

REPÚBLICA DE CUBA
MINISTERIO DE EDUCACIÓN SUPERIOR
UNIVERSIDAD DE CIENFUEGOS
FACULTAD DE INGENIERÍA



TRABAJO DE DIPLOMA

TÍTULO:

Diseño termo-hidráulico de caldera recuperadora para batería de un grupo electrógeno

Autor: Dagoberto Sánchez Puerto

Tutor: Ing. Frank E. Bastida Bernal

Cotutor: M.Sc. Jorge L. Cabrera Sánchez

Consultantes: Dr.C. José P Monteagudo Yanes

M.Sc. David Armando Vidal Moya.

“Año 61 de la Revolución”
Cienfuegos 2019

**DECLARACION DE AUTORIDAD
UNIVERSIDAD DE CIENFUEGOS**



Sistema de Documentación y Proyecto. Hago constar que el presente trabajo fue realizado en la Universidad de Cienfuegos "Carlos Rafael Rodríguez" como parte de la culminación de los estudios en la especialidad de Ingeniería Mecánica, autorizando a que el mismo sea utilizado por la Universidad de Cienfuegos para los fines que estime conveniente, ya sea parcial o totalmente, que además no podrá ser presentado sin la aprobación de la Universidad de Cienfuegos.

Firma del autor.

Los abajo firmantes certificamos que el presente trabajo ha sido según acuerdo de la dirección del centro y el mismo cumple los requisitos que debe tener un trabajo de esta envergadura, referido a la temática señalada.

Información Científico Técnico
Nombre y Apellidos. Firma.

Firma del Vice Decano
Nombre y Apellidos. Firma

Firma del Tutor
Nombre y Apellidos. Firma

Sistema de Documentación y Proyecto.
Nombre y Apellidos. Firma.

Pensamiento

*Todo es hermoso y constante,
todo es música y razón,
y todo como el diamante,
antes de luz, es carbón.*

José Martí

Dedicatoria

Este trabajo, fruto de mi sacrificio, no puedo dedicárselo a nadie más que a mis padres: Mariela Puerto Aguiar y Dagoberto Sánchez Fonte. Gracias por darme la oportunidad de vivir, gracias por su apoyo infinito, y gracias por existir. Estaré eternamente agradecido de tenerlos como padres.

Agradecimientos

Quiero expresar mis más sinceros agradecimientos a:

- ✓ *Mis padres.*
- ✓ *Mi familia por su apoyo en todo momento.*
- ✓ *Mi novia.*
- ✓ *A mis padrinos por siempre acordarse de mí.*
- ✓ *Mis amistades, principalmente Ahmed y Karla.*
- ✓ *Mis compañeros de estudio.*
- ✓ *La profesora Lourdes Bravo.*
- ✓ *A la universidad “Carlos Rafael Rodríguez” y su claustro de profesores por formarme como profesional.*
- ✓ *A mi tutor Frank Bastida Bernal.*

En fin, a todos, muchísimas gracias de corazón.

Resumen

El presente trabajo de diploma tiene como objetivo realizar el diseño termo-hidráulico de una caldera recuperadora para un sistema de cogeneración en un grupo electrógeno. Primeramente, se trata el tema de la generación distribuida haciendo uso de los grupos electrógenos como alternativa para suplir parte de la generación de las grandes centrales termoeléctricas. Incluye un análisis detallado de los beneficios que brinda la obtención de energía mediante cogeneración en la industria, las variantes más convenientes para su aplicación y las oportunidades que posee Cuba para el desarrollo de la misma. Con el fin de aumentar la generación de vapor con calderas recuperadoras a partir de la energía contenida en los gases de escape de los motores de un grupo electrógeno, se propone reemplazar la caldera existente de 1 t/h de vapor, y para ello se diseña una de mayor capacidad de 3 t/h de vapor obtenido de los cálculos para el caso de estudio. Contiene los cálculos realizados para el diseño termo-hidráulico haciendo uso de la metodología de diseño de intercambiadores de calor de casco y tubos. Los resultados indican que una vez instalada la caldera propuesta, para un año con un promedio de 8 horas de trabajo diario se ahorra 474 025 litros de fuel, equivalentes a 239 714 CUP.

Palabras claves: caldera, cogeneración, diseño, grupo electrógeno, termo-hidráulico.

Summary

The purpose of this diploma work is to perform the thermo-hydraulic design of a recovery boiler for a cogeneration system in a generator set. Firstly, the topic of distributed generation is discussed, making use of generators as an alternative to supply part of the generation of large thermoelectric plants. It includes a detailed analysis of the benefits of obtaining energy through cogeneration in the industry, the most convenient variants for its application and the opportunities that Cuba has for the development of it. In order to increase the generation of steam with recovery boilers from the energy contained in the exhaust gases of the motors of a generator set, it is proposed to replace the existing boiler of 1 t / h of steam, and for this purpose it is designed one with a greater capacity of 3 t / h of steam obtained from the calculations for the case study. It contains the calculations made for the thermo-hydraulic design making use of the design methodology of shell and tube heat exchangers. The results indicate that once the proposed boiler is installed, a year with an average of 8 hours of daily work is saved 474 025 liters of fuel, equivalent to 239 714 CUP.

Keywords: boiler, cogeneration, design, generator set, thermo-hydraulic.

Índice

Introducción	1
Capítulo I: Situación de la energía. Sistema de recuperación de calor para grupos electrógenos.....	1
1.1- Introducción al capítulo.....	4
1.2- Problemática energética mundial.	4
1.3- Problemática energética en Cuba.	5
1.4- Generación distribuida.....	6
1.4.1- Opciones tecnológicas	8
1.4.2- Ventajas.	8
1.4.3- Desventajas.	9
1.5- Grupos electrógenos.	9
1.6- Cogeneración.	11
1.6.1- Ventajas.	12
1.6.2- Desventajas.	12
1.6.3- Tipos de cogeneración.....	13
1.6.4- Necesidad de la cogeneración en Cuba y potencialidades.....	20
1.6.5- Cogeneración en grupos electrógenos.	21
1.7- Calderas recuperadoras de calor.	22
1.8- Conclusiones parciales del capítulo	27
Capítulo II: Metodología para el sistema de cogeneración.....	3
2.1- Introducción al capítulo.....	28
2.2- Descripción de la Central Eléctrica de Fuel Oil.....	28
2.3- Diseño de intercambiadores de casco y tubos.	33
2.3.1- Curso de los fluidos.....	33
2.3.2- Diferencia media de temperaturas.	34
2.3.3- Factores de incrustación (o resistencias a la incrustación).....	35
2.3.4- Coeficiente de película para el lado de los tubos.	35

2.3.5- Coeficiente de película para el lado del casco.	36
2.3.6- Diámetro equivalente.	37
2.3.7- Área de transferencia de calor.	37
2.3.8- Caídas de presión.	38
2.4- Consideraciones generales de diseño de intercambiadores de casco y tubos.	39
2.4.1- Velocidades del fluido en los tubos y el casco.	39
2.4.2- Temperaturas de las corrientes.	39
2.4.3- Caída de presión.	40
2.4.4- Propiedades físicas.	41
2.5- Conclusiones parciales del capítulo.	41
Capítulo III: Estudio de caso.	33
3.1- Introducción al capítulo.	42
3.2- Cálculo para determinar las posibilidades de aumento de generación de vapor mediante cogeneración en el grupo electrógeno.	42
3.3- Diseño termo-hidráulico de la caldera recuperadora.	44
3.3.1- Cálculo térmico.	44
3.3.2- Cálculo hidráulico.	57
3.4- Cálculo del ahorro económico con la utilización de la caldera.	61
3.5- Conclusiones parciales del capítulo.	63
Conclusiones.	64
Recomendaciones.	¡Error! Marcador no definido.
Bibliografía.	66
Anexos.	69

Introducción

Los preciados recursos energéticos de la tierra, se han acumulado por procesos extremadamente largos a través de la historia geológica del planeta, y el hombre ha explotado esas fuentes de energía para su beneficio de forma indiscriminada, lo que ha hecho que se agoten en un corto período de tiempo. Desde que los humanos alcanzaron las primeras nociones del concepto de calor, y su conexión con la habilidad de realizar trabajo, surgió la idea de hacer uso de los sistemas térmicos, por lo que estos sistemas han jugado un papel importante en el proceso de producción desde el inicio de la Revolución Industrial, siendo las máquinas de vapor los primeros sistemas térmicos que utilizaron el calor para producir trabajo. Desde entonces, los avances tecnológicos del hombre han dependido, en gran medida, de su capacidad para producir electricidad, siendo ésta la actividad en la que se consumen la mayor cantidad de recursos energéticos.

Para la producción de electricidad, el hombre ha utilizado plantas termoeléctricas tradicionales basadas en ciclo Rankine, plantas nucleares y plantas de turbinas de gas basadas en ciclo Brayton (Horlock, 2003).

Actualmente, los países industrializados generan la mayoría de su electricidad en grandes instalaciones centralizadas, tales como centrales de combustible fósil (carbón, gas natural) nucleares o hidroeléctricas. Estas centrales son excelentes a escala de rendimientos económicos, pero transmiten la electricidad normalmente a grandes distancias y el rendimiento energético y medioambiental es bajo. Las centrales eléctricas se ubican en lugares determinados en función de ciertos factores económicos, de seguridad, logísticos o medioambientales, entre otros, que provocan que la mayoría de las veces la energía se genere muy lejos de donde se consume. Por ejemplo, las centrales térmicas se construyen lejos de las ciudades por motivos de contaminación atmosférica e incluso lo más cerca posible de las zonas de obtención de los combustibles fósiles. Otro ejemplo son las centrales hidroeléctricas que han de colocarse en los cursos de agua.

Para contrarrestar las desventajas de la generación centralizada es que se implementa la generación distribuida, que incluye todas aquellas fuentes de energía eléctrica que se conectan en las redes de distribución eléctrica. Dentro de

Introducción

estas fuentes se incluyen, entre otras, energías renovables como la eólica y la fotovoltaica y, por otra parte, los grupos electrógenos y la cogeneración.

Gracias a esto Cuba ha logrado minimizar en su máxima expresión las molestas interrupciones eléctricas al sector residencial y empresarial, con la incorporación de Unidades Generadoras de diferentes capacidades tanto de energía renovable como grupos electrógenos, y permitiendo la eliminación de grandes pérdidas debido a la transportación de la energía eléctrica a grandes distancias. En gran parte de las instalaciones de generación eléctrica del país no se están aprovechando al máximo la energía que nos brindan los combustibles empleados, tal es el caso de los grupos electrógenos, que en su mayoría vierten a temperaturas elevadas directamente a la atmósfera los gases producto de la combustión, lo que gracias a la cogeneración con calderas recuperadoras de calor se pudiera utilizar para producir energía eléctrica extra, calor, frío y/o abastecer centros como hospitales, escuelas, fábricas, entre otros.

En el grupo electrógeno Los Alevines de la provincia de Villa Clara se aprovecha solo una parte de estos gases para precalentar el combustible (fuel oil) a partir de una caldera recuperadora. Con el fin de utilizar al máximo la energía de los gases surge el siguiente trabajo. Para ello se desarrollará una investigación acerca del tema, y con los parámetros de trabajo necesarios, realizar el diseño termo-hidráulico de una caldera recuperadora de calor capaz de abastecer la demanda de vapor de la unidad de tratamiento de combustible de la instalación y abastecer con el vapor sobrante a cierto consumidor.

Problema científico:

¿Es posible realizar el diseño termo-hidráulico de una caldera de recuperación de calor para lograr máxima generación de vapor con los gases de escape de una batería de motores de combustión interna de un grupo electrógeno con la finalidad de suministrar vapor a un cierto consumidor?

Hipótesis

Es posible realizar el diseño termo-hidráulico de una caldera recuperadora para un sistema de cogeneración en el grupo electrógeno Los Alevines de la provincia de Villa Clara.

Introducción

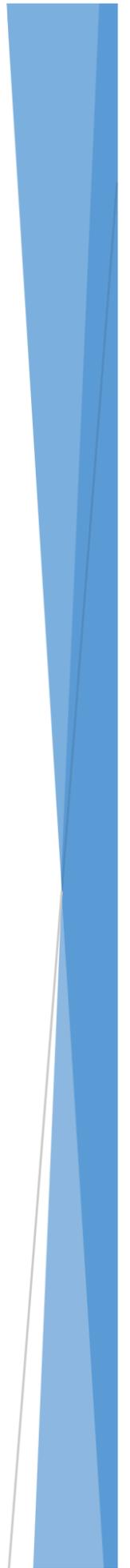
Objetivo general

Realizar el diseño termo-hidráulico de una caldera recuperadora para un sistema de cogeneración en el grupo electrógeno Los Alevines.

Objetivos específicos

- 1- Revisar el estado actual sobre los sistemas de cogeneración en grupos electrógenos.
- 2- Proponer una metodología para el diseño termo-hidráulico de una caldera recuperadora para cogeneración en grupos electrógenos.
- 3- Validar la metodología para el caso de estudio.
- 4- Determinar los beneficios económicos para la caldera diseñada.

Capítulo I: Situación de la energía. Sistema de
recuperación de calor para grupos electrógenos.



1.1- Introducción al capítulo.

En este capítulo se realiza una búsqueda bibliográfica sobre la situación actual de la energía nacional e internacional. La investigación está dirigida a analizar el uso de la generación distribuida a partir de grupos electrógenos y los beneficios que brinda. Se explica detalladamente qué es cogeneración y las principales variantes de su aplicación en la industria. Con el fin de cogenerar en grupos electrógenos se resumió información acerca de las calderas recuperadoras, así como las oportunidades que hay en nuestro país para el aprovechamiento del calor residual de algunos procesos.

1.2- Problemática energética mundial.

La crisis económica se ve afectada por la crisis energética; a nivel mundial nos encontramos con un escenario de altos precios del petróleo donde aproximadamente el 90 % de la energía consumida proviene de recursos fósiles no renovables, cuya tasa de disminución es cada vez mayor. Las fuentes de energía basadas en la quema de combustibles fósiles (petróleo, gas natural y carbón mineral), al inicio de su explotación, se consideraron ilimitadas y con impacto medioambiental despreciable. En cambio, el aumento masivo de la población mundial y el incremento del consumo per cápita de estos recursos, ha producido que se estime para las reservas de petróleo conocidas hasta la actualidad una vida de aproximadamente 40 años (Asociación Española de Operadores de Productos Petrolíferos, Enero 2009).

Se ha llegado a un consenso científico en el cual se afirma que el sistema actual de consumo y producción de energía es uno de los principales causantes del exceso de dióxido de carbono en la atmósfera provocando el efecto invernadero. A estos factores se le han de añadir la gran dependencia exterior de los principales países importadores, el cual ha creado varias crisis energéticas y severos conflictos internacionales. Por ello se ha hecho patente la necesidad de buscar fuentes de energía alternativas y de optimizar al máximo los recursos energéticos de los que disponemos. Esta realidad hace cada vez más aceptada la necesidad de un cambio de modelo energético que, en lugar de estar al servicio de los beneficios particulares de las empresas energéticas, esté al servicio del suministro

Capítulo I: Situación de la energía. Sistema de recuperación de calor para grupos electrógenos.

de energía a la población según sus necesidades. El modelo a construir debe ser un modelo de energía distribuida, para evitar los despilfarros energéticos de su transporte a larga distancia y para tener cercano el origen de la energía a sus usuarios; sostenible, para evitar la destrucción de las bases físicas del planeta; democrática, para que su gestión responda a las necesidades ciudadanas; y equitativa, para evitar las injusticias manifiestas que hoy se visualizan (Cruz, 2017).

1.3- Problemática energética en Cuba.

Dentro del sector energético en Cuba la Unión Eléctrica (UNE) constituye el eslabón fundamental; tiene la misión de garantizar la generación, transmisión, distribución y comercialización de la energía eléctrica a todos los clientes residenciales y estatales con plena satisfacción de sus necesidades y expectativas. Para ello cuenta con plantas o centrales generadoras de energía eléctrica en sus diferentes modalidades: termoeléctricas, grupos electrógenos (GE, de Fuel Oil y Diésel), turbinas de gas con ciclo combinado, pequeñas hidroeléctricas y parques eólicos; en una estructura organizativa que se ajusta a las particularidades operacionales del país. En el 2004 existía una generación base, con grandes e ineficientes plantas termoeléctricas, con 25 años de explotación como promedio, que trabajaban a un 60 % de disponibilidad, por lo que ocurrían frecuentes averías y el consumo de combustibles era muy elevado (Comisión Económica para América Latina y el Caribe. CEPAL, 2019).

En el 2005 el Sistema Electroenergético (SEN) tenía una capacidad instalada de 4275,1 MW, de estos 85,6% era generado por unidades térmicas de la UNE, la que aportaba el 94,8% de la energía total del SEN, donde el porcentaje de energía eléctrica obtenida por cogeneración era de 5,2%. Del total, solo 9,2% era aportado por otras fuentes de generación, incluidos los grupos electrógenos de fuel y diésel, las turbinas de gas y minihidroeléctricas. A mediados del 2005, con la introducción del concepto de la Generación Distribuida a gran escala, se adquirieron por el país, en una primera etapa, diferentes GE que consumen diésel como combustible, y en una segunda etapa tecnologías que utilizan el fuel oil, alcanzándose en el 2007 una potencia instalada total de 5 429,4 MW, en la que la

Capítulo I: Situación de la energía. Sistema de recuperación de calor para grupos electrógenos.

energía generada solo por los GE representaba el 17,8%. Debido al papel clave que juega en el desarrollo socioeconómico el sector energético, en los últimos años se han venido incrementando aceleradamente las inversiones lo que, consecuentemente, permitió alcanzar ya en el año 2010, una capacidad generadora en el país de 5852,6 MW; de ellas, el 63,5% con centrales térmicas, el 13 % a partir del uso del gas con ciclo combinado y plantas pico, con fuentes renovables que incluye las hidroeléctricas y los parques eólicos, el 0,6% y 22,9% con GE Diésel y Fuel, además se introdujeron mejoras en el Despacho Nacional de Carga, en telecomunicaciones, en protecciones de redes de distribución, y en las propias redes. La introducción de estas tecnologías, de altas prestaciones y eficiencia, permitieron cambios sustanciales en el servicio eléctrico, siendo los fundamentales, la mejora del mismo con la eliminación de los indeseados apagones y la reducción de las pérdidas eléctricas en la transmisión, por su cercanía a los centros de carga fundamental (M.L.Filgueiras, 2010).

1.4- Generación distribuida

Se entiende por generación distribuida todas aquellas fuentes de energía eléctrica que se conectan en las redes de distribución eléctrica. Estas redes de distribución se han planificado con amplios márgenes de funcionamiento, que junto con la característica de que los flujos de energía son unidireccionales (de la subestación a los consumidores) permiten que sean operadas de forma pasiva. Esto significa que no están sometidas a una constante monitorización de las variables de estado de la red (i.e. tensiones, flujos...), por lo que dichas redes se gestionan con la menor supervisión posible, ya que eso resulta más económico. Dentro de estas fuentes se incluyen, entre otras, energías renovables como la eólica y la fotovoltaica y, por otra parte, la cogeneración. Las mismas suelen considerarse como generación distribuida, debido a que se conectan a las redes de distribución. Asimismo, se puede diferenciar entre las que se conectan cerca o incluso dentro de los centros de consumo (como los pequeños paneles fotovoltaicos de particulares y las plantas de cogeneración), y las que se conectan lejos de los centros de consumo (como las grandes estaciones fotovoltaicas o los parques eólicos). Este último tipo de generación distribuida puede estar situado lejos de la

Capítulo I: Situación de la energía. Sistema de recuperación de calor para grupos electrógenos.

red, por lo que habría que construir nuevas líneas para conectar los generadores a dicha red (García, Junio de 2006).

Cuba cuenta con una Empresa de Generación Distribuida Cubana, encargada de garantizar la generación base y de ajuste de la demanda en todo el país. Forma parte del Sistema de Generación Eléctrica del país, y ha sido la encargada de minimizar en su máxima expresión las molestas interrupciones eléctricas al sector residencial y empresarial, con la incorporación de Unidades Generadoras de diferentes capacidades tanto de energía renovable como grupos electrógenos, y permitiendo la eliminación de grandes pérdidas debido a la transportación de la energía eléctrica a grandes distancias. Al estar compuesta por unidades de generación distribuidas a lo largo y ancho y todo el país, permite el suministro eléctrico a aquellas poblaciones que la necesitan. Este tipo de empresa tiene implícito un alto nivel de automatización de sus procesos, además del elevado grado de complejidad y ajustes que llevan los grupos electrógenos, conformados por Motores de Combustión Interna y disímiles equipos auxiliares. Los altos niveles de demanda eléctrica y los estrictos controles de calidad, constituyen puntos fuertes de esta organización, acompañados de un manejo de la información a distancia, y en escenarios bien diferentes y complejos (Generación Distribuida Cubana, 2011).

En el marco del Sistema Electroenergético Nacional de Cuba, la introducción de la Generación Distribuida (GD) ha significado un paso hacia el futuro que plantea ciertos retos no sólo desde el punto de vista de la operación y mantenimiento de dichas instalaciones, sino también en su posible impacto sobre el medio ambiente. Esto impone un reto grande desde el punto de vista ambiental, pues la distribución a lo largo de todo el país de cientos de instalaciones de este tipo requiere de una atención y monitoreo continuo de su operación (Pérez, 2010).

1.4.1- Opciones tecnológicas

En el siguiente diagrama se resumen de acuerdo a su clasificación las opciones tecnológicas disponibles para la generación distribuida.

