CEEMA
Centro de Estudios de Energía
y Medio Ambiente

Facultad de Ingeniería Mecánica

UNIVERSIDAD
CIENFUEGOS
Carlos Rafael Rodríguez

TRABAJO DE DIPLOMA

Estudio Técnico Económico del Generador de Vapor F-101/1 de la Refinería de Petróleo Camilo Cienfuegos.

Tesis en opción al título de Ingeniero Mecánico.

Autor: Jorge Manuel Yon Behain.

Tutores: Msc.David Armando Vidal Moya.

Ing. Israel García Rodríguez.

Cienfuegos. Cuba. 2014

“Año 56 de la Revolución”

Hago constar que el presente trabajo fue realizado en la Universidad de Cienfuegos: “Carlos Rafael Rodríguez” como parte de la culminación de los estudios de la carrera de Ingeniería Mecánica, autorizando a que el mismo sea utilizado por la institución para los fines que estime conveniente, tanto de forma parcial como total y que además no podrá ser presentado en eventos ni publicado sin la aprobación del autor.

_____

Firma del Autor

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

_____

Firma Información Científico Técnica

_____ _____

Firma Vice Decano Firma Tutor

_____

Firma Sistema de Documentación de Proyecto

*Pensamiento**.***

“Nos forjamos en la acción cotidiana, creando un hombre nuevo con una nueva técnica”.

Ernesto Che Guevara.

Agradecimientos.

A mis padres, por su apoyo incondicional, para poder hacer realidad este hermoso sueño.

A mi esposa, por su ayuda, comprensión y amor en todo momento.

A mis profesores, por ayudarme en mi preparación profesional.

A mis tutores, que me extendieron su mano y estuvieron siempre presentes cuando los necesité.

Y a nuestra Revolución que me dio la oportunidad de forjarme como Ingeniero Mecánico.

A todos ustedes

¡Muchas Gracias!

RESUMEN

RESUMEN

El presente trabajo tiene como objetivo la realización de un estudio técnico y económico a un generador de vapor acuotubular de horno en depresión o lo que es lo mismo con tiro balanceado, en el que se manifiesta un alto índice de infiltraciones de aire en el recorrido de los gases de combustión que provoca un aumento en el volumen de los gases a extraer por el ventilador de tiro inducido.

Como resultado a esta anomalía el generador de vapor aunque es eficiente en su proceso, al sobrepasar la producción de vapor por encima de 16,5 t/h, se deteriora el proceso de combustión y se detiene la generación afectando el servicio a los clientes.

El primer paso fue realizar un estudio a la caldera con los datos obtenidos y trabajando a diferentes cargas, donde fueron efectuadas mediciones de: monóxido de carbono, dióxido de carbono y oxígeno a los gases de combustión, también se midió el consumo de energía eléctrica a los ventiladores de tiro forzado e inducido.

Fueron realizados cálculos de los volúmenes de gases comprobándose que en las condiciones actuales sobrepasan los de diseño, ascendiendo los mismos hasta 65 491 m^3/h, afectando la aerodinámica del generador

Se calcula el por ciento de reducción del área del conducto de salida de los gases, el mismo se redujo en un 77 % comprobando que la velocidad de salida de estos excede los valores recomendados.

Se comprobó que el ventilador de tiro inducido estaba bien seleccionado para las condiciones de diseño del generador de vapor.

Por lo antes expuesto, se realiza un análisis económico del sobreconsumo de potencia del VTI, lo cual provoca que por este concepto se sobregire el gasto monetario anual de consumo de energía eléctrica en 40 860.29 CUC.

SUMMARY

The present research has as objective the realization from a technical and economic study to a generator of vapor oven acuotubular in depression or what is the same, one with balanced shot, due to a high index of infiltrations of air in the journey of the combustion gases that causes an increase in the volume of the gases to extract for the fan of induced shot, which is not in capacity to evacuate them.

As a result to this anomaly, the generator of vapor is inefficient in its process, when surpassing the production of vapor above 16,5 t/h, affecting the indicators of energy efficiency and the index of generation of vapor.

The first step, went to carry out a study to the boiler with the obtained data and working to different loads, where mensurations were made of: monoxide of carbon, dioxide of carbon, oxygen to the combustion gases, the electric power consumption was also measured to the fans of forced and induced shot.

There were carried out the calculations of volumes of gases keeping in mind:

“Normal Condition, with a level of infiltrations of 2%.

“Not normal conditions, with a level of infiltrations until 10%, that which causes an ascent in the volume of gases to evacuate up to 65 491 m^3/h.

It was proved that the fan of induced shot was very selected for the conditions of design of the generator of vapor.

Taking into account the aforementioned exposition, it is decided to carry out an economic analysis of the overconsume of VTI power that causes for this concept the annual expense of electric power consumption in 40 860,29 cuc.

ÍNDICE

ÍNDICE

Introducción....1
Antecedentes del problema....1
Justificación....2
Título Descriptivo del Problema....3
Formulación del Problema....3
Objetivo General....3
Objetivos Específicos....3
Hipótesis....4
Resultados esperados....4
CAPÍTULO I: REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA.....5
1.1 Definición de generador de vapor y de caldera....5
1.2 Clasificación de los generadores de vapor....5
1.2.1 Generadores de vapor acuotubulares....6
1.3 Las características generales de los generadores de vapor de tubos de agua....7
1.4 Parámetros de trabajo de generadores de vapor de tubos de agua....8
1.4.1 Circulación natural....9
1.5 Características del sistema de tiros en los generadores de vapor....10
1.5.2 Ventiladores de Tiro Forzado....12
1.5.3 Ventiladores de Tiro Inducido....12
1.5.4 Tiro Balanceado....13
1.6 Tendencias en el desarrollo de los generadores de vapor de tubos de agua....15
1.6.1 Caldera de recuperación de calor acuotubular PRODINCO....15
1.6.2 Calderas Cleaver-Brooks....16
1.6.3 Foster Wheeler....16
1.6.5 Resumen de las tendencias actuales....17
1.7 Conclusiones parciales del capítulo I:....18

CAPÍTULO II: EVALUACIÓN TÉCNICA DEL GENERADOR DE VAPOR F-101/1 DEL TIPODE-25-14-225 гм DE LA REFINERÍA DE PETRÓLEO CAMILO CIENFUEGOS..... 19

2.1 Aerodinámica del generador de vapor F-101/1..... 19

2.2 Características del generador de vapor (F-101/1)..... 20

2.2.1 Partes y equipos que componen el generador de vapor..... 21

2.2.2 Plantas Auxiliares que brindan servicio a la casa de calderas..... 22

2.2.3 Característica del quemador del generador de vapor F-101/1..... 23

2.2.4 Descripción del proceso en la casa de calderas..... 24

2.3 Cambios que se realizaron en el Generador de vapor después de la etapa de reactivación..... 25

2.4 Cálculo aerodinámico comprobatorio en el generador de vapor F-101/1 con las condiciones del combustible actual..... 27

2.4.1 Cálculo de los volúmenes de gases para las condiciones de diseño..... 28

2.5 Cálculo térmico del generador de vapor F-101/1 en las condiciones actuales..... 30

2.5.1 Cálculo de los volúmenes de gases..... 30

2.5.2 Cálculo de la entalpía de los gases..... 31

2.5.3 Balance térmico del generador de vapor..... 32

2.5.3.1 Determinación de las pérdidas de calor en un generador de vapor..... 34

2.5.3.2 Calor útil..... 36

2.5.3.3 Eficiencia del Generador por el método indirecto..... 37

2.6 Gasto de combustible..... 37

2.7 Pruebas realizadas al generador de vapor F-101/1 durante su funcionamiento a máxima capacidad actual 16.5 t/h..... 37

2.7.1 Cálculo de volúmenes de gases de combustión a partir de los resultados obtenidos..... 40

2.7.2 Composición de los gases a la salida del horno considerando una infiltración normal del 2 % en aire. (Por recomendación de la B&W (BABCOCK & WILCOX)..... 44

2.7.3 Caudal de aire que ingresa por infiltración en el horno..... 45

2.7.4 Composición delos gases a la salida del horno (con infiltración)..... 45

2.7.5 Cálculo de la infiltración de aire entre la salida del horno y la salida del economizador. 46
2.7.6 Cálculo del volumen de gases que llega al ventilador de tiro inducido. 49
2.8 Cálculos verificativos de la caída de presión de los gases de combustión en todo el recorrido por el generador de vapor. 49
2.8.1 Cálculo verificativo de la caída de presión en el hogar de la caldera. 49
2.8.3 Cálculo verificativo de la caída de presión en el haz de la caldera. 52
2.8.4 Cálculo verificativo de la caída de presión del conducto de salida de caldera al economizador. 54
2.8.5 Cálculo de la caída de presión en el Economizador. 54
2.8.6 Conducto de salida del Economizador al ventilador de tiro inducido. 56
2.8.7 Cálculo de la presión total desarrollada por el ventilador de tiro inducido. 57
2.8.8 Cálculo de la eficiencia del ventilador de tiro inducido. 58
2.8.8.1 Comprobación de la selección del VTI. 60
2.8.9 Cálculo del área de la sección transversal del conducto de descarga a la chimenea. 61
2.9 Conclusiones parciales del capítulo II. 63
Capítulo III ANÁLISIS ECONÓMICO E IMPACTO AMBIENTAL. 65
3.1 Evaluación económica del generador de vapor F-101/1 65
3.2 Impacto medioambiental. 66
3.2.1 Composición de las emisiones. 67
3.3 Posibles soluciones para controlar las emisiones de gases de un generador de vapor. 69
3.4 Conclusiones parciales del capítulo III. 71
Conclusiones Generales. 72
Recomendaciones. 73
Bibliografía 74
Anexos 77

INTRODUCCIÓN

Introducción.

Antecedentes del problema:

Teniendo en cuenta los años de explotación y parada por inactividad de la empresa, los generadores de vapor instalados en el momento de la construcción de la Refinería de Petróleo Camilo Cienfuegos sufrieron con el paso del tiempo un profundo deterioro que, ante la reactivación de la planta, su estado técnico no respondía a los requerimientos de la nueva situación. Es por esto que se decide por parte de la gerencia para reactivar el equipamiento tecnológico, adquirir dos generadores de vapor de 25 t/h y 1,5 MPa de presión en Eslovaquia a la compañía SES TLMACE.

Para acometer el montaje era necesario modificar el sistema de conductos de salida de gases de combustión. En el sistema original los cuatro generadores de vapor tenían un conducto individual que tributaba a un conducto común el cual se conectaba a la chimenea. La chimenea existente se encontraba en mal estado, lo que aconsejaba su reparación o sustitución.

Un aspecto técnico que introducirían los nuevos generadores de vapor sería que sus hornos son presurizados, mientras que los de los rusos existentes eran de tiro balanceado, lo que haría incompatible la interconexión de todas a una sola chimenea.

Se presentaron varias alternativas por parte de SES TLMACE para resolver este problema y finalmente quedó aprobada la que está montada en la actualidad que consiste en lo siguiente:

El diseño de un nuevo sistema de forma tal que se construyeron dos chimeneas, una para evacuar los gases de combustión de los generadores rusos, a la cual llegan los conductos individuales de cada uno, y otra para evacuar los de los dos generadores eslovacos, a la que llegan los conductos individuales de estos.

La modificación del sistema de extracción de gases de combustión conllevó la modificación del área de los conductos de salida de los gases hacia las chimeneas, los cuales fueron reducidos.

Esto ha dado como problemática que en el funcionamiento del generador ruso no se alcance la máxima capacidad de generación de vapor ya que cuando se sobrepasa la capacidad de16,5 t/h, se produce inestabilidad en el trabajo del quemador que provoca su parada automática, además a partir de esta capacidad se observa que se produce una mala combustión evidenciada en la coloración oscura de los gases a la salida por la chimenea. Mientras esto está ocurriendo el VTI se encuentra trabajando a máxima capacidad y el dámper abierto al 100%; sin lograr aumentar la generación lo que conlleva a que no se suplan los requerimientos de vapor del proceso.

Analizando esta situación pudieran plantearse como causas fundamentales las siguientes:

- La sección transversal de los conductos suministrados.
- Capacidad de evacuación de la chimenea.
- Infiltraciones de la caldera.
- Exceso de aire para la combustión.

Justificación.

En la Refinería de Petróleo Camilo Cienfuegos por lo general la demanda de vapor oscila entre 18 a 20 t/h el que se utiliza vapor en la planta de procesos, MCP, muelle, cargadero de pailas y ferrocarriles, Bloque 27(GLP), uso propio de la planta de generación de vapor, cocina y lavandería entre algunas otras áreas; para lo cual se necesitan generadores de vapor que puedan asumir dicha demanda además de responder a las variaciones que pudieran surgir, para así garantizar la confiabilidad operacional de toda planta y ganar en calidad de los productos; brindándole a los clientes un vapor con la temperatura y presión que garantice sus necesidades.

Después de haberle realizado las pruebas de carga al generador de vapor F-101/1 se comprobó que el mismo no es capaz de producir la cantidad de vapor para la que está diseñado con los parámetros de presión y temperatura exigidos por el proceso; por lo que se hace necesario acometer el estudio de las causas que conllevan a este déficit en su operación, para en consecuencia proponer soluciones adecuadas que restituyan sus valores óptimos de trabajo.

Título Descriptivo del Problema.

El trabajo se titula Estudio técnico económico del generador de vapor F-101/1 de la Refinería de Petróleo Camilo Cienfuegos y será realizado mediante la toma en condiciones reales de operación de los parámetros de trabajo como: consumo de combustible, producción de vapor, temperatura, presión y composición de los gases de combustión, los ventiladores de tiro forzado e inducido, presiones y volúmenes en diferente etapas del paso de los gases por los conductos del generador.

Formulación del Problema.

Los generadores de vapor acuotubulares (tubos de agua) utilizados en la Refinería de Petróleo Camilo Cienfuegos por lo general han sido eficientes en su trabajo; después de hechas variaciones en las áreas de los conductos de gases de salida, específicamente del generador de vapor F-101/1 y el cambio de su quemador por uno de tecnología más reciente y automatizado, la misma no logra alcanzar su capacidad nominal de trabajo y suministrar el vapor requerido por el proceso productivo como consecuencia de la incapacidad de evacuar los gases de combustión producidos. Cuando su producción sobrepasa las 16,5 t/h se produce mala combustión que se evidencia en humos negros por la chimenea, con la consecuente afectación al medio ambiente y que provoca la parada automática del generador de vapor.

Objetivo General.

Identificar las causas de la baja producción del generador de vapor F-101/1 a través de métodos de cálculos.

Objetivos Específicos.

1. Determinar mediante un balance térmico la eficiencia del generador de vapor F101/1.
2. Calcular el volumen de gases de combustión que se producen en las condiciones actuales.
3. Evaluar si el área de paso del conducto de salida de gases de combustión es adecuada.

4. Realizar un análisis técnico económico del generador de vapor.
5. Evaluar el impacto medioambiental.

Hipótesis.

Calcular los volúmenes de gases de combustión producidos permitirá determinar que el área de paso del conducto de salida de los mismos impide su completa evacuación a la velocidad adecuada y esto es la causa de la baja producción de vapor del generador.

Resultados esperados.

Demostrar que la reducción del área de paso del conducto de evacuación de los gases producidos en la combustión altera la aerodinámica y con ello la capacidad de producción de vapor del generador.

Capítulo I

CAPÍTULO I: REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA.

1.1 Definición de generador de vapor y de caldera.

El término de generador de vapor está siendo utilizado en la actualidad para reemplazar la denominación de caldera, e indica al conjunto de equipos compuestos por: horno u hogar, cámaras de agua o evaporador, quemadores, sobrecalentadores, recalentadores, economizador y precalentador de aire. Las calderas son dispositivos de ingeniería diseñados para generar vapor saturado (vapor a punto de condensarse) debido a una transferencia de calor, proveniente de la transformación de la energía química del combustible mediante la combustión, en energía utilizable en forma de calor y transferirla al fluido de trabajo siendo el más común el agua en estado líquido, la cual la absorbe y cambia de fase convirtiéndose en vapor. El término de caldera ha sido por mucho tiempo utilizado y los dos términos se usan indistintamente. Es común la confusión entre los términos de caldera y generador de vapor, pero la diferencia es que el segundo genera vapor sobrecalentado (vapor seco) y el otro genera vapor saturado (vapor húmedo).(CADAFE, 2010).

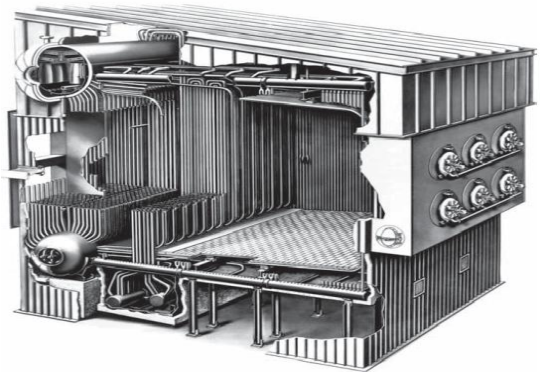
Un generador de vapor es un intercambiador de calor en el que la energía se aporta generalmente por un proceso de combustión, o también por el calor contenido en un gas que circula a través de ella. En ambos casos, el calor aportado se transmite a un fluido, generalmente agua, que se vaporiza o no (según la temperatura y presión de diseño) y se transporta a un equipo consumidor, en el que se cede esa energía. Según por donde discurran los humos de combustión y por dónde lo haga el agua, las calderas se clasifican en: generadores de vapor pirotubulares y generadores de vapor acuotubulares.

