

**UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA QUÍMICA**



**DISEÑO PRELIMINAR DE UN SISTEMA DE CONDENSACIÓN DE
VAPOR EXHAUSTO PROVENIENTE DE LA TURBINA DEL SISTEMA
DE COMPRESIÓN DEL GAS DE RECICLO DE LA UNIDAD DE
HIDROTRATAMIENTO DE PETROCEDEÑO**

Presentado por:

KELVIN DAVID GUTIÉRREZ JÁCOME

Trabajo de Grado presentado ante la Universidad de Oriente
como requisito parcial para optar al título de:

INGENIERO QUÍMICO

Barcelona, Agosto de 2010
UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA QUÍMICA



**DISEÑO PRELIMINAR DE UN SISTEMA DE CONDENSACIÓN DE
VAPOR EXHAUSTO PROVENIENTE DE LA TURBINA DEL SISTEMA
DE COMPRESIÓN DEL GAS DE RECICLO DE LA UNIDAD DE
HIDROTRATAMIENTO DE PETROCEDEÑO**

ASESORES

Ing. Químico Fidelina Moncada. (M. Sc)
Palomo

Asesor académico

Ing. Químico Xionels

Asesor industrial

Barcelona, Agosto de 2010

UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA QUÍMICA



DISEÑO PRELIMINAR DE UN SISTEMA DE CONDENSACIÓN DE VAPOR EXHAUSTO PROVENIENTE DE LA TURBINA DEL SISTEMA DE COMPRESIÓN DEL GAS DE RECICLO DE LA UNIDAD DE HIDROTRATAMIENTO DE PETROCEDEÑO

JURADOS

Ing. Químico Fidelina Moncada. (M. Sc.)

Asesor académico

Ing. Químico Arturo Rodolfo (M. Sc.)

Santamaría

Jurado principal

Ing. Químico Freddy

Jurado principal

Barcelona, Agosto de 2010

RESOLUCIÓN

De acuerdo al artículo 41 del reglamento de trabajos de grado:

“los trabajos de grado son DE exclusiva propiedad de la universidad de oriente y sólo podrán ser utilizados a otros fines con el consentimiento del consejo de núcleo respectivo, quien lo participará al consejo universitario”.

DEDICATORIA

A DIOS TODOPODEROSO, por iluminar mi vida y guiarme en el logro de esta meta. A mis padres David, Rosalba y mi hermana Kihara por toda su paciencia y sacrificio de quienes siempre recibí apoyo, colaboración y estímulo.

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar agradezco a Dios, por iluminar mi vida, brindarme las oportunidades y ponerme en el camino a las personas que contribuyeron a mi crecimiento académico y personal, esta etapa universitaria ha representado una parte muy importante para mí, ya que es el cumplimiento de mi primera meta de muchas.

Ellos formaron parte de mí, y es por ello que quiero darles un agradecimiento:

A mis padres David Alberto Gutiérrez Rodríguez y Rosalba Jácome, gracias por darme la vida y permitirme conocer el mundo, por el amor que siempre me han demostrado, por apoyarme en todo momento y por todo el sacrificio que han hecho para el logro de esta meta, por confiar en mí y darme la oportunidad de nutrir mis conocimientos, son la guía más valiosa a seguir en el transcurso de mi vida, los quiero mucho.

A mi hermana Kihara Juliet Gutiérrez Jácome, que de una y otra forma contribuyó como pieza esencial en la formación de mi vida y amor a la familia.

A todo el resto de mi familia, que aunque no estuvieron presentes siempre estuvieron pendientes para que lograra esta grandiosa meta que solo viene siendo el comienzo para una vida profesional.

A la empresa PDVSA-Petrocedeño, por permitirme realizar las pasantías de grado y ofrecerme esta primera experiencia profesional.

Al todos los ing. Que laboran en el Mejorador Petrocedefío, por su ayuda y dedicación en los momentos que mas necesite, en especial los ingenieros de procesos, Elizama Patiño, Luis Guerra, Desiree Hurtado, José Peña, Merhym Coscorrosa, Luis Duran, Luis Alvarez, Nasttaze Naveda, Manuel Oliveira, además del personal de operaciones, técnicos de campo y procesos del área.

A mi asesor industrial ing. Xionels Palomo quien es la ing. Procesos de la unidad de hidrotatamientos de Nafta y Destilados (2100), por brindarme todo el apoyo, tiempo y esfuerzo dedicado al cumplimiento de todos los objetivos propuestos.

A mi asesor académico ing. Fidelina Moncada, por brindarme la asesoría académica de mi tesis y por su ayuda incondicional durante la ejecución de este trabajo

A mis panas de la universidad, quienes se convirtieron en más que compañeros de clases sino en mis amigos, Laura bonoli, Guillermo linero, Armi Villalba, Andreina Febres, Claudia cosola y todos los compañeros que formaron parte de esta vida universitaria, tanto a nivel de estudio, amistad y rumbas.

RESUMEN

El actual sistema de condensación (aeroenfriadores 02-EA-1008) de vapor proveniente de la turbina 02-KT-1001, ha presentado continuas fallas y daños desde sus inicios operacionales quedando actualmente fuera de servicio, por lo cual se propone la instalación de un nuevo sistema de condensación, seleccionando un intercambiador de calor de tubo y carcaza tipo condensador de superficie, puesto que este equipo utiliza como servicio agua de enfriamiento, se calculó la cantidad de agua requerida por el nuevo sistema de condensación siendo 2.716 ton/h, Por tal razón se determinó la cantidad de agua disponible en la torre de enfriamiento y que es necesaria para el condensador de superficie, se realizó un balance de masa y energía de agua de enfriamiento consumida en el mejorador Petrocedefío, disponiendo de 1.465 ton/h a operación normal. Se realizaron dos dimensionamientos opción A y opción B del condensador de superficie mediante un simulador. Para la opción A se consideró trabajar la torre de enfriamiento a su nivel máximo de diseño, por lo que no resulta muy confiable, mientras que la opción B se propone reutilizar el agua de enfriamiento proveniente de intercambiadores de calor de la unidad de destilación al vacío, concluyendo que la opción B es la más factible, con las siguientes características principales; área de transferencia de calor de 492,9 m², un flujo de vapor por el lado de la carcaza de 48,5 ton/h y 1.700 ton/h de agua de enfriamiento por el lado tubo, dos pasos por los tubos y un total de 922 tubos.

CONTENIDO

RESOLUCIÓN	iv
DEDICATORIA	v
AGRADECIMIENTOS.....	vi
RESUMEN	viii
CONTENIDO.....	ix
INDICE DE FIGURAS.....	xii
INDICE DE TABLA.....	xv
CAPITULO I16	
EL PROBLEMA	16
1.1 <i>Reseña Historica De La Empresa</i>	16
1.1.1 Misión y visión de la empresa	19
1.1.2 Breve reseña de las empresas que integran Petrocedeño	20
1.2 <i>PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA</i>	22
1.3 <i>OBJETIVOS</i>	24
1.3.1 Objetivo general	24
1.3.2 Objetivos específicos	24
CAPITULO II.....	25
MARCO TEÓRICO	25
2.1 <i>ANTECEDENTES</i>	25
2.2 <i>DEFINICIONES</i>	26
2.2.1 Refrigerador	26
2.2.2 Condensador	26
2.2.3 Enfriador	27
2.2.4 Evaporador	27
2.2.5 Intercambiador	27

2.2.6 Calentador	28
2.2.7 Rehervidor	28
2.2.8 Generadores de vapor (Calderas de recuperación de calor)	28
2.2.9 Sobrecalentador	29
2.2.10 Vaporizador	29
<i>2.3 DESCRIPCIÓN DE LA UNIDAD (2100) DE HIDROTRATAMIENTO DE NAFTA Y DESTILADOS (NDHDT) DEL MEJORADOR PETROCEDEÑO</i>	
2.3.1 Función de la unidad de hidrotreatmento de nafta y destilado (NDHDT)	29
<i>2.4 TRANSFERENCIA DE CALOR</i>	
2.4.1 Funciones de los intercambiadores de calor	41
2.4.2 Mecanismos de transferencia de calor	43
2.4.3 Proceso de transferencia de calor	45
2.4.4 Operaciones de transferencia de calor	47
<i>2.5 EQUIPOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR</i>	
2.5.1 Intercambiador de calor de doble tubo	52
2.5.2 Intercambiadores de haz de tubos y coraza	52
2.5.3 Condensadores	55
2.5.4 Enfriadores por aire	60
2.5.5 Cálculo estimado de la superficie de intercambio de calor	71
<i>2.6 VAPOR DE AGUA Y SU GENERACIÓN</i>	
2.6.1 Sistema de vapor	74
2.6.2 Generación de vapor en Petrocedeño	75
<i>2.7 SISTEMA DE AGUA DE ENFRIAMIENTO EN PETROCEDEÑO</i>	
CAPITULO III	80
DESARROLLO DEL PROYECTO	80

3.1 CONOCIMIENTO DEL FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA ACTUAL DE CONDENSACIÓN DEL VAPOR EXHAUSTO PROVENIENTE DEL SISTEMA DE COMPRESIÓN DEL GAS DE RECICLO	80
3.1.1 Descripción del funcionamiento del sistema de condensación actual	80
3.1.2 Datos de diseño del sistema de condensación del vapor exhausto	84
3.2 ESTABLECIMIENTO DE LOS CRITERIOS CONCEPTUALES PARA EL DISEÑO DE UN NUEVO SISTEMA DE CONDENSACIÓN DEL COMPRESOR DE GAS DE RECICLO CONTEMPLANDO LA REVISIÓN DE LOS SERVICIOS NECESARIOS Y LA DISPONIBILIDAD EN EL MEJORADOR	86
3.2.1 Criterios conceptuales del nuevo diseño del sistema de condensación	86
3.2.2 Servicios necesarios para el nuevo sistema de condensación	90
3.2.3 Disponibilidad de espacio físico en el mejorador	96
3.3 DIMENSIONAMIENTO PRELIMINAR DEL CONDENSADOR DE SUPERFICIE	97
3.4 COMPARACIÓN DEL SISTEMA DE CONDENSACIÓN ACTUALMENTE UTILIZADO CON EL PROPUESTO	99
CAPITULO IV	100
DISCUSIÓN DE RESULTADOS, CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	100
4.1 CONOCIMIENTO DEL FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA ACTUAL DE CONDENSACIÓN DEL VAPOR EXHAUSTO PROVENIENTE DEL SISTEMA DE COMPRESIÓN DEL GAS DE RECICLO	100
4.2 ESTABLECIMIENTO DE LOS CRITERIOS CONCEPTUALES PARA EL DISEÑO DE UN NUEVO SISTEMA DE CONDENSACIÓN DEL COMPRESOR DE GAS DE RECICLO CONTEMPLANDO LA REVISIÓN DE LOS SERVICIOS NECESARIOS Y LA DISPONIBILIDAD EN EL MEJORADOR	105
4.2.1 Criterios para la selección del nuevo sistema de condensación	105
4.2.2 Servicios necesarios para el nuevo sistema de condensación	108
4.3 DIMENSIONAMIENTO DEL CONDENSADOR DE SUPERFICIE	111

4.4 COMPARACION DEL SISTEMA DE CONDENSACIÓN ACTUALMENTE UTILIZADO CON EL PROPUESTO	114
4.5 CONCLUSIONES	117
4.6 RECOMENDACIONES	118
BIBLIOGRAFIA	119
METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO	122

INDICE DE FIGURAS

FIGURA 1.1. UBICACIÓN GEOGRÁFICA DE LAS INSTALACIONES DE PETROCEDEÑO.	
	18
FIGURA 1.2. DISPOSICIÓN DE LAS INSTALACIONES DEL COMPLEJO MEJORADOR.	21
FIGURA 2.1. DIAGRAMA DE BLOQUES NDHDT (PETROCEDEÑO, 2006).	31
FIGURA 2.2. DIAGRAMA SIMPLIFICADO DE LA UNIDAD DE HIDROTRATAMIENTO DE NAFTAS Y DESTILADOS (NDHDT), DONDE SE MUESTRAN LAS DIFERENTES SECCIONES DE LA UNIDAD (PETROCEDEÑO, 2006).	33
FIGURA 2.3. SECCIÓN DE REACCIÓN DE NAFTAS (REACTORES DE DESDIENIZACIÓN E HIDROTRATAMIENTO DE NAFTA) (PETROCEDEÑO, 2006).	34
FIGURA 2.4. SECCIÓN DE REACCIÓN DE GASÓLEOS (REACTOR DE GASÓLEO) (PETROCEDEÑO, 2006).	36
FIGURA 2.5. SECCIÓN DE SEPARACIÓN (TAMBOR SEPARADOR DE ALTA PRESIÓN EN FRÍO Y CALIENTE)(PETROCEDEÑO, 2006).	37
FIGURA 2.6 SECCIÓN DE FRACCIONAMIENTO Y ENDULZAMIENTO (COLUMNAS FRACCIONADORAS Y ABSORBEDORAS) (PETROCEDEÑO, 2006).	38
FIGURA 2.7. TIPOS DE CONDENSACIÓN (PDVSA, 1995).	49
FIGURA 2.8. ELEMENTOS DE LOS INTERCAMBIADORES DE TUBO Y CARCASA (PERRY, 2001).	53

FIGURA 2.9. CONDENSADOR DE SUPERFICIE, FOSTER WHEELER CORPORATION (KERN,1997)	57
FIGURA 2.10. CONDENSADOR DE GRAN TAMAÑO DE DOBLE BANCO, FOSTER WHEELER CORPORATION (KERN, 1997)	58
FIGURA 2.11. DIAGRAMA DE FLUJO DE UN CONDENSADOR DE SUPERFICIE	59
FIGURA 2.12. PARTES Y COMPONENTES DE UN ENFRIADOR POR AIRE (PERRY, 2001).	60
FIGURA 2.13. VISTA DE UN ENFRIADOR POR AIRE DE UNA BAHÍA Y DE DOS BAHÍAS (MC CABE, 1991).	61
FIGURA 2.14. TIPOS DE ALETAS (PDVSA, 1995).	65
FIGURA 2.15. INTERCAMBIADOR EN FLUJO CRUZADO CON CORRIENTE DE AIRE INDUCIDA (CENGEL, 1996).	67
FIGURA 2.16. INTERCAMBIADOR EN FLUJO CRUZADO CON CORRIENTE DE AIRE FORZADA (CENGEL, 1996).	68
FIGURA 2.17. CURVA TÍPICA DE CONDENSACIÓN TEMP (T)-CALOR (Q)	70
FIGURA 2.18. DIAGRAMA DE FASE DEL AGUA. ^[WALAS, 1990]	73
FIGURA 3.1 VISTA DEL PROGRAMA PI PROCESS BOOK, DEL COMPRESOR DE RECICLO Y DEL SISTEMA DE CONDENSACIÓN DE VAPOR EXHAUSTO.	82
FIGURA 3.2. COMPORTAMIENTO EN EL TIEMPO DE LA CARGA Y PRESIÓN DE LA UNIDAD DE PROCESO NDHDT 2100 Y AEROENFRIADORES 02EA2008.	83
FIGURA 3.3. ALGORITMO DE SELECCIÓN PARA CONDENSADORES CON AGUA COMO FLUIDO DE ENFRIAMIENTO (PDVSA, 1995)	88
FIGURA 3.4. CONDICIONES DE ENTRADA Y SALIDA UTILIZADOS EN EL BALANCE DE ENERGÍA	89
FIGURA 3.5. DIAGRAMA DE FLUJO DE AGUA DE ENFRIAMIENTO A LA UNIDAD 1100 Y 1200	96
FIGURA 3.6. DATOS DE ENTRADA Y SALIDA INTRODUCIDOS AL SIMULADOR PARA LA OPCIÓN A	98

FIGURA 3.7. DATOS DE ENTRADA Y SALIDA INTRODUCIDOS AL SIMULADOR PARA LA OPCIÓN B	99
FIGURA 4.1. MEDIDA OPERACIONAL DE ROCIADO DE AGUA CONTRA INCENDIOS	101
FIGURA 4.2. GRAFICA DE EFICIENCIA A TRAVÉS DEL TIEMPO DE LOS AEROENFRIADORES 02-EA-1008	102
FIGURA 4.3. IMAGEN DEL SISTEMA DE CONDENSACIÓN 02-EA-1008 (DERECHA)	103
FIGURA 4.4. FORMACIÓN DE INCRUSTACIONES DE OXIDO SOBRE LAS ALETAS DE LOS HACES DE TUBOS	104
FIGURA 4.5. RUPTURA DEL PROTECTOR DEL ASPA DEL VENTILADOR	105
FIGURA 4.6. RECORRIDO PARA LA SELECCIÓN DEL NUEVO SISTEMA DE CONDENSACIÓN	108
FIGURA 4.7. FLUJO DE AGUA DE CIRCULACIÓN DE OPERACIÓN DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO	110
FIGURA 4.8 TEMPERATURA DE ENTRADA Y SALIDA DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO 06-A-5001	113

INDICE DE TABLA

TABLA 3.1 CONDICIONES DE DISEÑO DE LA TURBINA 02-KT-1001.	84
TABLA 3.2 CONDICIONES DE DISEÑO DE LOS AEROENFRIADORES 02-EA-1008.	85
TABLA 3.3 CONFIGURACIÓN MECÁNICA DE LOS AEROENFRIADORES 02-EA-1008	85
TABLA 3.4 BALANCE DE AGUA DE ENFRIAMIENTO POR UNIDADES DE PROCESO DE PETROCEDEÑO	91
TABLA 3.5 VELOCIDADES DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO A DIFERENTES CONDICIONES DE CONSUMO	95
TABLA 4.1. CARACTERÍSTICAS DE DISEÑO DE LOS CONDENSADORES DE SUPERFICIE PROPUESTOS	111
TABLA 4.2. COMPARACIÓN ENTRE LAS CARACTERÍSTICAS DE DISEÑO Y MANTENIMIENTO PARA UN SISTEMA AEROENFRIADOR Y UN SISTEMA CONDENSADOR DE SUPERFICIE	116

CAPITULO I

EL PROBLEMA

1.1 Reseña Historica De La Empresa

Petrocedefío comenzó en noviembre de 1997 como una asociación entre Maraven (ahora PDVSA), TOTAL Venezuela, Norsk Hydro Sincor AS y Statoil AS, para formar Sincrudos de Oriente Sincor, C. A., retirándose Norsk Hydro medio año después para dejar en manos de los tres socios restantes, el proyecto de producción y mejoramiento de crudo con vigencia de 35 años después del inicio de la producción de crudo mejorado. La asociación obtiene rápidamente el financiamiento para iniciar la construcción de la planta de producción, concluida en febrero del 2001, y el complejo mejorador, finiquitada en marzo del 2002, tras tres años de labor, que constituyó consecuente el arranque de la planta de servicios industriales, hidrógeno y las unidades de destilación atmosférica (CDU), torre de destilación al vacío (UDV) y coquificación retardada (DCU), con la entrada por primera vez de crudo diluido a la planta. Una excepcional obra de ingeniería construida en un área de más de 200 hectáreas ubicada en el Complejo Petrolero José Antonio Anzoátegui, en la carretera nacional de la costa, en el sector Jose del estado Anzoátegui (**figura 0.1**).

Posteriormente se firma el acuerdo para comercializar el crudo Zuata Sweet con la Ultramer Diamond Shamorck, incluyendo el coque y el azufre, que permite disparar a Petrocedefío en pro de sus objetivos administrativos y operacionales a través de la primera carga de coque del 8 de marzo de 2002

y el alcance de las primeras 300 toneladas/hora de Zuata Sweet del 13 de marzo del mismo año.

La inauguración de la planta del mejorador se comete el 20 de marzo del 2002, y el 28 del mismo mes se efectúa el primer embarque en el tanquero North Ocean con 1.269.469 barriles de crudo mejorado pautando la vigencia de 35 años del convenio de operación. En julio de ese año sale el primer embarque de azufre líquido, con 21 mil toneladas métricas en el buque Aurora, propiedad de Petrocedeno, y en agosto el primer despacho de coque, con 51.600 toneladas en el carguero M. W. Konavle.

En el transcurso del resto del 2002 se estabilizan las plantas, lo que permite llegar a los niveles de producción esperados, se culmina e inaugura la planta de manejo de sólidos y el terminal de manejo de Sólidos. En el 2003 se inician los preparativos para la parada 2004, inaugurando a su vez el centro de adiestramiento e iniciando la prueba de completación con una meta de producir 13,1 millones de Zuata Sweet en 90 días continuos, meta que se cumple antes de la fecha fijada y en el primer intento.

En enero de 2004 se realiza la parada total por 45 días, actividad altamente planificada, que permitió generar un mayor aprendizaje para el proyecto de mejoramiento de crudo y comportamiento de las unidades del complejo, a través de la actualización de criterios y realización de una exhaustiva evaluación y labor de mantenimiento profunda, el reemplazo de catalizadores y eliminación de cuellos de botella, siendo esta la base de la planificación de las paradas consecuentes, la parada menor del 2008 y los procedimientos de mantenimiento.

Luego, iniciada el 25 de febrero del 2008, la parada mayor con una duración de siete semanas (49 días), implicó la puesta fuera de servicio de todas las unidades de proceso del mejorador. Durante este tiempo participaron más de 4.000 trabajadores entre los que se encontraban técnicos y artesanos certificados en diversas áreas, 800 supervisores y especialistas contratados, y 60 representantes de PDVSA y sus empresas mixtas, así como de CITGO, gracias a la integración que permite ahora el que todas estas operadoras de la Faja Petrolífera del Orinoco sean filiales de PDVSA. En el aspecto técnico, se contó igualmente en todo momento con la presencia de representantes de las dos otras empresas socias, Total y StatoilHydro.



figura 0.1. Ubicación geográfica de las instalaciones de Petrocedeno.

1.1.1 Misión y visión de la empresa

Su actividad medular es producir crudo extrapesado, mejorarlo y comercializarlo bajo la denominación de Zuata Sweet, crudo mejorado de amplia aceptación en los mercados internacionales, junto a los productos alternos que de este proceso se derivan. Sus oficinas principales se encuentran en Caracas, Venezuela, y sus áreas de proceso son la estación principal de producción y el complejo mejorador.

La División de Producción inicia la cadena de valor de Petrocedefío con la extracción y producción de crudo extrapesado de 8° API al sur del estado Anzoátegui de la Republica Bolivariana de Venezuela, en un área de 399,25 km² conocida como el bloque de producción, que pertenece al bloque Junín de la Faja Petrolífera del Orinoco a 10 kilómetros de San Diego de Cabrutica, en la vía Mapire. En el bloque de producción se encuentran el campo y la estación principal. En el campo, los pozos están ubicados en macollas, que son instalaciones de superficie con capacidad para agrupar de 6 a 24 pozos. Su diseño, sumado a la perforación de pozos horizontales permite el drenaje de grandes extensiones de subsuelo con un mínimo de afectación de la superficie, lo que las convierte en infraestructuras ambientalmente amigables en relación a otras. En la estación principal se recolecta el crudo de las macollas. El gas asociado se separa y el crudo es diluido, calentado y deshidratado para garantizar la calidad requerida de 16° API para su transporte hasta el mejorador.

El complejo mejorador tiene la capacidad de producir hasta 180 MBD (mil barriles día) de Zuata Sweet a partir de 200 MBD de crudo diluido enviados a través de un oleoducto desde la estación principal a unos 210 kilómetros de distancia. En el proceso de mejoramiento también se obtienen

6 mil toneladas diarias de coque y 900 toneladas de azufre. Esta planta de mejoramiento consta de unidades diseñadas con tecnología de punta para realizar procesos de destilación atmosférica y al vacío, coquificación retardada, hidrotratamiento, hidrocrackeo, manufactura de hidrogeno, recuperación de azufre, tratamiento de gas de cola, despojadoras de aguas agrias, y almacenamiento y transporte de coque y azufre para despacho a buques (**figura 0.2**).

Toda esta labor ha sido ejecutada por un equipo integrado que permite asegurar como resultado el logro de una producción confiable y sustentable, dentro de las regulaciones tanto ambiental como de calidad.

1.1.2 Breve reseña de las empresas que integran Petrocedeño Petróleos de Venezuela S. A. (PDVSA):

Es la corporación estatal de la República Bolivariana de Venezuela encargada de la exploración, producción, almacenamiento, manufactura, transporte y mercadeo de los hidrocarburos, tareas que realiza de manera eficiente, rentable, segura, transparente y en compromiso con la protección ambiental. Esta empresa es el motor fundamental del desarrollo económico y social del país, teniendo entre sus objetivos más importantes la promoción de la labor social, la gestión de desarrollo endógeno nacional y la incorporación de adecuaciones tecnológicas que permitan optimizar los procesos que maneja, en armonía con el medio ambiente y en pro del beneficio de los venezolanos, misión que cumple a través de su nutrido grupo de empresas filiales que emprenden tanto estas como las demás actividades propias del negocio petrolero, manipulando los 130 mil millones de barriles de crudo y 148 billones de pies cúbicos de gas natural que posee Venezuela como reservas de hidrocarburos, cifra duplicable tras la fase de certificación de

reservas de crudo pesado y extrapesado de la Faja Petrolífera del Orinoco que convertiría a Venezuela en la poseedora de las mayores reservas de hidrocarburos y a través de su empresa en uno de los 5 principales países proveedores de este producto. Actualmente PDVSA tiene una participación de un 60% en Petrocedeño.