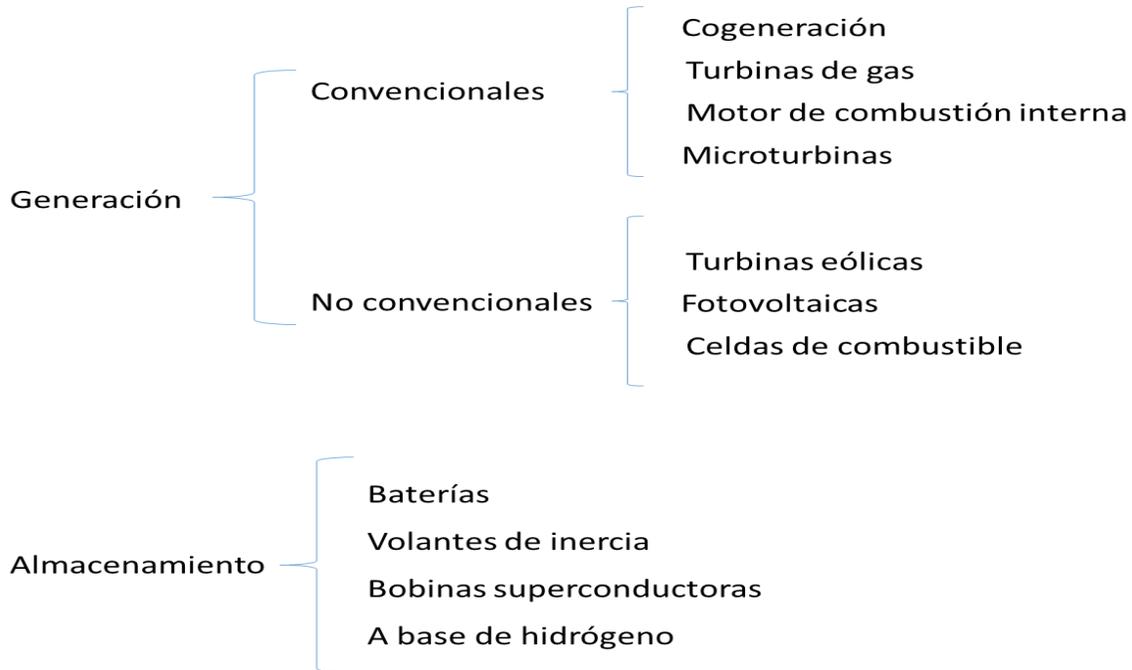


Figura 1.1: Opciones tecnológicas de la generación distribuida.

Fuente: elaboración propia.

1.4.2- Ventajas.

- Reducción de pérdidas.
- Mejoras en la calidad de la energía eléctrica (voltaje, frecuencia, estabilidad de la tensión, suministro de potencia reactiva y corrección del factor de potencia).
- Ayuda a la conservación del medio ambiente al utilizar fuentes de energía renovables.
- Reducción de emisiones atmosféricas.
- Descongestionan los sistemas de transporte de energía.
- Aplazan la necesidad de readecuación de los sistemas de transmisión.
- Ayuda al suministro de energía en periodos de gran demanda.
- Apoyo al restablecimiento del sistema en caso de colapso total.
- Mayor eficiencia.
- Evita costos de inversión en transmisión y distribución.

1.4.3- Desventajas.

- Existe aspectos relacionados con las fluctuaciones de voltaje que afecta a los consumidores vecinos
- Requiere un sistema de adquisición de datos más complejo.
- Alto costo de inversión inicial.
- La falta de estándares para la conexión de pequeños generadores impide su desarrollo (Hernández A. R., 2009).

1.5- Grupos electrógenos.

Un grupo electrógeno es un equipo que mueve un generador eléctrico a través de un motor de combustión interna. Son comúnmente utilizados en zonas apartadas donde no existen infraestructuras suficientes para el suministro de electricidad y/o son poco habitadas. Por tanto, estos equipos son utilizados cuando se producen déficits en la generación de energía eléctrica de algún lugar, o también cuando son frecuentes los cortes en el suministro eléctrico. Además, en ciertos países la legislación obliga a la instalación de estos grupos electrógenos en lugares públicos, tales como edificios administrativos, hospitales, cárceles, centros comerciales, etc. (ABAMOTOR, 2009).

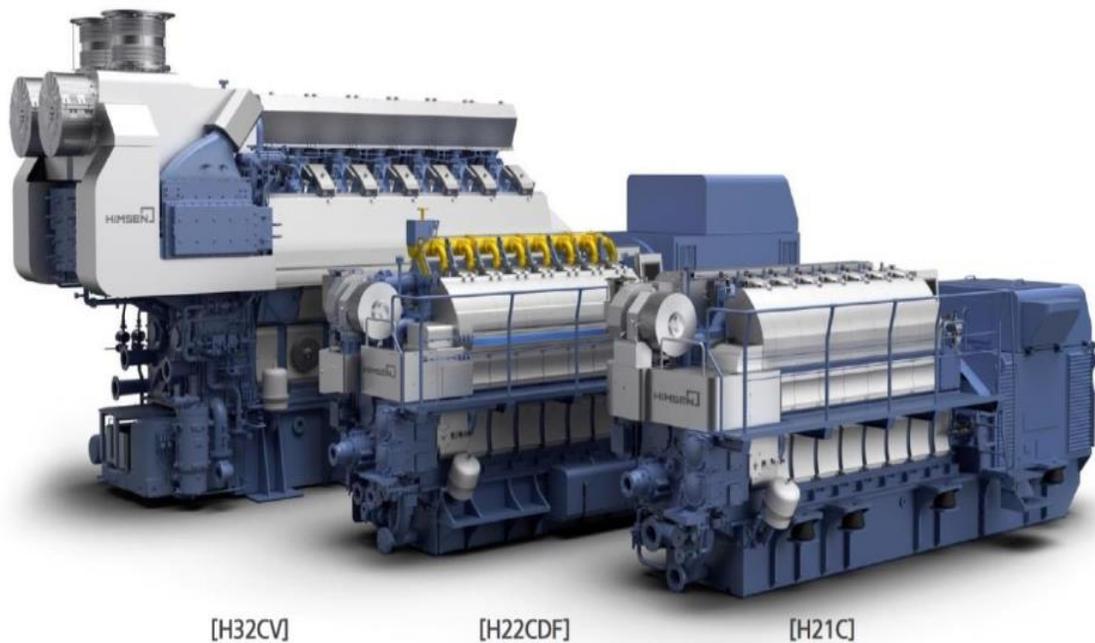


Figura 1.2: Motores Hyundai en instalaciones de grupos electrógenos.

Fuente: Hyundai Global Service 2 de abril del 2018.

Capítulo I: Situación de la energía. Sistema de recuperación de calor para grupos electrógenos.

En Cuba estos dispositivos pueden estar sincronizados al Sistema Electroenergético Nacional (SEN) para solucionar los déficits de potencia y contingencias, aislados (pertenecientes a la Unión Eléctrica (UNE)) para suministrar energía eléctrica en lugares donde no llegue la red eléctrica nacional, o de emergencia ubicados en una entidad para operar en caso de fallo, desconexión o insuficiencias del fluido eléctrico en la red nacional. El mantenimiento de los grupos electrógenos diésel y fuel oil se ofrece casi en su totalidad por la Empresa Grupos Electrógenos y Servicios Eléctricos (GEYSEL) y la Empresa de Mantenimiento a Grupos Electrógenos de Fuel oil (EMGEF) localizadas en la provincia de La Habana (ONEI, 2016).

La siguiente tabla muestra datos sobre el número de grupos electrógenos instalados en Cuba.

Tabla 1.1: Grupos electrógenos según combustible instalados en el país .

Tecnología	Potencia Instalada		Tecnología	Potencia Instalada	
	MW	Grupos		MW	Grupos
Diésel	1272	951	Fuel	1271.2	506
MTU	1128	696	HYUNDAI 1.7	571.2	336
GUASCOR	106	131	HYUNDAI 2.5	310	124
SCANIA	38	124	MAN 1.4	28	20
			MAN 3.85	30.8	8
			MAN 18.4	331.2	18

Fuente: Dirección de generación distribuida. Informe semanal 6 de mayo 2019.

1.6- Cogeneración.

La cogeneración es la producción secuencial de energía eléctrica o mecánica y de energía térmica útil, a partir de la misma fuente primaria. Si además se produce frío (hielo, agua fría, aire frío, por ejemplo) se llama trigeneración. La termodinámica obliga a que se deseche una cierta cantidad de calor en todo proceso térmico de producción de electricidad, ya que todo el calor absorbido no puede transformarse en trabajo. El objetivo de la cogeneración es que no se pierda esta gran cantidad de energía. Cuando la energía para producir la electricidad o el trabajo mecánico se extrae de una corriente de energía térmica anterior a un proceso, el esquema se conoce como Sistema Superior ("*topping cycles*"). Inversamente, cuando la electricidad o la energía mecánica se extraen de la corriente térmica proveniente de un proceso, el esquema se conoce como Sistema Inferior ("*bottoming cycles*"). Las tecnologías de cogeneración son aplicables a una amplia gama de sectores industriales e instalaciones, en las que se utiliza calor de proceso, y las tecnologías necesarias para su aplicación están técnicamente desarrolladas y disponibles comercialmente (Borroto Nordelo & Teyra, 2010).

Según datos de la Agencia Internacional de la Energía (AIE), la participación de la cogeneración, a nivel mundial, respecto a la generación global de la energía eléctrica, ha permanecido estancada durante los últimos años en valores cercanos al 9%. Según reportes de esta agencia solo cinco países han logrado una expansión exitosa de la cogeneración hasta alcanzar una participación entre 30 - 50% de la generación total de la energía eléctrica, la mayor parte correspondiente a sistemas de cogeneración con calefacción urbana, (Dinamarca, Finlandia, Rusia, Letonia, y Holanda). En un segundo grupo de países, esta participación se encuentra en el rango de 10 -20% (Hungría, Polonia, República Checa, Australia, China y Alemania) (CONAE, 2013).

1.6.1- Ventajas.

- Se aprovechan varios tipos de energía, por lo que tiene un potencial de rendimiento mayor que una central convencional. A su vez este mayor rendimiento da origen a tres de sus mayores ventajas: menor consumo de combustible, coste de producción menor y menor impacto ambiental.
- Al producir la electricidad cerca del punto de consumo, se evitan cambios de tensión y transporte a larga distancia, que representan una pérdida notable de energía por efecto Joule (se calcula que en las grandes redes esta pérdida está entre un 25 y un 30%) (Competitividad y cambio climático: nuevos retos para la industria, 2013).
- Una empresa que aplique la cogeneración, si bien consumirá entre un 5 y 10 % más de energía primaria, la diferencia entre el precio de la electricidad y el combustible por unidad energética, representará un importante ahorro económico.
- Flexibilidad en el uso de combustibles.
- Mejora la seguridad del suministro de energía, y favorece el desarrollo de regiones alejadas de las redes de suministro eléctrico.

1.6.2- Desventajas.

- Los sistemas de cogeneración requieren de una inversión sustancial, que muchas compañías no están en disposición de erogar por tratarse de un proyecto que no incrementa su capacidad de producción, aunque sea altamente favorable. Los sistemas de cogeneración pueden llegar a ser complejos en su diseño, instalación y operación, por lo que requieren la utilización de empresas o personas bien capacitadas en esta área.
- En algunos proyectos su economía puede ser muy sensible a los costos de energía eléctrica y de los combustibles, los cuales son impredecibles, aunque la tendencia normal es hacia el alza, por lo menos en el mediano plazo. Para los proyectos que son altamente dependientes de la venta de excedentes a la red, deben de buscar contratos a largo plazo con precios de compra que mantengan la rentabilidad del proyecto.

1.6.3- Tipos de cogeneración.

La cogeneración se puede aplicar de muchas maneras debido a que es posible utilizarla en una amplia gama de instalaciones, pero los principales sistemas de cogeneración son los descritos a continuación.

Cogeneración con turbina de vapor (ciclo simple):

Históricamente, este ciclo fue el primero que se usó en cogeneración. En este sistema, la energía mecánica se produce por la expansión del vapor de alta presión procedente de una caldera convencional. Actualmente su aplicación ha quedado prácticamente limitada como complemento para ciclos combinados o en instalaciones que utilizan combustibles residuales, como biomasa y residuos. Dependiendo de la presión de salida del vapor de la turbina se clasifican en turbinas de contrapresión, en donde la presión de vapor está por encima de la presión atmosférica (son las más usadas) y las turbinas a condensación, en las cuales la presión se encuentra por debajo de la presión atmosférica y han de ser provistas de un condensador.

En la siguiente figura, se muestra un diagrama de proceso simplificado de una planta de cogeneración, de ciclo simple con turbina de vapor.

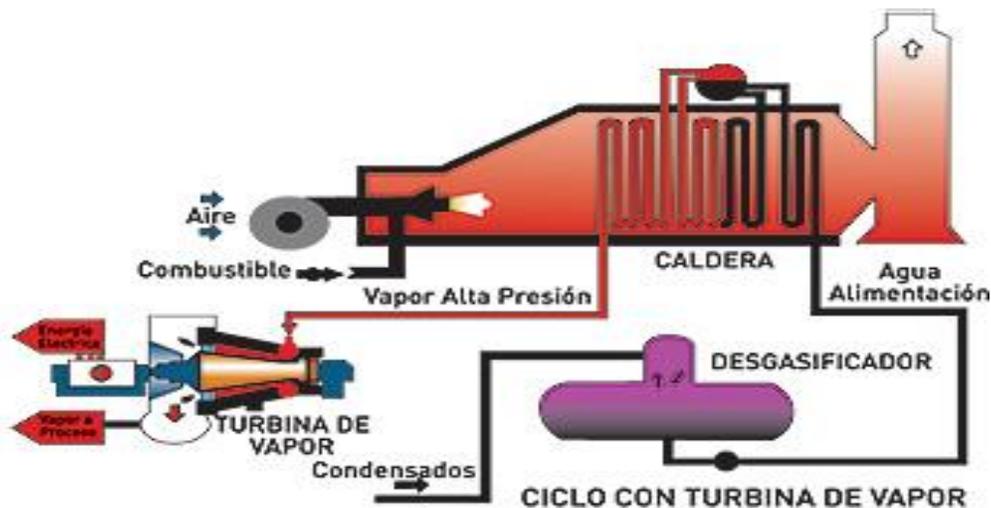


Figura 1.3: Planta de cogeneración con turbina de vapor.

Fuente: empresaeficiente.com.

Cogeneración con turbina de gas (ciclo simple):

En los sistemas de cogeneración, con turbina de gas, se quema combustible en un turbogenerador. Parte de la energía se transforma en energía mecánica, que se transformará con la ayuda del alternador en energía eléctrica. Su rendimiento eléctrico es, normalmente, inferior al de los motores alternativos, pero presentan la ventaja de que permiten una recuperación fácil del calor, que se encuentra concentrado en su práctica totalidad en los gases de escape, que están a una temperatura de unos 500 °C, condiciones idóneas para producir vapor de agua en una caldera de recuperación.

Cuando se presenta en ciclo simple, el sistema consta de una turbina de gas y una caldera de recuperación, generándose vapor directamente, a la presión de utilización que requiera la planta de proceso asociada a la cogeneración. Su aplicación es adecuada cuando las necesidades de vapor son importantes (>10 t/h), como, por ejemplo, en numerosas industrias de alimentación, química, papelera.

Si la demanda de vapor (o calor útil generalizando) es mayor que la que pueden proporcionar los gases de escape, puede utilizarse un quemador de postcombustión, introduciendo combustible directamente en un quemador especial, con el que cuenta la caldera de recuperación, produciéndose una cantidad adicional de vapor. Esto es posible debido a que los gases de escape, tras su combustión en la caldera, son aun suficientemente ricos en oxígeno, como para que sea posible otra combustión posterior. También se puede aprovechar directamente el calor de los gases de escape en aplicaciones como secaderos.

En la siguiente figura, se muestra un diagrama de proceso simplificado de una planta de cogeneración, de ciclo simple con turbina de gas.

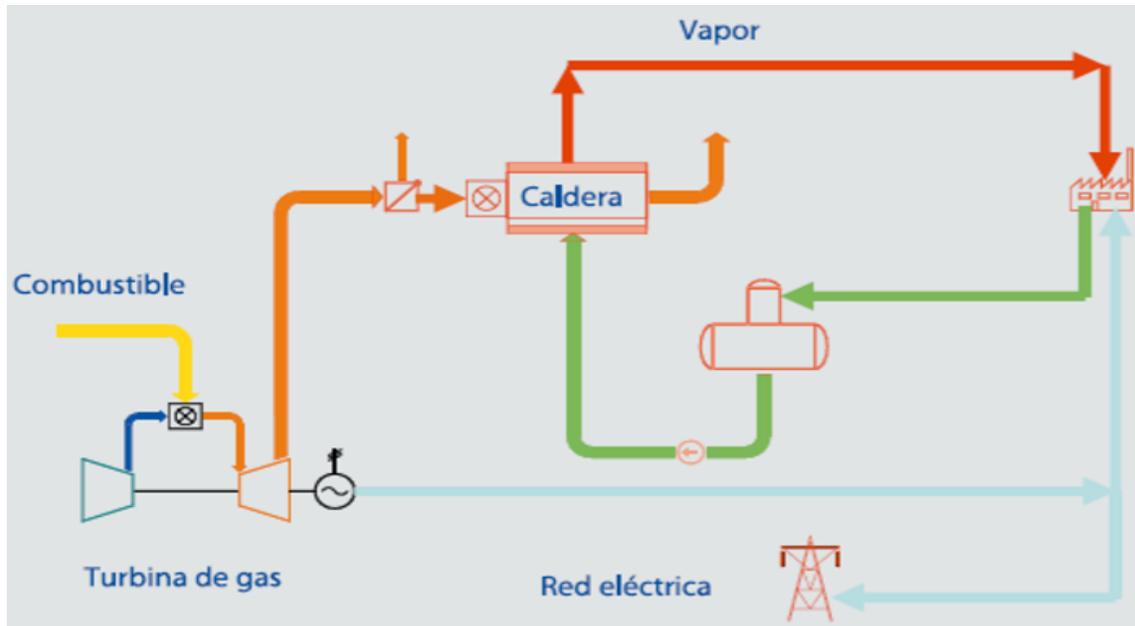


Figura 1.4: Planta de cogeneración de ciclo simple con turbina de gas.

Fuente: www.fenercom.com.

Cogeneración con motor alternativo (ciclo simple):

En este sistema es posible aprovechar la energía proveniente de los gases de escape, agua de refrigeración del motor en las camisas y del aceite de lubricación; siendo los gases de escape los de mayor potencial para la recuperación de calor. A partir de los gases de escape se emplean dos variantes para cogenerar; una es la que no utiliza caldera recuperadora, ejemplo de ello son los secaderos que aplican directamente el gas de escape sobre el material a secar o a través de un intercambiador aire (gas escape)-aire, mientras que la otra alternativa incluye una caldera de recuperación, produciendo vapor que es utilizado en otro proceso. En casos de motores que operan con fuel oil se suele precalentar el combustible a partir del vapor generado en la caldera.

En la siguiente figura, se muestra un diagrama de proceso simplificado de una planta de cogeneración, de ciclo simple, con motor alternativo.

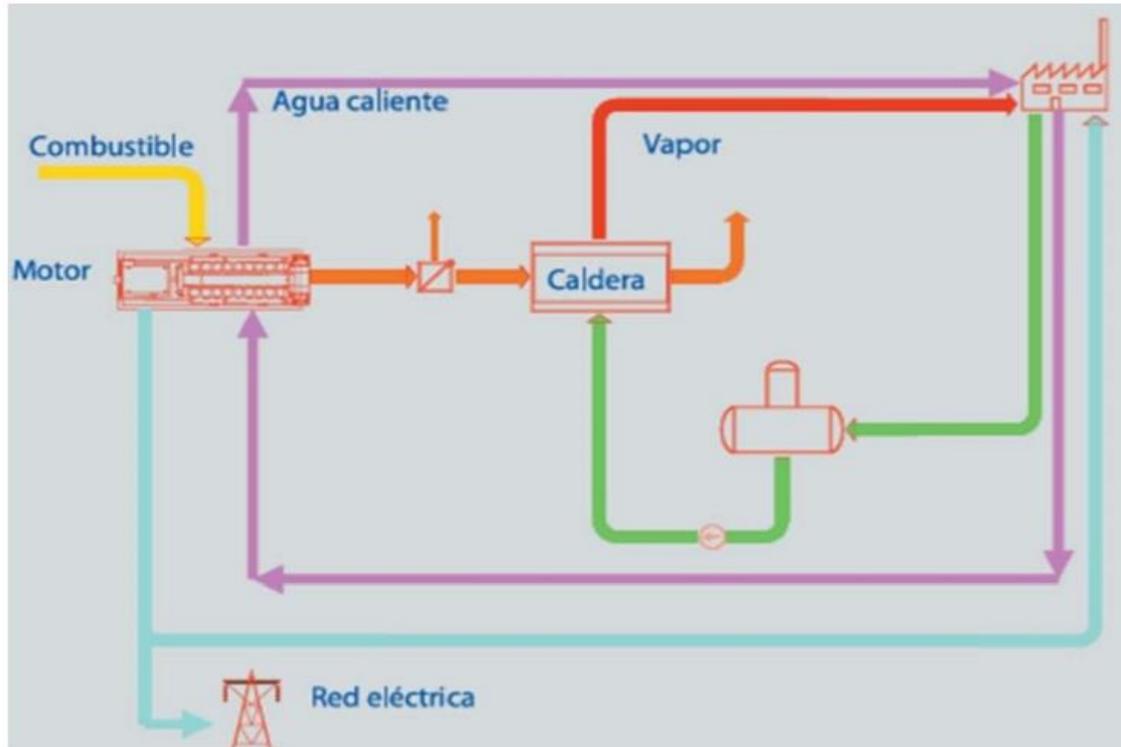


Figura 1.5: Planta de cogeneración en ciclo simple con motor alternativo.

Fuente: www.fenercom.com.

Cogeneración con turbina de gas y turbina de vapor (ciclo combinado):

En este sistema, se utiliza conjuntamente una turbina de gas y una de vapor, denominándose ciclo combinado. La denominación de ciclo combinado proviene de que se combinan dos ciclos: el ciclo de gas (ciclo Brayton de la turbina de gas) y el ciclo agua-vapor (ciclo Rankine de la turbina de vapor).

Los gases de escape de la turbina de gas atraviesan la caldera de recuperación, donde se produce vapor de alta presión. Este vapor se expande en una turbina de vapor, produciéndose energía eléctrica adicionalmente. El escape de la turbina será vapor de baja presión que, a su vez, podrá aprovecharse como tal directamente o bien condensarse en un condensador presurizado, produciendo agua caliente o agua sobrecalentada, que será utilizada en el proceso industrial. En este tipo de ciclo combinado, si la demanda de calor disminuye, el vapor sobrante en el escape de la turbina puede condensarse, con lo que toda la energía de los gases de escape no se pierde, sino que al menos, se produce una cierta cantidad de energía eléctrica.

Capítulo I: Situación de la energía. Sistema de recuperación de calor para grupos electrógenos.

En la siguiente figura, se muestra un diagrama de proceso simplificado de una planta de cogeneración, de ciclo simple con turbina de vapor.

