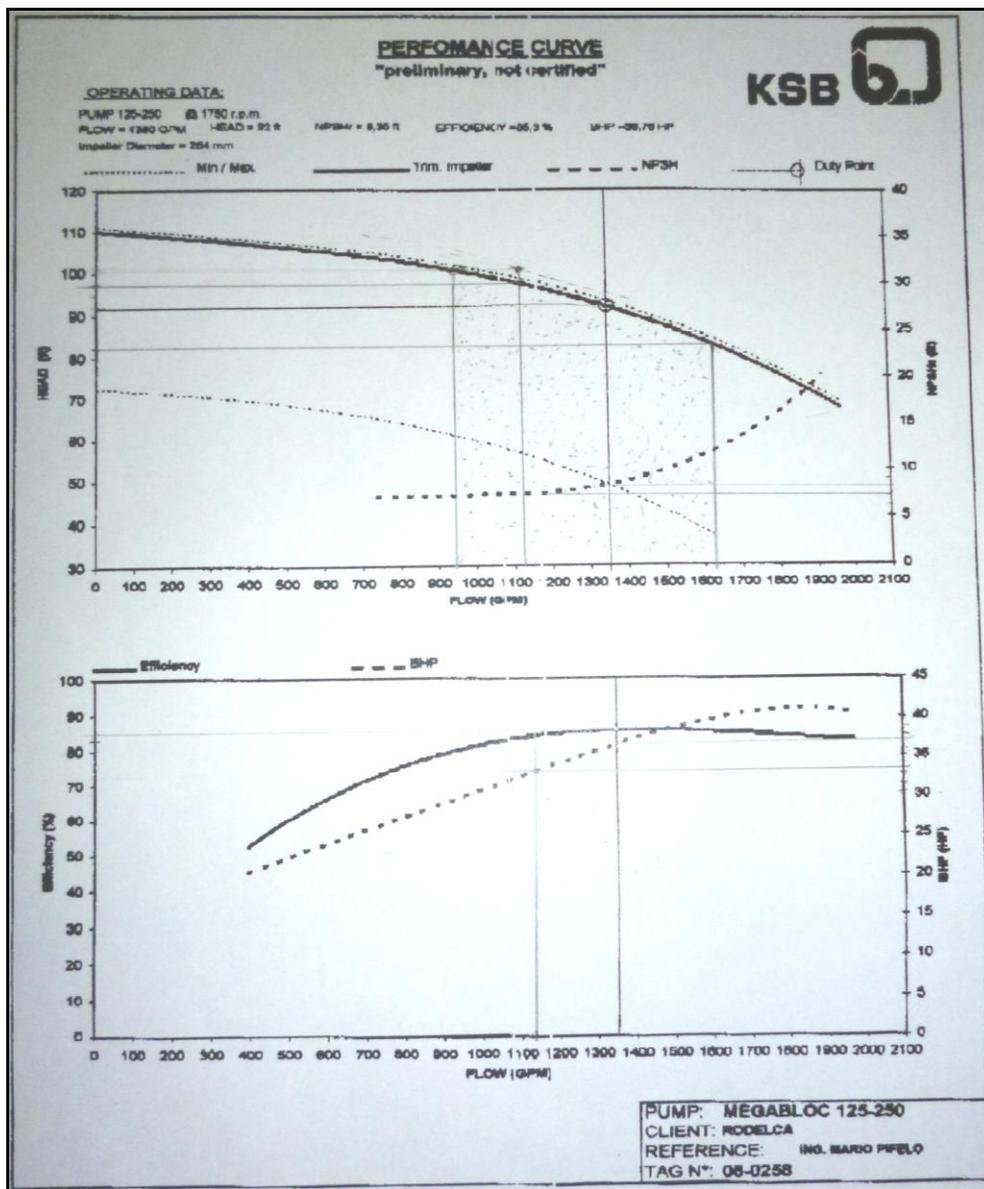


Figura 22 Curvas características de las bombas P-133001

Identificación de equipos críticos en el sistema

Habiendo comparado los resultados obtenidos, se pudo estimar cuáles eran los equipos que pudiesen ser considerados críticos en el sistema, es decir, aquellos que requieran de un seguimiento minucioso o un pronto mantenimiento, o si por el contrario no es necesaria la intervención.

Generación de una herramienta computacional de seguimiento de desempeño de los intercambiadores de calor

En paralelo se fue desarrollando una herramienta computacional, con el uso del lenguaje Visual Basic 6.0 para Microsoft Excel 97-2003, que permite la entrada de datos para la evaluación de intercambiadores de calor existentes, de una forma amigable para el usuario, y de igual manera posibilita la visualización de los resultados obtenidos. La aplicación consiste en un formulario de usuario con fichas interactivas para la entrada de datos y visualización de resultados de una hoja de Excel en la que previamente se programó el procedimiento para la evaluación de intercambiadores existentes. La hoja de cálculo está dividida en tres secciones: entrada de datos, sección de cálculo de variables y sección de hoja de salida. Esta última recopila los datos y los resultados relevantes y los presenta en una tabla organizada que podrá luego ser exportada a otro libro. La aplicación también cuenta con algunas rutinas de intersección de errores y muestra de mensajes de advertencia para minimizar la equivocación a la hora de introducir los datos. Otra característica que se introdujo fue la de cargar las propiedades físicas de los fluidos manejados en cada uno de los intercambiadores de calor de la planta para agilizar las evaluaciones futuras, reduciendo el número de ítems requeridos al usuario. Finalmente la aplicación permite guardar una copia de los resultados en un libro Excel nuevo para el cual se solicita un nombre y una dirección de archivo.

Balance de Materiales

Para la realización del balance de materiales se tomaron los volúmenes reportados al MEMPET durante el mes de agosto en el control diario y se tabularon para cada una de las corrientes que delimitan el volumen de control estipulado en un principio, que corresponde a la entrada de crudo diluido a la torre despojadora y la salida de nafta y crudo extrapesado de los intercambiadores de calor. Luego de acuerdo a la temperatura de cada una

de las corrientes en el lugar donde se mide el caudal volumétrico se calculó el caudal másico para cada caso y se hicieron las comparaciones.

CAPÍTULO IV

RESULTADOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

A continuación se muestran los resultados obtenidos en la realización del presente trabajo especial de grado.

RESULTADOS

Intercambiadores de calor

Todos los datos de temperatura y de caudales obtenidos para cada lado de los intercambiadores son mostrados en el apéndice 1.

Para la evaluación de los intercambiadores de calor se siguió el método Kern para intercambiadores de calor existentes. El objetivo es obtener el factor de resistencia al flujo o factor de película “Rd” actual de cada intercambiador y compararlo con el de diseño. Para ello se tomaron varios rangos de datos y con cada uno de ellos se estimó un coeficiente de película, éste, en teoría, debería ser el mismo para cada rango, sin embargo se recuerda que se está trabajando con estimaciones y modelos matemáticos aproximados que arrastran un error, por lo cual se espera que difieran entre sí. Y se tomó el valor promedio de los coeficientes de película calculados.

Para seleccionar los rangos de datos se tomó en cuenta el intercambio de calor entre ambos fluidos, que suponiendo un poder calorífico promedio, es dependiente sólo del cambio de temperatura de cualquiera de los dos fluidos. Por esta razón la selección se hizo partiendo de la variación de temperatura máxima, mínima, una cercana al promedio operacional y uno o dos valores más para hacer un poco más representativa la muestra. Dichos rangos se presentan a continuación en la tabla 4. Se muestran los datos para la menor diferencia de temperaturas, mayor diferencia, datos cercanos al promedio de diferencias de temperaturas o valores que se piensan son representativos y,

sombreado, aquellos datos que fueron evaluados y mostraron un resultado fuera de un intervalo coherente y por tanto fueron desestimados.

Tabla 4 Datos seleccionados para la evaluación de los intercambiadores de calor

E-131013						
	Lado tubo		Lado carcasa			
Fluido	Agua		Nafta			
Grupo de datos N°	Temperatura de entrada (°F)	Temperatura de salida (°F)	Temperatura de entrada (°F)	Temperatura de salida (°F)	Caudal Volumétrico (gal/min)	
1	92	110	226	163	392,64	
2	88	100	214	140	250,22	
3	87	101	212	142	256,15	
4	85	102	220	142	335,59	
5	87	102	220	150	307,93	
6	88	98	218	146	308,55	
E-131014						
	Lado tubo		Lado carcasa			
Fluido	Agua		Vapores de tope			
Grupo de datos N°	Temperatura de entrada (°F)	Temperatura de salida (°F)	Temperatura de entrada (°F)	Temperatura de salida (°F)	Caudal Volumétrico Nafta (gal/min)	Caudal Volumétrico agua (gal/min)
1	84	92	144	120	617,71	76,274
2	82	88	150	110	301,16	50,123
3	83	90	162	116	315,43	48,953
4	81	83	96	90	480,87	69,416
5	84	88	122	105	598,94	63,841

Para los cálculos se utilizó la aplicación de Excel preparada como parte de los objetivos de este trabajo especial. El desarrollo de dicha aplicación será descrito más adelante en este trabajo. Los resultados son mostrados a continuación en las tablas 5 y 6.

Tabla 5 Resultados Intercambiador de Calor E-131013

Variables y unidades	Grupos de datos						Promedio Actual	Diseño
	1	2	3	4	5	6		
Flujo másico Nafta (lb/hr)	143816	91650	93822	123000	112788	113000	111015	443807
Flujo másico Agua (lb/hr)	251281	277411	230311	277785	260118	267246	257273	609361
Calor intercambiado (Btu/hr)	4516798	3325898	3221456	4718370	3898136	4006184	3793694	6746592
Eficiencia	0,47	0,59	0,56	0,58	0,53	0,53	0,54	0,27
Coefficiente global de transferencia de calor limpio (Btu/h*pie2*°F)	178,54	145,12	143,59	166,49	158,88	158,61	156,95	338,55
Coefficiente global de transferencia de calor actual (Btu/h*pie2*°F)	83,41	71,41	68,64	96,26	75,33	76,72	75,10	124,83
Factor de ensuciamiento (h*pie2*°F/Btu)	0,0064	0,0071	0,0076	0,0044	0,0070	0,0067	0,0070	0,0051

Tabla 6 Resultados Intercambiador de Calor E-131014

Variables y unidades	Grupos de datos					Promedio Actual	Diseño
	1	2	3	4	5		
Flujo másico Nafta (lb/hr)	262253	134319	138913	209169	249234	215269	448425
Flujo másico Agua (lb/hr)	445861	505905	519606	343900	590884	514217	569879
Calor intercambiado (Btu/hr)	3565209	3034707	3635952	687791	2362745	2987554	5072727
Eficiencia	0,40	0,59	0,58	0,40	0,45	0,48	0,40
Coefficiente global de transferencia de calor limpio (Btu/h*pie2*°F)	139,18	101,67	103,90	118,92	139,38	126,75	186,00
Coefficiente global de transferencia de calor actual (Btu/h*pie2*°F)	73,50	64,02	65,60	56,72	78,46	72,00	130,04
Factor de ensuciamiento (h*pie2*°F/Btu)	0,0064	0,0058	0,0056	0,0092	0,0056	0,0059	0,0023

Lo primero que se puede observar en las tablas de resultados es que, durante los días en los que se tomaron los datos, los caudales no fueron constantes, esto no tendría que afectar en gran medida el cálculo del factor de obstrucción. Y así se evidencia para ambos casos en las tablas 5 y 6.

Se observa que la eficiencia actual es mayor en promedio que la eficiencia de diseño, y este resultado tiene sentido. La eficiencia de los intercambiadores de calor se calcula en base al calor intercambiado y el calor máximo que se puede intercambiar, y éste depende a su vez de los caudales y las temperaturas de entrada para dos fluidos determinados. Es decir, que para dos intercambiadores de calor idénticos, con los mismos fluidos, se pudieran obtener distintas eficiencias, variando el caudal de uno o ambas corrientes o su temperatura. Las condiciones de operación actuales demuestran ser un poco más eficientes que las de diseño, pero esto no quiere decir que son las condiciones óptimas.

Se observa en las tablas 5 y 6 que para cada intercambiador de calor hay por lo menos un resultado que se encuentra fuera de rango, es decir, un rango lógico y se decidió no tomarlo en cuenta para los análisis. La principal causa de este error puede ser, que las propiedades físicas de los fluidos fueron calculadas por medio de extrapolación (intercambiador de calor E-131014), ya que no se contaba con datos para esa temperatura promedio. También podría deberse, entre otras cosas, a errores de los instrumentos de medición de caudal. Se recuerda que los medidores de caudal son de placa orificio y que a altas temperaturas pudiese existir vapor en las corrientes alterando la medición.

Los resultados del coeficiente de película " R_d ", para los intercambiadores de calor E-131013 y E-131014 muestran una desviación estándar de 0,00045 y 0,00039 $h \cdot \text{pie}^2 \cdot ^\circ\text{F} / \text{Btu}$ respectivamente lo que representa un 6,5 y un 6,6% del valor promedio en cada caso, lo que demuestra que son resultados confiables y que esta desviación puede deberse a errores de apreciación, de truncamiento y errores intrínsecos de las correlaciones usadas. Se observa que en promedio ambos resultados de R_d se encuentran muy por encima de los valores máximos de diseño, es decir, existe una película aislante en la

superficie de intercambio de calor, mayor a la prevista inicialmente, lo que disminuye considerablemente el intercambio de calor.

A pesar de que el intercambio de calor está reducido considerablemente por ensuciamiento, la operatividad de los equipos no se considera altamente crítica, puesto que a las actuales condiciones se pueden mantener los requerimientos de temperatura y caudal del fluido caliente, sin necesidad de aumentar costos en consumo de agua, esto debido a que el sistema es un sistema cerrado y el caudal de agua recirculada actualmente es mayor al requerido en cada intercambiador de calor, es decir, la cantidad de agua no es limitante. Sin embargo, es recomendable tener en cuenta una limpieza de estos equipos, por lo menos, en una próxima parada de planta programada.

Bombas Centrífugas

Los datos recolectados para la evaluación de las bombas centrífugas que pertenecen al sistema de agua de enfriamiento corresponden a la lectura de presiones de los manómetros ubicados en la descarga de cada una de las que estaban en operación (se recuerda que los pares de bombas P133001A/B y P-133054A/B están dispuestas una en operación y la otra en espera, para cada par respectivamente). La toma de datos se hizo una vez por día durante diez días hábiles. Estos valores son mostrados a continuación en la tabla 7 junto a los caudales manejados por cada bomba.

Tabla 7 Datos operacionales de las bombas centrífugas

Datos de campo				
Fecha	Bombas P-133001		Bombas P-133054	
	Presión de descarga (lb/plg ²)	Caudal (gal/min)	Presión de descarga (lb/plg ²)	Caudal (gal/min)
30/08/2012	92	1152,5	41	1130,0
31/08/2012	92	1150,0	41	1127,5
03/09/2012	90	1150,1	41,5	1127,6
04/09/2012	92	1149,8	41	1127,3
05/09/2012	91	1147,8	41,5	1125,3
06/09/2012	92	1148,2	41,5	1125,7
10/09/2012	92	1147,1	41,5	1124,6
11/09/2012	92	1149,9	41,5	1127,4
12/09/2012	92	1149,4	41,5	1126,9
13/09/2012	92	1151,5	41,5	1129,0

El caudal manejado por las bombas P-133001 fue obtenido desde sala de control, a través del historial de caudales reportado por un sensor remoto desde el medidor de flujo de placa orificio 133FIC126, durante los días de recolección de datos. En el caso de las bombas P-133054 el caudal se estimó restando del caudal operado por las bombas P-133001 la cifra de 22,5 gpm, este valor corresponde a la cantidad de agua que se pierde por purga y por evaporación y arrastre, tal como se describió previamente en la sección de distribución y consumo de agua de enfriamiento.

Para poder hacer la evaluación hidráulica de cada bomba se decidió tomar los siguientes valores como datos de entrada:

- Caudal Bombas P-133001 1150 (gpm)
- Presión Descarga P-133001 92 (lb/plg²)
- Caudal Bombas P-133054 1127,5 (gpm)
- Presión Descarga P-133054 41,5 (lb/plg²)

Dichos valores corresponden a los valores medios de los datos de campo mostrados anteriormente en la tabla 7.

La evaluación comenzó con el cálculo del cabezal neto positivo de succión o NPSH por sus siglas en inglés “Net Positive Suction Head”, disponible y requerido. Los cálculos se hicieron de manera similar para ambas bombas.

En el caso del NPSH disponible se consideró adecuado calcularlo a partir de la diferencia de altura que tenga el contenedor desde el cual succione la bomba con respecto a ella, menos las pérdidas por fricción y accesorios en el tramo de tubería que los une. Para calcular las pérdidas por fricción de los accesorios se procedió por el método de longitud de tubería equivalente. Todos los datos usados para el cálculo de NPSH se presentan en el apéndice 02.

Luego se calcularon el resto de las variables usadas para la evaluación y se compararon tanto con los valores de diseño como con los valores arrojados por las gráficas de las curvas características de las bombas, esto con el fin de deducir, no sólo si las bombas están operando fuera del rango de diseño, sino también si las mismas cumplen con las condiciones operativas que indica el fabricante. Los resultados para cada bomba se muestran a continuación en la tabla 8.

