



MINISTERIO DE EDUCACIÓN SUPERIOR  
INSTITUTO SUPERIOR MINERO METALÚRGICO DE MOA  
“DR. ANTONIO NÚÑEZ JIMÉNEZ”  
FACULTAD DE METALÚRGICA Y ELECTROMECAÁNICA  
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

# **TRABAJO DE DIPLOMA**

## **EN OPCIÓN AL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO**

**Título: Evaluación del Calentador de Baja Presión de la  
Termoeléctrica “Lidio Ramón Pérez” de Felton.**

**Autor: Luis Enrique Rodríguez Sanamé.**

**Tutor: M.Sc. Ever Góngora Leyva.**

**Moa. 2008**

**“Año 50 de la Revolución”**



## **DECLARACIÓN DE AUTORIDAD**

*Yo: Luis Enrique Rodríguez Sanamé autor de este trabajo de diploma en conjunto con mi tutor M.Sc. Ever Góngora Leyva declaramos la propiedad intelectual de este al servicio del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa para que disponga de su uso cuando estime conveniente.*

*Firma del diplomante*

*Firma del tutor*

*Luis Enrique Rodríguez Sanamé*

*M.Sc. Ever Góngora Leyva*



## **AGRADECIMIENTOS**

*Cuando se culmina un trabajo es necesario agradecer a todas aquellas personas que han contribuido a la realización del mismo.*

*Agradezco profundamente a la revolución impulsada por nuestro Comandante en Jefe Fidel Castro Ruz por todos sus valores e ideas.*

*Quisiera agradecer a mis padres Luis Enrique Rodríguez Lambert y Emilia Sanamé Caboverde por su exigencia durante los cinco años de la carrera.*

*A mi tutor: Ever Góngora Leyva por su ayuda incondicional en el desarrollo de este trabajo.*

*A todos los profesores de la carrera Ingeniería Mecánica por su excelente contribución y el apoyo siempre brindado, el permanente interés en revisar mi trabajo y la constante preocupación desde los primeros momentos del desarrollo de esta tesis.*

*También quisiera extender mis agradecimientos a todos los compañeros de la termoeléctrica “Lidio Ramón Pérez” de Felton que desde mi llegada me dieron todo su apoyo en la búsqueda de información.*

*A mis primos, en especial Eri y Joli por su vital ayuda.*

*A todos los que imperdonablemente he olvidado vaya mis agradecimientos desde lo más profundo de mi corazón.*



## **DEDICATORIA**

*Dedico primeramente este trabajo a mis padres, Luis Enrique Rodríguez Lambert y Emilia Sanamé Cobo Verde sin los cuales habría sido imposible la realización de este trabajo de mi parte.*

*Doy entera dedicación a mi hermana.*

*A toda mi familia.*

*A los incontables profesores que a través de mi vida Escolar, Secundaria Básica, Preuniversitaria y Universitaria me han regalado incondicionalmente sus conocimientos y amor.*

*A mi gente del barrio y un poco más allá.*

*A la revolución.*

*A Fidel.*

*A todo aquel que de una forma u otra es parte imprescindible de este logro.*



## **PENSAMIENTO**

*La más hermosa y noble de todas las tareas humanas, es la de sembrador que en cualquiera de sus aplicaciones, suponga utilidad para sus semejantes.*

A. L. Casillas.



## **RESUMEN**

En este Trabajo se realizó, la evaluación del calentador #1 del Sistema Regenerativo de Baja Presión de la termoeléctrica “Lidio Ramón Pérez” de Felton.

Para el desarrollo de la misma se hizo la revisión bibliográfica y análisis de los trabajos precedentes acerca de la temática tratada. Conjuntamente con esto se realizó la clasificación, descripción técnica y de flujo tecnológico de la planta e instalación objeto de estudio, así como se planteó el procedimiento de cálculo adecuado para la evaluación.

Los resultados del balance térmico realizado indican que el Calentador de Baja Presión #1 en las condiciones actuales de explotación mantiene bajos valores de aprovechamiento de la energía térmica y la capacidad de trabajo útil máxima, con rendimiento térmico y exergético de 75,3 % y 37.05 % correspondientemente.

Mediante el calculo del área de transferencia por el método NTU, se demostró que el equipo en el proceso de calentamiento de agua de condensado, de la superficie total de intercambio de calor para el cual esta diseñado (530 m<sup>2</sup>) utiliza el 45,5 % en su régimen de trabajo.

Finalmente se refleja la valoración económica e impacto ambiental de la propuesta estudiada emitiéndose las conclusiones y recomendaciones, la bibliografía consultada y los anexos.



## **ABSTRACT**

In this work carried out, the evaluation of the heater #1 of the Regenerative System of Low Pressure of the "Lidio Ramón Pérez" thermoelectric of Felton.

For the development of the same was made the bibliographical revision and analysis of the precedent investigations about the thematic one treated. Jointly with this was carried out the classification, technical description and of technological flow of the plant and installation study object, as well as the procedure of appropriate calculation for the evaluation.

The results of the thermal balance indicate that the Heater of Low Pressure #1 under the current conditions of exploitation maintain low values of use of the thermal energy and the capacity of work useful maxim, with thermal yield and exegetic of 75,3% and 37.05% correspondingly.

The calculate of the heat transfer area for the method NTU, it demonstrated that the team in the process of heating of water of having condensed, of the total surface of exchange of heat for the one which this designed (530 m<sup>2</sup>) it uses 45,5 % in their work regime.

Finally is reflected the economic valuation and environmental impact of the studied proposal, being emitted the conclusions and recommendations, the consulted bibliography and the annexes.

**ÍNDICE**

	<b>Introducción.....</b>	<b>1</b>
<b>Capítulo I</b>	<b>Marco teórico- metodología de la investigación.</b>	
1.1-	Introducción.....	4
1.2-	Estado del arte .....	4
1.3-	Trabajos Precedentes.....	7
1.4-	Descripción del flujo tecnológico de la planta.....	9
1.5-	Descripción de la instalación objeto de estudio.....	10
1.6-	Descripción del flujo tecnológico de la instalación objeto de estudio.....	21
1.7-	Sistema de Automatización.....	22
1.8-	Conclusiones del capítulo I.....	24
<b>Capítulo II</b>	<b>Materiales y métodos.</b>	
2.1-	Introducción.....	25
2.2-	Método de mediciones empleada.....	25
2.3-	Procedimiento de calculo a emplear.....	26
2.4-	Mediciones realizadas.....	37
2.5-	Conclusiones del capítulo II.....	39
<b>Capítulo III</b>	<b>Análisis de los resultados. Valoración económica e impacto ambiental de la investigación.</b>	
3.1-	Introducción.....	40
3.2-	Análisis de los resultados.....	40
3.3-	Valoración económica.....	41
3.4-	Impacto ambiental.....	43
3.5-	Conclusiones del capítulo III.....	44
	<b>Conclusiones generales.....</b>	<b>45</b>
	<b>Recomendaciones.....</b>	<b>46</b>
	<b>Bibliografía.....</b>	<b>47</b>
	<b>Anexos.</b>	

## **INTRODUCCIÓN**

La energía eléctrica es la forma de energía que se utiliza mayormente en Cuba y en el mundo, lo que obedece a sus múltiples ventajas económicas y operativas, ya que se aplica en la producción, los servicios y el hogar. De manera que cuando se va a hablar de ahorro de energía en las instalaciones eléctricas, no queda más remedio que vincularlo a las industrias, la iluminación, el aire acondicionado, etc., considerándolo como una consecuencia del ahorro en esas instalaciones y no en si mismo.

Dada a la gran importancia que tiene el ahorro de energía eléctrica, expresado en la revolución energética que lleva a cabo nuestro país con nuestro Comandante en Jefe como su máximo exponente y líder, se ha planteado la tarea de analizar las potencialidades existentes en la Termoeléctrica de Felton con vistas a lograr una racionalización del consumo de la misma, con lo cual se aportaría una gran contribución a esa gran revolución energética llevada a cabo en la nación, y garantizar así un servicio eléctrico con mayor calidad, eficiencia y eficacia.

En ocasiones en las empresas se cuenta con un volumen de información energética, la cual solo se utiliza para determinar algunos indicadores que permitan la planificación y la vigilancia tecnológica. Existen en la actualidad herramientas cuyo empleo en el área energética facilitan un análisis estadístico – matemático que permiten determinar las causas e irregularidades de determinados fenómenos. Con estos elementos, unido a la valoración de la gestión energética se sientan las bases para el diseño e implementación de un sistema integral en el área energética.

La eficiencia de la Turbina de Vapor tiene papel importante dentro del proceso de generación de electricidad ya que es en esta donde se convierte la Energía Térmica del Vapor en Energía Mecánica de rotación, que posteriormente utiliza el Generador Eléctrico para convertirla en Electricidad. Un eslabón importante lo constituyen los Calentadores de Alta y de Baja Presión de los cuales depende en gran medida el funcionamiento óptimo de la turbina.

Existen en el mundo programas que permiten la observación del comportamiento de los procesos que ocurren en todo el ciclo de generación de electricidad, pero en nuestro país no se disponen de éstos debido a su excesivo costo en el mercado.



## **UBICACIÓN GENERAL**

La Central Termoeléctrica “Lidio Ramón Pérez” de Felton consta de dos unidades generadoras de 250 MW cada una, lo cual hace que con su capacidad instalada de 500 MW sea la planta más generadora del país.

Es una planta joven, ya que su primera unidad fue sincronizada al Sistema Electroenergético Nacional (SEN) el 16 de febrero de 1996 y la segunda se sincronizó al SEN el 12 de diciembre del 2000.

Esta Central Termoeléctrica cuenta con un Sistema Regenerativo de Baja Presión, en el cual en su esquema térmico tiene tres intercambiadores de calor del tipo (tubo y coraza).

De dichos intercambiadores de calor en este trabajo se pretende evaluar el calentador de baja presión #1, el cual tiene la función de calentar el agua de condensado antes de ser enviado al calentador #2, #3 y luego al tanque de agua de alimentar a partir del calor contenido en el vapor de la extracción I, II, III de la Turbina.

## **SITUACIÓN PROBLÉMICA**

Se necesita un procedimiento de cálculo adecuado que evalúe el proceso de calentamiento del Agua de condensado en el calentador #1 del Sistema Regenerativo de baja presión de la CTE “Lidio Ramón Pérez” de Felton.

## **PROBLEMA**

En la termoeléctrica “Lidio Ramón Pérez” de Felton se desconoce los valores de eficiencia del calentador #1 del Sistema Regenerativo de Baja Presión por lo que se hace difícil evaluar este equipo en el proceso.

## **OBJETO DE ESTUDIO**

Calentador de Baja Presión #1 del Sistema Regenerativo de la CTE “Lidio Ramón Pérez” de Felton.



## **HIPÓTESIS**

Es posible establecer un procedimiento de cálculo que evalúe el comportamiento del proceso de calentamiento del agua de condensado de los intercambiadores de calor del Sistema Regenerativo de Baja Presión de la Termoeléctrica de Felton.

## **OBJETIVO GENERAL**

Realizar un balance de energía y masa que permita evaluar el comportamiento del Calentador de Baja Presión #1 en la CTE “Lidio Ramón Pérez” de Felton.

## **TAREAS**

- Hacer una búsqueda bibliográfica sobre el proceso de funcionamiento y procedimiento de cálculo de los intercambiadores de calor.
- Fundamentación y descripción técnicas de estos equipos.
- Diagnostico del comportamiento de la eficiencia del calentador de baja presión #1 aplicando el procedimiento de cálculo.
- Valoración económica e impacto ambiental de la investigación.

## **CAPÍTULO I**

### **Marco teórico - metodología de la investigación.**

#### **1.1- INTRODUCCIÓN**

La tendencia actual hacia la racionalización y mejor aprovechamiento de esquemas e instalaciones de procesos industriales impone la necesidad de la eficiente utilización de la energía contenida en los agentes portadores (vapor). Es por eso que los aparatos de intercambio térmico y su correcto dimensionado adquieren importancia creciente en el contexto técnico actual.

Los equipos en los que se efectúa el proceso de intercambio de calor entre dos o más sustancias a diferentes temperaturas se llaman “Equipos de transferencia de calor” o simplemente intercambiadores de calor. Este es un nombre genérico, ya que en algunos casos particulares este equipo recibe el nombre en dependencia de su objetivo tecnológico y características de diseño. Sin embargo, desde el punto de vista de la ingeniería del calor todos los intercambiadores de calor tienen un propósito único: asegurar el intercambio de calor desde un fluido de trabajo a otro, de un sólido y un fluido de mantenimiento.

Estas características determinan las condiciones generales del análisis de cualquier equipo de intercambio de calor, por lo que la descripción precisa de estos equipos constituye un aspecto importante cuando se proyectan o modifican los esquemas tecnológicos existentes. En tal sentido, el objetivo de esta capítulo es establecer los fundamentos teóricos necesarios que dan lugar a la descripción, clasificación y caracterización del calentador de baja presión #1 del Sistema Regenerativo de la Central Termoeléctrica “Lidio Ramón Pérez” de Felton.