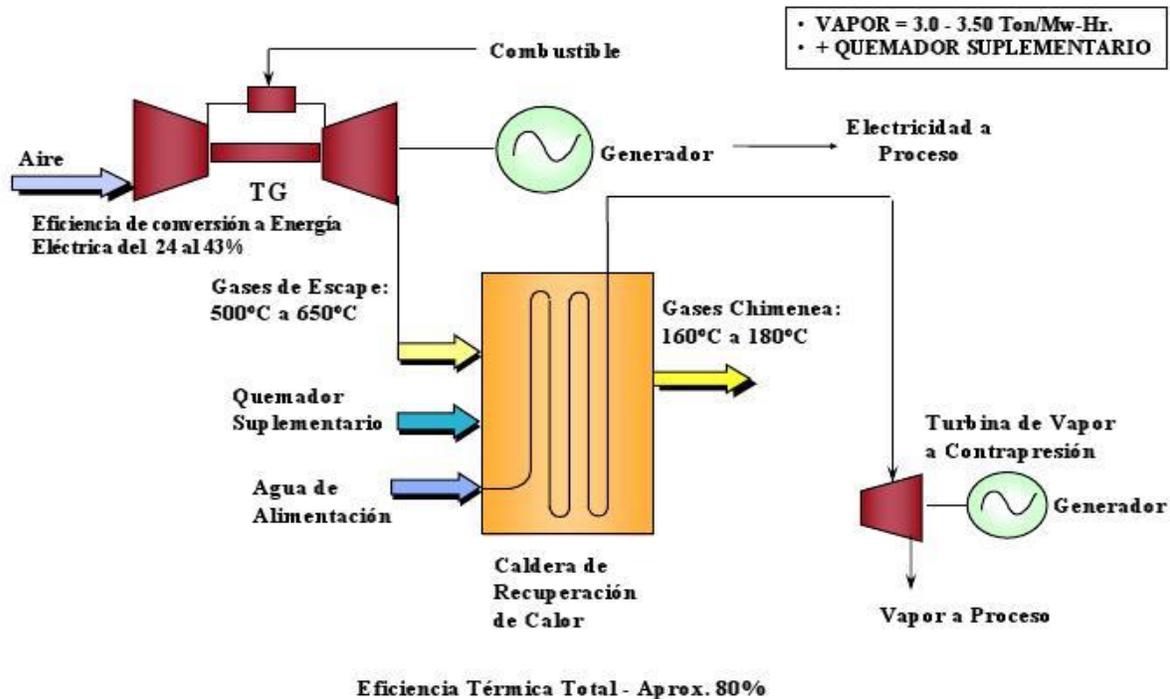


Figura 1.6: Planta de cogeneración con turbina de gas y turbina de vapor.

Fuente: lusine.com.ar.

En un ciclo combinado con turbina de gas, el proceso de vapor es esencial para maximizar la eficiencia de éste. La selección de la presión y la temperatura del vapor vivo se hacen en función de las condiciones de los gases de escape de la turbina de gas y de las condiciones de vapor necesarias para la fábrica. Por tanto, se requiere un diseño adaptado al consumo de la planta industrial asociada a la cogeneración, que disponga de gran flexibilidad para posibilitar su trabajo eficiente en situaciones de alejadas del punto de diseño, al mismo tiempo que se maximice la energía eléctrica producida por la turbina de vapor.

Una variante del ciclo combinado expuesto anteriormente, en el que la turbina de vapor trabaja a contrapresión (es decir, expande el vapor entre una presión elevada y una presión inferior, siempre superior a la presión atmosférica) es el ciclo combinado a condensación, en el que el aprovechamiento del calor proveniente del primer ciclo se realiza en la turbina de vapor, quedando ésta como

Capítulo I: Situación de la energía. Sistema de recuperación de calor para grupos electrógenos.

elemento final del proceso. El vapor de salida se condensa en un condensador que trabaja a presión inferior a la atmosférica, para que el salto térmico sea el mayor posible. Este es el ciclo de las centrales eléctricas de ciclo combinado.

Cogeneración con motor alternativo y turbina de vapor (ciclo combinado):

En este sistema, el calor contenido en los gases de escape del motor se recupera en una caldera de recuperación, produciendo vapor que es utilizado en una turbina de vapor para producir más energía eléctrica o energía mecánica útil. El calor del circuito de refrigeración de alta temperatura del motor se recupera en intercambiadores, y el vapor a la salida de la turbina de vapor puede ser empleado para otro proceso, lo cual mejora el rendimiento total.

En la siguiente figura, se muestra un diagrama de proceso simplificado de una planta de cogeneración, de ciclo combinado, con motor alternativo.

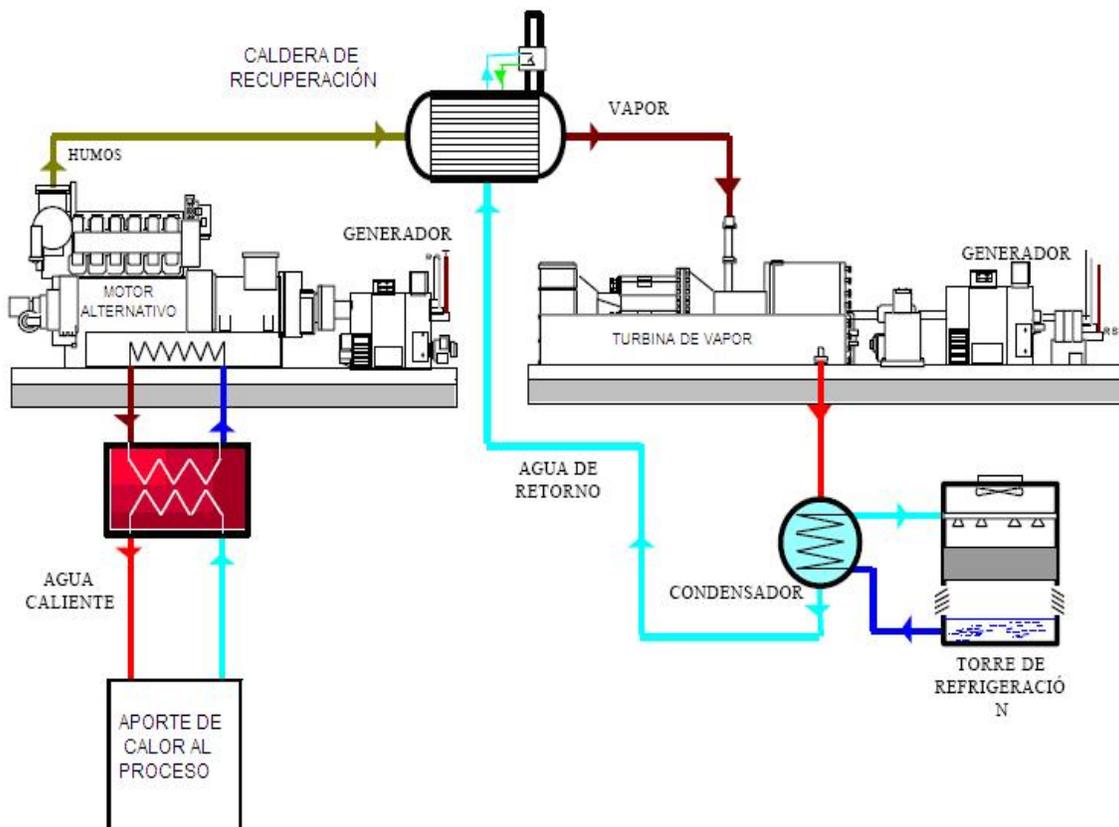


Figura 1.7: Planta de cogeneración en ciclo combinado con motor alternativo.

Fuente: plantasdecogeneracion.com.

Trigeneración:

La trigeneración se refiere a la generación simultánea de energía eléctrica, energía térmica en forma de calor (agua sobrecalentada o vapor) y energía térmica en forma de frío para refrigeración para el proceso o para las instalaciones asociadas a ésta. El frío se obtiene transformando parte o toda el agua caliente, sobrecalentada o vapor en agua fría, utilizando equipos de absorción (de amoníaco o de sales de bromuro de litio), que tienen un ciclo termodinámico cuyos principios se conocen antes que los de ciclo de compresión de las máquinas frigoríficas convencionales. Cuando además se obtiene energía mecánica, aire comprimido o incluso CO₂, se define como planta de poligeneración.

La trigeneración también puede tener como motor primario una turbina de gas, en este caso, el calor de absorción viene exclusivamente de la caldera de recuperación de calor, bien sea en forma de vapor, agua caliente o sobrecalentada.

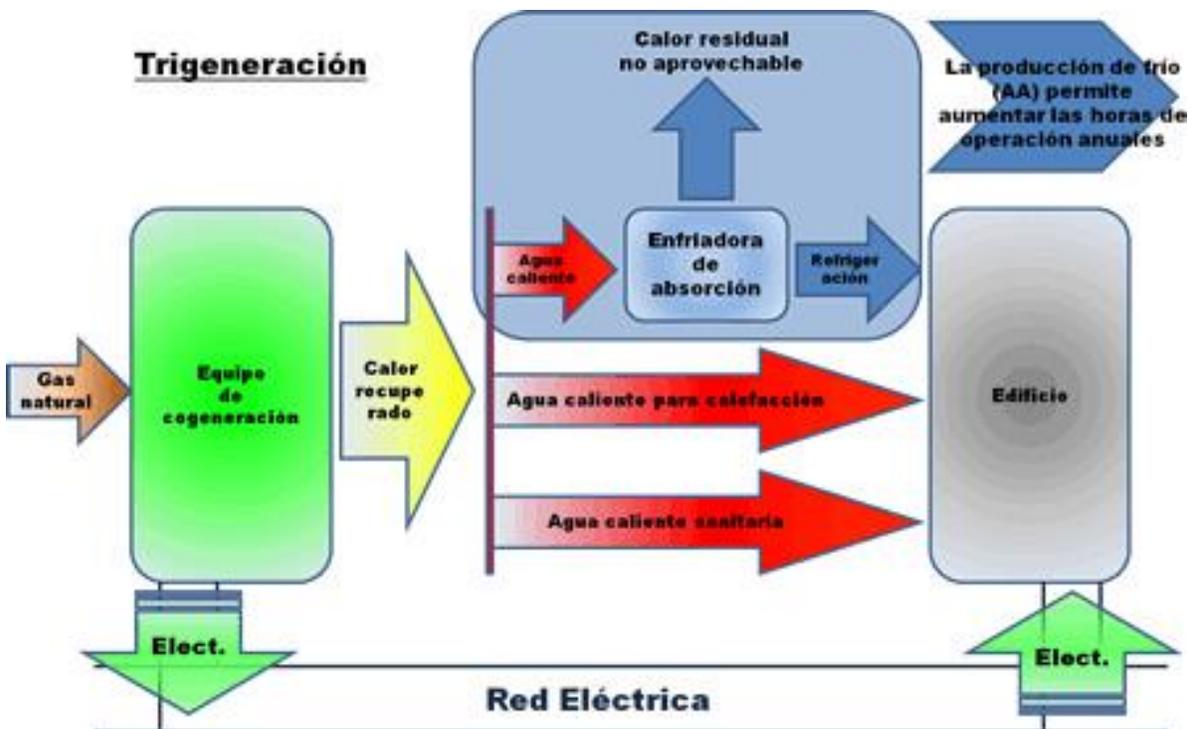


Figura 1.8: Esquema de un ciclo de trigeneración.

Fuente: vielantif.es.

1.6.4- Necesidad de la cogeneración en Cuba y potencialidades.

Cuba en su carácter de país subdesarrollado debe asegurar el uso eficiente de la energía, mediante el uso de la cogeneración, de esta forma se ahorra gran cantidad de combustible primario, al producir simultáneamente energía eléctrica, calor y/o frío. Esto traería consigo un ahorro de combustibles derivados del petróleo, por lo que disminuirían las importaciones, las industrias que demandan vapor y/o frío podrían abastecerse a menores precios que los actuales y se contribuiría a disminuir la emisión de gases de efecto invernadero a la atmósfera como el CO₂.

El mayor potencial para desarrollar la cogeneración en Cuba se encuentra en el sector azucarero, pues este reúne las condiciones ideales, al ser un gran consumidor de calor y electricidad para sus procesos industriales y disponer a la vez de una fuente segura de energía primaria: la biomasa cañera. Si bien las centrales azucareras se autoabastecen de electricidad durante la zafra y entregan cada vez mayores excedentes al Sistema Electroenergético Nacional, existen otros sectores de la economía cubana con condiciones para asumir la cogeneración como forma alternativa de producción de energía.

Tal es el caso de la rama níquelífera cubana. La planta procesadora de níquel Ernesto Che Guevara se propuso poner en marcha un sistema de cogeneración industrial para reducir los consumos energéticos y buscar el autoabastecimiento de energía eléctrica. Tras su conclusión, la referida planta incrementará de manera apreciable la capacidad de cogeneración instalada, lo que contribuirá directamente a la expansión de la producción del níquel.

Otros sectores de la economía nacional, como el del turismo y los hospitales, obtendrían considerables beneficios de la aplicación de la generación simultánea de calor y energía eléctrica. En ambas instituciones se requiere, para diversos procesos industriales, tanto de electricidad como de calor que son obtenidos de forma separada, incrementando los costos de los servicios en el caso de los hoteles que ven escapar así una buena forma de abaratar sus ofertas. Los centros hospitalarios, por su parte, se convierten en grandes consumidores de combustible, lo que afecta directamente a la economía del país.

Otra posible alternativa para la implementación de sistemas de cogeneración son los grupos electrógenos que se encuentran dispersos por todo el país, aunque actualmente no se ha implementado ningún proyecto existe un grupo de investigadores que trabajan activamente en la determinación de sus potencialidades de cogeneración (Martínez, septiembre 2008).

1.6.5- Cogeneración en grupos electrógenos.

- Se aplica fundamentalmente en instalaciones de baja capacidad que producen desde 15 kW de potencia hasta cerca de 20 MW.
- Tienen una alta eficiencia (hasta 40%), la cual se mantiene aceptablemente a cargas parciales.
- Su costo de inversión es relativamente bajo, requieren poco espacio, su instalación es sencilla y se ponen en marcha en corto tiempo.
- La relación calor/electricidad es baja. La energía térmica producida es de bajo potencial (agua caliente o vapor saturado de baja presión).
- La energía térmica recuperable está dispersa (gases, agua de enfriamiento y aceite).
- Se producen en forma de módulos compactos o paquetes de cogeneración en potencias desde 6 kW hasta 1 MW.

En términos generales, con la cogeneración se obtiene entre un 15 y un 40% de ahorro de energía primaria en comparación con la producción independiente de calor y electricidad. La inversión inicial en un proyecto de cogeneración puede ser relativamente alta, pero en un marco favorable, puede esperarse un período de recuperación en el entorno de los 3 - 5 años. La efectividad económica y los ingresos dependerán fundamentalmente de la diferencia entre el precio del combustible y el precio de la energía vendida (Borroto Nordelo & Teyra, 2010).

En los grupos electrógenos la recuperación de calor mediante la cogeneración es posible en fluidos como:

- Gases de escape. Los gases de la salida del motor presentan una temperatura alrededor de los 400°C. Una parte importante de este calor puede obtenerse de los mismos gases enfriándolos hasta temperaturas del orden de 150 a 170°C cuando se utilizan combustibles líquidos que poseen problemas de

Capítulo I: Situación de la energía. Sistema de recuperación de calor para grupos electrógenos.

corrosión por rocío ácido o bien hasta temperaturas cercanas a 90°C en el caso que se utilice gas natural (carente de azufre y en consecuencia sin limitación por punto de rocío ácido). En estas condiciones es posible recuperar cerca de 0,45 kWh por cada kWh eléctrico generado.

- Agua de refrigeración del motor en las camisas. En los motores refrigerados por agua, es posible recuperar la mayor parte del calor de refrigeración del agua del motor en las camisas, pudiendo obtener 0,5 a 0,8 kWh térmicos por cada kWh eléctrico generado.
- Aceite de lubricación del motor. Una parte del calor recuperado puede obtenerse también a partir del aceite de lubricación del motor.

En la sumatoria, la producción de calor de un motor de combustión interna puede situarse en el rango de 1 a 1,6 kWh por cada kWh eléctrico producido. A esta relación calor-electricidad se le conoce como RCE. Por lo general en motores de pequeña potencia que utilizan como combustible gas natural poseen RCE mayores que aquellos motores de mayor potencia. Al igual que si son motores de ciclo Diésel que también poseen RCE mucho menores (Villagran, 2014).

El mayor porcentaje de cogeneración en este tipo de instalaciones se logra con los gases de escape, y es posible gracias a la utilización de calderas recuperadoras de calor, las cuales aprovechan esa energía para producir vapor.

1.7- Calderas recuperadoras de calor.

Las calderas recuperadoras de calor toman la energía, para la generación de vapor, de una corriente de gas con cierta temperatura. El origen de ese gas es diverso, puede ser el gas de escape de turbinas de gas ($t=500^{\circ}\text{C}$ y $p=\text{atm}$) o de motores de combustión interna ($t=300-400^{\circ}\text{C}$ y $p=\text{atm}$), también el gas residual de altos hornos en que se produce arrabio, así como otras corrientes de gas con suficiente energía para hacer factible económicamente este proceso (González Á. M., 2015).

Las calderas recuperadoras de calor pueden ser de tubo de fuego o de tubos de agua. Las de tubos de fuego responden al diseño tradicional de este tipo de equipo. Consisten en un gran casco en cuyos extremos se colocan los espejos o

Capítulo I: Situación de la energía. Sistema de recuperación de calor para grupos electrógenos.

placas que permitirán colocar los tubos de fuego. La caldera como tal puede operar horizontal o verticalmente (González Á. M., 2015).

En Cuba, en las instalaciones llamadas **energás**, las que no son más que plantas eléctricas que emplean el gas acompañante de los pozos de petróleo como combustible para generar electricidad con turbinas de gas. Los gases de escape se emplean para generar vapor y utilizarlo para producir electricidad mediante turbinas de vapor. Esto da origen a un ciclo combinado. También en los identificados como grupos electrógenos, en los que se genera electricidad con motores de combustión interna, se usa el gas de escape para producir vapor y emplearlo en el calentamiento del combustible (fuel oil). En algunos países ese vapor se emplea para generar electricidad mediante turbinas de vapor, dando origen a otro tipo de ciclo combinado (González Á. M., 2015).

Las calderas recuperadoras, cuando reciben toda la energía para la generación de vapor de la corriente de gases calientes, no tienen horno como tal, un ejemplo de este tipo es la mostrada en la fig. 1.9. Este es el caso de las pequeñas calderas de algunos grupos electrógenos. Ejemplo de ellas es la montada en las baterías de motores Hyundai de 7 MW de potencia. En este caso los gases de escape, de los varios motores de combustión interna que integran la batería del grupo electrógeno, son recolectados mediante un colector y enviados a la caldera a través de una válvula de *bypass*, que permite controlar la cantidad de gases que pasan por la superficie evaporativa de la caldera, regulando de esa forma la generación de vapor y su presión. Este modelo descrito es de tubos de agua (González Á. M., 2015).

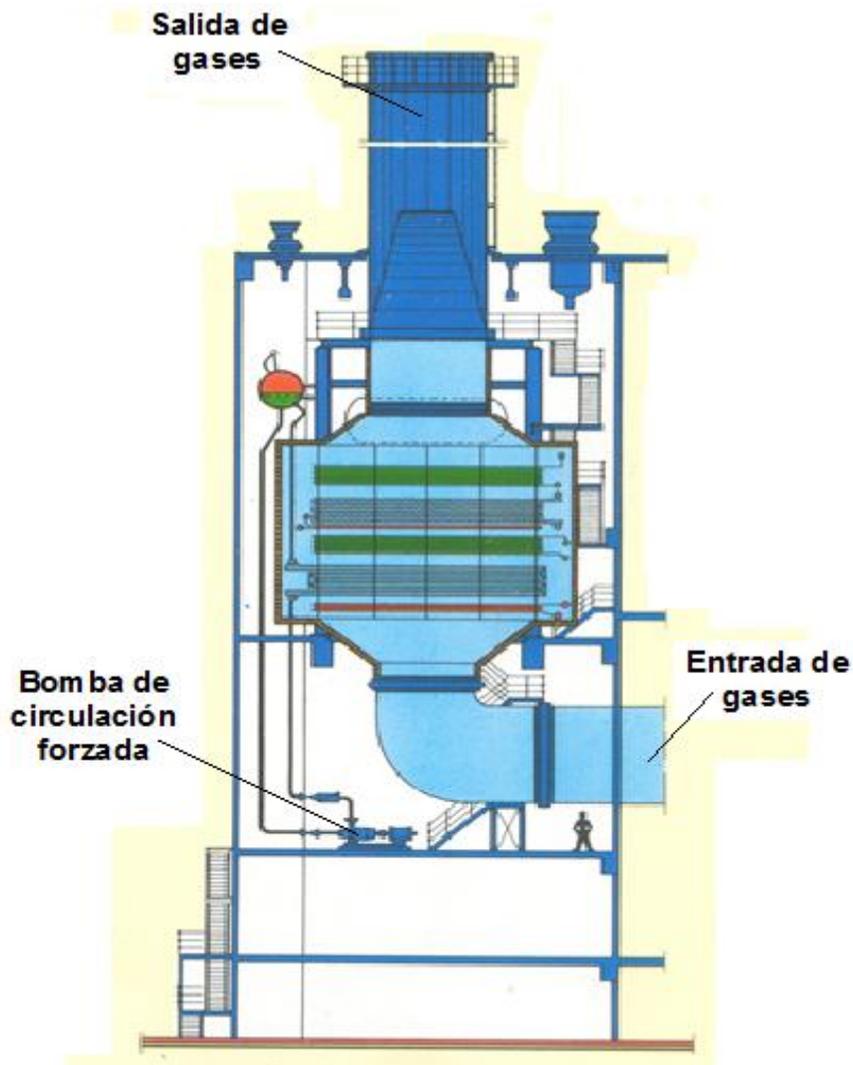


Figura 1.9: Caldera recuperadora de calor sin quemadores.

Fuente: (González Á. M., 2015)

Los gases que se derivan, y no pasan por la caldera, son expulsados directamente a la atmósfera. Los gases llegan a la caldera con una temperatura cercana a los 300°C y salen a aproximadamente 250°C. La capacidad de generación es de 1 000 kg/h. El vapor se entrega a una presión de 7 bar, en condición de saturado. La caldera es de tubos de agua y la circulación es forzada mediante una bomba. Posee un pequeño domo de 2 m³ para la separación del agua y el vapor.

El contenido de inquemados y cenizas en los gases de escape de los motores, provoca un gran ensuciamiento de la superficie evaporativa de la caldera por su parte exterior, afectando su eficiencia; por ello, parte del vapor generado se utiliza

Capítulo I: Situación de la energía. Sistema de recuperación de calor para grupos electrógenos.

para limpiarlos mediante sopleteado. Este proceso se hace automáticamente y con una alta frecuencia.

Con estas mismas características, de no tener quemadores y ser de tubos de agua, existen calderas de gran porte, una de ellas puede ser apreciada en la fig. 1.10. También, se construyen pequeñas y de tubos de fuego (González Á. M., 2015).