1.2 Clasificación de los generadores de vapor.

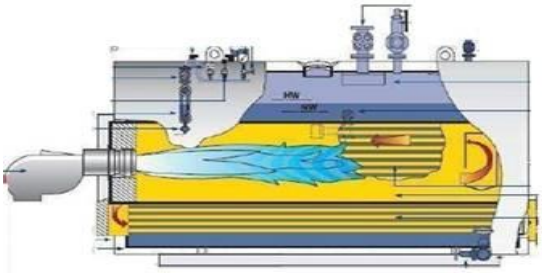
Entre la clasificación de los generadores de vapor se puede catalogar:

1. Por la naturaleza del servicio pueden ser: fija, portátil, locomotora o marina.
2. Por el tipo de combustible: generadores de vapor de carbón, de combustibles líquidos, de combustibles gaseosos, mixtos y de combustibles especiales.
3. Por el tiro: tiro natural o tiro forzado (con hogar en sobrepresión, en depresión o en equilibrio).

4. Por los sistemas de apoyo: generadores de vapor apoyado y generador de vapor suspendidos.
5. Por la transmisión de calor: generadores de vapor de convección, generadores de vapor de radiación, generadores de vapor de radiación-convección.
6. Por la disposición de los fluidos: generadores de vapor de tubos de agua (acuotubulares), generadores de vapor de tubos de humos (pirotubulares). (CADAFE, 2010).



Caldera industrial acuotubular para combustible líquido.



Caldera pirotubular.

Figura 1.1 Diseños de generadores de vapor.

1.2.1 Generadores de vapor acuotubulares.

Normalmente el agua está retenida y circula en tubos verticales calentados externamente por el fuego, que se extienden desde la parte inferior hasta la parte superior del generador, por donde sale el vapor al colector. Estos por lo general se encuentran ubicados alrededor de la cámara de combustión en varias capas. Al recibir calor en los tubos en la parte inferior comienzan a aparecer burbujas de vapor las cuales se van agrupando formando bolsas de mayor diámetro hasta que toda el agua se convierte en vapor saturado que es descargado en domo superior.

En los generadores de vapor más pequeños, los tubos generadores están separados en el horno, mientras que los generadores de vapor de servicios

públicos más grandes se basan en los tubos llenos de agua que conforman las paredes del horno para generar vapor.

Luego de salir del domo hacia los consumidores el vapor continua recibiendo calor en los sobrecalentadores obteniéndose el vapor sobrecalentado; este se define como vapor de agua que se calienta por encima del punto de ebullición a una presión dada.

Los gases de escape también se usan para calentar el suministro de agua de alimentación y en algunos generadores para calentar el aire que se incorporará al horno para la combustión.

1.3 Las características generales de los generadores de vapor de tubos de agua.

Son generadores de vapor medianos y grandes con producciones superiores a los 15 000 kg/h y presiones hasta cercanas a la crítica. Suministran por lo general vapor sobrecalentado. Tienen poca capacitancia de agua, por ello el nivel de agua les fluctúa con rapidez y tienen un arranque relativamente rápido. El costo de la instalación es grande, teniendo en cuenta que conllevan una importante obra estructural y refractaria y pueden llegar a alcanzar altas eficiencias, generalmente, del orden de 80-92%.

Los generadores de vapor de tubos de agua se utilizan ampliamente en las empresas industriales, centrales azucareros, textiles, refinerías, fábricas de papel, de fertilizantes y muchas otras.

Su función es generar vapor sobrecalentado y están compuestos de: el horno o cámara de combustión, las paredes de tubos de agua, los domos inferior y superior, sobrecalentador, el economizador y calentador de aire. El agua es calentada y evaporada no solo en las paredes de agua sino también en los tubos de calderas situados entre el domo superior e inferior. En los generadores de vapor de mediana presión la proporción de vapor utilizado en el calentamiento es comparativamente pequeña, menor del 20% de la cantidad total de calor recibido por la caldera del flujo de gases, la superficie del sobrecalentador es pequeña y el sobrecalentador está ubicado entre el banco de tubos

evaporadores. Muchos de los diseños importantes de las calderas modernas, están comprendidos dentro de estas calificaciones, incluyendo todas las calderas destinadas a las grandes centrales termoeléctricas para servicios públicos.

Con excepción de los modelos de diseño articulado o los de muy reciente desarrollo, tales como las calderas de circulación forzada, la caldera de tubos curvados, es por excelencia una unidad de domos múltiples. Puede tener dos, tres o cuatro; usualmente, tiene un domo abajo y el resto en la parte superior de la caldera.

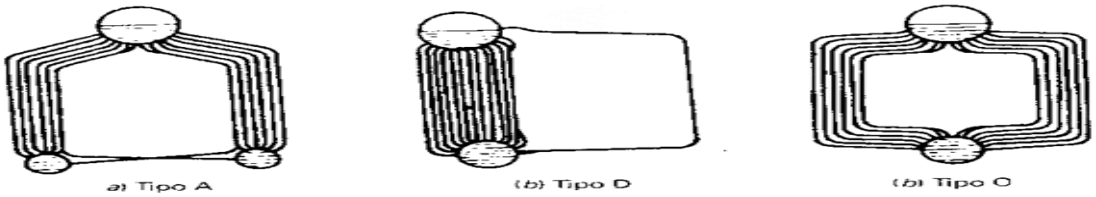
1.4 Parámetros de trabajo de generadores de vapor de tubos de agua.

Los generadores de vapor de paredes refractarias o enfriadas por agua, los que en algunas ocasiones se construyen de acero, se ensamblan a pie de obra, mientras que las unidades pequeñas vienen de fábrica ensambladas en forma de paquetes listas para interconectar a los sistemas.

Las calderas más popularizadas son las de dos y tres domos, de altura reducida, las inclinadas de dos domos. El domo estandarizado, de amplia aplicación en instalaciones industriales, se obtiene en el mercado en capacidades hasta de 45 360 kg/h (100 000 lb/h) de vapor.

Los generadores de vapor actuales se construyen de hasta 55 ton/h de producción de vapor, y presiones de hasta 3,0 MPa, según los catálogos de Loos International.

El "tipo D" es el tipo más común de las pequeñas y medianas calderas, similar al que se muestra en el diagrama esquemático. Se utiliza tanto en aplicaciones estacionarias y marinas. Se compone de un gran domo de vapor verticalmente conectado a un domo inferior de agua más pequeño a través de múltiples tubos de generación de vapor. Estos están rodeados por paredes hechas de tubos llenos de agua.



Las calderas compactas modernas se disponen en tres configuraciones: A, D y O.

Figura 1.2 Disposiciones de los domos en los generadores de vapor.

Los generadores de vapor modernos han crecido en tamaño para las aplicaciones industriales. La mayoría de los generadores de vapor de tubos de agua siguen los tres diseños mostrados en la figura anterior generalmente el de tipo D, montada en fábrica consta de dos domos, las paredes del hogar están refrigeradas por agua en las partes frontal y trasera, y las paredes exteriores, suelo y techo están refrigeradas por tubos tangentes.

1.4.1 Circulación natural.

La circulación del agua y de la mezcla agua-vapor ocurre naturalmente debido a la diferencia de densidades entre el agua más fría y la mezcla de agua-vapor (efecto sifón); esto implica entonces tener un circuito cerrado por donde circula el agua y una diferencia de altura apreciable entre las partes altas y bajas del equipo.

Los generadores de vapor chicos, los de potencia mediana y una buena parte de los grandes generadores de vapor son de circulación natural.

Los generadores de vapor de tubos de agua curvados, son más flexibles que los rectos. Pueden construirse de distintos diseños y permiten que una mayor superficie de calefacción esté expuesta al calor radiante de llama. Los tubos se curvan por varias razones:

1. Razones de transferencia térmica hacen imposible utilizar tubos rectos.
2. El tubo curvado permite la libre dilatación y contracción del conjunto normalmente sobre el domo inferior de lodos, ya que el domo superior está separado por estructuras de acero.
3. Los tubos curvos entran en el domo radialmente para permitir que muchos haces de tubos penetren en el domo superior.

En el domo superior, donde cumple dos funciones esenciales: separar el vapor del agua para suministrarlas al sistema de bajantes limpia y separada del vapor para la circulación segura y correcta, y separar la humedad del vapor para entregar vapor de alta calidad. Las partes o piezas internas cumplen estas funciones por medio de las dos etapas de separación.

1.5 Características del sistema de tiros en los generadores de vapor.

1.5.1 Sistemas de tiro.

Desde el punto de vista termodinámico los gases que se producen durante la combustión de los combustibles tienden a subir debido a su menor peso y el lugar dejado libre es ocupado entonces por aire frío proveniente del exterior

Como elemento fundamental para que ocurra de forma adecuada el proceso de combustión tenemos la incorporación al horno de una determinada cantidad de aire en correspondencia con la masa de combustible a quemar. De esta manera en los hornos se produce una cantidad de gases de combustión que cumplen la función de suministrar calor a las superficies de transferencia y posteriormente debe ser evacuados del generador de vapor desde el propio horno hacia el medio exterior, trayecto en el cual se encuentran con las resistencia de los conductos existentes con este fin y de las superficies de transferencia de calor.

Existen dos formas o métodos para evacuar los gases producidos durante el proceso de combustión de un generador de vapor a los cuales se les llama tiro, cada uno con sus particularidades que los diferencian.

En primer lugar tenemos el tiro natural el cual tiene como características fundamentales que en él no interviene ningún equipo mecánico y que su carga motriz va a estar determinada por la diferencia de densidades entre el gas de combustión que tiene una alta temperatura y por consiguiente una baja densidad, y el aire atmosférico que tiene una temperatura mucho más baja y por tanto mayor densidad. Por el simple mecanismo de la convección natural el gas de combustión sale por la chimenea hacia el exterior, produciéndose de esta forma la evacuación de los mismos.

La ecuación que rige este mecanismo se representa a continuación

$$\Delta P = \left(\rho_a - \rho_g\right) g h$$

Dónde:

ΔP - Carga motriz natural que crean los gases al salir por la chimenea del generador de vapor, Pa.

ρ_a – Densidad del aire a la temperatura ambiente, kg/m^3.

ρ_g – Densidad de los gases de escape del generador de vapor, kg/m^3.

g- Aceleración de la gravedad, m/s^2

h - Altura de la chimenea del generador de vapor, m.

A partir de esta ecuación es necesario señalar que el establecimiento de la circulación será posible si se cumple la condición de que la caída de presión, que lleva implícitas las resistencias locales representadas por las superficies de transferencia de calor y las resistencias por fricción con las paredes de los conductos, sea menor que la carga motriz o lo que es igual que la carga motriz sea capaz de vencer la caída de presión.

Un elemento importante a tener en cuenta para el establecimiento de la circulación natural lo constituye el cálculo de la altura de la chimenea.

Los generadores de vapor de media y alta capacidad no resuelven el problema de la evacuación de los gases sólo con el efecto que se produce con la diferencia de densidades y las características de la chimenea, es por esto que se hace necesaria otra forma de extraer los gases producidos durante la combustión llamada tiro mecánico; este se establece a partir de la presencia de unos elementos mecánicos como ventiladores que crean las diferencias de presiones necesarias obligando el movimiento. Dentro de esta clasificación tenemos:

El tiro forzado que cuenta con la presencia de un ventilador llamado ventilador de tiro forzado (VTF), cuya función es tomar el aire atmosférico pasándolo, en los casos en que exista, por el calentador de aire y lo incorporan a la cámara de combustión.

Tenemos también el tiro inducido el que cuenta con al llamado ventilador de tiro inducido (VTI), tiene como objetivo tomar los gases producidos en el horno y conducirlos a la chimenea para que a través de esta salgan al exterior.

Una tercera variante resulta la combinación de los dos tiros el forzado y el inducido, y esta combinación resulta adecuada para lograr un buen funcionamiento de los generadores de vapor industriales de media y alta capacidad.

Tenga presente que un generador de vapor grande puede presentar una resistencia en el conducto de 200 – 300 mm ca.

Cualquiera que sea la naturaleza del combustible empleado, los generadores de vapor industriales, emplean para el desplazamiento del aire para la combustión y gases productos de ella ventiladores. Los ventiladores proporcionan al aire primario hasta el quemador. Asimismo proporcionan el aire secundario a través de las cajas de viento para completar la combustión.

1.5.2 Ventiladores de Tiro Forzado.

Tienen dos funciones fundamentales:

1. Suministrar al horno el aire necesario para la combustión.
2. Vencer todas las resistencias (pérdidas friccionales) que se opongan al aire hasta que sea descargado al horno.

El ventilador de tiro forzado debe ser capaz de vencer las resistencias que se le opongan en los siguientes conductos y equipos:

1. Conducto de succión del propio ventilador.
2. Caja de aire o conducto de descarga en los quemadores.

Ventajas del ventilador de tiro forzado.

1. Desplaza aire a temperatura ambiente, libre de componentes agresivos, mientras que el ventilador de tiro inducido desplaza gases a temperatura del orden de los 200ºC y más. Los productos de combustión resultan agresivos.
2. El caudal de aire a desplazar es menor que el ventilador de tiro inducido por cuanto el volumen específico es menor (menor temperatura).
3. El número de máquinas en servicio es la mitad por cuanto se requiere un solo ventilador.

Desventaja del ventilador de tiro forzado

1. La desventaja reside en la exigencia de hermeticidad de todos los pasajes por donde se desplazan los gases y la estructura adicional resistente que impone.

Los ventiladores de tiro forzado pueden no usarse en calderas pequeñas, pero resultan imprescindibles en medianas y grandes.

1.5.3 Ventiladores de Tiro Inducido.

Tienen dos funciones fundamentales:

1. Sacar todos los gases del generador de vapor.

2. Vencer todas las resistencias (pérdidas friccionales) desde el horno hasta la chimenea.

Los ventiladores de tiro inducido deben ser capaces de vencer las resistencias que se le opongan en los siguientes conductos y equipos:

1. Horno.
2. Flusería de la caldera.
3. Sobrecalentador.
4. Economizador.
5. Dámper para derivación de gases.
6. Conducto desde el economizador hasta la entrada al ventilador de tiro inducido.
7. Conducto desde el ventilador hasta la chimenea.
8. Cualquier efecto de chimenea negativo que haya en el sistema pero siempre excluyendo la chimenea.

El uso de ventiladores de tiro inducido en generadores de vapor medianos es frecuente. Son los encargados de producir una depresión en el hogar del orden de 5 a 12 mm ca. Su capacidad debe tener en cuenta la falta de hermeticidad del generador de vapor en los conductos de circulación de los gases de combustión (infiltración de aire del medio ambiente). Se eligen ventiladores con álabes con el disco posterior, se refuerzan con superficies supletorias para compensar el desgaste que le provoca la ceniza y elementos volantes. Los álabes para reducir su desgaste requieren de modificaciones en el diseño que significan escaso detrimento de su eficiencia. Mediante estos artificios se pueden emplear álabes radiales y curvados hacia atrás. Estos ventiladores aspiran quemados desde un sector localizado aguas abajo del economizador.

1.5.4 Tiro Balanceado.

El sistema más común en los generadores de vapor mediano y grande es el uso simultáneo de ventiladores de tiro forzado e inducido, de tal forma que el horno funcione con un ligero vacío, este método recibe el nombre de tiro balanceado.

Este sistema establece para todo tipo de carga una presión dentro del hogar menor a la atmosférica del orden de 5 - 10 mm de ca. o sea tiro negativo en el hogar. Esto evita que se produzcan fugas de gases y minimiza a valores aceptables las infiltraciones de aire en los conductos de la caldera.

Los equipos que son capaces de aumentar la presión son los ventiladores de tiro forzado e inducido y la chimenea, los demás equipos constituyen resistencias al paso de los gases y provocan pérdidas de presión.

Si se rompe un bafle o pantalla que guía a los gases, estos se cortocircuitan resultando así temperaturas excesivas de los humos de combustión y por ello la pérdida de rendimiento y la capacidad de producción de vapor.

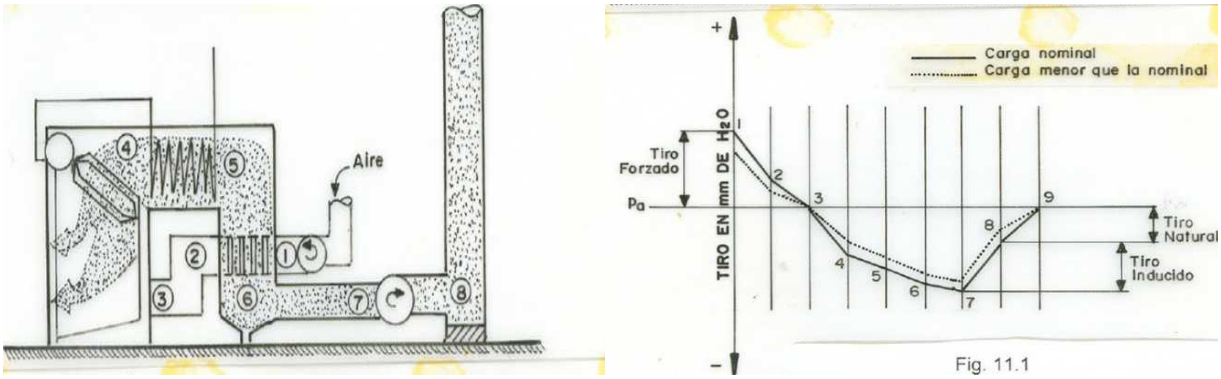


Figura 1.3 Esquema del comportamiento del tiro balanceado.