#### **1.2- ESTADO DEL ARTE**

La termotransferencia forma parte integral de la teoría general del calor, sus conocimientos los puso a mediados del siglo XVIII M.V.Lomonóssov, quien ideó la



teoría mecánica del calor y las bases del principio de conservación de la materia y la energía. Con el desarrollo ulterior de la teoría del calor se perfeccionaron sus postulados generales.

En el siglo XIX la atención principal se dedicó a los problemas generales de la transformación del calor en trabajo. A la par con el desarrollo de la técnica y el aumento de la potencia en los conjuntos separados de diferentes dispositivos y maquinas térmicas creció el papel de los procesos de la transferencia calorífica.

En la segunda mitad del siglo XIX, científicos e ingenieros comenzaron a prestarles mucha mas atención a los procesos del intercambio térmico. La literatura de aquella época tiene muchas páginas dedicadas a los problemas de propagación y transferencia de calor, y algunas de estas conservan su valor hasta nuestros días. Precisamente en estos años se publico, por ejemplo, el trabajo de O. Reynolds “Teoría hidrodinámica del intercambio térmico” (1874), en el que se establece la relación entre los procesos de transferencia de calor y la cantidad de movimiento.

La teoría del calor se formo definitivamente como una asignatura científica independiente solo a principios del siglo XX. Hoy en día la teoría de la termotrasferencia junto con la termodinámica técnica representan los fundamentos teóricos de la termotecnia.

En el desarrollo de la teoría de termotrasferencia, a la par con los investigadores extranjeros los científicos rusos han hecho grandes aportes y aún en nuestros días sus trabajos conservan gran importancia. El estudio de los problemas de intercambio térmico lo encabezó en la URSS, desde los años 20, el académico M.V. Kirpicheiov, quien le dio un nuevo sentido a la ingeniería física.

La ingeniería física elaboro vías originales para abordar la investigación de la esencia de los procesos operantes y el funcionamiento de los aparatos térmicos en conjunto. Esto permitió resolver con plena argumentación científica muchos de los problemas de la ingeniería. Simultáneamente se elaboraron la metodología general de investigaciones y la del tratamiento y generalización de datos experimentales. Todos los datos del

intercambio térmico acumulados fueron revisados, precisados y arreglados dentro de un sistema determinado. En la Unión Soviética tuvo gran desarrollo la teoría de la semejanza, que por su esencia es la teoría del experimento.

Las investigaciones muestran que la termotransferencia es un proceso complicado. Para su estudio se separa el proceso en los fenómenos simples: la convección, conducción y la radiación.

Cuando el aire de un ambiente se pone en contacto con la superficie de un cerramiento a una temperatura distinta, el proceso resultante se denomina: transmisión de calor por convección. En la cual pueden encontrarse la convección libre, forzada o mixta. El fenómeno de convección se observa en líquidos o gases en movimiento.

La convección se rige por la ley de Newton la cual se determina por la ecuación siguiente:

$$Q = h \cdot \Delta T \quad (W / m^2)$$

La conducción es el modo de transferencia térmica en el que el calor se mueve desde una capa de temperatura elevada del cerramiento a otra capa de inferior temperatura debido al contacto directo de las moléculas del material.

La misma está dada por la ley de Fourier y se representa por la fórmula siguiente:

$$Q = K \cdot \frac{\Delta T}{\Delta A} \quad (W / m^2)$$

Se denomina transmisión de calor por radiación cuando la superficie del cerramiento intercambia calor con el entorno mediante la absorción y emisión de energía por ondas electromagnéticas.

La cual viene expresada por la ley de Stefan Boltzman que se define como:

$$Q = A \cdot \sigma \cdot \Delta T^4 \quad (W / m^2)$$

En la actualidad, unos de los más importantes procesos de transmisión de calor que se encuentra en la ingeniería es el intercambio térmico entre fluidos diferentes. Por ejemplo, la generación de vapor de características dadas en un generador de vapor moderno, se basa en el proceso de transmisión de calor entre dos fluidos.

### **1.3- TRABAJOS PRECEDENTES**

En el desarrollo de la investigación se consultaron diferentes libros de texto, tesis y artículos referidos al proceso de intercambio térmico. La revisión bibliográfica estuvo dirigida en dos líneas fundamentales: una, la información relacionada con el enfoque teórico – metodológico y la otra, los trabajos que sobre el procedimiento de cálculo para los aparatos de intercambio térmico desde el punto de vista científico – técnico y práctico se han efectuado en los últimos años.

Sirvió de ayuda la revisión del Trabajo realizado por Betancourt (2005), el cual realiza la concepción, diseño y creación del software INTERC v1.12 que tiene como objetivo ejecutar el cálculo para la selección de intercambiadores de calor de tubos y coraza e intercambiadores de placa, tomando como base el procedimiento de cálculo y selección de intercambiadores de calor establecidos en la asignatura “Equipos de transferencia de calor”, perteneciente a la carrera de Ingeniería mecánica. Además efectúa un amplio estudio de las aplicaciones de los intercambiadores de calor en las Empresas productoras de Níquel “Comdte Ernesto Che Guevara” ubicada en la ciudad de Moa.

Al estudio de las centrales termoeléctricas dedica particular interés Rizhkin (1987), en su trabajo se abordan los aspectos técnicos generales para la explotación de este tipo de instalación, se analizan algunos parámetros económicos relacionados con el consumo de calor en las centrales termoeléctricas. Finalmente se muestran los ejemplos de cálculos correspondientes al esquema térmico del bloque energético de condensación y calorificación.

Herrera et al. (1985), atendiendo a la importancia del conocimiento del funcionamiento y la metodología de cálculo de los diferentes tipos de intercambiadores de calor aborda

en su primer capítulo temas que ayudan a profundizar sobre el conocimiento de los intercambiadores de calor de tubos y coraza.

Por su parte Tanquero et al. (1987), dedica su trabajo al cálculo térmico de los diferentes equipos y agregados existentes en los generadores de vapor, recoge ecuaciones importantes para el análisis térmico de estos equipos y constituye una guía metodológica para la realización de cálculos relacionados con la temática.

Fernández (1994), plantea las leyes termodinámicas empleadas en el análisis de los procesos térmicos, los conceptos fundamentales empleados en el estudio de éstos y detalla con claridad la metodología empleada en la solución de problemas prácticos. Otro aporte importante de este trabajo es que describe otra forma de análisis térmico de los procesos industriales a partir de la inserción del concepto de exergía el cual es aplicado para realizar el balance exergetico de varios equipos industriales entre los que se figuran: la turbina de gas, las bombas, calentadores y generadores de vapor.

También aportó temas considerable interés Kasatkin et al. (1971), donde aborda sobre los agentes calentadores, métodos de calentamiento, calentamiento con vapor de agua y vapor encerrado así como los procedimientos básicos para la realización del balance térmico en estos equipos.

Resulta útil el aporte dado por Muhica (2001), al efectuar la evaluación termoeconómica del ciclo de la central termoeléctrica Ernesto Che Guevara. El trabajo esta encaminado a facilitar la toma de decisiones en la modernización y expansión de la planta, para ello se determinan los principales indicadores del ciclo térmico modernizado, también la investigación expone el cálculo de las pérdidas de energía en los equipos tecnológicos principales de la central termoeléctrica, el impacto económico y ambiental de la propuesta estudiada.

V. Isachenko et al. (1984), sirve de mucha ayuda en la búsqueda de conceptos básicos y ecuaciones de cálculo para el diseño y comprobación de intercambiadores de calor.

Fernández (2001), expone los resultados obtenidos en relación con el uso de vapor en la industria, en este trabajo se explican con claridad las ventajas que justifican la preferencia para la utilización del vapor en la industria en relación con otros portadores de energía, además se establecen los objetivos fundamentales para los que se utiliza el vapor y los métodos empleados en la evacuación de condensado.

Frank, P. Incropera et al (2003), estos autores estudian con profundidad las leyes físicas y termodinámicas que rigen el proceso de generación de vapor y establecen con claridad los métodos científicos para su uso. Es de considerable interés cuando se analiza la transferencia de calor por conducción, convección y radiación en flujos por el interior y exterior de cilindros.

Donald Q. Kern (1968), proporciona instrucción fundamental en transferencia de calor empleando los métodos y lenguajes usados en la industria, también se dan a conocer temas acerca del proceso de transferencia de calor y los distintos tipos de intercambiadores de calor existentes con sus características principales.

#### **1.4- DESCRIPCIÓN DEL FLUJO TECNOLÓGICO DE LA PLANTA**

El vapor sobrecalentado que sale de la Caldera llega al Cilindro de Alta Presión de la Turbina y entra a ésta a través de 4 válvulas de regulación, (Ver anexos, figura 1.0).

La cantidad de vapor, así como su contenido energético, sumada a la eficiencia de la turbina determinan la Potencia en el eje. Una vez que el vapor realiza trabajo en el Cilindro de Alta Presión la mayor parte se dirige nuevamente a la Caldera a recalentarse y una pequeña parte se utiliza para los consumidores de la planta tales como Atomización a Quemadores, Sellaje de Turbina, Inyectores, Calentamiento del Combustible, Calentamiento del Agua de Alimentación directamente en el Tanque (Calentador de Mezcla) y el Calentador de Alta Presión # 2.

El vapor que sale recalentado de la caldera llega al Cilindro de Media Presión a través de 2 Válvulas reguladoras, una vez que realiza trabajo en el primer paso de paletas se realiza una extracción (V) de vapor no regulada para calentar el agua de Alimentación

en el Calentador de Alta Presión # 1, luego del cuarto paso de paletas se realiza la extracción (IV) que va dirigida al Tanque de Alimentación, luego el vapor pasa al Cilindro de Baja Presión, el cual es doble y posee 4 paso de paletas entre cada una de las cuales se realizan las extracciones III, II y I, las que van dirigidas a los Calentadores de Baja Presión 3, 2 y 1 respectivamente para calentar el agua que se dirige al Tanque de Alimentación. Después del último paso de paletas del Cilindro de Baja Presión el vapor se dirige al Condensador donde se convierte en líquido condensado al ceder el calor latente de condensación al agua de mar. El condensado que se precipita en la parte inferior del condensador es succionado e impulsado al Tanque de Alimentación por dos juegos de bombas (I y II Etapa) pasando primeramente por los Calentadores de Baja Presión 1, 2 y 3 para elevar su temperatura.

Es una solución de compromiso el hecho de que se necesita volumen de vapor para mover la turbina y se requiera que llegue el menor volumen de vapor al condensador para poder aprovechar el calor latente de condensación del vapor para transferirlo al Agua de Alimentación.

Como se explicó anteriormente las extracciones que se realizan a la turbina son no reguladas y el flujo de vapor que sale de ésta depende del nivel de condensación que se efectúe en los Calentadores, tanto de Alta como de Baja Presión, por tanto si se quiere que llegue menos vapor al condensador se fija las temperaturas óptimas a la salida de cada calentador así como en el tanque de alimentación.

## **1.5- DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN OBJETO DE ESTUDIO**

### **Aparatos de Intercambio de calor**

En los procesos industriales, la energía calorífica se transmite por diversos métodos, incluyendo conducción en calentadores de resistencia eléctrica, conducción-convección en intercambiadores de calor, generadores de vapor y condensadores, radiación en hornos y secaderos por calor radiante, y también por métodos especiales tales como calentamiento dieléctrico.

Un intercambiador de calor se puede describir de un modo muy elemental como un equipo en que dos corrientes a distintas temperaturas fluyen sin mezclarse con el objetivo de enfriar una de ellas o calentar la otra, o ambas a la vez.