Figura 1.10: Caldera de recuperación de calor de tubos de agua y sin quemadores auxiliares.

Fuente: (González Á. M., 2015)

En aquellos casos en que la corriente de gas no garantice la energía para la generación de vapor necesaria o la estabilidad de su suministro como tal, se

Capítulo I: Situación de la energía. Sistema de recuperación de calor para grupos electrógenos.

pueden colocar quemadores auxiliares, en cuyo caso será necesario que la caldera disponga de un horno, véase la fig. 1.11.

En los casos en que la caldera tiene horno, puede tener pantallas de agua, así como sobrecalentadores, economizadores y calentadores de aire.

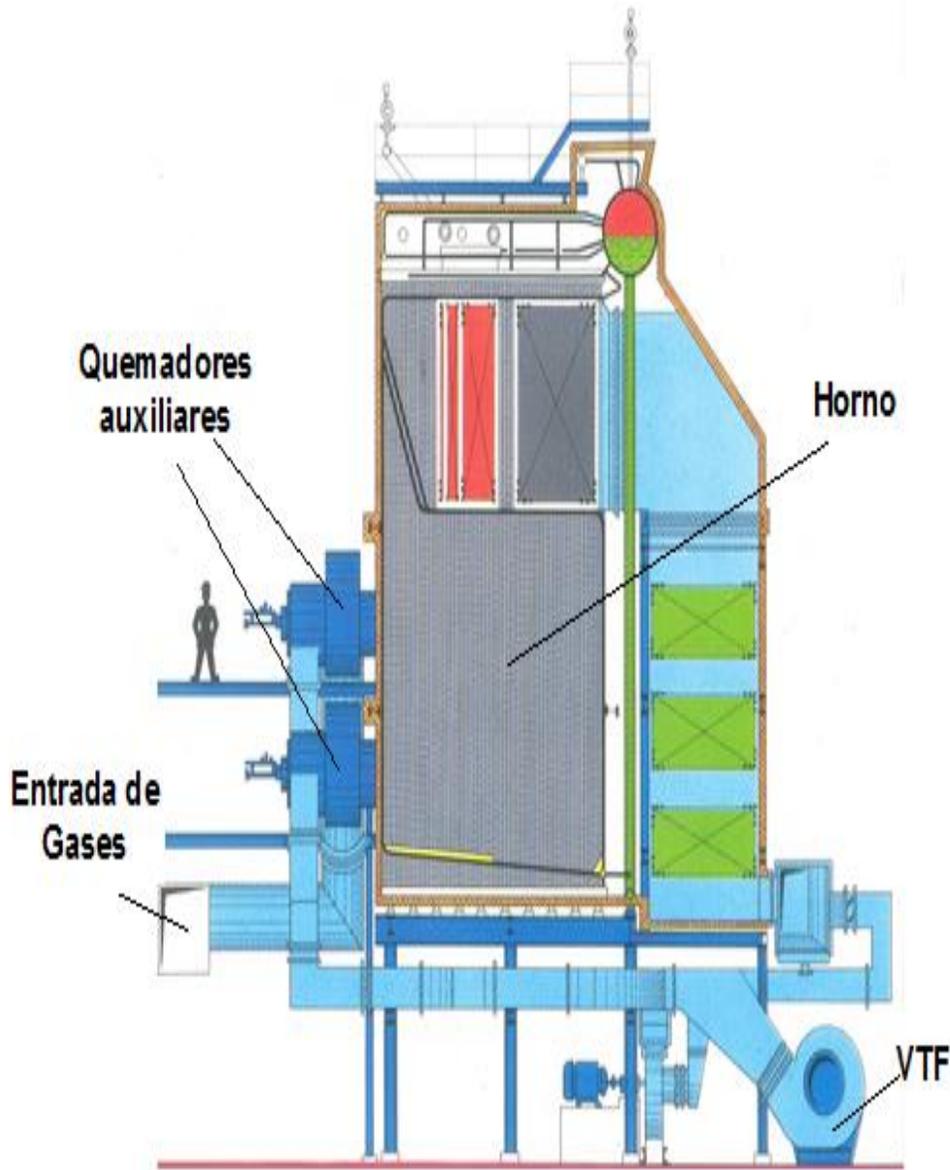


Figura 1.11: Caldera recuperadora de calor con quemadores auxiliares.

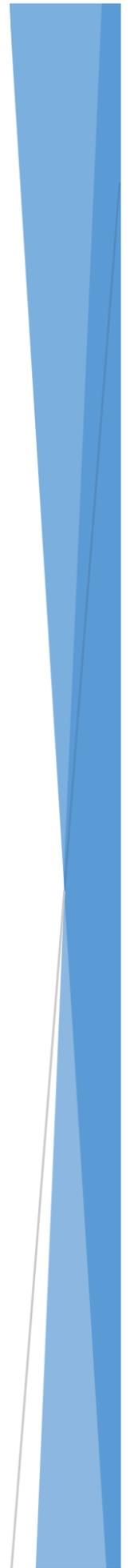
Fuente: (González Á. M., 2015)

Las calderas recuperadoras de calor instaladas en las plantas de **energías** tienen quemadores auxiliares (González Á. M., 2015).

1.8- Conclusiones parciales del capítulo

1. Aproximadamente el 90 % de la energía consumida proviene de recursos fósiles no renovables y se estima para las reservas de petróleo conocidas hasta la actualidad un tiempo de explotación aproximado de 40 años.
2. En Cuba el Sistema Electroenergético (SEN) tenía una capacidad instalada de 4 275,1 MW en el año 2005, ya para el 2010 existía una capacidad de generación de 5852,6 MW, de ellos el 22,9% se lograba a partir de grupos electrógenos de diésel y fuel.
3. En el país están instalados actualmente un total de 951 grupos electrógenos diésel y 506 que operan con fuel-oil, para una potencia instalada de 2543 MW.
4. Cuba en su carácter de país subdesarrollado debe asegurar el uso eficiente de la energía, mediante el uso de la cogeneración, de esta forma se ahorra gran cantidad de combustible primario, al producir simultáneamente energía eléctrica, calor y/o frío.
5. Con la cogeneración se obtiene entre un 15 y un 40% de ahorro de energía primaria en comparación con la producción independiente de calor y electricidad.
6. En motores de combustión de grupos electrógenos la temperatura de salida de los gases alcanza valores cercanos a los 400°C, por lo que el mayor porcentaje de cogeneración se alcanza haciendo uso de los mismos a partir de calderas recuperadoras.

Capítulo II: Metodología para el sistema de cogeneración.



Capítulo II: Metodología para el sistema de cogeneración.

2.1- Introducción al capítulo.

En este capítulo se describen las principales partes del emplazamiento de motores del grupo electrógeno, los parámetros de trabajo y el esquema de la instalación. Se define la metodología a emplear para el diseño termo-hidráulico de la caldera recuperadora a emplear para cogenerar a partir de los gases de escape de los motores HIMSEN HYUNDAI 9H21/32.

2.2- Descripción de la Central Eléctrica de Fuel Oil.

Una Central Eléctrica de Fuel Oil como muestra la figura 2.1 es un emplazamiento donde la gran mayoría de sus componentes están instalados en contenedores diseñados para tal propósito.



Fig. 2.1: Emplazamiento de generación distribuida fuel oil.

Fuente: (CNCI, 2007)

Los elementos principales que posee un emplazamiento de este tipo se dividen en dispositivos de una batería y componentes comunes. Estos últimos son únicos para toda la central eléctrica. Dentro de ellos está la sala de control y monitoreo remotos, la planta de tratamiento de agua (WTU) y el generador de arranque en negro (BSG). Un emplazamiento de generación distribuida tiene una o varias baterías. De su cantidad depende la capacidad de generación total de la central. Cada batería está compuesta por cuatro grupos motor-generator (MDU), una planta de tratamiento de combustible y aceite (HTU), una unidad de control eléctrico (ETU), dos compresores (uno de alta y otro de baja presión), una caldera recuperativa (CRC) y un transformador de enlace con el sistema eléctrico nacional. Su esquema de funcionamiento se indica en la figura 2.2.

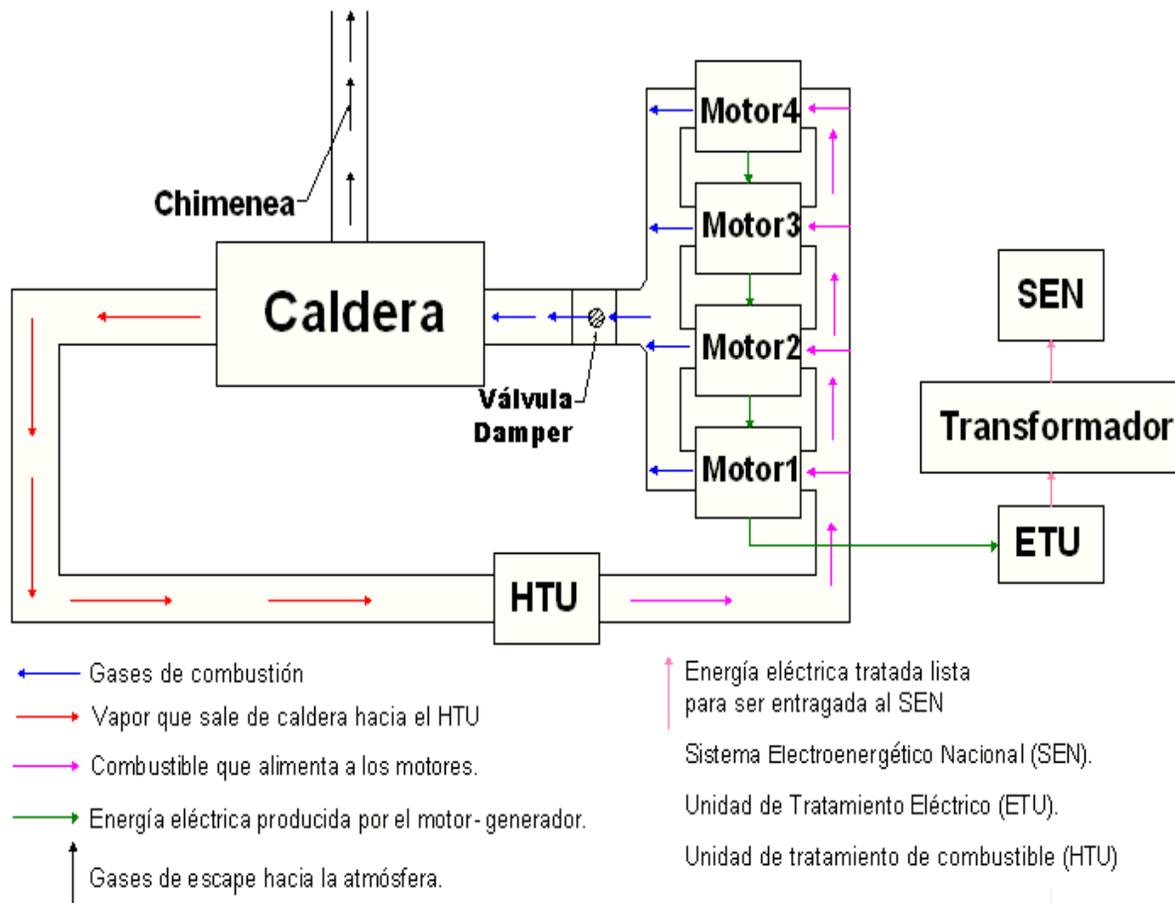


Fig. 2.2: Esquema de funcionamiento de una batería de una Central de Fuel.
(Fuente: elaboración propia).

Necesariamente para el buen funcionamiento de los procesos industriales donde interviene el agua se necesita un tratamiento previo para evitar daños en los diferentes sistemas. El propósito de la planta de tratamiento de agua es garantizar las características físicas y químicas del agua que demanda el fabricante. El agua en la central de fuel se utiliza para tres objetivos fundamentales, uno es el enfriamiento del motor, aceite y aire de carga, otro es alimentar a la caldera para producir vapor y el último es garantizar el funcionamiento de las purificadoras de aceite y combustible. En la planta de tratamiento de agua existen al ingreso del agua filtros mecánicos de arena y carbón para eliminar sólidos, barro, arena, bacterias, olores, colores y sabores que trae de su fuente externa, ya sean ríos, presas, o pozos (CNCI, 2007).

Capítulo II: Metodología para el sistema de cogeneración.

El grupo motor-generator está compuesto por un motor diésel HIMSEN 9H21/32, el generador eléctrico HYUNDAI 1,7 MW y los paneles de control. El motor diésel 9H21/32 está diseñado para consumir fuel oil como combustible, tiene una potencia mecánica de 1800 kW, 9 cilindros en línea y 900 rpm de velocidad nominal. El generador eléctrico HYUNDAI es trifásico sincrónico, con una potencia nominal de 1701 kW, un voltaje nominal de 4,16 kV, corriente nominal de 295,1 A y una frecuencia de 60 Hz.

La planta de tratamiento de combustible y aceite está diseñada para garantizar los parámetros de presión y viscosidad del combustible para que sean quemados eficientemente en el motor diésel (6 bar y 12 cSt), eliminar el contenido de sólidos y agua en el combustible y el aceite mediante un proceso de centrifugado (depuración). Posibilitar el funcionamiento del motor diésel con combustible ligero o pesado según sea la demanda. Esta planta está conformada por 3 depuradoras (2 de combustible y una de aceite), bombas reforzadas, válvulas de 3 vías de suministro de combustible pesado y ligero, sistemas de control de viscosidad, un tanque de lodo, entre otros. La depuradora es un equipo altamente complejo, posee dos funciones fundamentales, una es extraer los sólidos presentes en el combustible o el aceite y la otra es extraer el agua de ambos si no está en estado de emulsión (mezclados casi homogéneamente por la agitación mecánica). Este equipo basa su principio en incrementar la fuerza separadora de dos líquidos insolubles incorporando fuerza centrífuga a estos. Las depuradoras de aceite trabajan continuamente realizándole el centrifugado de cada motor durante una hora uno por uno, o sea, en una planta de 4 motores la depuradora necesita 4 horas para limpiar el aceite de cada motor por separado. La depuración del fuel oil se realiza a 98 °C y el aceite a 90 °C (CNCI, 2007).

La caldera de una central de fuel de generación distribuida es recuperativa, ya que utiliza la energía en forma de calor de los gases de escape antes de expulsarse a la atmósfera para producir vapor y calentar agua. Básicamente es un intercambiador de calor de tubos y coraza, o sea, los gases de escape viajan a un colector común para más tarde ponerlos en contacto con la superficie exterior de los tubos por donde circula el agua tratada de abajo hacia arriba, el agua por su

Capítulo II: Metodología para el sistema de cogeneración.

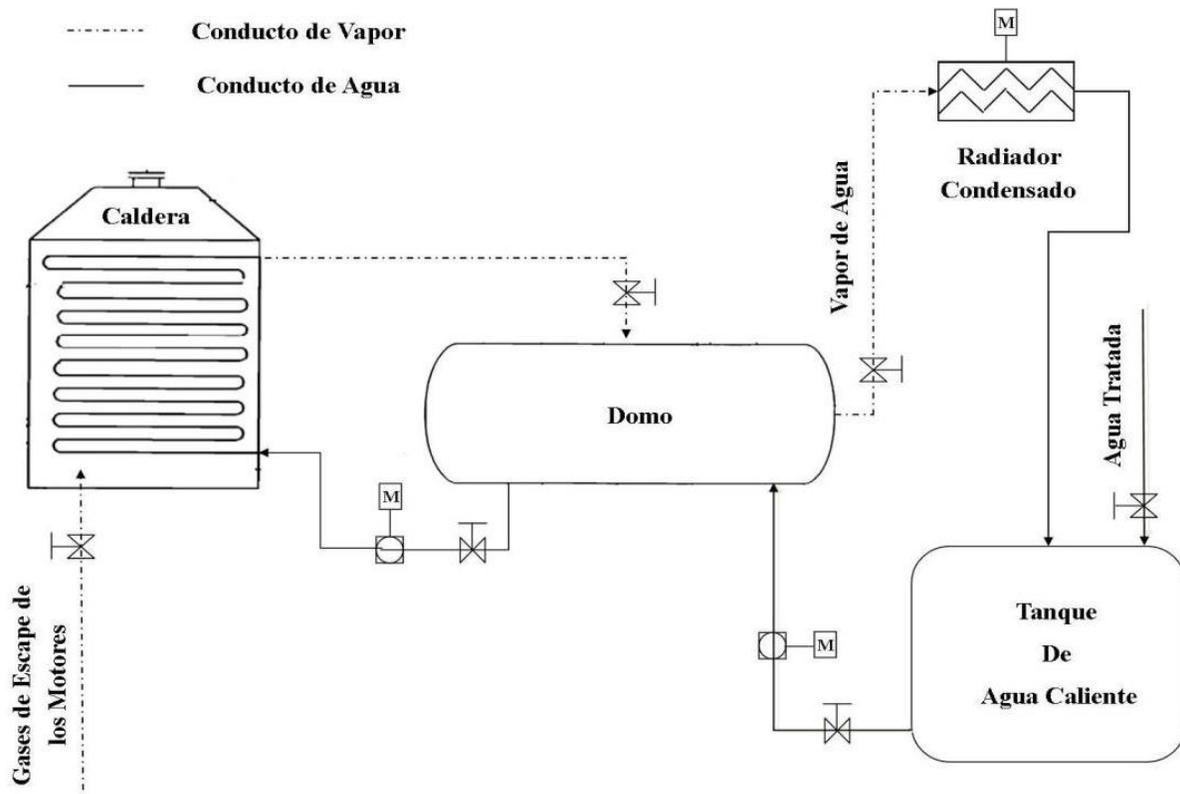


Figura 2.4: Esquema de trabajo de la caldera.

(Fuente: Hyundai Heavy Industries Co. Engine & Machinery Division).

La caldera recuperativa en particular tiene una presión nominal de 7 bar (aunque está diseñada para una presión de 11 bar), una producción de vapor de 1000kg/h=1t/h, un flujo de gases de escape de 53 200 kg/h, los gases entran a 350 °C y salen a 250 °C por la chimenea, la altura de la chimenea es de 21 m, un flujo de agua de alimentación de 7m³/h, y posee circulación forzada. Su domo es de 1100 y 2476 mm de diámetro y longitud respectivamente, un peso de 3,05 ton, una capacidad de 2 m³, una temperatura de operación de 169,6 °C y una presión de trabajo de 7 bar. Volviendo a los gases de escape de los motores fuel se puede afirmar que estos a su paso arrastran determinadas impurezas que se van depositando en la superficie exterior de los tubos de agua, creando una capa que obstruye la transferencia de calor de los gases al agua. Por tanto, esta caldera además de tomar vapor para calentar el fuel oil dedica un por ciento de ese vapor en un mecanismo de auto soplado por atomización de la superficie exterior de los tubos, eliminando así las impurezas depositadas. Este sistema funciona cada 40

Capítulo II: Metodología para el sistema de cogeneración.

segundos de forma giratoria, enviando así suficiente vapor para la limpieza adecuada de la superficie externa del tubo, mejorando también la transferencia de calor que es el principal propósito de este dispositivo. En general el vapor producido por la caldera recuperativa se emplea para el calentamiento del combustible y el aceite que garantizan el trasiego, en la combustión del fuel oil, en la purificación del aceite y el combustible, y en el sistema de auto limpieza de los tubos de la caldera.

Por último, el transformador de enlace con el sistema eléctrico nacional es el que garantiza que la energía producida de la planta llegue al sistema eléctrico nacional que es su destino final, exceptuando cuando se está en presencia de un desastre natural y se esté generando en modo de isla. Dentro de sus características fundamentales están que su voltaje nominal es de 4,16 kV, su potencia es de 8,5 MVA, su enfriamiento es del tipo ONAN y su conexión es Δ/Y (CNCI, 2007).

2.3- Diseño de intercambiadores de casco y tubos.

Cuando los requerimientos de área para la transferencia de calor exceden los 10 m² se recomienda un intercambiador de casco y tubos en lugar de un intercambiador de doble tubo (Albitres, 2010).

2.3.1- Curso de los fluidos.

El primer paso es seleccionar cuál fluido va por el lado del casco y el que va por el lado de los tubos (Albitres, 2010).

Corrosión. El fluido más corrosivo deberá ser enviado por el lado de los tubos.

Incrustaciones. El fluido que tiene una mayor tendencia a formar incrustaciones en las superficies deberá enviarse por los tubos. Esto permite un mejor control sobre la velocidad de diseño del fluido, y las altas velocidades permitidas por el lado de los tubos reducen la formación de incrustaciones. También, los tubos son más fáciles de limpiar.

Temperaturas de los fluidos. Si las temperaturas son lo suficientemente altas para requerir el uso de aleaciones resistentes a temperaturas altas, el fluido caliente por el lado de los tubos reduce el costo total. A temperaturas moderadas, el envío del fluido caliente por el lado de los tubos reduce las temperaturas en el casco, y por

Capítulo II: Metodología para el sistema de cogeneración.

lo tanto se reduce la necesidad de protección para evitar las pérdidas de calor, o por razones de seguridad.

Presiones de operación. Las corrientes a alta presión deberán ser enviadas por el lado de los tubos. Altas presiones en el lado de los tubos son más económicas que altas presiones en el lado del casco.

Caída de presión. Para la misma caída de presión, se obtienen altos coeficientes de transferencia en el lado de los tubos.

Velocidades de flujo de las corrientes. Enviar el fluido con menor velocidad por el lado del casco, esto normalmente da el costo de diseño más económico.

2.3.2- Diferencia media de temperaturas.

En la mayoría de intercambiadores de casco y tubos el flujo será una mezcla de flujos en co-corriente, contracorriente y cruzado (Albitres, 2010).

$$MLTD = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln\left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}\right)} \quad (2.1)$$

T_1 , T_2 , t_1 y t_2 son las temperaturas correspondientes de entrada y salida de ambos fluidos

MLTD: diferencia de temperatura media logarítmica

La práctica usual en el diseño de intercambiadores de casco y tubos es estimar la “diferencia de temperaturas verdadera” a partir de la diferencia de temperaturas media logarítmica mediante la aplicación de un factor de corrección para compensar la desviación de un flujo real en contracorriente.

$$\Delta T = F_t \cdot MLTD \quad (2.2)$$

Con lo cual:

$$Q = U \cdot A \cdot MLTD \cdot F_t \quad (2.3)$$

$$A = \frac{Q}{U \cdot MLTD \cdot F_t} \quad (2.4)$$

Donde:

F_t : factor de corrección de temperatura (factor térmico)

ΔT : diferencia de temperaturas verdadera

U : coeficiente global de diseño

A : área de transferencia

Q : calor total transferido

Capítulo II: Metodología para el sistema de cogeneración.