StatoilHydro: es una empresa de energía noruega establecida el 1° de octubre de 2007 tras la fusión entre Statoil y las actividades de gas y petróleo de Hydro. Cuenta con alrededor de 29 mil 500 empleados en 40 países. Actualmente produce más de 1,7 millones de barriles de petróleo equivalente por día con reservas certificadas de 6 billones de barriles de crudo. Es uno de los mayores suplidores de crudo y gas en el mundo. Es reconocida como el operador de aguas profundas más grande del planeta y como líder en la captura y almacenamiento de CO₂. Está presente en Venezuela desde 1995. Actualmente StatoilHydro tiene una participación de un 9,7% en Petrocedeño.

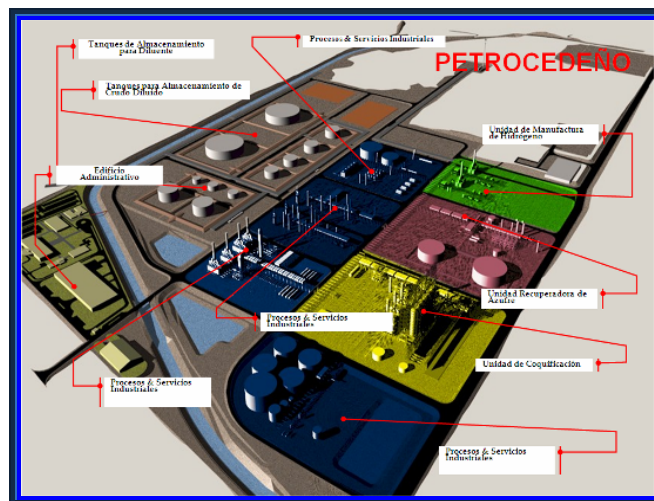


figura 0.2. Disposición de las instalaciones del complejo mejorador.

La compañía francesa TOTAL: es el cuarto grupo petrolero mundial. Se dedica a la producción y comercialización de petróleo y gas, así como a la refinación, petroquímica y química, empleando a 110 mil 700 personas en 120 países. En Venezuela, TOTAL es uno de los mayores inversionistas privados teniendo un 30,3% de acciones de Petrocedefío junto a su participación mayoritaria en el consorcio TRIO, del cual posee el 69,5% de las acciones y cuya operadora Ypergas desarrolla los campos de gas no asociado de Yucal Placer en el estado Guárico. La producción de gas empezó en abril de 2004 con una capacidad de 100 millones de pie cúbicos diario (MMPCD), haciendo de Ypergas el pionero de la apertura del sector del gas a la inversión privada.

1.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

PDVSA Petrocedefío es una empresa que se encarga de la exploración, extracción, producción, mejoramiento y comercialización del crudo extrapesado, dentro del estado Anzoátegui. Posee tres áreas estratégicas como son: extracción ubicada en Zuata, producción ubicada en San Diego de Cabrutica y mejoramiento ubicada en el Complejo Industrial Petroquímico y Petrolero Gral. José Antonio Anzoátegui. El mejorador está construido en un área de más de 200 hectáreas y tiene la capacidad de producir hasta 180 MBD (mil barriles diarios) de Zuata Sweet Crude Oil un crudo liviano y dulce de 30°-32° API, a partir de los 200 MBD de crudo extrapesado de 8° API, provenientes de la Estación Principal, en San Diego de Cabrutica. En el proceso también se obtienen a diario 6.000 toneladas de coque y 900 toneladas de azufre destinados al mercado nacional e internacional.

Para la producción del producto principal Zuata Sweet, se deben procesar todas las corrientes intermedias del mejorador en la unidad de

hidrotratamiento de nafta y diesel de Petrocedefío, corrientes que tienen compuestos de nitrógeno y azufre, los cuales deben ser convertidos a H_2S y NH_3 para poder ser removidos de las corrientes de hidrocarburo mediante fraccionamiento. La unidad de hidrotratamiento (NDHDT) consta de dos trenes en paralelo, uno de nafta con dos reactores y otro de diesel con un reactor; estas corrientes de nafta y diesel son mezcladas con hidrógeno proveniente tanto del compresor de reposición de hidrógeno como del **compresor de gas de recicló** antes de ingresar a los reactores donde ocurre las reacciones.

El **compresor de gas de recicló** tiene acoplada a su eje una turbina de condensación completa para impulsar el compresor. El fluido motriz de alimentación a la turbina es vapor de alta presión (40,9 barg y 388 °C) y el vapor exhausto es de baja presión (0,34 barg 72 °C). Este vapor exhausto pasa a un sistema de condensación en los aroenfriadores 02EA1008A/B/C, que son los que realizan la función de condensar completamente el vapor de salida de la turbina para ser enviados nuevamente al ciclo de vapor. Estos aroenfriadores también son accionados por turbinas que usan vapor de alta presión y actualmente están fuera de servicio por daños en las aspas, la caja de engranaje, en el gobernador de las turbinas, en la válvula de succión, laines sueltas, etc, impactando directamente la capacidad del compresor del gas de recicló (reducción de rpm), y limitando la producción de Zuata Sweet por no poder mantener la mínima relación H_2 /carga a los reactores 02R1001/02R1002/02R1003, cuando se debe procesar toda la carga de diseño. Para mantener en servicio el compresor se utiliza un rociado de agua contraincendios a la estructura de los aroenfriadores a fin de mantener la presión de vacío requerida (0,3 barg ideal). Este rociado está ocasionando daños por corrosión en todo el sistema de condensación (incluyendo ensuciamiento de los tubos aleteados). Adicionalmente este exceso de flujo

de agua contraincendios sobrecarga el procesamiento de efluentes industriales en la unidad de tratamiento de efluentes (U-4100).

Por todo lo anteriormente expuesto se requiere un estudio para realizar un diseño preliminar de un intercambiador de calor que cumpla con los requerimientos del sistema de condensación del vapor exhausto procedente de la turbina, calculando el flujo másico del servicio de agua de enfriamiento y su disponibilidad en el Mejorador Petrocedefío.

1.3 OBJETIVOS

1.3.1 Objetivo general

Diseñar de forma preliminar un sistema de condensación del vapor exhausto proveniente del sistema de compresión del gas de reciclo de la unidad de hidrot ratamiento de Petrocedefío.

1.3.2 Objetivos específicos

- 1.- Conocer el funcionamiento del sistema actual de condensación del vapor exhausto proveniente del sistema de compresión del gas de reciclo.
- 2.- Establecer los criterios conceptuales para el diseño de un nuevo sistema de condensación del compresor de gas de reciclo contemplando la revisión de los servicios necesarios y la disponibilidad en el mejorador.
- 3.- Realizar el dimensionamiento del condensador de superficie.
- 4.- Comparar el sistema de condensación actualmente utilizado con el propuesto.

CAPITULO II

MARCO TEÓRICO

2.1 ANTECEDENTES

Algunos de los trabajos de investigación desarrollados anteriormente y guardan cierta similitud con el trabajo a desarrollar son:

Hurtado (2009), en su informe técnico evaluó las variables de procesos asociadas al compresor de gas de recicló (02-K-1001), y su sistema de condensación a través de los aeroenfriadores 02-EA-1008 A/B/C. Resalta la problemática actual de fallas de las turbinas de este sistema de condensación, y las pérdidas de eficiencia en la turbina 02-KT-1001 del compresor de gas de recicló.

Sifontes (2008), evaluó diversas alternativas para incrementar el coeficiente de transferencia de calor del enfriador de alquilato de sellos E-40 de la unidad de alquilación de la Refinería de Pto. La Cruz-PDVSA. Se decidió eximir al E-40 de la responsabilidad de enfriar el alquilato destinado a la bomba P-7 debido a la disparidad en cuanto a los requerimientos de refrigeración con respecto a las demás bombas del circuito P-5 y P-28 (230 vs 120° F); se plantearon distintas propuestas de diseño mediante un método manual y bajo la asistencia del simulador Hextran 8.1 y se compararon sus principales aspectos técnicos-operacionales en matrices de selección. La propuesta de un equipo de doble tubo con horquillas simples resultó ser la de mayor factibilidad técnica.

Acosta (2006), evaluó la transferencia de calor del tren de precalentamiento de la unidad de crudo de un mejorador ubicado en Jose (Edo. Anzoátegui), utilizando los programas de simulación Pro II y Hextran. En la investigación determinó que los equipos estudiados presentaron un rendimiento general de 90% basados en el calor absorbido por el crudo, con cuatro intercambiadores funcionando por debajo del 25% y planteó como alternativa la circulación de la producción total de residuo atmosférico por dos de los intercambiadores en servicio.

Cedeño (2004), llevó a cabo una evaluación del tren de precalentamiento de la unidad de craqueo catalítico fluidizado de la Refinería Puerto La Cruz a diferentes condiciones de operación utilizando los programas de simulación Hextran 9.01 y HTRI *Xchanger Suite* 3. En este estudio propuso además cambios en la configuración del tren de precalentamiento futuro para mejorar la economía del proceso.

2.2 DEFINICIONES

2.2.1 Refrigerador

Es una unidad que utiliza un refrigerante para enfriar un fluido, hasta una temperatura menor que la obtenida si se utilizara aire o agua como medio de enfriamiento.

2.2.2 Condensador

Es una unidad en la cual los vapores de proceso se convierten total o parcialmente en líquidos. Generalmente, se utiliza agua o aire como medio de enfriamiento.

2.2.2.1 Condensador de superficie

Se refiere específicamente a aquellas unidades de carcaza y tubos que se utilizan para la condensación del vapor de desecho, proveniente de las máquinas y de las turbinas a vapor (PDVSA, 1995).

2.2.2.2 Condensador de contacto directo

Es una unidad en la cual el vapor es condensado mediante contacto directo con el medio enfriante, eliminando la superficie de transferencia de calor que separa el medio enfriante y el vapor.

2.2.3 Enfriador

Es una unidad en la cual una corriente de proceso intercambia calor con agua o aire sin que ocurra cambio de fase.

2.2.4 Evaporador

Los evaporadores son intercambiadores de calor usados específicamente para concentrar soluciones mediante la evaporación parcial del solvente, algunas veces hasta el punto que ocurra el fenómeno de la cristalización. Son diseñados para optimizar la producción del producto líquido o sólido.

2.2.5 Intercambiador

Es el nombre genérico de un dispositivo mecánico, o equipo, diseñado para transferir calor entre dos o más corrientes de fluidos que fluyen a través del equipo.

2.2.6 Calentador

Un calentador es un intercambiador de calor que aumenta la temperatura de una corriente, sin que normalmente ocurra un cambio de fase. Como fuente de calor puede utilizarse una corriente de servicio, tal como vapor de agua, aceite caliente, fluidos térmicos o líquidos químicos o una corriente de proceso de entalpía alta; por ejemplo: la descarga de un reactor operado a alta temperatura.

2.2.7 Rehervidor

Es un vaporizador frecuentemente usado para generar un flujo de vapor que suministra el calor latente de vaporización al fondo de una columna o torre fraccionadora. Existen dos tipos generales de rehervidores, aquéllos que descargan una mezcla bifásica a la torre y los que retornan vapor solamente (PDVSA, 1995).

2.2.8 Generadores de vapor (Calderas de recuperación de calor)

Los generadores de vapor son un tipo especial de vaporizadores utilizados para producir vapor de agua. Como fuente de calor se utiliza generalmente el calor en exceso que no se requiere para el proceso; de allí que estos rehervidores se les llame comúnmente “calderas de recuperación de calor”. Al igual que los rehervidores, los generadores de vapor pueden ser del tipo “Kettle”, de circulación forzada o termosifones.

2.2.9 Sobrecalentador

Un sobrecalentador calienta el vapor por encima de su temperatura de saturación.

2.2.10 Vaporizador

Un vaporizador es un intercambiador que convierte líquido a vapor. El término vaporizador se refiere normalmente a aquellas unidades que manejan líquidos diferentes al agua.

2.3 DESCRIPCIÓN DE LA UNIDAD (2100) DE HIDROTRATAMIENTO DE NAFTA Y DESTILADOS (NDHDT) DEL MEJORADOR PETROCEDEÑO

2.3.1 Función de la unidad de hidrotreatmento de nafta y destilado (NDHDT)

La función principal de la unidad NDHDT es la de mejorar las propiedades de los cortes livianos y medianos provenientes de las unidades de destilación atmosférica y vacío (CDU y VDU respectivamente), coquificación retardada y recuperación de gases de coquificación (DCU y GRU respectivamente), a través de reacciones de hidrogenación, desulfuración y desnitrificación. La necesidad de la unidad de hidrotreatmento radica en ofrecer un crudo mejorado con un bajo contenido de azufre residual, nitrógeno y una alta gravedad °API entre otras propiedades (Petrocedeño, 2006).

2.3.1.1 Corrientes de proceso de NDHDT

La unidad hidrotratadora nafta y destilado (NDHDT) se compone esencialmente de dos secciones de reacción de trenes paralelos (**figura 0.1**) y una sección combinada de fraccionamiento. El objetivo del primer tren de reacción (nafta) es la desdianización y la hidrodiesulfurización de una mezcla de: aceite pobre (nafta virgen), nafta de la unidad coquificadota, LPG de la unidad coquificadora y Reciclo de nafta hidrotratada. En cuanto al segundo tren de reacción (gas oil) consiste en la hidrodiesulfurización de una mezcla de: gasoil atmosférico (destilado), gasoil liviano de vacío (LVGO) y gasoil liviano de la unidad coquificadora (LCGO). Esta unidad está diseñada para producir, una mezcla de LPG, nafta hidrotratada y gasoil liviano, nafta de reposición (reposición de diluyente) y gas combustible.

La unidad de hidrotratamiento se alimenta, además con una corriente de hidrógeno gaseoso, que se divide en hidrógeno de alta (94 bar) y baja (47 bar) presión. La corriente de alta presión de hidrógeno es enviada desde el compresor de reposición de hidrógeno ubicado en la unidad de hidrocraqueo moderado (MHC), al reactor de desdianización del primer tren y la corriente de hidrógeno de baja presión es enviada desde el compresor de reciclo, ubicado en la unidad de hidrotratamiento de nafta y destilados (NDHDT), a el reactor de nafta del primer tren y al reactor de destilados del segundo tren (Pdvsa, 1995).

La unidad de hidrotratamiento de naftas y destilados se divide en secciones, tales como reacción, separación, fraccionamiento y endulzamiento (**figura 0.2**), esta distribución permite comprender la función de los equipos dentro del proceso y la interacción que existe entre ellos.

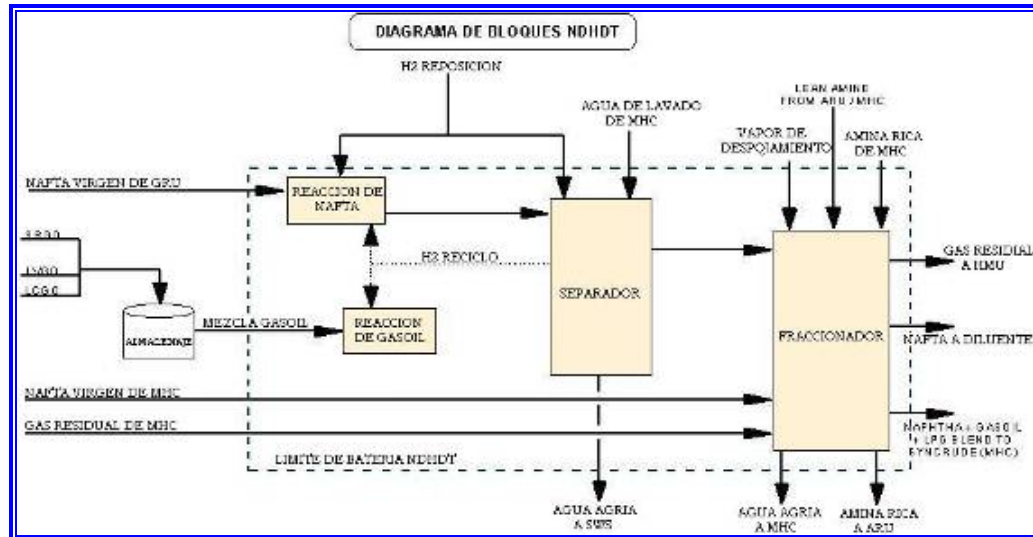


figura 0.1. Diagrama de bloques NDHDT (Petrocedoño, 2006).

Sección de reacción de nafta (NHT)

Esta sección representa el primer tren de reacción (**figura 0.3**), el cual recibe la corriente de alimentación constituida por la mezcla de nafta y LPG, la alimentación es bombeada y mezclada con la corriente de hidrógeno de alta presión proveniente de la descarga de la segunda etapa del compresor de reposición de hidrógeno, ubicado en la unidad de hidrocraqueo moderado (MHC).

En el reactor de desdientización, que opera a 165 °C y 66 bar, se llevan a cabo reacciones, principalmente de eliminación de dobles enlaces carbono-carbono por hidrogenación de las poli-olefinas y los compuestos poli-insaturados presentes en la alimentación. Este reactor posee un lecho catalítico soportado sobre bolas de alúmina.

El reactor de hidrotratamiento de nafta, opera a 280 °C y 56 bar, y posee tres lechos catalíticos soportados sobre bases de alúmina; en la entrada del segundo y tercer lecho ingresa una corriente de hidrógeno de enfriamiento para que el gradiente de temperatura de los lechos tenga un máximo de 20 °C. Dentro de este reactor ocurren reacciones de hidrogenación (saturación de olefinas), desulfuración (remoción de azufre), desnitrificación (remoción de nitrógeno), desoxigenación (remoción de oxígeno) y absorción de metales (Petrocedefío, 2006).

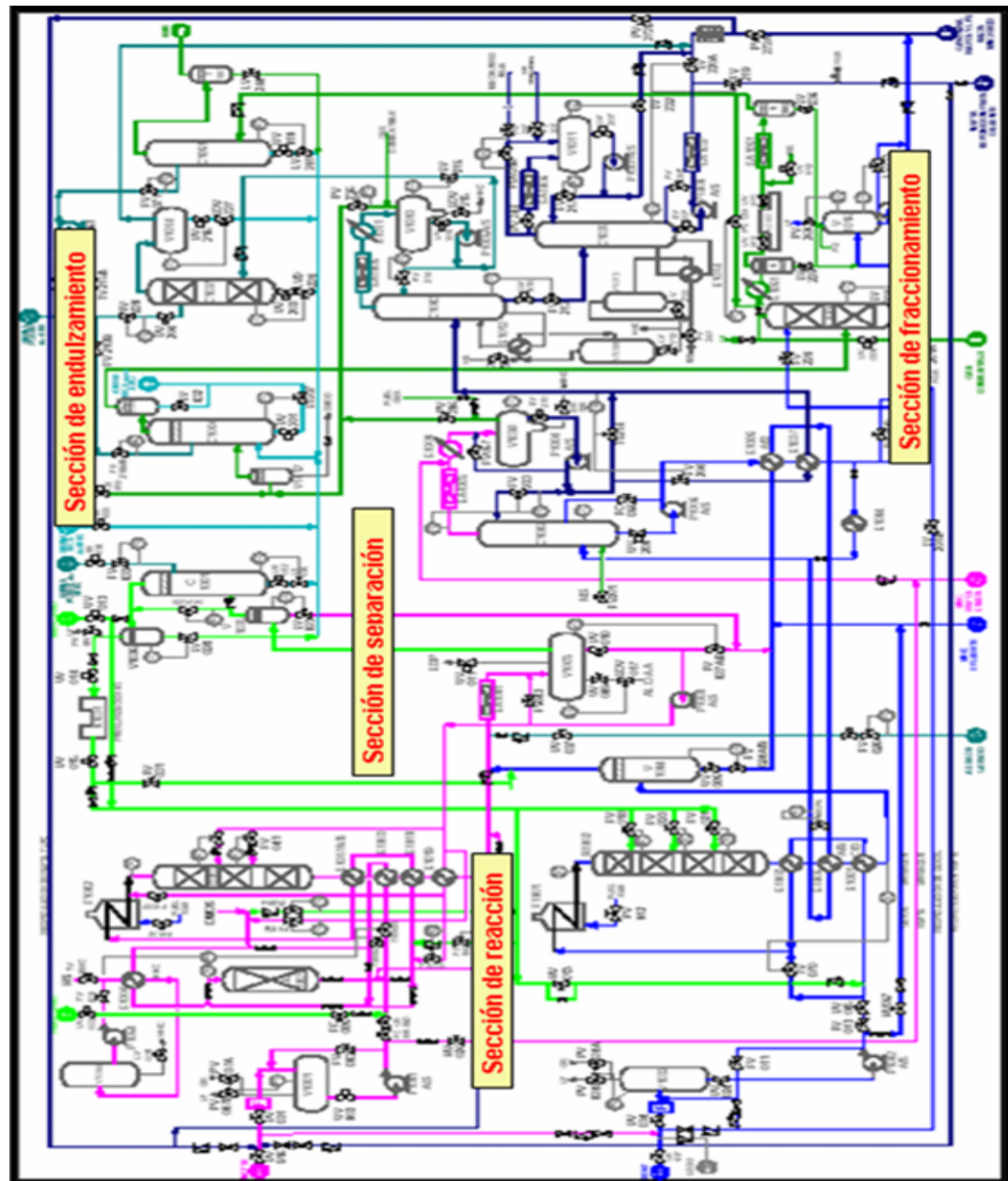


figura 0.2. Diagrama simplificado de la unidad de hidrotratamiento de naftas y destilados (NDHDT), donde se muestran las diferentes secciones de la unidad (Petrocedño, 2006).

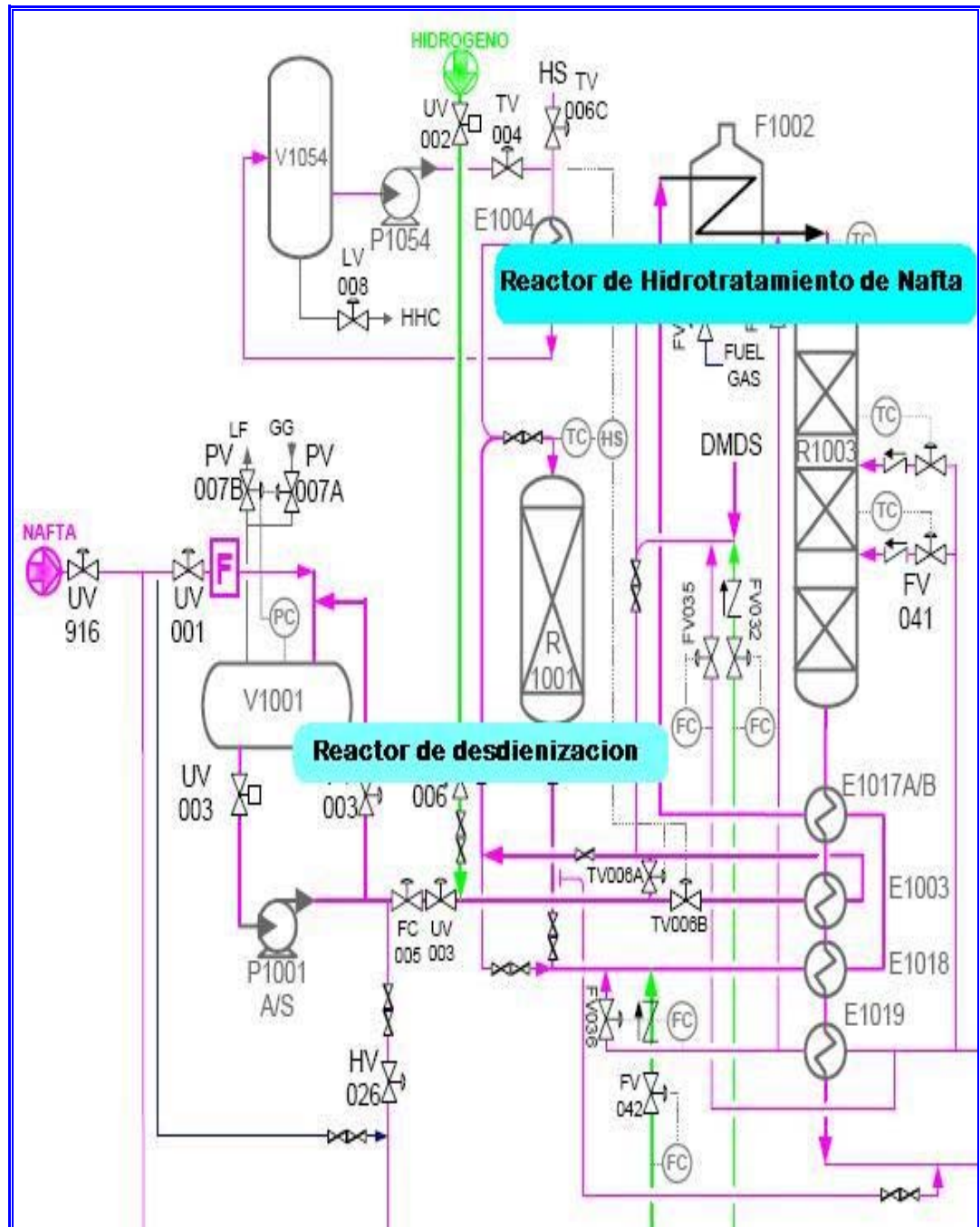


figura 0.3. Sección de reacción de naftas (reactores de desdierenización e hidrotamiento de nafta) (Petrocedño, 2006).