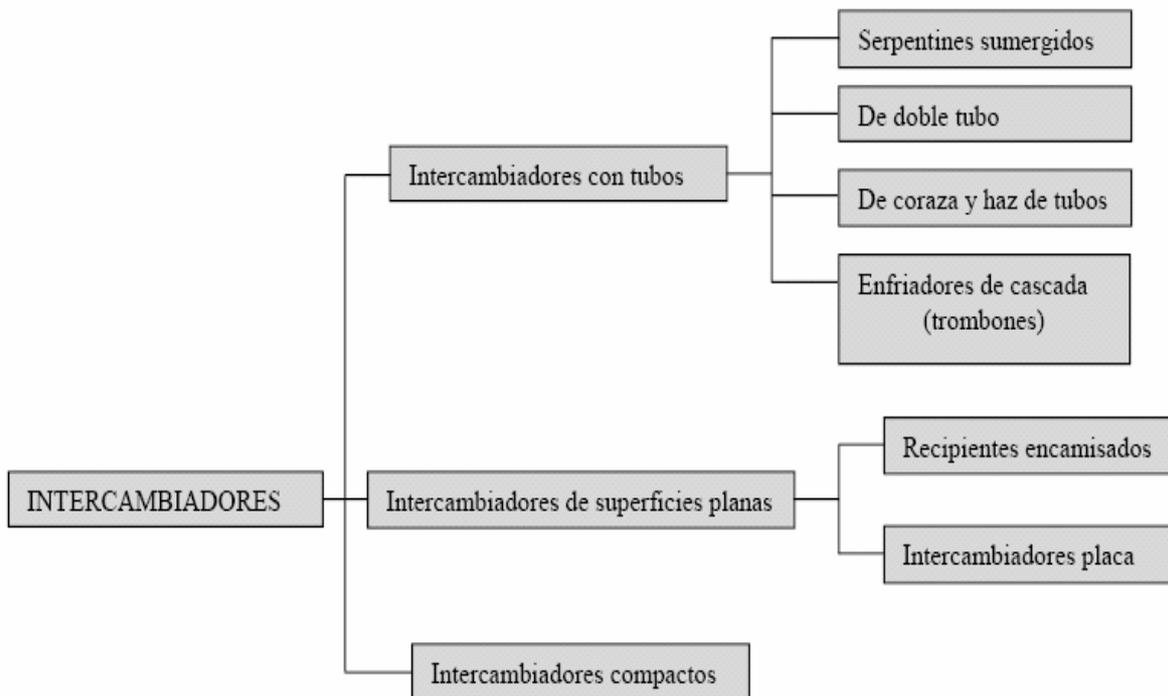
El intercambiador de calor es uno de los equipos industriales más frecuentes. Prácticamente no existe industria en la que no se encuentre un intercambiador de calor, debido a que la operación de enfriamiento o calentamiento es inherente a todo proceso que maneje energía en cualquiera de sus formas.

**Clasificación de los intercambiadores de calor**

Según la forma de trabajo los procesos de intercambio de calor se casifican en:

- Recuperadores (intercambiadores sin almacenamiento).
- Regeneradores (intercambiadores con almacenamiento).
- Aparatos intercambio directo.

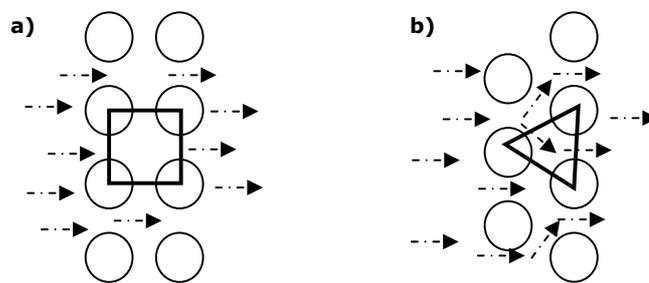
Según el tipo de superficie:



### Intercambiador de tubo y coraza

En los procesos de generación de vapor en las centrales termoeléctricas por lo general están presentes los intercambiadores de tubos y coraza. Estos satisfacen muchas demandas industriales y resultan más económicos y funcionales cuando se requieren grandes superficies de intercambio de calor, generalmente asociadas a caudales muchos mayores de los que puede manejar cualquier otro intercambiador.

La distribución del haz de tubos puede ser:



a) Cuadrado

b) Triangular

El flujo de la coraza es casi perpendicular al de los tubos. La solución consiste en ubicar los tubos en un haz, rodeado por un tubo de gran diámetro denominado coraza. De este modo los puntos débiles donde se pueden producir fugas y las uniones del extremo de los tubos con la placa están contenidos en la coraza.

El fluido que ha de circular en el interior de los tubos ingresa por el cabezal y se distribuye por los orificios de la placa en el haz de tubos. El fluido de la coraza, en cambio circula por el exterior del haz de tubos, siguiendo una trayectoria tortuosa por el efecto de los tabiques deflectores.

Se debe mencionar brevemente la determinación del fluido que se necesita usar en los tubos y en la coraza. Un aspecto práctico es el de la limpieza. Si un fluido es muy corrosivo o genera películas o nata en la superficie sólida, generalmente se utiliza del lado de los tubos debido a que se pueden limpiar las paredes interiores de los mismos con relativa facilidad comparada con sus partes externas y el resto de la coraza. En

este contexto, la otra consideración de importancia es la de caída de presión y/o los requerimientos de bombeo para los dos fluidos.

Generalmente se encuentra la mayor caída de presión del lado del tubo; en consecuencia, esto influye en la selección de los fluidos para este intercambiador. Otras consideraciones, específicas a determinada aplicación, pueden controlar la selección de los fluidos del lado de los tubos y del lado de la coraza.

A las direcciones relativas de flujo de las corrientes de fluido se le llaman flujo de contra flujo o contracorriente cuando las corrientes de fluido fluyen en direcciones opuestas, flujo contracorriente o flujo paralelo cuando las corrientes fluyen en la misma dirección, y flujo cruzado si las corrientes de fluido fluyen perpendiculares entre si. Usualmente se denominan a los intercambiadores de haz de tubos teniendo en cuenta la relación de pasadas por el lado de la coraza y por dentro de los tubos. Así entonces un intercambiador de calor en que el fluido dentro de los tubos hace el recorrido en solamente una dirección a todo lo largo del intercambiador, a la vez el fluido que se encuentra en la coraza también realiza el recorrido una sola vez.

### **Clasificación de los intercambiadores de tubos y 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 operaciones específicas.

La construcción ha sido normalizada por una institución privada de los EEUU llamada T.E.M.A. (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 atendiendo a su configuración constructiva son:

- Tubos en U
- De cabezal fijo
- De cabezal flotante

Tubos en “U”: Los intercambiadores de tubos en U tienen los tubos del haz doblados formando una U para evitar una de las dos placas de tubos que al separar el espacio del fluido de la coraza del espacio del fluido de tubos ofrece un punto débil en la unión de los tubos con la placa que puede ser causa de fugas. Además presentan cambios de dirección más graduales, porque la curva que forman en el extremo es muy abierta, lo que ofrece menor resistencia al flujo.

Este es uno de los tipos de intercambiador más usados. Los servicios en los que se pueden usar son los siguientes:

- Servicio Limpio, ninguna corriente ensucia.
- Presión extrema en un lado.
- Condiciones de temperatura que causan severos esfuerzos térmicos, particularmente cambios repetitivos o de inversión cíclica de temperatura que requieren aliviarse por expansión. El haz en U se expande libremente, evitando así elevados esfuerzos de corte en el cabezal. A veces para servicios con hidrógeno a presiones extremas (síntesis de amoniaco, por ejemplo) usando una construcción totalmente soldada con haz no removible. Este tipo de servicio prácticamente no ensucia.
- Para permitir localizar la boca de entrada de coraza lejos del haz de tubos. Esto a veces es necesario cuando la velocidad del fluido de casco es demasiado alta, lo que puede causar vibraciones destructivas en el haz de tubos.

Problemas con este tipo de intercambiador

- La limpieza mecánica del exterior del haz es muy difícil en el sector curvo.
- La limpieza mecánica del interior del haz es dificultosa si se produce ensuciamiento en el sector recto, y a menudo imposible si se produce en las curvas.
- Es imposible tener contracorriente pura (un paso en los tubos, un paso en la coraza) con la disposición en U que por naturaleza debe tener al menos dos pasos en los tubos.

- Los tubos no son fáciles de cambiar, y a veces no se pueden cambiar de ninguna manera. Si un tubo no se puede cambiar, habrá que cerrarlo. Si se espera que haya daño en los tubos, habrá que prever un exceso razonable de cantidad de tubos para cubrir la posible disminución de número de tubos debido a tubos clausurados.

Intercambiadores de cabezal fijo: Es el tipo más popular cuando se desea minimizar la cantidad de juntas, no hay problemas de esfuerzos de origen térmico y no es preciso sacar el haz (ambos fluidos no son corrosivos y el fluido de la coraza es limpio). Este tipo de intercambiador es sumamente proclive a tener fallas cuando hay esfuerzo térmico severo, resultando que se producen fugas tanto internas como externas. Las internas son extremadamente peligrosas porque no son fáciles de detectar. Por ello es necesario realizar un análisis térmico considerando todas las fases de operación: arranque, normal, variaciones y anormal, para detectar y aliviar condiciones de esfuerzo térmico.

Para analizar el esfuerzo térmico se deben calcular las temperaturas promedio de los tubos y la coraza, y por medio del módulo de elasticidad y del coeficiente de expansión térmica se calcula la diferencia de expansión entre la coraza y los tubos y la tensión. Si los tubos se expanden más que la coraza, están bajo esfuerzo de compresión. Si los tubos se expanden menos que la coraza, sufren esfuerzo de tracción. Esto es importante para determinar el tipo de unión entre tubos y placa. Esta puede ser mandrilada o soldada.

Si el esfuerzo es tan grande que se requiere una junta de expansión, se debe seleccionar para que opere bajo corrosión y fatiga sin fallas, porque si una junta falla, no hay salida: hay que sacarlo de operación y mandarlo a reparar. Debido a que las juntas de expansión son más delgadas que la coraza, es preferible evitar su uso cuando esto sea posible si el flujo del lado de la coraza es corrosivo

Problemas con este tipo de intercambiador.

- El haz de tubos fijos no se puede inspeccionar o limpiar mecánicamente una vez instalado.



- El esfuerzo de origen térmico debe ser bajo o despreciable. Si no, se pueden usar juntas de expansión en la coraza, pero no cuando la presión es alta y/o el fluido es corrosivo.

En resumen, tomando unas cuantas precauciones razonables, el intercambiador de cabezal fijo es una opción comparativamente atractiva y más barata que la de cabezal flotante.

Intercambiadores de cabezal flotante: Es el tipo más sofisticado y caro de intercambiador de haz de tubos y coraza. Está indicado en servicios en que la limpieza de tubos y/o su reemplazo son frecuentes.

Hay dos tipos básicos e intercambiador de cabezal flotante. Uno emplea un cabezal “flotante”, (es decir, deslizante) con o sin anillo seleccionado (“split ring”). El otro usa empaquetadura para permitir la expansión térmica. Este se llama comúnmente intercambiador de cabezal flotante de unión empaquetada y no se usa en servicio con fluidos peligrosos o cuando las fugas pueden ser tóxicas.

Hay numerosos subtipos de intercambiador de cabezal flotante cuyas diferencias están en el diseño del cabezal y la cubierta. Los diseños de cubierta apuntan a evitar o prevenir que se tuerza el cabezal o el haz de tubos, lo que puede producir fugas. Muchos dependen de un maquinado preciso y un armado y abulonado muy exacto. Son evidentemente más caros.

Otros usan un anillo espaciador y/o un segundo anillo o abrazadera a 90° de la primera para obtener una unión más fuerte. El cabezal generalmente está soportado por una placa.

### **Descripción técnica de los intercambiadores de tubo y coraza**

Los intercambiadores de tubos y coraza deben este nombre ya que son equipos de transferencia de calor que están formados por un paquete o haz de tubos, unidos a una o dos placas o espejos por los extremos de los tubos, limitado por una cubierta o coraza que los envuelve. También aparecen formando parte del equipo los cabezales, que

pueden ser de entrada y salida, en los equipos de pasos impares, o de retorno en el de pasos pares.

Estas partes componentes se pueden apreciar en la figura 1.1 (Ver Anexos). También forman parte de estos equipos los deflectores y las tubuladuras de entrada y salida de los fluidos. Los intercambiadores de este tipo se utilizan para el intercambio de calor entre el vapor y un líquido, entre dos líquidos homogéneos o diferentes, o entre líquidos y gases, cuando se necesita una gran superficie de transferencia de calor.

Debido a las dilataciones que sufren los tubos y la coraza en el equipo surgen tensiones, por lo cual hay equipos que no están diseñados para soportarlas como el de la figura 1.2 A, conocido como equipo de estructura rígida. Este no absorbe las tensiones que surgen como consecuencia de las dilataciones desiguales de los tubos y la coraza, por estar a diferentes temperaturas, y por ser generalmente de diferentes materiales.

Para aquellos casos en que las tensiones son grandes se utilizan equipos que son capaces de absorber estas tensiones, como son los equipos de cabezal flotante, figura 1.2 D y F, equipos de tubo en U, figura 1.2 E y equipos en elementos flexibles, donde el elemento flexible pueda ser la coraza, figura 1.2 C, o pueden ser los tubos, figura 1.2 B

Un aspecto constructivo que es necesario garantizar en los equipos de tubo y coraza es la unión adecuada de los tubos a la placa. La forma de unión de los tubos a la placa se determina en función de los esfuerzos que surgen en los tubos y en la coraza, lo cual hace que surjan fuerzas en la unión que tienden a romper la hermeticidad de la misma.