El factor de corrección es una función de las temperaturas de los fluidos que van por el casco y los tubos, y el número de tubos y pasos en el casco. El F_t es normalmente correlacionado como una función de dos razones adimensionales de temperatura.

$$R = (T_1 - T_2)/(t_2 - t_1) \quad (2.5)$$

$$S = (t_2 - t_1)/(T_1 - t_1) \quad (2.6)$$

R: es igual a la velocidad del fluido en el casco por el calor específico; dividido por el producto del flujo en el lado de los tubos por el calor específico del fluido por el lado de los tubos.

S: es una medida de la eficiencia de temperaturas del intercambiador.

Para un intercambiador con 1 paso en el lado del casco y un número par de pasos en los tubos, el factor de corrección está dado por:

$$F_t = \frac{\sqrt{(R^2+1)} \ln[(1-S)/(1-RS)]}{(R-1) \ln \left[\frac{2-S \left[R+1 - \sqrt{(R^2+1)} \right]}{2-S \left[R+1 + \sqrt{(R^2+1)} \right]} \right]} \quad (2.7)$$

El valor de F_t generalmente se halla con el uso de tablas a partir de los valores de R y S para cada uno de los tipos de intercambiadores.

Un diseño económico de intercambiadores no puede ser obtenido si el factor de corrección F_t es menor que 0,75.

Cuando se transfiere calor sensible y calor latente, es necesario dividir los perfiles de temperatura en secciones y calcular la diferencia media de temperaturas para cada sección.

2.3.3- Factores de incrustación (o resistencias a la incrustación)

Tanto la resistencia a la incrustación para el fluido que circula por el lado de los tubos (rt), y para el que circula por el lado del casco (rs), se selecciona de acuerdo al tipo de fluidos en tablas. Se expresa en $(W/m^2 \text{ } ^\circ\text{C})^{-1}$

2.3.4- Coeficiente de película para el lado de los tubos.

$$h_t = J_H \left(\frac{k}{D_i} \right) R_e \left(\frac{C_P \mu}{k} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (2.8)$$

h_t : coeficiente pelicular por los tubos ($W/m^2 \text{ } ^\circ\text{C}$)

Capítulo II: Metodología para el sistema de cogeneración.

k , μ , C_p : propiedades físicas del fluido que circula por los tubos (conductividad térmica, viscosidad y calor específico)

D_i : diámetro interior de la tubería

J_H : factor de Colburn por los tubos (se evalúa en tablas como función del número del Reynolds (Re_t) para el fluido que circula por los tubos)

$$Re_t = \frac{D_i G_t}{\mu} \quad (2.9)$$

G_t → velocidad másica del fluido que circula por los tubos (kg/s m²)

$$G_t = \frac{m_t}{a_t} \quad (2.10)$$

m_t → flujo másico en el lado de los tubos: kg/s

a_t → área de flujo en el lado de los tubos: m²

$$a_t = \frac{N_t a'_t}{n} \quad (2.11)$$

N_t → número de tubos en el haz

a'_t → área de sección transversal de un tubo: m²

n → número de pasos en el lado de los tubos.

2.3.5- Coeficiente de película para el lado del casco.

Se estima a partir de la misma ecuación de la parte de los tubos, pero usando un factor de Colburn para el lado del casco (J_{Hs}), el cual se evalúa en tablas como función del número del Reynolds (Re_s) para el fluido que circula por coraza y un diámetro equivalente para el lado del casco (D_e) en lugar del diámetro interior de la tubería (D_i), luego se tiene (Albitres, 2010):

$$h_s = J_{Hs} \left(\frac{k}{D_e} \right) Re \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (2.12)$$

$$Re_s = \frac{D_e G_s}{\mu} = \frac{v_s D_e \rho}{\mu} \quad (2.13)$$

v_s → velocidad lineal del fluido que circula por el lado del casco: m/s

ρ : densidad del fluido: kg/m³

G_s → velocidad másica del fluido que circula por el lado del casco: kg/s m²

$$G_s = \frac{m_s}{a_s} \quad (2.14)$$

m_s → masa circulante en el lado del casco: kg/s

a_s → área de flujo en el lado del casco: m²

Capítulo II: Metodología para el sistema de cogeneración.

a) Según la “Tubular Exchanger Manufacturers Association” (TEMA), para intercambiadores de dimensiones estándar:

$$a_s = \frac{D_s c' B}{Pt} \quad (2.15)$$

D_s → diámetro del casco: m

Pt → distancia entre centros de tubos: m

c' → distancia entre tubos: m

B → distancia entre pantallas: m

b) Para un hipotético conjunto de tubos dentro del casco:

$$a_s = \frac{(P_t - d_0) D_s B}{P_t} \quad (2.16)$$

d_0 : diámetro exterior del tubo: m

2.3.6- Diámetro equivalente.

a) Para un arreglo triangular, el diámetro equivalente está dado por:

$$D_e = \frac{1,10}{d_0} (P_t^2 - 0,917d_0^2) \quad (2.17)$$

a) Para un arreglo cuadrado, el diámetro equivalente está dado por:

$$D_e = \frac{1,27}{d_0} (P_t^2 - 0,785d_0^2) \quad (2.18)$$

2.3.7- Área de transferencia de calor.

En el diseño de un intercambiador de calor, se deben definir (Albitres, 2010):

a) Área disponible ($A_d \rightarrow m^2$)

Para realizar la transferencia de calor se debe suponer una unidad estándar, la cual tendrá un área de transferencia de calor disponible, dada por el área lateral (A_{lt}) de los tubos del “haz”.

$$A_d = A_{lt} N_t \quad (2.19)$$

N_t : número de tubos del haz

b) Área requerida

Se calcula mediante la siguiente ecuación con un coeficiente total de transferencia de calor calculado (U), bajo las condiciones de operación del intercambiador propuesto. Siempre el área de transferencia de calor disponible debe ser mayor que el área requerida en un exceso entre 10 y 20% (Albitres, 2010).

$$A = \frac{Q}{U \Delta T} \quad (2.20)$$

Capítulo II: Metodología para el sistema de cogeneración.

Dicho coeficiente total de transferencia se halla a partir de la ecuación:

$$Ud = \frac{1}{\frac{1}{h_t} + r_t \cdot \frac{do}{di} + \frac{do}{2Kt} \cdot \ln \frac{do}{di} + r_s + \frac{1}{h_s}} \quad (2.21)$$

Kt : conductividad térmica del metal de la tubería

2.3.8- Caídas de presión.

a) Caída de presión en el lado de los tubos (ΔP_t).

Hay varios criterios en el cálculo de intercambiadores a la hora de hallar las caídas de presión, en este caso se utiliza el método de Kern, el cual se ajusta al sistema inglés de unidades (Kern, 1999).

Existen dos causas principales para la pérdida de presión en el lado de los tubos en un intercambiador de casco y tubos: las pérdidas por fricción en los tubos y las pérdidas debido a las expansiones y contracciones y en los retornos que experimenta el flujo del fluido al pasar a través del arreglo de los tubos. Se calculan mediante la ecuación:

$$\Delta P_t = \frac{1}{2} \frac{f G_t^2 L n}{5.22 \cdot 10^{10} D_e s \phi_t} \quad (2.22)$$

Donde:

f : factor de fricción para el lado del tubo

G_t : velocidad másica por los tubos

L : longitud del tubo

n : número de pasos por los tubos

D_e : diámetro interior de la tubería

s : gravedad específica del fluido por los tubos

ϕ_t : factor de corrección por viscosidad en los tubos

b) Caída de presión en el lado del casco (ΔP_s).

El modelo de flujo en el casco de un intercambiador con pantallas segmentadas, es complejo y esto hace la predicción del coeficiente total de transferencia de calor y la caída de presión mucho más difícil que para el lado de los tubos. La caída de presión para el lado del casco se puede evaluar según Kern usando la ecuación (Kern, 1999):

$$\Delta P_s = \frac{f G_s^2 D_s (N+1)}{5.22 \cdot 10^{10} D_e s \phi_s} \quad (2.23)$$

Capítulo II: Metodología para el sistema de cogeneración.

Donde:

f : factor de fricción para el lado de la coraza

G_s : velocidad másica por la coraza

D_s : diámetro de la coraza

$(N + 1)$: número de cruces

s : gravedad específica del fluido por la coraza

ϕ_s : factor de corrección por viscosidad en la coraza

2.4- Consideraciones generales de diseño de intercambiadores de casco y tubos.

2.4.1- Velocidades del fluido en los tubos y el casco.

Altas velocidades darán altos coeficientes de transferencia, pero también altas caídas de presión. Las velocidades deben ser altas para evitar el asentamiento de sólidos suspendidos, pero no tan altas que causen erosión. Altas velocidades reducen las incrustaciones. Dispositivos plásticos son algunas veces usados para reducir la erosión en la entrada de los tubos. Velocidades típicas de diseño son dadas a continuación (Albitres, 2010):

Líquidos

Lado de los tubos, Fluido de proceso: 1 a 2 m/s, máximo 4 m/s si se requiere para reducir las incrustaciones; agua 1,5 a 2,5 m/s

Lado del casco: 0,3 a 1 m/s

Vapores

Para vapores, la velocidad usada depende de la presión de operación y de la densidad del fluido; los valores bajos en los rangos dados a continuación se aplican a materiales de alto peso molecular.

Vacío 50 a 70 m/s

Presión atmosférica 10 a 30 m/s

Alta presión 5 a 10 m/s

2.4.2- Temperaturas de las corrientes.

La menor aproximación de temperaturas usada (la diferencia entre la temperatura de salida de una corriente y la temperatura de entrada de la otra corriente) dará una mayor área de transferencia de calor requerida para una carga dada. El valor

Capítulo II: Metodología para el sistema de cogeneración.

óptimo dependerá de la aplicación, y solamente puede determinarse mediante un análisis económico de alternativas de diseño. Como una guía general, la mayor diferencia de temperaturas deberá ser como mínimo 20 °C y la menor diferencia de temperaturas 5 a 7 °C para enfriadores usando agua de enfriamiento y 3 a 5 °C usando soluciones de salmuera refrigerantes. El máximo rango de temperatura en agua de enfriamiento recirculada es limitado a 30 °C. Especial cuidado deberá tenerse de que la temperatura media del agua de enfriamiento deberá mantenerse por sobre el punto de congelamiento de los materiales de proceso. Cuando el intercambio de calor es entre fluidos de proceso para recuperación de calor, la aproximación óptima de temperaturas normalmente no debe ser menor que 20 °C (Albitres, 2010).

2.4.3- Caída de presión.

En muchas aplicaciones la caída de presión disponible para enviar los fluidos a través del intercambiador será fijada por las condiciones del proceso, y la caída de presión permisible variará desde unos pocos milibares en servicios al vacío a varios bares en sistemas a alta presión. Cuando el diseñador es libre de seleccionar la caída de presión, puede hacerse un análisis económico para determinar el diseño del intercambiador el cual, de los mínimos costos de operación, tomando en consideración tanto el capital de inversión y los costos de bombeo. Sin embargo, un análisis económico completo será justificado solamente para intercambiadores muy grandes y costosos. Los valores sugeridos a continuación pueden usarse como una guía general, y ellos darán diseños que estén cerca del óptimo (Albitres, 2010).

Líquidos

Viscosidad < 1 mN s/m ²	35 kN/m ²
1 hasta 10 mN s/m ²	50 - 70 kN/m ²

Gases y vapores

Alto vacío	0,4 - 0,8 kN/m ²
Vacío medio	0,1 x presión absoluta
1 a 2 bar	0,5 x presión manométrica del sistema
Sobre 10 bar	0,1 x presión manométrica del sistema

Capítulo II: Metodología para el sistema de cogeneración.

Cuando se utiliza una caída de presión alta, debe tenerse cuidado que la alta velocidad resultante del fluido no cause erosión o que el flujo del fluido induzca vibración.

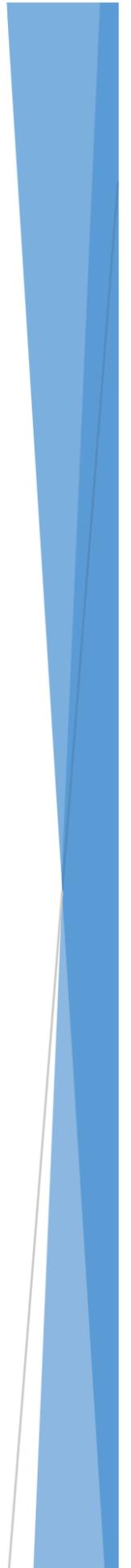
2.4.4- Propiedades físicas.

Las propiedades físicas requeridas del fluido para el diseño de intercambiadores de calor son: viscosidad, conductividad térmica y correlaciones de temperatura-entalpía (calores latentes y específicos), las conductividades térmicas de los metales más comunes en la fabricación de intercambiadores están tabuladas de acuerdo a la temperatura de operación (Albitres, 2010).

2.5- Conclusiones parciales del capítulo.

1. En el emplazamiento de grupos electrógenos no utilizan la totalidad de los gases de escape, liberando un por ciento considerable a altas temperaturas directamente a la atmósfera.
2. Para el diseño de una nueva caldera es importante saber determinar qué fluido circulará por los tubos y cuál por la coraza, ya que si no se elige de forma correcta puede traer consecuencias negativas a largo plazo como es el caso de las incrustaciones excesivas y caídas de presión no permitidas.
3. En el diseño de intercambiadores de calor de tubos y coraza el cálculo hidráulico determina si las dimensiones seleccionadas durante el cálculo térmico, son correctas o no.

Capítulo III: Estudio de caso.



3.1- Introducción al capítulo.

El siguiente capítulo comprende un conjunto de cálculos realizados durante el diseño térmico del generador de vapor. Se muestran los resultados del cálculo hidráulico, que confirman que las dimensiones seleccionadas son correctas. Y finalmente se determina el ahorro económico que produce el uso de este equipo en un año de explotación.

3.2- Cálculo para determinar las posibilidades de aumento de generación de vapor mediante cogeneración en el grupo electrógeno.

Como se expuso en el capítulo II la caldera genera 1t/h de vapor con una presión de operación de 7 bar, un flujo de gases de escape de 53 200 kg/h, los gases entran a 350 °C y salen a 250 °C por la chimenea, por lo que para aumentar la generación de vapor de la caldera es necesario disminuir la temperatura de salida de los gases, lo que permite un mayor aprovechamiento del calor contenido en ellos. Esta temperatura de salida está limitada por el porcentaje de azufre que posee el combustible utilizado, ya que no debe ser menor que la temperatura de rocío para evitar la formación de ácido sulfúrico, lo que provocaría la corrosión de los componentes de la caldera. Este porcentaje de azufre en el combustible se obtuvo de la factura que traen los carros cisterna y es de aproximadamente un 3%, por lo que según lo expresado por (González Á. M., 2015), para este porcentaje la temperatura oscila entre 130-158 °C, se trabaja por comodidad con 160 °C.

Tabla 3.2: Condiciones de proceso.(Fuente: Elaboración propia).

Temperatura de entrada de los gases	$T_1 = 350 \text{ }^\circ\text{C}$
Temperatura de salida de los gases	$T_2 = 160 \text{ }^\circ\text{C}$
Temperatura de entrada del agua	$t_1 = 65 \text{ }^\circ\text{C}$
Temperatura de salida del vapor	$t_2 = 164,9 \text{ }^\circ\text{C}$
Flujo másico de gases de la combustión	$\dot{m}_g = 53\,200 \text{ kg/h} = 14,77 \text{ kg/s}$

Capítulo III: Estudio de caso.

Con estos datos se calcula el flujo de calor transferido de los gases al agua con un estimado de pérdidas por radiación del 6 %.

$$\dot{Q}_a = 0,94\dot{Q}_g \quad (3.1)$$

Donde:

\dot{Q}_g - carga térmica de los gases de escape

\dot{Q}_a - carga térmica del agua.

0,94- coeficiente que considera la pérdida de calor por radiación al medio ambiente

Luego:

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_g c_p \Delta T = \dot{m} c_p \quad (3.2)$$

c_p : calor específico de los gases a ΔT

ΔT : variación de temperatura de los gases durante su trayectoria por la caldera

$$\Delta T = T_1 - T_2 = (350 \text{ °C} - 160 \text{ °C}) = 190 \text{ °C} \quad (3.3)$$

Para gases de escape a 190 °C, se tiene un $c_p = 1,094 \text{ kJ/kg °C}$. (Anexo I)

$$\dot{Q}_g = 14,77 \text{ kg/s} \cdot 1,094 \text{ kJ/kg °C} \cdot (350 \text{ °C} - 160 \text{ °C})$$

$$\dot{Q}_g = 3\,070 \text{ kW}$$

Por lo que:

$$\dot{Q}_a = 0,94\dot{Q}_g = 0,94 \cdot 3\,070 \text{ kW} = 2\,885,9 \text{ kW}$$

Finalmente, para determinar el flujo másico de vapor usamos la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_a \cdot (h_v - h_l) \quad (3.4)$$

Despejando \dot{m}_a queda:

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{Q}_a}{(h_v - h_l)} \quad (3.5)$$

Donde:

\dot{m}_a : flujo másico de vapor

h_l : entalpía del líquido a la entrada

h_v : entalpía del vapor a la salida

Para agua líquida a $t_1 = 65 \text{ °C}$,se tiene $h_l = 272,116 \text{ kJ/kg}$ (Software Steam Tab).

Para vapor de agua a $t_2 = 164,9 \text{ °C}$,se tiene $h_v = 2\,762,7 \text{ kJ/kg}$ (Software Steam Tab).

Sustituyendo los valores:

$$\dot{m}_a = \frac{2\,885,9 \text{ kW}}{2\,762,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 272,116 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} = 1,15 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_a = 1,15 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot \frac{3\,600 \text{ s/h}}{1\,000 \text{ kg/t}} \approx 4 \text{ t/h}$$

Este resultado demuestra que con la disponibilidad de gases existente en una batería de motores es posible generar hasta 4 veces la cantidad de vapor que se genera actualmente. Posteriormente se realizará el cálculo termo-hidráulico de una caldera recuperadora capaz de aumentar la generación de vapor en la planta.

3.3- Diseño termo-hidráulico de la caldera recuperadora.

3.3.1- Cálculo térmico.

1- Parámetros de trabajo del intercambiador:

- El intercambiador se diseñará para una presión de operación de 7 bar.
- Los gases por presentar una mayor tendencia a formar incrustaciones circularán por los tubos y el agua por la coraza.
- Una producción de vapor de 3 t/h (aproximadamente 0,83 kg/s).
- El flujo másico de agua de alimentación será el flujo de vapor más el 20 % para evitar la vaporización total en la coraza, con un valor de 3,75 t/h (aproximadamente 1,04 kg/s).
- Se dispone de un flujo másico de gases igual a 15 200 kg/h (aproximadamente 14,78 kg/s).

Tabla 3.1: Temperaturas iniciales y finales de ambos fluidos.

(Fuente: Elaboración propia).

Fluidos	Entrada (°C)	Salida (°C)
Gases de escape	T1 = 350	T2 = 200
Agua	t1 = 65	t2 = 164,9

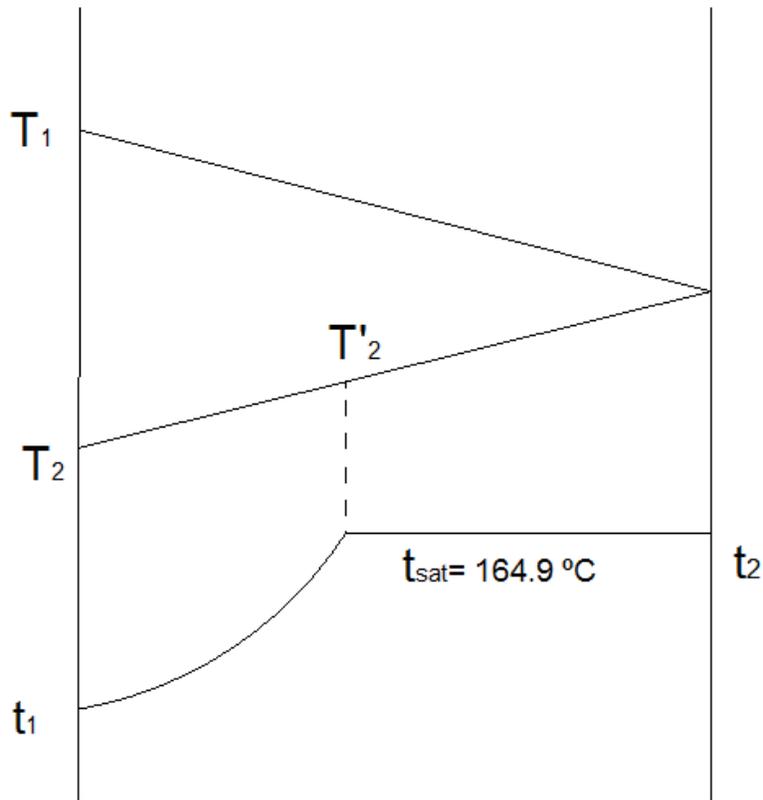


Figura 3.1: Diagrama de temperaturas en el intercambiador.

(Fuente: Elaboración propia).

2- Determinar el calor intercambiado (Q).

En este tipo de intercambiador al existir cambio de fase en el interior de la coraza se realizan los cálculos de las zonas de precalentamiento (fase líquida donde ocurre la transferencia de calor sensible) y vaporización (fase vapor donde ocurre la transferencia de calor latente) por separado. Por lo que el calor total transferido se calcula como:

$$Q = Q_p + Q_v \quad (3.6)$$

Q : Calor total transferido

Q_p : Calor transferido en la zona de precalentamiento

Q_v : Calor transferido en la zona de vaporización

Precalentamiento:

Se determina el calor intercambiado para la zona de precalentamiento mediante la ecuación:

$$Q_p = m_{cl}(h_{t2(lq)} - h_{t1}) \quad (3.7)$$

Capítulo III: Estudio de caso.