El máximo rendimiento de productos de los efluentes de los reactores se consigue limitando las reacciones indeseables, tales como el hidrocrqueo, hidrogenación de compuestos oxigenados y sobre todo la coquificación, ya que son causantes de la pérdida de actividad del catalizador de los reactores.

Sección de reacción de gasóleos (DHT)

Esta sección representa el segundo tren de reacción (**figura 0.4**) el cual recibe la corriente de alimentación conformada por la mezcla de destilados livianos (SRGO, LVGO y LCGO) provenientes de las unidades de destilación y coquificación respectivamente; existe la posibilidad de tener como alimentación a esta sección la corriente que normalmente alimenta la sección de reacción de nafta, pero esto no es aplicación habitual del proceso.

El reactor de gasóleo es de flujo descendente y posee cuatro lechos, soportados cada uno sobre un colchón de bolas de alúminas; por debajo del primer, segundo y tercer lecho ingresa una corriente de hidrógeno para enfriamiento, proveniente del compresor de reciclaje con el fin de enfriar el flujo de proceso que deja un lecho e ingresa al siguiente quedando fijado un gradiente máximo permitido de 20 °C para el incremento de temperatura del lecho (PDVSA, 1995).

Las reacciones que se llevan a cabo en el reactor de gasóleo son de la misma naturaleza que las descritas para la sección de nafta, solo que todas las reacciones tienen lugar dentro de un único reactor debido a las características de la alimentación, ya que es un poco más pesada que el tren de nafta.

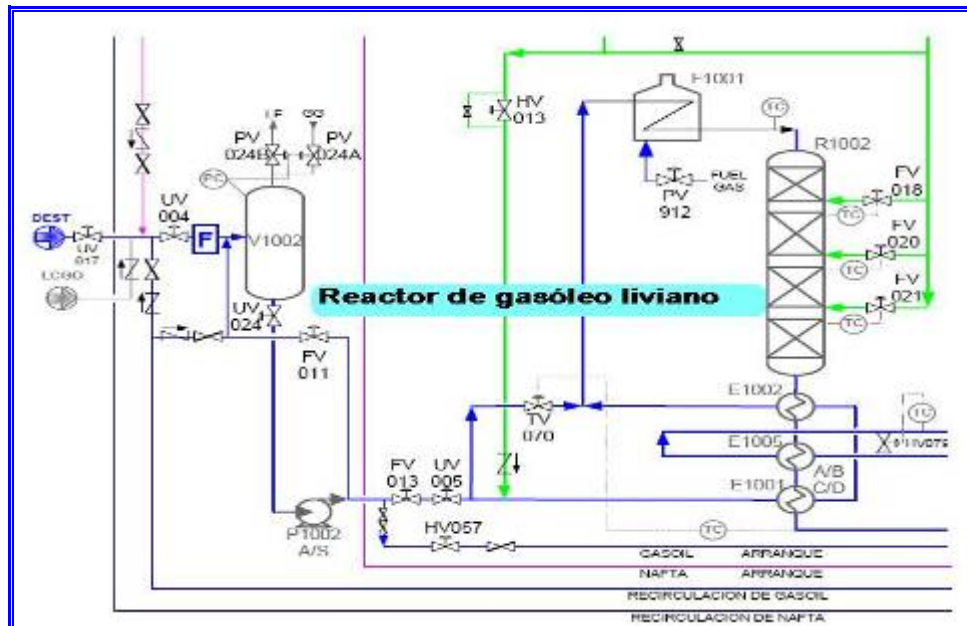


figura 0.4. Sección de reacción de gasóleos (reactor de gasóleo)
(Petrocedeño, 2006).

2.3.1.2 Sección de separación y fraccionamiento de NDHDT

Las corrientes de productos de los reactores (efluentes) son enfriadas por medio de intercambio de calor con la carga de alimentación a los reactores, posteriormente se envía hacia los tambores separadores de alta presión frío y caliente (**figura 0.5**), de donde posteriormente son mezcladas las corrientes y enviadas hacia la sección de fraccionamiento (Pdvsa, 1995).

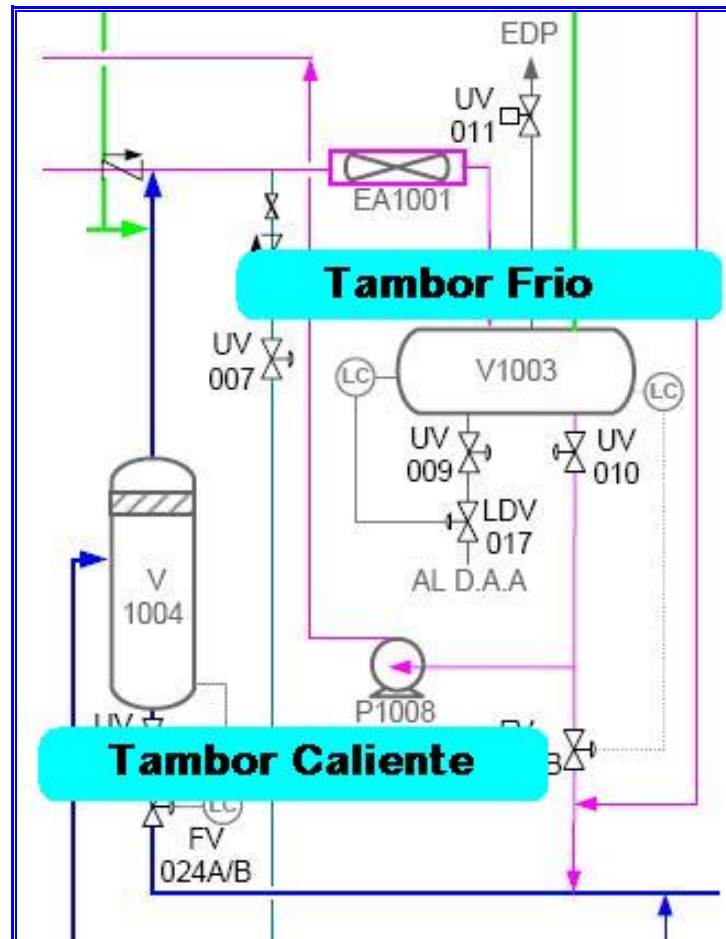


figura 0.5. Sección de separación (tambor separador de alta presión en frío y caliente)(Petrocedoño, 2006).

El tambor separador en frío de alta presión, recibe los efluentes de los reactores de desdianización y nafta donde mediante un proceso de expansión a presión constante se separan tres corrientes, hidrocarburos gaseosos, líquidos y agua; la corriente de hidrocarburo líquida es enviada a la sección de fraccionamiento y la gaseosa a endulzamiento. Por otra parte el tambor separador caliente de alta presión, recibe la corriente efluente del reactor de gasóleo, donde ocurre una expansión súbita de los hidrocarburos, obteniéndose dos fases una gaseosa y otra líquida que se envía a mezcla

con la corriente líquida del tambor separador en frío para alimentar a la sección de fraccionamiento.

La sección de fraccionamiento tiene por objetivo remover los cortes de hidrocarburos livianos de las corrientes líquidas hidrotratadas en los reactores, removiendo productos contaminantes para estas corrientes como lo son el H_2S , CO_2 , NH_3 , ya que se desea obtener un producto de alta calidad que tenga un amplio campo de venta en el mercado.

La sección de fraccionamiento es común para ambos trenes de producción (**figura 0.6**), la cual está conformada por una columna despojadora, estabilizadora de nafta y la separadora de naftas; de cada una de estos equipos se obtienen los cortes de hidrocarburos que conforman el sincrudo (Petrocedño, 2006).

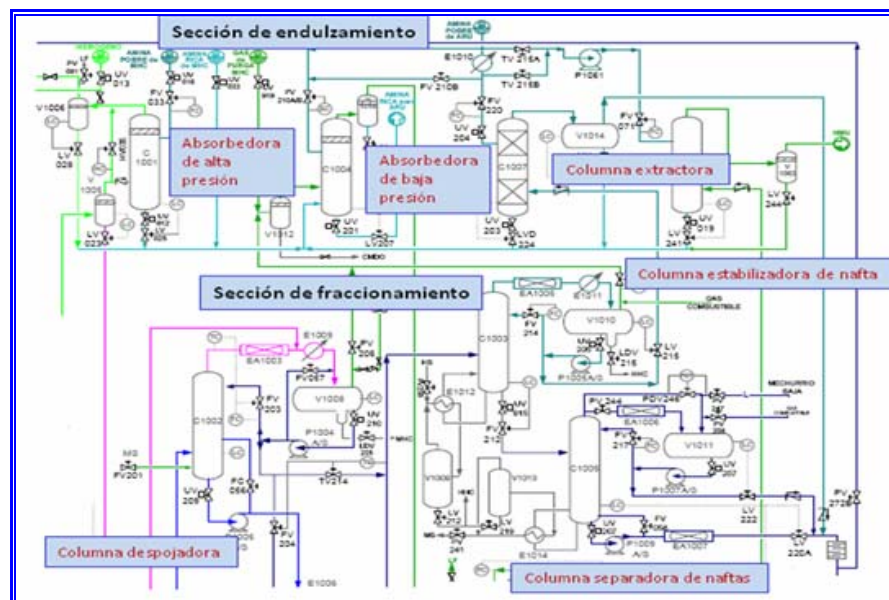


figura 0.6 Sección de fraccionamiento y endulzamiento (columnas fraccionadoras y absorbedoras) (Petrocedño, 2006).

Columna despojadora

La columna despojadora, es el equipo principal de la sección de fraccionamiento, recibe la carga que proviene de los efluentes de los reactores obteniéndose por el tope una corriente de hidrocarburos livianos (nafta), H_2S , NH_3 y CO_2 . La separación se logra con la ayuda de una corriente de vapor de media que ingresa por el fondo de la columna por debajo del último plato. La corriente de hidrocarburos livianos y otros gases que sale por el tope, se envía hacia la columna estabilizadora de nafta y la corriente que sale por el fondo de la despojadora (gasóleo liviano) se envía a mezcla con las corrientes de nafta y LPG, que se producen en esta sección (Petrocedefo, 2006).

Columna estabilizadora de nafta

La columna estabilizadora, procesa la corriente de nafta que proviene de la columna despojadora, de la cual se obtiene por el fondo la nafta estable que posteriormente se envía a la columna separadora de naftas (liviana y pesada). Por el tope de la columna se obtiene una corriente de hidrocarburos más livianos LPG (gas licuado de petróleo), la cual se envía hacia endulzamiento ya que la concentración de H_2S en esta corriente es muy elevada como para enviarla directamente a mezcla, por lo tanto ocasionaría que la concentración de H_2S en el sincrudo salga fuera de especificación (<10 ppm).

Columna separadora de naftas

La columna separadora de naftas, procesa la carga de nafta estabilizada que proviene del fondo de la columna estabilizadora, separando

la nafta liviana de la nafta pesada. La nafta pesada es usada como diluyente, mientras que la nafta liviana es enviada al punto de mezcla con el gasóleo liviano y el LPG dulce en NDHDT, y posteriormente se mezclan con la corriente del gasóleo pesado que se produce en la unidad de hidrocraqueo moderado (MHC).

2.3.1.3 Sección de endulzamiento de NDHDT

La sección tiene como objetivo, endulzar las corrientes de gases residuales provenientes de las de los tambores de cabecera de las columnas despojadoras y la estabilizadora de nafta, además tratar la corriente de LPG en una columna de extracción líquida, ya que esta corriente se envía la mezcla de sincrudo (Petrocedeño, 2006).

Columna absorbadora de amina de alta presión

La columna absorbadora de alta presión, endulza los gases provenientes del tambor separador en frío de alta presión, con una corriente de amina pobre que llega desde MHC, la amina rica se envía al fondo de la columna absorbadora de baja presión.

Columna absorbadora de amina de baja presión

La columna absorbadora de amina de baja presión, procesa las corrientes de gases residuales de la columna despojadora y la columna estabilizadora de nafta, poniéndose en contacto con una corriente de amina pobre, para remover los gases ácidos. Esta columna tiene una segunda función de colectar la amia rica que desciende de la misma columna y la

proveniente de el absorbedor de alta presión y del extractor de amina/LPG. Toda esta amina es enviada luego a la unidad recuperadora de amina (ARU).

Columna extractora de amina/LPG

La columna extractora de amina/LPG, procesa la corriente de LPG que proviene de la columna estabilizadora de nafta. El LPG ingresa por la parte inferior de la columna y asciende por diferencia de densidad con la amina, mientras la amina desciende hasta el fondo por ser más pesada, removiendo los componentes ácidos presentes en el LPG; la acción de remoción de los componentes ácidos por parte de la amina es la misma que en las columnas de absorción pero la diferencia es que aquí ambas fases se encuentran líquidas.

2.4 TRANSFERENCIA DE CALOR

En las industrias de proceso, la transferencia de calor entre dos fluidos casi siempre se lleva a cabo en intercambiadores de calor. El tipo más común es uno en el cual el fluido caliente y el frío no entran en contacto directo el uno con el otro, sino que están separados por una pared de tubos o una superficie plana o curva. La transferencia de calor se efectúa por convección desde el fluido caliente a la pared o la superficie de los tubos, a través de la pared de tubos o placa por conducción, y luego por convección al fluido frío (Perry, 2001).

2.4.1 Funciones de los intercambiadores de calor

La función básica de los intercambiadores es la transferencia de energía térmica entre dos o mas fluidos a diferente temperatura. El calor

fluye, como resultado del gradiente de temperatura, desde el fluido caliente hacia el frío a través de una pared de separación, 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 interfase formada entre los fluidos puede servir como área de transferencia de calor (PDVSA, 1995).

En resumen, las funciones típicas de un intercambiador de calor en los procesos industriales son las siguientes:

2.4.1.1 Recuperación de calor

La corriente fría recupera parte del calor contenido en la corriente caliente. Es decir, calentamiento y enfriamiento de las corrientes involucradas, las cuales fluyen simultáneamente a ambos lados del área de transferencia de calor.

2.4.1.2 Evaporación

Una de las corrientes involucradas en el intercambio de calor cambia de fase líquida a vapor.

2.4.1.3 Condensación

Una de las corrientes involucradas en el intercambio de calor cambia de fase vapor a fase líquida.

2.4.2 Mecanismos de transferencia de calor

La transferencia de calor, como se definió previamente, 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.

2.4.2.1 Conducción

Es fundamentalmente transferencia de energía por contacto físico en ausencia de movimiento del material a nivel macroscópico. Este mecanismo puede ocurrir en sólidos, líquidos o gases.

2.4.2.2 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 entre ellos. La radiación puede ocurrir a través de gases, líquidos o sólidos; pero debido a la mayor capacidad de absorción de energía de los medios densos, la radiación del calor es más eficiente a través de los gases.

2.4.2.3 Convección

Es transferencia de calor de un punto a otro en un fluido, gas o líquido, debido a la mezcla y movimiento de las diferentes partes del fluido. Existen dos mecanismos de transferencia de calor por convección, denominados convección forzada y convección natural. En la convección forzada, el movimiento del fluido es debido a fuerzas externas, tal como bombeo; mientras que en la convección natural el movimiento es inducido por la diferencia de densidades resultante de la diferencia de temperatura en el fluido. Cuando en la convección forzada la velocidad es relativamente baja, estos factores de diferencia de densidad y de temperatura pueden tener un efecto considerable.

Los métodos de cálculo para cada uno de estos mecanismos son diferentes. El flujo de calor por conducción es proporcional al gradiente de temperatura (ley de Fourier: $Q = -kA(dT/dX)$); por radiación es función del incremento de la temperatura absoluta a la cuarta potencia (ecuación de Stefan Boltzmann: $Q = 1,714 \times 10^{-7} \epsilon A (T_1^4 - T_2^4)$) y por convección es proporcional a la diferencia de temperatura entre la superficie de transferencia y la masa de fluido en contacto con ella (ley de Newton $Q = hA (T_1 - T_2)$). La diferencia entre estas ecuaciones reside, básicamente, en el coeficiente de transferencia. Así, el coeficiente por conducción, denominado conductividad térmica, es una propiedad del medio de transferencia y puede ser medido directamente y el coeficiente por radiación depende de una propiedad de la superficie radiante, llamada emisividad, la cual es medida directamente. Pero el coeficiente por convección es un parámetro empírico, obtenido experimentalmente, pero no medido directamente, por lo que el cálculo de la transferencia de calor por convección es más empírico que para los otros dos mecanismos, existiendo una gran dependencia de datos experimentales y sus correlaciones. Adicionalmente, este coeficiente incorpora elementos de dinámica de fluidos.

Generalmente, en cualquier proceso de transferencia de calor se encuentran presente, simultáneamente, varios de estos mecanismos; por ejemplo la transferencia de calor por convección incorpora calor por conducción en el fluido; de hecho, si el fluido fuese no-conductor no se daría la convección, pues el movimiento sirve para poner en contacto las partes fría y calientes (PDVSA, 1995).

2.4.3 Proceso de transferencia de calor

En la subsección previa se ha planteado los diferentes mecanismos de transferencia de calor, y en esta subsección se plantean como a través de estos mecanismos ocurre la transferencia de calor. El objetivo es introducir un conocimiento general sobre los procesos de transferencia de calor. Existen dos tipos generales de procesos; a saber: (1) sin cambio de fase, conocida también como calor sensible y (2) 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.

2.4.3.1 Calor sensible

La mayoría de las aplicaciones de los procesos de transferencia de calor sin cambio de fase involucran el mecanismo de transferencia de convección forzada, tanto dentro de los tubos como sobre superficies externas. El coeficiente de transferencia de calor por convección depende de parámetros de dinámica de fluido, por ejemplo la velocidad. En base al

movimiento de fluido, el flujo dentro de los tubos se divide en tres regímenes de flujo, los cuales son medidos mediante un parámetro adimensional, llamado **número de Reynolds**, el cual es una indicación de la turbulencia del flujo.

Los regímenes de flujo son:

- **Flujo laminar:** número de Reynolds menor que 2.000.
- **Flujo de transición:** número de Reynolds entre 2.000 y 4.000.
- **Flujo turbulento:** número de Reynolds mayor que 4.000.

Para cada uno de estos regímenes de flujo han sido desarrollados ecuaciones semi-empíricas las cuales son usadas para describir y predecir adecuadamente la transferencia de calor en la región en consideración. Aunque los coeficientes de transferencia de calor para flujo laminar son considerablemente mas pequeños que para flujo turbulento, en algunas casos se prefiere el flujo laminar para reducir costos de bombeo. El mecanismo de transferencia de calor en este régimen de flujo es básicamente por conducción.

En la región de transición, el flujo puede ser inestable y se han observado fluctuaciones en la caída de presión y en la transferencia de calor. Existe una gran incertidumbre en cuanto al comportamiento de los parámetros de transferencia de calor y de fricción del flujo; en consecuencia es aconsejable evitar el diseño de los equipos de intercambio de calor para operar dentro de esta región.

En cuanto al fenómeno de transferencia de calor por convección forzada sobre superficies externas, es importante mencionar que el proceso

de transferencia de calor esta íntimamente relacionado con la naturaleza del flujo; por ejemplo, la transferencia de calor sobre un haz de tubos depende del patrón de flujo y del grado de turbulencia; es decir, es función de la velocidad del fluido y del tamaño y arreglo de los tubos. Debido a la complejidad del flujo en estos casos de transferencia calor sobre superficies externas dificulta su tratamiento analítico, las ecuaciones disponibles para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor se han desarrollado completamente en base a datos experimentales.

2.4.4 Operaciones de transferencia de calor

2.4.4.1 Condensación

Es una de las operaciones de transferencia de calor más importantes, es un proceso convectivo, mediante el cual el vapor es convertido en líquido cuando el vapor saturado entra en contacto con una superficie a temperatura más baja.

Este proceso ocurre en una gran variedad de aplicaciones y equipos (por ejemplo: sobre/dentro de tubos verticales/horizontales). El condensado se forma sobre la superficie fría y, bajo el efecto de la fuerza de gravedad fluye hacia abajo, sobre dicha superficie, en diferentes maneras, las cuales se describen a continuación:

Condensación tipo película

Es cuando el líquido condensado humedece la superficie formando una película continua de líquido, sobre la superficie, la cual se muestra en la **figura 0.7.b**. La película actúa como un material aislante de la superficie y

representa una resistencia o barrera a la transferencia de calor. Este tipo de condensación es la que usualmente se asume en el diseño de condensadores y es la base teórica del procedimiento de diseño para condensadores (Pdvsa, 1995).

Condensación por gotas

Es cuando el líquido condensado no humedece la superficie, se forman gotas de líquido las cuales crecen lo suficiente para moverse al azar sobre la superficie por efecto de la gravedad como se muestra en la **figura 0.7.a**. En este proceso, porciones de superficie están directamente expuestas al vapor, no existiendo resistencia al flujo de calor, por lo que se experimenta tasas de transferencia de calor más elevadas que en la condensación tipo película. Por esta razón, la condensación por gotas podría ser preferida a la tipo película; pero es una opción impráctica dada la dificultad de mantenerla en el tiempo. La mayoría de las superficies tienden a la formación de película después de ser expuestas al vapor condensado durante un largo período de tiempo. Se ha intentado fomentar la condensación por gotas mediante el uso de aditivos al vapor y tratamiento de la superficie (por ejemplo, revestimiento), sin éxito, debido al incremento de costos operacionales, a su ineffectividad en el tiempo y al ensuciamiento de la superficie, entre otros.

Condensación homogénea

Es cuando las gotas de condensado se forman en la masa de la corriente de vapor, en lugar de sobre la superficie como se muestra en la **figura 0.7.d**. Esta situación puede ocurrir en condensadores parciales o en corrientes de vapor con gases incondensables, cuando el vapor o la mezcla gas-vapor es enfriado por debajo del punto de rocío. Este tipo de

condensación puede resultar en la formación de una niebla de gotas de líquido en el vapor, las cuales por ser muy pequeñas son difíciles de separar por métodos convencionales y pueden ser arrastradas en el venteo de condensador, presentando posibles problemas de contaminación ambiental.

Condensación de líquidos inmiscibles

Es cuando el vapor condensa produciendo dos fases líquidas (por ejemplo, una mezcla de vapores de agua e hidrocarburos), En estos casos, el patrón de condensación es variable. Un enfoque conservador supone la presencia de dos películas de condensado y el calor se transfiere a través de ambas películas en serie. Otro enfoque supone condensación tipo película para una de las fase, mientras que la otra forma gotas sobre la superficie de la película, como se ilustra en la **figura 0.7.c**.

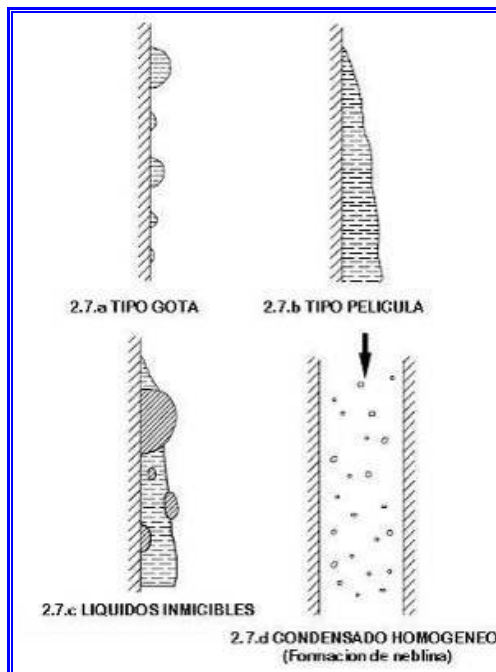


figura 0.7. Tipos de condensación (Pdvsa, 1995).

2.4.4.2 Vaporización

La vaporización puede ser definida como la adición de calor a una masa líquida, en tal magnitud, que ocurre la generación de vapor. Es un proceso convectivo que involucra cambio de fase de líquido a vapor. Esta subsección intenta describir a continuación, solo a título informativo, los modos de transferencia de calor en el proceso de vaporización, y en el documento PDVSA-MDP-05-E-02 se presentan las correlaciones prácticas usadas en el diseño de intercambiadores, con vaporización. La vaporización ocurre cuando una superficie es expuesta a un líquido y mantenida a la temperatura de saturación de ese líquido, dependiendo del flujo de calor, de la diferencia de temperatura entre la superficie y la condición de saturación.

Piscina de vaporización (“Pool Boiling”)

Es cuando la superficie esta sumergida en una piscina estática de líquido; inicialmente no se forman burbujas o gotas de vapor y la transferencia de calor se da por convección natural. En el área cerca de superficie caliente, el líquido absorbe un pequeño sobrecalentamiento y es subsecuentemente evaporado en la medida que se mueve hacia la superficie del líquido. Seguidamente, comienzan a formarse burbujas en la superficie de transferencia, las cuales inicialmente desaparecen por condensación en la masa de líquido al desprenderse de la superficie.

Vaporización por nucleación

Se da cuando a medida que la diferencia de temperatura se incrementa, crece el número de burbujas y solo alguna de ellas desaparecen en la superficie del líquido.

Vaporización por película

Es cuando las burbujas se forman tan rápidamente y alcanzan a ser tan numerosas que se aglutinan, formando una película continua de vapor sobre la superficie caliente, y finalmente el vapor es descargado desde la película, en forma de burbujas regularmente espaciadas. Aquí es donde la transferencia de calor es por conducción y convección a través de la película y, a medida que la temperatura de la superficie se incrementa, por significativa radiación; siendo la transferencia de calor menos eficiente.