Se utilizan varias formas de unión de los tubos a la placa las cuales se muestran en la figura 1.3 y que pueden ser:

- a) mandrilado
- b) mandilado con rebordeado
- c) mandrilado con ranura
- d) soldado

e) roscado

El mandrilado es la forma de sujeción que se usa más ampliamente en los equipos de tubo y coraza. Con el propósito de aumentar la resistencia y hermeticidad de la unión se usan el rebordeado y el de las ranuras, estando en dependencia el número de ranuras que se use (una o dos), de los esfuerzos que surgen en la unión.

La unión soldada se utiliza cuando las dilataciones y, por tanto los esfuerzos son muy grandes, provocados fundamentalmente por grandes diferencias de temperatura. Hay casos especiales en los que el diámetro de los tubos y el espesor de la placa es pequeño y no resisten el proceso de mandrilado. Entonces se utiliza las uniones soldadas para resolver el problema de la unión de los tubos a la placa.

La unión roscada es de poco uso, pues la hermeticidad no es alta, aunque tiene como ventaja el fácil recambio de los tubos. Para lograr una mejor utilización del calor del fluido que circula por la coraza, se colocan aditamentos especiales denominados deflectores. Estos, además de guiar el flujo en su paso a través del equipo, aumentan su velocidad en el estrechamiento y la turbulencia, obteniéndose de esta forma mayores coeficientes peliculares de transferencia de calor. Se emplean diferentes tipos de deflectores, según se muestra en la figura 1.4.

El deflector segmentado, figura 1.4 A, de corte horizontal es muy utilizado en equipos de un solo paso en la coraza, con conductor de entrada y salida perpendiculares a la coraza. En la figura 1.5 se muestran los deflectores segmentados de corte vertical.

Este tipo se utiliza fundamentalmente en equipos de dos pasos en la coraza y también cuando a través de esta fluye en la mezcla de líquido y gas o vapor condensado para evitar la acumulación de condensado dentro del equipo.

La denominación del deflector se basa en la relación altura del corte/diámetro interior de coraza expresada en por ciento. Así se tiene deflectores de 70%, 75%, etcétera.

Existen otros tipos de deflectores de uso no generalizado como son los deflectores de disco y corona y de orificio los cuales se muestran en la figura 1.6 y 1.7. La distancia

entre los centros de los deflectores es una magnitud importante en la determinación de la rigidez del banco y en el cálculo de los coeficientes de transmisión de calor y la caída de presión por la parte de la coraza y se denomina (espaciado de los deflectores).

Debido a la importante variación de este espaciado que puede existir de un diseño a otro, la densidad de masa por la parte de la coraza (masa por unidad de tiempo por unidad de área de flujo) varía de un diseño a otro. Es por eso que la densidad de flujo de masa (masa velocidad) no depende del diámetro de la coraza y del flujo de masa. Se recomienda que el espacio de los deflectores varíe entre un diámetro interior de la coraza hasta  $1/5$  diámetro interior de la coraza (también se puede tomar  $\geq 50\text{mm}$ ). La separación entre los deflectores se asegura mediante el uso de espaciadores (Figura 1.8). Estos consisten en una barra o cabilla pasante atornillada a la placa y un cierto número de trozos de tubo que separan los deflectores adyacentes.

Los espaciadores se toman del mismo material que los deflectores. Los requerimientos mínimos de estos se dan en la tabla 1.1.

Tabla 1.1- Normas para los espaciadores

Dimensiones nominales	Cabillas de sujeción (diámetro mínimo)(mm)	Cantidad mínima de espaciadores
150 – 400	6	4
450 – 750	10	6
750 – 850	15	6
900 – 1200	15	8
1500 y mas	15	10

El espesor mínimo de los deflectores transversales y de las placas de apoyo para cualquier material depende de la distancia entre ellos y de la presión de trabajo del fluido que circula por la coraza. Algunos espesores recomendados en función de la distancia entre deflectores se dan en la tabla 1.2.

**Tabla 1.2 - Espesor de los deflectores y placas de apoyo**

Diámetro interior de la envolvente	150 o menos mm	150–300 mm	300-600 mm	450-600 mm	600-750 mm	Más de 750 mm
150 – 350	1.5	3	5	6	10	10
400 – 700	3	5	6	10	10	15
750 – 950	5	6	8	10	15	16
1000 o más	6	6	10	15	16	16

Resistencias típicas por incrustaciones: En la tabla 1.3 se muestra resistencias típicas debido a incrustaciones referidas a la superficie en la cual ocurre.

En ausencia de datos específicos de resistencias, es preciso guiarse por los valores mas abajo tabulados. En el caso de incrustaciones por la superficie interiores, estos valores serán multiplicados por el cociente de área: Área exterior / Área interior.

**Tabla 1.3 - Resistencias típicas a las incrustaciones**

Temperatura del fluido caliente	Hasta 116 °C		(116 - 200) °C	
Temperatura del agua	Menos de 50 °C		Más de 50 °C	
Tipos de agua	Velocidad del agua (m/s)		Velocidad del agua (m/s)	
	Va < 1	Va > 1	Va < 1	Va > 1
Agua de mar	$1.024 \times 10^{-4}$	$1.024 \times 10^{-4}$	$2.048 \times 10^{-4}$	$2.048 \times 10^{-4}$
Agua salobre	$4.096 \times 10^{-4}$	$2.048 \times 10^{-4}$	$6.144 \times 10^{-4}$	$4.096 \times 10^{-4}$
Torre de enfriamiento y albercas (piscinas) con “spray” artificial.	$2.048 \times 10^{-4}$	$2.048 \times 10^{-4}$	$2.048 \times 10^{-4}$	$2.048 \times 10^{-4}$
Con tratamiento	$2.048 \times 10^{-4}$	$2.048 \times 10^{-4}$	$4.096 \times 10^{-4}$	$4.096 \times 10^{-4}$
Sin tratamiento	$6.144 \times 10^{-4}$	$6.144 \times 10^{-4}$	$1.024 \times 10^{-3}$	$8.193 \times 10^{-4}$
Agua de pozo o ciudad	$2.048 \times 10^{-4}$	$2.048 \times 10^{-4}$	$4.096 \times 10^{-4}$	$4.096 \times 10^{-4}$

Agua de río	$6.144 \times 10^{-4}$	$4.096 \times 10^{-4}$	$8.193 \times 10^{-4}$	$6.144 \times 10^{-4}$
Agua fangosa o cenagosa	$6.144 \times 10^{-4}$	$4.096 \times 10^{-4}$	$8.193 \times 10^{-4}$	$6.144 \times 10^{-4}$
Agua dura (mas de 15 granos por galón)	$6.144 \times 10^{-4}$	$6.144 \times 10^{-4}$	$1.024 \times 10^{-3}$	$1.024 \times 10^{-3}$
Agua para enfriamiento de maquinas reciprocantes	$2.048 \times 10^{-4}$	$2.048 \times 10^{-4}$	$2.048 \times 10^{-4}$	$2.048 \times 10^{-4}$
Agua destilada	$1.024 \times 10^{-4}$	$1.024 \times 10^{-4}$	$1.024 \times 10^{-4}$	$1.024 \times 10^{-4}$
Agua para alimentación de caldera (tratada)	$2.048 \times 10^{-4}$	$1.024 \times 10^{-4}$	$2.048 \times 10^{-4}$	$2.048 \times 10^{-4}$
Agua de purga de calderas	$4.096 \times 10^{-4}$	$4.096 \times 10^{-4}$	$4.096 \times 10^{-4}$	$4.096 \times 10^{-4}$

NOTA: Los valores de la columna 3 y 4 serán modificados si la temperatura del fluido de calentamiento es superior a los 200 °C, conociendo la temperatura del fluido de enfriamiento, multiplicando dicho valor por el cociente de las temperaturas  $(t - t_c)/(t - t_f)$ .

## **1.6- FLUJO TECNOLÓGICO DE LA INSTALACIÓN OBJETO DE ESTUDIO**

Tanto el vapor, como el agua que circulan por el mismo tienen su origen en el agua desmineralizada producida en la planta de tratamiento químico de agua la cual posee una conductividad menor que 0.7  $\mu\text{s/cm}$  y la sílice menor que 20  $\mu\text{g/L}$ .

El vapor circula por fuera de los tubos el cual debe de cumplir con los parámetros químicos de: sílice menor de 20  $\mu\text{g/L}$ ; PH entre 8.8 – 9.2;  $\text{CO}_2$  libre cero. El agua circula por dentro de los tubos con los parámetros químicos de: sílice menor de 50  $\mu\text{g/L}$ ; PH entre 8.8 – 9.2;  $\text{O}_2$  de 30  $\mu\text{geq/L}$ ; dureza total 3  $\mu\text{geq/L}$ .

El calentador de baja presión (CBP) #1 forma parte del sistema regenerativo de baja presión que es el encargado de aprovechar la energía de una parte del vapor que ha realizado trabajo en la turbina para calentar el condensado que se envía al tanque de

alimentar, este calentador tiene la función de calentar el condensado antes de ser enviado al calentador #2, #3 y luego entrar al tanque de alimentar utilizando para ello el vapor procedente de la extracción 1 de turbina y en el subenfriador se aprovecha el calor que aún contiene el drenaje de los calentadores de baja presión para el calentamiento de una parte del condensado antes de la entrada al propio calentador.

Al calentador #1 entra el condensado principal con una temperatura de 51,7 °C producto a la ganancia al calentarse cierta cantidad de agua en el subenfriador de este calentador antes de entrar al mismo, a este calentador le llega vapor procedente de la extracción #1 de turbina en operación normal con una temperatura de 74,3 °C y durante el arranque del Cabezal de servicio de planta, lo cual permite que el condensado principal salga con una temperatura de 54,5 °C.

El drenaje del vapor pasa a través del subenfriador y de este puede ir, por medio de las reguladoras de nivel al calentador #2.

Como los fluidos que entran y salen del Calentadores de Baja Presión son iguales podemos darle tratamiento al mismo como flujo estacionario para este caso, ya que los procesos reales tienen la tendencia a ser dinámicos.

### **1.7- SISTEMA DE AUTOMATIZACIÓN**

En el sistema regenerativo de baja presión, el calentador #1 esta periódicamente munitoriado en la planta de MANDO TÉRMICO por un sistema computarizado conectado a diferentes sensores instalados en las tuberías a la entrada y salida del equipo.

Estos sensores permiten conocer en tiempo real el comportamiento de valores de temperatura, presión, nivel y flujo que circulan a través de los conductos y así la posibilidad de adoptar medidas de emergencia en caso de valores indeseados en el proceso.

**Descripción de los sensores del C.B.P # 1:****Censor -7102 T-1 Temperatura agua delante de calentador de b. p. # 1:**

T máx.= 150°C                      Posición: RM40T202

P máx.= 3,5Mpa                      Marca: ZPAN. PAKA

Captador de resistencia de temperatura con pozuelo, sencillo, con conexión de dos conductores, adaptador 153mm del pozuelo 17248, inmersión 160mm, rosca M27×2, tipo T 13.

**Censor -7103 T-1 Temperatura agua detrás de calentador de b. p. # 1:**

T máx.= 80°C                      Posición: RM45T201

P máx.= 3,5Mpa                      Marca: ZPAN. PAKA

Captador de resistencia de temperatura con pozuelo, sencillo, con conexión de dos conductores, adaptador 153mm del pozuelo 17248, inmersión 160mm, rosca M27×2, tipo T 13.

**Censor -7108 L-AB-H01 Nivel agua colector de calentador de b. p. # 1:**

T máx.= 107°C                      Posición: RH10L101

P máx.= 130kpa                      Marca: NIVELCO

MKA-210-0 Switch magneto de nivel MKA-210-0, tipo estandarizado con diferencia de conmutación fija, conexión mediante platillo cuadrado 92 PN 25,

L= 202mm, brazo, 1 microswitch con 1 contacto de interrupción y 1 de conmutación, recubrimiento 1P65.

**NIVELCO:**

MFF-110 Platillo cuadrado a soldar para el Switch magnético de nivel línea MK, material- acero al carbono, versión estándar.



## **1.8- CONCLUSIONES DEL CAPÍTULO I**

- El análisis bibliográfico y de la situación actual demostró la existencia de varios trabajos relacionados con el proceso de intercambio térmico en las centrales termoeléctricas de nuestro país.
- En este capítulo se fundamenta sobre la función de los intercambiadores de calor, así como las diferentes clasificaciones, descripciones técnicas y de flujo tecnológico de la planta e instalación objeto de estudio con el objetivo de complementar toda la información necesaria sobre estos equipos.

## **CAPÍTULO II**

### **Materiales y métodos.**

#### **2.1- INTRODUCCIÓN**

En los intercambiadores de calor se distinguen dos tipos de análisis, esta el cálculo de diseño y de comprobación.

- El primero se lleva a cabo cuando se proyectan equipos nuevos. El objetivo de estos cálculos es determinar las superficies de transmisión de calor.
- Los cálculos de comprobación se realizan cuando se conoce la superficie de calefacción del intercambiador, pero es necesario hallar la cantidad de calor transmitido y las temperaturas finales de los fluidos de trabajo.