Rango de velocidades usuales en conductos de aire y gases**.**

Conductos para aire del Tiro Forzado.	7,6 – 18,3 m/s.
Entrada del Tiro Forzado a la Caja de Vientos.	7,6 – 10,0 m/s.
Conductos para gases del Tiro Inducido.	10,0 – 18,3m/s.
Chimenea.	10,0 – 25,0 m/s.
Pasajes por tubos hervidores.	15,0 – 0,30 m/s.
Aire y gases por precalentador.	4,8 – 25,0 m/s.

1.6 Tendencias en el desarrollo de los generadores de vapor de tubos de agua.

En la actualidad existen numerosos fabricantes de generadores de vapor acuotubulares donde cada uno de ellos describe las ventajas de sus productos a los que hacemos referencia a algunos de ellos.

1.6.1 Caldera de recuperación de calor acuotubular PRODINCO.

Las calderas de recuperación de calor Prodinco han participado en la recuperación y en el ahorro de energético en diferentes proyectos en todo el mundo. La recuperación de calor de gases a altas temperaturas implica una amplia diversidad de diseños de calderas, en función de la naturaleza de los gases y de la transmisión a los fluidos requeridos para cada aplicación.

Características y ventajas de la caldera de recuperación acuotubular Prodinco.

Flujo a contracorriente.

- diseño compacto
- máxima eficiencia térmica
- contenido bajo de agua
- arranque rápido

Tubos Lisos.

- Mínimo riesgo de fuego
- Fácil limpieza

Configuración Escalonada.

- Alta transferencia de calor
- Mínima acumulación de hollín

Circulación forzada.

- Sin nivel de agua dentro de la caldera
- Libre elección en la dirección de agua y gas

Tubos en espiral.

- Funcionamiento en seco hasta 450ºC de temperatura en los gases

1.6.2 Calderas Cleaver-Brooks

Ofrece las calderas más eficientes en combustible, sistemas amigos del medio ambiente con la más alta eficiencia vapor-combustible en la industria. Para aplicaciones industriales o comerciales en vapor y agua caliente.

El sistema de aire forzado Cleaver-Brooks suministra cantidades controladas de aire ambiente del cuarto de la caldera.

Provee aire de combustión a la presión adecuada, usando un ventilador de tiro forzado, libre de mantenimiento que elimina la necesidad de:

- Conductos de gran diámetro.
- Chimeneas altas.
- Ventilador aspirador.
- Compuertas barométricas.
- Controles de aspiración.

El diseño del ventilador de tiro forzado envía aire a una cámara de pre-combustión para asegurar una presión uniforme, y distribuye el aire a través de un difusor para ayudar a obtener una mezcla de aire / combustible completa.

Resultados:

- Combustión eficiente, limpia y completa con exceso de aire.
- La medición del combustible y del aire es completamente automática consistente con las demandas de carga.
- Logrará máxima eficiencia en conversión de combustible a vapor.

1.6.3 Foster Wheeler.

La tecnología Foster Wheeler permite la construcción de generadores de vapor de gran porte, contemplando las demandas en el sector industrial y energético. Todos sus generadores de vapor paquete incluyen hornos específicamente diseñados para aplicaciones modernas de bajo NOx, optimizados dimensionalmente para configuraciones de quemadores simples y dobles. Su enfoque en la relación entre la forma de la llama y la geometría del horno resulta en quemadores que operan a niveles óptimos de emisión para reducir aún más los niveles de NOx y así cumplir con la mayoría de las regulaciones ambientales utilizando la recirculación de los gases de combustión.

Características de las calderas:

- Fácil acceso para inspección y mantenimiento.
- Diseño de dos domos, D-Style: ofrece al mismo tiempo tecnología y confiabilidad.
- División de pared Mono-Wall: para impedir fugas de gases desde el horno hacia el banco convectivo.
- Construcción Mono-Wall: utilizando una pared membrana tubular.
- Domos amplios con Internos de Alta Calidad: para quemar vapor seco, libre de humedad.
- Sobrecalentadores estándar, drenables de convección completa: para permitir la remoción del todo el condensado antes del arranque.
- Conexiones dentadas Tubo-Domo: para asegurar la integridad del sello de tubo-domo.

1.6.4 BABCOCK & WILCOX Co. (USA)

El generador de vapor modelo “FM”, completamente estándar y prediseñado, es de construcción estanca y por lo tanto, presurizable. El hogar construido con paredes de agua, es completamente hermético y previene la corrosión por parte de los gases. Los únicos sectores cubiertos de ladrillos refractarios son el piso (necesidad funcional), apoyos de la pared de agua, y el cono del quemador.

1.6.5 Resumen de las tendencias actuales:

- Recuperación de calor de gases a altas temperaturas.
- Sistemas que protegen el medio ambiente con la más alta eficiencia vapor-combustible en la industria.
- Utilizando la recirculación de los gases de combustión.
- Utilización de quemadores eficientes con bajas emisiones de NOx al medio.
- Incluyen hornos específicamente diseñados para aplicaciones modernas de bajo NOx.
- Se construyen generadores que requieren poco mantenimiento y alta fiabilidad.
- Utilización de quemadores para quemar varios tipos de combustibles.

1.7 Conclusiones parciales del capítulo I:

1. La tendencia actual de los fabricantes de generadores de vapor es diseñar y producir equipos con arranques rápidos, con gran adaptabilidad a las fluctuaciones de carga, con quemadores de baja emisión de NOx contaminantes del medio ambiente y un alto aprovechamiento del calor de los gases de escape.
2. Para cumplir con los requerimientos de procesos cada vez más exigentes los generadores de vapor se encaminan hacia altas producciones de vapor y mayores presiones de servicio del orden de las 55,0 ton/h y 3,0 MPa.
3. El correcto diseño del sistema de tiro de gases y la adecuada selección de los ventiladores determina en muchos casos la capacidad de producción de vapor de un generador.

Capítulo II

CAPÍTULO II: EVALUACIÓN TÉCNICA DEL GENERADOR DE VAPOR F-101/1 DEL TIPO DE-25-14-225 ГМ DE LA REFINERÍA DE PETRÓLEO CAMILO CIENFUEGOS.

2.1 Aerodinámica del generador de vapor F-101/1.

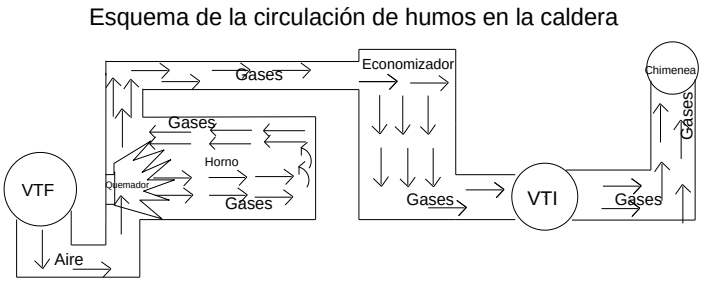


Figura 2.1 Esquema de circulación de los gases de combustión.

El generador de vapor de nuestro trabajo es acuotubular de presión media con circulación natural y horno balanceado; la misma posee un quemador que trabaja con fuel-oíl.

Este generador toma el aire de la atmósfera y mediante el ventilador de tiro forzado lo introduce al horno a través del quemador para así lograr la combustión, este volumen de aire junto al combustible fuel-oíl, el vapor de atomización y un medio de encendido consistente en una descarga eléctrica y gas butano-propano, crea las condiciones favorables para la aparición de la llama y la producción de los gases que transmiten su temperatura a los tubos por los que circula el agua convirtiéndola en vapor; este volumen de gases de combustión que se crea, le transfieren la energía calorífica al agua de alimentación que pasa primeramente por el economizador donde absorbe una parte de la temperatura que llevan los gases de combustión antes de salir por la chimenea.

Para lograr una buena mezcla aire combustible y por tanto una buena combustión es necesario suministrar al horno una cantidad de aire en exceso, el pasaporte técnico correspondiente a este generador plantea que el coeficiente de exceso de aire a la

salida del horno debía estar en 1,2 % pero en la actualidad no se comporta de este modo.

Los gases de combustión formados en el horno del generador de vapor poseen una temperatura de 1100 ºC, después de pasar por el horno los gases intercambian calor con el sobrecalentador que tiene un área de 15,3 m² y después estos gases pasan por cinco pases de tubos los cuales tienen cuatro de ellos un área de 28,84 m² y el otro 10,81m² bajando la temperatura de los gases desde 1100 ºC hasta 378ºC (valor de temperatura dado antes del economizador por el pasaporte técnico). Posteriormente los gases de combustión entran al economizador e intercambian calor, transfiriéndole al agua de alimentación una parte de la temperatura que llevan los gases de salida rebajando la misma hasta 178 ºC según el pasaporte. Estos gases son aspirados por el ventilador de tiro inducido y enviados a través de un conducto a la chimenea.

En la actualidad después se realizar mediciones de estos gases se determinó que este coeficiente de exceso de aire está por encima del valor planteado en la documentación, ocasionando esto que se produzcan mayor cantidad de gases de combustión, aumentando la temperatura de salida de los mismos e imposibilitando la correcta evacuación de los gases por el ventilador de tiro inducido.

2.2 Características del generador de vapor (F-101/1).

La casa de calderas tiene una capacidad de 100 t/h distribuidas en cuatro unidades de 25 t/h cada una, con el objetivo de producir vapor de agua con calidad para los consumidores de la refinería y uso interno de la planta. (Gorkorskoe, 1979).

Existen dos generadores de procedencia rusa DE-25-14-225 ГМ, con las siguientes características:

Generadores de vapor acuotubulares donde el agua circula por el interior de los mismos y el calor por fuera, posee dos domos uno encima del otro los que se interconecta mediante tubos ascendentes y descendentes, un cabezal común, paredes y piso que por ser de circulación natural, cuando comienza el calor, el agua recircula por todas estas partes, siempre el agua fría bajará y la caliente sube hasta llegar a convertirse en vapor acorde con la temperatura y la presión, formándose el vapor húmedo en el domo superior.

Este generador está destinado para producir el vapor de agua con la presión 13 kgf/cm²y la temperatura de 225 ºC. De la casa de calderas sale el vapor con la presión y temperatura antes descritas para las necesidades de los consumidores y el propio uso de casa de calderas, en esta última se necesita vapor de 3 kgf/cm² y 6 kgf/cm² de presión.

2.2.1 Partes y equipos que componen el generador de vapor.

- Domo superior (separador de vapor).
- Domo inferior.
- Horno u hogar.
- Cono para la combustión (donde está montado el quemador de fuel-oíl).
- Ventiladores de aire de enfriamiento.
- Ventilador de tiro forzado.
- Ventilador de tiro inducido.
- Sobrecalentador.
- Economizador.

- válvulas a prueba de explosión.
- válvulas de seguridad.
- armario de gas para el encendido de la caldera.
- bombas de alimentación.
- separador de purga continúa.
- . separador de purga periódica.
- niveles visuales.
- toma muestra.

Registros de purgas.

Estos generadores poseen dos secciones de agua en el domo, sección sucia y sección limpia, con el objetivo de garantizar una mayor calidad de vapor con respecto a los sólidos totales disueltos (S.T.D.) (sales disueltas en el agua y vapor), por lo que el agua entra por 1/3 de la parte del domo superior y el vapor sale por las otras 2 partes del mismo, ya más limpio; para el control de ambas secciones tiene un nivel visual. Posteriormente este vapor húmedo con temperatura de 194^0C a 13 kgf/cm^2

pasa al sobrecalentador alcanzando en este la temperatura de 225^0C. Se alcanza un sobrecalentalentamiento de 31 °C.

Cada generador tiene un toma muestras donde se toman las muestras de:

- vapor húmedo.
- vapor sobre calentado.
- agua de caldera.

Estas se llevan al laboratorio para realizar los análisis correspondientes según cronograma de control de análisis y parámetros de los mismos, con el objetivo de mantenerlos dentro de los rangos establecidos y en caso de necesidad corregirlos.

Cada generador tiene dos tipos de purgas:

La purga continua que sale del domo superior hacia el separador de purga continua y de esta línea sale también para el toma muestras, esta purga se mantiene siempre a un rango de abertura acorde con la cantidad de (S.T.D.) obtenido por los resultados de las muestras tomadas que se hacen con una frecuencia de dos veces al turno.

La purga periódica que se encuentran ubicadas en, una en la parte delantera del domo inferior, otra en la parte trasera del propio domo inferior y la otra en el cabezal común de domo a domo en la parte derecha de la caldera, con el objetivo de arrastrar todas las sales precipitadas en el domo inferior, con estas también se controla la caldera en caso de estar muy alto los S.T.D., estas purgas se abren una vez por turno.

Niveles.

Los niveles visuales tanto el de sección limpia como el de sucia tienen que estar a un 50% de llenado y coincidir con la señal en el panel de control, ya sea la computadora o el equipo para este fin en el panel.

Con el fin de producir el vapor de agua se utiliza agua químicamente tratada, que se obtiene de la planta de tratamiento químico de agua.

2.2.2 Plantas Auxiliares que brindan servicio a la casa de calderas.

La casa de calderas comprende:

- Planta de tratamiento químico del agua.
- Planta de depuración de condensado de vapor de agua.
- Facilidades de reactivos.

- Facilidades de combustible (fuel-oíl).

Las facilidades de combustible (fuel-oíl) aseguran las demandas de la casa de calderas en el combustible.

Facilidades de combustible de fuel-oíl:

El fuel–oíl sale de la planta de procesos con t = 90ºC y presión hasta 6kgf/cm² y va a los tanques de almacenamiento de fuel-oíl TK-52-151/1, TK-52-151/2. La recepción del fuel- oíl en estos tanques se efectúa periódicamente a medida que se produce el consumo. Desde los tanques el fuel-oíl mediante las bombas P-52-147/1, P-52-147/2 y P-52-147/A es bombeada a través de los calentadores de fuel-oíl E-52-153/1, 2, 3,4 donde se calienta con vapor de agua a temperaturas entre 130 y 170ºC según la viscosidad del combustible y luego es enviado a la casa de calderas.

El esquema de suministro de fuel-oíl a las calderas es de recirculación. Una parte del fuel-oíl enviado a la casa de calderas se quema en los generadores de vapor y el exceso retorna a los tanques.

Los tanques para el almacenamiento de fuel-oíl están equipados con calentadores de serpentín de vapor interiores E-52-152-1,2 la superficie de calentamiento de cada uno es de 10,8 m².

2.2.3 Característica del quemador del generador de vapor F-101/1.

Actualmente el generador de vapor tiene un quemador que es de procedencia alemana; el mismo está automatizado y se atomiza con vapor. Posee aire de enfriamiento y su encendido es con gas butano-propano con válvulas solenoides que actúan automáticamente cuando se le ordena encendido al quemador. El mismo tiene un velador de llama el que detecta la intensidad de la misma, y determina la continuidad o no del proceso de combustión, cuando ocurre una mala combustión el mismo apaga su quemador. Los principales detalles del quemador se ofrecen en el plano que aparecen en los anexos 2.2.3.

Para este quemador el fabricante recomienda que se puedan quemar combustibles con las siguientes características:

Q = 1755 Kg/h P = 6 bar T = 130 ÷ 170 ºC

Vapor de atomización:

Q = 210 kg/h P = 6 bar T = 225ºC

Aire de instrumento: P = 4 ÷ 6 bar T = 20 ÷ 30 ºC

Aire de enfriamiento: Q = 120 m³N/h P = 100mbar T = 20 ÷ 30 ºC

Según el fabricante el combustible suministrado para la quema debe tener las siguientes características físico-químicas:

Aceite combustible (petróleo mejorado)

- Valor calorífico bajo ---------- 39,5 MJ/kg
- Densidad específica en 15 °C ---------- máx. 1000 kg/m³
- Contenido de carbono C(P) ---------- 82,8 %
- Contenido de nitrógeno N(P) ---------- 0,3 %
- Contenido de azufre S(P) ---------- 6,0 %
- Contenido de hidrógeno H(P) ---------- 9,3 %
- Contenido de cenizas A(P) ---------- 0,1 %
- Contenido de oxígeno O(P) ---------- 0,0 %
- Contenido de agua W(P) ---------- 1,5 %

Crudo

- Valor calorífico bajo ---------- 37,7 MJ/kg
- Densidad específica en 15 °C ---------- máx. 1000 kg/m³
- Contenido de carbono C(P) ---------- 79,8 %
- Contenido de nitrógeno N(P) ---------- 0,5 %
- Contenido de azufre S(P) ---------- 6,9 %
- Contenido de hidrógeno H(P) ---------- 10,6 %
- Contenido de cenizas A(P) ---------- 0,1 %
- Contenido de oxígeno O(P) ---------- 0,1 %
- Contenido de agua W(P) ---------- 2.0 %

2.2.4 Descripción del proceso en la casa de calderas.

Casa de Calderas:

El vapor de agua en el domo del generador de vapor se obtiene a cuenta de calor físico de los gases de humo que se forman al quemar el combustible líquido o gaseoso. El destino y las características termofísicas del vapor de agua producido por el generador de vapor se determinan por las condiciones de su aprovechamiento para las necesidades de la refinería y las necesidades propias. El generador de

vapor produce el vapor saturado a una presión en el domo igual a 13 kgf/cm². En el sobrecalentador de vapor alcanza la temperatura de 225 ºC.