Vaporización subenfriada o local

Es cuando la temperatura del líquido es menor que su temperatura de saturación.

2.5 EQUIPOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

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 compacticidad 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, los cuales se describen a continuación. Por supuesto, existen otros tipos de intercambiadores de calor a los cuales no se hace referencia ya que no se utilizan con frecuencia en la industria petrolera.

2.5.1 Intercambiador de calor de doble tubo

El intercambiador más simple es el intercambiador de doble tubo o de tubos concéntricos, donde uno de los fluidos fluye en el interior de una tubería y el otro lo hace en el espacio anular entre ambas tuberías. Los fluidos pueden circular en paralelo o en contracorriente. El intercambiador de calor puede fabricarse con un simple par de tubos adaptando las conexiones en los extremos, o con varios pares interconectados en serie. Este tipo de intercambiadores es útil principalmente para flujos volumétricos bajos (Perry, 2001).

2.5.2 Intercambiadores de haz de tubos y coraza

Cuando se manejan flujos más grandes se usa un intercambiador de tubos y coraza (**figura 0.8**), que es el tipo más importante en las industrias de proceso. Los flujos de estos intercambiadores son continuos. Se usan muchos tubos en paralelo con uno de los fluidos circulando en su interior. Los tubos, distribuidos en forma de manojo, están encerrados en una sola coraza y el otro fluido fluye por el exterior de los tubos, dentro de la coraza. Se usan deflectores transversales de tal manera que el fluido se ve forzado a fluir perpendicularmente por la batería de tubos en lugar de hacerlo en paralelo. Esta turbulencia adicional generada por el flujo transversal, aumenta el flujo de transferencia de calor de la coraza.

Existen tres tipos básicos de intercambiadores de haz de tubos y coraza. Dentro de cada uno de ellos hay numerosos subtipos diseñados para circunstancias de operación específicas. La construcción ha sido normalizada por una institución privada de los Estados Unidos de América llamada TEMA (Tubular Exchangers Manufacturers Association). Dichas

normas han sido aceptadas en todo el mundo, y se pueden encontrar en todos los textos especializados en intercambiadores de calor. Los tres tipos básicos son: tubos en U, de cabezal fijo y de cabezal flotante.

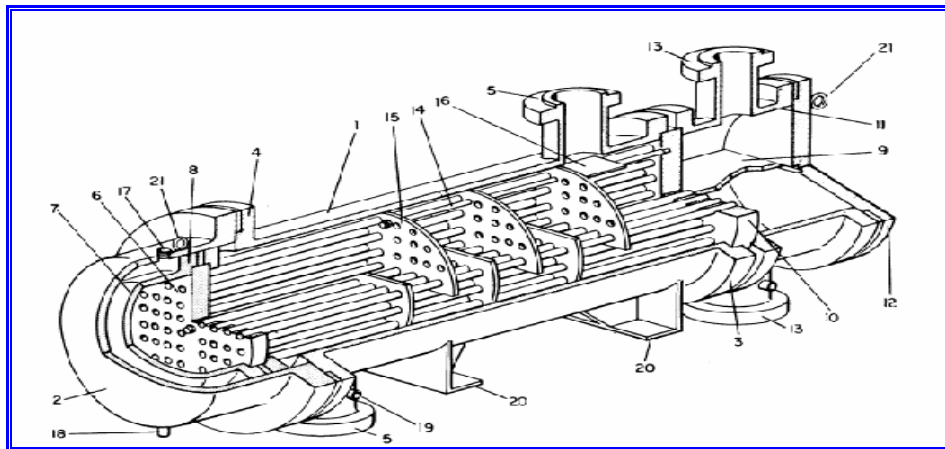


figura 0.8. Elementos de los intercambiadores de tubo y carcasa (Perry, 2001).

2.5.2.1 Intercambiadores de tubos en U

El haz de tubos consiste en un panel estacionario de tubos en U (o de horquilla), deflectores o placas de soporte y espaciadores y tirantes apropiados. El haz de tubos se puede retirar de la carcasa del intercambiador de calor. Se proporciona un cabezal del lado de los tubos (estacionario) y una carcasa con cubierta integrada, que se suelda a la carcasa misma. Cada tubo tiene libertad para dilatarse o contraerse, sin limitaciones debidas a la posición de los otros tubos.

El haz de tubos en U tiene la ventaja de proporcionar el mínimo espacio entre el límite externo de los tubos y el interior de la carcasa para todas las construcciones de haces de tubos desmontables. Los espacios

libres son de la misma magnitud que para los intercambiadores de calor de paneles de tubos fijos.

El número de orificios tubulares en una carcasa determinada es menor que para el intercambiador de panel de tubos fijos, por las limitaciones de acodamiento de los tubos en un radio muy corto. El diseño de tubos en U ofrece la ventaja de reducir el número de juntas.

En la construcción para altas presiones, esta característica es muy importante, puesto que reduce tanto el costo inicial como el mantenimiento. Los tubos en U han incrementado su empleo de manera significativa, gracias al desarrollo de limpiadores hidráulicos que son capaces de eliminar residuos depositados tanto en la parte recta como en la parte doblada en U de los tubos (Perry, 2001).

2.5.2.2 Intercambiadores de cabezal fijo

Es el tipo más popular cuando se desea minimizar la cantidad de juntas, mientras que no haya problema de esfuerzos de origen térmico y no sea preciso sacar el haz (ambos fluidos no deben ser corrosivos y el fluido del lado de coraza es limpio). Este tipo de intercambiadores es sumamente proclive a tener fallas cuando hay esfuerzo térmico severo, resultando en que se producen fugas tanto internas como externas. Por ello es necesario realizar un análisis térmico considerando todas las fases de operación para detectar y aliviar condiciones de esfuerzo térmico.

2.5.2.3 Intercambiadores de cabezal flotante

Es el tipo más sofisticado (y costoso) de intercambiadores de haz de tubos y coraza. Está indicado en servicios en los que la limpieza de tubos y/o su reemplazo es frecuente. Hay dos tipos básicos de intercambiador de cabezal flotante. Uno emplea un cabezal flotante (es decir, deslizante) con o sin anillo seccionado (split ring). El otro usa empacadura para permitir la expansión térmica.

2.5.3 Condensadores

Los dispositivos especiales de transmisión de calor utilizados para licuar vapores eliminando su calor latente de condensación reciben el nombre de condensadores. El calor latente se retira absorbiéndolo por un líquido más frío denominado refrigerante. Puesto que evidentemente la temperatura del refrigerante aumenta en un condensador, la unidad también actúa como un calentador, pero funcionalmente la acción más importante es la de condensación, y el nombre refleja este hecho.

Los condensadores se dividen en dos clases. En la primera de ellas, correspondiente a los condensadores de carcaza y tubos, el vapor condensante y el refrigerante están separados por una superficie tubular de transmisión de calor. En la segunda clase, correspondiente a los condensadores de contacto, las corrientes de vapor y de refrigerante, que ambas son generalmente agua, se mezclan físicamente y abandonan el condensador formando una sola corriente (Geankoplis, 1999). En los de carcaza y tubos, la corriente de fluido puede ser un componente puro o una mezcla de componentes. La condensación puede ocurrir en el lado de la carcaza o el lado del tubo orientado vertical u horizontalmente, pero no es usual condensar en el interior de los tubos porque el tubo se inunda con

facilidad. En general, se suele hacer pasar agua por el interior de tubos o serpentines porque el tubo se inunda con facilidad (Kern, 1997).

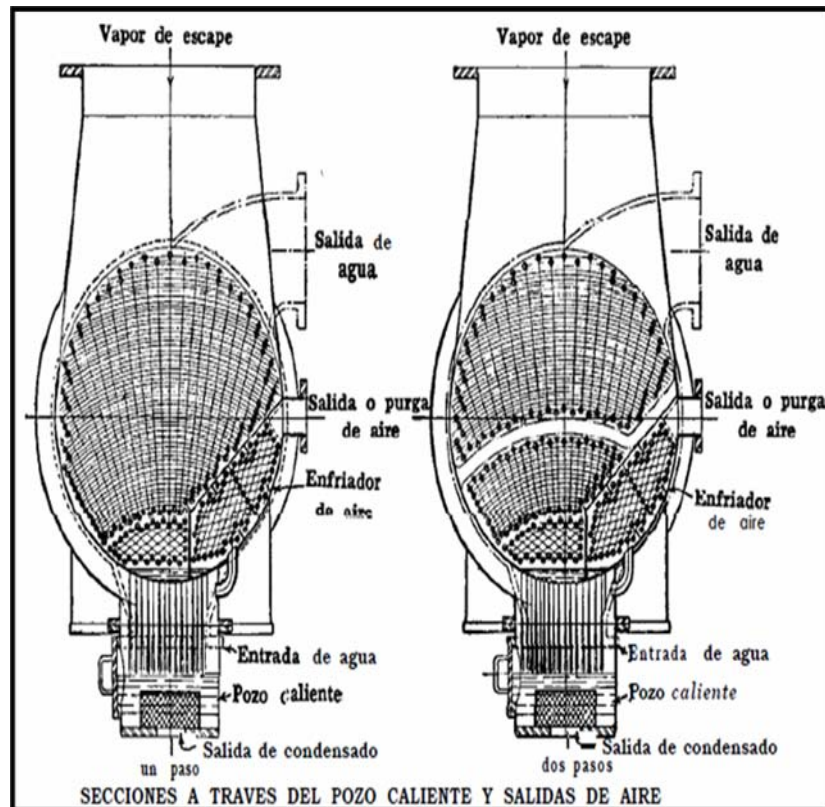
2.5.3.1 Condensadores de superficie

El término condensador de *superficie* se reserva para aparatos tubulares empleados en la condensación de vapor de agua. En el diseño y operación de una turbina de vapor, la temperatura de salida del vapor se mantiene tan baja como sea posible, de manera que haya el máximo cambio de entalpía durante la conversión de calor a trabajo. Esta es una deducción **natural del ciclo de Carnót**. La temperatura de salida o de escape está limitada únicamente por la frialdad y abundancia del medio enfriante y la permisibilidad de una diferencia de temperatura razonable, ejemplo para un agua de enfriamiento a 70°F, el escape de la turbina estará a 75°F, lo que corresponde a una presión de saturación al vacío. Consecuentemente, tales aparatos están usualmente diseñados para trabajar al vacío en el lado de vapor. El condensador de superficie es un desarrollo de la industria de la generación de potencia más bien que de la industria química.

Los condensadores de superficie son usualmente mucho mayores que cualquier otro tipo de equipo tubular, algunos contienen más de 60.000 pies² de superficie de condensación. El desarrollo de una pequeña caída de presión en el lado del vapor afecta directamente la presión en la salida del condensador y al ciclo de eficiencia para una temperatura dada del agua de enfriamiento a la entrada. Un condensador de superficie típico de pequeño tamaño se muestra en la **figura 0.9**.

Para permitir una pequeña caída de presión y una gran penetración del vapor en el haz, los tubos se colocan para flujo cruzado, usando un arreglo

radial como se muestra en la **figura 0.9**. Otra consideración importante es la eliminación de aire, puesto que una acumulación del mismo aumenta la presión total en el condensador y aumenta la temperatura de condensación. Únicamente cuando los condensadores de superficie contienen 15.000 pies o menos de superficie, son aptos para tener cuerpos cilíndricos. Cuando su superficie, excede los 15.000 pies² se hacen en forma de caja, como la elevación mostrada en **figura 0.10**.



**figura 0.9. Condensador de superficie, Foster Wheeler Corporation
(Kern,1997)**

Las partes principales de un condensador de superficie además de la coraza y las cajas de agua, son su gran entrada de vapor de escape, salidas a los

lados para eliminar el aire y un pozo caliente con su salida de condensado y de aire. Los tubos usualmente son de 22 a 26 pies de largo con placas de soporte para todos ellos, ya que el vapor los atraviesa en flujo cruzado. La parte inferior del haz está separada para permitir el enfriamiento de la mezcla de aire-vapor que va a los aparatos de vacío. Estos son usualmente un eyector de aire. Puesto que el vapor de agua condensa isotérmicamente, la MLDT en flujo cruzado es idéntica a la del flujo en contracorriente.

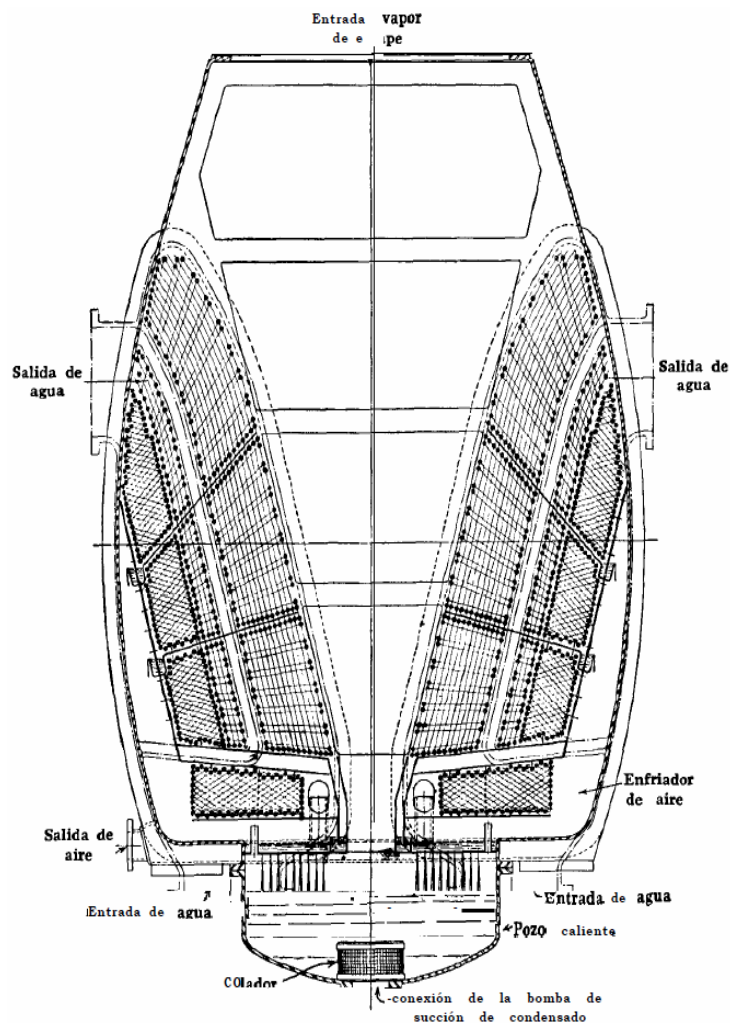


figura 0.10. Condensador de gran tamaño de doble banco, Foster Wheeler Corporation (Kern, 1997)

A continuación la **figura 0.11** muestra un diagrama de flujo de cómo estaría instalado un condensador de superficie en una planta, presentado por la empresa GEA Ibérica, S.A.

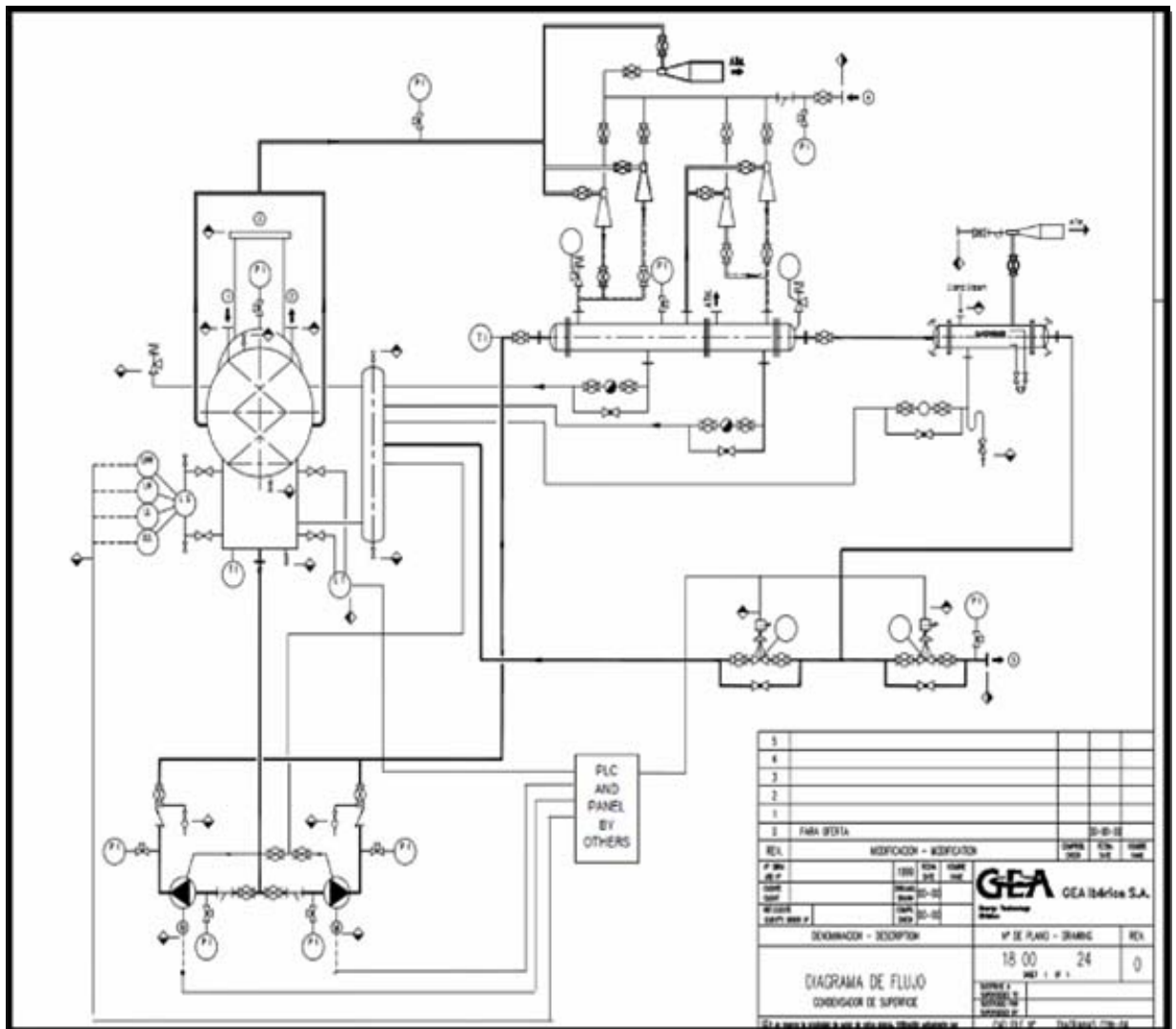


figura 0.11. Diagrama de flujo de un condensador de superficie

2.5.4 Enfriadores por aire

Se ha utilizado el aire atmosférico durante muchos años para enfriar y condensar fluidos de proceso en las regiones en que escasea el agua. Durante la década de los sesenta, la utilización de intercambiadores de calor enfriados por aire (**figura 0.12**) aumentó con rapidez, tanto en Estados Unidos como en otros lugares. En Europa, donde las variaciones estacionales de la temperatura ambiente son relativamente pequeñas, se utilizan intercambiadores enfriados por aire para la mayor parte del proceso de enfriamiento. En algunas plantas nuevas, todo el enfriamiento se hace con aire. Conforme se elevan los costos del agua y crece la preocupación por su contaminación, se espera que aumente el empleo de enfriadores por aire (Perry, 2001).

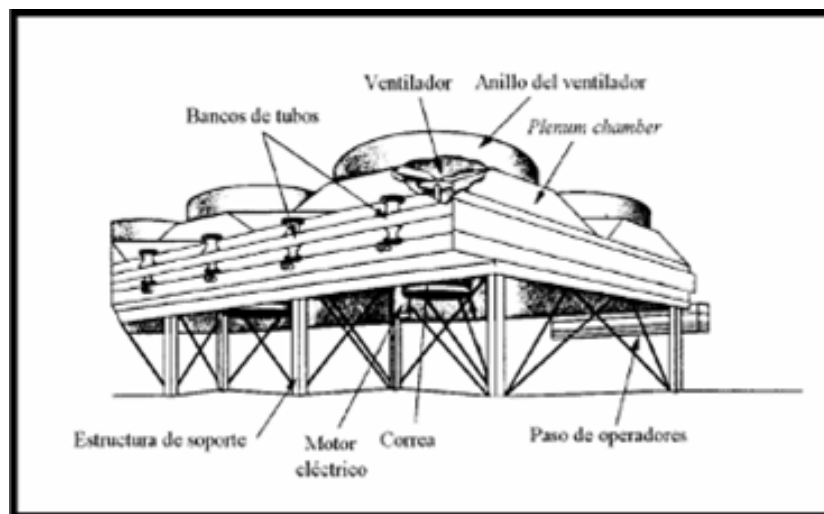


figura 0.12. Partes y componentes de un enfriador por aire (Perry, 2001).

2.5.4.1 Definiciones básicas

Un enfriador por aire es un intercambiador de calor que enfría y condensa fluidos mediante el aire atmosférico (mc cabe, 1991). El fluido a ser enfriado fluye por el interior de un haz de tubos aleteados, mientras que el aire, el cual es impulsado por un ventilador, fluye sobre la superficie exterior de los tubos con un patrón de flujo transversal.

Antes de entrar en el desarrollo teórico del diseño de los enfriadores por aire, es necesario partir de la base que establecen las siguientes definiciones según API 661 (1997) para así lograr un cabal entendimiento del tema a tratar (Mc Cabe, 1991):

- **Unidad.** Consiste en uno o más haces de tubos montados en una o más *bahías* para un servicio único.
- **Bahía.** Son uno o más haces de tubos enfriados por uno o más ventiladores, incluyendo soportes, caja de viento y otros accesorios. (figura 0.13).

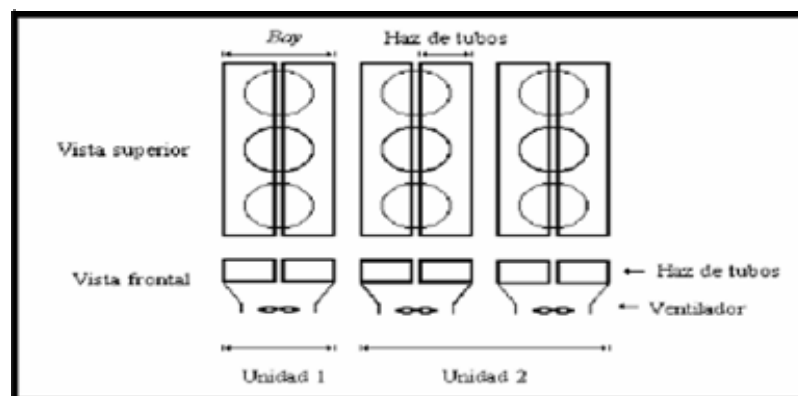


figura 0.13. Vista de un enfriador por aire de una bahía y de dos bahías (Mc cabe, 1991).

- **Banco.** Consiste en una o más bahías incluyendo una o más unidades montadas en una estructura continua.
- **Túnel de viento (Plenum).** Es el almacén de láminas de metal que sirve para conducir el flujo de aire a través del banco de tubos.
- **Haz tubular o banco de tubos.** Es el conjunto de cabezales, tubos y armaduras que sirven de soporte.
- **Cabezal.** Es el recipiente donde se introducen o se colectan el fluido distribuido por los tubos.
- **Superficie de tubo descubierto o desnudo.** Es la superficie exterior del tubo, medida entre las caras externas de las placas tubulares.
- **Superficie del tubo aleteado.** Es la superficie total de las aletas expuestas al aire.
- **Boquilla.** Son las conexiones por donde entra y sale el fluido de los cabezales del equipo.
- **Aleta.** Son láminas metálicas conductoras de calor colocadas alrededor de los tubos para el aumento de la superficie exterior del mismo y obtener así una mayor disipación de calor.
- **Tiro.** Es la corriente de aire producida por los ventiladores. Se encuentra el tiro forzado y el tiro inducido.

2.5.4.2 Componentes de los enfriadores por aire

A continuación se presentan los principales componentes de los intercambiadores de calor enfriadores por aire:

Haz tubular

El haz tubular es una estructura ensamblada de tubos, cabezales, estructuras laterales y soportes de tubos. Los enfriadores por aire, cuyos haces de tubo son de sección horizontal con el aire entrando por descarga vertical, son los mayormente utilizados ya que suelen ser más económicos. Ocasionalmente los haces tienen un arreglo vertical con el aire pasando horizontalmente a través de ellos, como en el caso de torres de tiro natural donde los haces están colocados verticalmente en la periferia de la base de la torre. Los haces pueden estar colocados en una configuración en forma de "A" o "V", cuya principal ventaja es el ahorro de terreno pero tiene como desventaja el elevado requerimiento de potencia del motor en comparación con los horizontales, además su eficiencia decrece cuando los vientos inciden sobre el equipo (Murherjee, 1997).

Dentro de ciertos límites prácticos, mientras más largos sean los tubos y mayor el número de filas, se hace menor el costo por unidad de área de superficie de transferencia de calor. Uno o más haces del mismo proceso o de otro, pueden ser combinados en una sola unidad (bahía) con un solo juego de ventiladores. Todos los haces en una misma unidad tendrán la misma pérdida de presión estática en el lado del aire. Consecuentemente haces combinados con diferentes números de filas tienen que estar diseñados para diferentes velocidades transversales.