Los cálculos de los intercambiadores consisten en hallar las soluciones de las ecuaciones del balance de calor, por lo que para el cálculo son imprescindibles las características técnicas y de diseño de estos equipos así como las diferentes propiedades termodinámicas y de flujo de la sustancia de trabajo a su entrada y salida.

De acuerdo con esto:

El objetivo fundamental de este capítulo es establecer los métodos y mediciones (empleados y realizadas) correspondientemente y los fundamentos metodológicos necesarios que permiten realizar un balance de energía y masa en estos equipos y así evaluarlos en su régimen de trabajo.

#### **2.2- MÉTODOS DE MEDICIONES EMPLEADOS**

En el intercambiador de tubo y coraza # 1 de la Central Termoeléctrica “Lidio Ramón Pérez” de Felton, se realizaron mediciones por un periodo de 10 días, donde los valores de temperatura, presión y de flujo se obtuvieron con las unidades generando por separado una potencia de (205 MW).

Estas mediciones se llevaron a cabo periódicamente con la ayuda del Software Remote (Trend), el cual descarga información de los servidores conectado a los sensores instalado a la entrada y salida del calentador de baja presión # 1.

También se realizaron mediciones manuales de temperatura con la ayuda de un pirómetro.

Luego con estos valores se utilizó el Software (ChemicalLogic SteamTab Companion) y las tablas de Agua - Vapor para determinar las restantes propiedades termodinámicas de entalpía, entropía, calor específico, calor latente de vaporización, etc.

### **2.3- PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO**

Considerando que en el caso del calentador de baja presión # 1 el flujo es estacionario dado que los fluidos que entran y salen son iguales.

La ecuación del primer principio de la termodinámica queda expresada como sigue:

$$\Delta U = Q - W \quad (2.1)$$

Este dispositivo no realiza trabajo útil, por tanto el calor latente de vaporización del vapor, procedente de la extracción # 1 de la turbina, se emplea para variar la energía interna del condensado principal al pasar por el calentador # 1.

$$W = 0 \quad \text{y} \quad Q \neq 0$$

#### **Balance térmico de Energía y Masa**

El balance térmico de energía y masa se basa en dar soluciones a las ecuaciones del calor:

$$Q_{\text{entrada}} = Q_{\text{salida}} \quad [\text{kW}] \quad (2.2)$$

Como:

$$Q_{entrada} = Q_{Ae} + Q_{Ve} \quad (2.3)$$

$$Q_{salida} = Q_{As} + Q_{Vs} + Q_{per\ ma} \quad (2.4)$$

Por tanto, si sustituimos **2** y **3** en **1** nos queda que:

$$Q_{Ae} + Q_{Ve} = Q_{As} + Q_{Vs} + Q_{per\ ma} \quad (2.5)$$

Donde:

$Q_{Ae}$  → Calor del agua de entrada

$Q_{Ve}$  → Calor del vapor de entrada

$Q_{As}$  → Calor del agua de salida

$Q_{Vs}$  → Calor del vapor de salida

$Q_{per\ ma}$  → Calor perdido al medio ambiente

Teniendo en cuenta que:

$$Q = m \cdot c_p \cdot t \quad (2.6)$$

$$i = c_p \cdot t \quad (2.7)$$

Donde:

$Q$  → Calor, [kW]

$m$  → flujo, [t/h]

$C_p$  → Calor específico a presión cte

$t$  → temperatura, [K]

$i$  → entalpía

Sustituyendo (2.7) en (2.6), nos queda que:

$$Q = m \cdot i \quad [\text{kW}] \quad (2.8)$$

Teniendo en cuenta la ecuación (2.8) y sustituyendo en las expresiones (2.3) y (2.4), las mismas nos quedan como siguen:

$$Q_{\text{entrada}} = m_{Ae} \cdot i_{Ae} + m_{Ve} \cdot i_{Ve} \quad (2.9)$$

$$Q_{\text{salida}} = m_{As} \cdot i_{As} + m_{Vs} \cdot i_{Vs} + Q_{\text{per ma}} \quad (2.10)$$

Donde:

$m_{Ae}$  y  $m_{As}$  → Flujos de agua a la entrada y salida respectivamente.

$m_{Ve}$  y  $m_{Vs}$  → Flujos de vapor a la entrada y salida respectivamente.

$i_{Ae}$  e  $i_{As}$  → Entalpías del agua a la entrada y salida respectivamente.

$i_{Ve}$  e  $i_{Vs}$  → Entalpías del vapor a la entrada y salida respectivamente

Determinemos las pérdidas al medio ambiente como sigue:

$$Q_{\text{per ma}} = Q_{\text{per conv}} + Q_{\text{per rad}} \quad (2.11)$$

Donde:

$Q_{\text{per}}$  → Pérdidas de calor al medio ambiente, [W]

$Q_{\text{per conv}}$  → Pérdidas de calor por convección, [W]

$Q_{\text{per rad}}$  → Pérdidas de calor por radiación, [W]

Las pérdidas de calor por convección para flujos por el exterior de cilindros

Incropera (2003) se determinan por:

$$Q_{\text{per conv}} = l \cdot h \cdot \pi \cdot d \cdot (T_p - T_a) \quad (2.12)$$

Donde:

$Q_{\text{per conv}}$  → Pérdidas de calor por convección, [W]

$l$  → Longitud del intercambiador de calor, [m]

$h$  → Coeficiente de transferencia de calor por convección, [ $\text{W}/\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ ]

$d$  → Diámetro del intercambiador de calor, [m]

$T_p$  → Temperatura de la pared, [K]

$T_a$  → Temperatura del aire, [K]

Teniendo en cuenta que:

$$h = \frac{k \cdot Nud}{d} \quad [\text{W}/\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}] \quad (2.13)$$

Donde:

$h$  → Coeficiente de transferencia de calor por convección, [ $\text{W}/\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ ]

$k$  → Conductividad térmica del aire, [ $\text{W}/\text{m } ^\circ\text{C}$ ]

$Nud$  → Nuselt

$d$  → Diámetro del intercambiador de calor, [m]

Determinando Nuselt por:

$$Nud = C \cdot (Grd Pr)^n \quad (2.14)$$

Donde:

$Nud$  → Nuselt

$GrdPr$  → Número de Grashof

$C, n$  → Constantes para flujo por el exterior de cilindros

Se determina el número de Grashof por la ecuación:

$$GrdPr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_p - T_a) \cdot d^3}{\nu \cdot \alpha} \quad (2.15)$$

Donde:

GrdPr → Número de Grashof

g → Aceleración de la gravedad, [m/s<sup>2</sup>]

β → Coeficiente de dilatación volumétrica, [1/K]

T<sub>p</sub> → Temperatura de la pared, [°C]

T<sub>a</sub> → Temperatura del aire, [°C]

d → Diámetro del intercambiador de calor, [m]

ν → Coeficiente de difusividad térmica, [m<sup>2</sup>/s]

α → Difusividad térmica, [m<sup>2</sup>/s]

$$\beta = \frac{1}{T_{pa}} \quad [1/K] \quad (2.16)$$

Donde:

β → Coeficiente de dilatación volumétrica, [1/K]

T<sub>pa</sub> → Temperatura de la película, [K]

$$T_{pa} = \frac{T_p + T_a}{2} \quad (2.17)$$

Donde:

T<sub>p</sub> → Temperatura de la pared, [°C]

T<sub>a</sub> → Temperatura del aire, [°C]

Las pérdidas de calor por radiación se determinan por:

$$Q_{\text{per rad}} = \sigma \cdot A \cdot \varepsilon \cdot (T_p^4 - T_a^4) \quad (2.18)$$

Donde:

$Q_{\text{per rad}}$  → Perdidas de calor por radiación, [W]

$\sigma$  → Constante Stefan – Boltzman, [W/m<sup>2</sup> K<sup>4</sup>]

$A$  → Area, [m<sup>2</sup>]

$\varepsilon$  → Emisividad de la pared

$T_p$  → Temperatura de la pared, [°C]

$T_a$  → Temperatura del aire, [°C]

Se determina el área por:

$$A = 2 \cdot \pi \cdot d \cdot l \quad (2.19)$$

Donde:

$A$  → Area, [m<sup>2</sup>]

$d$  → Diámetro, [m]

$l$  → Longitud, [m]

El rendimiento térmico de este equipo se determina de la manera siguiente:

$$\eta_t = \frac{Q_{As}}{Q_{Ve} + Q_{Ae}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (2.20)$$

### Balance exergético

La exergía es la capacidad de trabajo útil máxima que puede obtenerse de un sistema en un determinado estado. El valor de la exergía se determina suponiendo que el sistema realiza

un proceso totalmente reversible en el cual al final alcanza un estado de equilibrio con el medio ambiente y solo intercambiando calor con este.

Exergía de un flujo:

En un flujo cualquiera si las energías cinética y potencial no tienen influencia apreciable la capacidad de trabajo útil máxima coincidirá con la exergía. En esas condiciones la exergía de un flujo  $m$  (kg/s) se expresará:

$$e_{x_{Ae}} = (i_{Ae} - i_o) - T_o \cdot (S_{Ae} - S_o) \quad [kJ / kg] \quad (2.21)$$

$$e_{x_{As}} = (i_{As} - i_o) - T_o \cdot (S_{As} - S_o) \quad [kJ / kg] \quad (2.22)$$

$$e_{x_{Ve}} = (i_{Ve} - i_o) - T_o \cdot (S_{Ve} - S_o) \quad [kJ / kg] \quad (2.23)$$

$$e_{x_{Vs}} = (i_{Vs} - i_o) - T_o \cdot (S_{Vs} - S_o) \quad [kJ / kg] \quad (2.24)$$

Donde:

$e_{x_{Ae}}$  ;  $e_{x_{As}}$  → Exergías del agua a la entrada y salida respectivamente

$e_{x_{Ve}}$  ;  $e_{x_{Vs}}$  → Exergías del vapor a la entrada y salida respectivamente

$i_{Ae}$  ;  $i_{As}$  → Entalpías del agua a la entrada y salida respectivamente.

$i_{Ve}$  ;  $i_{Vs}$  → Entalpías del vapor a la entrada y salida respectivamente

$i_o$  ;  $T_o$  ;  $S_o$  → Entalpía, temperatura y entropía respectivamente referidas a la presión y temperatura del medio ambiente.

$S_{Ae}$  ;  $S_{As}$  → Entropías del agua a la entrada y salida respectivamente

$S_{Ve}$  ;  $S_{Vs}$  → Entropías del vapor a la entrada y salida respectivamente

El rendimiento exergetico de este equipo se determina por:

$$\eta_{ex} = \frac{e_{x \text{ recuperada}}}{e_{x \text{ empleada}}} \cdot 100 = \frac{e_{x \text{ As}} + e_{x \text{ Vs}}}{e_{x \text{ Ae}} + e_{x \text{ Ve}}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (2.25)$$

Considerando como exergía recuperada las exergías que salen del sistema y exergía empleada todas las exergías que entran al sistema. La pérdida de exergía puede también expresarse por medio de la definición de grado de pérdida.

Verificándose que:

$$\gamma = 1 - \eta_{ex} \quad (2.26)$$

### **Análisis del intercambiador de calor: Método de la relación efectividad-NTU.**

Es simple usar el método de la diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD) para el análisis de los intercambiadores de calor cuando la temperatura de entradas de los fluidos es conocida y las temperaturas de salida se especifican o se determinan de forma fácil a partir de las expresiones de balance. No obstante si solo las temperaturas de entrada se conocen, el uso del método de la diferencia de temperatura media logarítmica requiere un procedimiento iterativo. En tales cosas es preferible usar una aproximación alternativa, llamado método de la efectividad – NTU.

#### Definiciones:

Para definir la efectividad de un intercambiador de calor, se debe primero determinar el flujo máximo de calor transferido ( $q_{max}$ ) para el intercambiador. Esta transferencia de calor puede en principio ser alcanzada en un intercambiador a contra flujo de longitud infinita. En tales intercambiadores uno de los fluidos debe experimentar la diferencia de temperatura máxima posible ( $T_{h_i} - T_{c_i}$ ), para ilustrar este punto, se considera una situación para la que ( $c_c < c_h$ ) para el que  $|dT_c| > |dT_h|$ . El fluido frío debe entonces

experimentar el cambio de temperatura mayor, y ya que  $L \rightarrow \infty$ , este se debe calentar hasta la temperatura del fluido caliente ( $T_{c_o}=Th_i$ ) de acuerdo con la ecuación 2.29.

Si  $c_c < c_h$  :

$$C_c = m_c \cdot Cp_c \quad (2.27)$$

$$C_h = C_c \cdot \frac{(Tc_o - Tc_i)}{(Th_i - Th_o)} \quad (2.28)$$

Entonces el flujo máximo de calor transferido se determina por:

$$q_{\max} = C_c (Th_i - Tc_i) \quad (2.29)$$

De forma similar si  $c_h < c_c$  el fluido caliente debe experimentar el mayor cambio de temperatura y se debe enfriar hasta la temperatura de entrada del fluido frío ( $T_{ho} = T_{ci}$ ) de la ecuación 2.28, se obtiene.