El índice de generación de vapor es mayor a 10.5 toneladas de vapor por toneladas de fuel oíl consumida.

2.3 Cambios que se realizaron en el Generador de vapor después de la etapa de reactivación.

El generador de vapor F-101/1 perteneciente a la sala de calderas de la Refinería de Petróleo Camilo Cienfuegos con tecnología rusa en su totalidad (quemador ruso con atomización con vapor) y de producción de 25 t/h tuvo un régimen continuo desde el año 1990 que se inaugura la sala de calderas hasta el año 1995 que se detienen las producciones en la refinería y pasa a la etapa de conservación; desde este año hasta el año 2007 en que se comienza la reactivación de la refinería tuvo este generador de vapor un uso no continuo pues trabajaba solamente para darle el servicio de vapor a un intercambiador de calor que calentaba el combustible para enviar a la termoeléctrica.

Después de comenzada la etapa de reactivación se decide comprar dos generadores de vapor de presión positiva y dejar dos generadores de vapor rusos de horno en depresión para así completar las cuatro unidades que existían antiguamente. Durante el montaje de dichos generadores se presentaron situaciones constructivas que la firma constructora debía darle solución sin afectar el funcionamiento de las mismas. Una de las problemáticas fue la sustitución de la chimenea que además de ser común para todas las calderas presentaba un avanzado deterioro; se decide construir y colocar dos chimeneas independientes con conductos independientes y de menor área al paso de los gases. El acople de este nuevo conducto con la chimenea es en ángulo de 90º lo que constituye una resistencia para la evacuación correcta de los gases de combustión, pues se debió haber calculado y construido el conducto con un ángulo de inclinación favorable para la evacuación de los gases hacia la chimenea. Se sustituyó el quemador original de la caldera rusa por uno con similares características pero de mayor automatización.

El ducto de salida de los gases de escape a la chimenea fue variado desde un área de sección transversal de 3 m² a sólo 0,69 m², como se puede apreciar una notable

reducción equivalente a un 77%, y el diámetro de la chimenea se redujo de 2,4 m a 1,3 m, o sea, en un 45,8 %, por lo que se realizan cálculos comprobatorios en todo el recorrido de los gases por el generador hasta llegar a la chimenea.

Después de todos estos cambios y realizarle las pruebas de carga al generador de vapor, el mismo no pudo llegar a su producción nominal, pues al alcanzar las 16,5 t/h comienza a manifestarse mala combustión, la que al ser detectada por el velador de llamas, retroalimenta al sistema de alimentación de combustible y determina la parada automática del generador, impidiendo que se pueda alcanzar y mantener los parámetros de trabajo establecidos y necesarios para los procesos de la refinería.

Tabla 2.1 Resumen de las variaciones sufridas por el ducto de salida de los gases de escape y diámetro de la chimenea:

Variación	Área sección transversal m²	% Reducción de área sección transversal actual	Diámetro de la Chimenea en metros	% Reducción diámetro de la chimenea actual
Ducto anterior	3	77		
Ducto actual	0,69			
Chimenea anterior			2,4	45,84
Chimenea actual			1,3	

Se pudo apreciar en las pruebas realizadas que el horno, cuando se enciende el quemador se sobrepresiona como si el tiro inducido no fuera capaz de evacuar la cantidad de gases que se producen en el momento de la arrancada; creando en el seno del horno una pequeña explosión y saliendo estos gases por todas las aberturas que luego provocan las infiltraciones de la caldera. Ésta situación de la explosión se controló minimizando la entrega de combustible en el momento del encendido y disminuyendo el vacío a un valor mucho menor a como encendía antes de la remodelación. Se detecta en la inspección de la caldera que la misma presenta alto índices de infiltraciones en la tapa del sobrecalentador y el economizador siendo esto otra causa más de la cantidad de gases excesiva que el ventilador de tiro inducido tiene que evacuar. Otro problema que detectamos es la incapacidad del generador de vapor para llegar a su carga nominal de trabajo y la ineficiencia del VTI

por los altos índices de consumo eléctrico debido a que el mismo trabaja a máxima capacidad sin lograr mantener el vacío en horno.

Los parámetros que a continuación se reflejan fueron provocados durante una prueba de carga que se realizó al generador de vapor donde el control del aire lo tiene el porciento de apertura del dámper el cual brinda mayor o menor caudal de aire, y el combustible se fue ajustando según la observación real de la combustión para así mantener los parámetros de trabajo requeridos.

Tabla 2.2 Parámetros de ajuste del aire para la combustión de la F- 101/1 después de la remodelación.

% de apertura de los dámper del VTF	Caudal de aire(m^3N/h)	Flujo de fuel-oíl(kg/h)
19	5000 – 5600	443 – 452
29	13400 – 14 800	635 – 641
35	18900 – 19100	815 – 824
41.4	21100 – 21200	1005 – 1015
55	23700 – 23800	1217 – 1218
62	24300 – 24400	1366 – 1368

2.4 Cálculo aerodinámico comprobatorio en el generador de vapor F-101/1 con las condiciones del combustible actual.

Es necesario destacar que este generador de vapor cuando se concibió su diseño el combustible tomado como referencia fue el Mazut-100 no siendo el mismo el que se utiliza en la actualidad, el combustible tomado como referencia para este cálculo es el siguiente: fuel-oíl cuya composición química según el análisis de laboratorio en % es:

- Contenido de carbono C_p ---------- 84,6 %
- Contenido de nitrógeno N_p: ---------- 1,0 %
- Contenido de azufre S_p ---------- 2,7 %
- Contenido de hidrógeno H_p – ---------- 9,7 %
- Contenido de agua W_p---------- 2,0 %

2.4.1 Cálculo de los volúmenes de gases para las condiciones de diseño.

Para efectuar este cálculo se toma como referencia el coeficiente de exceso de aire que norma el pasaporte técnico de este generador de vapor, $\propto \text{sal} = 1{,}2$.

Calor de combustión inferior de la masa principal.

$$\text{Qi}_\text{p} = 339\ \text{C}_\text{p} + 1\ 030\ \text{H}_\text{p} - 109(\text{O}_\text{p} - \text{S}_\text{p}) - 25\text{W}_\text{p}, \qquad (kJ/kg) \qquad (2.1)$$

$$\text{Qi}_\text{p} = (339 * 84{,}6) + (1\ 030 * 9{,}7) - 109 * (0 - 2{,}7) - 25 * 2{,}0$$

$$\text{Qi}_\text{p} = 38\ 914{,}7\ \text{kJ/kg}$$

Qi_p:Calor de combustión inferior de la masa principal(kJ/kg)

Coeficiente de exceso de aire.

$$\propto'' = \propto' + \Delta \propto \qquad (2.2)$$

$\propto'$:Coeficiente de exceso de aire a la entrada

$\propto''$: Coeficiente de exceso de aire a la salida

$\Delta \propto$:Variación del coeficiente de aire**.**

Volumen o cantidad de aire seco.

$$\text{V}_\text{a}^\circ = 0{,}0889(\text{C}_\text{p} + 0{,}375 * \text{S}_\text{p}) + 0{,}265 * \text{H}_\text{p} - 0{,}0333 * \text{O}_\text{p}\ , \qquad (m^3N/kg) \qquad (2.3)$$

$$\text{V}_\text{a}^\circ = \{0{,}0889 * [84{,}6 + (0{,}375 * 2{,}7)]\} + (0{,}265 * 9{,}7) - (0{,}0333 * 0)$$

$$\text{V}_\text{a}^\circ = 10{,}1814\ m^3N/kg$$

Como se puede observar que este valor es muy similar al reportado en la bibliografía, anexo 2.3 (tabla A-2 del libro de Ángel Rubio) donde se puede sacar el volumen de aire teórico la cual plantea que: fuel-oíl con alto azufre que es nuestro caso es: $\text{V}_\text{a}^\circ = 10{,}20\ m^3N/kg$.

Volumen total teórico de nitrógeno.

$$\text{V}_{\text{N}_2}^\circ = 0{,}79 * \text{V}_\text{a}^\circ + \left[\frac{0{,}8 * \text{N}_\text{p}}{100}\right], \qquad (m^3N/kg) \qquad (2.4)$$

$$\text{V}_{\text{N}_2}^\circ = 0{,}79 * 10{,}1814 + [\frac{0{,}8 * 1{,}0}{100}]$$

$$\text{V}_{\text{N}_2}^\circ = 8{,}051\ \text{m}^3\text{N/kg}$$

Volumen total teórico del vapor de agua.

$$\text{V}_{\text{H}_2\text{O}}^\circ = 0{,}111\text{H}_\text{p} + 0{,}0124\text{W}_\text{p} + 0{,}00161\text{d}_\text{a} * \text{V}_\text{a}^\circ + 1{,}24\text{G}_\phi\ , (m^3N/kg) \qquad (2.5)$$

Recomendaciones: d_a = 15 ÷ 18 $\frac{\text{grH}_2\text{O}}{\text{kg aire}}$ se toma d_a= 17$\frac{\text{grH}_2\text{O}}{\text{kg aire}}$

d_a: Humedad absoluta del aire $\frac{grH_2O}{kg\ aire}$ se determina en las tablas sicrométricas. (Libro de Rubio, 2000).

G_ϕ : Flujo de vapor de atomización $\frac{kg\ vapor}{kg\ combustible}$

$G_\phi = 0{,}1 \div 1\ \frac{kg\ vapor}{kg\ combustible}$ Para quemadores industriales (Libro Rubio, 2000) se toma $G\phi = 0{,}12 \frac{kg\ vapor}{kg\ combustible}$ (según pasaporte técnico del quemador).

$V^{\circ}_{H_2O} = (0{,}111 * 9{,}7 + 0{,}0124 * 2{,}0 + 0{,}00161 * 17 * 10{,}1814 + 1{,}24 * 0{,}12)$

$V^{\circ}_{H_2O} = 1{,}5289\ m^3N/kg$

Volumen total teórico de gases.

$V^{\circ}_g = V_{RO_2} + V^{\circ}_{N_2} + V^{\circ}_{H_2O}, \qquad (m^3N/kg)$ (2.6)

$V^{\circ}_g = 1{,}5975 + 8{,}051 + 1{,}5289$

$V^{\circ}_g = 11{,}1774\ m^3N/kg$

Volumen total real de los gases triatómicos.

$V_{RO_2} = \frac{[1{,}866 * (C_p + 0{,}375 * S_p)]}{100}, \qquad (m^3N/kg)$ (2.7)

$V_{RO_2} = \frac{[1{,}866 * (84{,}6 + 0{,}375 * 2{,}7)]}{100}$

$V_{RO_2} = 1{,}5975\ m^3N/kg$

Volumen total real de los gases a la salida del horno

$V_g = V_{RO_2} + V^{\circ}_{N_2} + V_{H_2O} + (\propto''_H - 1) * V^{\circ}_a \quad , \qquad (m^3N/kg)$ (2.8)

$V_g = 1{,}5975 + 8{,}051 + 1{,}599 + (1{,}25 - 1) * 10{,}1814$

$V_g = 13{,}7928\ m^3N/kg$ (Horno)

Volumen total real del agua.

$V_{H_2O} = V^{\circ}_{H_2O} + 0.00161 * d_a * (\propto_m - 1) * V^{\circ}_a \qquad , (Nm^3/kg)$ (2.9)

$V_{H_2O} = 1{,}5289 + 0{,}00161 * 17 * (1{,}25 - 1) * 10{,}1814$

$V_{H_2O} = 1{,}599\ m^3N/kg$(Horno)

Tabla 2.3 Resumen de los cálculos de volúmenes de gases para las condiciones de diseño.

Cálculos de volúmenes de gases				
Magnitudes a calcular	Dimensión	$Qi_p = 38\ 914{,}7\ kJ/kg$ $V_a^\circ = 10{,}1814\ m^3N/kg$ $V_{N_2}^\circ = 8{,}051\ m^3N/kg$ $V_{H_2O}^\circ = 1{,}5289\ m^3N/kg$ $V_{RO_2} = 1{,}5975\ m^3N/kg$ $V_g^\circ = 11{,}1774\ m^3N/kg$		
		Horno	Sobrec.	Econom.
$\Delta \propto$		0,05	0,05	0,2
$\propto'' = \propto' + \Delta \propto$		1,25	1,30	1,50
$V_{H_2O} = V_{H_2O}^\circ + 0.00161 * d_a * (\propto'' - 1) * V_a^\circ$	m^3N/kg	1,599	1,6125	1,6682
$V_g = V_{RO_2} + V_{N_2}^\circ + V_{H_2O} + (\propto'' - 1) * V_a^\circ$	m^3N/kg	13,7928	14.3154	16.4074

$\Delta \propto$: Estos valores salen de la tabla A-4 que se encuentra en los anexos.

2.5 Cálculo térmico del generador de vapor F-101/1 en las condiciones actuales.

2.5.1 Cálculo de los volúmenes de gases.

Coeficiente de exceso de aire a la salida del generador de vapor.

Los valores de CO_2, O_2, CO se obtuvieron de mediciones hechas a los gases de combustión con un analizador de gases marca TESTO modelo 350.

$N_2 = 100 - CO_2 - O_2 - CO$, (%) (2.10)

$N_2 = 100 - 7{,}82 - 12 - 0{,}0035$

$N_2 = 80{,}1765\ \%$

CO_2: Cantidad de dióxido de carbono en los gases de combustión. (%)

O_2 :Cantidad de oxígeno en los gases de combustión. (%)

CO : Cantidad de monóxido de carbono en los gases de combustión. (%)

N_2 :Cantidad de nitrógeno en los gases de combustión. (%)

$$\propto_{eco} = \frac{1}{1-3,62*\left[\frac{O_2 - 0,5*CO}{N_2}\right]} \quad (2.11)$$

$$\propto_{eco} = \frac{1}{1 - 3,62 * \left[\frac{12-0,5*0,0035}{80,1765}\right)}$$

$$\propto_{eco} = 2,182$$

Volumen total real del agua.

Sustituyendo en la ecuación (2.9)

$$V_{H_2O} = V^{\circ}_{H_2O} + 0,00161 * d_a * (\propto_{eco} - 1) * V^{\circ}_a \quad , \qquad (m^3N/kg)$$

$$V_{H_2O} = 1,5289 + 0,00161 * 17 * (2,182 - 1) * 10,1814$$

$$V_{H_2O} = 1,8582 \ m^3N/kg$$

Volumen de los gases secos.

Sustituyendo en la ecuación (2.8)

$$V_{g\,secos} = V_{RO_2} + V^{\circ}_{N_2} + (\propto_{eco} - 1) * V^{\circ}_a \quad , \qquad (m^3N/kg)$$

$$V_{g\,secos} = 1,5975 + 8,051 + (2,182 - 1) * 10,1814$$

$$V_{g\,secos} = 21,6829 \ m^3N/kg$$

Volumen total real de gases.

$$V_g = V_{g\,secos} + V_{H_2O} \quad , (m^3N/kg) \quad (2.12)$$

$$V_g = 21,6829 + 1,8582$$

$$V_g = 23,54 \ m^3N/kg$$

2.5.2 Cálculo de la entalpía de los gases

Entalpía del aire

$$I_{af} = \propto_{eco} * V^{\circ}_a * i_{a\ 30°C} \quad , (kJ/kg) \quad (2.13)$$

$$I_{af} = 2,182 * 10,1814 * 39,6$$

$$I_{af} = 879,75 \ kJ/kg$$

$i_a = 39,6 \ kJ/m^3N$ Se tomade la tabla A-6 de los anexos 2.3.1 con temperatura ambiente de 30 ºC del Libro de Ángel Rubio.