Tabla 8 Resultados bombas centrífugas calculados, datos de curvas características y valores de diseño

Bombas P-133001			
Parámetro	Condición de diseño	Condición según curvas características al caudal actual	Condición actual real, partiendo de los datos de campo
Caudal (gal/min)	1345	1150	1150
Presión de succión (lb/plg ²)	-1,2	0,21	0,21
Presión de descarga (lb/plg ²)	103	92	92
NPSH _R (pie)	10,1	-	10,46
NPSH _D (pie)	30,0	-	32,88
Altura útil	241,1	255	214,98
Potencia Hidráulica (HP)	81,6	72,45	61,47
Potencia de accionamiento (HP)	110,3	105	96,23
Potencia del motor (HP)	150	142,8	130,87
Eficiencia (%)	74	69,0	63,88
Velocidad de giro (RPM)	1780	1780	1790
Bombas P-133054			
Parámetro	Condición de diseño	Condición según curvas características al caudal actual	Condición actual real, partiendo de los datos de campo
Caudal (gal/min)	1350	1127	1127,5
Presión de succión (lb/plg ²)	-	-0,40	-0,40
Presión de descarga (lb/plg ²)	-	41,00	41
NPSH _R (pie)	8,4	7,00	-
NPSH _D (pie)	30,0	-	31,47
Altura útil	92,0	97	99,85
Potencia Hidráulica (HP)	31,6	27,39	27,99
Potencia de accionamiento (HP)	36,8	33	34,00
Potencia del motor (HP)	40	40,00	40,00
Eficiencia (%)	86%	83	82,33
Velocidad de giro (RPM)	1750	-	1750

Según normas API 610 se establece a continuación en la tabla 9 el rango de operaciones en el cual puede trabajar una bomba centrífuga para garantizar el correcto funcionamiento y evitar la disminución de la vida útil de la misma, para lo cual se hace uso de las curvas características aportadas por el fabricante, reflejando el BEP (“best efficiency point”) o punto de mayor eficiencia, como se indica en la figura 7.

Tabla 9 Rango de operación de las bombas P-133001 y P-133054 calculado según norma API 610

Parámetro	P-133001	P-133054
BEP	75,00%	85,00%
Cabezal (pie) @ BEP	225	92
Potencia (HP) @ BEP	125	37
cabezal mayor permitido +10%	247,5	101,2
cabezal menor permitido -10%	202,5	82,8
Caudal mayor según curvas (gpm)	1800	1620
Caudal menor según curvas (gpm)	1200	950

En primer lugar se debe destacar que basado en la norma API 610 de octubre de 2004, las bombas P-133001 se encuentran operando a un caudal de 4,2% por debajo del rango recomendado, lo que con el tiempo va generando desgaste excesivo en el equipo.

Por su parte las bombas P-133054 operan a un caudal 18,6% por debajo del óptimo pero dentro del rango de operación recomendado.

Al tomar los datos de operación calculados de las bombas P-133001 y compararlos con los datos tomados de las curvas características mostrados en la tabla 8, se puede notar que el cabezal aportado es 3,3% menor al esperado y la eficiencia 0,4% menor a lo esperado. Por su parte la potencia de accionamiento, aunque baja, se puede asumir igual, debido a que ese valor fue tomado a partir de curvas del motor con una apreciación bastante amplia (mostradas en el apéndice 05). Esta desviación en los valores puede deberse a varios motivos, entre ellos: es probable que exista rugosidad en la superficie de la carcasa o del impulsor debido a corrosión o incrustaciones; también puede deberse a deterioro excesivo del impulsor o de rodamientos.

En el caso de las bombas P-133054 se observa que los valores calculados son similares a los esperados (desviaciones menores a 0,5%), de acuerdo a las curvas características de las bombas. Aunque se encuentran trabajando con un caudal por debajo del óptimo (lo que reduce su eficiencia) estas

bombas se encuentran en perfectas condiciones de acuerdo a lo recomendado por el fabricante, lo que se evidencia con la similitud de los resultados calculados con los datos operacionales actuales y los resultados obtenidos de las curvas características de la bomba. Es importante destacar que estas bombas se encuentran operando sin filtro en la succión, y, aunque esta condición no ha creado inconvenientes hasta ahora, personal de mantenimiento mecánico o de confiabilidad podrían evaluar esta situación.

Torres de enfriamiento CT-133001A/B

La evaluación de las torres de enfriamiento se basó en la revisión de las propiedades físicas del agua de enfriamiento recirculada y del agua de reposición, y en las dosificaciones realizadas en cada una de las piscinas de las torres. Los datos fueron tomados de los informes diarios enviados por el personal de procesos y de los informes de la empresa Nalco, durante un periodo aproximado de un mes, y son mostrados a continuación en las tablas 10, 11 Y 12.

Tabla 10 Propiedades fisicoquímicas del agua de reposición

Fecha	pH	Conductividad	Cloro Libre	Turbidez	Alcalinidad	Dureza Total	Hierro	Cloruros	Sílice
	adim	us/cm	ppm	NTU	ppm	ppm	ppm	ppm	ppm
24/10/12	7,43	265	0,05	1	78,4	90	0,16	11,2	3,9
26/10/12	7,72	252	0,02	1	94,9	100	0,1	10,3	4,1
29/10/12	7,68	264	0,03	1	94,9	100	0,1	16,9	4,5
31/10/12	7,57	153	0,04	2	99	100	0,12	14	5,1
02/11/12	7,78	277	0,02	2	103	100	0,1	15,9	5,6
05/11/12	7,78	277	0,02	2	103	100	0,1	15,9	5,6
07/11/12	7,67	286	0,02	1	99	110	0,08	12,5	4,3
09/11/12	7,62	299	0,02	1	96,7	110	0,09	18,7	4,8
12/11/12	7,66	290	0,05	2	96,7	90	0,1	17,8	4
16/11/12	7,74	271	0,02	2	101,9	100	0,1	21,6	4
19/11/12	7,66	251	0,02	1	96,7	100	0,12	15	5,1
21/11/12	7,7	253	0,02	1	107,3	100	0,1	15	5,1
23/11/12	7,6	165	0,01	1	100	120	0,08	8,9	12,1
26/11/12	7,6	269	0,01	1	103	90	0,1	6,1	7,6
28/11/12	7,84	263	0,01	1	115,5	110	0,1	9,4	7,4
30/11/12	7,64	265	0,01	1	119,6	100	0,06	8,5	4,9
Rango	7,4	240	0,3	<4	100	<175	<1	<40	<8,4
	8	460	1,2		136				

Tabla 11 Propiedades fisicoquímicas del agua de recirculación

Fecha	pH	Conductividad	Cloro Libre	Turbidez	Alcalinidad	Dureza Cálctica	Dureza Total	Hierro	Ortofofato Total	Polímetro Activo	Cloruros	Sílice	Conteo de Bacterias
	adim	us/cm	ppm	NTU	ppm	ppm	ppm	ppm	ppm	ppm	ppm	ppm	UFC
24/10/12	8,19	371	0,26	8	120	120	145	0,27	10,2	9,6	32,8	9,7	
26/10/12	8,4	386	0,47	10	122	120	140	0,2	8,6	8,4	32,5		160
29/10/12	8,43	407	0,38	8	118	120	140	0,23	7,6	7,8	42,2	10,1	
31/10/12	8,19	358	0,1	6	142	160	190	0,16	7,6	8,1	36,6	9,2	
02/11/12	8,37	406	0,09	9	130	140	160	0,12	6,1	8	36,6	90,2	
05/11/12	8,37	406	0,09	9	130	140	160	0,12	6,1	8	36,6	9,2	
07/11/12	8,25	428	0,1	9	127	145	160	0,1	7,1	8,5	38,3	10,2	
09/11/12	8,30	462	0,1	8	144	145	160	0,14	7,1	8,2	37,5	11,3	
12/11/12	8,26	469	0,26	0	124	140	160	0,12	5,9	8,2	37,5	11,3	
16/11/12	8,18	491	0,45	7	128	180	210	0,16	7,4	8,2	47,8	9,8	
19/11/12	8,23	467	0,33	6	128	160	190	0,19	7	8,6	45	9,1	
21/11/12	8,3	490	0,2	4	128	140	160	0,19	9,6	9	39,9	9,1	
23/11/12	8,39	301	0,2	5	132	145	168	0,25	7,7	9	33,8	12,1	
26/11/12	8,3	474	0,2	6	128	140	160	0,21	8,6	10,5	35,6	9,1	
28/11/12	8,18	492	0,24	13	130	160	192	0,18	10,1	11,2	41,3	10,8	
30/11/12	8,2	473	0,39	9	147	130	150	0,17	9,6	11,4	38,5	9,7	
Rango	7,8	<2000	0,2	<25	<350	<600	<750	<1	6	8	<200	<200	<10000
	8,2		0,6						10	12			

Tabla 12 Parámetros operacionales de las torres de enfriamiento CT-133001

Fecha	Agua de Reposición	Agua recirculación	Flujo Purga Total	Evaporación	Arrastre	Ciclos de Concentración	Temp. Entrada de la Torre	Temp. Salida de la Torre	Dif. De Temperatura
	gpm	gpm	gpm	gpm	gpm	adim	°F	°F	°F
24/10/12	84	1065	58	23	3,2	1	106	94	12
26/10/12	58	1066	36	19,2	3,2	2	105	95	10
29/10/12	69	1069	36	23,1	3,2	2	106	94	12
31/10/12	72	1071	45	23,1	3,2	2	106	94	12
02/11/12	80	1050	53	24,6	3,2	1	107	94	13
05/11/12	80	1050	53	24,6	3,2	1	107	94	13
07/11/12	72	1062	46	22,6	3,2	1	106	94	12
09/11/12	74	1066	46	24,9	3,2	1	107	94	13
12/11/12	73	1057	43	26,6	3,2	2	109	95	14
16/11/12	63	1071	33	27	3,2	2	109	95	14
19/11/12	62	1071	31	27	3,2	2	109	95	14
21/11/12	59	1071	29	27	3,2	2	109	95	14
23/11/12	63	1065	33	26,8	3,2	2	110	96	14
26/11/12	65	1060	35	26,7	3,2	2	108	94	14
28/11/12	61	1060	31	26,7	3,2	2	109	95	14
30/11/12	34	1060	17	13,4	3,2	2	96	89	7
Diseño	45	1202	18,8	22,5	3,76	2	112	90	22

Como son muchos los datos de composición fisicoquímica del agua, resultó conveniente la realización de gráficos para cada propiedad. En cada gráfico se pudo representar los valores obtenidos para cada propiedad durante el lapso de tiempo que duró la evaluación y se trazaron líneas que representan los valores de diseño esperados para dicha propiedad. Los gráficos se muestran a continuación en dos grupos: los del agua de recirculación y los del agua de reposición.

Grupo 1 agua de reposición:

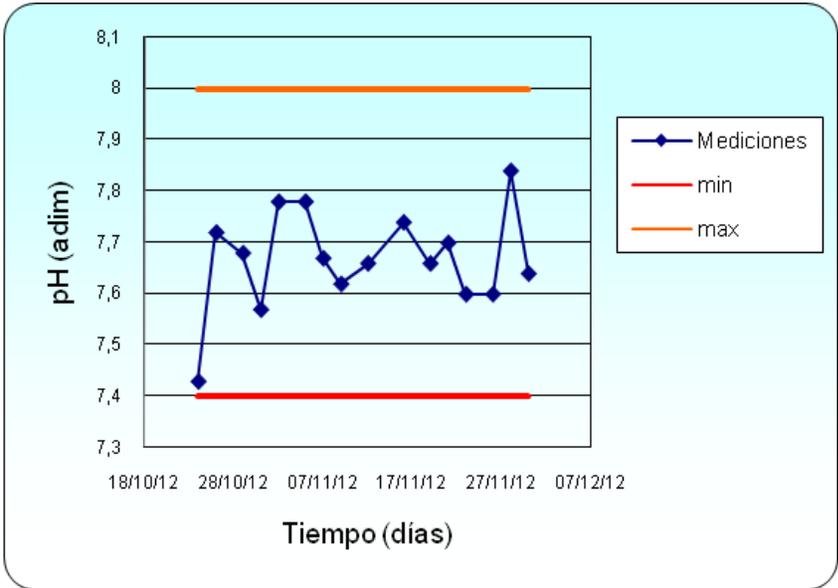


Gráfico 1 pH del agua de reposición

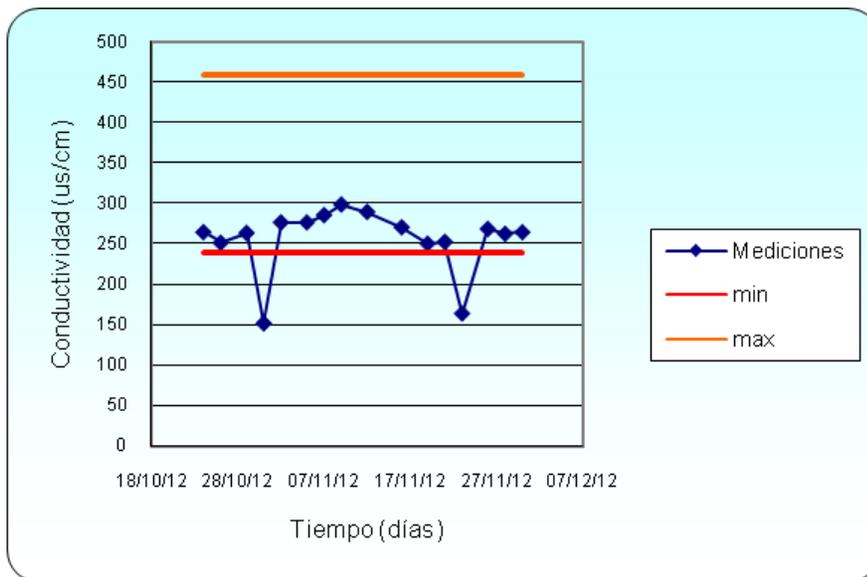


Gráfico 2 Conductividad del agua de reposición

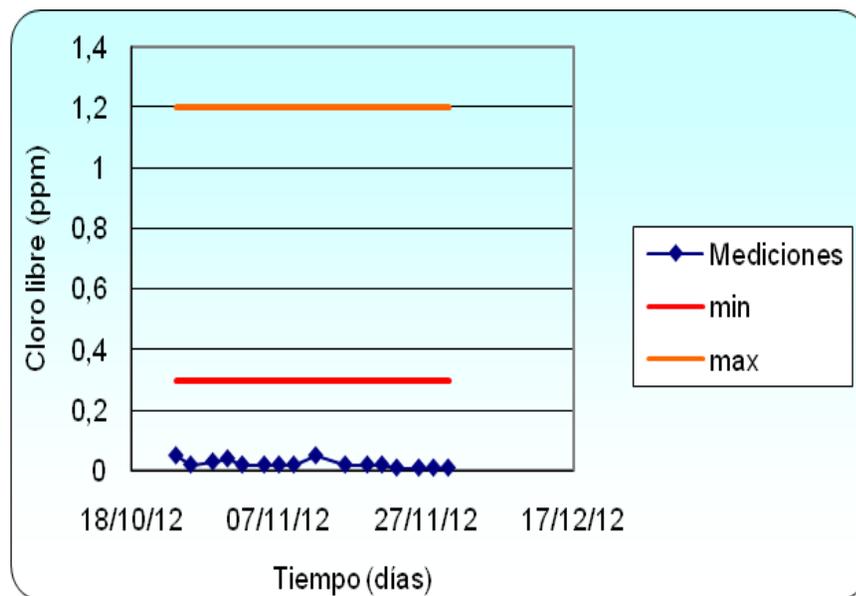


Gráfico 3 Cloro libre presente en el agua de reposición

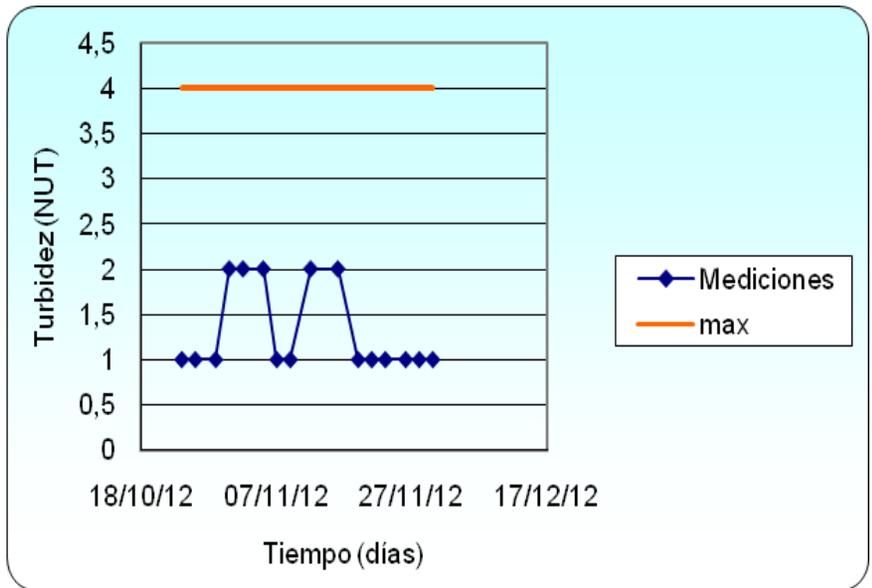


Gráfico 4 Turbidez del agua de reposición

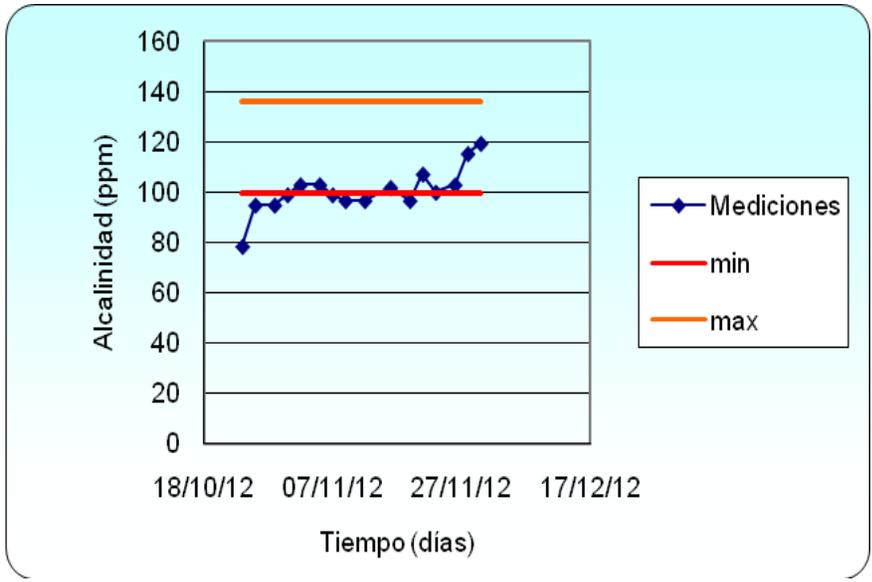


Gráfico 5 Alcalinidad del agua de reposición

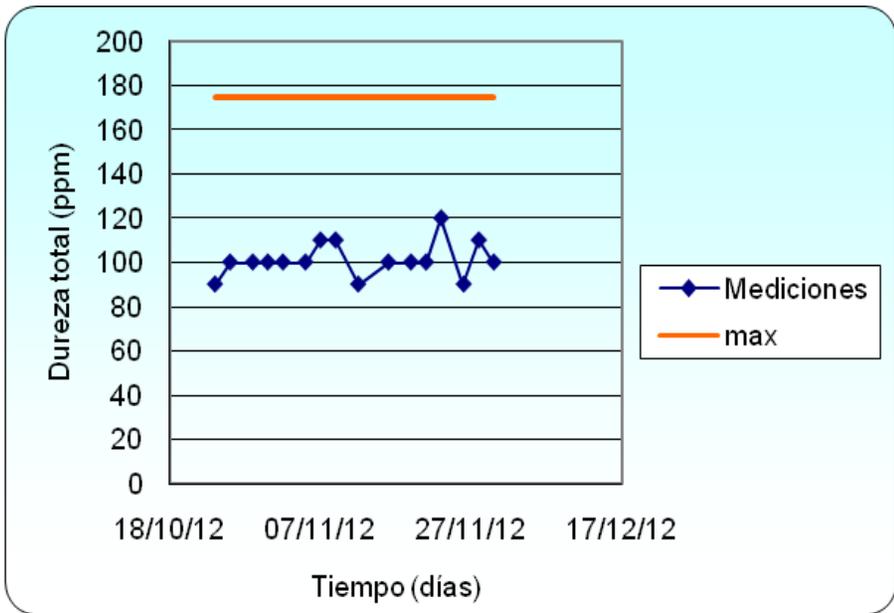


Gráfico 6 Dureza total presente en el agua de reposición

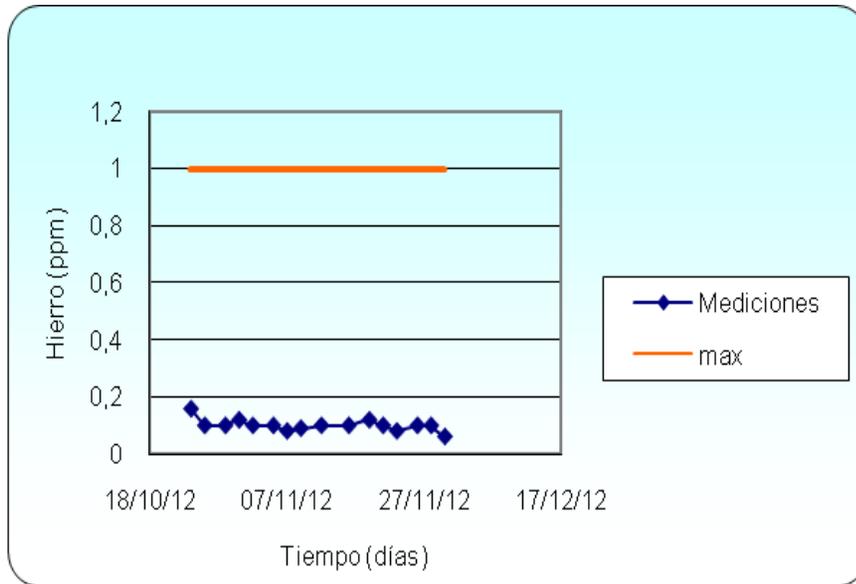


Gráfico 7 Hierro presente en el agua de reposición

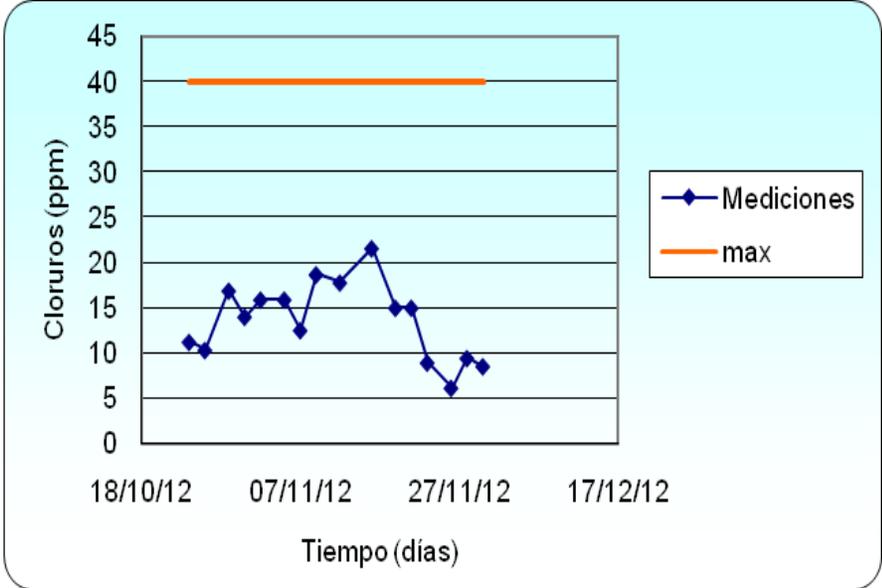


Gráfico 8 Cloruros presentes en el agua de reposición

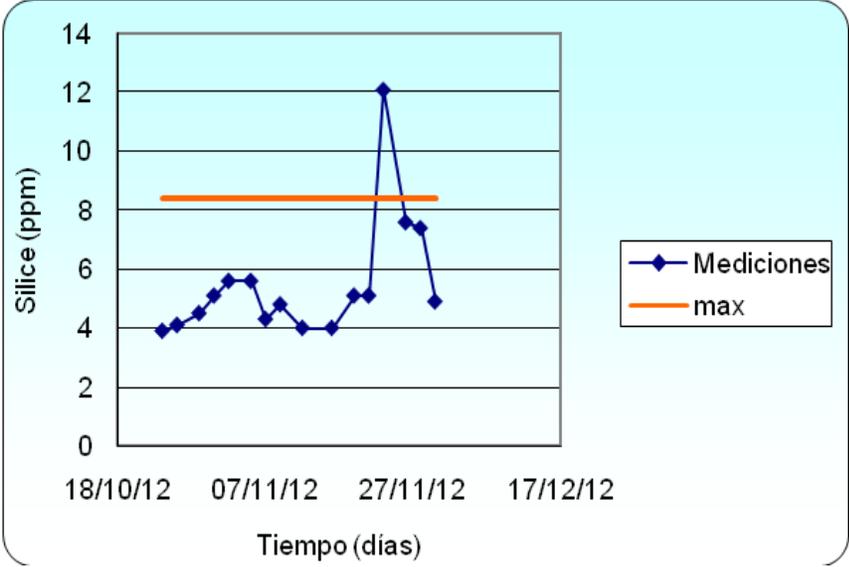


Gráfico 9 Sílice presente en el agua de reposición

La evaluación del agua de reposición (agua del condominio de Jose), se realiza con la finalidad de tener una idea del aumento o el mantenimiento del consumo de químicos dentro del sistema, cálculo de ciclos de concentración y ajustes del flujo de purga.

En esta corriente se puede observar que se cumple con las especificaciones previstas en el diseño de forma general. Salvo en los parámetros de contenido de cloro libre y alcalinidad.

El valor del cloro libre durante todo el periodo de recolección de datos se mostró por debajo del rango esperado, este parámetro es de vital importancia para evitar el crecimiento de bacterias en el agua, como es el caso de la *Legionella*, bacteria causante de la neumonía, y común en sistemas de enfriamiento. Esto implica un consumo mayor de químico para ajustar al rango requerido en el sistema.

Por su parte la alcalinidad ronda valores cercanos al límite inferior. Esta propiedad está relacionada con el contenido de carbonatos y bicarbonatos que son fuente importante de incrustaciones, a menor alcalinidad menor es el contenido de estos iones, sin embargo, valores muy bajos aumentan la corrosividad del agua. Esta variación requiere de un aumento en la dosificación de químicos, en especial de compuestos carbonatados.

Grupo 2 Agua de recirculación:

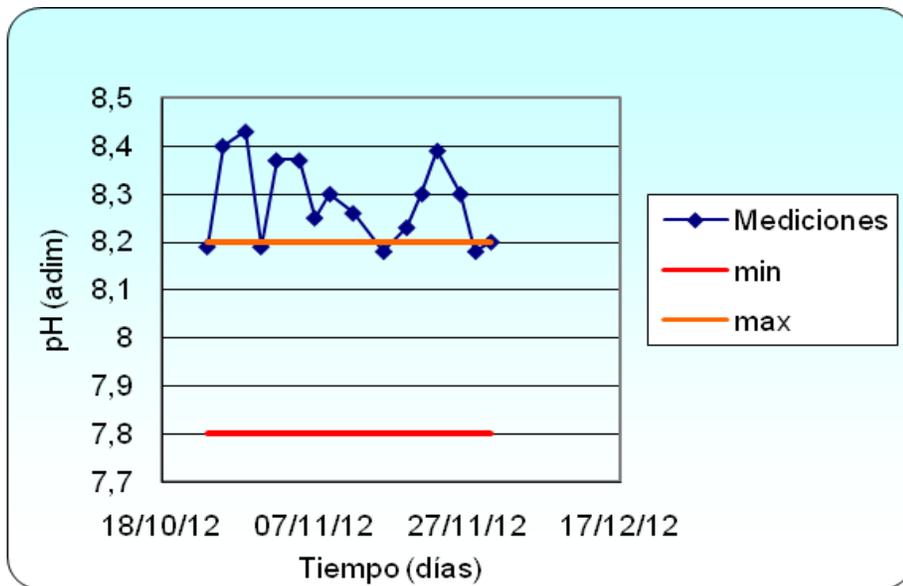


Gráfico 10 pH del agua de recirculación

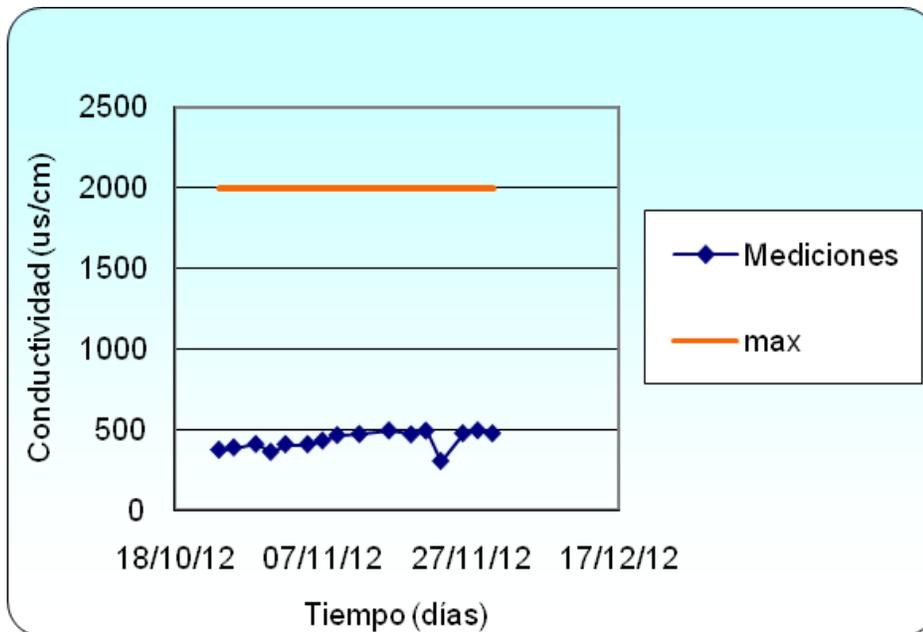


Gráfico 11 Conductividad del agua de recirculación

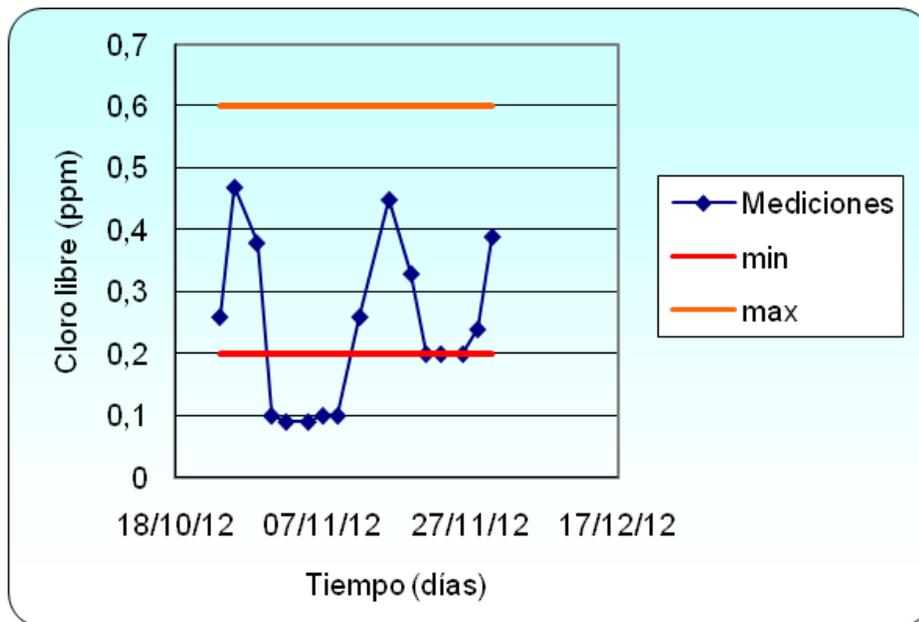


Gráfico 12 Cloro libre en el agua de recirculación



Gráfico 13 Turbidez en el agua de recirculación

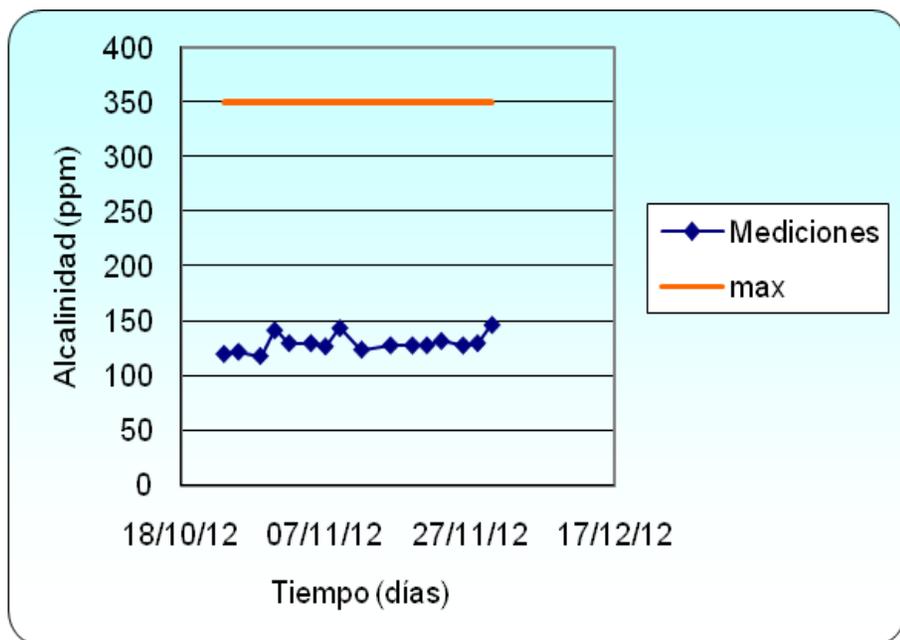


Gráfico 14 Alcalinidad del agua de recirculación

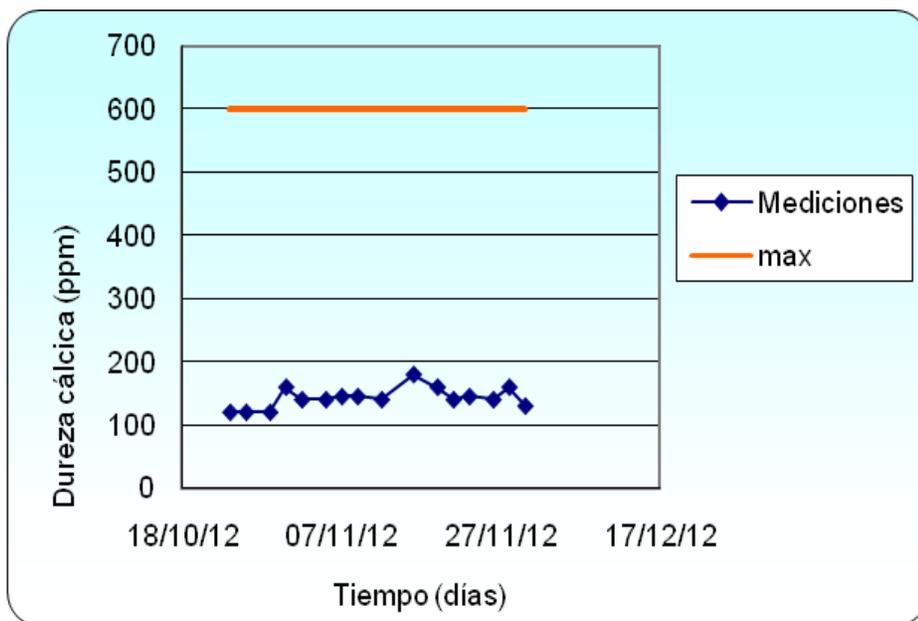


Gráfico 15 Dureza cálcica del agua de recirculación

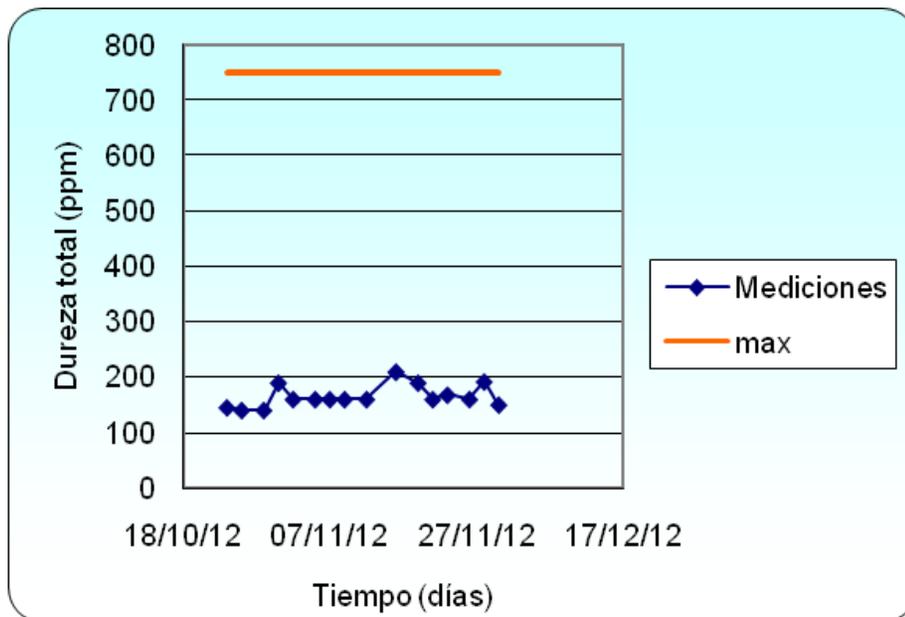


Gráfico 16 Dureza total del agua de recirculación

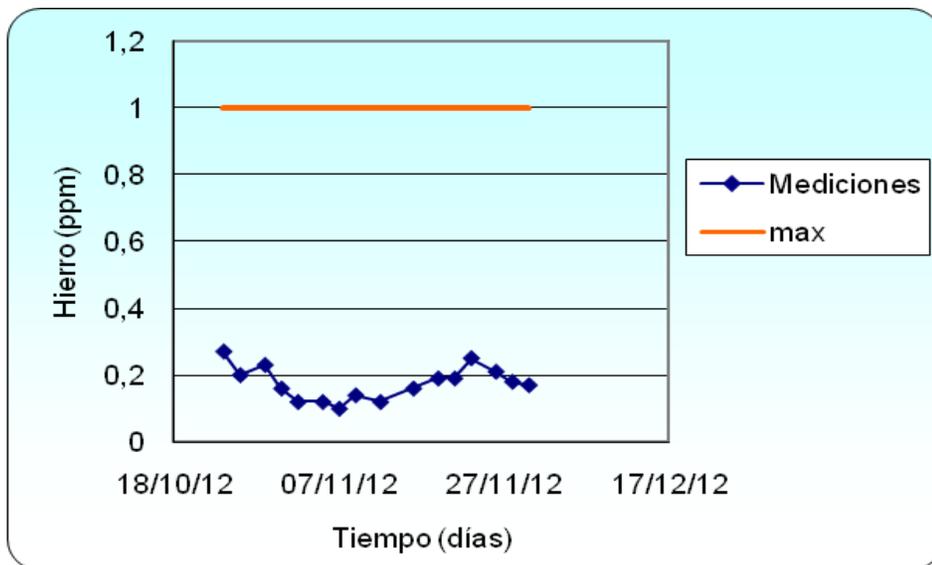


Gráfico 17 Hierro presente en el agua de recirculación



Gráfico 18 Ortofosfato total presente en el agua de recirculación

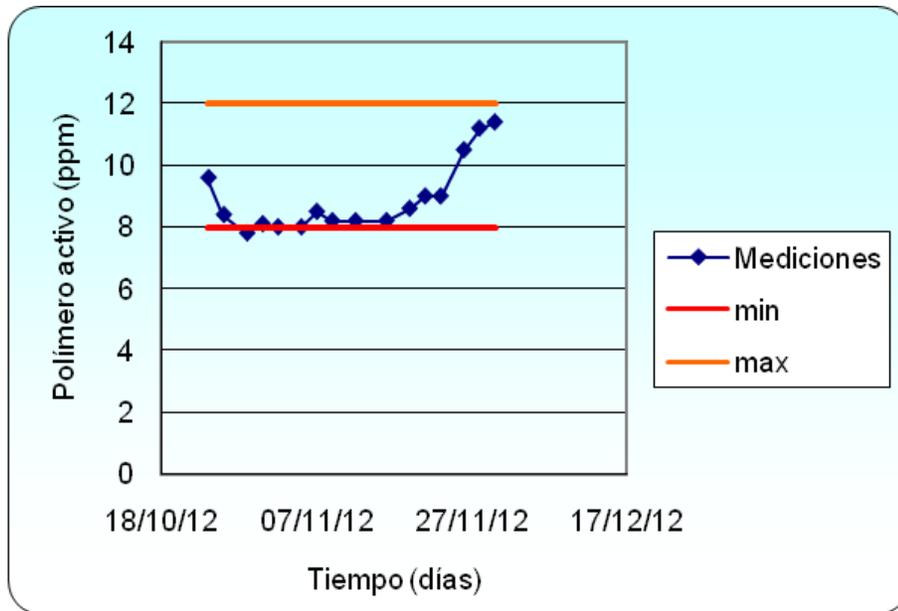


Gráfico 19 Polímero activo presente en el agua de recirculación

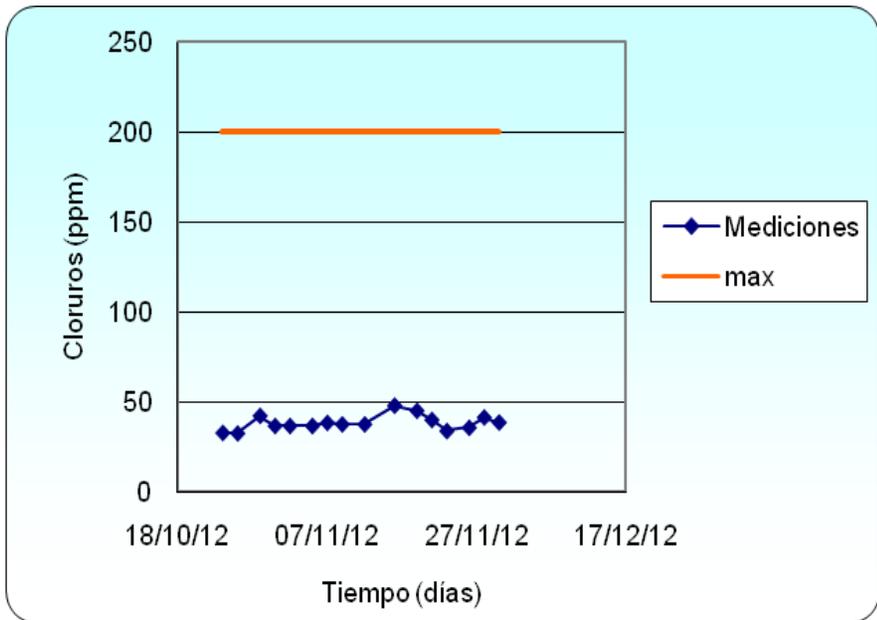


Gráfico 20 Cloruros presentes en el agua de recirculación

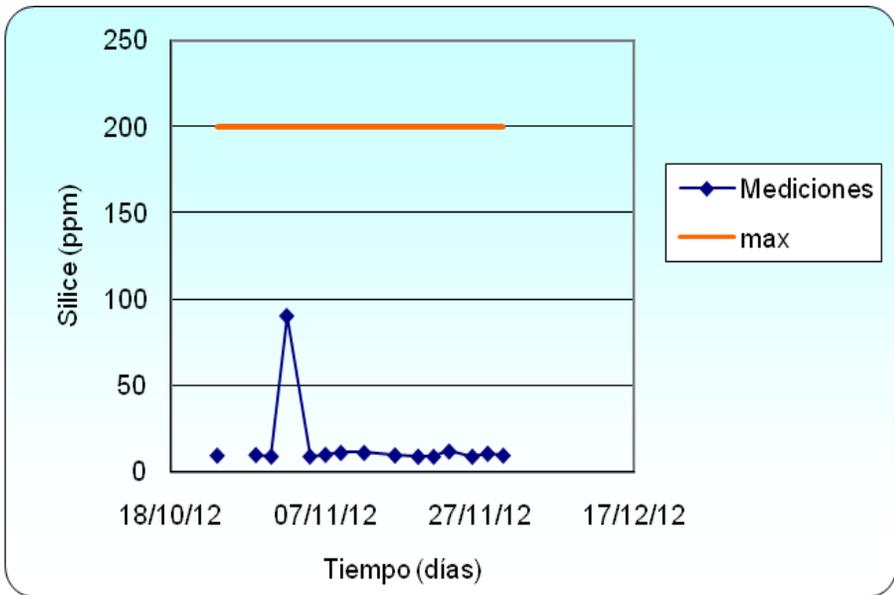


Gráfico 21 Sílice presente en el agua de recirculación

Según las gráficas se puede observar que la empresa Nalco encargada de la dotación y ajuste de químicos en el sistema, mantiene el mismo dentro de las especificaciones requeridas, haciendo ajustes oportunos en las dosificaciones de químicos. Actualmente el flujo de purga no se puede ajustar directamente puesto que el mismo se realiza indirectamente, como fue explicado con anterioridad en este capítulo. A pesar de esta limitante los parámetros operacionales no presentan variaciones significativas, salvo valores puntuales que son corregidos con prontitud.

El valor de pH se observa por encima del rango establecido en el diseño del sistema. Valores altos de esta propiedad están relacionados a incrustaciones, mientras que por el contrario si son bajos, aumenta la propiedad corrosiva del agua. Sin embargo, Nalco proporciona una mezcla patentada (3DT-187) que funciona como inhibidor de corrosión e incrustaciones para corrientes con concentraciones de calcio de entre 50 y 1000 ppm y pH por debajo de 8,7. Por otra parte, este valor de pH favorece el funcionamiento de los biocidas oxidantes (hipoclorito de sodio y bromuro de sodio) para el control microbiológico.

En la tabla 13 se muestra la dosificación de químicos proporcionados por la empresa Nalco durante el periodo de estudio.

Tabla 13 Dosificaciones de químicos

Fecha	3DT-187	N-7342	LA-3283V
	Dosis (ml/min)	Dosis (ml/min)	Dosis (ml/min)
24/10/12	6	3	24
26/10/12	8	3	24
29/10/12	10	3	24
31/10/12	10	3	24
02/11/12	10	3	24
05/11/12	10	3	24
07/11/12	12	3	24
09/11/12	12	3	24
12/11/12	14	3	24
16/11/12	12	3	24
19/11/12	12	3	24
21/11/12	12	3	24
23/11/12	10	3	25
26/11/12	12	3	26
28/11/12	12	3	26
30/11/12	12	3	26

Balance de materiales

El balance de materiales se hizo en el volumen de control delimitado por, la entrada de la torre despojadora T-131010 y la salida de los intercambiadores de calor. Para ello se usaron como datos los volúmenes de hidrocarburos reportados al MENPET durante el mes de agosto de 2012, y para conocer la relación de nafta y crudo extrapesado se tomaron los valores de nafta enviada a pozos y crudo diluido procesado en la estación de flujo (EF). Dichos valores a pesar de ser aproximados se mantienen constantes por lo menos durante todo el tiempo de estudio. En la tabla 14 se muestran los datos obtenidos de los reportes diarios de la EF en Morichal (resaltado el valor fuera del rango que no se estimó para el promedio).

Tabla 14 Relación entre Nafta enviada a mezcla y DCO procesado en la estación de flujo de Morichal

Día	relación másica dil/DCO
01/08/2012	0,202
02/08/2012	0,196
03/08/2012	0,200
04/08/2012	0,198
05/08/2012	0,184
06/08/2012	0,197
07/08/2012	0,197
08/08/2012	0,194
09/08/2012	0,198
10/08/2012	0,192
11/08/2012	0,192
12/08/2012	0,281
13/08/2012	0,191
14/08/2012	0,191
15/08/2012	0,194
16/08/2012	0,195
17/08/2012	0,195
18/08/2012	0,196
19/08/2012	0,192
20/08/2012	0,188
21/08/2012	0,195
22/08/2012	0,197
23/08/2012	0,193
24/08/2012	0,195
25/08/2012	0,198
26/08/2012	0,196
27/08/2012	0,192
28/08/2012	0,200
29/08/2012	0,199
30/08/2012	0,194
Promedio	0,195

Primero se hizo un balance general del crudo que entra a planta y el crudo que sale de la misma. En la tabla 15 se muestran las cifras enviadas durante el mes de agosto al MENPET.

Tabla 15 Volúmenes de hidrocarburo reportados al MENPET

Fecha	Alimentación a planta DCO (Bbl)	Diluyente recuperado en planta (Bbl)	XP producido (Bbl)
Total Agosto 2012	3.657.514	970.918	2.792.954
Promedio diario Agosto 2012	121.917	32.364	93.098

La premisa del balance de masas es que la suma de la nafta recuperada y el crudo XP debe ser igual al total de DCO que entra a planta, sin embargo es de recordar que en la industria es muy común trabajar con volúmenes, por lo que la evaluación se hizo para ambos casos (volúmenes y, dependiendo de la gravedad específica “GE” a la temperatura del fluido, se calculó la masa). Los resultados del balance son mostrados a continuación en las tablas 16 y 17.

Tabla 16 Balance volumétrico de hidrocarburo procesado en PMJ

Cantidad saliente		Cantidad Entrante	
Volumen de Nafta (Bbl)	970.918	Volumen de DCO (Bbl)	3.657.514
Volumen de XP (Bbl)	2.792.954		
Suma (Bbl)	3.763.872		3.657.514
Diferencia entre la entrada y la salida (Bbl)	106.358		
Porcentaje de diferencia	2,8%		

Tabla 17 Balance de masas de hidrocarburo procesado en PMJ

Cantidad Saliente		Cantidad Entrante	
Masa de Nafta (1000 Lb)	251831,8	Masa de DCO (1000 Lb)	1198654,5
Masa de XP (1000 Lb)	949580,9		
Suma (1000 Lb)	1201412,7		1198654,5
Diferencia entre la entrada y la salida (1000 Lb)	2758,15		
Porcentaje de diferencia	0,2%		

Como el objetivo principal de la planta es separar la nafta del crudo, y en el caso de estudio, los intercambiadores de calor trabajan con agua y nafta, se hará énfasis en el balance de nafta entre la alimentación y la recuperación. Se usó la relación obtenida con anterioridad, y mostrada en la tabla 14, para estimar la cantidad de diluyente que entra a planta mezclado con el crudo extrapesado y este valor se comparó con la masa de diluyente recuperado, calculada a partir del volumen recuperado y la GE del fluido a la temperatura respectiva. Estos valores se muestran en la tabla 18.

Tabla 18 Balance de masas de nafta procesada en PMJ

Balance de Nafta	
Entrada a Planta (1000 lb)	233,42
Salida de Planta(1000 lb)	251,83
Diferencia (1000 lb)	18,42
Porcentaje de diferencia	8%

Al hacer la comparación se observó una discrepancia en los volúmenes totales mensuales, en el mes de Agosto específicamente la diferencia es de 106 mil barriles aproximadamente, lo que representa el 2,8% de diferencia con respecto al DCO entrante, como se muestra en la tabla 16.