Si  $c_h < c_c$  :

$$q_{\max} = C_h (Th_i - Tc_i) \quad (2.30)$$

$C_c$  → Coeficiente de la capacidad de calor del fluido frío.

$C_h$  → Coeficiente de la capacidad de calor del fluido caliente.

$Th_i$  → Temperatura de entrada del fluido caliente.

$Tc_i$  → Temperatura de entrada del fluido frío.

$m_c$  → Flujo del fluido frío.

$Cp_c$  → Calor específico del fluido frío.

A partir de estos resultados se puede plantear:

$$q_{\max} = C_{\min} (Th_i - Tc_i) \quad (2.31)$$

Donde  $C_{\min}$  es igual a  $C_c$  o  $C_h$  dependiendo de cual sea el mas pequeño.

El calor transferido al fluido frío se obtiene según la expresión:

$$q_c = m_c \cdot Cp_c \cdot (Tc_o - Tc_i) \quad (2.32)$$

Para la selección de las propiedades de la sustancia que se va a calentar, se calcula la temperatura media entre la entrada y la salida.

$$Tc = \frac{Tc_i + Tc_o}{2} \quad (2.33)$$

$Tc$  → Temperatura media del fluido frío.

$Tc_o$  → Temperatura a la salida del fluido frío.

$$Th = \frac{Th_i + Th_o}{2} \quad (2.34)$$

$Th$  → Temperatura media del fluido caliente.

$Th_o$  → Temperatura a la salida del fluido caliente.

Luego con estos valores por medio de la tabla A.6 Incropera (2003), se obtiene el calor específico  $Cp_c$  y  $Cp_h$  del fluido frío y caliente correspondientemente.

Es ahora lógico definir la efectividad ( $\varepsilon$ ) como la relación entre el flujo de transferencia de calor para un intercambiador de calor y la máxima transferencia de calor posible.

$$\varepsilon \equiv \frac{q}{q_{\max}} \quad (2.35)$$

De las ecuaciones (2.27), (2.28) y (2.29), se obtiene:

Cuando  $C_c = C_{\min}$ .

$$\varepsilon \equiv \frac{C_h (Th_i - Th_o)}{C_{\min} (Th_i - Tc_i)} \quad (2.36)$$

Cuando  $C_h = C_{\min}$ .

$$\varepsilon = \frac{C_c (Tc_o - Tc_i)}{C_{\min} (Th_i - Tc_i)} \quad (2.37)$$

$Tc_o$  → Temperatura a la salida del fluido frío.

$Th_o$  → Temperatura a la salida del fluido caliente.

Por definición la efectividad, que es adimensional, debe estar en el rango  $0 \leq \varepsilon \leq 1$ , si  $(Th_i, Tc_i)$  se conocen, entonces el flujo de transferencia de calor se determina por la expresión.

$$q = \varepsilon \cdot C_{\min} \cdot (Th_i - Tc_i) \quad (2.38)$$

Para cualquier intercambiador de calor se cumple que:

$$\varepsilon = f\left(NTU, \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right) \quad (2.39)$$

Donde  $C_{\min}/C_{\max}$  es igual a  $C_c/C_h$  o  $C_h/C_c$ .

El número de unidades de transferencia de calor (NTU) es un parámetro adimensional que es ampliamente usado para el análisis de los intercambiadores de calor y se define como:

$$NTU = \frac{U \cdot A}{C_{\min}} \quad (2.40)$$

Con los valores de la efectividad y la relación  $C_h / C_c$ , se busca en la figura 11.15 Incropera (2003) el (NTU).

## **2.4- MEDICIONES REALIZADAS**

El Calentador de Baja Presión #1 consta con las siguientes características de diseño:

Longitud.....6.484 m  
 Diámetro.....1.7 m  
 Superficie de intercambio de calor.....530 m<sup>2</sup>  
 Volumen por la parte de vapor.....8.25 m<sup>3</sup>  
 Volumen por la parte de agua.....4.15 m<sup>3</sup>

Tabla 1.4- Parámetros medidos en el equipo bajo las condiciones actuales de explotación, con las unidades generando 205 MW.

Propiedades	Condensado		Vapor	
	Entrada	Salida	Entrada	Drenaje
P <sub>man</sub> (kPa)	620,4	610,2	-70,9	-92,3
P <sub>abs</sub> (kPa)	721,3	711,5	30,4	9
T (°C)	51,7	54,5	74,3	65,6
m (kg/s)	179,2	179,2 k	5,9	5,9

Temperatura de la pared 36,1 °C

Temperatura del aire 31,2 °C → Entropía del aire 460 J/Kg. K

Tabla 1.5- Parámetros nominales suministrados por el fabricante con las unidades generando una potencia de 187,5 y 250 MW.

Potencia de las Unidades	MW	187.5	250
Presión entrada vapor	ata	0.309	0.398
Entalpía entrada vapor	kcal/kg	620.2	617.87
Flujo de entrada vapor	kg/s	5.2	7.8
Flujo entrada condensado	kg/s	153.1	185.4
Temperatura condensado vapor	°C	47.8	51.8
Temperatura entrada agua	°C	41.6	44.0
Temperatura salida agua	°C	65.9	71.3
Entalpía entrada agua	kcal/kg	41.8	44.2
Entalpía salida agua	kcal/kg	66.0	71.5
Temperatura agua de mar	°C	30	30
Temperatura de entrada del vapor	°C	69.9	79.7
Temperatura de salida del vapor	°C	47.8	51.8

Con los parámetros medidos y por medio de las tablas de propiedades termodinámicas del agua–vapor y el software (ChemicalLogic SteamTab Companion) se determinan los parámetros siguientes:

Tabla 1.6 - Propiedades termodinámicas del vapor y condensado con las unidades generando 205 MW.

Propiedades.	U/M	Vapor	Agua
Entalpía entrada	J/kg	2634760	217060
Entalpía salida.	J/kg	2622080	228758
Entropía entrada	J/kg K	7791,01	725.413
Entropía salida	J/kgK	8313,59	761,3

## **2.5- CONCLUSIONES DEL CAPÍTULO 2**

- Se establece el procedimiento de cálculo adecuado para la realización del balance de energía y masa del intercambiador de calor objeto de estudio.
- Mediante las ecuaciones **(2.11)**, **(2.12)** y **(2.18)** se obtienen los valores de las pérdidas de calor al medio ambiente basados en dos de los procesos elementales de la transmisión de calor: convección y radiación,
- En las ecuaciones **(2.20)** y **(2.25)** correspondientes al rendimiento térmico y exergético se determinan los valores fundamentales que permiten evaluar de forma general los intercambiadores de calor en el proceso.
- Los métodos de mediciones empleados en este equipo, constituyen un medio imprescindible cuando se requieren parámetros con alto grado de precisión.

## **CAPÍTULO III**

### **Análisis de los resultados. Valoración económica e impacto ambiental de la investigación.**

#### **3.1- INTRODUCCIÓN**

Unos de los agentes calentadores que se emplean con más frecuencia es el vapor de agua, esto se aplica por sus ventajas esenciales como caloportador. A resultado de condensar el vapor se obtiene gran cantidad de calor, siendo el gasto del vapor por lo general relativamente pequeño.

En este trabajo se pretende dar cumplimiento a dos los principios básicos que deben cumplir de forma rigurosa las investigaciones en nuestro país: factibilidad económica y que la misma contribuya de forma eficiente a la preservación de medio ambiente.

En correspondencia con lo anterior este capítulo tiene como objetivo:

Analizar los resultados del balance de energía y masa expuesto en el capítulo precedente considerando el impacto económico y medioambiental asociado al intercambiador de calor objeto de estudio.

#### **3.2- ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS**

De acuerdo con el procedimiento de cálculo utilizado para este equipo:

Los valores de rendimiento obtenidos para el Calentador de Baja Presión #1 indican un bajo aprovechamiento de la energía térmica, el rendimiento térmico determinado por el balance de energía y masa es de 75,3%.

La capacidad de trabajo útil máxima que se obtiene en este equipo es baja, con valores de rendimiento exergetico de 37,05 % con una pérdidas en el equipo de 62,95 %. Este comportamiento se debe a la irreversibilidad del proceso de intercambio de calor debido

a la diferencia de temperatura entre el agua de condensado y vapor procedente de la extracción #1.

Las pérdidas de energía en forma de calor al medio ambiente por convección y radiación muestran valores de 0,3 y 1,76 kW correspondientemente. Los bajos valores de estas pérdidas se justifican considerando que estos equipos están totalmente recubiertos de aislante térmico.

El cálculo del área de transferencia de calor por el método NTU, demostró que el área de transferencia de calor para el cual está diseñado el Calentador de Baja Presión #1 coincide con el área necesaria para la máxima capacidad de trabajo de la instalación.

También se demostró que a medida que disminuye la potencia entregada por el sistema, disminuye el área de transferencia de calor según el procedimiento de cálculo empleado.

Para los parámetros medidos en la instalación, generando una potencia de 205 MW el área de transferencia de calor de la instalación objeto de estudio es de 241,219 m<sup>2</sup>. Esto indica que este equipo en el proceso de calentamiento del condensado, de la superficie total de intercambio de calor para el cual está diseñado (530m<sup>2</sup>) solo utiliza el 45,5 % en las condiciones actuales de explotación.

### **3.3- VALORACIÓN ECONÓMICA**

Valoración económica de la mano de obra y la limpieza de la superficie de transferencia de calor de intercambiador.

- Cantidad de hombres empleados para la limpieza: 4
- Categoría ocupacional de los hombres empleados en la limpieza: 3 mecánicos "A" y 1 ayudante.
- Tiempo empleado en la limpieza de estos intercambiadores: 56 horas
- Ciclo de limpieza de los intercambiadores de calor: se realizan individualmente sin interrumpir el funcionamiento de los intercambiadores restantes.

**Gasto por concepto de mano de obra.**

- Salario de los mecánicos:  $S_{mec} = 1,63 \text{ \$/h.}$
- Salario de los ayudantes:  $S_{ayud} = 1,17 \text{ \$/h.}$

**Gasto de salario (Gs).**

$$G_s = 1,63 \cdot 3 + 1,17 \cdot 1$$

$$G_s = 6,06 \text{ \$/h} \cdot 56 \text{ h}$$

$$G_s = 339,36 \text{ \$}$$

Debido a que el ciclo de limpieza de estos intercambiadores se realiza cada 180 días (2 veces al año), el gasto total anual por concepto de trabajadores es:

$$G_s = 339,36\$ \cdot 2$$

$$G_s = 678,72\$ \text{ para las condiciones actuales de explotación.}$$

El gasto por mantenimiento por concepto de mano de obra y de salario de los trabajadores es relativamente bajo. Esto se debe a la escasa necesidad de mantenimiento debido a la alta calidad de las sustancias (vapor y agua) que circulan por el equipo.

**Afectaciones de las paradas por mantenimiento.**

- La parada de una línea (Calentador de Baja Presión #1 fuera de servicio) por mantenimiento y limpieza provoca un considerable aumento de la presión y temperatura en el Sistema Regenerativo de Baja Presión lo cual no garantiza el calentamiento requerido del agua de condensado a su paso.
- Hace necesario aumentar el flujo de agua de condensado, lo cual provoca sobrecargas en los intercambiadores restantes para realizar su operación.

### **3.4- IMPACTO AMBIENTAL**

La protección del medio ambiente es uno de los problemas científicos técnicos más complejos que enfrenta la humanidad actualmente. El desarrollo vertiginoso de la industria en los últimos años, ha llegado a niveles sin precedentes la contaminación ambiental y de las aguas con sustancias nocivas al hombre, los animales y las plantas. La revolución científico – técnica constituye el fenómeno característico de nuestro siglo, que afecta en mayor o menor grado a casi toda la humanidad y que está provocando un cambio esencial en el modo de vida de la sociedad contemporánea.

Actualmente la Termoeléctrica “Lidio Ramón Pérez” de Felton experimenta una vertiginosa rapidez en los cambios tecnológicos, sociales y productivos, esto implica la necesidad de frecuentes adaptaciones de la actividad humana en sus múltiples facetas a las mutables exigencias del entorno.

En estas termoeléctricas con el fin de aumentar el rendimiento en el proceso de generación de vapor, se lleva a cabo diferentes medidas de las cuales está estrechamente vinculada el calentamiento del agua de condensado.

El calentamiento del agua de condensado además de influir en el rendimiento del proceso de generación de vapor, evita el consumo y poca contaminación de las fuentes de aguas exteriores (Ríos y Presas) lo que produce un menor consumo hidráulico para la generación del vapor y un mayor aprovechamiento de la energía.