Con temperatura de los gases a la salida del generador de vapor de T= 193 ºC en los anexos 2.3.1Tabla A-6, se obtienen interpolando:

$i_{RO_2} = 344,84 \ kJ/m^3N$

$i_{N_2} = 250{,}9\ \text{kJ/m}^3N$

$i_{H_2O} = 294{,}22\ \text{kJ/m}^3N$

$i_{a\ 193°C} = 257{,}55\ \text{kJ/m}^3N$

Entalpía de la cantidad teórica de gases.

$$I_g^\circ = V_{RO_2} * i_{RO_2} + V_{N_2}^\circ * i_{N_2} + V_{H_2O}^\circ * i_{H_2O} \quad ,(kJ/kg) \qquad (2.14)$$

$$I_g^\circ = [(1{,}5975 * 344{,}84) + (8{,}051 * 250{,}9) + (1{,}5289 * 294{,}22)]$$

$$I_g^\circ = 3020{,}71\ \text{kJ/kg}$$

Entalpía de los productos de combustión

$$I_g = I_g^\circ + i_{a\ 193°C} * V_a^\circ * (\propto_{eco} - 1) \quad ,(kJ/kg) \qquad (2.15)$$

$$I_g = 3020{,}71 + 257{,}55 * 10{,}1814\ (2{,}182 - 1)$$

$$I_g = 6336{,}79\ \text{kJ/kg}$$

2.5.3 Balance térmico del generador de vapor.

Datos generales para el cálculo:

1. Capacidad nominal del generador de vapor: 25 t/h
2. Producción de vapor real(registrado): 16,5 t/h
3. Presión de vapor sobrecalentado: 12 kg/cm^2 man.
4. Presión en el domo: 13 kg/cm^2 man.
5. Temperatura de vapor sobrecalentado: 225 °C
6. Temperatura del agua de alimentación: 104 °C
7. Temperatura aire ambiente: 30 °C
8. Combustible utilizado: Fuel - oíl
9. Composición del combustible:
10. C_p= 84,6 %; H_p = 9,7 %; N_p = 1,0 %; S_p = 2,7 %; W_p = 2,0 %
11. Temperatura del combustible al entrar al quemador: 136 °C
12. Temperatura de los gases a la salida del Economizador:193 °C
13. Composición volumétrica de los gases a la salida del Economizador: CO_2 = 7,82 %; O_2 = 12 %; CO = 35 ppm
14. Índice de Bacharach: 4

Para el petróleo combustible:

Calor específico del combustible.

$C_c = 1{,}738 + 0{,}0025t_c$, $(kJ/kg\ °C)$ (2.16)

tc : Temperatura del combustible al entrar al quemador, (ºC).

$tc = 136\ °C$

Cc : Capacidad térmica específica del combustible para la masa principal, $kJ/kg\ °C$

$C_c = 1{,}738 + 0{,}0025 * 136$

$C_c = 2{,}078\ kJ/kg\ °C$

Entalpía del combustible al entrar en el quemador.

$i_c = C_c * t_c$, (kJ/kg) (2.17)

$i_c = 2{,}078 * 136$

$i_c = 282.608\ \text{kJ/kg}$

Calor introducido por el vapor de atomización.

$Q_\phi = G_\phi * (i_\phi' - i_\phi'')$, (kJ/kg) (2.18)

i_ϕ' : Entalpía del vapor utilizado (kJ/kg.vapor).Se toma de las tablas propiedades del agua y el vapor de acuerdo con los parámetros presentes, (kJ/kg).

i_ϕ'' :Entalpía del vapor de agua presente en los gases de escape. Se obtiene de las tablas de vapor con la presión atmosférica y la temperatura de los gases, (kJ/kg).

$i_\phi' = 2895{,}7\ kJ/kg$

$i_\phi'' = 2855{,}9\ kJ/kg$

G_ϕ: Gasto total de vapor de atomización, (kJ/kg).

$Q_\phi = 0{,}12 * (2895{,}7 - 2855{,}9)$

$Q_\phi = 4{,}77\ kJ/kg$

Calor disponible.

$Q_d = Qi_p + i_c + Q_{apc} + Q_\emptyset$, (kJ/kg) (2.19)

Qi_p : Calor específico de combustión inferior de la masa principal de trabajo, $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$.

i_c : Entalpía del combustible al entrar a los quemadores, $\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)$.

Q_{apc}: Calor aceptado por el aire en el precalentador, $\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)$.

$Q_{\emptyset}$: Calor introducido por el vapor de atomización, $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$.

$Q_{apc} = 0$ Porque no hay precalentador de aire, $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$.

$Q_d = 38\ 914{,}7 + 282.608 + 4{,}77$

$Q_d = 39\ 202{,}08\ \ kJ/kg$

2.5.3.1 Determinación de las pérdidas de calor en un generador de vapor.

Calor perdido en % del calor disponible con los gases de escape.

$$q_2 = \frac{[(I_g - \propto_{eco} * I_{af}) * (1 - q_4/100)]}{Q_d} * 100 \quad , (\%) \qquad (2.20)$$

$$q_2 = \frac{[(6336{,}79 - 2{,}182 * 879{,}75)] * (1 - 0{,}04)}{39\ 202{,}08} * 100$$

$q_2 = 10{,}817\ \%$

Pérdida de calor por combustión incompleta.

$$q_3 = \frac{[V_{g\ secos}(126{,}4 * CO + 108\ H_2 + 358{,}2 C H_4)] * (100 - q4)}{Q_d} \quad ,(\%) \qquad (2.21)$$

$$q_3 = \frac{[21{,}6829 * (126{,}4 * 0{,}0035 + 108 * 0{,}0003)] * (100 - 0{,}4)}{39\ 202{,}08}$$

$q_3 = 0{,}026\ \%$

Pérdida de calor por incombustión mecánica.(%)

Líquidos $q_4 = 0{,}4\ \%$ fuel-oíl (pesado) (Índice de Bacharach)

Pérdida de calor por radiación al medio ambiente.(%)

$q_{5_{nom}} = 1{,}35\ \%$: Según gráfico (Fig. 3,2 anexos Cap. 3 Libro Generadores de Vapor. Funcionamiento y Explotación. Ángel Rubio González. Universidad Central de Las Villas. Santa Clara, 2000).

D_n: Producción nominal de vapor $= 25$ T/h

D_{real}: Producción real de vapor $= 16{,}5$ T/h

$q_{5_{nom}} = 1{,}35\ \%$

$$q_{5_{real}} = q_{5_{nom}} * \left(\frac{D_n}{D_{real}}\right) \quad ,(\%) \qquad (2.22)$$

$$q_{5_{real}} = 1{,}35 * \left(\frac{25}{16{,}5}\right)$$

$q_{5_{real}} = 2{,}045\ \%$

Pérdida de calor con los residuos no volátiles.$(\%)$

Esta pérdida solo tiene significación para combustibles sólidos.

$q_6 = 0\ \%$

Pérdidas por purgas.

El flujo de purga necesario, D_p

$$D_p = D_v * [\frac{C_{aa}}{(C_p - C_{aa})}] \quad ,(kg/s) \quad (2.23)$$

$$D_p = 4{,}58 * [\frac{489}{(3\ 500 - 489)}]$$

$$D_p = 0{,}7438\ kg/s$$

Dónde:

D_p- Flujo de purga, kg/s.

D_v- Producción de vapor de la caldera, kg/s.

C_{aa}- Concentración de la sustancia en el agua de alimentación, se obtuvo de resultados reales del laboratorio,(ppm).

C_p- Concentración normada de la sustancia en el interior de la caldera, ppm. Los valores normados pueden tomarse de estándares o recomendaciones del fabricante.

Se calcula: para una producción de 16,5 T/h

$$Q_7 = \frac{[D_p * (I_{vs} - I_{aa})]}{B_c} \quad , (kJ/kg) \quad (2.24)$$

$$Q_7 = [2\ 677{,}7 * (840{,}50 - 435{,}76)]/1\ 288$$

$$Q_7 = 841{,}44\ kJ/kg$$

Dónde:

Q_7- Calor perdido con las purgas por unidad de combustible, kJ/kg (kJ/m^{3}N).

D_p- Gasto de agua extraída, (kg/h). Este gasto oscila entre 1 y 4% del gasto de vapor.

I_{vs} - Entalpía del agua de caldera (líquido saturado a la presión del domo), kJ/kg.

I_{aa} - Entalpía del agua de alimentación, (kJ/kg).

B_c - Gasto de combustible, (kg/h) se obtiene de la lectura real para esta prueba

La tasa de purga se calcula como:

$$k = \frac{Dp}{Dv+Dp} * 100 \quad ,(\%) \quad (2.25)$$

$$k = \frac{0,7438}{4,58 + 0,7438} * 100$$

$$k = 13,97 \ (\%)$$

La pérdida de calor con las purgas expresada en % del calor disponible se determina por la expresión.

$$q_7 = \left(\frac{Q_7}{Q_d}\right) * 100 \quad ,(\%) \quad (2.26)$$

$$q_7 = \left(\frac{841,44}{39\ 202,08}\right) * 100$$

$$q_7 = 2,146\ \%$$

Durante la operación, una disminución en la calidad del agua de alimentación provoca la necesidad de incrementar las purgas y, por tanto, aumenta el valor de esta pérdida. Por otra parte, una purga mayor de la requerida, por un inadecuado control del régimen químico, puede ser otra causa de la elevación de esta pérdida (Borroto, 2007).

2.5.3.2 Calor útil.

$$Q_1 = D_v * (I_{vs} - I_{aa}) + D_p * (I_p - I_{aa}) \quad ,(kJ/h) \quad (2.27)$$

$$Q_1 = 16\ 500 * (2\ 867,9 - 435,76) + 2\ 677,68 * (840,50 - 435,76)$$

$$Q_1 = 41\ 214\ 074,2 \ \ kJ/h$$

D_v : Flujo de vapor sobrecalentado en (kg/h).

$D_v = 16\ 500\ kg/h$

Ivs : Entalpía del vapor sobrecalentado a la presión y temperatura de salida del vapor (kJ/kg).

$I_{vs} = 2\ 867,9\ kJ/kg$ (Se utilizó tablas de agua y vapor con presión de 13kgf/cm²abs y T = 225 °C

I_{aa} : Entalpía del agua de alimentación (kJ/kg).

$I_{aa} = 435,76\ kJ/kg$ (Se utilizó tablas de agua y vapor con temperatura del agua de alimentación T = 104°C).

D_p : Flujo de la purga en (kg/h).

I_p : Entalpía de la purga en (kJ/kg).

$I_p = 840{,}50\ \text{kJ/kg}$ (Se utilizó tablas de agua y vapor con presión de 14kgf/cm²abs).

2.5.3.3 Eficiencia del Generador por el método indirecto.

$$\eta_{GV} = 100 - \Sigma Q_p \quad ,(\%) \qquad (2.28)$$

$$\eta_{GV} = 100 - q_2 - q_3 - q_4 - q_5 - q_6 - q_7$$

$$\eta_{GV} = 100 - 10{,}817 - 0{,}026 - 0{,}4 - 2{,}045 - 0 - 2{,}146$$

$$\eta_{GV} = 84{,}566\ \%$$

2.6 Gasto de combustible.

$$B_c = \frac{Q_1}{Q_d * \eta} * 100 \quad ,(kJ/h) \qquad (2.29)$$

$$B_c = \frac{41\ 214\ 074{,}2}{(39\ 202{,}084 * 84{,}566)} * 100$$

$$B_c = 1\ 243{,}20\ \ kg/h$$

Es necesario aclarar que estos generadores de vapor de tipo acuotubular tienen una eficiencia entre (80-92 %) y en nuestro cálculo resulta de 84,566 % lo que demuestra la eficiencia de la caldera pues está produciendo las 16,5 t/h con un consumo mínimo de combustible; por tanto consideramos que la problemática está en la incapacidad de evacuar los gases de combustión que permitiría aumentar el nivel de combustible incorporado al horno y con ello el nivel de producción de vapor para alcanzar la capacidad de diseño equivalente a 25 t/h.

2.7 Pruebas realizadas al generador de vapor F-101/1 durante su funcionamiento a máxima capacidad actual 16.5 t/h.

Se realizaron con un instrumento moderno (TESTO 350) mediciones a los gases de combustión de CO, CO_2, O_2 en diferentes puntos; en el conducto de gases a la salida del horno, a la salida del economizador y en la salida del ventilador de tiro inducido que va hacia la chimenea, notándose en todos los puntos y en la caldera en general un alto índice de infiltración, nótese los mismos en los resultados que a continuación se exponen.

Si se analiza el porciento de oxígeno se puede apreciar que mientras los gases de combustión circulan por las diferentes partes este valor va aumentando lo cual explica la gran infiltración que existe. Por otra parte el alto valor de oxígeno indica

mucho exceso de aire para la combustión afectando esto el proceso de combustión y creando mayor volumen de gases para lo que está diseñado el sistema de evacuación de los mismos e impidiendo que el ventilador de tiro inducido pueda evacuar tanto volumen de gases en condiciones adecuadas con las dimensiones actuales del conducto de salida hacia la chimenea.

Es evidente que este desajuste en la relación aire combustible implica que los gases viajen con mayor velocidad por todas las partes del generador de vapor no transmitiéndole toda la temperatura al agua, ocasionando enfriamiento en la superficie de transferencia de calor debido a las infiltraciones de aire a temperatura ambiente, arrojando por la chimenea gases con temperaturas elevadas que se pudieran aprovechar en el proceso de generación de vapor.

Tabla 2.4 Pruebas realizadas al generador de vapor F-101/1.

Parámetros evaluados	Hora	12:00	12:30	12.34	12.58	13:22	14:13	14:41	15:26
Producción de vapor	t/h	7,0	10,3	10,6	11,2	12,2	13,0	13,2	16,5
Presión del vapor	Kgf/cm^2	9,4	9,2	9,5	11,0	12,3	11,5	11,6	11,3
Temperatura del vapor	º C	178	186	190	196	203	200	201	200
Flujo de combustible	Kg/h	654	909	949	991	1187	1133	1138	1288
% apertura válvula fuel-oíl	%	8	15	16	20	25	22	22	29
Temperatura fuel-oíl	º C	136	135	137	137	136	136	136	136
Presión fuel oíl antes de la válvula reguladora	Kgf/cm^2	19,5	19,48	19,59	19,57	19,9	19,4	19,4	19,4
Presión fuel oíl después de la válvula reguladora	Kgf/cm^2	5,61	7,34	7,61	7,95	9,15	8,72	8,72	9,75
Temperatura vapor de atomización	º C	190	191	192	190	190	187	189	177
Presión de vapor atomización	Kgf/cm^2	6,57	7,23	7,27	7,33	7,54	7,34	7,21	7,16
Flujo de aire del VTF	m^3N/h	6 800	8 700	8 900	9 500	10 900 – 13 780			14800
Presión de aire del VTF	mm.ca	25	44	58	79	128	126	126	149
Temperatura del aire del VTF	º C	35	35	35	35	36	36	36	36
% apertura del dámper del VTF	%	24	27	28	30	36	36	36	39
Presión de los gases a la salida del horno	mm.ca						-105		-115
Presión de los gases a la salida del economizador	mm.ca						-181		-200

Presión de los gases a la salida del VTF(conducto chimenea)	mm.ca						-2,5		-0,9
Temperatura de los gases a la chimenea	º C	146	150	155	167	183	183	186	193
Vacío en el horno	mm.ca	- 6,4	-7,8	-5,4	-8,1	-6,4	-6,4	-7,0	-5,8
% apertura del VTI	%	33	37	40	47	68	66	66	90
Consumo de corriente del VTI	kW	47,427	49,033	50,86	54,433	59,967	58,173	59,173	62,52
Consumo de corriente del VTF	kW	16,33	19,92	22,05	23,47	25,05	26.55	30.78	34.41

Esquema de la circulación de humos en la caldera

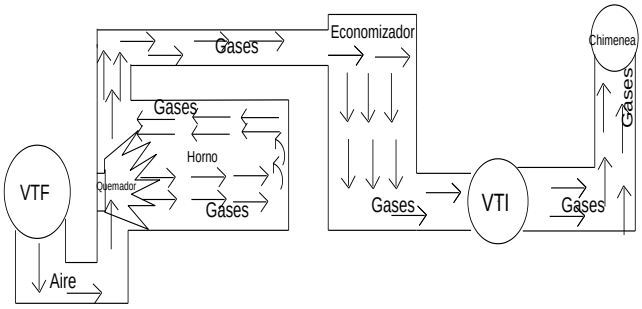


Tabla 2.5 Valores obtenidos en las medición de gases de combustión**.**

Producción de vapor		13 t/h		
		Horno	Economizador	Conducto de gases a la chimenea
Tiro	mm. ca	-105,2	-180,6	-2,5
O_2	%	9,79	12,77	13,71
CO	Ppm	76	15	12
Temp.	ºC	504,3	205,4	181,6
H_2	Ppm	0	0	0
CO_2	%	9,53	6,99	6,22
Producción de vapor		16.5 t/h		
		Horno	Economizador	Conducto de gases a la chimenea
Tiro	mm. ca	-115,1	-200,9	-0,9
O_2	%	8,42	12,0	13,16
CO	Ppm	37	35	10
Temp.	ºC	522,1	213,3	189
H_2	Ppm	3	3	1
CO_2	%	11,14	7,82	6,86

Analizando los resultados anteriores podemos concluir que en todo el recorrido de los gases por las diferentes partes de la caldera va aumentando el porciento de oxígeno, a continuación ver comportamiento de este indicador para diferentes producciones de vapor:

Para una producción de 13 t/h

1. Del recorrido que hacen los gases de combustión desde la salida del Haz de caldera a la salida del Economizador aumenta el porciento de oxígeno en 2,98 % debido a las infiltraciones.
2. Del recorrido que hacen los gases de combustión desde la salida del Economizador al conducto de descarga que va a la chimenea el porciento de oxígeno aumenta en 0,94 % debido a las infiltraciones.
3. Del recorrido completo que hacen los gases de combustión desde la salida del Haz de caldera al conducto de descarga que va a la chimenea el porciento de oxígeno aumenta en 3,92 % debido a las infiltraciones

Para una producción de 16,5 T/h

4. Del recorrido que hacen los gases de combustión desde la salida del Haz de caldera a la salida del Economizador aumenta el porciento de oxígeno en 3,58 % debido a las infiltraciones.
5. Del recorrido que hacen los gases de combustión desde la salida del Economizador al conducto de descarga que va a la chimenea el porciento de oxígeno aumenta en 1,16 % debido a las infiltraciones.
6. Del recorrido completo que hacen los gases de combustión desde la salida del Haz de caldera al conducto de descarga que va a la chimenea el porciento de oxígeno aumenta en 4,74 % debido a las infiltraciones.