Tubos aleteados

Los tubos de los enfriadores por aire generalmente son aleteados; la superficie del tubo expuesta al paso del aire tiene su superficie extendida mediante aletas para compensar el bajo coeficiente convectivo del aire a presión atmosférica (PDVSA, 1995).

El tubo es generalmente de sección circular y fabricado con cualquier material, tomando en cuenta las consideraciones pertinentes a las limitaciones de corrosión, presión y temperatura. Las aletas son helicoidales o planas y generalmente construidas de aluminio debido a su buena conductividad térmica y fabricación económica. Las aletas de acero se aplican en casos de temperaturas muy elevadas. Las aletas pueden ser de hasta 16 mm (5/8 pulg) de altura, y pueden ser forzadas sobre el tubo, incrustadas, revestidas en cortes canalizados en espirales o solamente ser revestidas alrededor del tubo. El diámetro mínimo aceptable del tubo es de 25,4 mm (1"). Los haces generalmente son rectangulares y un arreglo típico es de 2 a 10 filas de tubos aleteados colocados con paso triangular.

Las aletas empleadas con mayor frecuencia en los enfriadores por aire son; aletas envueltas (pie en tensión) (**figura 0.14a**), aletas embutidas (**figura 0.14b**), aletas extruidas (incrustadas) (**figura 0.14c**), aletas traslapadas (pie en doble tensión) (**figura 0.14d**) y aletas unidas (forzadas) (**figura 0.14e**).

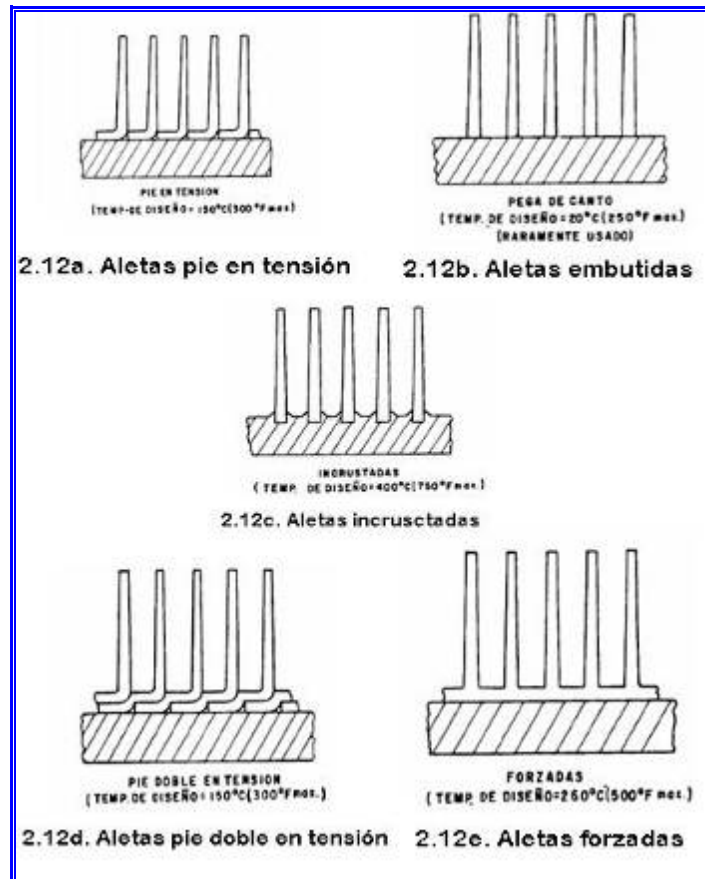


figura 0.14. Tipos de aletas (PDVSA, 1995).

Ventiladores

Los ventiladores son de flujo axial y tienen dos componentes básicos: el centro y las aspas. El centro puede ser fabricado de hierro fundido, aluminio fundido o acero. Puede ser de dos tipos: ajustado manualmente, en el cual el ángulo del ventilador se puede alterar sólo si el ventilador está estacionario, y autovariable en el que se incluye un dispositivo (usualmente un controlador neumático) que puede alterar el ángulo de inclinación de las aspas mientras el ventilador está en movimiento. Las aspas pueden ser de metal (usualmente aluminio) o fibra de vidrio reforzado con plástico. Las aspas de

plástico son adecuadas sólo para temperaturas por debajo de 70°C. El ángulo de inclinación de las aspas del ventilador no deberá exceder 45 ° de la línea del centro del haz de tubos. El impulsor del ventilador provee la potencia requerida para mover el aire a través de los tubos. Este impulsor puede ser un motor eléctrico, turbina de vapor, máquina de gas, gasolina o un motor hidráulico (Contrina, 2000).

Los tamaños usuales de ventiladores van de 1,2 a 5,5 m (4 a 18 pie) de diámetro, a pesar de que el diámetro mayor disponible es de 9 m (30 pie). El máximo diámetro del espaciado entre ventiladores es de 4,2 m (14 pie) y el mínimo es de 1,8 m (6 pie). La única restricción en los tamaños permitidos de ventiladores está dada por el requerimiento de cada enfriador de aire sea servido por dos o más ventiladores alineados en la dirección de la longitud de los tubos, para asegurar el enfriamiento parcial en caso de que un ventilador se dañe (Incropera, 1999).

2.5.4.3 Tipos de enfriadores por aire

Existen dos tipos de enfriadores por aire: de tiro inducido donde el aire es succionado a través del haz (**figura 0.15**) y de tiro forzado, en los cuales el aire es empujado a través de los tubos (**figura 0.16**). Entre las ventajas y desventajas de cada tiro se tiene ^[16]:

Tiro inducido

Ventajas:

1. Mejor distribución del aire a través del haz.
2. Menor posibilidad de recirculación de aire caliente en la entrada. El aire caliente se descarga corriente arriba aproximadamente a 2,5 veces la velocidad de entrada o cerca de 457,2 m/min (1.800 in/min).

3. Mejor control del proceso y mejor estabilidad debido a que el túnel de viento cubre el 60 % del área de cara del haz, reduciendo los efectos ambientales.

Desventajas:

1. Si el aire efluente es muy caliente hay posibilidad de requerir una mayor potencia.
2. La temperatura del aire efluente debe limitarse a 121 °C (250 °F) para prevenir daños a las paletas del ventilador.
3. Cuando la temperatura de entrada al proceso excede a los 177 °C (350 °F) debe considerarse el diseño de tiro forzado porque se obtienen elevadas temperaturas de aire efluente durante la operación con ventilador apagado o bajo flujo de aire.
4. Los ventiladores son menos accesibles para el mantenimiento.
5. Los túneles de viento deben ser removidos para reemplazar los haces.

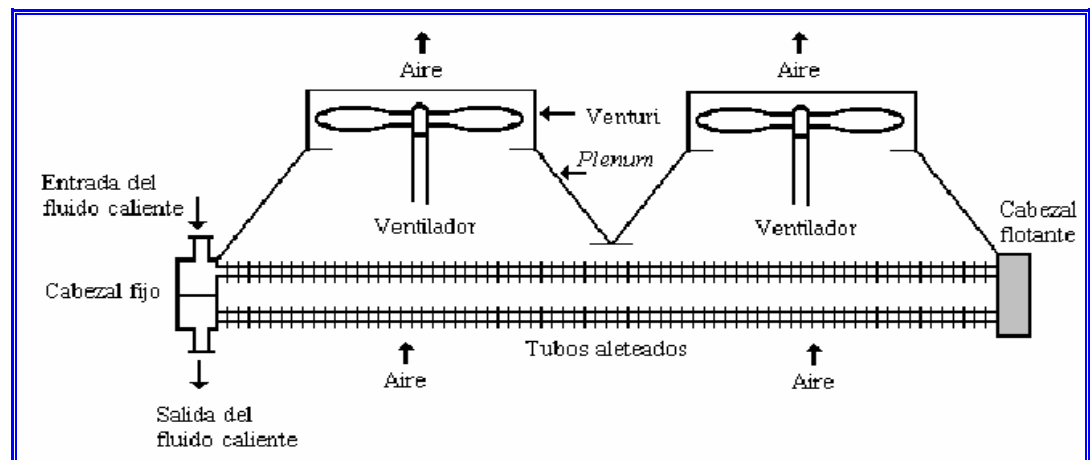


figura 0.15. Intercambiador en flujo cruzado con corriente de aire inducida (Cengel, 1996).

Tiro forzado

Ventajas:

1. Si el aire efluente es muy caliente hay posibilidad de requerir una menor potencia.
2. Los equipos mecánicos están más accesibles para el mantenimiento.
3. La temperatura de salida del aire no está limitada, va de acuerdo al tipo de aletas utilizadas.
4. Ningún equipo mecánico está expuesto al aire caliente de escape.

Desventajas:

1. Distribución de aire menos uniforme a través del haz.
2. Mayor posibilidad de recirculación de aire caliente, debido a baja velocidad de descarga desde los haces, velocidad de entrada al aro del ventilador elevada y ausencia de columna
3. Exposición total de los tubos al sol, lluvia y granizo.

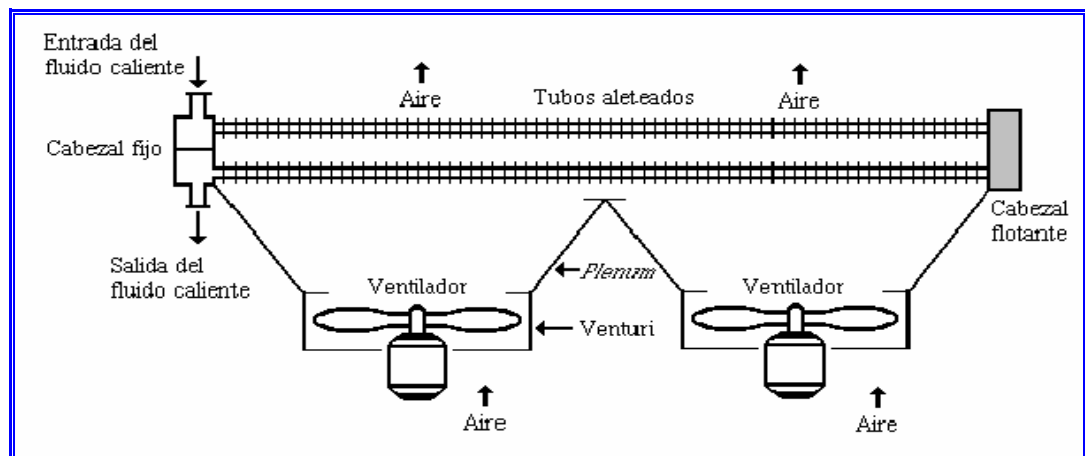


figura 0.16. Intercambiador en flujo cruzado con corriente de aire forzada (Cengel, 1996).

2.5.4.4 Condensación con enfriadores por aire

En un enfriador por aire pueden involucrarse dos tipos de transferencia de calor: sin cambio de fase del fluido y con cambio de fase (condensación). En un enfriador por aire la condensación se efectúa en el interior de un banco de tubos sobre los cuales fluye aire por convección forzada o natural. Este tipo de unidad es algunas veces usada en la industria de generación eléctrica, en aquellos lugares donde la disponibilidad de agua de enfriamiento es baja. En general, estos condensadores no presentan mayores problemas en su operación y diseño, pero deben ser diseñados asegurando que el flujo es horizontal o con una pequeña inclinación hacia abajo y con una distribución uniforme del flujo en los tubos. En este caso, la relación entre el calor (Q) y la temperatura del fluido no es lineal y hay que dividir el intercambiador en zonas de manera tal que el calor (Q) sea aproximadamente lineal a las temperaturas para cada zona. Basadas en las diferencias de temperaturas media logarítmicas y los calores transferidos en cada una de las zonas, se obtiene una diferencia media logarítmica efectiva total (ΔT_e) para cada zona (Cengel, 1996).

En el establecimiento de las zonas, se supone que el coeficiente de transferencia de calor es constante dentro de la zona y que el retiro de calor es directamente proporcional al cambio de temperatura dentro de la misma. Mientras mayor sea el número de zonas, mayor será la precisión del diseño del condensador. Las zonas usuales son (**figura 0.17**):

- Vapor enfriándose (desde la temperatura de entrada hasta el punto de rocío).
- Condensación del fluido (desde la temperatura de rocío hasta el punto de burbuja).

- Líquido enfriándose (desde el punto de burbuja hasta la temperatura de salida).

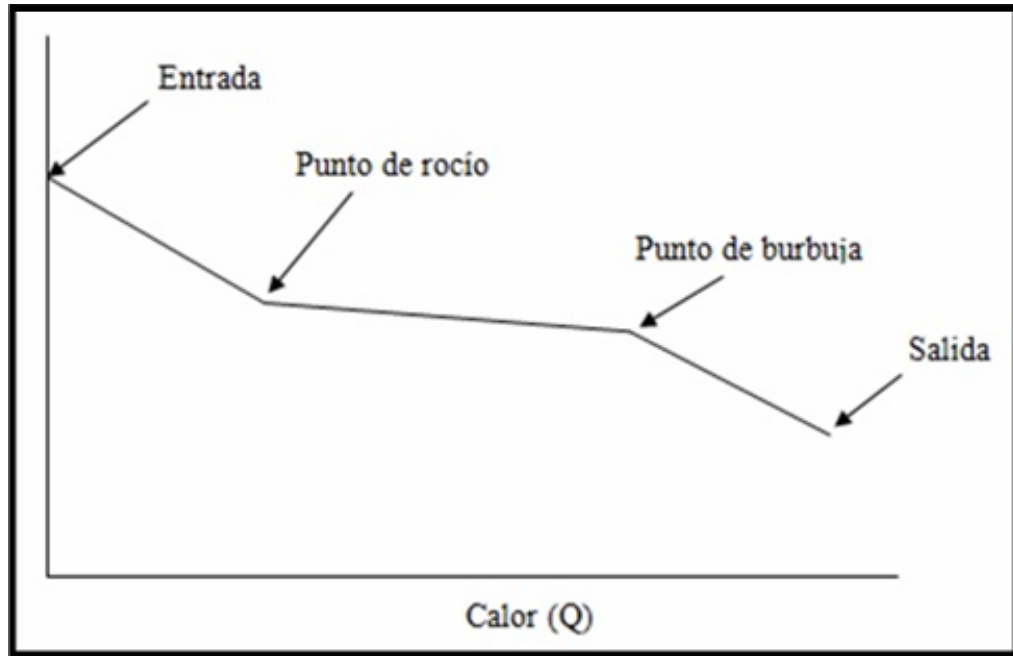


figura 0.17. Curva típica de condensación temp (T)-calor (Q)

La caída de presión es la suma de las caídas de presión para cada zona. La caída de presión para cada zona se calcula utilizando las condiciones promedio de la misma. El área total de transferencia de calor es la suma de las áreas de las zonas (Crane, 1992).

Existen serios problemas en condensación de vapores que necesitan especial atención para el diseño, como lo son el colapso o choque de las burbujas que puede crear una fuerza violenta del fluido, la cuál puede dañar tuberías o equipos. Esta fuerza es creada cuando el condensado subenfriado es descargado dentro del cabezal de condensado para dos fases, o cuando pasa vapor dentro del condensado subenfriado. Este problema debe ser

evitado por el diseñador de sistemas de vapor y controles tal que el vapor y el condensado subenfriado no choquen en el sistema.

2.5.5 Cálculo estimado de la superficie de intercambio de calor

La ingeniería de procesos es frecuentemente requerida para analizar diseños de intercambiadores de calor, específicamente el perfil del intercambio de calor y determinar la eficiencia del uso de ellos en nuevos servicios. Cuando se debe elegir un determinado intercambiador es preciso tomar en cuenta una gran cantidad de factores que condicionan la decisión final sobre cuál ha de ser el intercambiador, es decir de qué tipo y tamaño. Para ello se debe ubicar en la posición ideal de un ingeniero en total libertad de decisión que tiene que elegir en base a precio inicial y economía de operación.

El primer paso para esta decisión ha de ser recabar toda la información pertinente de los fluidos de intercambio: propiedades térmicas (calor específico, viscosidad y conductividad), temperaturas y caudales.

El segundo paso será calcular la superficie necesaria.

La cual viene definida como:

$$A = \frac{Q}{U \times \Delta T_{ML}} \quad (\text{Ec. 2.1})$$

Donde:

A: área (m²).

Q: flujo de calor (W).

U: coeficiente global de transferencia de calor (W/m² °C).

ΔT_{ML} : diferencia de la media logarítmica de temperatura (°C).

2.6 VAPOR DE AGUA Y SU GENERACIÓN

El vapor de agua es fuente tanto de energía como de agua propiamente, y ambas características hacen que su uso se extienda casi infinitamente. En la industria petrolera, de generación eléctrica y petroquímica, el vapor representa un recurso tan necesario como la sangre al ser humano. Innumerables procesos requieren el consumo de calor proporcionado por el vapor o bien la introducción directa de vapor para llevar a cabo transformaciones químicas que subsecuentemente resultan en productos terminados de diversa índole (Cengel, 1996).

El diagrama de fase del agua, el cual se observa en la **figura 0.18**, muestra tres regiones: sólido (hielo), líquido (agua) y gaseoso (vapor de agua), cada una de las cuales representa una fase pura. La línea de separación entre dos regiones indica las condiciones en las cuales estas dos fases pueden existir en equilibrio. El punto en que las tres curvas coinciden se llama punto triple y para el agua es $0,01\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($273,160\text{ K}$) y $0,0062\text{ kg-f/cm}^2$ ($0,006\text{ atm}$). Ésta es la única condición en las cuales estas tres fases (sólida, líquida y gaseosa) pueden estar en equilibrio entre sí. La temperatura del punto triple es muy próxima al llamado punto de congelación.

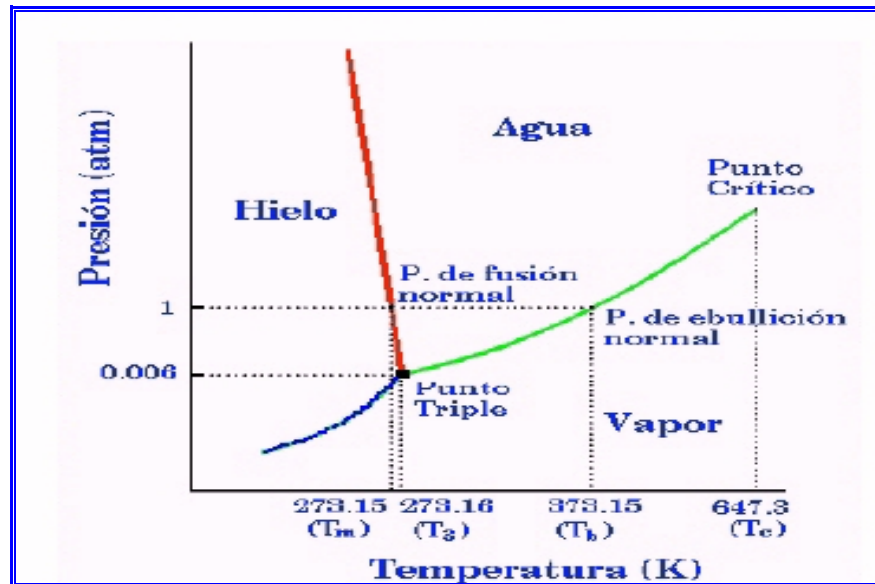


figura 0.18. Diagrama de fase del agua. [Walas, 1990]

Existen tres etapas diferentes durante el proceso de conversión de agua a vapor. El agua debe estar hirviendo antes de que pueda formar el vapor y el vapor sobrecalentado no puede formarse hasta que el vapor este completamente seco.

En la primera etapa, el calor se aplica para incrementar la temperatura del agua hasta el punto de ebullición correspondiente a las condiciones de presión bajo las cuales se proporciona calor. El punto de ebullición se conoce normalmente como la temperatura de saturación, la cual para el agua es de 100 °C (373,150 K) y 1,033 kg-f/cm² (1 atm), tal como se observa en la **figura 0.18**. La cantidad de calor requerido para subir la temperatura del agua de 0°C hasta la temperatura de saturación se conoce como entalpía del agua o calor sensible.

En la segunda etapa se proporciona calor al agua hirviendo y, bajo las condiciones de presión constante, el agua se convierte en vapor sin aumentar la temperatura. Esta es la fase de evaporación o de calor latente; en esta fase, con el vapor en contacto con el agua líquida, el vapor se encuentra en la condición conocida como saturado. Puede estar “seco” o “húmedo”, dependiendo de las condiciones de saturación. El vapor saturado “seco” es vapor libre de partículas de agua y el vapor saturado “húmedo” es el que contiene partículas de agua en suspensión. El vapor saturado a cualquier presión tiene una temperatura definida. Si el agua se calienta en un recipiente cerrado que no esté completamente lleno, la presión aumenta después de que empieza a formar vapor y este aumento provoca un incremento de temperatura.

La tercera etapa comienza cuando el vapor a una determinada presión se calienta por encima de la temperatura del vapor saturado a esa presión. El vapor se llama entonces sobrecalentado (Kern, 1997).

2.6.1 Sistema de vapor

El propósito primordial de un sistema de vapor efectivo es el de producir vapor en las condiciones de flujo, presión, temperatura y calidad requeridas para abastecer a todos los elementos consumidores de vapor, tanto en operación normal como en arranque y paradas imprevistas de planta.

Todo esto se traduce al final en disminución de costos como consecuencia de ahorro de energía y ahorro en tratamientos químicos asociados a este tipo de sistemas.

2.6.2 Generación de vapor en Petrocedeno

Este sistema tiene como propósito generar los requerimientos de vapor en la planta y la recolección del condensado para su reuso en los sistemas de vapor.

En este sistema se obtendrán vapor de tres niveles de presión: alta (HS, 41.4 barg,), media (MS, 10.3 barg) y baja (LS, 4.0 barg). La planta de hidrógeno es también la unidad que produce vapor a alta presión, además del flujo de vapor producido por tres calderas de alta presión en servicios industriales (pdvsa, 2006).

Adicionalmente, en las plantas del mejorador se genera vapor de baja y media presión como producto de la recuperación del calor asociado a algunas corrientes de procesos.

Tanto el sistema de generación de vapor de servicios industriales como el de la unidad de hidrógeno están asistidos por desaeradores, donde se trata químicamente las aguas para evitar las, corrosiones y eliminar el oxígeno disuelto.

El sistema de condensado posee facilidades para separar hidrocarburos de condensados potencialmente contaminados con aceite. Generalmente este sistema consiste de un analizador de hidrocarburo para detectar cualquier presencia de hidrocarburo. Si el condensado está contaminado, es entonces bombeado a un tambor receptor, y posteriormente es enviado a la unidad de tratamiento de aguas residuales.

Además un sistema de generación y distribución de vapor ineficiente puede desencadenar a su vez en ineficiencias en los elementos de recepción final de vapor, tales como turbinas, intercambiadores de calor, desaeradores, economizadores, válvulas, etc. esencial para la buena operación de cualquier planta que lo requiera. Por esto se vuelven tan importantes la planificación de las operaciones de diagnóstico y mantenimiento del sistema de generación de vapor, distribución de vapor (Crane, 1992).

2.6.2.1 Vapor de alta presión HS

Es producido por cuatro calderas de la planta de los servicios públicos en 43,5 barg aguas abajo del recalentador. Sin embargo, tres calderas normalmente estarán en funcionamiento con el cuarto en mantenimiento o en espera. La presión del vapor de HS se reduce a medida que pasa en primer lugar por la válvula de retención y se mantiene en 41,9 barg a la utilidad del límite batería por el control de presión maestro PC-814. La presión mínima de vapor de agua en las unidades de HS es de 41,4 barg y una temperatura de 388 ° C.

El espera que la demanda normal de vapor HS 261.193 kg/h y que sean suministrados por la unidad de producción de hidrógeno a través de una línea de 14" (108 256 kg/h) y para la 06-F-40-01A/B/C/S calderas (152.937 kg/h).

2.6.2.2 Vapor de media presión MS

Se produce vapor de media presión por reducción de presión a través de una valvula (06-10-FV-803 y 06-10-824-PV). El vapor de alta presión en

41,4 barg se reduce a 10,3 barg a través de la válvula de bajada las cuales estará trabajando a plena capacidad un 50%, y en caso de que uno de ellos falla por alguna razón, la válvula de bajada de la otra se encargara de la producción necesaria 100%. Este vapor de media entra en el atemperador 06-DS-40-02 A/B donde entra en contacto con agua de alimentación de calderas de alta presión y se reduce de 388°C (aguas arriba de la válvula de bajada) a 246°C.

2.6.2.3 Vapor de baja presión LS

La válvula PV-824 es la encargada de producir vapor de baja presión por la reducción de presión, según lo requiera el controlador de presión PC-804 para mantener la presión en el colector de vapor de baja presión en 4 barg. No hay atemperador requerido ya que la temperatura del vapor se reduce de 246 °C a 152 °C cuando la presión se reduce.

En condiciones normales, se espera que el consumo de vapor LS para toda la planta sea de 140,684 kg/h producido por el MS y el resto por otras unidades como la regeneración de aminas, la nafta, hidrotratamiento de destilados y las unidades de hidrocraqueo.

2.7 SISTEMA DE AGUA DE ENFRIAMIENTO EN PETROCEDEÑO

Las instalaciones del sistema de enfriamiento consiste de un sistema de agua de enfriamiento abierto y un sistema de agua de enfriamiento cerrado. El sistema de agua de enfriamiento cerrado es utilizado donde se requiera agua de enfriamiento muy limpia (desmineralizada), como en el caso de los equipos rotativos y otros requerimientos especiales del complejo. El sistema de agua de enfriamiento abierto presta servicios a la mayoría de los procesos

de la planta, y además asiste a los equipos de agua de enfriamiento del sistema cerrado.