Donde:

m_{cl} : Flujo másico del fluido frío (líquido)

$h_{t2(líq)}$: Entalpía del líquido a t2

h_{t1} : Entalpía del líquido a t1

Para agua líquida a $t2 = 164,9\text{ }^{\circ}\text{C}$, $h_{t2(líq)} = 696\ 800\ \text{J/kg}$ (Software Steam Tab)

Para agua líquida a $t1 = 164,9\text{ }^{\circ}\text{C}$, $h_{t1} = 272\ 116\ \text{J/kg}$ (Software Steam Tab)

Luego:

$$Q_p = m_{cl}(h_{t2(líq)} - h_{t1}) = 1,0375(696\ 800 - 272\ 116) = 440\ 609,65\ \text{W}$$

Vaporización:

Se determina el calor intercambiado para la zona de vaporización mediante la ecuación:

$$Q_v = m_{cv}(h_{t2(vap)} - h_{t2(líq)}) \quad (3.8)$$

Donde:

m_{cv} : Flujo másico del fluido frío (vapor)

$h_{t2(vap)}$: Entalpía del vapor a t2

Para vapor de agua a $t2 = 164,9\text{ }^{\circ}\text{C}$, $h_{t2(vap)} = 2\ 762\ 700\ \text{J/kg}$ (Software Steam Tab)

Luego:

$$Q_v = m_{cv}(h_{t2(vap)} - h_{t2(líq)}) = 0,83(2\ 762\ 700 - 696\ 800) = 1\ 714\ 697\ \text{W}$$

Por lo tanto:

$$Q = Q_p + Q_v = 440\ 609,65 + 1\ 714\ 697 = 2\ 155\ 306,65\ \text{W}$$

3- Cálculo del flujo másico de gases necesario.

Se conoce que:

$$Q = m_h C_{ph} \Delta T = m_h C_{ph} (T_1 - T_2) \quad (3.9)$$

Donde:

m_h : Flujo másico del fluido caliente (gases)

C_{ph} : Calor específico de los gases a ΔT

ΔT : Variación de temperatura del fluido caliente

Capítulo III: Estudio de caso.

Se despeja m_h , quedando:

$$m_h = \frac{Q}{c_{ph}\Delta T} \quad (3.10)$$

$$\Delta T = (T_1 - T_2) = 350 - 200 = 150 \text{ }^\circ\text{C} \quad (3.11)$$

Para $\Delta T = 150 \text{ }^\circ\text{C}$, $c_{ph} = 1\,082,5 \text{ J/kg K}$ (Anexo I)

Sustituyendo los valores:

$$m_h = \frac{Q}{c_{ph}\Delta T} = \frac{2\,155\,306,55}{1\,082,5 * 150} = 13,27 \text{ kg/s}$$

$13,27 \text{ kg/s} < 14,77 \text{ kg/s}$ \therefore el flujo de gases obtenido es correcto por ser menor al flujo disponible en el colector de escape de la batería de motores.

4- Determinar la diferencia de temperatura media logarítmica (MLTD):

En este caso específico de intercambiador, por existir cambio de fase, se determina un *MLTD* para cada zona y luego se obtiene un valor final que no es más que un balance entre la zona de líquido y la de vapor.

Primeramente se calcula una temperatura intermedia del fluido caliente (T'_2), la cual delimita las zonas de transferencia de calor sensible y calor latente en la curva de enfriamiento de los gases de escape.

Tomando como calor latente transferido el calor de la zona de vaporización se puede plantear que:

$$Q_v = m_h c_{ph} (T_1 - T'_2) \quad (3.12)$$

Despejando T'_2 queda:

$$T'_2 = T_1 - \frac{Q_v}{m_h c_{ph}} = 350 - \frac{1\,714\,697}{13,27 * 1\,082,5} = 230,66 \text{ }^\circ\text{C} \quad (3.13)$$

MLTD en la zona de precalentamiento.

$$MLTD_p = \frac{\Delta T_{1p} - \Delta T_{2p}}{\ln \frac{\Delta T_{1p}}{\Delta T_{2p}}} \quad (3.14)$$

$$\Delta T_{1p} = T'_2 - t_2 = 230,66 - 164,9 = 65,76 \text{ }^\circ\text{C} \quad (3.15)$$

$$\Delta T_{2p} = T_2 - t_1 = 200 - 65 = 135 \text{ }^\circ\text{C} \quad (3.16)$$

Sustituyendo:

$$MLTD_p = \frac{65,76 - 135}{\ln \frac{65,76}{135}} = 96,27 \text{ }^\circ\text{C}$$

MLTD en la zona de vaporización.

$$MLTD_v = \frac{\Delta T_{1v} - \Delta T_{2v}}{\ln \frac{\Delta T_{1v}}{\Delta T_{2v}}} \quad (3.17)$$

$$\Delta T_{1v} = T_1 - t_2 = 350 - 164,9 = 185,1 \text{ °C} \quad (3.18)$$

$$\Delta T_{2v} = T'_2 - t_1 = 230,66 - 65 = 165,66 \text{ °C} \quad (3.19)$$

Sustituyendo:

$$MLTD_v = \frac{185,1 - 165,66}{\ln \frac{185,1}{165,66}} = 175,2 \text{ °C}$$

Una vez calculados los *MLTD* de cada zona se determina el balanceado de la siguiente manera:

$$\frac{Q_p}{MLTD_p} = \frac{440\ 609,65}{96,27} = 4576,9 \quad (3.20)$$

$$\frac{Q_v}{MLTD_v} = \frac{1\ 714\ 697}{175,2} = 9\ 786,9 \quad (3.21)$$

$$\frac{\Sigma Q}{MLTD} = 4\ 576,9 + 9\ 786,9 = 14\ 363,8 \quad (3.22)$$

$$MLTD = \frac{Q}{\frac{\Sigma Q}{MLTD}} = \frac{2\ 155\ 306,65}{14\ 363,8} = 150 \text{ °C} \quad (3.23)$$

5- Suponer un coeficiente global de diseño (U_d).

$$U_d = 75 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

El valor es seleccionado según los recomendados en el (Anexo II)

6- Determinar el área provisional.

$$A_p = \frac{Q}{U_d * MLDT} = \frac{2\ 155\ 306,65}{75 * 150} = 191,5 \text{ m}^2 \quad (3.24)$$

Como $A_p > 10 \text{ m}^2$ se confirma que es necesario utilizar un intercambiador de tubos y coraza.

7-Determinar el factor de corrección de temperatura (F_t).

A partir de las ecuaciones (2.5) y (2.6):

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad R = \frac{350 - 200}{164,9 - 65} \quad R = 1,5$$

$$S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad S = \frac{164,9 - 65}{350 - 65} \quad S = 0,35$$

Donde:

R y S : son coeficientes utilizados para hallar el valor de (F_t).

Capítulo III: Estudio de caso.

Con los valores de R y S se busca el valor de F_t para encontrar el número de pasos por coraza. F_t tiene que ser mayor que 0,75 como recomienda la literatura, si es menor o no coincide se cambia el paso por coraza.

Utilizando el Anexo (III), el cual utiliza un paso por coraza.

$$F_t = 0,95 > 0,75$$

Por lo que el intercambiador tiene un solo paso por coraza.

8- Determinar la variación de temperatura verdadera (ΔT_v).

Utilizando la ecuación (2.2):

$$\Delta T_v = F_t \cdot MLDT = 0,95 \cdot 150 = 142,54^\circ C$$

9- Calcular el área tentativa (A_{tent}).

$$A_{tent} = \frac{Q}{U_d \cdot \Delta T_v} = \frac{2\,155\,306,65}{75 \cdot 142,54} = 201,59 \text{ m}^2 \quad (3.25)$$

10- Calcular el número de tubos (N_t).

$$N_t = \frac{A}{\pi \cdot d_o \cdot L} \quad (3.26)$$

d_o : Diámetro exterior de los tubos.

L : Longitud de los tubos.

El valor de $L = 20 \text{ pie} = 6,1 \text{ m}$ se asume según los recomendados por (Albitres, 2010) página 41.

Para tubos 1" BWG 18 el diámetro exterior del tubo $d_o = 0,0254 \text{ m}$ y el interior $d_i = 0,0229 \text{ m}$. (Anexo IV)

$$N_t = \frac{201,59}{3,14 \cdot 0,0254 \cdot 6,1} \quad N_t = 414,16$$

11- Normalizar el número de tubos (N_{tr}), el número de pasos por los tubos (n), el paso transversal (P_t), diámetro de la coraza (D_s) y seleccionar el tipo de arreglo.

Normalizando los valores para un arreglo triangular (Anexo V) se obtiene:

$$N_{tr} = 454 \quad n = 2 \quad P_t = 0,03175 \text{ m} \quad D_s = 0,7874 \text{ m}$$

12- Calcular el área disponible (A_d).

$$A_d = N_{tr} \cdot \pi \cdot d_o \cdot L = 454 \cdot \pi \cdot 0,0254 \cdot 6,1 = 220,98 \text{ m}^2 \quad (3.27)$$

13- Determinar las temperaturas calóricas.

(Kern, 1999) establece que:

$$\delta T = T_1 - T_2 \quad \delta T = 350 - 200 \quad \delta T = 150^\circ C \quad (3.28)$$

Capítulo III: Estudio de caso.

$$\delta t = t_2 - t_1 \quad \delta t = 164,9 - 65 \quad \delta t = 99,9 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.29)$$

$$\delta T > \delta t$$

Tabla 3.2: Temperaturas calóricas. (Fuente: Elaboración propia).

Si $\delta T > \delta t$ entonces:	Si $\delta T < \delta t$ entonces:
$tc = \frac{t_1 + t_2}{2}$	$tc = Tc + MLDT$
$Tc = tc + MLDT$	$Tc = \frac{T_1 + T_2}{2}$

$$tc = \frac{t_1+t_2}{2} \quad tc = \frac{65+164,9}{2} \quad tc = 114,95 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.30)$$

$$Tc = tc + MLDT \quad Tc = 114,95 + 150 \quad Tc = 265 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.31)$$

Tc y tc : Temperaturas calóricas.

14- Propiedades del fluido caliente a Tc .

Tabla 3.3: Propiedades físicas de los gases de combustión a Tc . (Anexo I)
(Fuente: Elaboración propia)

Viscosidad	μ	$2,69 \cdot 10^{-5}$	Pa s
Conductividad térmica	K	0,0455	W/m K
Densidad	ρ	0,663	kg/m ³

15- Calcular el área de flujo por los tubos (at).

Haciendo uso de la ecuación (2.11):

$$at = \frac{Ntr \cdot a't}{n}$$

$$a't = \frac{\pi \cdot di^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.0229^2}{4} = 4,1 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \quad (3.32)$$

$$at = \frac{454 \cdot 4,1 \cdot 10^{-4}}{4} = 0,09 \text{ m}^2$$

$a't$: Área de la sección transversal de la tubería.

di : Diámetro interior de los tubos.

Capítulo III: Estudio de caso.

16- Calcular la velocidad de masa por los tubos (Gt).

Con la ecuación (2.10):

$$Gt = \frac{mt}{at} = \frac{13,27}{0,09} = 141,97 \text{ Kg/s} \cdot \text{m}^2$$

mt : Flujo másico por los tubos (gases de escape).

17- Calcular la velocidad del fluido por los tubos (Vt).

$$Vt = \frac{Gt}{\rho t} \quad Vt = 21,4 \text{ m/s} \quad (3.33)$$

ρt : Densidad del fluido que circula por los tubos.

18- Calcular Reynolds por los tubos (Ret).

A partir de la ecuación (2.9):

$$Ret = \frac{Gt \cdot di}{\mu t} = \frac{141,97 \cdot 0,0229}{2,69 \cdot 10^{-5}} = 120 \ 838,7$$

μt : Viscosidad dinámica del fluido que circula por los tubos.

19- Buscar el factor de Colburn por los tubos (JHt).

Se obtiene a partir del (Anexo VI). Es necesario entrar con Ret y L/di .

$$L/di = 266,37$$

$$JHt = 0,005$$

20- Calcular Prandtl por los tubos (Prt).

$$Prt = \frac{c_{pt} \cdot \mu t}{Kt} = \frac{1 \ 082,5 \cdot 2,69 \cdot 10^{-5}}{0,0455} = 0,64 \quad (3.34)$$

c_{pt} , μt y Kt son las propiedades del fluido que circula por los tubos.

21- Calcular el coeficiente pelicular sin corregir por los tubos ($hi/\phi t$).

$$\frac{hi}{\phi t} = JHt \cdot \left(\frac{Kt}{di}\right) \cdot Ret \cdot Prt^{0,33} \quad (3.35)$$

$$\frac{hi}{\phi t} = 0,005 \cdot \left(\frac{0,0455}{0,0229}\right) \cdot 120 \ 838,7 \cdot 0,64^{0,33} = 1 \ 036,13 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

22- Calcular el coeficiente pelicular corregido por diámetro por los tubos ($hio/\phi t$).

$$\frac{hio}{\phi t} = \frac{hi}{\phi t} \cdot \frac{di}{do} = 1 \ 036,13 \cdot \frac{0,0229}{0,0254} = 934,15 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (3.36)$$

A continuación, se realizarán los cálculos de la coraza correspondientes a la zona de precalentamiento.

23- Propiedades del fluido frío a t_c (agua líquida, zona de precalentamiento).

Tabla 3.4: Propiedades físicas del agua líquida a t_c . (Software Steam Tab)

(Fuente: elaboración propia)

Viscosidad	μ	0,000243	Pa s
Capacidad calórica	C_p	4 235,51	J/kgK
Conductividad térmica	K	0,682561	W/m K
Densidad	ρ	947,121	kg/m ³

24- Calcular el área de flujo por coraza (a_s).

Haciendo uso de la ecuación (2.15):

$$a_s = \frac{D_s \cdot c' \cdot B}{P_t}$$

Donde:

D_s : diámetro de la coraza

c' : distancia entre tubos

B : distancia entre pantallas

P_t : distancia entre centros de tubos

$$c' = P_t - d_o = 0,03175 - 0,0254 = 6,3 \cdot 10^{-3} \text{ m} \quad (3.37)$$

Utilizando el espaciado mínimo entre los deflectores:

$$B = \frac{1}{5} \cdot D_s = \frac{1}{5} \cdot 0,7874 = 0,15748 \text{ m} \quad (3.38)$$

$$a_s = \frac{D_s \cdot c' \cdot B}{P_t} = \frac{0,7874 \cdot 6,3 \cdot 10^{-3} \cdot 0,15748}{0,03175} = 2,4 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$$

25- Calcular la velocidad de masa por coraza (G_s).

Con la ecuación (2.14):

$$G_s = \frac{m_s}{a_s} = \frac{1,0375}{2,4 \cdot 10^{-2}} = 41,83 \text{ Kg/s} \cdot \text{m}^2$$

m_s : flujo másico por coraza (agua líquida)

26- Calcular Reynolds por coraza (Res).

Usando la ecuación (2.13):

Capítulo III: Estudio de caso.

$$Res = \frac{Gs \cdot De}{\mu s}$$

Donde el diámetro equivalente (De), para arreglo triangular se calcula con la ecuación (2.17):

$$De = \frac{1,10 \cdot (Pt^2 - 0,917 \cdot do^2)}{do} = \frac{1,10 \cdot (0,03175^2 - 0,917 \cdot 0,0254^2)}{0,0254}$$

$$De = 1,8 \cdot 10^{-2} \text{ m}$$

$$Res = \frac{41,83 \cdot 1,8 \cdot 10^{-2}}{2,4 \cdot 10^{-4}} = 3\ 104,94$$

μs - viscosidad dinámica del fluido que circula por la coraza (agua líquida).

27- Buscar el factor de Colburn por coraza (JHs).

$JHs = 0,01$ se obtiene a partir del (Anexo VII).

28- Calcular Prandtl por coraza (Prs).

$$Prs = \frac{Cps \cdot \mu s}{Ks} = \frac{4\ 235,51 \cdot 2,4 \cdot 10^{-4}}{0,6825} = 1,5 \quad (3.39)$$

Cps , μs y Ks son las propiedades del fluido que circula por la coraza (agua líquida).

29- Calcular el coeficiente pelicular sin corregir por coraza ($ho/\phi s$).

$$\frac{ho}{\phi s} = JHs \cdot \left(\frac{Ks}{De}\right) \cdot Res \cdot Prs^{0,33} = 0,01 \cdot \left(\frac{0,6825}{1,8 \cdot 10^{-2}}\right) \cdot 3\ 104,94 \cdot 1,5^{0,33} \quad (3.40)$$

$$\frac{ho}{\phi s} = 1\ 345,65 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

30- Calcular la temperatura de la pared de los tubos (tw).

$$tw = tc + \frac{\frac{ho}{\phi s}}{\frac{ho}{\phi t} + \frac{ho}{\phi s}} \cdot (Tc - tc) \quad (3.41)$$

$$tw = 114,95 + \frac{1\ 345,65}{934,15 + 1\ 345,65} \cdot (265 - 114,95)$$

$$tw = 203,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

31- Calcular la corrección por viscosidad en los tubos (ϕt).

$\mu wt = 2,4 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$, entrando con tw en el (Anexo I)

$$\phi t = \left(\frac{\mu t}{\mu wt}\right)^{0,14} = \left(\frac{2,69 \cdot 10^{-5}}{2,4 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,14} = 1,01 \quad (3.42)$$

μwt - viscosidad del fluido que circula por los tubos a la temperatura de la pared

32- Calcular la corrección por viscosidad en la coraza (ϕ_s).

$\mu_{ws} = 1,3 \cdot 10^{-4} Pa \cdot s$, obtenido del Software Steam Tab

$$\phi_s = \left(\frac{\mu_s}{\mu_{ws}}\right)^{0,14} = \left(\frac{2,4 \cdot 10^{-4}}{1,3 \cdot 10^{-4}}\right)^{0,14} = 1,08 \quad (3.43)$$

μ_{ws} : viscosidad del fluido que circula por la coraza a la temperatura de la pared

33- Calcular el coeficiente pelicular corregido por los tubos ($hiot$).

$$hiot = \frac{ho}{\phi_t} \cdot \phi_t = 934,14 \cdot 1,01 = 945,69 W/m^2 \cdot K \quad (3.44)$$

34- Calcular el coeficiente pelicular corregido por coraza (hos).

$$hos = \frac{ho}{\phi_s} \cdot \phi_s = 1\,345,65 \cdot 1,08 = 1\,465,86 W/m^2 \cdot K \quad (3.45)$$

35- Calcular el coeficiente global de diseño real (Ud).

Se calcula mediante la ecuación (2.21):

$$Ud = \frac{1}{\frac{1}{hiot} + r_{di} \cdot \frac{do}{di} + \frac{do}{2Kt} \cdot \ln \frac{do}{di} + r_{do} + \frac{1}{hos}}$$

r_{di} y r_{do} : valor de la resistencia a la incrustación programada, dependen del fluido y la velocidad (Anexo VIII).

Para gases de chimenea $r_{di} = 0,01(W/m^2 \text{ } ^\circ C)^{-1}$

Para agua $r_{do} = 0,001(W/m^2 \text{ } ^\circ C)^{-1}$

Kt : conductividad térmica del metal de la tubería (Anexo IX)

Para acero $Kt = 45 W/m \cdot K$

$$Ud = \frac{1}{\frac{1}{945,69} + 0,01 \cdot \frac{0,0254}{0,0229} + \frac{0,0254}{2 \cdot 45} \cdot \ln \frac{0,0254}{0,0229} + 0,001 + \frac{1}{1\,465,86}}$$

$$Ud = 72,14 W/m^2 \cdot K$$

36- Calcular el área requerida para precalentamiento (Arp).

$$Arp = \frac{Q_p}{U_d \cdot MLTD_p} = \frac{440\,609,65}{72,14 \cdot 96,26} = 63,43 m^2 \quad (3.46)$$

A continuación, se realizarán los cálculos de la coraza correspondientes a la zona de vaporización.

37- Propiedades del fluido frío a t_2 (vapor de agua, zona de vaporización).

Tabla 3.5: Propiedades físicas del vapor de agua a t_2 .(Software Steam Tab)

(Fuente: elaboración propia)

Viscosidad	μ	$1,4 \times 10^{-5}$	Pa s
Capacidad calórica	C_p	2538,78	J/kgK
Conductividad térmica	K	0,0339129	W/m K
Densidad	ρ	3,66205	kg/m ³

38- Calcular el área de flujo por coraza (a_s).

El área de flujo por coraza es la misma que se determinó para la zona de precalentamiento.

39- Calcular la velocidad de masa por coraza (G_s).

Con la ecuación (2.14):

$$G_s = \frac{m_s}{a_s} = \frac{0,83}{2,4 \cdot 10^{-2}} = 33,46 \text{ Kg/s} \cdot \text{m}^2$$

m_s : flujo másico por coraza (vapor de agua)

40- Calcular Reynolds por coraza (Res).

Usando la ecuación (2.13):

$$Res = \frac{G_s \cdot De}{\mu_s}$$

$De = 1,8 \cdot 10^{-2} \text{ m}$, obtenido en los cálculos de precalentamiento

$$Res = \frac{33,46 \cdot 1,8 \cdot 10^{-2}}{1,4 \cdot 10^{-5}} = 41\ 611,58$$

μ_s : viscosidad dinámica del fluido que circula por la coraza (vapor de agua)

41- Buscar el factor de Colburn por coraza (JH_s).

$JH_s = 0,008$ se obtiene a partir del (Anexo VII).

42- Calcular Prandtl por coraza (Pr_s).

$$Pr_s = \frac{C_{ps} \cdot \mu_s}{K_s} = \frac{2\ 538,78 \cdot 1,4 \cdot 10^{-5}}{0,0339} = 1,08 \tag{3.47}$$

Capítulo III: Estudio de caso.

C_{ps} , μ_s y K_s son las propiedades del fluido que circula por la coraza (vapor de agua).

43- Calcular el coeficiente pelicular sin corregir por coraza (h_o/ϕ_s).

$$\frac{h_o}{\phi_s} = JH_s \cdot \left(\frac{K_s}{De}\right) \cdot Res \cdot Pr_s^{0,33} = 0,008 \cdot \left(\frac{0,0339}{1,8 \cdot 10^{-2}}\right) \cdot 41\,611,58 \cdot 1,08^{0,33} \quad (3.48)$$

$$\frac{h_o}{\phi_s} = 643,21 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

44- Calcular la temperatura de la pared de los tubos (tw).

$$tw = tc + \frac{\frac{h_o}{\phi_s}}{\frac{h_{io}}{\phi_t} + \frac{h_o}{\phi_s}} \cdot (Tc - tc) \quad (3.49)$$

$$tw = 114,95 + \frac{643,21}{934,15 + 643,21} \cdot (265 - 114,95) = 176,13 \text{ }^\circ\text{C}$$

45- Calcular la corrección por viscosidad en los tubos (ϕ_t).

$\mu_{wt} = 2,3 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot s$, entrando con tw en el (Anexo I)

$$\phi_t = \left(\frac{\mu_t}{\mu_{wt}}\right)^{0,14} = \left(\frac{2,69 \cdot 10^{-5}}{2,3 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,14} = 1,018 \quad (3.50)$$

μ_{wt} - viscosidad del fluido que circula por los tubos a la temperatura de la pared

46- Calcular la corrección por viscosidad en la coraza (ϕ_s).