2.7.1 Cálculo de volúmenes de gases de combustión a partir de los resultados obtenidos.

Con las mediciones obtenidas del funcionamiento del generador de vapor a la máxima producción de vapor actual fueron realizados los siguientes cálculos para identificar el volumen de infiltración de aire que está teniendo en las diferentes partes del recorrido y posteriormente compararlos con el obtenido para sus condiciones normales de trabajo.

Datos obtenidos durante las pruebas.

Consumo de fuel-oíl medido: ---------- 1288 kg/h

Consumo de aire medido : ---------- 14800 m³N/h

Consumo de vapor atomización: ---------- 155 kg/h

Los datos obtenidos se tomaron de flujómetros de vapor, combustible, aire instalados en el equipo que registran todo el proceso a través de la instrumentación instalada y lo envían a la sala de control.

Aire estequiométrico requerido para la combustión.

$$\mathrm{At} = 11{,}53 * \mathrm{C} + 34{,}34 * \left(\mathrm{H}_2 - \frac{\mathrm{O}_2}{8}\right) + 4{,}29 * \mathrm{S} \quad \text{, (Kg aire/kg comb.)} \qquad (2.30)$$

$$\mathrm{At} = 11{,}53 * (0{,}846) + 34{,}34 * \left(0{,}097 - \frac{0}{8}\right) + 4{,}29 * (0{,}027)$$

$$\mathrm{At} = 13{,}2 \quad \frac{\mathrm{kg}_{\text{aire seco}}}{\mathrm{kg}_{\text{combustible}}}$$

Aire estequiométrico requerido húmedo .

Temperatura bulbo seco: 30ºC

Humedad relativa (H_R): 80 %

Presión Saturación aire a 30ºC $P_{S(30\,°C)}$: 0,04325 kg/cm^2 ABS.

$$\mathrm{P_p} = H_R * P_{S(30\,°C)}$$

$$\mathrm{P_p} = 0{,}80 * 0{,}04325$$

$$\mathrm{P_p} = 0{,}0346\ \mathrm{kg/cm^2 ABS}$$

Presión parcial del vapor de agua en el aire (P_p):0,0346 kg/cm^2 ABS.

Humedad en el aire.

$$\mathrm{W_{HA}} = \frac{\mu_{\mathrm{H_2O}} * \mathrm{Pp}}{\mu_{\mathrm{aire}}(\mathrm{Patm} - \mathrm{Pp})} \qquad ,\left(\frac{\text{kg vapor}}{\text{kg aire seco}}\right) \qquad (2.31)$$

$$\mathrm{W_{HA}} = \frac{18 * 0{,}0346}{28{,}9(1{,}033 - 0{,}0346)}$$

$$\mathrm{W_{HA}} = 0{,}02158 \ \frac{\text{kg vapor}}{\text{kg aire seco}}$$

Aire húmedo.

$$A_{Húmedo} = At * (1 + W_{HA}) \quad , (\frac{\text{kg aire húmedo}}{\text{kgcomb.}}) \quad (2.32)$$

$$A_{Húmedo} = 13{,}2 \frac{\text{kg aire seco}}{\text{kg comb.}} * (1 + 0{,}02158)$$

$$A_{Húmedo} = 13{,}48 \frac{\text{kg aire húmedo}}{\text{kgcomb.}}$$

Pp :Presión parcial del vapor de agua en el aire (kgf/cm^2)

Patm: Presión atmosférica

μH_2O:Peso molecular del agua

μ aire: Peso molecular del aire

Aire húmedo suministrado realmente.

$$Q_{\text{aire real}} = Q_{\text{aire medido realmente}} * \rho_a \quad , (\text{kg/h}) \quad (2.33)$$

$$Q_{\text{aire real}} = 14\,800\ \text{m}^3\text{N/h} * 1{,}29\ \text{kg/Nm}^3$$

$$Q_{\text{aire real}} = 19\,092\ \text{kg/h}$$

$Q_{\text{aire medido realmente}}$: Caudal de aire para la combustión medido $(\text{m}^3\text{N/h})$

ρ_a : Densidad del aire (kg/Nm^3)

Aire húmedo estequiométrico requerido.

$$A_{Húmedo\ R} = A_{Húmedo} * \text{Consumo de fuel medido} \quad , (\text{kg/h}) \quad (2.34)$$

$$A_{Húmedo\ R} = 13{,}48 \frac{\text{kg aire húmedo}}{\text{kgcomb.}} * 1\,288 \frac{\text{kg comb.}}{\text{h}}$$

$$A_{Húmedo\ R} = 17\,362{,}24\ \text{kg/h}$$

Exceso de aire suministrado.

$$Exc_{aire} = \left[\frac{\text{aire suministrado real} - A_{Húmedo\ R}}{\text{aire suministrado real}}\right] * 100 \quad ,(\%) \quad (2.35)$$

$$Exc_{aire} = [\frac{19\,092 - 17\,362{,}24}{19\,092}] * 100$$

$$Exc_{aire} = 9{,}06\ \%$$

Composición del aire húmedo. (%) w

Nitrógeno: ---------- N_2 = 0,7508 %

Oxígeno: ---------- O_2 = 0,228 %

Agua: ---------- H_2O = 0,02119 %

$N_2 = 0.7508 * 19\ 092 = 14\ 334\ \text{kg/h}$

$O_2 = 0.228 * 19\ 092 = 4\ 353 \text{kg/h}$

$\underline{H_2O = 0.02119 * 19\ 092 = 405 \text{kg/h}}$

Total = 19092 kg/h

Composición del fuel- oíl.

Carbono $C = 0.846 * 1288 = 1\ 090\ \text{kg/h}$

Hidrógeno $H = 0.097 * 1288 = 125\ \text{kg/h}$

Azufre $S = 0.027 * 1288 = 35\ \text{kg/h}$

Nitrógeno $N = 0.01 * 1288 = 13\ \text{kg/h}$

Agua $\underline{H_2O = 0.02 * 1288 = 25\ \text{kg/h}}$

Total = 1288 kg/h

Formación de gases de combustión.

$$CO_2 = \frac{\mu_{CO_2}}{\mu_C} * C \quad ,(\text{kg/h}) \qquad (2.36)$$

$$CO_2 = \frac{44}{12} * 1090 = 3\ 997$$

$$H_2O = \frac{\mu_{H_2O}}{\mu_{H_2}} * H \quad ,(\text{kg/h}) \qquad (2.37)$$

$$H_2O = \frac{36}{4} * 125 = 1\ 125\ \text{kg/h}$$

$$SO_2 = \frac{\mu_{SO_2}}{\mu_{O_2}} * S \quad ,(\text{kg/h}) \qquad (2.38)$$

$$SO_2 = \frac{64}{32} * 35 = 70\ \text{kg/h}$$

Oxígeno consumido en la reacción de combustión.

$$O_2 = \frac{\mu_{O_2}}{\mu_C} * C + \frac{\mu_{O_2}}{\mu_{H_2}} * H + \frac{\mu_{O_2}}{\mu_{O_2}} * S \quad ,(\text{kg/h}) \qquad (2.39)$$

$$O_2 = \frac{32}{12} * 1\ 090 + \frac{32}{4} * 125 + \frac{32}{32} * 35$$

$$O_2 = 2907 + 1000 + 35$$

$$O_2 = 3\ 942\ \text{kg/h}$$

Tabla 2.6 Balance de gases de combustión en el horno (sin infiltraciones).

Fuel-oíl	Aire húmedo suministrado	Gases formados
$C = 1\,090\ kg/h$	$N_2 = 14\,334\ kg/h$	$CO_2 = 3\,997\ kg/h$
$H = 125\ kg/h$	$O_2 = 4353\ kg/h$	$SO_2 = 70 kg/h$
$S = 35\ kg/h$	$H_2O = 405\ kg/h$	$H_2O = 25 + 405 + 1\,125 + 155$ $H_2O = 1\,710\ kg/h$
$N_2 = 13\ kg/h$	Vapor atomización	
$H_2O = 25\ kg/h$	$H_2O = 155\ kg/h$	$N_2 = 13 + 14\,334$ $N_2 = 14\,347\ kg/h$
Total	Total	
1288 kg/h	19247 kg/h	$O_2 = 4\,353 - 3942$ $O_2 = 411\ kg/h$
20535 kg/h		Totales de gases
		20535 kg/h

% O_2 en volumen a la salida del horno (sin infiltración) = 1,8 %

% O_2 real medido a la salida del horno = 9,79 %

2.7.2 Composición de los gases a la salida del horno considerando una infiltración normal del 2 % en aire. (Por recomendación de la B&W (BABCOCK & WILCOX).

Caudal de infiltración: $Q_{\text{infiltración}}$

$Q_{\text{inf}} = 0{,}02 * Q_{\text{aire real}}$, (kg/h) (2.40)

$Q_{\text{inf}} = 0{,}02 * 19\,092\ kg/h$

$Q_{\text{inf}} = 382\ kg/h$

Composición del aire infiltrado

$N_2 = 0{,}7508 * 382 = 287 kg/h$

$O_2 = 0{,}228 * 382 = 87 kg/h$

$\underline{H_2O = 0{,}02119 * 382 = 8 kg/h}$

Total = 382 kg/h

Composición del gas de combustión a la salida del horno.

CO_2 =3997 kg/h

SO_2 = 70 kg/h

$H_2O = 1\,710 + 8 = 1\,718 kg/h$

$N_2 = 14\,347 + 287 = 14\,634\ kg/h$

$O_2 = 411 + 87 = 498 kg/h$

Porciento de oxígeno normal que debe existir en la entrada del VTI (ventilador de tiro inducido) con infiltración normal del 2% de aire.

El análisis de la composición de los gases a la salida del horno con una infiltración del 2 % de aire se refleja en el anexo 2.7.1

Cantidad de oxígeno en %

$$O_2 = \frac{15{,}5625}{725{,}5762} * 100$$

$$O_2 = 2{,}14\ \%$$

Cantidad de dióxido de carbono en %

$$CO_2 = \frac{90{,}84}{725{,}5762} * 100$$

$$CO_2 = 12{,}5\ \%$$

2.7.3 Caudal de aire que ingresa por infiltración en el horno.

Incremento del $O_2 = 9{,}79 - 2{,}14 = 7{,}65\ \%$ Según la tabla de excesos de aire adjunta para un 10% de exceso de oxígeno en el gas deben ingresar 107 moles de oxígeno lo cual nos da un caudal de aire húmedo de:

$$G_{\text{aire horno}} = \frac{107 * \mu_{O_2}}{O_2}\ , (\text{kg/h}) \qquad (2.41)$$

$$G_{\text{aire horno}} = \frac{107 * 32}{0{,}228}$$

$$G_{\text{aire horno}} = 15\ 018 \text{kg/h}$$

Composición del aire

$O_2 = 107 * 32 = 3\ 424\ \text{kg/h}$

$N_2 = 15\ 018 * 0.7508 = 11\ 276\ \text{kg/h}$

$H_2O = 15\ 018 * 0.02119 = 318 \text{kg/h}$

Total = 15018 kg/h

2.7.4 Composición delos gases a la salida del horno (con infiltración).

El análisis de la composición de los gases a la salida del horno para un 10 % de exceso de oxígeno se refleja en el anexo 2.7.2

$$\%\ CO_2 = \frac{90{,}8409}{1252{,}965} * 100 = 7{,}25\ \%$$

Comprobando planteamos:

$$\%\ O_{2_{\text{salida horno}}} = \frac{122{,}5625}{1252{,}9652} * 100 = 9{,}78\ \%$$

Tabla 2.7 Composición en masa a la salida del horno (con 2% de infiltraciones):

Gases formados	
$CO_2 = 3\ 997\ \text{kg/h}$	
$SO_2 = 70\text{kg/h}$	
$H_2O = 25 + 405 + 1\ 125 + 155 + 8 + 318$ $H_2O = 2\ 036\ \text{kg/h}$	
$N_2 = 13 + 14\ 334 + 287 + 11\ 276$ $N_2 = 25\ 910\ \text{kg/h}$	
$O_2 = 4\ 353 - 3\ 942 + 87 + 3\ 424$ $O_2 = 3\ 922\ \text{kg/h}$	
Totales de gases	35935 kg/h

2.7.5 Cálculo de la infiltración de aire entre la salida del horno y la salida del economizador.

Incremento de $O_2 = 12{,}77 - 9{,}79 = 2{,}98\ \%$

Según la tabla de excesos de aire para un 13 % de oxígeno en los gases deben incorporar 200 moles de oxígeno lo cual representa un caudal de aire de: sustituyendo en la ecuación (2.41)

$$G_{\text{aire Horno}-\text{Eco}} = \frac{200 * \mu_{O_2}}{O_2} \quad , (\text{kg/h})$$

$$G_{\text{aire Horno}-\text{Eco}} = \frac{200 * 32}{0.228}$$

$$G_{\text{aire Horno}-\text{Eco}} = 28\ 070\ \text{kg/h}$$

Pero debemos descontar el ingreso de aire en el horno, luego entre la salida del horno y la salida de economizador ingresan:

$$\Delta G = G_{\text{aire Horno}-\text{Eco}} - G_{\text{aire horno}} \quad , (\text{kg/h}) \qquad (2.42)$$

$$\Delta G = 28\ 070 - 15\ 018 = 13\ 052\ \text{kg/h}$$

Composición del aire

$N_2 = 0.7508 * 13\ 052 = 9\ 799\ kg/h$

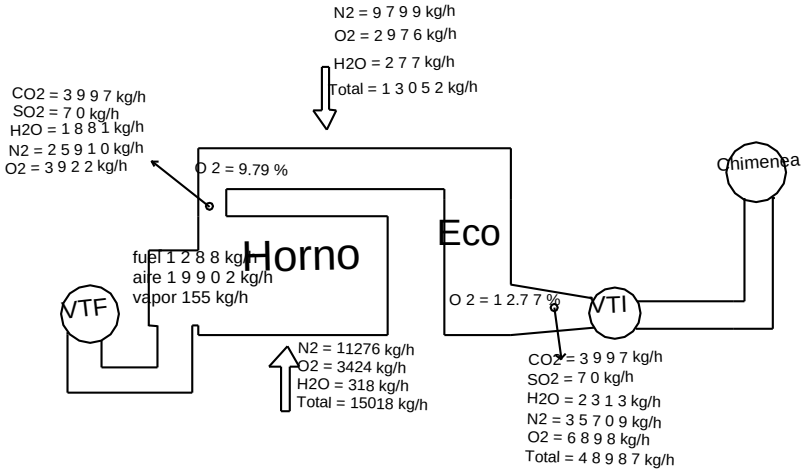
$O_2 = 0.228 * 13\ 052 = 2\ 976\ kg/h$

$\underline{H_2O = 0.02119 * 13\ 052 = 277\ kg/h}$

Total = 13052 kg/h aire

Tabla 2.8 Composición de los gases de combustión a la salida del economizador**.**

Gases formados	
$CO_2 = 3\ 997\ kg/h$	
$SO_2 = 70 kg/h$	
$H_2O = 2\ 036 + 277$ $H_2O = 2\ 313\ kg/h$	
$N_2 = 25\ 910 + 9\ \ 799$ $N_2 = 35\ 709\ kg/h$	
$O_2 = 3\ 922 + 2976$ $O_2 = 6\ 898\ kg/h$	
Totales de gases	48987 kg/h



El análisis de la composición de los gases a la salida del economizador para un 13 % de exceso de oxígeno se refleja en el anexo 2.7.3

$$\%\ CO_2 = \frac{90{,}8409}{1\ 711{,}3185} * 100 = 5{,}3\ \%$$

$$\%\ O_{2_{\text{salida Economizador}}} = \frac{215{,}5625}{1\ 711{,}3185} * 100 = 12{,}6\ \%$$

Peso molecular delos gases de combustión.

$$\mu r_{CO_2} = \frac{90{,}8409}{1\ 711{,}3185} * 44 = 2{,}335625$$

$$\mu r_{SO_2} = \frac{1{,}09375}{1\ 711{,}3185} * 64 = 0{,}040904$$

$$\mu r_{H_2O} = \frac{128{,}5}{1\ 711{,}3185} * 18 = 1{,}351589$$

$$\mu r_{N_2} = \frac{1275{,}3214}{1\ 711{,}3185} * 28 = 20{,}866366$$

$$\mu r_{O_2} = \frac{215{,}5625}{1\ 711{,}3185} * 32 = 4{,}0308$$

$$\mu r_{Mezcla} = \mu r_{CO_2} + \mu r_{SO_2} + \mu r_{H_2O} + \mu r_{N_2} + \mu r_{O_2} \qquad (2.43)$$

$$\mu r_{Mezcla} = 28{,}625$$

Densidad de la mezcla a la salida del Economizador

$$R = \frac{8\ 314}{\mu r_{Mezcla}} \quad , \left(\frac{J}{kg*K}\right)$$

$$R = \frac{8\ 314}{28{,}625}$$

$$R = 290{,}44\ \frac{J}{kg * K}$$

$$\rho = \frac{P_{atm} * g * 10^4}{R * T} \quad , (kg/m^3) \qquad (2.44)$$

$$\rho = \frac{1{,}033 * 9{,}8 * 10^4}{290{,}44 * 466}$$

$$\rho = 0{,}748\ kg/m^3$$

T : Temperatura de los gases a la salida (193 ºC = 466 K).