Parte del agua recirculante (5%), pasa a través de un conjunto de filtros para remover elementos ajenos a la corriente, tales como partículas de polvo u otros. Existe un sistema para separar hidrocarburos de las aguas de enfriamiento potencialmente contaminadas que circulan en el sistema de retorno. El sistema incluye un separador CPI (intercambiador de placas corrugadas) y una bomba de descarga de las aguas hacia la piscina de la torre de enfriamiento. Si a la salida del separador CPI se observa contaminación de las aguas de enfriamiento, estas podrán ser enviadas a la unidad de tratamiento de efluentes. El sistema prevé la instalación de equipos de inyección de químicos, tales como inhibidor de corrosión, dispersante, cloro y ácido para mantener la calidad de las aguas de enfriamiento.

El sistema de agua de enfriamiento del mejorador Petrocedefío está diseñado para satisfacer el 113% de la capacidad total de agua de refrigeración de la refinería de proceso. Incluye un sistema de aguas potencialmente aceitosas diseñada para quitar el aceite en el agua de retorno con fugas de intercambiadores, por ultimo existe un sistema de agua de enfriamiento de emergencia. Este sistema proporciona agua fría a los usuarios críticos en el caso de una falla eléctrica.

El sistema suministra agua de enfriamiento para las plantas de procesos así como también a las unidades de servicios industriales y áreas externas. El sistema de enfriamiento incluye:

- **Sistema abierto**

Suministra el agua de enfriamiento requerido para los intercambiadores de calor.

Flujo normal de agua de circulación: 11.355 ton/h.

Flujo diseño de agua de circulación: 12.800 ton/h.

- **Sistema de emergencia**

- **Sistema cerrado**

- **Sistema de agua potencialmente aceitosa**

- **Sistema de filtración colateral (sistema de remoción sólidos suspendidos del agua circulante)**

El flujo normal de agua de enfriamiento es enviado a través de un cabezal de 48" a la descarga de las bombas de agua de circulación 06-P-50-01 A/B/S/T cada una con una capacidad de 6.760 ton/h y una presión normal de descarga de 6,3 a 7 barg (max. 10,3 barg) con una temperatura de diseño de 34 °C. El sistema abierto de agua de enfriamiento está diseñado para concentrar el agua 4,5 veces (ciclos de concentración) y enfriar el agua desde 44 °C hasta 34 °C ya que temperatura de 34 °C corresponde a 6 °C de aproximación con la temperatura de bulbo húmedo de 28 °C. Se tiene en cuenta que la pérdida máxima por arrastre es 0.001 % del flujo normal de circulación (11.355 m³/h) y la pérdida máxima por evaporación es 1,5 % del flujo normal de circulación (11.355 m³/h).

El agua de reposición normal es 271 ton/h suministrada por gravedad a través de una línea de 12" desde el tanque de agua fresca 06-T-10-01 a temperatura normal de 28 °C, mientras que el agua de reposición de diseño es 313 ton/h a la misma temperatura. El Agua de retorno caliente es 44 C, presión de 2,4 barg y por una línea cabezal de 48", contando con un volumen de piscina de 3714 m³.

CAPITULO III

DESARROLLO DEL PROYECTO

3.1 CONOCIMIENTO DEL FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA ACTUAL DE CONDENSACIÓN DEL VAPOR EXHAUSTO PROVENIENTE DEL SISTEMA DE COMPRESIÓN DEL GAS DE RECICLO

Para la elaboración de este objetivo se describió el comportamiento del sistema actual de condensación (aeroenfriadores), haciendo uso de los PI&D (diagramas de tuberías e instrumentación) y la información de diseño revisando los parámetros de operación tales como presión, temperatura y flujo.

3.1.1 Descripción del funcionamiento del sistema de condensación actual

El compresor 02K1001 tiene acoplado a su eje la turbina 02KT1001 que es de tipo condensación, lo que significa que todo el vapor exhausto que sale de la turbina se dirige a un sistema de condensación total, diseñado por la empresa Nuovo Pignone usando un sistema de condensación por aire 02EA1008 A/B/C.

Los aeroenfriadores 02EA1008 son de tiro forzado y están conformados por 2 unidades, un pre-condensador con 2 secciones en paralelo y un pos-condensador con una sección en serie. Cada sección cuenta con 3 paquetes de haces de tubos por cada lado, es decir, 6 paquetes por sección, además

de que cada sección posee un ventilador con su respectiva turbina que genera la potencia para hacer girar los mismos.

El vapor exhausto (vapor saturado) que sale de la turbina pasa por una bota que se encuentra conectada a ésta, la cual evita que el vapor que condensa regrese a la turbina (lo que ocasiona un disparo de la misma); para evitar esto en el fondo de la bota se encuentra un eductor que succiona el líquido funcionando en conjunto con una válvula automática que controla el nivel de la bota. El resto del vapor pasa por un colector principal en el tope de la unidad 1 (pre-condensador), éste a su vez se distribuye por los haces de tubos conectado al principal llegando con una inclinación de 35° respecto a la vertical, lo que permite que la parte del vapor que condensa baje por gravedad y llegue al tambor 02V1055. El vapor que no condensa en la unidad 1 pasa a la unidad 2 (pos-condensador) para seguir condensando proporcionando más tiempo de residencia y de aquí el condensado se dirige al tambor 02V1055 y el vapor que no condensa es llamado incondensable, el cual es succionado por dos eyectores hacia un intercambiador de calor de tubo y coraza 02E1091 para condensarlo y enviarlo al tambor 02V1055.

El sistema antes descrito se esquematiza en la **figura 0.1**, que presenta un diagrama del sistema de condensación del compresor 02-K-1001.

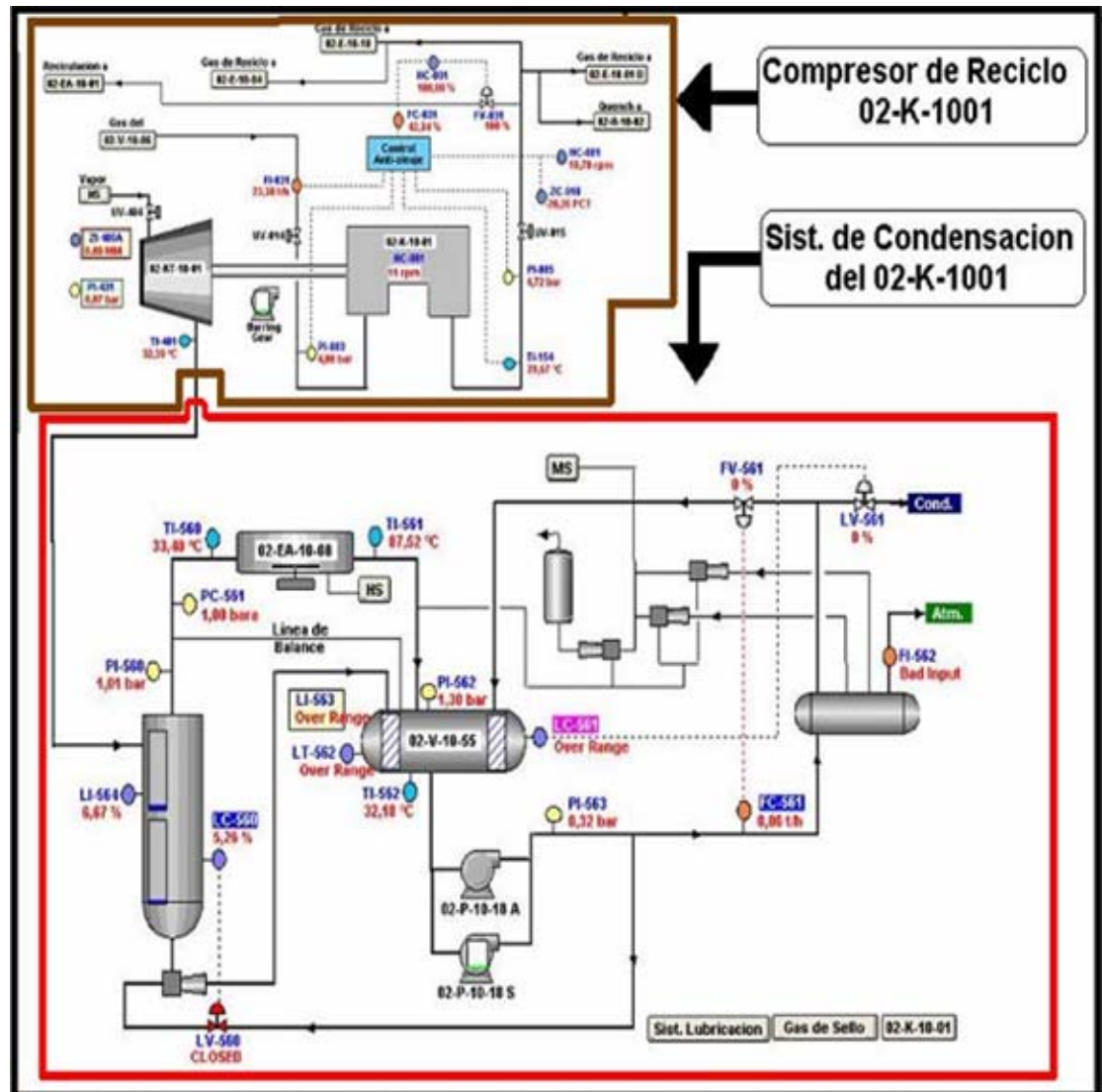


figura 0.1 Vista del programa PI process book, del compresor de reciclo y del sistema de condensación de vapor exhausto.

Haciendo uso del programa PI process book se extrajo el historial de comportamiento de las variables de operación tanto para el aroenfriador (presión de succión), como la carga a la unidad de proceso ligado al equipo,

variables que se presentan en forma de grafica en la **figura 0.2**, y que fueron utilizados para evaluar el funcionamiento del sistema de condensación.

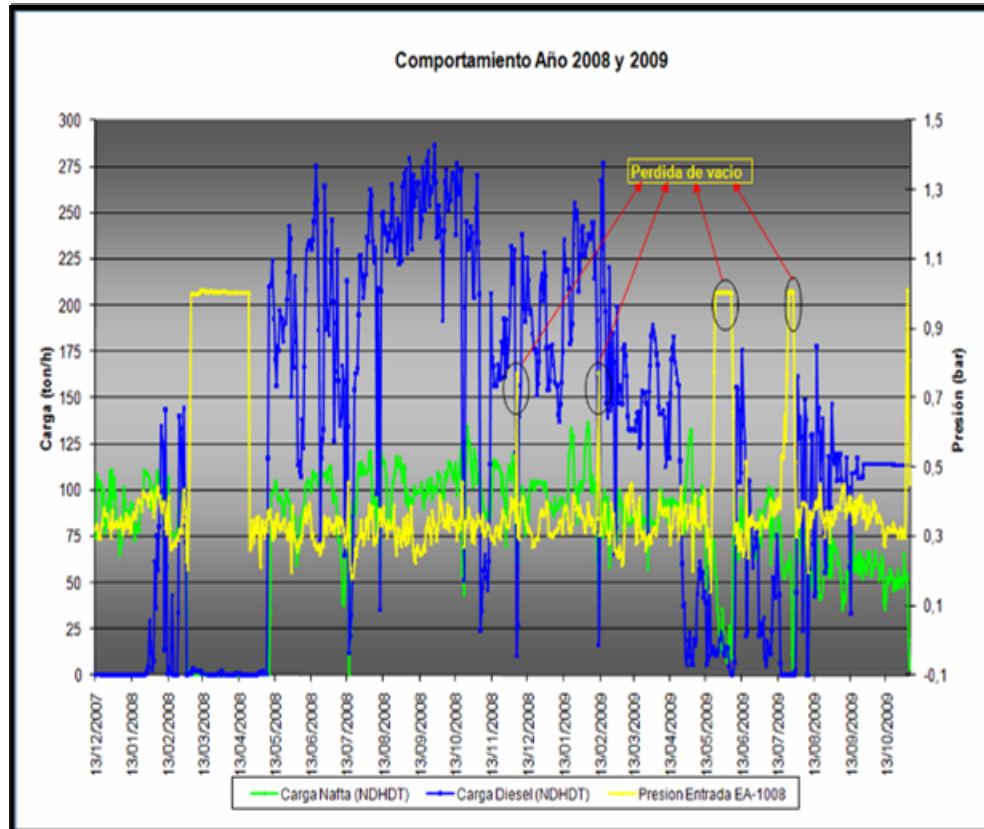


figura 0.2. Comportamiento en el tiempo de la carga y presión de la unidad de proceso NDHDT 2100 y aerofriadores 02EA2008.

Estos aerofriadores mantienen una presión de vacío en la salida de la turbina debido al cambio de fase que ocurre en este sistema de condensación, es decir, una cantidad de masa en fase vapor ocupa un volumen mucho mayor que la misma cantidad de masa en fase líquida, esto deja un espacio vacío dentro del sistema y es lo que hace más seguro el funcionamiento de la turbina evitando un disparo de la misma.

3.1.2 Datos de diseño del sistema de condensación del vapor exhausto

Se revisó la hoja de datos (data sheet), de los equipos asociados al sistema de condensación del vapor exhausto. La información de estos equipos fué suministrada por el departamento de control de documentos.

3.1.2.1 Turbina 02-KT-1001

En la **tabla 0.1** se pueden observar las variables asociadas a la turbina, las cuales fueron diseñadas para operar a las siguientes condiciones:

tabla 0.1 Condiciones de diseño de la turbina 02-KT-1001.

Variable	Valor de diseño
Flujo (ton/h)	48,5
Temperatura entrada (°C)	385
Temperatura salida (°C)	72
Presión de entrada (bar g)	40,7
Presión salida (bar g)	0,34

3.1.2.2 Aeroenfriador 02-EA-1008

En la **tabla 0.2** se pueden observar las variables asociadas al aeroenfriador, los cuales fueron diseñados para operar a las siguientes condiciones:

tabla 0.2 Condiciones de diseño de los aerofriadores 02-EA-1008.

Variables	Valores de diseño
Flujo de vapor (ton/h)	48,5
Presión vapor exhausto (bar a)	0,34
Temp. entrada 02-EA-1008 (°C)	72
Temp. min de condensación (°C)	69

En la **tabla 0.3** se observan las características mecánicas principales de estos aerofriadores.

tabla 0.3 Configuración mecánica de los aerofriadores 02-EA-1008

Variables	Valores de diseño
Número de unidades	2
Secciones / unidad	2 + 1
Paquetes / unidad	12 + 6
Tamaño de paquete (m)	2,85 x 7,3
Tamaño de sección	8,55 x 10,5
Aera de transferencia (m ²)	34.576
Calor transferido (kW)	28.019

3.2 ESTABLECIMIENTO DE LOS CRITERIOS CONCEPTUALES PARA EL DISEÑO DE UN NUEVO SISTEMA DE CONDENSACIÓN DEL COMPRESOR DE GAS DE RECICLO CONTEMPLANDO LA REVISIÓN DE LOS SERVICIOS NECESARIOS Y LA DISPONIBILIDAD EN EL MEJORADOR

La necesidad de sustitución del sistema de condensación actual (aeroenfriadores 02-EA-1008) se debe a las cantidades de fallas mecánicas presentadas en las turbinas generadoras de la fuerza motriz a los ventiladores, llegando a quedar estas fuera de servicio completamente, ocasionando ineficiencia para condensar el vapor exhausto proveniente de la turbina 02-KT-1001. Por esta razón se tomaron acciones operacionales para la continuidad del proceso y con el tiempo causaron daños irreparables a este sistema aeroenfriador por lo que se propone un nuevo sistema de condensación.

3.2.1 Criterios conceptuales del nuevo diseño del sistema de condensación

Para elegir el sistema de condensación del vapor exhausto, se realizó un análisis de conveniencia empleando un algoritmo mostrado en la **figura 0.3**, considerando los diferentes tipos de intercambiadores de calor utilizado para la condensación y los criterios propuestos para su selección en el manual de PDVSA MDP-05-E-02. Entre estos equipos se tienen: aeroenfriador, intercambiador de placas, intercambiador de contacto directo e intercambiador condensador de superficie.

El nuevo sistema de condensación, tal como se deduce de la corrida del algoritmo, es un intercambiador de tipo tubo y carcaza y prevé el uso de

agua de enfriamiento como servicio, por lo que se puntualizaron las consideraciones de éste fluido de servicio y las condiciones de operación del vapor a ser condensado, como datos necesarios para el dimensionamiento del nuevo sistema de condensación, partiendo de los datos mostrados en la **tabla 0.2.**

Consideraciones para el fluido de enfriamiento en el intercambiador

- El fluido a utilizar será agua de enfriamiento, a través del lado tubo.
- La velocidad del agua debe estar comprendida entre 1 - 2,5 m/s
- La temperatura del agua de enfriamiento a la entrada es 34 °C
- Presión del agua a la entrada es de 5 bar

La configuración de un condensador de superficie específica es que el agua de enfriamiento debe pasar por el lado de los tubo (GPSA, 1987)

La velocidad del agua dentro de los tubos es una consideración por norma PDVSA EA-201-PR de la pag 5, punto 2.1.4 para intercambiadores de tubo y carcaza (pdvsa, 1983)

La temperatura del agua de entrada al condensador es de 34 °C ya que el sistema de enfriamiento del mejorador Petrocededño fue diseñado para utilizar agua a esta condición y la temperatura del agua de retorno a 44°C (Perry, 2001)

La descarga normal de las bombas 06-P-5001 A/B/S/T es de 7 bar, tomando en cuenta que se pierdan 2 bar en caída de presión por desplazamiento y accesorios, la presión de agua a la entrada al condesador es de 5 bar.

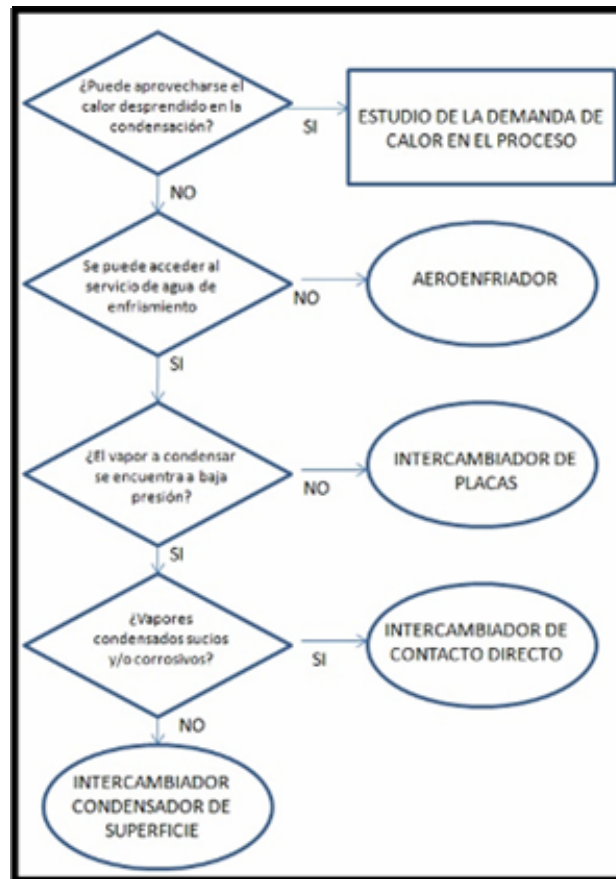


figura 0.3. Algoritmo de selección para condensadores con agua como fluido de enfriamiento (PDVSA, 1995)

Balance de masa de agua necesaria para el nuevo sistema de condensación

Se realizó un balance de energía donde se consideraron los calores específicos entrantes y salientes como se observa en la **figura 0.4**.

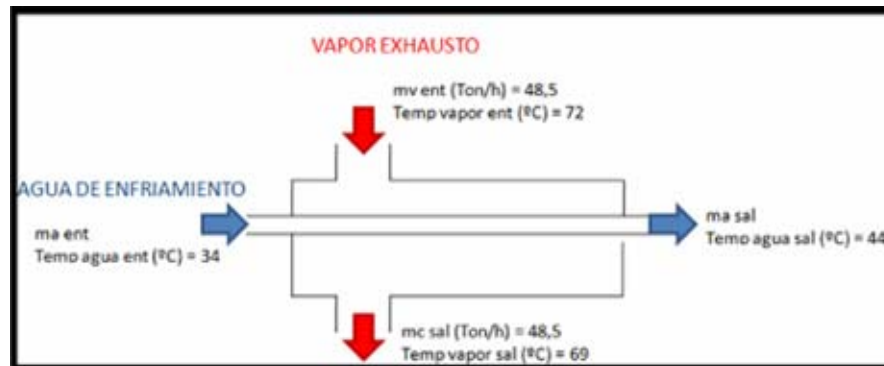


figura 0.4. Condiciones de entrada y salida utilizados en el balance de energía

Partiendo de la ec. 3.1 donde el calor cedido por el vapor exhausto es igual al calor recibido por el agua de enfriamiento.

$$Q_{Entrada} = Q_{Salida} \quad (\text{Ec. 3.1})$$

Calor sensible del vapor + calor latente del vapor = calor sensible del agua

$$m_v \cdot C_p \cdot \Delta T_v + m_v \cdot h_{fg} = m_a \cdot C_p \cdot \Delta T_a$$

$$m_v (C_{p_v} \cdot \Delta T_v + h_{fg}) = m_a \cdot C_{p_a} \cdot \Delta T_a$$

$$m_a = \frac{m_v (C_{p_v} \cdot \Delta T_v + h_{fg})}{C_{p_a} \cdot \Delta T_a} \quad (\text{Ec. 3.2})$$

Donde:

m_a = flujo de agua de enfriamiento [kg]

m_v = flujo de vapor [48.500 kg]

$\overline{C_{p_v}}$ (a 70,5°C) = 4,1905 $\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}}$

ΔT_v = cambio de temperatura del vapor (entrada – salida) = 3°C

h_{fg} = entalpia de evaporación a 69 °C = 2328 $\frac{kJ}{kg}$

$\overline{C_{p_a}}$ (a 39 °C) = 4,1795 $\frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C}$

ΔT_a = cambio de temperatura del agua (entrada – salida) = 10 °C

Una vez obtenida la Ec.3.2 se introducen los valores en la ecuación y considerando como base de cálculo 1 hora, se tiene:

$$m_a = \frac{48.500 \text{ kg} \cdot \left(4,1905 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C} \cdot 3^\circ C + 2.328 \frac{kJ}{kg} \right)}{4,1795 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C} \cdot 10^\circ C}$$

$$m_a = 2.716.059,76 \text{ kg}$$

Lo que significa que el nuevo intercambiador de calor requiere **2.716 ton/h** de agua de enfriamiento.

3.2.2 Servicios necesarios para el nuevo sistema de condensación

Ya conocido el flujo de agua de enfriamiento requerido para el nuevo condensador de superficie, se estudió la posibilidad de suplir este servicio con agua de enfriamiento de la torre de enfriamiento del mejorador Petrocedefío.

Para la evaluar la factibilidad de uso de agua de servicio, se revisó el manual de operación de la unidad 6500 (torre de enfriamiento 06-A-5001) para conocer la capacidad de operación de la misma y la cantidad de agua disponible para el nuevo sistema de condensación.

A través de la Ec. 3.3 se pudo conocer la cantidad de agua disponible para el nuevo sistema.

$$D_{\text{Torre}} = P_{\text{Torre}} - C_{\text{Mejorador}} \quad (\text{Ec. 3.3})$$

Todos los términos de la ecuación se encuentran en Ton/h. D_{torre} representa el agua que se encuentra disponible como producto de la torre de enfriamiento. P_{torre} es el valor de la producción de agua máxima por diseño de la torre. $C_{\text{mejorador}}$, indica el consumo de agua neto de la planta.

En la **tabla 0.4** se muestra el consumo de agua de enfriamiento por diseño y operación normal de cada una de las unidades de proceso en Petrocedeño.

tabla 0.4 Balance de agua de enfriamiento por unidades de proceso de Petrocedeño

Unidad	Flujo de agua de suministro (SW) (ton/h)	
	Diseño	Operación normal
Destilación atmosférica y al vacío	6.536	5.883
Recuperadora de gas	194	174
Hidrotratamiento y destilados de nafta	565	509
Hidrocraqueo medio	699	629
Planta de hidrogeno	226	203
Despojadora de agua agria y tratamiento de gas de cola	1.593	1.434
Blender	1.988	1.790
Sistema de agua de enfriamiento y sistema de aire	792	713

Total	12.594	11.335
--------------	---------------	---------------

En base a información suministrada por el departamento de control de documentos se conoció el flujo manejado actualmente por la torre de enfriamiento (Figura B.2) y resumida en la **tabla 0.4**. Cada consumo de agua por equipo se extrajo de las respectivas hojas de datos suministradas igualmente por el departamento de control de documentos, construyéndose una hoja de cálculo en el programa Excel de Microsoft a fin de obtener el caudal total consumido que se presenta en la Figura B.2.