Para justificar esta diferencia se pensó en la influencia de la temperatura a la hora de medir el flujo volumétrico tanto en la entrada como en la salida de planta, considerando que la medición es volumétrica en todos los casos y no másica. Al introducir el valor de la gravedad específica o de volumen específico de los fluidos (mezclados y puros) se puede hacer un conteo másico, que sí representa un parámetro independiente, por lo cual permite hacer un balance real. Entonces, se procedió a investigar las temperaturas en las cuales se hacían cada una de las mediciones y de acuerdo a hojas de datos de intercambiadores de calor o de otros equipos se tomaron las propiedades físicas de los fluidos involucrados, y a continuación se hizo el balance de masas (mostrado en la tabla 17), dando como resultado en esta

ocasión una diferencia de casi 20.000.000 de libras masas que representan el 0,2% de la suma de la masa de nafta y XP.

Asumiendo que la diferencia real en porcentaje entre las mediciones de los fluidos entrantes y los salientes es la que se representa por medio del balance másico, es decir, menor al 1%, y considerando que los medidores de flujo a la entrada son de tipo placa orificio y los de salida son de tipo coriolis, se estima que dicho error provenga precisamente de la desviación en precisión o la falta de calibración de los instrumentos.

Por su parte la nafta que entra como diluyente a planta es 233416 MLb y la que se está midiendo a la salida como nafta recuperada es 251832 MLb que representa 8% adicional de la nafta que entra a planta, observado en la tabla 18.

Para explicar este exceso de nafta recuperada se puede inferir que se están arrastrando componentes livianos del XP, sin embargo la gravedad API del mismo se mantuvo alta durante el mes de agosto, lo que indica que por el contrario podría tener componentes livianos, pertenecientes a la nafta, que no se están recuperando. Esta afirmación hace pensar que en realidad existe un problema con la calibración de los instrumentos de medición de caudal en la planta, y sería conveniente una pronta revisión.

Aplicación para la evaluación de intercambiadores de calor existentes

Con el fin de facilitar los cálculos para evaluaciones futuras de los intercambiadores de calor, fue requerida la creación de una herramienta computacional que, de forma sencilla permita al usuario introducir datos de temperatura, propiedades de los fluidos y características del intercambiador de calor.

La aplicación fue desarrollada en lenguaje Visual Basic 6.0 para aplicaciones de Excel y consiste en un formulario de usuario que se “autocarga” al

momento de abrir el libro programado. En dicho formulario se solicitan de forma amigable, todos los datos requeridos para realizar los cálculos, previamente programados en una hoja de cálculo del libro en cuestión mediante funciones de Excel. En el diseño del formulario se buscó que el usuario pudiera visualizar paso a paso cuáles datos debe incluir para la evaluación, disminuyendo la posibilidad de cometer errores en esta acción. También se busca evitar que el usuario, sin querer, altere alguna de las ecuaciones programadas en la hoja de cálculo.

La herramienta computacional consta de tres fichas: a) Datos de los fluidos, b) Propiedades físicas de los fluidos y c) Resultados. En la figura 23 se ven dos capturas de pantalla de las dos primeras fichas del formulario. En ellas se pueden distinguir cajas de texto, que permiten la entrada de datos únicamente numéricos e identificados con las variables y unidades asociadas a dichas cajas. Los datos están organizados de acuerdo a su aparición en los cálculos según el método kern y se solicitan al usuario datos operacionales, propiedades de los fluidos y características del intercambiador de calor.

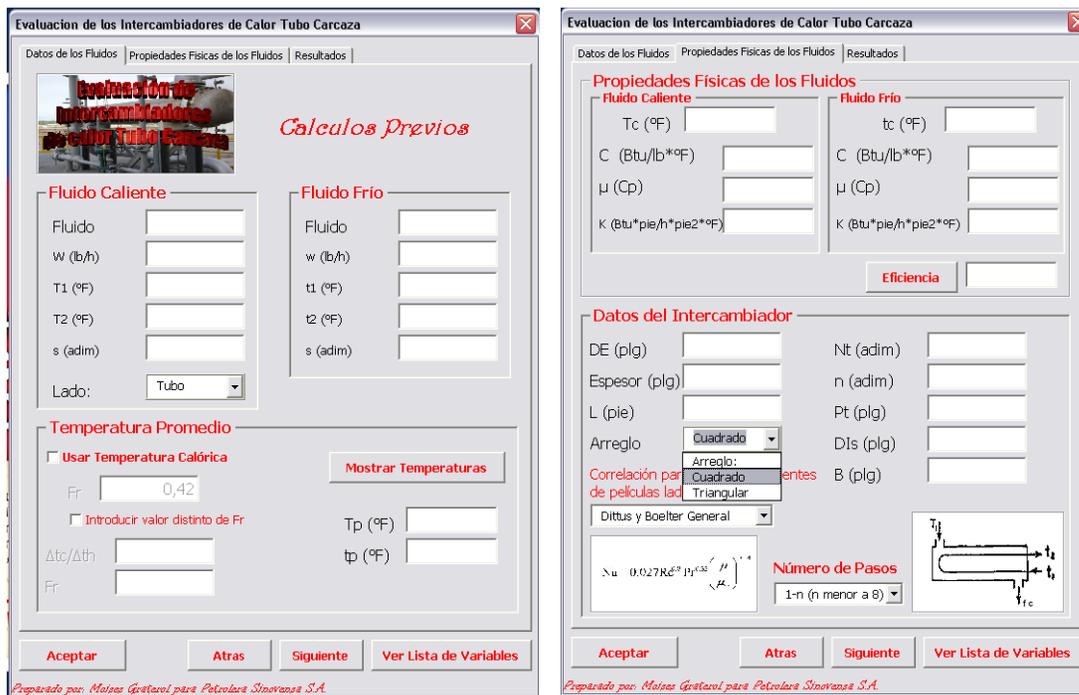


Figura 23 Captura de pantalla de la herramienta computacional preparada

El usuario puede introducir los valores numéricos dentro de las cajas de texto identificadas para cada propiedad. Se elaboró una rutina que impide la entrada de caracteres no numéricos, exceptuando las letras “e” y “E”, usadas para notación científica; el símbolo “+” y la coma “,”. Se incorporaron también controles del tipo listas y “check box” que facilitan la selección de propiedades cuando las opciones son limitadas. Una vez que el usuario ha introducido los datos requeridos puede interactuar con el programa por medio de una serie de botones de comando bien identificados.

Si el usuario ha dejado de introducir un valor que es necesario para realizar los cálculos el programa, rechaza la acción y devuelve una notificación de error (figura 24), para que se rectifiquen los datos introducidos.

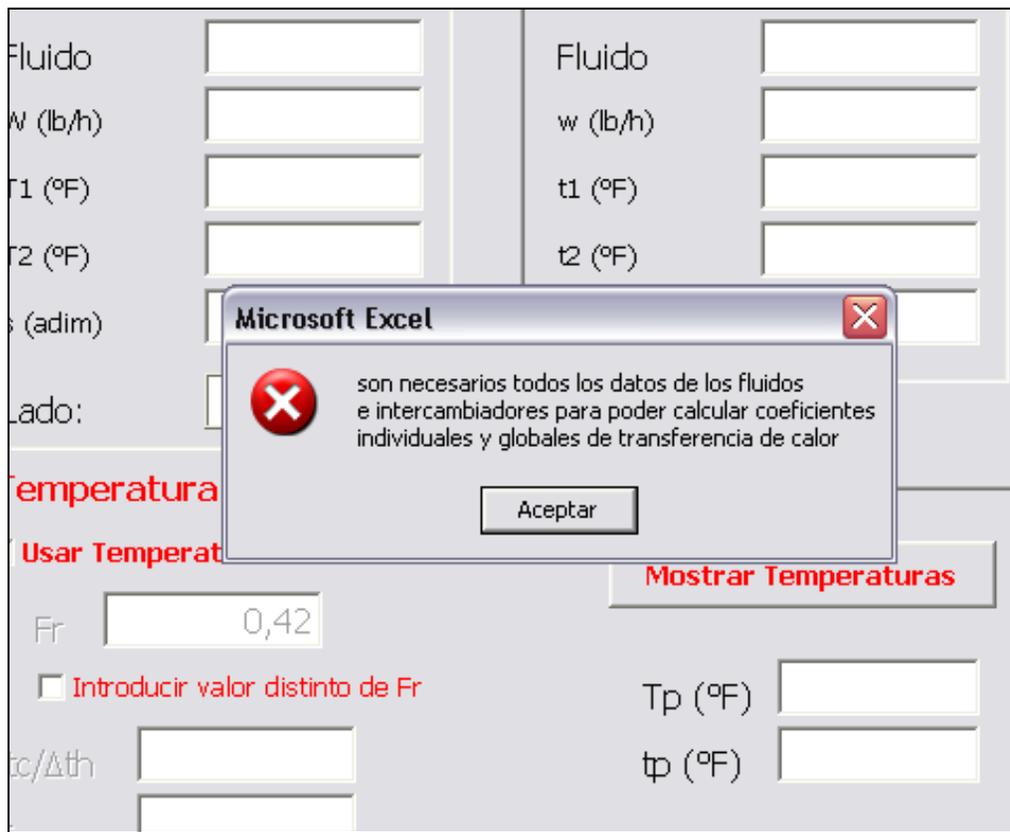


Figura 24 Rutina de notificación de errores

Para el cálculo de coeficientes individuales de transferencia de calor existen muchas correlaciones desarrolladas previamente por varios autores, las más usadas se cargaron a la hoja de cálculo preparada y se listaron en el formulario (figura 25) para que el usuario la seleccione a su conveniencia. El rango de aplicabilidad de cada una de ellas se puede visualizar en un documento adicional, con el que deberá contar el usuario al momento de elegir. Se carga automáticamente la correlación con mayor rango de aplicabilidad (Dittus y Boelter general).



Figura 25 Lista de correlaciones usadas en la aplicación para calcular coeficientes individuales de transferencia de calor

La aplicación cuenta también con una lista de las variables usadas. En el caso de que el usuario tenga alguna duda del significado de las abreviaciones, sólo deberá hacer clic en el botón “Mostrar Lista de Variables” y si lo desea podrá luego ocultarla haciendo clic en el mismo sitio (la etiqueta del botón cambia a “ocultar” cuando la lista esta activa) como se muestra en la figura 26.

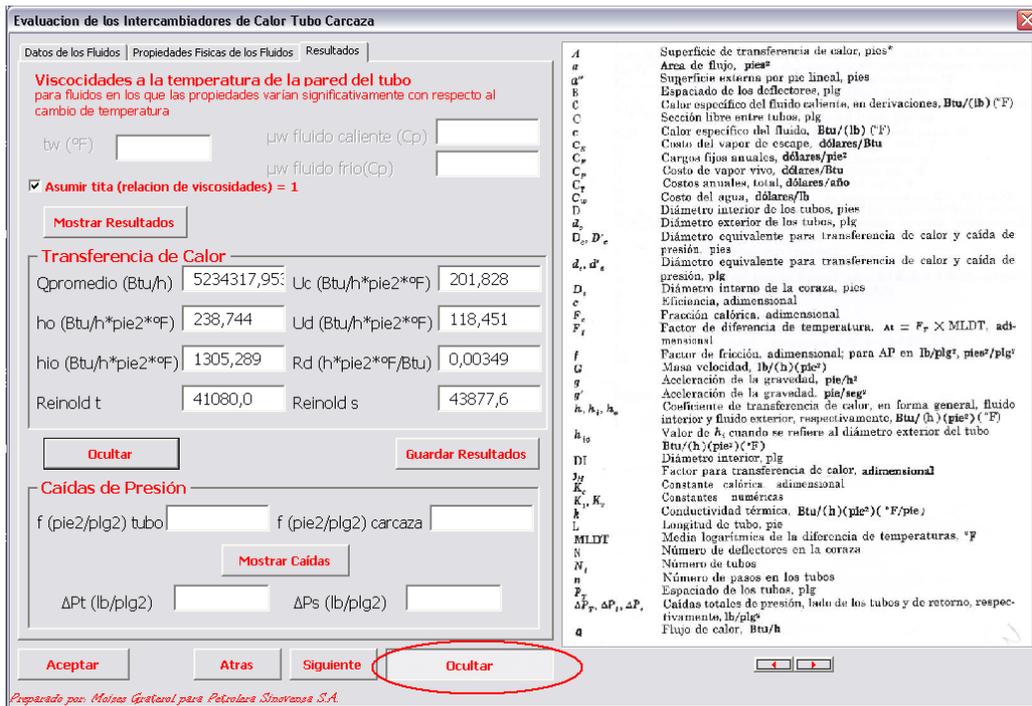


Figura 26 lista de variables usadas en la aplicación

Una vez que el usuario ha introducido los datos necesarios, y al hacer clic en el botón “Aceptar” se activa la pestaña de resultados, en la que se solicita la información de la relación de viscosidades, donde por conveniencia el usuario puede seleccionar usar la unidad (en casos de cálculos rápidos, donde no se requiere tanta precisión). Por último al hacer “clic” en mostrar resultados, se muestran los parámetros más relevantes en la evaluación de los intercambiadores de calor, y se activa la opción de hacer la evaluación de caídas de presión. Para este último paso se necesita el factor de fricción de Fanning para cada lado del intercambiador y a las condiciones de la evaluación. Es necesario introducir este valor manualmente ya que no se encontró ninguna correlación que simulara el comportamiento del diagrama de Moody.

Una vez que el usuario ha revisado los valores introducidos y ha quedado conforme con los cálculos, tiene la opción de guardar los resultados en un

libro nuevo de Excel, el cual se crea automáticamente y se solicita una ubicación de archivo y un nombre, como se muestra en la figura 27.

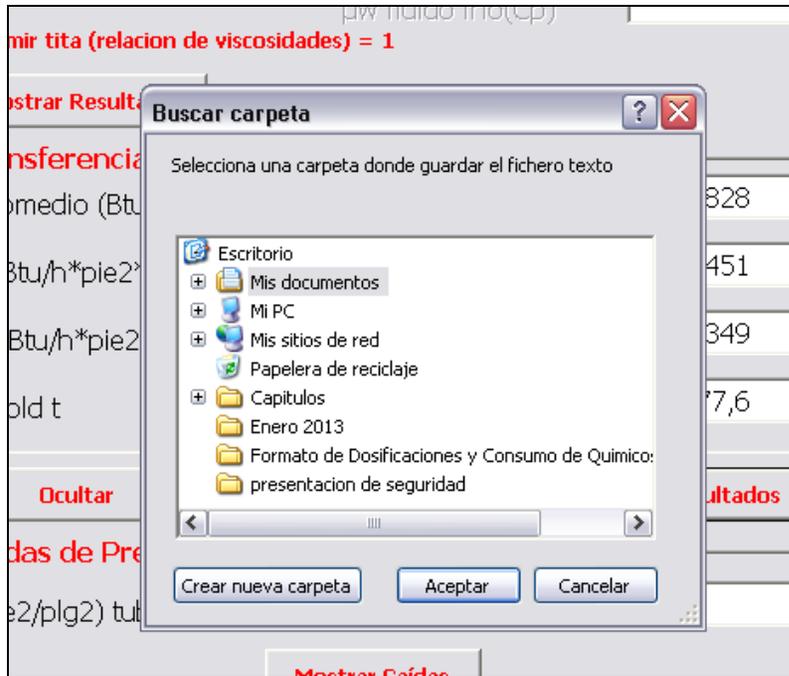


Figura 27 Solicitud de una ruta para guardar los resultados

Por otra parte, como la intención de crear la aplicación era agilizar las evaluaciones futuras de los intercambiadores de calor existentes en las instalaciones de la empresa, se desarrolló una variante de la aplicación en la que sólo se requieren los datos de caudal y temperaturas de operación para un intercambiador de calor en específico (ver figura 28). El usuario tiene que seleccionar el intercambiador de calor a evaluar, se abrirá un formulario en el que solo se deben introducir los datos mencionados, y, al hacer clic en “Cargar Datos” se cargan automáticamente todas las propiedades de los fluidos y el equipo, esto ahorra una cantidad de tiempo considerable en la evaluación.

Evaluación de los Intercambiadores de Calor Tubo Carcaza E-131013

Datos de los Fluidos | Propiedades Físicas de los Fluidos

Evaluación de Intercambiadores de Calor Tubo Carcaza

Calculos Previos Intercambiador E-131013

Diluyente

w (lb/h) 448425

T1 (°F) 140

T2 (°F) 120

s (adim) 0,8006656

Lado: Carcaza

Agua de Procesos

w (lb/h) 10000

t1 (°F) 90

t2 (°F) 98,91

s (adim) 0,995177339

Mostrar Propiedades Físicas

Temperatura Promedio

Usar Temperatura Calórica

Fr 0,42

Introducir valor distinto de Fr

$\Delta t_c / \Delta t_h$

Fr

T_p (°F) 128,4

t_p (°F) 93,7422015

Aceptar **Ver Lista de Variables**

Preparado por: Moises Graterol para Petrolera Sinovensa S.A.

Figura 28 Aplicación para la evaluación del intercambiador de calor E-133013

Para poder cargar los datos automáticamente fue necesario programar unas ecuaciones que simulen el comportamiento de cada una de las propiedades de los fluidos que dependen de la temperatura. Para tal fin se recolectaron todos los valores presentes en las hojas de datos (“datasheets”) de todos los intercambiadores de calor y para cada temperatura, esto con el objetivo de

crear una tabla para cada propiedad en función de la temperatura. Luego se graficaron estas relaciones y se obtuvieron varias líneas de tendencia de las curvas por medio del método de mínimos cuadrados, utilizando el programa Microsoft Excel 2003 para ello. Finalmente se seleccionó la curva que mejor se ajustara a los datos (en algunos casos fue necesario dividir la curva en segmentos, para tener una mejor aproximación). Una vez se estuvo conforme con las aproximaciones se le solicitó al programa la ecuación de la línea de tendencia y el coeficiente de determinación R^2 .