μr_{Mezcla} :Peso molecular de los gases

P_{atm}: Presión atmosférica (kg/cm^2)

g : Aceleración de la gravedad (m/s^2)

2.7.6 Cálculo del volumen de gases que llega al ventilador de tiro inducido.

$$V_{Eco} = \frac{G_{gases\ total}}{\rho} \quad ,(m^3/h) \qquad (2.45)$$

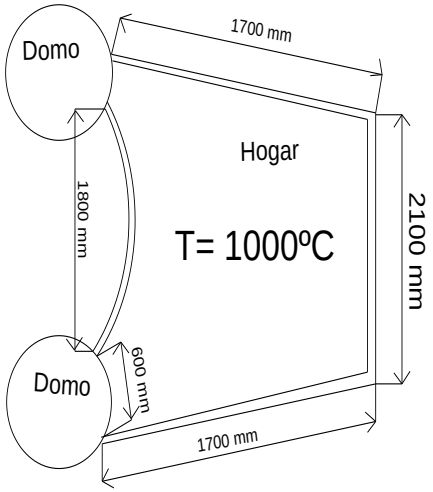
$$V_{Eco} = \frac{48\ 987}{0{,}748}$$

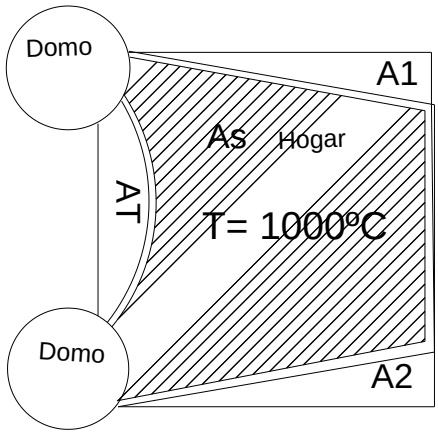
$$V_{Eco} = 65\ 491\ m^3/h$$

$$V_{Eco} = 18{,}1918\ m^3/s$$

2.8 Cálculos verificativos de la caída de presión de los gases de combustión en todo el recorrido por el generador de vapor.

2.8.1 Cálculo verificativo de la caída de presión en el hogar de la caldera.





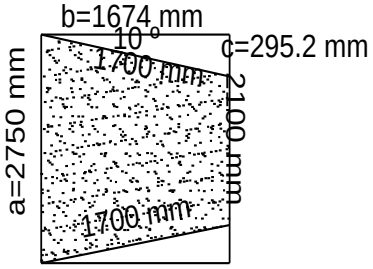
Aplicando Trigonometría:

$$sen\ 10\ ° = \frac{c}{1700}$$

$$c = 1\ 700 * sen\ 10\ °$$

$$c = 295{,}2\ mm$$

$$cos\ 10\ ° = \frac{b}{1700}$$



$b = 1\ 700 * cos\ 10\ °$

$b = 1\ 674\ mm$

Volumen de gases en el horno: $G_H = 35\ 935\ kg/h$

Temperatura de horno (Kevin): $T = 1\ 273\ K$

Densidad de los gases a 1 000 ºC: $\rho_{1\,000°C} = 0{,}275\ kg/m^3$

Longitud del horno: $L = 6\ 820\ mm$

Diámetro del tubo: $d_t = 38\ mm$

Viscosidad cinemática: $\nu = 174{,}3\ x10^{-6} m^2/s$

Radio Hidráulico: R_H

Área sombreada: A_S

Perímetro mojado: P_M

Diámetro de los tubos: d_t

Coeficiente de fricción en los tubos: f_t

Determinación del área sombreada.

$A_S = A_T - 2A_\Delta, (m^2)$ (2.46)

$A_S = (a * b) - 2(\frac{b * c}{2})$

$A_S = [(2{,}75 * 1{,}674) - (1{,}674 * 0{,}2952)]$

$A_S = 4{,}11\ m^2$

Determinación del perímetro mojado.

$P_M = 1\ 700 + 2\ 100 + 1\ 700 + 600 + 1\ 800 + 600$

$P_M = 8\ 500\ mm$

$P_M = 8{,}5\ m$

Determinación del radio hidráulico.

$R_H = \frac{A_S}{P_M}$, (m) (2.47)

$R_H = \frac{4{,}11}{8{,}5}$

$R_H = 0.48$ m

Determinación del diámetro equivalente.

$D_E = 4 * R_H$,(m) (2.48)

$D_E = 4 * 0{,}48$

$$D_E = 1{,}92\ m$$

Determinación del caudal volumétrico a la salida del horno.

$$V_H = \frac{G_H}{\rho_{1000°C}} \quad ,(m^3/h) \tag{2.49}$$

$$V_H = \frac{35\ 935}{0{,}275}$$

$$V_H = 130\ 678{,}7\ m^3/h$$

$$V_H = 36{,}30\ m^3/s$$

Cálculo de la velocidad de los gases en el horno.

$$v = V_H/A_S \quad ,(m/s) \tag{2.50}$$

$$v = 36{,}30\ /4{,}11$$

$$v = 8{,}83\ m/s$$

Determinación del número de Reynolds

$$Re = \frac{v * D_E}{\nu} \tag{2.51}$$

$$Re = \frac{8{,}83\ * 1{,}92}{174.3} x10^6$$

$$Re = 97\ 266{,}8$$

$$Re = 9{,}73\ x10^4$$

Rugosidad relativa

$$\frac{\varepsilon}{d_t} = \frac{19\ mm}{38\ mm} = 0{,}0099$$

En el diagrama de Moody se busca

$$f_t = 0{,}038$$

Determinación de la caída de presión en el hogar

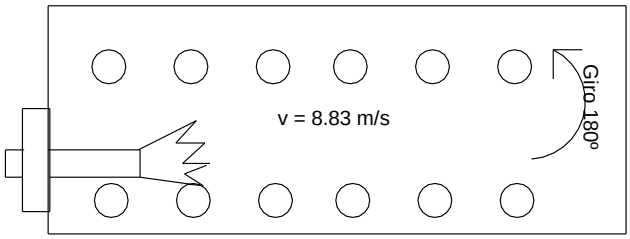
$$\Delta P_{Hogar} = f * \frac{L}{D} * \frac{v_g^2}{2} * \rho_{1000°C} \quad ,(Pa) \tag{2.52}$$

$$\Delta P_{Hogar} = 0{,}038 * \frac{6{,}820}{1{,}92} * \frac{8{,}83^2}{2} * 0{,}275$$

$$\Delta P_{Hogar} = 1\ mm.ca$$

$$\Delta P_{Hogar} = 1{,}45\ Pa$$

2.8.2 Cálculo de las pérdidas con el giro de 180º que hacen los gases dentro del horno.



Determinación de un valor K.

$$K = 50 * f_t(2.53)$$

$$K = 50 * 0{,}038$$

$$K = 1{,}9$$

Determinación de la caída de presión con el giro de 180º en el horno.

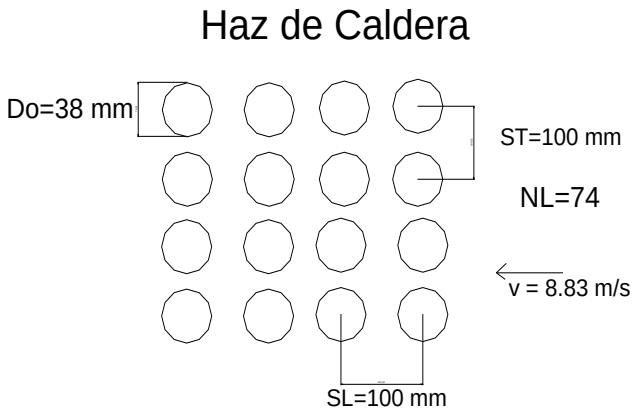
$$\Delta P_{giro\ 180°} = K * \frac{v_g^2}{2} * \rho_{1000°C} \quad ,(Pa) \qquad (2.54)$$

$$\Delta P_{giro\ 180°} = 1{,}9 * \frac{8{,}83^2}{2} * 0{,}275$$

$$\Delta P_{giro\ 180°} = 2{,}08\ mm.ca$$

$$\Delta P_{giro\ 180°} = 20{,}37\ Pa$$

2.8.3 Cálculo verificativo de la caída de presión en el haz de la caldera.



Temperatura media en el horno (Kevin): $T_{m\,850°C} = 1\ 123\ K$

$$T_m = \frac{1\ 000 + 700}{2} \ , (°C)$$

$$T_m = 850°C$$

Densidad de los gases a 850 ºC:$\rho_{850°C} = 0{,}315\ kg/m^3$

Cantidad de tubos del haz de caldera:$N_L = 74$

Paso transversal de los tubos:$S_T = 100\ mm$

Viscosidad cinemática: $\nu = 142\ x10^{-6}\ \frac{m^2}{s}$

Cálculo de la velocidad máxima por fuera de los tubos del haz.

$$v_{máx} = \frac{S_T}{S_T - d_t} * v \qquad ,(m/s) \qquad (2.55)$$

$$v_{máx} = \frac{100}{100 - 38} * 8{,}83$$

$$v_{máx} = 14{,}24\ m/s$$

Determinación del número de Reynolds en el haz de caldera.

$$Re = \frac{v_{máx} * d_t}{\nu}$$

$$Re = \frac{14{,}24\ * 0{,}038}{142} x10^6$$

$$Re = 2\ 362{,}9$$

En la gráfica 7.13 del libro: Fundamental of Heat and Mass Transfer 2 sale: $f = 0{,}17$ (gráfica 7.13 en el anexo 2.9)

Determinación de la caída de presión en el haz de caldera.

$$\Delta P_{Haz} = f * \rho_{850°C} * N_L * \frac{(v_{máx})^2}{2} \qquad ,(Pa) \qquad (2.56)$$

$$\Delta P_{Haz} = 0{,}17 * 0{,}315 * 74 * \frac{(14{,}24)^2}{2}$$

$$\Delta P_{Haz} = 40{,}99\ mm.ca \qquad \Delta P_{Haz} = 401{,}8\ Pa$$

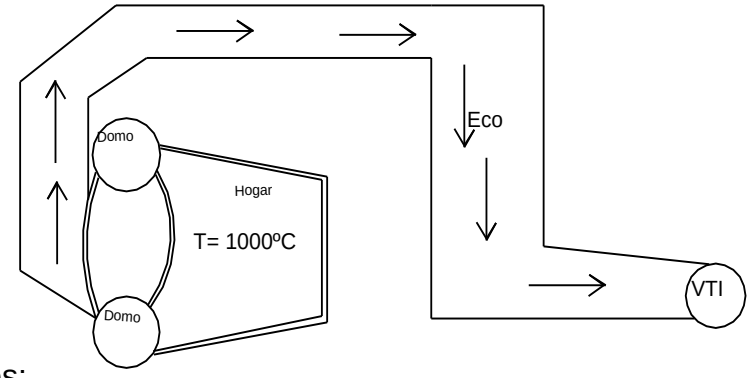
Determinación de la caída de presión total en el recorrido de los gases desde el horno hasta la salida al Haz de caldera.

$$\Delta P_T = \Delta P_{Hogar} + \Delta P_{giro\ 180°} + \Delta P_{Haz} \qquad ,(Pa) \qquad (2.57)$$

$$\Delta P_T = 1\ mm.ca + 2{,}08\ mm.ca + 40{,}99\ mm.ca$$

$$\Delta P_T = 44{,}07\ mm.ca \qquad \Delta P_T = 431{,}89\ Pa$$

2.8.4 Cálculo verificativo de la caída de presión del conducto de salida de caldera al economizador.



Datos:

Temperatura de los gases a la salida de la caldera: $T = 500\ °C$

Densidad de los gases a esta temperatura: $\rho_{500\,°C} = 0{,}457\ kg/m^3$

Viscosidad cinemática: $\nu = 76{,}3\ x10^{-6} m^2/s$

Longitud total del conducto hasta la entrada al economizador:

$L_T = 14{,}73\ m$

Dimensiones del conducto: ancho(a = 1,3 m, alto b = 0,8 m)

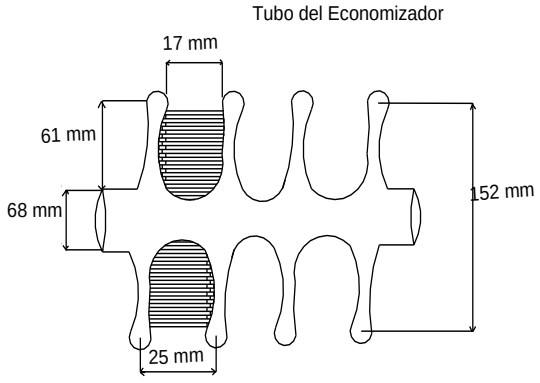
Determinación de la caída de presión en el conducto de gases.

$$\Delta P_{Haz-Eco} = f * \frac{L_T}{D_{E_{conducto}}} * \frac{v_{máx}^2}{2} * \rho_{500°C} \quad ,(Pa) \qquad (2.58)$$

$$\Delta P_{Haz-Eco} = 0{,}0185 * \frac{14{,}73}{0{,}96} * \frac{14{,}24^2}{2} * 0{,}457$$

$$\Delta P_{Haz-Eco} = 1{,}34\ mm.ca \qquad \Delta P_{Haz-Eco} = 13{,}15\ Pa$$

2.8.5 Cálculo de la caída de presión en el Economizador.



Datos:

Temperatura de los gases en el Economizador: $T = 440\ °C$

Densidad de los gases a esta temperatura: $\rho_{440\ ^\circ C} = 0{,}5\ kg/m^3$

Viscosidad dinámica: $\mu = 33 * 10^{-6}\ Pa * s$

Cantidad de aletas: 113

Cantidad de hileras de tubos: $N = 20$

Caudal de gases que llegan al Economizador: $G_H = 35\ 935\ kg/h$

Determinación del área de paso de los gases por los tubos

$$A_p = 61\ mm * 17\ mm * 2$$

$$A_p = 2\ 074\ mm^2 * 114 * 9$$

$$A_p = 2{,}13\ m^2$$

Caudal de gases por metro cuadrado.

$$G = \frac{G_H}{A_p} \quad , (kg/h\ m^2) \qquad (2.59)$$

$$G = \frac{35\ 935\ kg/h}{2{,}13\ m^2}$$

$$G = 16\ 870\ kg/h\ m^2$$

Determinación de la caída de presión en el Economizador.

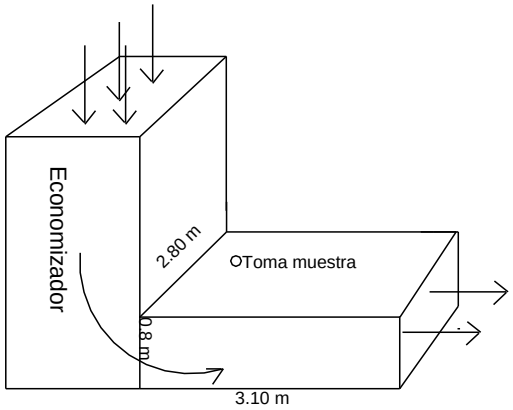
$$\Delta P_{Eco} = \frac{0{,}1245 * 10^{-6} * N * G^{1{,}75} * \mu^{0{,}25}}{\rho_{440\ ^\circ C}}, (Pa) \quad (2.60)$$

$$\Delta P_{Eco} = \frac{0{,}1245 * 10^{-6} * 20 * 16\ 870^{1{,}75} * 0{,}033^{0{,}25}}{0{,}5}$$

$$\Delta P_{Eco} = 53\ mm.ca \qquad \Delta P_{Eco} = 519.4\ Pa$$

Es preciso señalar que la caída de presión de los gases de combustión al pasar por el economizador aumentó debido a que el volumen de gases que está pasando en la actualidad es mayor; comparando el resultado obtenido con el pasaporte técnico del equipo que es de 30 mm.ca (294 Pa) se puede apreciar que aumento la resistencia entre los gases y los tubos del economizador implicando esto un freno en la extracción de los gases de combustión por la chimenea.