Sustituyendo el valor de producción de agua de enfriamiento de la torre 06-A-5001 y todos los consumos del mejorador Petrocedefo por diseño en la Ec. 3.3 se obtiene lo siguiente:

$$D_{Torre\ Diseño} = 12.800 \frac{ton}{h} - 12.594 \frac{ton}{h}$$

$$D_{Torre} = 206 \frac{ton}{h}$$

De igual forma se calculo el agua disponible pero utilizando el agua de consumo a operación normal, se tiene:

$$D_{Torre} = 12.800 \frac{ton}{h} - 11.335 \frac{ton}{h}$$

$$D_{Torre\ Normal} = 1.465 \frac{ton}{h}$$

Con base al flujo de agua requerido para el nuevo sistema de condensación y al flujo de agua disponible por la torre de enfriamiento 06-A-5001 se realizaron 2 diseños de condensadores de superficie enfocados en

el suministro de agua de enfriamiento por lo que se plantearon las siguientes opciones:

Aprovechamiento del flujo máximo de diseño de agua de circulación

Se verificó en la **tabla 0.4** que el flujo de circulación normal de consumo de agua estando funcionando todos los equipos en el mejorador es de 11.335 ton/h, por lo que se procedió a evaluar el parámetro de flujo de esta agua de circulación en el programa PI process book desde el inicio del mejorar hasta la actualidad.

Para aumentar el flujo de circulación normal se analizó el límite máximo permitido por los criterios de diseño, que especifica que la velocidad de flujo en tuberías cedula 40 para agua de enfriamiento, no puede exceder los 3 m/s según criterios de diseño de la empresa (Contrina, 2000).

Para la determinación de la velocidad del flujo se empleo la ecuación 3.4, donde V es la velocidad promedio en m/s que lleva el fluido, Q representa el caudal de agua que fluye por la tubería en ton/h, ρ es la densidad del agua en kg/m^3 a la temperatura de 32 °C, y A es el área transversal de la tubería en m^2 (tubería de 48" que es cabezal del agua de enfriamiento de distribución a todos los usuarios) el factor 0,2778 representa un factor de conversión de unidades para obtener la velocidad en m/s.

$$V = 0,2778 \frac{Q}{\rho A} \quad (\text{Ec. 3.4})$$

Se calculó la velocidad de flujo de agua de enfriamiento en operación normal con el dato de flujo de circulación que maneja la torre de enfriamiento

11.355 ton/h, valor que se extrajo del manual de operación de la torre de enfriamiento unidad 6500. Empleando la Ec 3.4 con un caudal de 11.355 ton/h y el diámetro de tubería de 48" (área transversal de 1,1677 m²) se obtuvo lo siguiente:

$$V = 0,2778 \frac{11.355 \text{ ton/h}}{1.000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} 1,1677 \text{ m}^2}$$

$$V = 2,70 \text{ m/s}$$

Suponiendo que el nuevo flujo de circulación será el máximo valor de diseño en agua de circulación de la torre de enfriamiento (12.800 ton/h), se calculó la nueva velocidad empleando la Ec.3.4.

$$V = 0,2778 \frac{12.800 \text{ ton/h}}{1.000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} 1,1677 \text{ m}^2}$$

$$V = 3,04 \text{ m/s}$$

Estos valores se reportan en la **tabla 0.5**, lo que significa que si es posible utilizar el flujo máximo de circulación de la torre de enfriamiento ya que cumple con el criterio de diseño en cuanto a la velocidad del fluido dentro de la tubería. Se dispone entonces de 1.465 ton/h como agua de enfriamiento para el nuevo condensador de superficie, como resultado de la Ec 3.3 utilizando el agua de consumo a operación normal.

tabla 0.5 Velocidades del agua de enfriamiento a diferentes condiciones de consumo

Condición	Velocidad (m/s)
Actual	2,7
Nueva	3

Aprovechamiento de agua proveniente de otros intercambiadores de calor

Se consideró la reutilización de agua de enfriamiento proveniente de otros intercambiadores de calor ya instalados en el mejorador, para lo cual se ubicaron los equipos mayores consumidores de agua de enfriamiento; se utilizó el balance del **anexo B.2**, en esta figura lo que se resalta es el “Total de agua de enfriamiento libre”.

Por la redacción uno espera que en esta (**figura 0.5**) uno se dé cuenta que los intercambiadores 01-E-2001 A/B/C señalados son los de mayor consumo, Siendo este de 1.971,4 ton/h de agua de enfriamiento (anexo B.3).

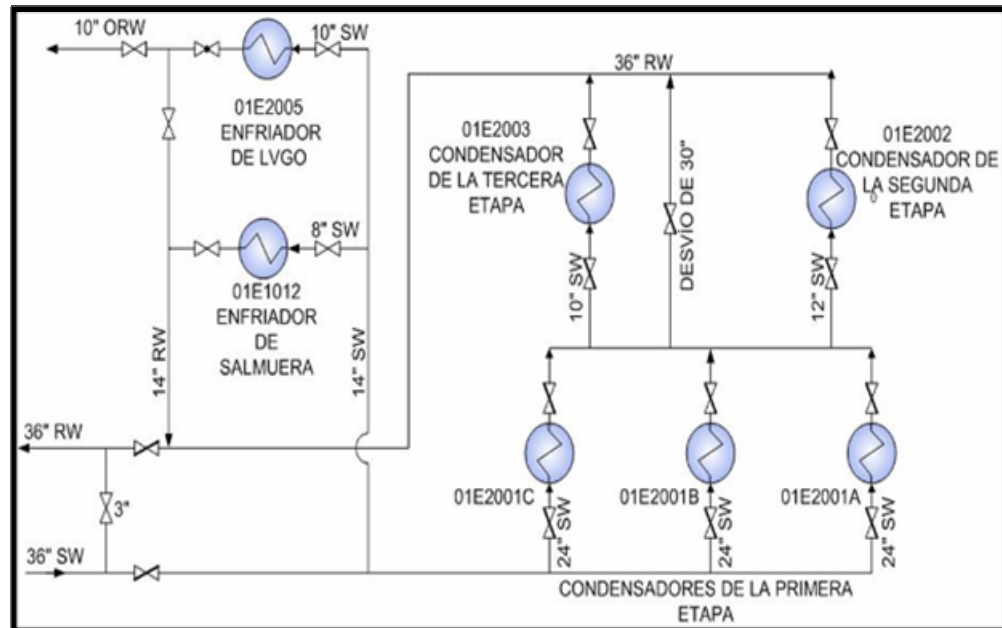


figura 0.5. Diagrama de flujo de agua de enfriamiento a la unidad 1100 y 1200

Para esta opción se toma en cuenta la nueva consideración para el dimensionamiento del equipo ya que esta se ve afectada en la temperatura de entrada, por lo que el agua de enfriamiento proviene de un intercambiador de calor y no directamente de la torre de enfriamiento 06-A-5001

Se utilizó la data de la torre de enfriamiento del programa PI process book para observar el comportamiento de las variables de temperatura del flujo de agua de retorno, ya que esta será afectada por el consumo de un nuevo equipo que no estaba considerado en el proyecto inicial del mejorador.

3.2.3 Disponibilidad de espacio físico en el mejorador

El espacio disponible para la instalación del nuevo sistema de condensación, es el área donde se encuentra actualmente el aroenfriador

02-EA-1008, ya que estos quedarían fuera de servicio al ser instalado el nuevo sistema, pudiendo aprovecharse este espacio que es de aproximadamente 362 m²; este valor se obtuvo calculando a partir del plano con vista superior de la unidad 2100 que se plasma en la **figura F.2**.

3.3 DIMENSIONAMIENTO PRELIMINAR DEL CONDENSADOR DE SUPERFICIE

El nuevo sistema de condensación fue seleccionado en los criterios conceptuales **figura 0.6**, obteniéndose un intercambiador de calor de tubo y carcaza (condensador de superficie) este es de tipo BXM según la “Asociación de fabricantes de intercambiadores tubular” o TEMA, Anexo D. La turbina 02-KT-1001 fue diseñada a condensación completa, lo que significa que el objetivo del condensador de superficie es condensar todo el vapor proveniente de ésta.

Para el dimensionamiento del intercambiador de calor se utilizó un simulador facilitado por la empresa GEA Ibérica, S.A. Los datos para realizar el diseño del intercambiador de calor se basaron en el flujo de vapor de salida de la turbina 02-KT-1001 mostrados en **tabla 0.1**. Este vapor ingresa en el proceso por lado carcaza y fueron datos fijos y los datos de agua de enfriamiento por lado tubo se muestran en la **figura 0.6** para un diseño y **figura 0.7** para otro diseño.

Se realizaron dos diseños de condensador de superficie (anexo C), basándose en las 2 opciones propuestas en los servicios necesarios para el nuevo sistema de condensación expuestas en el apartado anterior. Estas opciones de diseño se denominaron opción A representada en la anexo C.1 y opción B representada en la anexo C.3.

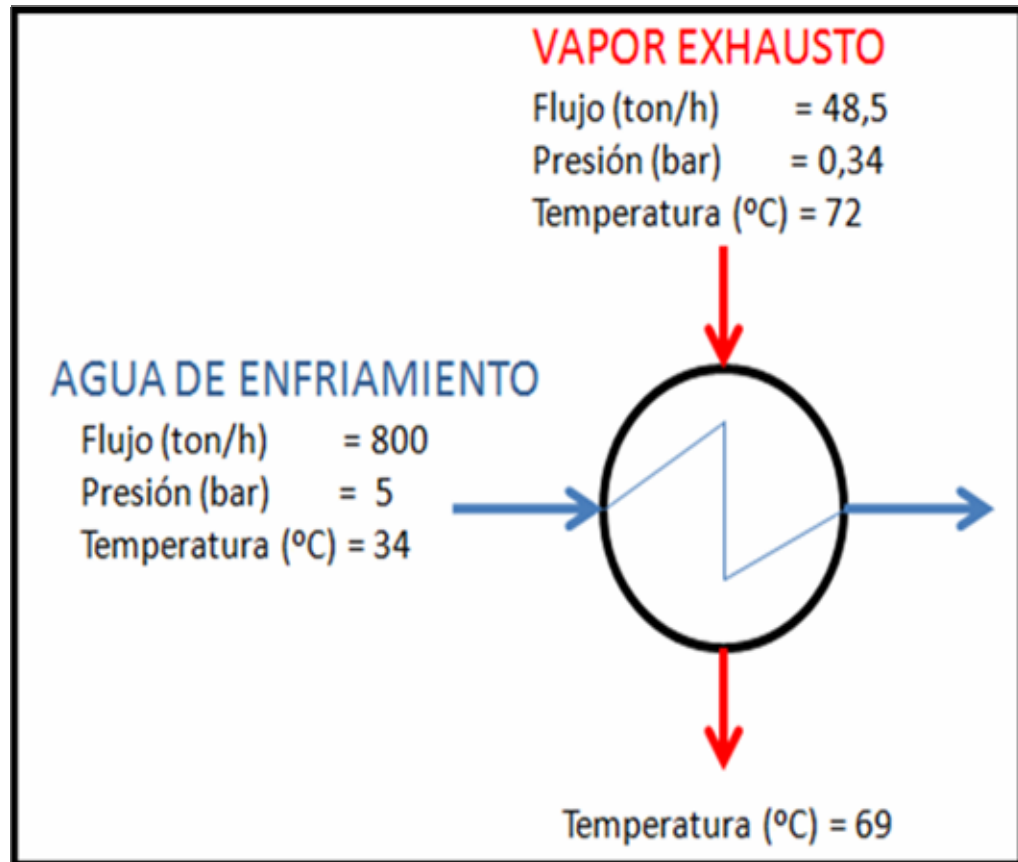


figura 0.6. Datos de entrada y salida introducidos al simulador para la opción A

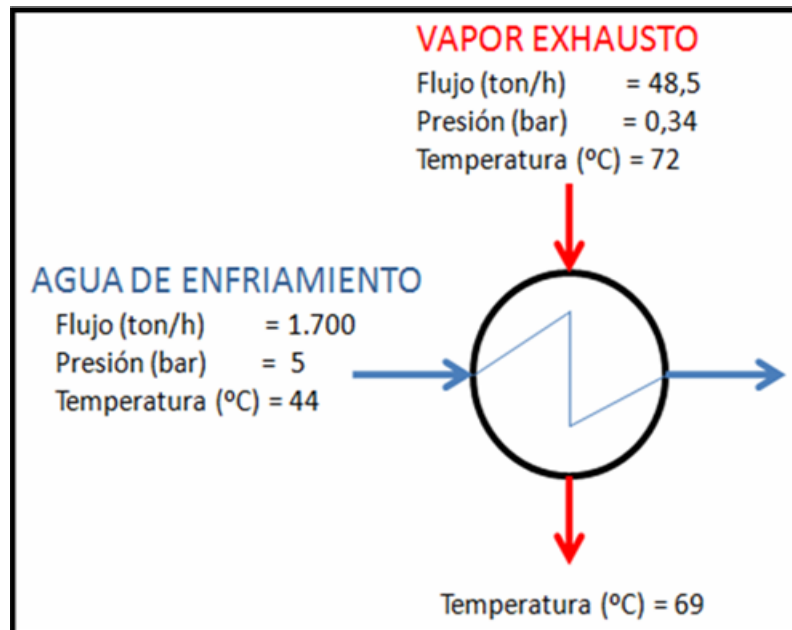


figura 0.7. Datos de entrada y salida introducidos al simulador para la opción B

3.4 COMPARACIÓN DEL SISTEMA DE CONDENSACIÓN ACTUALMENTE UTILIZADO CON EL PROPUESTO

Haciendo uso del conocimiento sobre funcionamiento y las características de diseño más resaltantes de ambos sistemas de condensación, se realizó una comparación entre los datos de diseño del nuevo sistema de condensación (condensador de superficie), respecto a los del sistema en actual operatividad (aeroenfriador).

Los parámetros a evaluar en la comparación son: área ocupada por el equipo (m^2), área de transferencia de calor (m^2) y por ultimo mantenimiento y limpieza.

CAPITULO IV

DISCUSIÓN DE RESULTADOS, CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1 CONOCIMIENTO DEL FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA ACTUAL DE CONDENSACIÓN DEL VAPOR EXHAUSTO PROVENIENTE DEL SISTEMA DE COMPRESIÓN DEL GAS DE RECICLO

El sistema de condensación actualmente instalado son los aeroenfriadores 02-EA-1008, que para inicios del mejorador no tuvieron problemas sino al cabo de un año de operación, cuando las turbinas que proporcionaban la fuerza motriz a los ventiladores comenzaron a fallar.

Para visualizar el comportamiento de este equipo se construyo la grafica de eficiencia del aeroenfriador **figura 0.2**, en la que se observa que desde el mes de febrero del año 2003, se han presentado dificultades para mantener la eficiencia en la transferencia de calor con los aeroenfriadores 02-EA-1008 A/B/C según diseño, lo cual se ve reflejado tanto en la continua fluctuación del diferencial de temperatura establecida por diseño (3°C) como la presión de vacío (0,34 bar). Aunque en general la variación de los valores operacionales se encuentra alrededor de las condiciones de diseño, esto se ha logrado mediante acciones operacionales drásticas y que conllevan a daños futuros en la integridad del sistema, como se observa en la **figura 0.1** y **figura 0.3**.



figura 0.1. Medida operacional de rociado de agua contra incendios

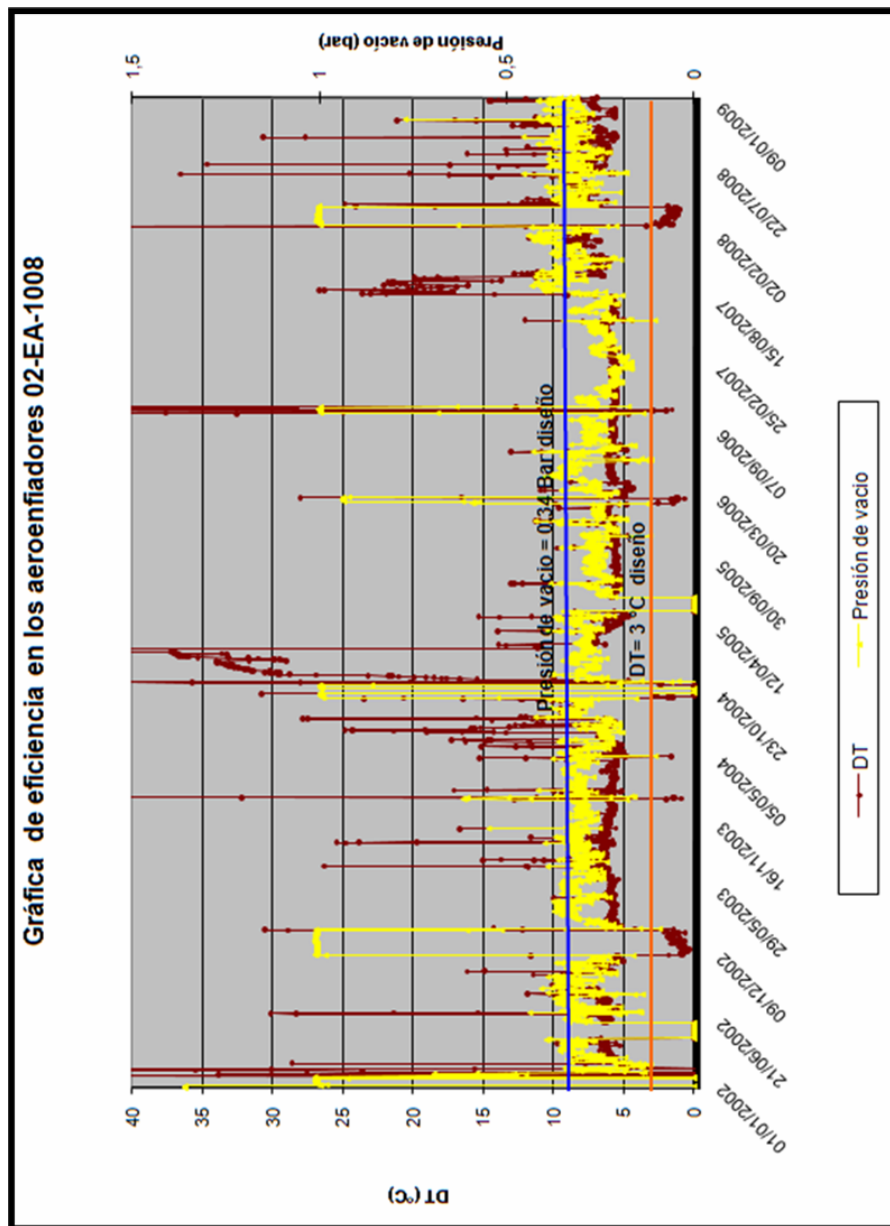


figura 0.2. Grafica de eficiencia a través del tiempo de los aerorefridores 02-EA-1008



**figura 0.3. Imagen del sistema de condensación 02-EA-1008
(derecha)**

La necesidad imperiosa para el proceso de mantener el vacío mediante la condensación del vapor exhausto ocasionó el uso del sistema de agua contraincendios para ayudar el enfriamiento en los aerorefrigeradores. Medida que a largo plazo resulta contraproducente como se constata en la **figura 0.3**; la estructura presenta graves daños por corrosión poniendo en riesgo su integridad física y dificultando la transferencia de calor en los haces de tubos que también presentan problemas por incrustaciones corrosivas. En entrevistas con los operadores se determinó que los problemas operacionales que impulsaron tales medidas provenían esencialmente de fallas mecánicas en las turbinas, entre ellas; falla en los gobernadores (encargados de ajuste de rpm de operación y de disparo), cajas reductoras (fallo del sistema de lubricación) además de desbalance de los ventiladores ocasionaban la ruptura de las aspas, válvula de succión, laminas sueltas, etc; siendo estos causados a su vez por las condiciones ambientales de la planta como la exposición al salitre y los fuertes vientos.



figura 0.4. Formación de incrustaciones de oxido sobre las aletas de los haces de tubos

En la **figura 0.4** puede notarse como la formación de oxido recubre las aletas en los haces de tubos por lo que se esperan dos efectos negativos para la transferencia de calor, en primer lugar un aumento a la resistencia a la transferencia de calor y en segundo una reducción de los espacios del flujo de aire a través del banco de tubos, con lo que se dificultaría el paso del fluido de enfriamiento a través del aerofriador. Tal situación se ha agravado con el tiempo lo que se refleja en un aumento paulatino en la apertura del hidrante desde un 10% en sus inicios, hasta el 100% en la actualidad. Como era de esperarse esta medida a riesgo de controlar el proceso, disminuye la eficiencia y deteriora el equipo, impactando además la unidad 4100 de tratamiento de efluentes que se ve sobrecargada.

Por su parte los desperfectos mecánicos han ocasionado graves accidentes como ruptura del eje y expulsión del aspa, dañando y debilitando la estructura, así como poniendo en riesgo la seguridad del personal, tal como se muestra en la **figura 0.5**.



figura 0.5. Ruptura del protector del aspa del ventilador

4.2 ESTABLECIMIENTO DE LOS CRITERIOS CONCEPTUALES PARA EL DISEÑO DE UN NUEVO SISTEMA DE CONDENSACIÓN DEL COMPRESOR DE GAS DE RECICLO CONTEMPLANDO LA REVISIÓN DE LOS SERVICIOS NECESARIOS Y LA DISPONIBILIDAD EN EL MEJORADOR

4.2.1 Criterios para la selección del nuevo sistema de condensación

En base a los criterios y consideraciones del manual de PDVSA MDP-05-E-02 se realizó una selección entre las diferentes opciones de sistemas de condensación posibles, usando como herramienta el algoritmo desarrollado en la **figura 0.3**.

Haciendo una revisión de las condiciones de operación de la unidad 2100 en el programa PI process book se determinó que las corrientes que requerían calentamiento se encontraban a temperaturas por encima a las del vapor exhausto, con esto se descarta el uso del vapor exhausto como medio de calentamiento lo que constituye el primer ítem del algoritmo. Tomando en cuenta las continuas fallas del sistema del aerofriador y la posibilidad de acceder al servicio de agua de enfriamiento, al aumentar el flujo de circulación al máximo de diseño por la torre de enfriamiento 06-A-5001, se descarta del segundo ítem los aerofriadores, ya que la torre dispone de 1.465 ton/h, tomando en cuenta que el consumo de agua en operación normal de todos los usuarios es de 1.335 ton/h, cálculo realizado en capítulo 3.

Ante la perspectiva del segundo ítem del algoritmo y considerando las condiciones de baja presión del vapor exhausto, puede desecharse el uso de intercambiadores tipo placa que presentan elevadas caídas de presión, siendo además muy poca la experiencia existente en este tipo de intercambiadores en las compañías de ingeniería; este manual recomienda que el diseño de estas unidades sea realizado por los vendedores o fabricantes de estas unidades, dada su experiencia en dicha área (PDVSA, 2006). A continuación se evaluó el último ítem, y considerando que los vapores condensados están conformados por agua pura, cuyos riesgos de corrosión son muy bajos se obvia el uso de intercambiador de contacto directo. En tal caso este último demandaría agua desmineralizada cuyo costo

es elevado para la empresa puesto que el interés del proceso es recircular el condensado a la generación de vapor. En tanto un intercambiador del tipo tubo y coraza (condensador de superficie) utilizaría agua de enfriamiento que no presenta un tratamiento tan riguroso, ni costos tan elevados.

Para el diseño del nuevo sistema de condensación de vapor se escogió un condensador de superficie por ser un modelo versátil de intercambiador de calor de carcaza y tubo, ya que estos son los más usados para manejar vapores de desechos de maquinas (PDVSA, 1995), en este caso aplicable para el vapor proveniente de la turbina (02-KT-1001). Estos equipos se pueden construir de diferentes tamaños de acuerdo a la necesidad que presenta el proceso, además este modelo es fácil de operar y de realizar las labores de limpieza y mantenimiento. En la **figura 0.6** se esquematiza el proceso de discriminación anteriormente planteado.

Es importante resaltar que no se considera la reinstalación de un nuevo sistema de enfriamiento por aire debido a la experiencia que tienen estos aeroenfriadores 02-EA-1008, ya que se encuentran en un ambiente salino agresivo ocasionando acumulación de sales en las aletas de los tubos ocasionando un proceso de corrosión y disminuyendo el área de transferencia de calor, además resulta menos costoso un intercambiador de tubo y carcaza que un aeroenfriador por aire.

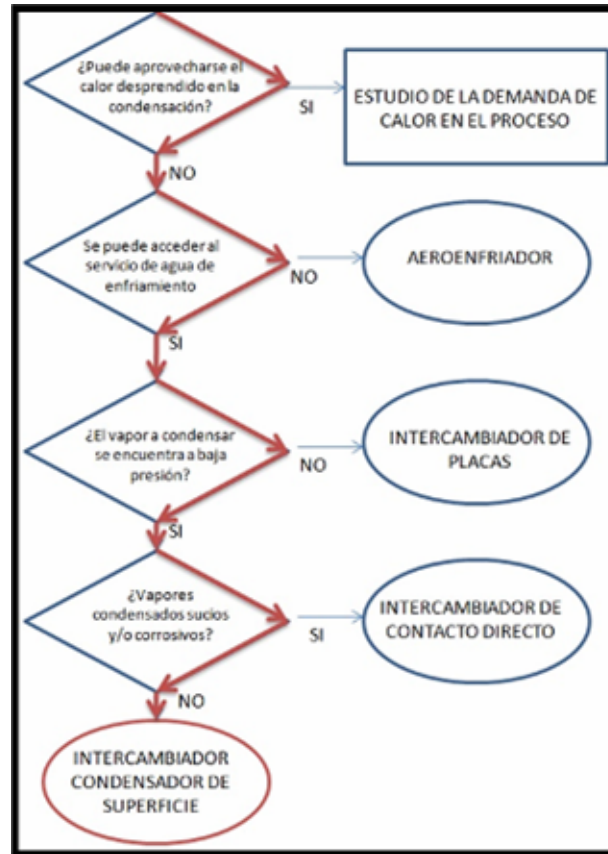


figura 0.6. Recorrido para la selección del nuevo sistema de condensación

4.2.2 Servicios necesarios para el nuevo sistema de condensación

Una vez seleccionado el nuevo sistema de condensación (condensador de superficie), se calculó el flujo de agua de enfriamiento requerida por este equipo, utilizando datos de diseño de la torre de enfriamiento obteniéndose 2.716 ton/h. En tanto el agua de enfriamiento disponible por diseño de la torre de enfriamiento 06-A-5001 es 206 ton/h, mientras que el agua disponible por operación normal es 1.465 ton/h. Queda demostrado que por diseño y por operación normal el flujo de agua disponible es menor que el flujo de agua requerido por el nuevo condensador de superficie, en tal

sentido, se hizo el análisis para determinar la disponibilidad total del flujo de agua de enfriamiento requerido para el nuevo condensador.