Conjuntamente con esto, los equipos de intercambio térmico que realizan estas funciones, como la sustancia de trabajo que circula en ellos es el vapor y agua, por lo general, sus efectos nocivos al medio ambiente son despreciables.

El factor que más se destaca como contaminante en estos equipos es el ruido.



### **3.5 -CONCLUSIONES DEL CAPÍTULO III**

- El análisis de los resultados del balance de energía y masa y el calculo del área de transferencia de calor por el método NTU, indica un bajo aprovechamiento de la energía térmica, de la superficie de intercambio de calor y la capacidad de trabajo útil máxima de la instalación objeto de estudio.
- La valoración económica del Calentador de Baja Presión, expone los costos de limpieza y mantenimiento por concepto de mano de obra y de salario de los trabajadores, así como fundamenta brevemente la causa del resultado de estos.
- La principal fuente de contaminación al medio ambiente en los Calentadores de Baja Presión es el ruido.



## **CONCLUSIONES GENERALES**

- Se comprobó la existencia de varios trabajos relacionados con el proceso de funcionamiento, descripción técnica y procedimientos de cálculos de diseño y comprobación de diferentes intercambiadores de calor estudiados, fundamentalmente intercambiador de placa y tubos y coraza, pero pocas de las investigaciones precedentes dedican sus trabajos al balance térmico de los calentadores de baja presión.
- La conjugación de diversos aspectos teóricos y metodológicos permitió establecer el procedimiento de cálculo adecuado para el balance de energía y masa y el cálculo del área de transferencia de calor de la instalación objeto de estudio. Los rendimientos térmico y exergético obtenidos para el Calentador de Baja Presión #1 de la Termoeléctrica de Felton son de 75,3 % y 37,05 % correspondientemente. El área de transferencia de calor utilizada por el equipo para los parámetros medidos con la instalación generando una potencia de 205 MW, es de 241,219 m<sup>2</sup>.
- Basado en el concepto de mano de obra y de salario de los trabajadores se estableció una valoración económica en la cual se obtuvo valores de gastos por limpieza y mantenimiento de 678,72 \$ anuales.
- Los procesos de calentamiento del agua de condensado además de evitar el consumo y contaminación de las fuentes de aguas exteriores, mantienen influencias positiva en relación al medio ambiente. El factor más notable como contaminante es el ruido.



## **RECOMENDACIONES**

- Continuar el estudio del intercambiador de calor abordado en este trabajo considerando nuevos aspectos no estudiados, debido a la importancia que tiene en el proceso de generación de vapor.
- Tomar como referencia los resultados expuestos en el trabajo de manera que contribuya positivamente en la toma de decisiones por parte de los operarios y el personal administrativo de la entidad.

**BIBLIOGRAFÍA:**

- BETANCOURT RICARDO, A. Interc. V1.12. software para el cálculo y selección de intercambiadores de calor. Trabajo de Diploma. ISMM, 2005. 90 h.
- FERNÁNDEZ, E. Termodinámica Técnica. La Habana: Editorial Félix Varela, 1994. t. 1.
- FERNÁNDEZ, E. Utilización del vapor en la industria. La Habana: Editorial Científico-Técnica, 2001. 138 p.
- HERRERA, O.; A. BLANCO. Equipos de Transferencia de Calor. La Habana: Instituto Cubano del Libro, 1985. 343 p.
- INCROPERA, F.P.; D.P. DE UIT. Fundamentals of heat and mass transfers. 2th. Ed. New York: John Wiley & Sons, 2003. t. 2.
- Ingeniería térmica y de fluidos. [en línea]. [Consulta: 2008/02/03]. Disponible en: <http://www.termica.webhop.info>.
- ISACHENKO, V.; V. OSIPOVA; A. SUKOMEL. Transmisión de calor. La Habana: 1973. t. 2.
- KASATKIN, G.A. Operaciones básicas y aparatos en la tecnología química. La Habana: Editorial Pueblo y Educación, 1985. 2 t.
- KERN, D. Proceso de transferencia de calor. La Habana: Instituto Cubano del Libro, 1969. 990 p.
- KRASNOSCHIOKO, E.A. Problemas de termotransferencia. Moscú: Editorial Mir, 1986. 327
- MUHICA, J. Evaluación termoeconómica del ciclo de la central termoeléctrica de la empresa Ernesto Guevara. Trabajo de Diploma. ISMM, 2001. 62 h.
- PATANKAR, S.V. Numerical Heat Transfer and Fluid Flow. New York: Hemisphere Publishing, 1980.
- RIZHKIN, Y.V. Centrales termoeléctricas. La Habana: Editorial pueblo y Educación, 1987. 2 ptes.
- TANQUERO, N. Guía metodológica para proyectos de curso de generadores de vapor. La Habana: Editorial ISPJAE, 1997. 120 p.
- VUKALOVITCH, P.M. Propiedades Termodinámicas del Agua y el Vapor. La Habana: Editorial Pueblo y Educación, 2001. 340 p.

**ANEXOS**

Figura 1.0 Diagrama de calentamiento del agua de Alimentar

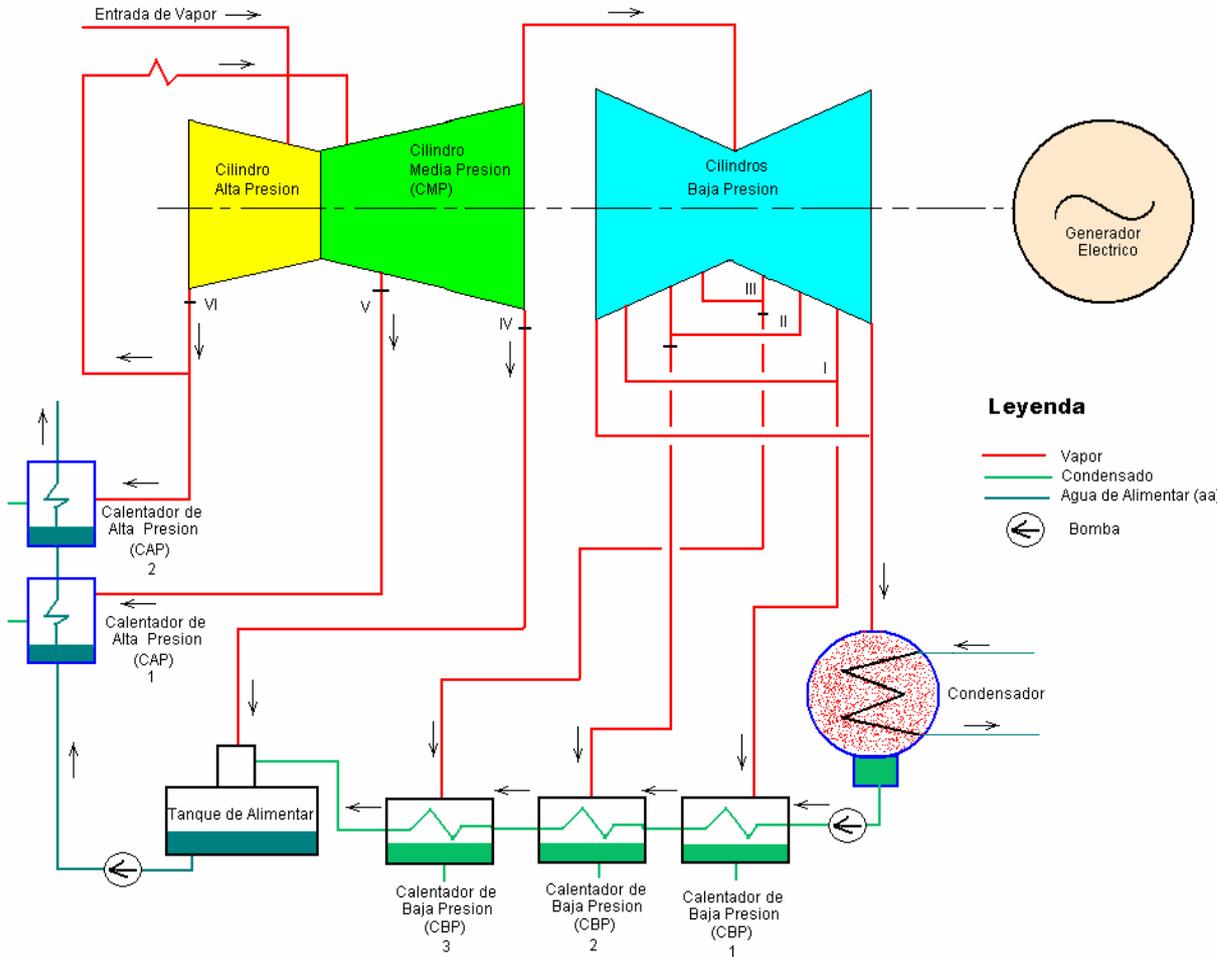
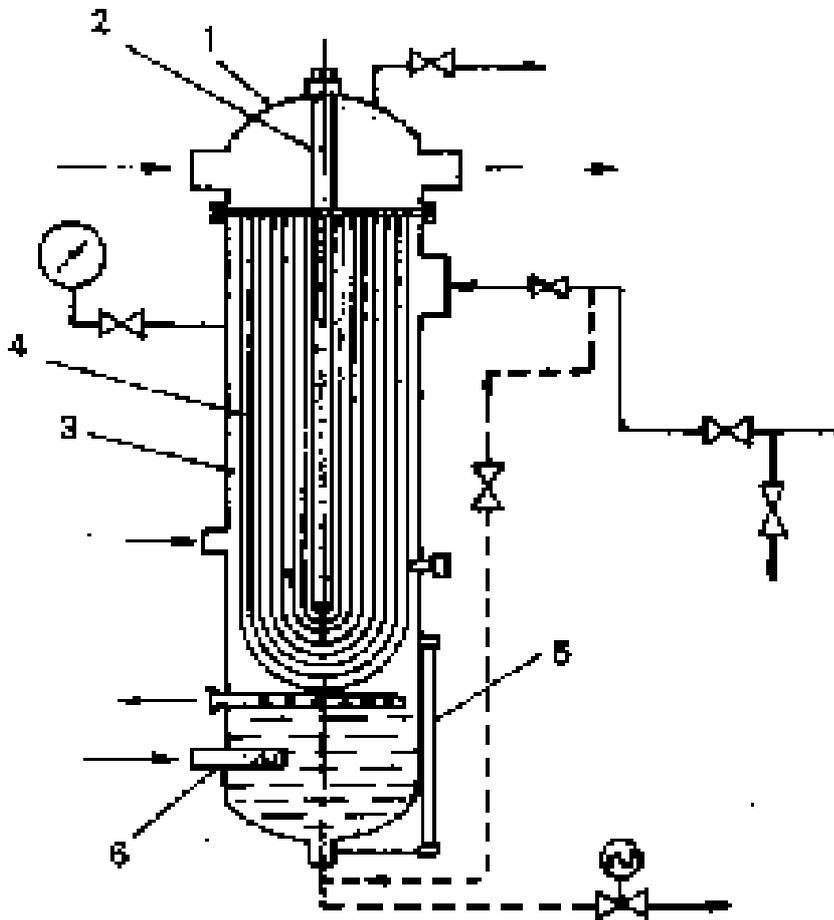
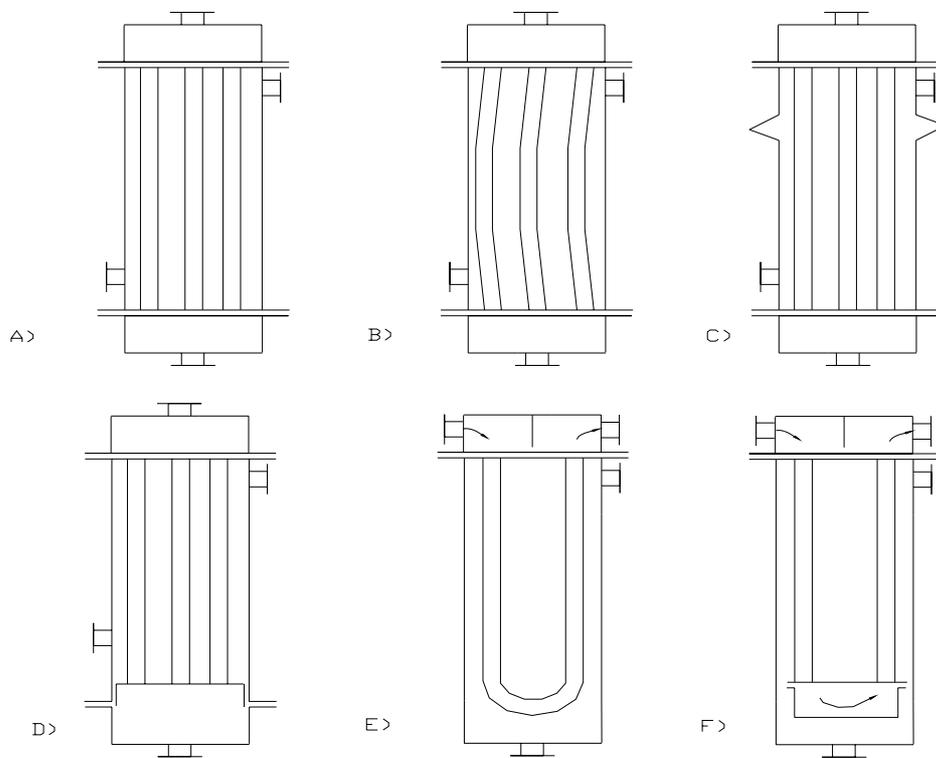


Figura 1.1. Esquema del Calentador de Baja Presión.