Aunque no es la mejor forma de modelar el comportamiento de éstas propiedades, es importante destacar que es un método apropiado y satisfactorio, en vista del tiempo y la cantidad de datos disponible. Además recordemos que los valores de las variables a evaluar en las regresiones son datos de operación de los intercambiadores de calor, y éstos son valores internos a los límites graficados, y para estos intervalos las regresiones por mínimos cuadrados son muy eficientes.

A continuación en la tabla 19 se presentan las ecuaciones de mínimos cuadrados obtenidas para cada fluido, su límite de aplicabilidad y el valor de R^2 . En el apéndice 03 se muestran detalles de las tablas y gráficos.

En cada caso T representa la temperatura en °F.

Tabla 19 Ajuste de mínimos cuadrados para propiedades físicas y rango de aplicación

Fluido	Propiedad	Ajuste de mínimos cuadrados	Rango de aplicación
Diluyente Recirculado	Calor específico	$0.0000045 \cdot T^2 - 0.001 \cdot T + 0.5444$ $R^2 = 0.9999$	$179,61 \leq T \leq 281,08$
	Viscosidad	$17.398 \cdot T^{-0.7408}$ $R^2 = 0.9953$	$179,61 \leq T \leq 281,08$
	Conductividad Térmica	$-0.00008 \cdot T + 0.0781$ $R^2 = 0.9994$	$179,61 \leq T \leq 281,08$
	Gravedad específica	$-0.0007 \cdot T + 0.8926$ $R^2 = 0.9958$	$179,61 \leq T \leq 281,08$
Vapores de Tope	Calor específico	$0.0005 \cdot T + 0.5027$ $R^2 = 0.9999$	$120 \leq T \leq 140$
	Viscosidad	$21.557 \cdot T^{-0.83}$ $R^2 = 0.9999$	$120 \leq T \leq 140$
	Conductividad Térmica	$0.086 \cdot e^{-0.0013 \cdot T}$ $R^2 = 0.9985$	$120 \leq T \leq 140$
	Gravedad específica	$-0.0005 \cdot T + 0.7869$ $R^2 = 0.9998$	$120 \leq T \leq 140$
Agua de procesos	Calor específico	$1.0313 \cdot T^{-0.007}$ $R^2 = 0.9988$	$90 \leq T \leq 110$
	Viscosidad	$89.93 \cdot T^{-1.0574}$ $R^2 = 0.9998$	$90 \leq T \leq 110$
	Conductividad Térmica	$0.0002 \cdot T + 0.349$ $R^2 = 0.9999$	$90 \leq T \leq 110$
	Gravedad específica	$-0.0003 \cdot T + 1.0233$ $R^2 = 0.9961$	$90 \leq T \leq 110$

Como no se contó con un simulador para validar la aplicabilidad de la herramienta, ésta se comprobó introduciendo los datos de los fluidos y los parámetros operacionales q que aparecen en las “datasheets” de cada intercambiador de calor, y comparándolos con el resto de los valores presentes en éstas, dando errores por debajo del 3% para cada valor, como es mostrado en las tablas 20 y 21. El rango de error es aceptable debido a la poca información de las propiedades físicas de los fluidos con la que se cuenta. Se resalta que de no usar estas aproximaciones se tendría que hacer interpolaciones para cada fluido con los mismos datos usados para los ajustes lo que daría un error incluso mayor.

Tabla 20 Resultados de la validación de la herramienta computacional para el intercambiador de calor E-131013

Variable	valor calculado con la herramienta	valor de diseño	% de diferencia
Calor intercambiado (Btu)	6746592	6920900	2,5%
Eficiencia	0,27	0,27	1,4%
Coefficiente global de transferencia de calor limpio (Btu/h*pie ² *°F)	338,55	331,76	2,0%
Coefficiente global de transferencia de calor de diseño (Btu/h*pie ² *°F)	124,83	126,29	1,2%
Factor de obstrucción (h*pie ² *°F/Btu)	0,00506	>0,002	

Tabla 21 Resultados de la validación de la herramienta computacional para el intercambiador de calor E-131014

Variable	valor calculado con la herramienta	valor de diseño	% de diferencia
Calor intercambiado (Btu)	5072727	5216100	2,7%
Eficiencia	0,40	0,4	0,0%
Coeficiente global de transferencia de calor limpio (Btu/h*pie2*°F)	186,00	185,16	0,5%
Coeficiente global de transferencia de calor de diseño (Btu/h*pie2*°F)	130,04	129,73	0,2%
Factor de obstrucción (h*pie2*°F/Btu)	0,00231	>0,001	

Estas aproximaciones también se hicieron para la evaluación de los intercambiadores de calor E-131010A/D-11A/B-12A/P, sin embargo, la aplicación desarrollada tiene una limitante para estos casos, y es que el flujo de hidrocarburo dentro de estos intercambiadores es muy lento (debido a la alta viscosidad) y el número de Reynolds queda fuera del rango de aplicabilidad de las correlaciones encontradas para calcular el coeficiente individual de transferencia de calor, y los resultados no son aceptables.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

- Actualmente los intercambiadores de calor E-131013 y E-131014 presentan un coeficiente de obstrucción 37% y 157% mayor al establecido en las condiciones de diseño, lo que reduce considerablemente el flujo de calor en ambos intercambiadores de calor, sin embargo esta desviación no es considerada crítica puesto que pueden operar bajo estas condiciones sin representar un impacto para el sistema desde el punto de vista operacional.
- Se propone limpiar los intercambiadores de calor E-131013 y E-131014 por lo menos en la próxima parada de planta programada.
- Las bombas P-133001A/B se encuentran operando a un caudal 4,2% por debajo del rango de operación segura, lo que causa desgaste excesivo de sus componentes.
- Actualmente los valores de altura útil y eficiencia de las bombas P-133001A/B son 3,3 y 0,4% menores a los establecidos por el fabricante según las curvas características del equipo, lo que puede representar rugosidad en la carcasa o el impulsor, o desgaste excesivo de los rodamientos.
- Se propone realizar mantenimiento a las bombas P-133001A/B lo más pronto posible, con el fin de evitar daños permanentes en el equipo que resulten en gastos mayores.
- Las bombas P-133054A/B se encuentran trabajando a un caudal 18,6% por debajo del óptimo pero dentro del rango recomendado y su comportamiento a ese caudal concuerda con el establecido por el fabricante.

- El balance de materiales muestra que hay una desviación en los valores de caudal reportados de las corrientes de hidrocarburo de alimentación a planta y las corrientes de nafta y crudo extrapesado producidos. Posiblemente asociado a fallas de los instrumentos de medición.
- Actualmente el sistema de agua de enfriamiento no se encuentra bajo las condiciones de operación óptimas, sin embargo cumple con las exigencias mínimas para mantener la producción actual.
- Se logró crear una herramienta computacional basada en el método Kern y desarrollada con el programa Microsoft Visual Basic para aplicaciones de Excel 2003, que permite la evaluación de los intercambiadores de calor E-131013 y E-131014 en futuras ocasiones de una forma rápida y sencilla, y necesitando pocos datos de entrada.

RECOMENDACIONES

- Organizar la información técnica de los equipos de la planta por área operacional o por sistema, para facilitar la búsqueda y consulta de los mismos, tanto en digital como en físico. Ya que para algunos equipos fue difícil encontrar la información técnica, sobretodo los del sistema de agua de enfriamiento.
- Hacer una medición de caudales con equipos portátiles, tanto en la alimentación a planta como en la producción, con el fin de cotejar los datos y verificar la información actual, y de ser necesario calibrar los instrumentos.
- Trabajar en una correlación que permita la evaluación de los coeficientes individuales de transferencia de calor para flujos laminares con fluidos altamente viscosos con el fin de extender la aplicabilidad de la herramienta computacional al resto de los intercambiadores de calor.
- Validar la herramienta computacional desarrollada con otra serie de datos de campo en el futuro.

BIBLIOGRAFÍA

Abdalah, M. (2002). Diseño computarizado de intercambiadores de calor bajo ambiente Windows (parte II). Trabajo especial de grado. Inédito. Universidad de Central de Venezuela, Caracas.

Atkins, P. y Ones, L. (2006). Principios de química: los caminos del descubrimiento, 3^{ra} edición. 992 pp.

Barzotti. (2000). Asistencia Técnica al Área Operacional en las Fases de pre-arranque y arranque de las unidades de Servicios Industriales y Suministro. Petrozuata.

Cengel, Y. (2007). Transferencia de calor y masa. Un enfoque práctico, 3^{ra} edición. México. 903 pp.

ELMERIDA, Y. D. V. (2008). Evaluación del sistema de enfriamiento del mejorador pdvsa petropiar. Trabajo especial de grado. Inédito. Universidad de Oriente, Barcelona.

Fontana, M. G. (2008). Corrosion engineering. Mc Graw Hill Editors, 3th edition. 556 pp.

GARCÍA, F. (1992). Desarrollo de un Procedimiento de Cálculo para el Diseño y Evaluación Térmica de Intercambiadores de Calor del tipo Carcasa y Haz de Tubos. Trabajo Especial de Grado. Universidad Central de Venezuela. Caracas.

Goyenola, G. (2007). Guía para la utilización de valija viajera: Red de monitoreo ambiental participativo sistemático acuático (red MAPSA), versión 1.0

Harris, D. C. (2003). Análisis químico cuantitativo, Editorial Reverté S. A., 6^{ta} edición (3^{ra} en español). 709 pp.

Henech, J. (2009). Evaluación del sistema de bombeo de la unidad de tratamiento de aguas sanitarias de la planta de mezclado de crudo pdvsa Petrolera Sinovensa S.A. Trabajo especial de grado. Inédito. Universidad de Oriente, Barcelona.

Incropeta, F. P y De Witt, D. P. (1999). Fundamentos de transferencia de calor, 4^{ta} edición. México. 887pp.

Kern D. Q. (1999). Procesos de transferencia de calor, 31^{ra} reimpresión. México. 981 pp.

LENNTECH. (s.f.). Consultado el 25 de agosto de 2012. Water treatment solutions. Sitio web de la compañía: <http://www.lenntech.es/procesos/desinfeccion/refrigeracion/contaminacion-torres-enfriamiento.htm#ixzz21SgHVHVY>

LEVENSPIEL, O., "Flujo de Fluidos e Intercambio de Calor", Editorial Reverté, Barcelona, España, 1998, 373 pp.

Manual De Inspección PDVSA. (1980). Procedimiento de Inspección de Torres de Enfriamiento" volumen 8.

Manual PDVSA N° L-TP-1.5. (1994). Cálculo hidráulico en tuberías. 127 pp.

NALCO. (s.f.). Consultado 24 de agosto de 2012, Información Técnica y asesoría en línea, página web de la compañía: <http://es-la.nalco.com>

Norma API 510. (2003). Pressure Vessel Inspection Code: Maintenance Inspection, Rating, Repair, and Alteration. 54 pp.

Norma PEMEX. (2008). Tratamientos integrales de agua en torres de enfriamiento. México. 26 pp.

Norma TEMA. (1999). (Tubular Exchanger Manufacturers Association) 8th edition. New York. 302 pp.

Perry, R. (1998). Manual del Ingeniero Químico, Sexta edición, Tomo III, Editorial McGraw Hill. México.

Quiminet. (s.f.). Consultado el 25 de agosto de 2012, sitio web de información técnica de procesos químicos: <http://www.quiminet.com>

Trejo, J. A. y García, J. M. (2008). Simulación dinámica de un intercambiador de calor de tubos y coraza. Revista Investigación Científica, IV (02): 1-7.

Universidad de Chile, Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas, Departamento de Ingeniería Mecánica. (2004). Intercambiador de calor de haz de tubos. Santiago: Javier Figueroa, Eduardo Pérez y Rodrigo San Martín.

APÉNDICE 1

Datos de campo de los intercambiadores de calor E-131013 y E-131014

Tabla 22 Datos de Campo Intercambiador de Calor E-131013

Datos de Campo							
Fluido	Lado tubo		Lado carcasa			Diferencia de temperatura de Nafta (°F)	Caudal Másico de Nafta (lb/hr)
	Agua		Nafta				
Fecha y Hora	Temp. de entrada (°F)	Temp. de salida (°F)	Temp. de entrada (°F)	Temp. de salida (°F)	Caudal Volumétrico (gal/min)		
30/08/2012 08:00	92	110	226	163	392,64	63	143816
30/08/2012 14:00	92	110	226	163	400,39	63	146654
03/09/2012 08:00	88	100	214	140	250,22	74	91650
03/09/2012 13:30	90	103	220	143	215,81	77	79047
04/09/2012 08:30	87	101	212	142	256,15	70	93822
04/09/2012 13:30	87	100	215	144	259,03	71	94877
05/09/2012 08:00	85	102	220	142	335,59	78	122919
05/09/2012 14:45	88	104	220	144	355,54	76	130227
06/09/2012 08:15	83	110	218	148	276,28	70	101195
06/09/2012 13:15	87	102	220	150	307,93	70	112788
10/09/2012 08:15	92	106	220	152	309,46	68	113349
10/09/2012 13:30	95	110	220	155	307,04	65	112462
11/09/2012 08:00	86	99	206	138	309,24	68	113268
11/09/2012 13:30	89	101	206	138	310,11	68	113587
12/09/2012 08:00	86	100	210	142	309,24	68	113268
12/09/2012 13:30	86	100	210	142	308,87	68	113132
13/09/2012 08:30	89	103	215	147	308,71	68	113074
13/09/2012 13:30	92	109	215	146	309,65	69	113418
14/09/2012 08:30	91	110	218	147	280,93	71	102899
14/09/2012 13:30	88	98	218	146	308,55	72	113015

Tabla 23 Datos de Campo Intercambiador de Calor E-131014

Datos de Campo								
Fluido	Lado tubo		Lado carcasa		Caudal Volumétrico Nafta (gal/min)	Caudal Volumétrico agua (gal/min)	Diferencia de temperatura de Vapores de tope (°F)	Caudal Másico total (lb/hr)
	Agua		Vapores de tope					
Fecha y Hora	Temp. de entrada (°F)	Temp. de salida (°F)	Temp. de entrada (°F)	Temp. de salida (°F)				
30/08/2012 08:00	84	92	144	120	617,71	76,274	24	262253,5
30/08/2012 14:00	86	92	145	118	628,6	80,777	27	268453,9
03/09/2012 08:00	82	88	150	110	301,16	50,123	40	134318,8
03/09/2012 13:30	83	90	162	116	315,43	48,953	46	138913,3
04/09/2012 08:30	84	87	134	103	319,5	46,82	31	139325,3
04/09/2012 13:30	84	87	114	105	315,96	45,002	9	137132,9
05/09/2012 08:00	82	85	114	100	498,42	64,202	14	212935,1
05/09/2012 14:45	82	88	145	109	498,98	61,578	36	211828,1
06/09/2012 08:15	81	83	96	90	480,87	69,416	6	209169,4
06/09/2012 13:15	82	87	122	103	418,39	53,98	19	178788,0
10/09/2012 08:15	85	92	146	110	546,12	62,837	36	229564,1
10/09/2012 13:30	86	95	152	114	499,37	61,59	38	211975,7
11/09/2012 08:00	80	86	140	106	546,12	62,837	34	229564,1
11/09/2012 13:30	82	89	138	108	531,84	63,581	30	224753,3
12/09/2012 08:00	82	86	121	98	498,57	65,973	23	213873,8
12/09/2012 13:30	82	86	121	98	501,2	60,37	23	212030,6
13/09/2012 08:30	83	89	130	103	504,64	61,063	27	213625,0
13/09/2012 13:30	85	92	145	110	508,34	60,464	35	214668,7
14/09/2012 08:30	84	91	145	108	511,01	61,184	37	215997,2
14/09/2012 13:30	84	88	122	105	598,94	63,841	17	249234,0

APÉNDICE 2

Datos de campo de las bombas centrífugas P-133001 y P-133054

Tabla 24 Datos usados para la evaluación de las bombas centrífugas P-133001

Accesorios			
Accesorio	Cantidad	Diámetro (plg)	Coficiente de pérdidas por fricción K
Codo 90°	4	12	0,12
Válvula de compuerta	2	12	0,042
"T" ramal	1	12	0,45
Filtro de rejilla	1	12	0,55
entrada extremos rectos	1	12	0,5
Reducción 12" x 6"	1	N/A	0,33
propiedades del fluido			
Caudal (gal/min)	1150	Caudal (pie3/seg)	2,53
Temperatura (°F)	30	Presión de sat (lb/plg2)	0,7154
Densidad (lb/pie3)	62,1594	P @ nivel de liq. (lb/plg2)	14,7
viscosidad (cP)	0,708	delta H bomba (pie)	4
Ko	50,66	RPM	1790
Tubería			
Longitud (pie)		Diámetro (plg)	Rugosidad relativa
89,2		12	0,00015

Tabla 25 Datos usados para la evaluación de las bombas centrífugas P-133054

Accesorios			
Accesorio	Cantidad	Diámetro (plg)	Coficiente de pérdidas por fricción K
Codo 90°	5	12	0,12
Válvula de compuerta	2	12	0,042
"T" ramal	1	12	0,45
"T" en línea	1	12	0,07
Filtro de rejilla	1	12	0,55
Entrada con proy. Interior	1	12	0,78
Reducción 12" x 8"	1	N/A	0,25
propiedades del fluido			
Caudal (gal/min)	1127,5	Caudal (pie3/seg)	2,4805
Temperatura (°F)	30	Presión de sat (lb/plg2)	0,7154
Densidad (lb/pie3)	62,1594	P @ nivel de liq. (lb/plg2)	14,7
viscosidad (cP)	0,708	delta H bomba (pie)	0
Ko	50,66	RPM	1770
Tubería			
Longitud (pie)		Diámetro (plg)	Rugosidad relativa
29,85		12	0,00015

APÉNDICE 3

Tablas y gráficos para el cálculo de mínimos cuadrados de las propiedades físicas de los fluidos

Tabla 26 Propiedades físicas de los fluidos en función de la temperatura

Diluyente Recirculado				
Temperatura	Calor específico (Btu/Lb*°F)	Conductividad Térmica (Btu/h*pie*°F)	Viscosidad (cP)	Gravedad Específica
179,61	0,4904	0,0645	0,3752	0,762
210	0,5059	0,0624	0,327	0,745
281,08	0,57	0,0569	0,2682	0,6904
Vapores de Tope (Líquido)				
Temperatura	Calor específico (Btu/Lb*°F)	Conductividad Térmica (Btu/h*pie*°F)	Viscosidad (cP)	Gravedad Específica
120	0,5591	0,0736	0,4052	0,730
125	0,5614	0,0731	0,3919	0,728
130	0,5638	0,0727	0,3795	0,725
135	0,5661	0,0722	0,3677	0,723
140	0,5685	0,0717	0,3565	0,721
Agua de Procesos				
Temperatura	Calor específico (Btu/Lb*°F)	Conductividad Térmica (Btu/h*pie*°F)	Viscosidad (cP)	Gravedad Específica
90	0,9994	0,3643	0,7713	0,995
98,91	0,9987	0,3658	0,6997	0,992
110	0,998	0,3677	0,6239	0,988

A continuación se presentan las gráficas de cada propiedad de los fluidos mostrados en la tabla anterior.