Para este análisis se propone el diseño de dos condensadores de superficie (opción A y opción B) a fin de disponer del agua de enfriamiento en el sistema abierto del mejorador Petrocedefo considerando el flujo, temperatura de entrada y salida del agua de enfriamiento como variables de los nuevos diseños.

A continuación se presentan las opciones del servicio de agua de enfriamiento:

Aprovechamiento del flujo máximo de diseño de agua de circulación

Se determinó que 1.465 ton/h de agua de enfriamiento es el diferencial correspondiente al flujo de circulación de diseño y el flujo de circulación de operación normal, por tal motivo para aprovechar al máximo el flujo de circulación de diseño se realizó una grafica que demuestra el consumo de agua de enfriamiento de todo el mejorador (**figura 0.7**) desde marzo/2002 hasta enero/2009, observando que el flujo de agua de distribución se mantuvo en 12.000 ton/h, se determinó que es posible aumentar la circulación de agua de enfriamiento sin afectar los criterios de dimensionamiento y la reducción de agua a los demás usuarios, quedando 800 ton/h disponibles para el diseño de la opción A.

Este excedente de agua mantendrá las condiciones de diseño de la torre de enfriamiento 06-A-5001 (temperatura salida de la torre 34°C y temperatura de agua de retorno 44°C). Sin embargo esta medida conlleva a trabajar la torre de enfriamiento a su máxima capacidad lo que podría traer problemas futuros además de reducir su tiempo de vida útil.

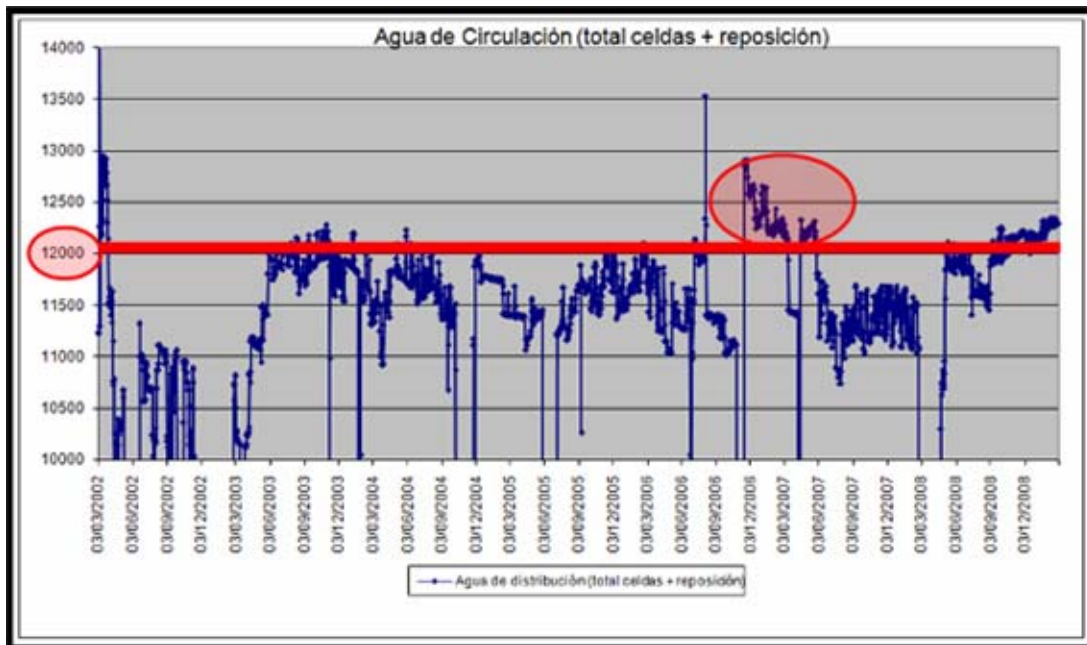


figura 0.7. Flujo de agua de circulación de operación de la torre de enfriamiento

Aprovechamiento de agua proveniente de otros intercambiadores de calor

Del balance de agua de enfriamiento **tabla 0.4** se observó que la unidad 1200 es la de mayor consumo de agua de enfriamiento y corresponde al sistema de condensación de tope de la torre de vacío. Estos son los intercambiadores 01-E-2001 A/B/C (anexo B.3) cada uno consume 1.971 ton/h de agua de enfriamiento. Esta opción permite usar el agua proveniente de uno de ellos teniendo respaldo de los restantes y manteniendo la circulación normal de agua de enfriamiento de la torre 06-A-5001. La temperatura de salida de agua de enfriamiento de cualquiera de estos 3 equipos será la temperatura de entrada del agua de enfriamiento para el diseño de la opción B. Trabajando a tal condición de alimentación al condensador de superficie se espera que la temperatura de salida sea

mucho mayor a la establecida por diseño a los intercambiadores de calor en el mejorador.

4.3 DIMENSIONAMIENTO DEL CONDENSADOR DE SUPERFICIE

Tomando en cuenta el flujo de vapor exhausto y las condiciones de diseño para el sistema actual de condensación (**tabla 0.2**), así como los requerimientos de servicio antes planteadas y las limitaciones propias de los mismos, se realizaron dos propuestas (opción A y opción B) haciendo uso de un simulador facilitado por la empresa GEA Ibérica, S.A. Por motivos de privacidad de la empresa solo se presenta la hoja de datos generada en el Anexo C. A continuación se muestra la **tabla 0.1** con las características más resaltantes de cada diseño.

tabla 0.1. Características de diseño de los condensadores de superficie propuestos

Variables	Condensador de superficie (opciones)	
	A	B
Flujo de agua enfriamiento (ton/h)	800	1.700
Temp. entrada agua (ton/h)	34	44
Temp. salida agua (ton/h)	67,77	59,89
Area de transferencia de calor (m ²)	614,6	492,9
Numero de pasos lado tubo	4	2
Numero de tubos	1.580	922

Puesto que la principal limitación para la implantación del nuevo sistema de condensación radica en la generación de agua de enfriamiento, se señala la **opción B** como la más factible, ya que para que la **opción A** pueda cumplir con el flujo de agua de enfriamiento implica que la torre de enfriamiento trabaje a su máximo flujo de circulación por diseño, ocasionando disminución del tiempo de vida útil de este equipo y a su vez poniendo en riesgo el suministro de agua a otros usuarios.

Puesto que la opción B es la más idónea para sustituir el actual sistema de condensación (aeroenfriadores) aunque trabajando a condiciones fuera de especificación de diseño del mejorador ya que este nuevo condensador de superficie reutilizaría el agua de enfriamiento proveniente de otro intercambiador de calor lo que significa que el agua de enfriamiento saldrá más caliente que para la que fue diseñada la torre de enfriamiento, siendo esta temperatura de salida del condensador de la opción B de 59,89 °C.

Se determinó la nueva temperatura de entrada a la torre de enfriamiento 06-A-5001 simulando en Pro/II un balance de materia y energía, el flujo de agua proveniente de todos los usuarios (10.894 ton/h a 44°C) con el flujo de agua proveniente del condensador opción B (1.700 ton/h a 60 °C) como se muestra en la **Figura B.5**, obteniendo 46,2°C. Esta es la nueva temperatura de agua de retorno a la torre de enfriamiento, por tal motivo se realizó una gráfica con el comportamiento operacional de la temperatura de entrada y salida de la torre de enfriamiento desde enero/2002 hasta enero/2010 (**figura 0.8**), demostrándose que la temperatura del agua normal de salida de la torre es de 30°C y la de entrada 40°C, lo que significa que la nueva temperatura en el agua alimentada a la torre de enfriamiento no representa un cambio que pueda afectar significativamente la operación de la misma o incumplir con el diferencial de temperatura establecido.

Si se alimenta la torre de enfriamiento con esa nueva temperatura, el agua a la salida de la misma será un poco más caliente pero sin afectar el funcionamiento de los equipos que la reciban, ya que en este mejorador Petrocedefío todos los intercambiadores de calor que utilizan agua de enfriamiento como fluido de servicio, fueron diseñados con temperatura de entrada de 44°C.

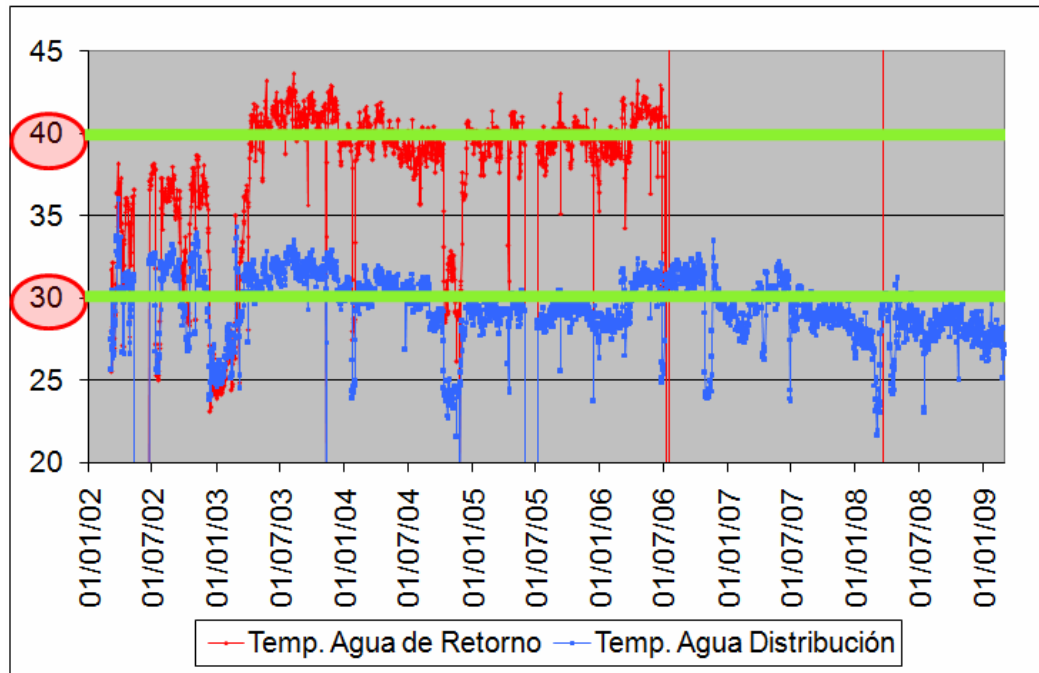


figura 0.8 Temperatura de entrada y salida de la torre de enfriamiento 06-A-5001

El diseño final se presenta como un intercambiador condensador de superficie (opción B), cuya hoja de datos se muestra en la **figura C.3**, la configuración preliminar del equipo se muestra en la **figura C.4** con vista lateral y frontal del equipo.

En base a las dimensiones obtenidas en el diseño preliminar se estimo el área ocupada por el equipo suponiendo la figura geométrica más sencilla, en este caso un rectángulo cuyos lados son la longitud de los tubos y la altura de la coraza, como se expresa en la ecuación 3.5

$$A = H \cdot L \quad (\text{Ec 3.5})$$

Donde A es el área ocupada por el equipo suponiendo una proyección rectangular (m^2), H la altura de la coraza (m) y L la longitud de la coraza (m). El valor del área para la opción de diseño seleccionada se reporta en la **tabla 0.2**.

$$A = 2,1 \times 8,34$$

$$A = 17,5 \text{ m}^2$$

4.4 COMPARACION DEL SISTEMA DE CONDENSACIÓN ACTUALMENTE UTILIZADO CON EL PROPUESTO

En la **tabla 0.2** se diferencia el área ocupada por el actual sistema de condensación respecto al propuesto persiviéndose una diferencia de dos órdenes de magnitud entre ambos. Hecho que actualmente tiene claras implicaciones en el mantenimiento y manejo del sistema de condensación, cuyo gran tamaño dificulta su operación y la puesta en práctica de medidas que permitan contrarrestar perturbaciones en el sistema; así como incrementa la demanda de accesorios y horas hombre necesario para su mantenimiento.

En relación al tópico anterior el área de transferencia de calor tiene un alto impacto sobre las dimensiones del equipo. Por un lado el condensador de superficie, que utiliza agua como fluido de enfriamiento expone un área de 492,9 m² (**tabla 0.2**), de nuevo varios órdenes de magnitud inferior a la de los aerofriadores, que se estima en 34.576 m². Esto concede al condensador de superficie facilidades de operación y limpieza, puesto que el área a mantener para garantizar la transferencia de calor resulta mucho menor a la de los equipos actuales.

Con respecto al mantenimiento y la limpieza, dado que el condensador de superficie es un intercambiador de tubo y coraza, sus salidas de operación por mantenimiento se ven restringidas al aumento en la caída de presión del equipo, ésta a su vez producto de la formación de incrustaciones y taponamientos por crecimiento de agentes microbianos. Teniendo en cuenta que ambos fluidos a manejar resultan ser limpios, se espera que este tipo de problema sea escaso o se presenten luego de largos periodos de tiempo. En consulta con los ingenieros de planta se encontró que equipos similares han operado durante 10 años ininterrumpidos sin necesitar limpieza, aun cuando manejan fluidos potencialmente contaminantes. En tal caso de requerir un mantenimiento, la operación corriente consiste en realizar un lavado con agua a presión.

Por su parte el actual sistema de aerofriadores demanda continuamente la sustitución de piezas mecánicas, y la reparación de daños estructurales. Operaciones que ponen en riesgo la continuidad del proceso, y demandan una vigilancia continúa del sistema de condensación. Tales situaciones se deben principalmente a la exposición del equipo a las condiciones ambientales; que en el caso del mejorador resultan ser adversas para los dispositivos mecánicos. Debido a la diferencia de dimensiones, el

equipo propuesto presenta facilidades para su manejo y movilización durante el proceso de mantenimiento; mientras que el actual sistema solo puede ser reparado in situ.

En la **tabla 0.2** se muestran las características y funcionalidad de los equipos de condensación (aeroenfriador y condensador de superficie), para el análisis comparativo. Estos datos fueron adquiridos de la hoja de datos del equipo en operación (**figura A.1, figura A.2**) y el generado por el simulador (**figura C.1, figura C.2**).

tabla 0.2. Comparación entre las características de diseño y mantenimiento para un sistema aeroenfriador y un sistema condensador de superficie

Parámetros de evaluación	Tubular (condensador de superficie)	Aeroenfriadores
Área ocupada por el equipo (m²)	17,5	362
Área de transferencia de calor (m²)	492,9	34.576
Mantenimiento/limpieza	<ul style="list-style-type: none"> - Consiste en un lavado con agua a presión. - Se realiza una vez aumente el diferencial de 	<ul style="list-style-type: none"> - Sustitución y refacción de piezas mecánicas. - Cada dos años se realiza las operaciones de mantenimiento o cuando lo amerite.

	presión - Bajo costo	- Alto costo
--	-------------------------	--------------

4.5 CONCLUSIONES

1. El actual sistema de condensación presenta una gran cantidad de fallas mecánicas resultando ineficiente para mantener la presión de vacío luego de la turbina 02-KT-1001.
2. Se propone un intercambiador tipo condensador de superficie (Opción B) como el más idóneo para condensar 48,5 Ton/h de vapor exhausto provenientes de la turbina 02-KT-1001 con 1.700 Ton/h de agua de enfriamiento del sistema abierto proveniente del cabezal de agua de retorno de la unidad de destilación al vacío.
3. Al evaluar los niveles de operación y diseño de la torre de enfriamiento se verificó que puede satisfacer la demanda requerida por el diseño propuesto (Opción A) operando al límite de diseño (12.800 ton/h) la torre enfriamiento
4. Se dispone de un área de 362 m² de espacio para ubicar el nuevo sistema de condensación propuesto (17,5 m²) en el espacio ocupado actualmente por los aerofriadores.

5. Entre las ventajas del sistema de condensación propuesto, en comparación con el actual se destaca: su menor tamaño, fácil mantenimiento y su independencia de factores ambientales.

4.6 RECOMENDACIONES

1. Evaluar el punto de la nueva interconexión del agua de enfriamiento (retorno) proveniente de los 01-E-2001 A/B/C para el suministro al nuevo Condensador de superficie (opción B).
2. Evaluar la adaptación de los equipos auxiliares del actual sistema de condensación (aeroenfriadores 02-EA-1008) al nuevo equipo de condensación (opción B).
3. Evaluar la nueva condición operacional en la torre de enfriamiento a fin de garantizar el diferencial de temperatura, contemplando la nueva temperatura de alimentación a la misma (46,2 °C).
4. Hacer un estudio en la torre de enfriamiento del efecto del aumento de 2 °C en el agua de retorno a la torre y su consecuente incremento de agua de reposición.

BIBLIOGRAFIA

Acosta, M. (2006). *Evaluación de la transferencia de calor del tren de precalentamiento de la unidad de crudo de un mejorador ubicado en Jose (Edo. Anzoátegui)*. Tesis de grado, Departamento de Ingeniería Química, Universidad de Oriente, Núcleo de Anzoátegui,

API Standard 661. (1997). *Air Cooled Heat Exchangers for General Refinery Services*. 4^{ta} Edición. Noviembre.

Cedeño, A. (2004). *Evaluación del tren de precalentamiento de la unidad de Craqueo Catalítico Fluidizado de la Refinería Puerto La Cruz a diferentes condiciones de operación*. Tesis de Grado, Departamento de Ingeniería Química, Universidad de Oriente, Núcleo de Anzoátegui,

Cengel, Y. (1996). *Termodinámica*. Tomo I y II. Segunda Edición. Editorial McGraw-Hill. México DF.

Contrina. (2000). *Process design: Requirement and criteria*. Sincor Downstream project.

Crane. (1992). *Flujo de fluidos*. Editorial Mc Graw Hill. Mexico.

Felder, R. (1991). *Principios elementales de los procesos químicos*. Segunda Edición. Editorial ALHAMBRA. México DF.

Geankoplis, C. (1999). *Procesos de transporte y operaciones unitarias*. Editorial CECSA. 3^{ra} edición. México.

GPSA. (1987). *Engineering Data Book*. Volumen I. Sección 10.

Hurtado, D. (2009). *Evaluación de las variables de procesos asociadas al 02-K-1001 y 02-EA-1008*. Informe técnico, Complejo Mejorador Petrocedeño, Pto Piritu, Venezuela.

Incropera F. (1999). *Fundamentos de Transferencia de Calor*. 4^{ta} Edición. Editorial Prentice Hall. New York.

Kern, D. (1997). *Procesos de Transferencia de Calor*. Compañía Editorial Continental. Ciudad de México.

Mc. Cabe, W. (1991). *Operaciones Unitarias en Ingeniería Química*. Editorial: McGraw-Hill. 4^{ta} edición. España.

Manual de Diseño de Procesos. (1995). *Enfriadores por Aire*. PDVSA.

Manual de Diseño de Procesos. (1995). *Intercambiadores de calor: Principios Básicos*. PDVSA.

Manual de Diseño de Ingeniería. (1983). *Shell and tube heat exchange equipment*. PDVSA, EA-201-PR.

Manual de operación y adiestramiento interactivo. (2006). *Intranet Petrocedeño*, PDVSA- Petrocedeño, Anzoátegui, Venezuela.

Manual de Diseño de Procesos. (1995). *Intercambiadores de calor: Intercambiadores tipo tubo y carcaza*. PDVSA.

Murherjee, R. (1997). *Effectively Design Air Cooled Heat Exchangers*. Chemical Engineering Progress. Volumen 93. Número 2, págs 26-47. Febrero.

Perry, R. (2001). *Manual del Ingeniero Químico*. Volumen III. 7^{ma} edición. Editorial McGraw–Hill. México.

Sifontes, F. (2008). *Evaluación de alternativas para el incremento de la tasa de transferencia de calor del enfriador de alquilato de sello E-40 de la unidad de alquilacion de la refinería de Puerto La Cruz – PDVSA*, Tesis de grado, Departamento de Ingeniería Química, Universidad de Oriente, Núcleo de Anzoátegui. Venezuela.

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO

TÍTULO	Diseño preliminar de un sistema de condensación de vapor exhausto proveniente de la turbina del sistema de compresión del gas de reciclo de la unidad de hidrotratamiento de petrocedeo.
SUBTÍTULO	

AUTOR (ES):

APELLIDOS Y NOMBRES	CÓDIGO CULAC / E MAIL
Gutiérrez K, Kelvin D.	CVLAC: V-17.235.696 E MAIL: kelvin.gutierrez@hotmail.com
	CVLAC: E MAIL:
	CVLAC: E MAIL:
	CVLAC: E MAIL:

PALABRAS O FRASES CLAVES:

Diseño

Condensador

Superficie

Aeroenfriadores

Petrocedeo

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

ÁREA	SUBÁREA
Ingeniería y ciencias aplicadas	Ingeniería Química

RESUMEN (ABSTRACT):

El actual sistema de condensación (aeroenfriadores 02-EA-1008) de vapor proveniente de la turbina 02-KT-1001, ha presentado continuas fallas y daños desde sus inicios operacionales quedando actualmente fuera de servicio, por lo cual se propone la instalación de un nuevo sistema de condensación, seleccionando un intercambiador de calor de tubo y carcaza tipo condensador de superficie, puesto que este equipo utiliza como servicio agua de enfriamiento, se calculó la cantidad de agua requerida por el nuevo sistema de condensación siendo 2.716 ton/h, Por tal razón se determinó la cantidad de agua disponible en la torre de enfriamiento y que es necesaria para el condensador de superficie, se realizó un balance de masa y energía de agua de enfriamiento consumida en el mejorador Petrocedefío, disponiendo de 1.465 ton/h a operación normal. Se realizaron dos dimensionamiento opción A y opción B del condensador de superficie mediante un simulador. Para la opción A se consideró trabajar la torre de enfriamiento a su nivel máximo de diseño, por lo que no resulta muy confiable, mientras que la opción B se propone reutilizar el agua de enfriamiento proveniente de intercambiadores de calor de la unidad de destilación al vacío, concluyendo que la opción B es la más factible.

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

CONTRIBUIDORES:

APELLIDOS Y NOMBRES	ROL / CÓDIGO CVLAC / E_MAIL				
	ROL	CA	AS X	TU	JU
Moncada, Fidelina	CVLAC:	V- 13.366.691			
	E_MAIL	Fidelinam@gmail.com			
	E_MAIL				
	ROL	CA	AS	TU X	JU
Palomo, Xionels	CVLAC:	V-12.791.989			
	E_MAIL	xionels@hotmail.com			
	E_MAIL				
	ROL	CA	AS	TU	JU X
Rodulfo, Arturo	CVLAC:	V-8.300.709			
	E_MAIL	rodulfo99@hotmail.com			
	E_MAIL				
	ROL	CA	AS	TU	JU X
Santamaria, Freddy	CVLAC:	V-11.420.313			
	E_MAIL	Sfreddy_j@hotmail.com			
	E_MAIL				
	ROL	CA	AS	TU	JU X

FECHA DE DISCUSIÓN Y APROBACIÓN:

2010	08	11
AÑO	MES	DÍA

LENGUAJE. SPA

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

ARCHIVO (S):

NOMBRE DE ARCHIVO	TIPO MIME
TESIS.diseño_condensador_de_superficie.doc	Application/msword

CARACTERES EN LOS NOMBRES DE LOS ARCHIVOS: A B C D E F G H I J K L
M N O P Q R S T U V W X Y Z. a b c d e f g h i j k l m n o p q r s t u v w x
y z. 0 1 2 3 4 5 6 7 8 9.

ALCANCE

ESPACIAL: (OPCIONAL)

TEMPORAL: (OPCIONAL)

TÍTULO O GRADO ASOCIADO CON EL TRABAJO:

Ingeniero Químico

NIVEL ASOCIADO CON EL TRABAJO:

Pregrado

ÁREA DE ESTUDIO:

Ingeniería de procesos

INSTITUCIÓN:

Universidad de Oriente. Núcleo de Anzoátegui

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

DERECHOS

De acuerdo con el artículo 41 del reglamento de Trabajo de Grado de la Universidad de Oriente: “Los Trabajos de Grado son de exclusiva propiedad de la Universidad de Oriente y sólo podrán ser utilizados por otros fines con el consentimiento del consejo de núcleo respectivo, quien lo participará al consejo universitario”.

Gutiérrez J, Kelvin D

AUTOR

Fidelina Moncada

TUTOR

Arturo Rodulfo

JURADO

Freddy Santamaria

JURADO

Yraima Salas

POR LA SUBCOMISIÓN DE TESIS