$\mu_{ws} = 1,48 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot s$, obtenido del Software Steam Tab

$$\phi_s = \left(\frac{\mu_s}{\mu_{ws}}\right)^{0,14} = \left(\frac{2,4 \cdot 10^{-4}}{1,48 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,14} = 0,99 \quad (3.51)$$

μ_{ws} : viscosidad del fluido que circula por la coraza a la temperatura de la pared

47- Calcular el coeficiente pelicular corregido por los tubos (h_{iot}).

$$h_{iot} = \frac{h_{io}}{\phi_t} \cdot \phi_t = 934,14 \cdot 1,018 = 951,89 \text{ W/m}^2 \cdot K \quad (3.52)$$

48- Calcular el coeficiente pelicular corregido por coraza (h_{os}).

$$h_{os} = \frac{h_o}{\phi_s} \cdot \phi_s = 643,21 \cdot 0,99 = 640,85 \text{ W/m}^2 \cdot K \quad (3.53)$$

49- Calcular el coeficiente global de diseño real (U_d).

Se calcula mediante la ecuación (2.21):

$$U_d = \frac{1}{\frac{1}{h_{iot}} + r_{di} \cdot \frac{do}{di} + \frac{do}{2Kt} \cdot \ln \frac{do}{di} + r_{do} + \frac{1}{h_{os}}}$$

$$r_{di} = 0,01$$

$$r_{do} = 0,001$$

$$Kt = 45 \text{ W/m} \cdot K$$

Capítulo III: Estudio de caso.

$$U_d = \frac{1}{\frac{1}{951,89} + 0,01 \cdot \frac{0,0254}{0,0229} + \frac{0,0254}{2 \cdot 45} \cdot \ln \frac{0,0254}{0,0229} + 0,001 + \frac{1}{640,85}}$$

$$U_d = 67,87 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

50- Calcular el área requerida para vaporización (A_{rv}).

$$A_{rv} = \frac{Q_v}{U_d \cdot MLTD_v} = \frac{1\,714\,697}{67,87 \cdot 175,2} = 144,18 \text{ m}^2 \quad (3.54)$$

51- Determinar el área requerida total (A_{total}).

$$A_{total} = A_{rp} + A_{rv} = 63,43 + 144,18 = 207,61 \text{ m}^2 \quad (3.55)$$

52- Determinar el coeficiente global total ($U_{d_{total}}$).

$$U_{d_{total}} = \frac{Q}{A_{total} \cdot \Delta T_v} = \frac{2\,155\,306,65}{207,61 \cdot 142,54} = 72,82 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (3.56)$$

Se tiene:

$$U_{d_{total}} = 72,82 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad \text{calculado}$$

$$U_d = 75 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad \text{asumido}$$

$U_{d_{total}} \approx U_d$ por lo que son confiables los resultados obtenidos.

53- Comprobar que el área requerida total sea menor que la disponible (alrededor de un 10%).

Se tiene:

$$A_{total} = 207,61 \text{ m}^2 \quad A_d = 220,98 \text{ m}^2$$

$$207,61 \text{ m}^2 < 220,98 \text{ m}^2$$

$$\text{exceso} = \frac{A_d - A_{total}}{A_d} \cdot 100 \quad \text{exceso} = 6,05 \% \approx 10 \%$$

Lo que demuestra que los cálculos son correctos.

3.3.2- Cálculo hidráulico

1- Caída de presión en los tubos (ΔP_t).

Utilizando la ecuación (2.22):

$$\Delta P_t = \frac{1}{2} \frac{f G_t^2 L n}{5,22 \cdot 10^{10} D_e s \phi_t}$$

Donde:

f : factor de fricción para el lado del tubo

G_t : velocidad másica por los tubos

Capítulo III: Estudio de caso.

L : longitud del tubo

n : número de pasos por los tubos

D_e : diámetro interior de la tubería

s : gravedad específica del fluido por los tubos

ϕ_t : factor de corrección por viscosidad en los tubos

Nota: Es válido aclarar que todas las variables presentes en la ecuación serán trabajadas en el sistema inglés de unidades.

Utilizando el (Anexo X) con $Ret = 120\,838,7$, se obtiene un factor de fricción:

$$f = 1,2 \cdot 10^{-4} \text{ pie}^2 / \text{plg}^2$$
$$s = \frac{\rho_t}{\rho_{\text{agua}}} \quad (3.57)$$

ρ_t : densidad del fluido por los tubos ($0,663 \text{ kg/m}^3 = 0,04138 \text{ lb/pie}^3$)

ρ_{agua} : densidad del agua ($62,5 \text{ lb/pie}^3$) (Kern, 1999) página 900.

$$s = \frac{\rho_t}{\rho_{\text{agua}}} = \frac{0,04138}{62,5} = 6,6 \cdot 10^{-4}$$

$$G_t = 141,97 \frac{\text{kg}}{\text{s m}^2} = 104\,685,35 \text{ lb/h pie}^2$$

$$L = 6,1 \text{ m} = 20 \text{ pie}$$

$$D_e = 0,0229 \text{ m} = 0,075 \text{ pie}$$

$$n = 2$$

Se asume $\phi_t = 1$

Sustituyendo:

$$\Delta P_t = \frac{1}{2} \frac{f G_t^2 L n}{5,22 \cdot 10^{10} D_e s \phi_t} = \frac{1,2 \cdot 10^{-4} \cdot 104\,685,35^2 \cdot 20 \cdot 2}{2 \cdot 5,22 \cdot 10^{10} \cdot 0,075 \cdot 6,6 \cdot 10^{-4} \cdot 1} = 10,13 \text{ lb/plg}^2$$

$$\Delta P_t = 69,86 \text{ kPa}$$

2- Caída de presión en la coraza ΔP_c .

Para hallar la caída de presión resultante en la coraza se analizan por separadas las zonas de precalentamiento y vaporización, por lo que:

$$\Delta P_s = \Delta P_p + \Delta P_v \quad (3.58)$$

Siendo:

ΔP_p : caída de presión en la zona de precalentamiento

ΔP_v : caída de presión en la zona de vaporización

Precalementamiento

A partir de la ecuación de caída de presión para el lado del casco (2.23):

$$\Delta P_p = \frac{f G_s^2 D_s (N + 1)}{5,22 \cdot 10^{10} D_e s \phi_s}$$

Donde:

f : factor de fricción para el lado de la coraza

G_s : velocidad másica por la coraza

D_s : diámetro de la coraza

$(N + 1)$: número de cruces

s : gravedad específica del fluido por la coraza

ϕ_s : factor de corrección por viscosidad en la coraza

Utilizando el (Anexo XI) con $Res = 3\ 104,94$, se obtiene un factor de fricción:

$$f = 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ pie}^2 / \text{plg}^2$$

$$s = \frac{\rho_s}{\rho_{agua}} \tag{3.59}$$

ρ_s : densidad del fluido por la coraza ($947,121 \text{ kg/m}^3 = 59,12 \text{ lb/pie}^3$)

$$s = \frac{\rho_s}{\rho_{agua}} = \frac{59,12}{62,5} = 0,94$$

$$G_s = 41,83 \frac{\text{kg}}{\text{s m}^2} = 30\ 847,47 \text{ lb/h pie}^2$$

$$D_s = 0,7874 \text{ m} = 2,58 \text{ pie}$$

$$(N + 1) = 12 \cdot L_p / 5 \tag{3.60}$$

L_p : longitud de la zona de precalementamiento

$$L_p = \frac{L \cdot A_{rp}}{A_{total}} = \frac{20 \cdot 63,43}{207,6} = 6,11 \text{ pie} \tag{3.61}$$

$$(N + 1) = 12 \cdot \frac{L_p}{5} = 12 \cdot \frac{6,11}{5} = 14,67$$

Se asume $\phi_s = 1$

$$\Delta P_p = \frac{f G_s^2 D_s (N + 1)}{5,22 \cdot 10^{10} D_e s \phi_s} = \frac{2,5 \cdot 10^{-3} \cdot 30\ 847,47^2 \cdot 2,58 \cdot 14,67}{5,22 \cdot 10^{10} \cdot 0,075 \cdot 0,94 \cdot 1} = 0,02 \text{ lb/plg}^2$$

$$\Delta P_p = 0,138 \text{ kPa}$$

Vaporización

Usando la ecuación (2.23) para la zona de vaporización:

$$\Delta P_v = \frac{f G_s^2 D_s (N + 1)}{5,22 \cdot 10^{10} D_e s \phi_s}$$

Donde:

f : factor de fricción para el lado de la coraza

G_s : velocidad másica por la coraza

D_s : diámetro de la coraza

$(N + 1)$: número de cruces

s : gravedad específica del fluido por la coraza

ϕ_s : factor de corrección por viscosidad en la coraza

Utilizando el (Anexo XI) con $Res = 41\ 611,58$, se obtiene un factor de fricción:

$$f = 1,8 \cdot 10^{-3} \text{ pie}^2 / \text{plg}^2$$

$$s = \frac{\rho_s}{\rho_{agua}} \quad (3.62)$$

ρ_s : densidad del fluido por la coraza ($3,66 \text{ kg/m}^3 = 0,22 \text{ lb/pie}^3$)

$$s = \frac{\rho_s}{\rho_{agua}} = \frac{0,22}{62,5} = 3,6 \cdot 10^{-3}$$

$$G_s = 33,46 \frac{\text{kg}}{\text{s m}^2} = 24\ 677,98 \text{ lb/h pie}^2$$

$$D_s = 0,7874 \text{ m} = 2,58 \text{ pie}$$

$$(N + 1) = 12 \cdot L_v / 5 \quad (3.63)$$

L_v : longitud de la zona de precalentamiento

$$L_v = L - L_p = 20 - 6,11 = 13,89 \text{ pie} \quad (3.64)$$

$$(N + 1) = 12 \cdot \frac{L_v}{5} = 12 \cdot \frac{13,89}{5} = 33,34$$

Se asume $\phi_s = 1$

$$\Delta P_v = \frac{f G_s^2 D_s (N + 1)}{5,22 \cdot 10^{10} D_e s \phi_s} = \frac{1,8 \cdot 10^{-3} \cdot 24\ 677,98^2 \cdot 2,58 \cdot 33,34}{5,22 \cdot 10^{10} \cdot 0,075 \cdot 3,6 \cdot 10^{-3} \cdot 1} = 5,95 \text{ lb/plg}^2$$

$$\Delta P_v = 41,07 \text{ kPa}$$

$$\therefore \Delta P_s = \Delta P_p + \Delta P_v = 0,138 + 41,07 = 41,02 \text{ kPa} \quad (3.65)$$

3- Comprobar que las caídas de presión son permisibles.

El intercambiador trabajará a una presión de 7 bar = 700 kPa. Los valores de caídas de presión permisibles para gases y vapores en intercambiadores de calor de tubos y coraza son de 0,1 veces la presión de trabajo (Albitres, 2010) página 75.

Por lo que:

$$P_{per} = P_{trab} \cdot 0,1 = 70 \text{ kPa} \quad (3.66)$$

P_{per} : presión permisible

P_{trab} : presión de trabajo

$$\Delta P_s = 41,02 \text{ kPa} < 70 \text{ kPa}$$

$$\Delta P_t = 69,86 \text{ kPa} < 70 \text{ kPa}$$

Por lo que se prueba que el diseño termo-hidráulico del intercambiador es correcto.

3.4- Cálculo del ahorro económico con la utilización de la caldera.

Con el fin de estimar el ahorro económico que provoca el uso de la caldera recuperadora diseñada anteriormente se realiza el análisis siguiente. Primeramente, se determinará el flujo extra de vapor generado por la caldera diseñada, que no es más que el excedente luego de suplir la demanda de vapor del emplazamiento para el precalentamiento del combustible. El generador de vapor instalado actualmente tiene una capacidad de generación máxima de 1 t/h de vapor, por lo que este valor se tomará como la demanda máxima en la instalación, necesaria para calentar el fuel-oil. La caldera diseñada, utilizando el 100% de los gases de escape de 4 motores, posee una capacidad de evaporación de 3 t/h. Luego podemos plantear que:

$$m_{vt} = m_{vi} + m_{ve} \quad (3.67)$$

Donde:

$m_{vt} = 3 \text{ t/h}$: flujo de vapor de la caldera diseñada

$m_{vi} = 1 \text{ t/h}$: flujo de vapor que demanda la instalación para calentar el fuel-oil

m_{ve} flujo de vapor excedente (disponible para vender a cierto consumidor)

Capítulo III: Estudio de caso.

Despejamos y sustituimos para hallar m_{ve} , quedando:

$$m_{ve} = m_{vt} - m_{vi} = 3t/h - 1t/h = 2t/h = 2\,000\text{ kg/h} \quad (3.68)$$

En calderas convencionales que utilizan quemadores existe un parámetro llamado "razón de evaporación", el cual da un estimado de la cantidad de combustible requerida para generar cierta cantidad de vapor, se expresa en kg de vapor/kg de combustible y para combustibles líquidos oscila entre 12 y 14 (Dato facilitado por la empresa ALASTOR). Si se divide el flujo de vapor excedente por dicho factor para un tiempo determinado, se obtiene la masa de combustible necesaria para producir ese vapor. Por lo que:

$$M_c = \frac{m_{ve}}{R} \cdot t_T \quad (3.69)$$

M_c : Masa de combustible

R : razón de evaporación (para fuel-oil se trabaja igual a 14)

t_T : tiempo de trabajo

Analizando para un año con 8 horas de trabajo diarias da un tiempo de trabajo igual a 2 920 horas, lo que resulta:

$$M_c = \frac{m_{ve}}{R} \cdot t_T = \frac{2\,000 \frac{\text{kg vapor}}{\text{h}}}{14 \frac{\text{kg vapor}}{\text{kg fuel}}} \cdot 2\,920\text{ h} \approx 417\,142\text{ kg fuel}$$

$$M_c = 417,142\text{ ton fuel}$$

Esta masa de combustible dividida por la densidad brinda un aproximado en litros del combustible que se ahorra el país en un año.

La densidad del fuel oil es $\rho = 0,88\text{ t/m}^3 = 8,8 \cdot 10^{-4}\text{ t/l}$ y el precio es de 0,5057 \$/l moneda nacional CUP (Datos facilitados por la Empresa de Mantenimiento de Grupos Electrónicos de Fuel)

$$\frac{M_c}{\rho} = \frac{417,142\text{ ton}}{8,8 \cdot 10^{-4}\text{ ton/l}} = 474\,025\text{ l} \cdot 0,5057\text{ \$/l} = 239\,714\text{ \$}$$

3.5- Conclusiones parciales del capítulo.

1. El cálculo para determinar las posibilidades de aumento de generación de vapor mediante cogeneración en el grupo electrógeno demostró que con la disponibilidad de gases existente en una batería de motores es posible generar hasta 4 veces la cantidad de vapor que se genera actualmente.
2. Se diseñó un intercambiador 1-2 de tubos y coraza de 454 tubos de una pulgada con una longitud de 6,1 m cada uno, por lo que se dispone de un área de transferencia de 220 m², para una generación máxima de 3 t/h de vapor.
3. Los resultados del cálculo hidráulica demuestran que es posible utilizar la caldera diseñada.
4. En un año con un promedio de 8 horas de trabajo diario para una batería de 4 motores el recuperador de calor es capaz de ahorrar 474 025 l de fuel-oil, para un ahorro económico de 239 714 CUP aproximadamente.

Conclusiones

1. En el país están instalados actualmente un total de 951 grupos electrógenos diésel y 506 que operan con fuel-oil, para una potencia instalada de 2 543 MW. En los emplazamientos de fuel se hace un mayor uso de la cogeneración en comparación con los de diésel, pero no se están aprovechando al máximo las posibilidades de cogenerar, lo que pudiera brindar entre un 15 y un 40% de ahorro de energía primaria en la instalación.
2. Luego de valorar las metodologías existentes para el cálculo de equipos de transferencia de calor se decidió emplear la metodología para el diseño termo-hidráulico de intercambiadores de casco y tubos, teniendo en cuenta las consideraciones para el proceso de cambio de fase en el interior de la caldera.
3. Los resultados obtenidos al finalizar el diseño del generador de vapor demuestran que es válida la metodología aplicada, y brinda las dimensiones y parámetros del equipo propuesto, los cuales son: un área de transferencia de 220 m², 454 tubos, una coraza de 0,7874 m de diámetro interior y arreglo triangular.
4. En un año con un promedio de 8 horas de trabajo diario para una batería de 4 motores el recuperador de calor es capaz de ahorrar 474 025 l de fuel-oil, para un ahorro económico de 239 714 CUP aproximadamente.

Recomendaciones

1. Realizar el diseño mecánico de la caldera recuperadora con los datos obtenidos en el cálculo termo-hidráulico.
2. Analizar cuáles son los posibles clientes para comercializar el vapor además de valorar la posibilidad de instalar un equipo de refrigeración por absorción, o una planta para elaboración de alimentos.
3. Calcular si es factible económicamente sustituir la caldera actual por la propuesta a partir de un análisis que tenga en cuenta los costos de fabricación e instalación.

Bibliografía

- ABAMOTOR. (2009). Grupos electrógenos. Recuperado de <http://www.abamotor.com>
- Albitres, L. M. (2010). *Diseño de plantas de procesos químicos: Intercambiadores de calor*. Trujillo, Perú.
- Asociación Española de Operadores de Productos Petrolíferos. (2009). Recuperado de <http://www.aop.es>
- Borroto Nordelo, A. E., & Teyra, F. G. (2010). *Temas avanzados de cogeneración y generación descentralizada*. Cienfuegos: Universo Sur.
- CNCI. (2007). *Composición de un Emplazamiento Hyundai PPS*.
- Comisión Económica para América Latina y el Caribe. CEPAL. (2019). *Situación y perspectivas de la eficiencia energética en América Latina y El Caribe*.
- Competitividad y cambio climático: nuevos retos para la industria. (2013). 53. Recuperado de <http://books.google.es>
- La Comisión Nacional de Actividades Espaciales. (2013). Oportunidades de cogeneración eficiente. Recuperado de <http://www.conae.gob.mx>
- Cruz, J. M. (2017). La energía. Retos y problemas. *Universidad Autónoma de Madrid*. Madrid. España.
- Delucchi, M. Z. (2009). *A Path to Sustainable Energy by 2030*: Scientific American.
- García, A. M. (2006). *Evaluación del impacto de la generación distribuida en la operación y planificación de las redes de distribución eléctrica*. (Tesis de grado). Madrid. España.
- Generación Distribuida Cubana. (2011). *Proyecto Asistencia Técnicas y Seguimiento de la Implantación del Sistema SGestMan en la Totalidad de las Entidades de la Generación Distribuida Cubana*.
- González, A. B. (2007). *Combustión y Generación de Vapor*. Ministerio de Educación Superior. Cienfuegos: Universo Sur.
- González, Á. M. (2015). *Generadores de vapor. Funcionamiento y Explotación*. Santa Clara, Cuba: Editorial Feijó.

- González, F. G. (2013). *Potenciales de cogeneración en la central de grupos electrógenos de fuel oil (GEF) de Cayo Santa María*. (Tesis de grado). Universidad Central Marta Abreu de Las Villas, Santa Clara.
- Hernández, A. R. (2009). La Generación distribuida y su posible integración al sistema interconectado nacional.
- Hernández, J. L. (2011). *Diseño de un sistema de recuperación de calor para aprovechar la disponibilidad de los gases de combustión de los motores MITSUBISHI MAN-18V40/54*. (Tesis de grado). Escuela Politécnica Nacional, Facultad de Ingeniería Mecánica, Quito.
- Horlock, J. H. (2003). *The Combined Cycle Gas Turbine (CCGT)*. Cambridge: Elsevier Science.Pergamon.
- Incropera, F. P. (1999). *Fundamentos de transferencia de calor* (Cuarta ed.).
- Kern, D. Q. (1999). *Procesos de transferencia de calor* (Trigésima primera ed.). México: COMPAÑÍA EDITORIAL CONTINENTAL.
- Krasnoshiokov, E. A. (1986). *Problemas de termotransferencia*. Moscow: MIR.
- Instituto Superior Politécnico José Antonio Echeverría (2012). La capacidad de absorción para la innovación: estudio de caso en la Generación Distribuida Cubana.*Ingeniería Energética*.
- M.L. Filgueiras. (2010). *Modelo Integrado para la Gestión de la Innovación en la Generación Distribuida en Cuba*. (Tesis de doctorado). Universidad Central “Marta Abreu” de Las Villas. Santa Clara. Cuba.
- Martínez, M. (2008). *Perspectivas del aprovechamiento masivo del calor de desecho de las baterías de grupos electrógenos*. (Tesis de grado). Universidad Central “Marta Abreu” de Las Villas. Santa Clara. Cuba.
- Oficina Nacional de Estadística e InformaciónONEI. (2016). *Electricidad en Cuba 2016*.
- Pérez, I. R. (2010). *Gestión de la información de la generación distribuida en Cuba con un sistema de información geográfica*. La Habana, Palacio de las Convenciones de Cuba: XV Convención Científica de Ingeniería y Arquitectura.
- Perry, R. H. (2001). *Manual del ingeniero químico* (Sexta ed.).

- Retana, M. I. (2011). *Retrofit de una caldera de recuperación de calor horizontal con unidad de reducción de NOx mediante tecnología SCR*. (Tesis de grado). Madrid. Cuba.
- Saavedra, R. G. (2018). *Análisis técnico y económico de implementación de grupo electrógeno a gas natural para la generación de 2500 KW, para reducir los costos de energía eléctrica en la Empresa Austral Group S.A.A*. Trujillo Perú.
- Santí, D. (2015-2016). *Diseño térmico de una caldera de recuperación de calor para máxima generación de vapor con los gases de escape de una batería de motores de combustión interna de un grupo electrógeno*. Proyecto de ingeniería mecánica II, Universidad Central Marta Abreu de Las Villas. Facultad de Ingeniería Mecánica e Industrial. Villa Clara. Cuba.
- Villagran, J. O. (2014). *Estudio de factibilidad técnico y económico para implementar plantas de cogeneración para satisfacer necesidades energéticas hasta 9 MW*. (Tesis de grado). Universidad del BIO-BIO, Concepción, Chile.