- Nafta recirculada:

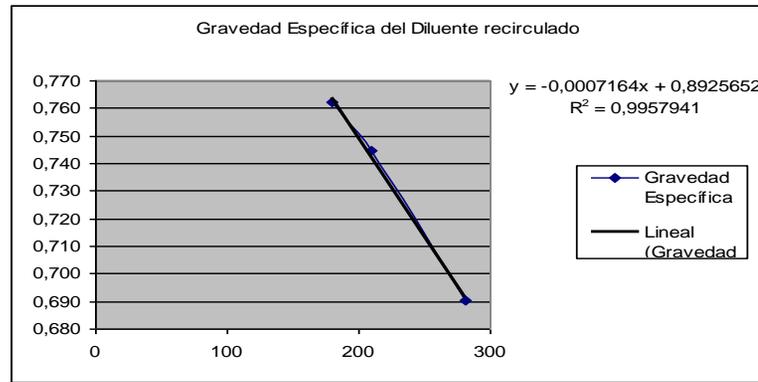


Gráfico 22 Gravedad específica de la nafta de recirculación

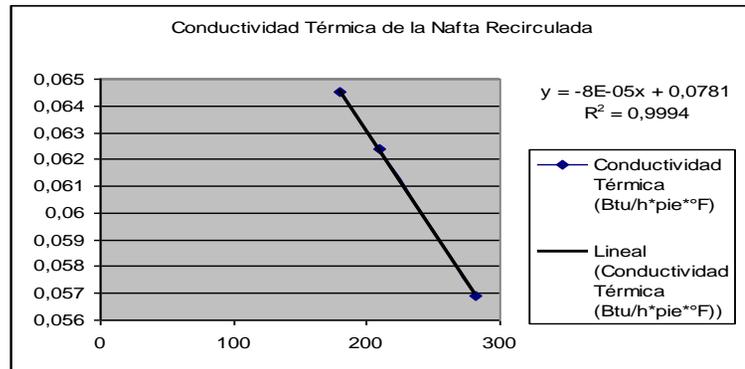


Gráfico 23 Conductividad térmica de la nafta de recirculación

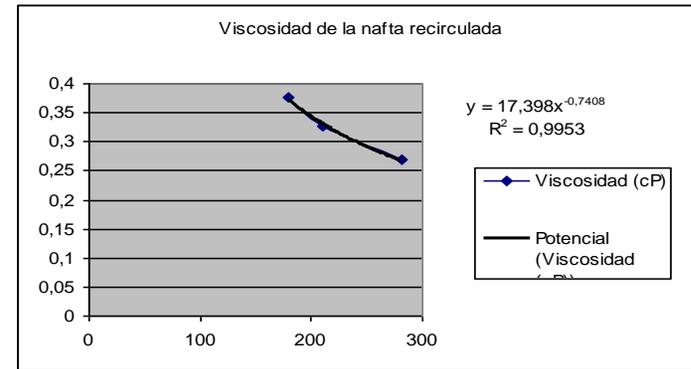


Gráfico 24 Viscosidad de la nafta de recirculación

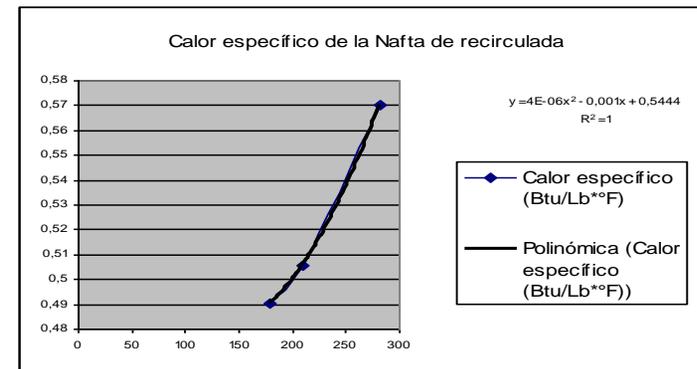


Gráfico 25 Calor específico de la nafta de recirculación

- Vapores de tope:

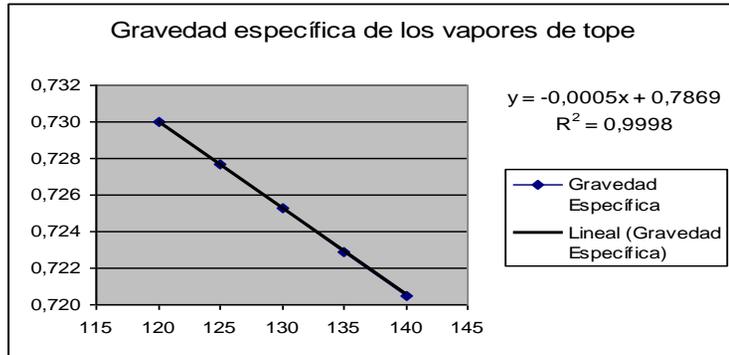


Gráfico 26 Gravedad específica de los vapores de tope

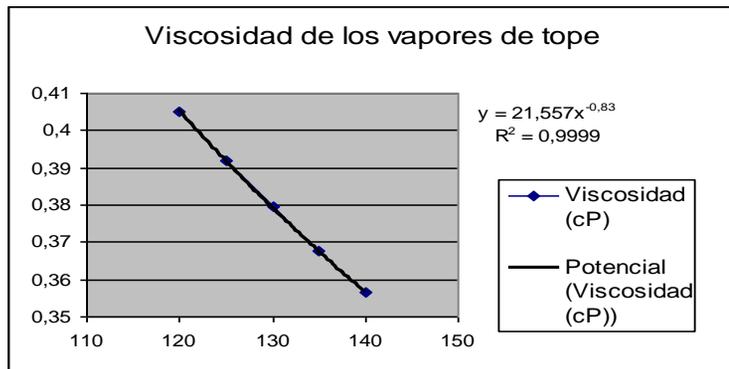


Gráfico 27 Viscosidad de los vapores de tope

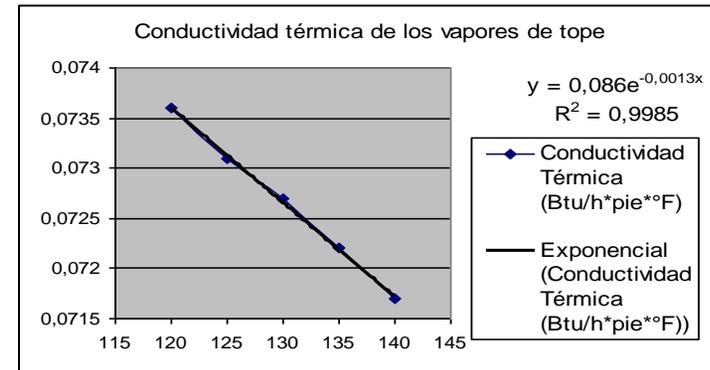


Gráfico 28 Conductividad térmica de los vapores de tope

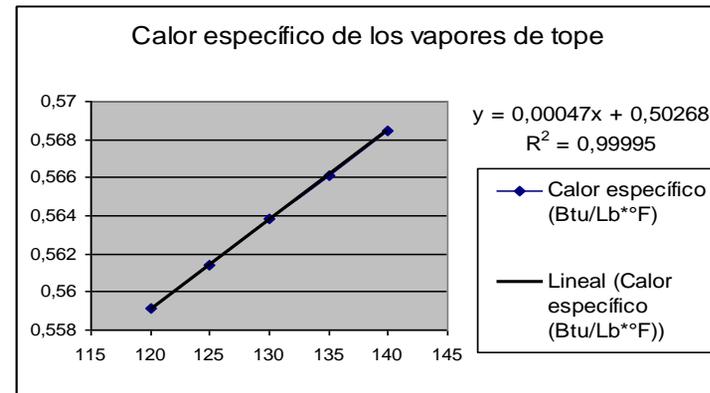


Gráfico 29 Calor específico de los vapores de tope

- Agua de procesos:

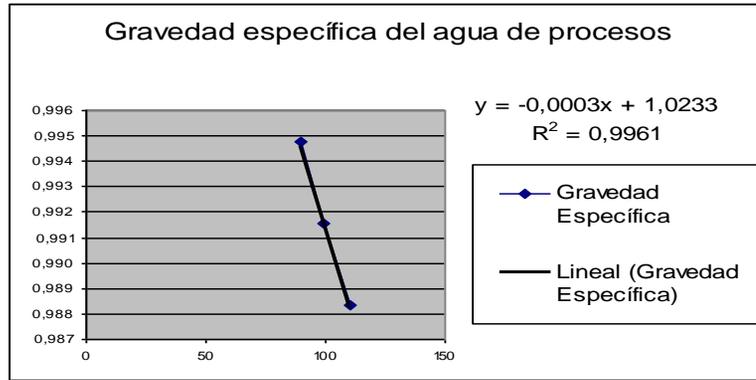


Gráfico 30 Gravedad específica del agua de procesos

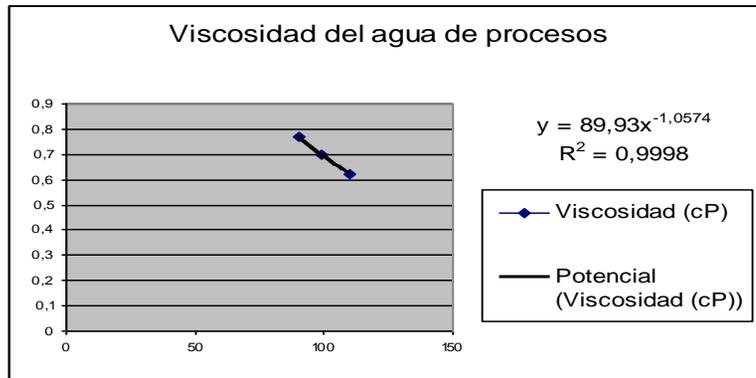


Gráfico 31 Viscosidad del agua de procesos

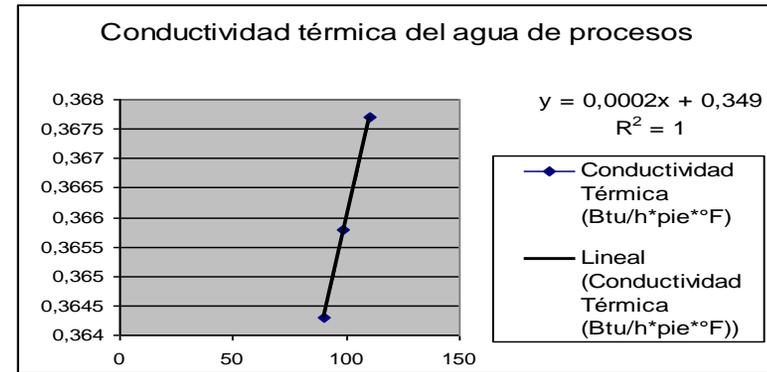


Gráfico 32 Conductividad térmica del agua de procesos

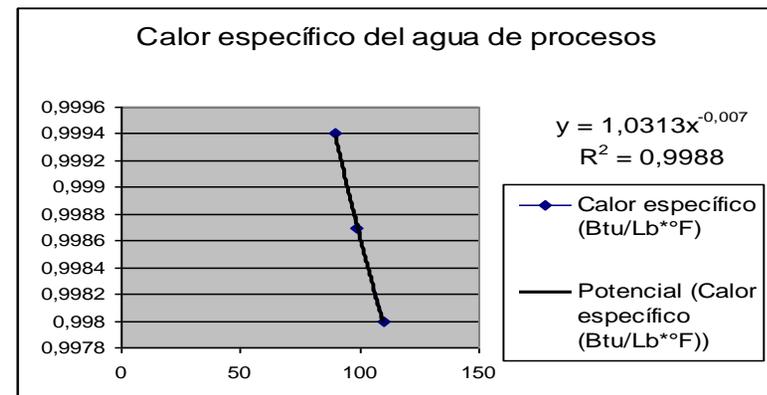
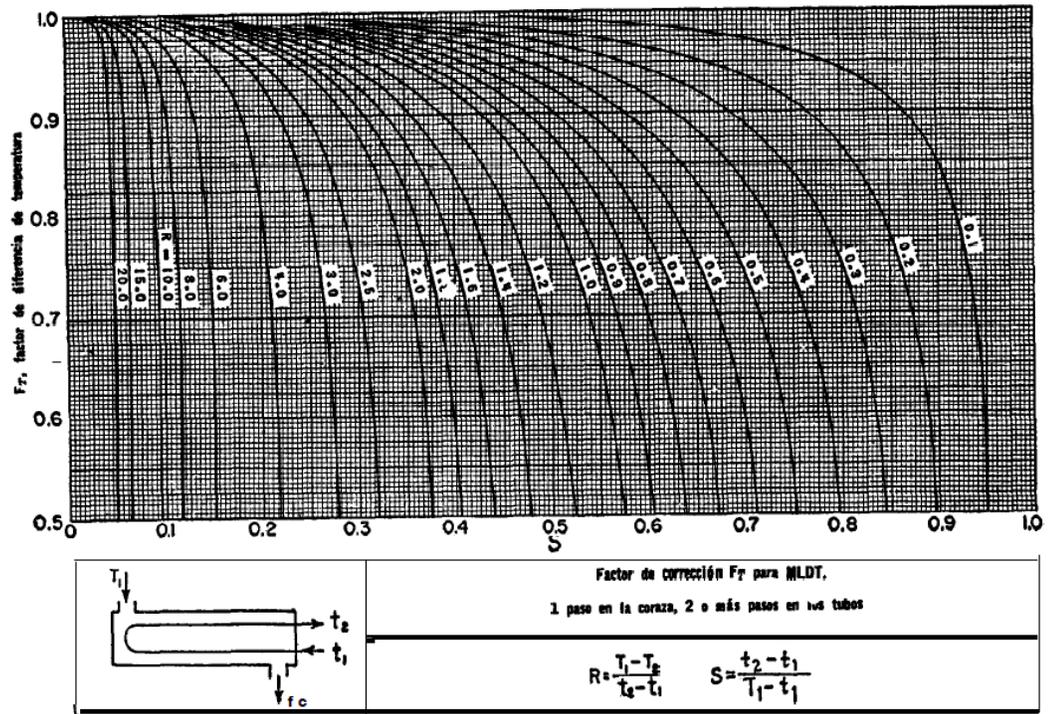