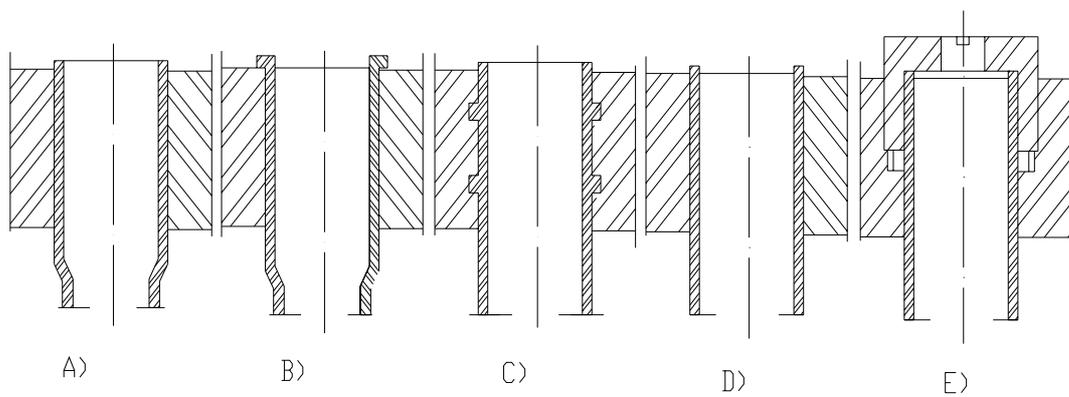


- 1) cámara de agua superior,
- 2) tabique para el agua,
- 3) casco del calentador,
- 4) sistema tubular, (tubos en U)
- 5) vidrio del nivel del agua,
- 6) lugar de entrada del drenaje del calentador posterior.

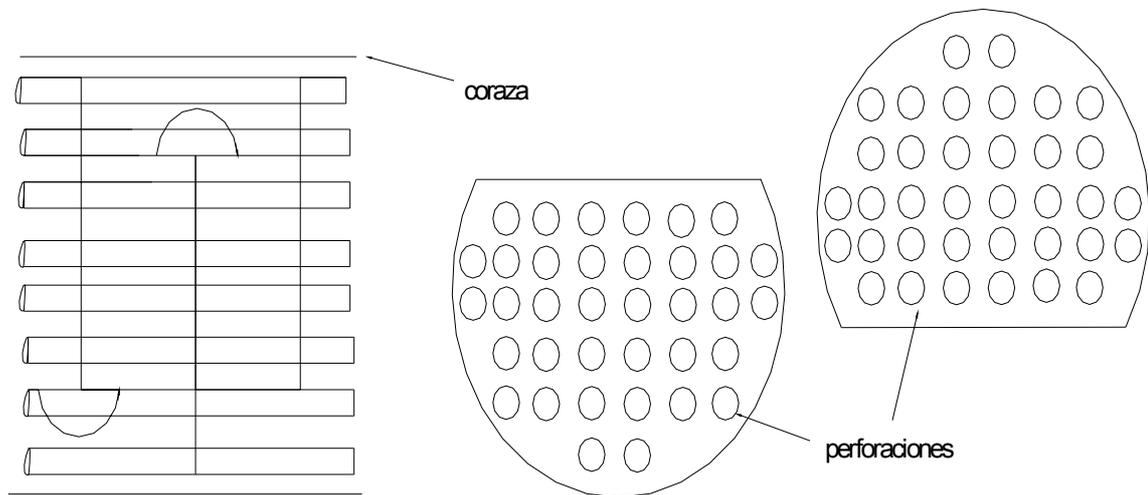
**FIGURA 1.2 Diferentes tipos de intercambiadores de calor**



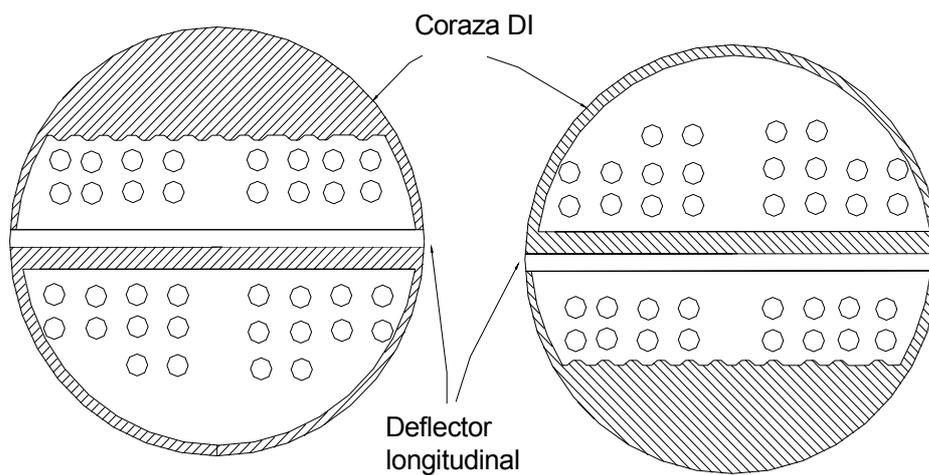
**FIGURA 1.3 Uniones de los tubos a la placa**



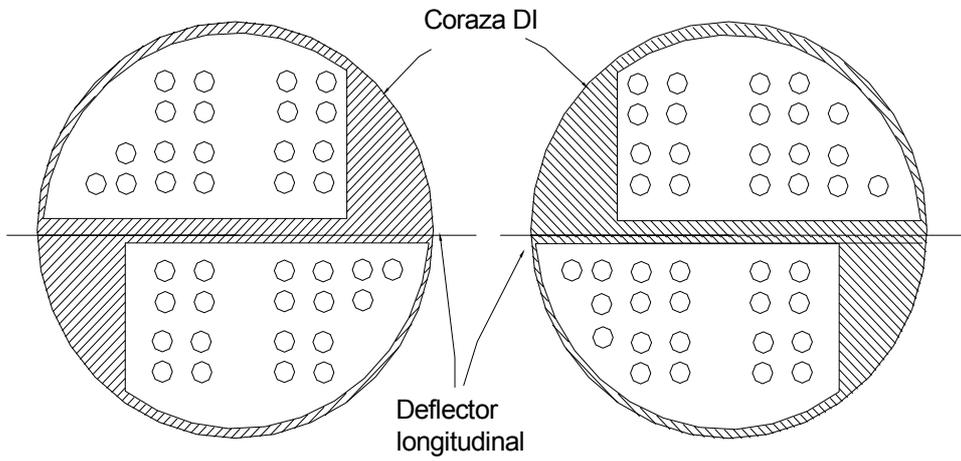
**FIGURA 1.4 Detalles de deflector segmentado**



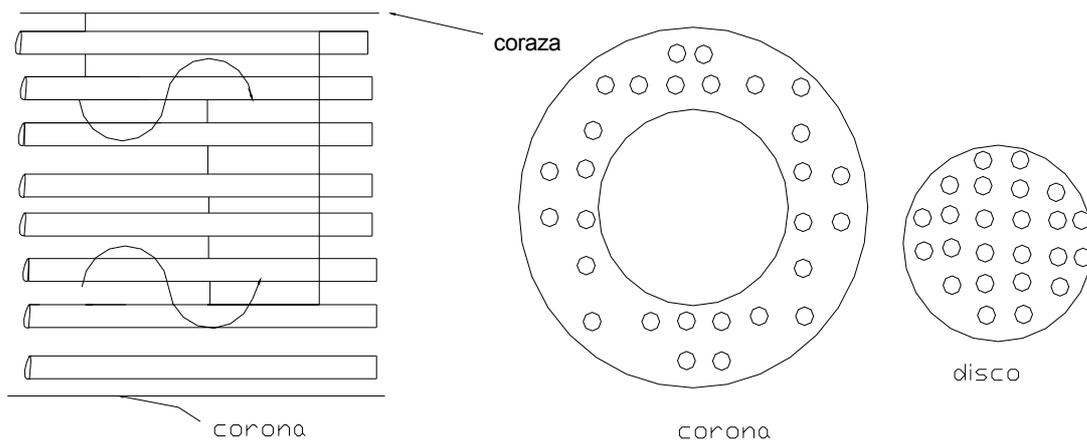
**FIGURA 1.4 A) Deflectores segmentados de corte Horizontal**



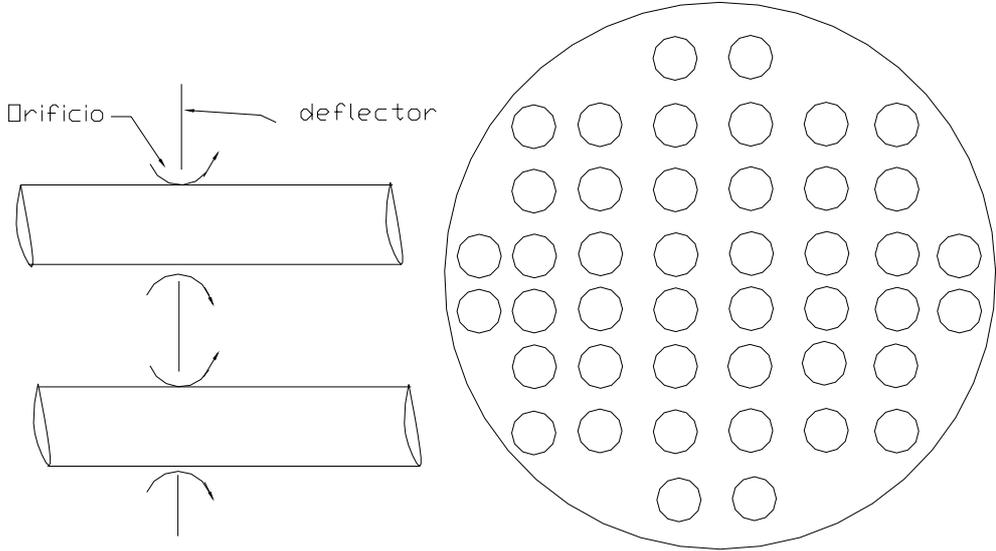
**FIGURA 1.5 Deflectores segmentados de corte vertical**



**FIGURA 1.6 Deflector de disco y corona**



**FIGURA 1.7 Deflector de orificio**



**FIGURA 1.8 Espaciador de deflector**

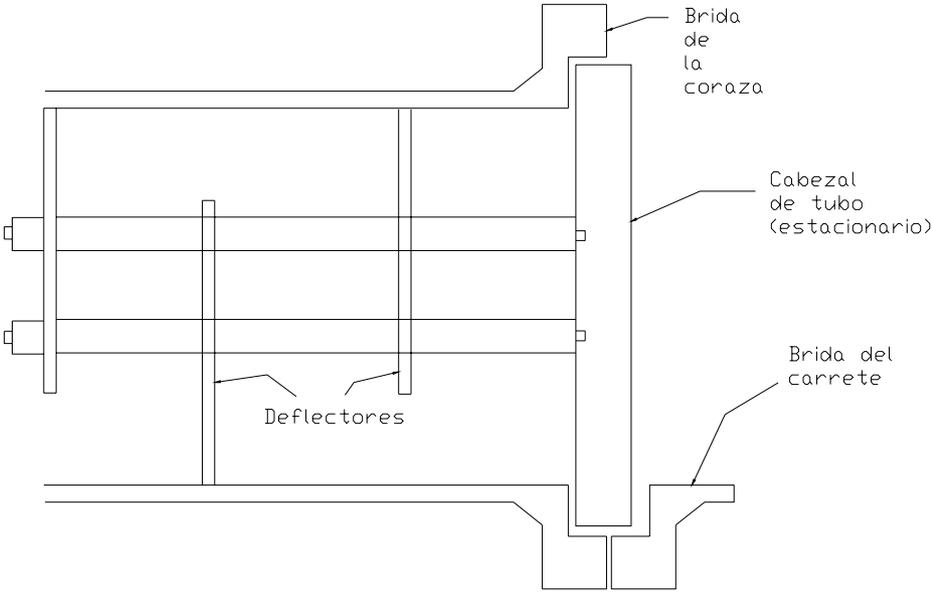


FIGURA 1.9 Sistema regenerativo de baja presión.