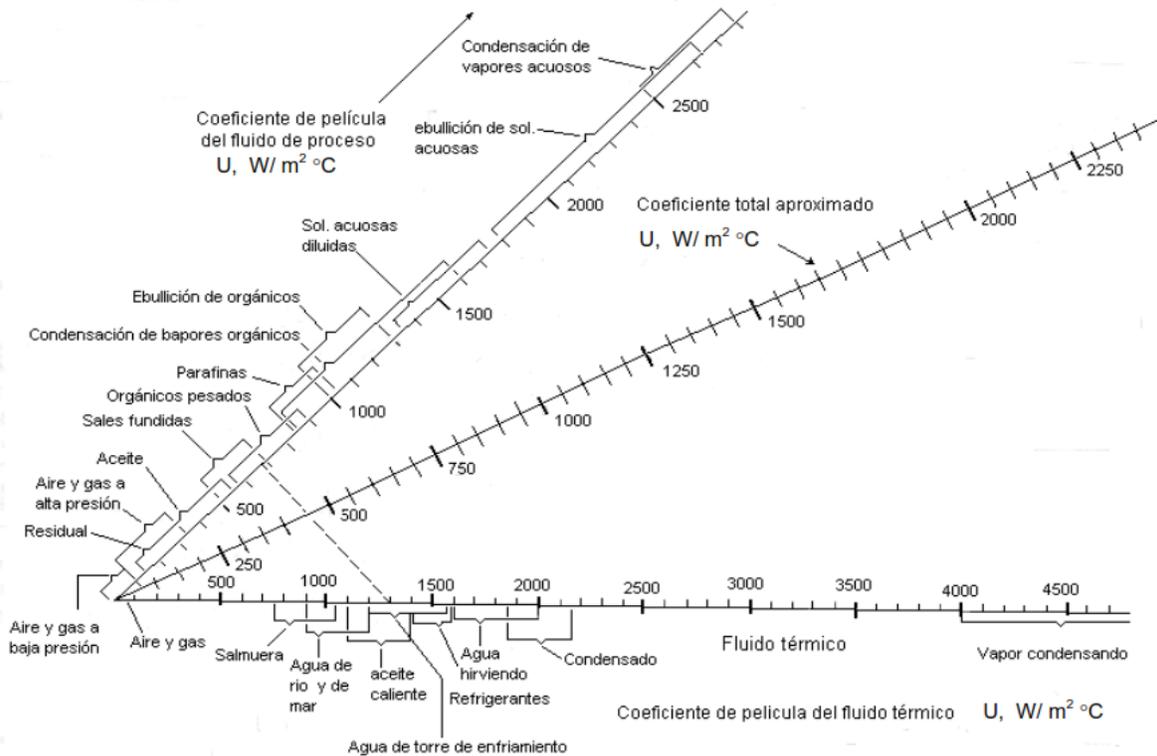
Anexos

Anexo I: Propiedades físicas de los gases de combustión.

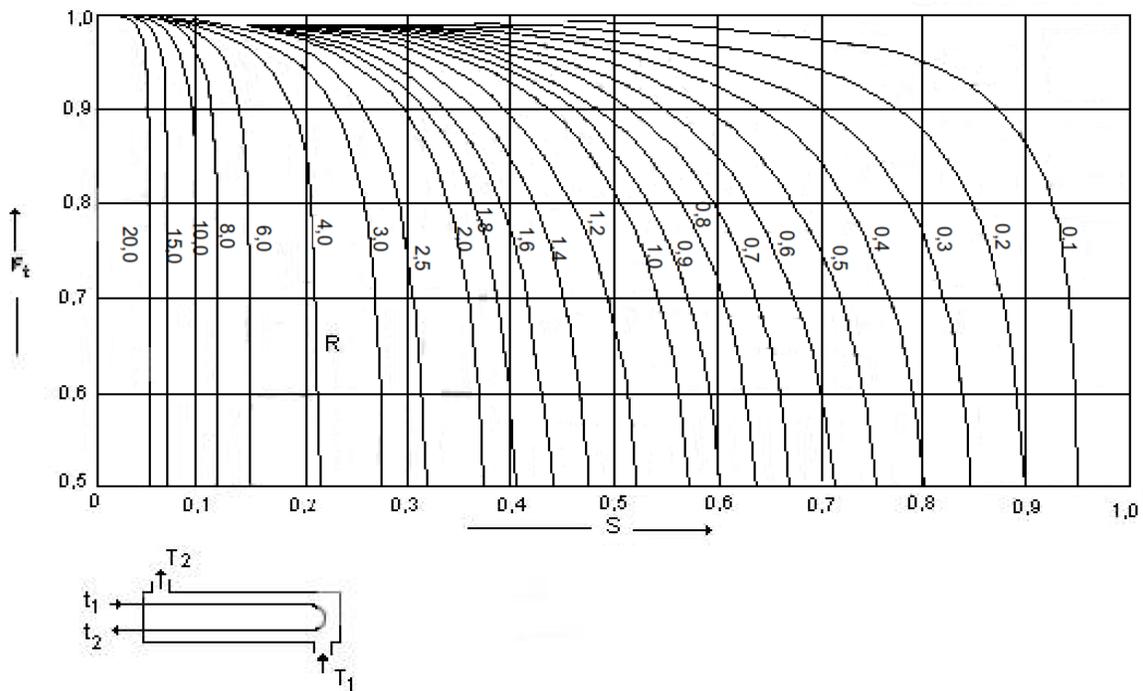
Propiedades físicas de los gases de combustión Tabla 16
 ($B = 760 \text{ mmHg} \approx 1,01 \cdot 10^5 \text{ Pa}$; $\bar{p}_{\text{CO}_2} = 0,13$; $\bar{p}_{\text{H}_2\text{O}} = 0,11$; $\bar{p}_{\text{N}_2} = 0,76$)
 [L.13]

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{ kg/m}^3$	$c_p, \text{ kJ/(kg}\cdot^\circ\text{C)}$	$\lambda \cdot 10^2, \text{ W/(m}\cdot^\circ\text{C)}$	$a \cdot 10^6, \text{ m}^2/\text{s}$	$\mu \cdot 10^6, \text{ Pa}\cdot\text{s}$	$v \cdot 10^6, \text{ m}^2/\text{s}$	Pr
0	1,295	1,042	2,28	16,9	15,8	12,20	0,72
100	0,950	1,068	3,13	30,8	20,4	21,54	0,69
200	0,748	1,097	4,01	48,9	24,5	32,80	0,67
300	0,617	1,122	4,84	69,9	28,2	45,81	0,65
400	0,525	1,151	5,70	94,3	31,7	60,38	0,64
500	0,457	1,185	6,56	121,1	34,8	76,30	0,63
600	0,405	1,214	7,42	150,9	37,9	93,61	0,62
700	0,363	1,239	8,27	183,8	40,7	112,1	0,61
800	0,330	1,264	9,15	219,7	43,4	131,8	0,60
900	0,301	1,290	10,0	258,0	45,9	152,5	0,59
1000	0,275	1,306	10,90	303,4	48,4	174,3	0,58
1100	0,257	1,323	11,75	345,5	50,7	197,1	0,57
1200	0,240	1,340	12,62	392,4	53,0	221,0	0,56

Anexo II: Coeficientes totales aproximados.



Anexo III: Factor de corrección de temperatura: 1 paso en el lado del casco y 2 o más pasos en el lado de los tubos.



Anexo IV: Datos de tubos para condensadores e intercambiadores de calor.

Tubo DE, plg	BWG	Espesor de la pared,	DI, plg	Area de flujo por tubo, plg ²	Superficie por pie lin. pies ²		Peso por pie lineal, lb, de acero
					Exterior	Interior	
½	12	0.109	0.282	0.0625	0.1309	0.0748	0.493
	14	0.083	0.334	0.0876			
	16	0.065	0.370	0.1076			
	18	0.049	0.402	0.127			
	20	0.035	0.430	0.145			
¾	10	0.134	0.482	0.182	0.1963	0.1263	0.965
	11	0.120	0.510	0.204			
	12	0.109	0.532	0.223			
	13	0.095	0.560	0.247			
	14	0.083	0.584	0.268			
	15	0.072	0.606	0.289			
	16	0.065	0.620	0.302			
	17	0.058	0.634	0.314			
	18	0.049	0.652	0.334			
1	8	0.165	0.670	0.355	0.2618	0.1754	1.61
	9	0.148	0.704	0.389			
	10	0.134	0.732	0.421			
	11	0.120	0.760	0.455			
	12	0.109	0.782	0.479			
	13	0.095	0.810	0.515			
	14	0.083	0.834	0.546			
	15	0.072	0.856	0.576			
	16	0.065	0.870	0.594			
	17	0.058	0.884	0.613			
18	0.049	0.902	0.639				

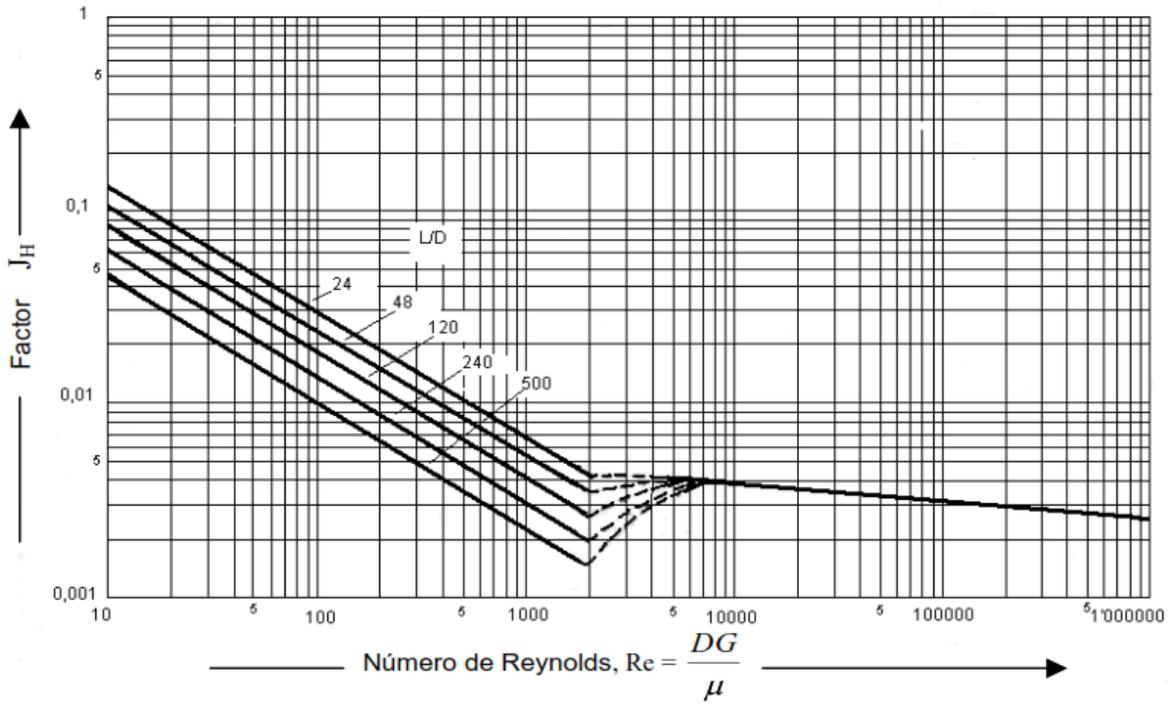
Anexo V: Disposición de los espejos de tubos (cuenta de tubos) para arreglo triangular.

Tubos de 3/4" DE, arreglo triangular de 15/16 plg						Tubos de 3/4" DE, arreglo triangular de 1 plg					
Coraza DI, plg	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P	Coraza DI, plg	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
8	36	32	26	24	18	8	37	30	24	24	
10	62	56	47	42	36	10	61	52	40	36	
12	109	98	86	82	78	12	92	82	76	74	70
13 1/4	127	114	96	90	86	13 1/4	109	106	86	82	74
15 1/4	170	160	140	136	128	15 1/4	151	138	122	118	110
17 1/4	239	224	194	188	178	17 1/4	203	196	178	172	166
19 1/4	301	282	252	244	234	19 1/4	262	250	226	216	210
21 1/4	361	342	314	306	290	21 1/4	316	302	278	272	260
23 1/4	442	420	386	378	364	23 1/4	384	376	352	342	328
25	532	506	468	446	434	25	470	452	422	394	382
27	637	602	550	536	524	27	559	534	488	474	464
29	721	692	640	620	594	29	630	604	556	538	508
31	847	822	766	722	720	31	745	728	678	666	640
33	974	938	878	852	826	33	856	830	774	760	732
35	1102	1068	1004	988	958	35	970	938	882	864	848
37	1240	1200	1144	1104	1072	37	1074	1044	986	986	870
39	1377	1330	1258	1248	1212	39	1206	1176	1128	1100	1078

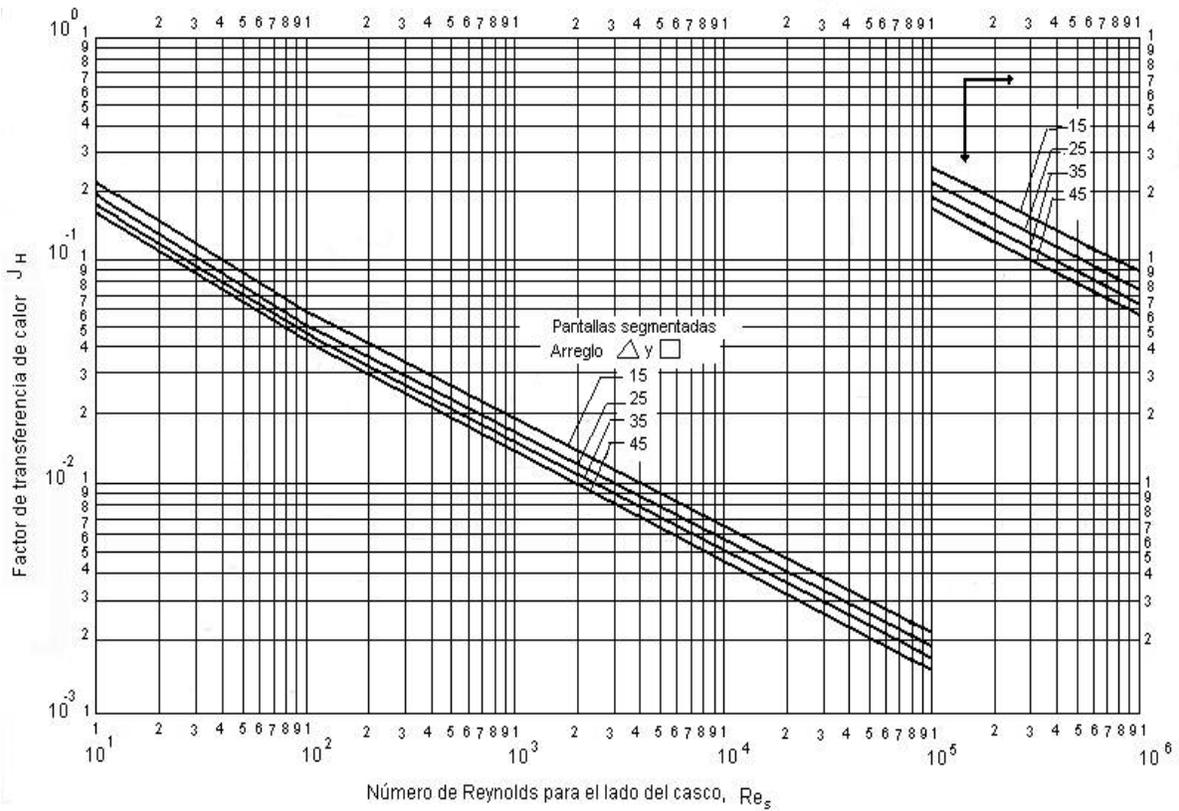
Tubos de 1" DE, arreglo triangular de 1 1/4 plg						Tubos de 1 1/4" DE, arreglo triangular de 1 9/16" plg					
8	21	16	16	14		10	20	18	14		
10	32	32	26	24		12	32	30	26	22	20
12	55	52	48	46	44	13 1/4	38	36	32	28	26
13 3/4	68	66	58	54	50	15 1/4	54	51	45	42	38
15 1/4	91	86	80	74	72	17 1/4	69	66	62	58	54
17 1/4	131	118	106	104	94	19 1/4	95	91	86	78	69
19 1/4	163	152	140	136	128	21 1/4	117	112	105	101	95
21 1/4	199	188	170	164	160	23 1/4	140	136	130	123	117
23 1/4	241	232	212	212	202	25	170	164	155	150	140
25	294	282	256	252	242	27	202	196	185	179	170
27	349	334	302	296	286	29	235	228	217	212	202
29	397	376	338	334	318	31	275	270	255	245	235
	472	454	430	424	400	33	315	305	297	288	275
83	538	522	486	470	454	35	357	348	335	327	315
35	608	592	562	546	532	37	407	390	380	374	357
37	674	664	632	614	598	39	449	436	425	419	407
39	766	736	700	688	672						

Tubos de 1 1/2" DE, arreglo triangular de 1 7/8 plg					
12	18	14	14	12	12
13 1/4	27	22	18	16	14
15 1/4	36	34	32	30	27
17 1/4	48	44	42	38	36
19 1/4	61	58	55	51	48
21 1/4	76	72	70	66	61
23 1/4	95	91	86	80	76
25	115	110	105	98	95
27	136	131	125	118	115
29	160	154	147	141	136
31	184	177	172	165	160
33	215	206	200	190	184
35	246	238	230	220	215
37	275	268	260	252	246
39	307	299	290	284	275

Anexo VI: Factor de Colburn por los tubos.



Anexo VII: Factor de Colburn por coraza.



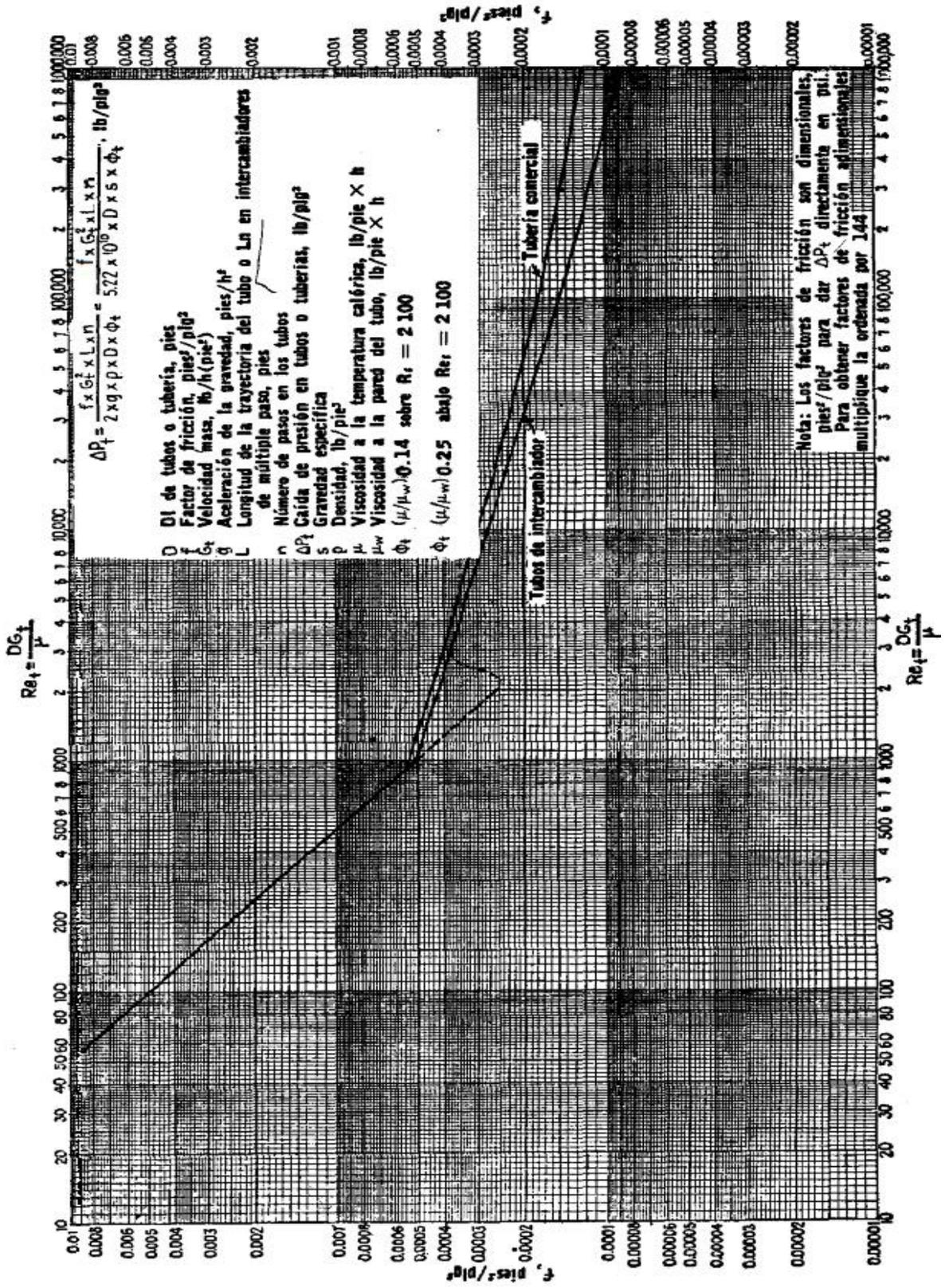
Anexo VIII: Valores típicos de resistencias a la incrustación.

Fluido	Resistencia, $r = (\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$	
	$v > 1,2 \text{ m/s}$	$v < 1,2 \text{ m/s}$
Agua de río	0,00008 ----	0,00033
Agua de mar	0,00033 ----	0,00100
Agua de enfriamiento (torres)	0,00020 ----	0,00033
Agua potable (blanda)	0,0002 ----	0,00033
Agua potable (dura)	0,0005 ----	0,00100
Condensado	0,0002 ---	0,00067
Vapor (libre de aceite)	0,0001 ----	0,00025
Vapor (con trazas de aceite)	0,0002 ----	0,00050
Salmuera	0,0002 ----	0,00033
Aire y gases industriales	0,00067 ----	0,00020
Gases de chimenea	0,0002 ----	0,00050
Vapores orgánicos		0,00020
Líquidos orgánicos		0,00020
Hidrocarburos ligeros		0,00020
Hidrocarburos pesados		0,00050
Orgánicos en ebullición		0,00040
Orgánicos condensando		0,00020
Fluidos de transferencia de calor		0,00020
Soluciones acuosas de sales	0,00020 --	0,00033

Anexo IX: Conductividad térmica de metales.

Metal	Temperatura ($^\circ\text{C}$)	K_w ($\text{W}/\text{m } ^\circ\text{C}$)
Aluminio	0	202
	100	206
Bronce (70 Cu, 30 Zn)	0	97
	100	104
	400	116
Cobre	0	388
	100	378
Níquel	0	62
	121	59
Cobre – Níquel (10 % Ni)	0 – 100	45
Monel	0 – 100	30
Acero inoxidable (18/8)	0 – 100	16
Acero	0	45
	100	45
	600	36
Titanio	0 – 100	16

Anexo X: Factor de fricción en el lado de los tubos.



Anexo XI: Factor de fricción en el lado de la coraza, para haces de tubos con deflectores segmentados a un 25%.