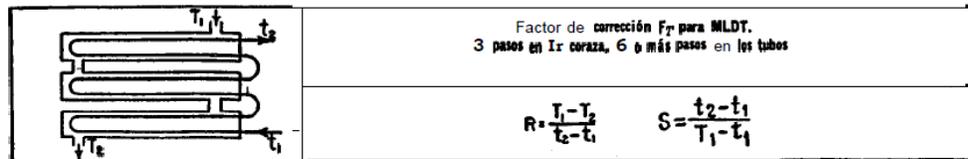
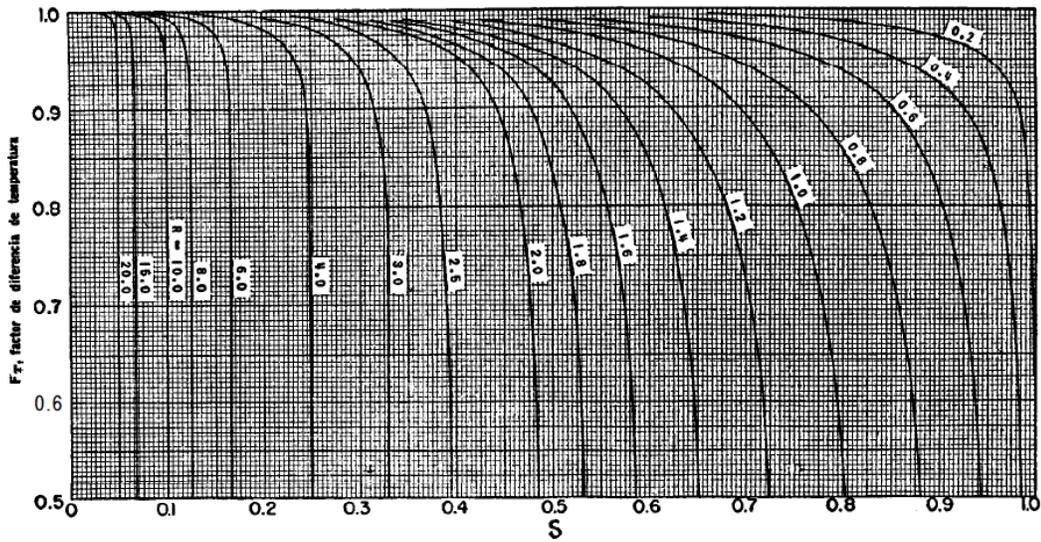
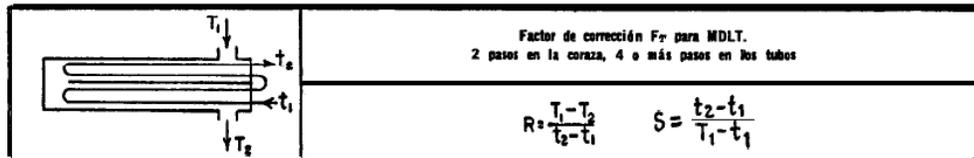
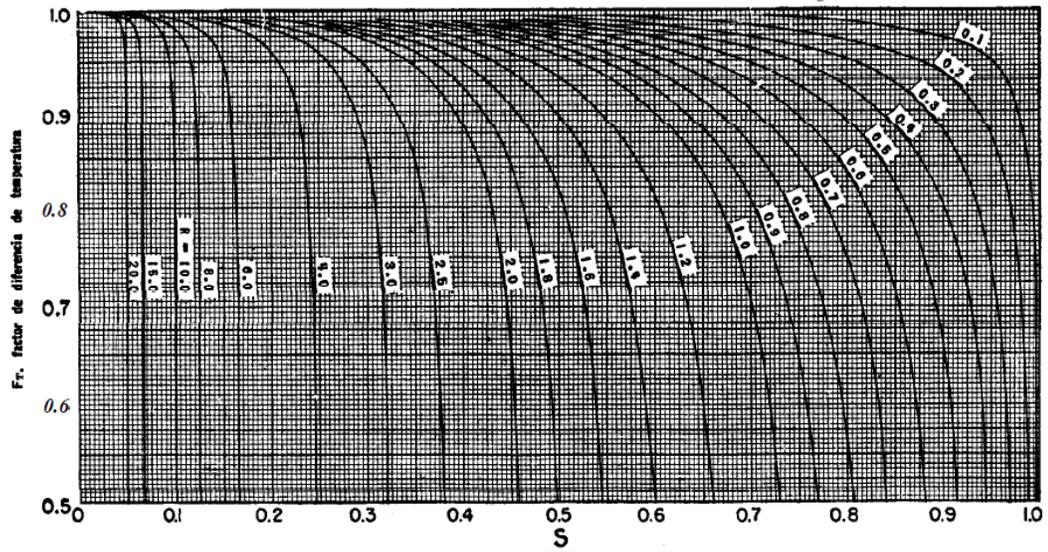
Gráfico 33 Calor específico del agua de procesos

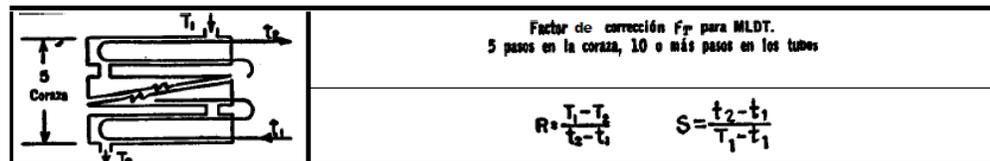
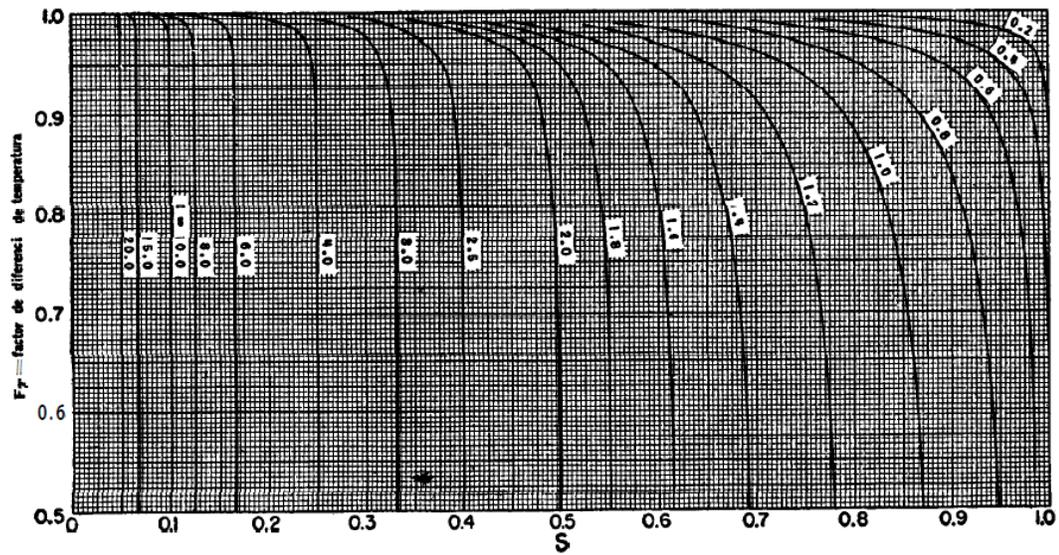
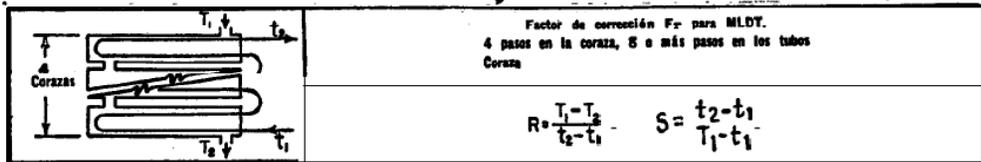
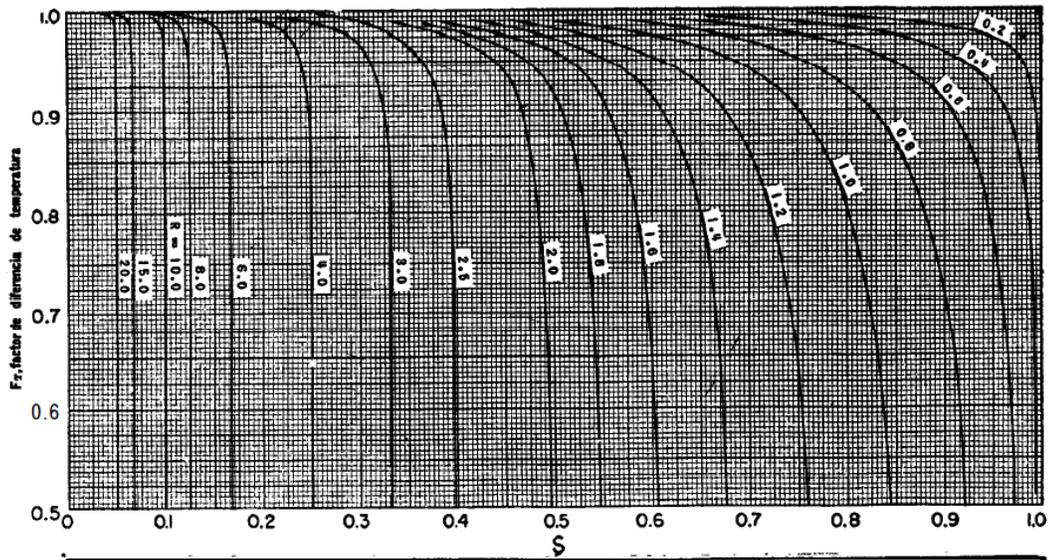
APÉNDICE 4

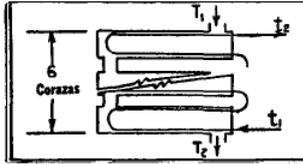
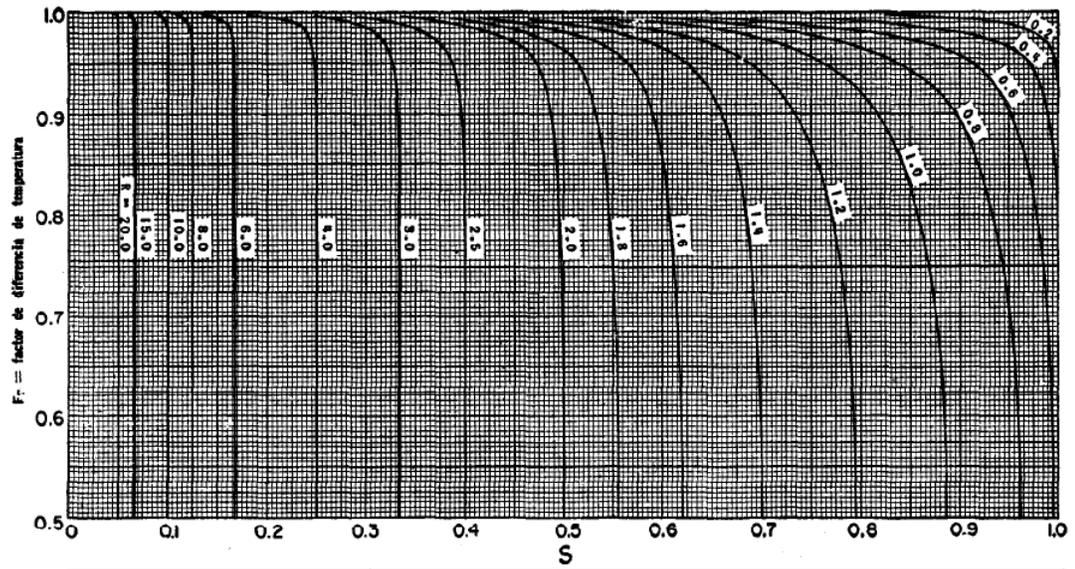
Factor Ft para MLDT n pasos por carcasa 2n paso por tubo

Fuente: Kern (1999)







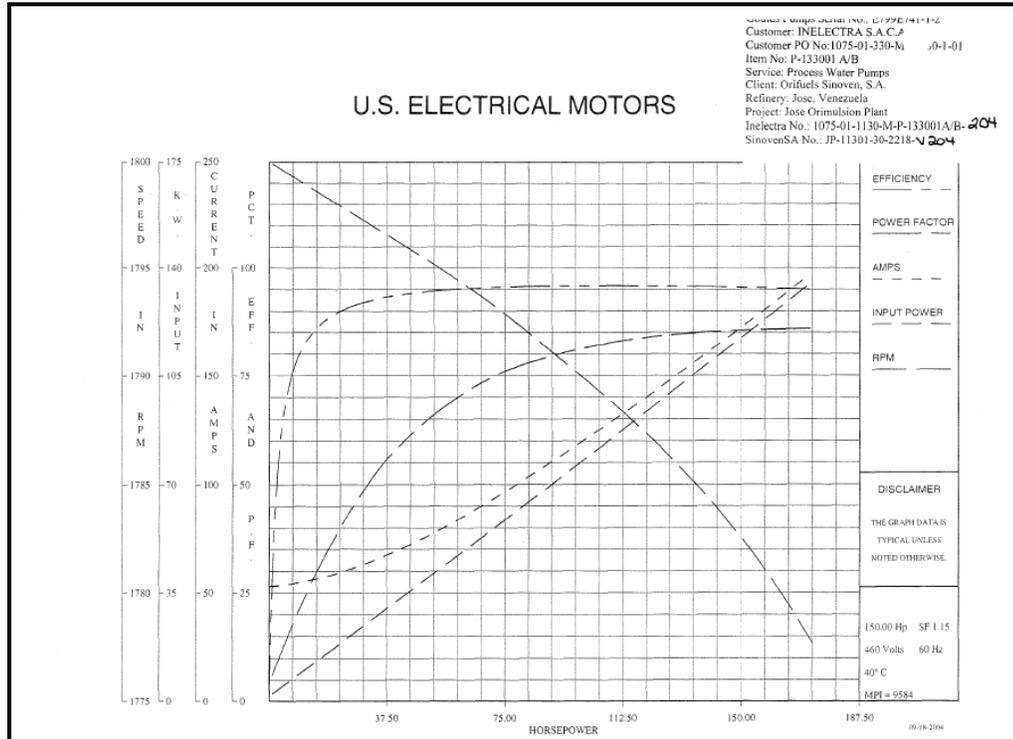


Factor de corrección F_T para MLDT.
 6 pasos en la coraza, 12 o más pasos en los tubos

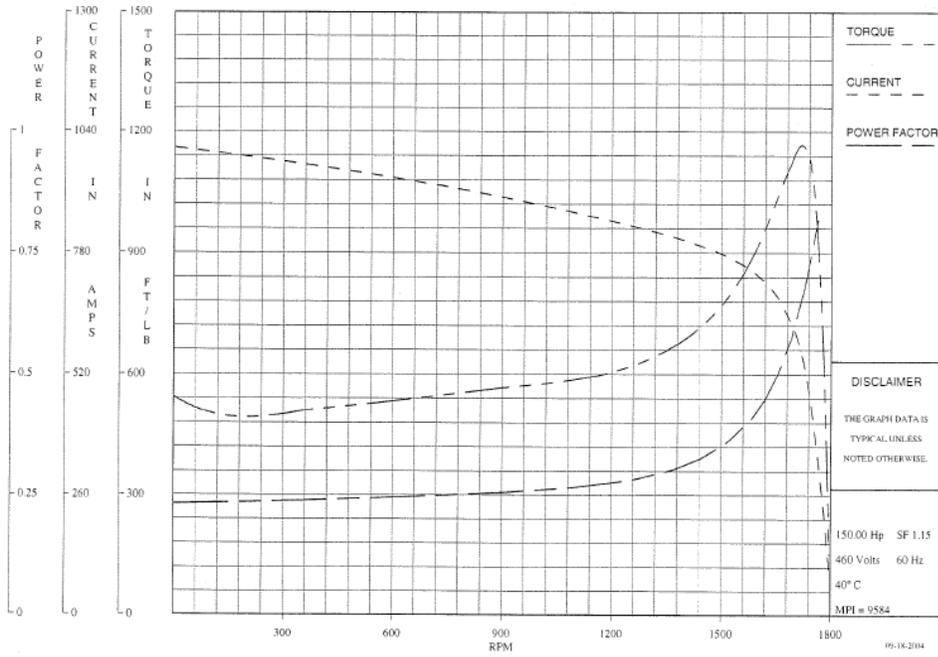
$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

APÉNDICE 5

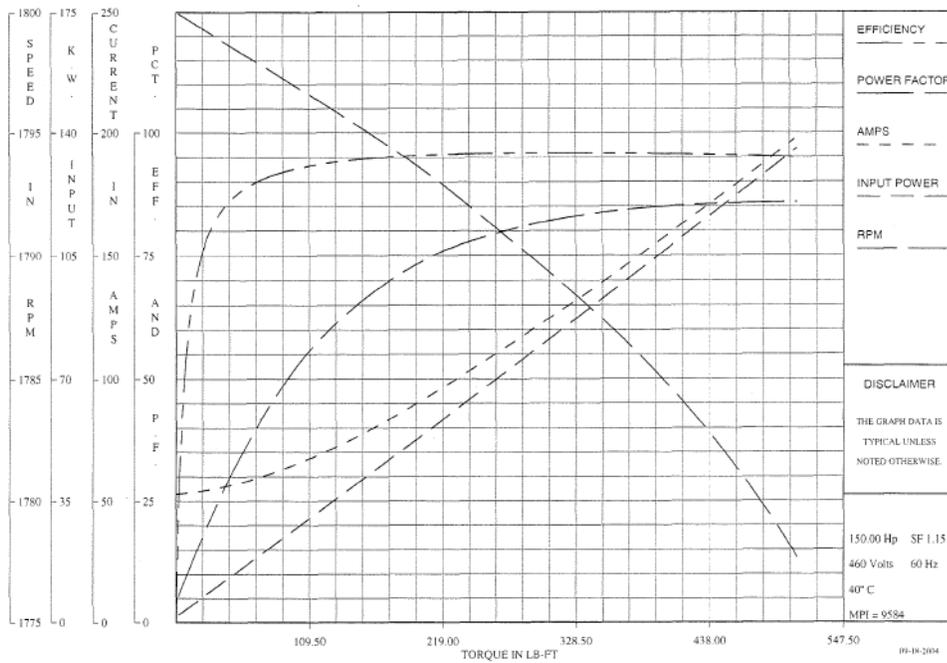
Curvas características de motores de bombas P-133001



U.S. ELECTRICAL MOTORS



U.S. ELECTRICAL MOTORS



ANEXOS