2.8.6 Conducto de salida del Economizador al ventilador de tiro inducido.



Datos:

Temperatura de los gases a la salida del Economizador: $T = 213\ °C$

Densidad de los gases a esta temperatura: $\rho_{213\ °C} = 0{,}748\ kg/m^3$

Viscosidad cinemática: $\nu = 32{,}8\ x10^{-6} m^2/s$

Caudal de gases que llega al VTI:
$V = 65\ 491\ m^3/h \sim 18{,}1918\ m^3/s$

Cálculo de la velocidad de los gases del Economizador al VTI.

$$V = A_{Eco-VTI} * v_{Eco-VTI}$$

$$v_{Eco-VTI} = \frac{V}{A_{Eco-VTI}}$$

$$v_{Eco-VTI} = \frac{18{,}1918}{2{,}24}$$

$$v_{Eco-VTI} = 8{,}12\ m/s$$

Determinación de la caída de presión de la salida del Economizador al VTI.

$$\Delta P_{Eco-VTI} = f * \frac{L_T}{D_{E\ Eco-VTI}} * \frac{v^2_{máx}}{2} * \rho_{213°C} \quad ,(Pa) \qquad (2.61)$$

$$\Delta P_{Eco-VTI} = 0{,}018 * \frac{77{,}5}{1{,}24} * \frac{8{,}12^2}{2} * 0{,}748$$

$$\Delta P_{Eco-VTI} = 2{,}83\ mm.ca \qquad \Delta P_{Eco-VTI} = 27{,}74\ Pa$$

Tabla 2.9 Caída de presión total de los gases a su paso por el generador de vapor.

Recorrido de los gases de combustión	Caída de presión (mm.ca)	Caída de presión (Pa)
Horno	1	9,8
Giro de 180º	2,08	20,38
Haz de caldera	40,99	401,70
Conducto Haz al Eco	1,34	13,13
Economizador	53	519,4
Conducto de salida del Eco al VTI	2,83	27,74
ΔP_{Total}	101,24	992.15

2.8.7 Cálculo de la presión total desarrollada por el ventilador de tiro inducido.

Cálculo de la presión por velocidad en la succión.

$$v_{succión} = \frac{V}{A_{succión}}$$

$$v_{succión} = \frac{18{,}1918\ m^3/s}{1{,}68\ m^2}$$

$$v_{succión} = 10{,}83\ m/s$$

$$P_v = \frac{v_{succión}^2}{2} * \rho_{213°C}$$

$$P_v = \frac{10{,}83^2}{2} * 0{,}748$$

$$P_v = 43{,}87\ Pa \qquad P_v = 4{,}48\ mm.ca$$

Cálculo de las pérdidas en la succión.

$$\Delta P_{succión} = f * \frac{L}{D_{E\,Tmuetra-VTI}} * \frac{v_{succión}^2}{2} * \rho_{213°C} \quad , (Pa)$$

$$\Delta P_{succión} = 0{,}0175 * \frac{2{,}40}{1{,}16} * \frac{10{,}83^2}{2} * 0{,}748$$

$$\Delta P_{succión} = 1\ mm.ca \qquad \Delta P_{succión} = 1{,}588\ Pa$$

Cálculo de la presión por velocidad en la descarga.

$$v_{descarga} = \frac{V}{A_{descarga}}$$

$$v_{descarga} = \frac{18{,}1918\ m^3/s}{0{,}69\ m^2}$$

$$v_{descarga} = 26{,}36\ m/s$$

$$P_v = \frac{v_{descarga}^2}{2} * \rho_{213°C}$$

$$P_v = \frac{26{,}36^2}{2} * 0{,}748$$

$$P_v = 260\ Pa \qquad P_v = 26{,}52\ mm.ca$$

Cálculo de las pérdidas en la succión.

$$\Delta P_{descarga} = f * \frac{L}{D_{E_{Tmuetra\ descarga}}} * \frac{v_{descarga}^2}{2} * \rho_{213°C} \qquad ,(Pa)$$

$$\Delta P_{descarga} = 0{,}018 * \frac{6{,}15}{0{,}84} * \frac{26{,}36^2}{2} * 0{,}748$$

$$\Delta P_{descarga} = 3{,}49\ mm.ca \qquad \Delta P_{descarga} = 34{,}25\ Pa$$

Presión total desarrollada por el ventilador

$$P_{ToTal} = [(P_S + P_V)_D - (P_S + P_V)_S + \Delta P_{succión} + \Delta P_{descarga})] \qquad ,(Pa) \qquad (2.62)$$

$$P_{ToTal} = [(-1 + 26{,}52)_D - (-200 + 4{,}48)_S + 1 + 3{,}49)]$$

$$P_{ToTal} = 225{,}53\ mm.ca \qquad P_{ToTal} = 2\ 210{,}2\ Pa$$

2.8.8 Cálculo de la eficiencia del ventilador de tiro inducido.

Datos de chapilla: P-115/1 — Temperatura: $170\ °C$

Capacidad del ventilador: — Motor eléctrico: AO3-3155-6T3

$V_D = 40\ 400\ m^3/h$ — Frecuencia: $60\ Hz$

Presión máxima: $300\ kgf/m^2$ — Voltaje: $440V$

Consumo: $46\ kW$ — Eficiencia:92.5

Velocidad: $1200\ rpm$ — Consumo: $90kW$

Potencia absorbida por el motor (medición real): $62.52\ kW$

Tabla 2.10 Eficiencia del motor

Eficiencia del motor en %		
% de la potencia nominal		
50	75	100
89,3	91,0	91,8
Consumo de la potencia de la red		
50,39 kW	74,18 kW	98 kW

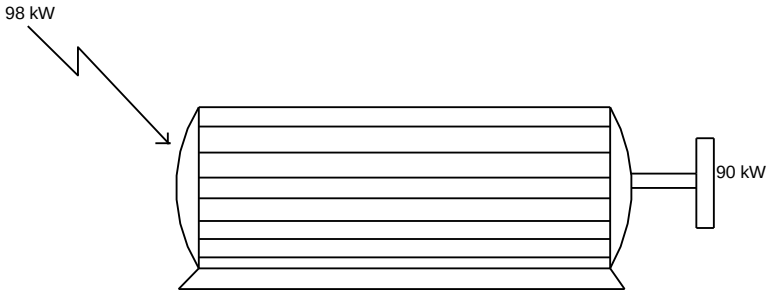


Tabla 2.11 Eficiencia del motor para las condiciones de trabajo.

Consumo real	η
74,18	91
62,52	?
50,39	89,3

Interpolando se obtiene que $\eta = 90$ para el consumo de 62,52 kW.

Potencia absorbida por el ventilador.

$$N_{abs_{ventilador}} = N_{abs_{motor}} * \eta_{motor} \quad ,(kW) \tag{2.63}$$

$$N_{abs_{ventilador}} = 62{,}52 * 0{,}90$$

$$N_{abs_{ventilador}} = 56{,}268\ kW$$

Eficiencia del ventilador de tiro inducido.

$$N_{abs_{ventilador}} = \frac{P_{ToTal} * V_G}{\eta_{ventilador} * 10^3} \tag{2.64}$$

$$\eta_{ventilador} = \frac{2\ 210{,}2 * 18{,}1918}{56{,}268 * 10^3}$$

$$\eta_{ventilador} = 0{,}71$$

2.8.8.1 Comprobación de la selección del VTI.

Según la documentación original del generador de vapor, este tenía incorporado un ventilador de tiro inducido con las características que a continuación se describen.

Caudal = 40 400 m^3/h

Motor eléctrico: potencia 40 kW

En la actualidad y luego de la remodelación el VTI original fue sustituido y en su lugar se incorporó uno con las siguientes características:

Caudal = 58 800 m^3/h

Motor eléctrico: potencia 90 kW

Para la selección del ventilador de tiro inducido según las condiciones de diseño para generar 25 t/h el caudal de gases que debe calcularse para seleccionar el ventilador se tiene que tomar en cuenta un aumento del 10% del flujo másico a la salida del economizador.

Por diseño el quemador tiene un caudal de combustible a producción nominal de: Fuel-oíl:

$Q_{\text{Fuel-oíl}}$ = 1 755 Kg/h P = 6 bar T = 130 ÷ 170 ºC

Vapor atomización:

Q = 210 kg/h P = 6 bar T = 225ºC

Se calcula el caudal de aire seco teórico en la ecuación 2.31 para las condiciones del combustible actual. Ofreciendo un resultado de:

$$\text{At} = 13.2 \quad \frac{\text{kg}_{\text{aire seco}}}{\text{kg}_{\text{combustible}}}$$

En la ecuación 2.32 calculamos la humedad por kilogramo de aire seco dando como resultado: $W_{HA} = 0{,}02158 \ \frac{\text{kg vapo}}{\text{kg aire seco}}$ esto para las condiciones del aire siguientes:

Temperatura bulbo seco: ---------- 30ºC

Humedad relativa : ---------- 80 %

Aire húmedo que se requiere para la combustión

$$A_{\text{Húmedo req.}} = \text{At} * \text{Cof.exceso de aire} * (1 + W_{HA}) \qquad (2.65)$$

$$A_{\text{Húmedo req.}} = 13{,}2 * 1{,}10 * (1 + 0{,}02158)$$

$$A_{\text{Húmedo req.}} = 14{,}833 \ \frac{\text{kg aire húmedo}}{\text{kg combustible}}$$

Caudal másico de aire húmedo referido a las condiciones del aire.

$$G_{\text{aire másico}} = A_{\text{Húmedo req.}} * Q_{\text{Fuel-oíl}} \quad (2.66)$$

$$G_{\text{aire másico}} = 14{,}833 \ \frac{\text{kg aire húmedo}}{\text{kg combustible}} * 1\,755 \ \frac{\text{kg}}{h}$$

$$G_{\text{aire másico}} = 26\,031{,}91 \ \frac{\text{kg}}{h}$$

Para una infiltración normal se toma un 2 % de ingreso de aire entonces:

$$G_{\text{aire 2 \%}} = G_{\text{aire másico}} * 2\ \% \quad (2.67)$$

$$G_{\text{aire 2 \%}} = 26\,031{,}91 * 0{,}02$$

$$G_{\text{aire 2 \%}} = 520{,}6 \ \text{kg/h}$$

Cantidad de gases salientes más un aumento del 10 % para la selección del ventilador.

$$G_{\text{salientes}} = (Q_{\text{Fuel-oíl}} + Q_{\text{vapor}} + G_{\text{aire másico}} + G_{\text{aire 2 \%}}) + 10\ \% \quad (2.68)$$

$$G_{\text{salientes}} = (1\,755 + 210 + 26\,031{,}91 + 520{,}6) + 10\ \%$$

$$G_{\text{salientes}} = 28\,517{,}51 + 2\,851{,}751$$

$$G_{\text{salientes}} = 31\,369{,}26 \ \text{kg/h}$$

Caudal volumétrico de los gases que se tiene que considerar en la selección del VTI.

$$V_{\text{salientes}} = \frac{G_{\text{salientes}}}{\rho_{178\ °C}} \quad (2.69)$$

$$V_{\text{salientes}} = \frac{31\,369{,}26}{\rho_{178\ °C}}$$

$$V_{\text{salientes}} = \frac{31\,369{,}26}{0{,}8}$$

$$V_{\text{salientes}} = 39\,211{,}57 \ \text{m}^3/h$$

Planteamos que el ventilador que estaba seleccionado en la documentación soviética cumplía con las condiciones de diseño y no era necesario cambiarlo por uno de mayor caudal ni de mayor potencia.

2.8.9 Cálculo del área de la sección transversal del conducto de descarga a la chimenea.

Caudal de gases que llega al ventilador de tiro inducido:

$$V_{Eco} = 65\,491 \ m^3/h$$

$V_G = 18{,}1918\ m^3/s$

Velocidad óptima de transporte de gases por conductos: $v = 10\ m/s$ (tabla de velocidades recomendadas para conducto en los anexos 2.9.2).

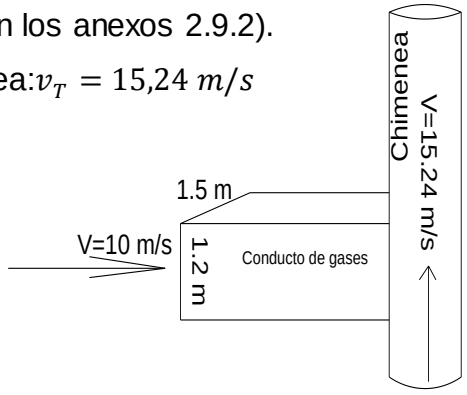
Velocidad de los gases teórica en la chimenea: $v_T = 15{,}24\ m/s$

$$V = A_{sección\ transversal} * v_{gases}$$

$$A_{st} = \frac{V}{v_{gases}}$$

$$A_{st} = \frac{18{,}1919}{10}$$

$$A_{st} = 1{,}8192\ m^2$$



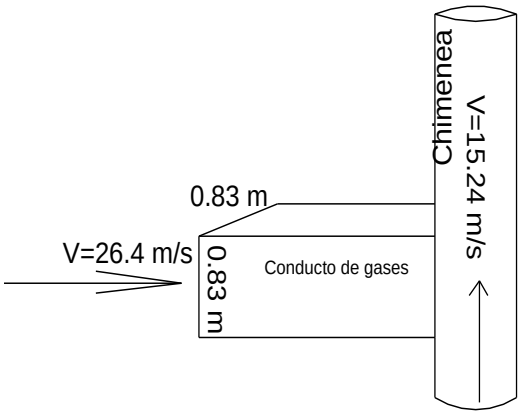
Cálculo del área de la sección transversal del conducto de descarga a la chimenea para las condiciones actuales.

$$V = A_{sección\ transversal} * v_{gases}$$

$$v_{gases} = V/A_{sección\ transversal}$$

$$v_{gases} = \frac{18{,}1918}{0{,}83 * 0{,}83}$$

$$v_{gases} = 26{,}4\ m/s$$



Se puede apreciar que la velocidad de transporte de los gases en las condiciones actuales es mucho mayor a la velocidad óptima en conductos de gases lo cual es mucho mayor a la velocidad teórica que brinda esta chimenea de acuerdo a sus dimensiones; sé realizó el cálculo de una nueva área de sección transversal para la velocidad correcta de transporte de humos dando como resultado aumentar el área de 0,69 m² a 1,82 m².

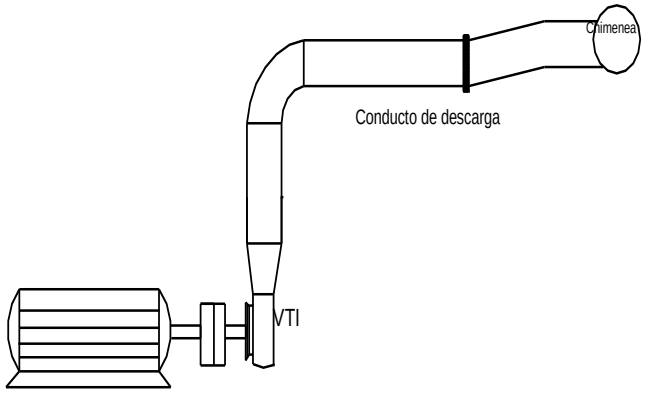


Tabla 2.12 Resumen comparativo entre los parámetros de diseño y los actuales.

Producción de vapor (t/h)	25	16,5
Consumo de corriente del VTI (kW)	40	62,52
Volumen de gases a la salida del economizador (m^3/h)	35 647	65 491
Caída de presión en el economizador(mm.ca)	30	53
Área en el conducto de descarga a la chimenea (m^2)	3	0,69
Velocidad de los gases en el conducto a la chimenea (m/s^2)	10	26,4

2.9 Conclusiones parciales del capítulo II.

1. Los volúmenes de gases a evacuar en las condiciones actuales superan en 7,13 m^3N/kg a los de diseño, aun sin alcanzar la máxima capacidad de producción de vapor, en lo cual tiene gran influencia la cantidad de infiltraciones de aire por los diferentes conductos.
2. En las condiciones actuales el generador sólo está entregando 16,5 t/h de vapor, lo que equivale al 66 % de su capacidad nominal, y lo hace con una buena eficiencia de 84,6 %.
3. La caída de presión de los gases en el economizador es de 519.4 Pa superando grandemente la de diseño de 294 Pa, y tiene como una de sus causas las infiltraciones de aire que se producen ocasionando esto un aumento en el volumen de gases a transitar por el equipo, aumentando la resistencia que le provoca los tubos aleteados a los gases de combustión.
4. El motor original del ventilador de tiro inducido satisfacía las necesidades de evacuación del caudal de gases, por lo que la incorporación de uno nuevo sólo conllevó a gastos innecesarios de adquisición, montaje, explotación y mantenimiento.

5. La disminución del área de paso del conducto de los gases hacia la chimenea en un 77 % provoca una considerable restricción o freno al paso de los gases y un aumento de la velocidad de estos a 26,4 m/s muy superior a la velocidad recomendada de 10 m/s.

Capítulo III

Capítulo III ANÁLISIS ECONÓMICO E IMPACTO AMBIENTAL.

3.1 Evaluación económica del generador de vapor F-101/1.

Considerando el generador de vapor para sus condiciones de diseño, con sus ventiladores originales y considerando un índice de infiltración normal del 2% se plantea que el ventilador de tiro inducido trabaja generalmente a plena capacidad y en su concepción original contaba con un motor de una potencia de 40 kW y era capaz de evacuar en su momento todos los gases que se producían durante la combustión, incluyendo la situación de trabajo a carga máxima, produciendo a la capacidad de 25 t/h de vapor. Luego de la reanimación de la industria con los cambios estructurales descritos en el conducto de salida de gases desde el VTI hasta la chimenea y de comenzar a presentarse el problema de la baja capacidad de producción, la cual no rebasa las 16,5 t/h se pensó que el mismo ya no extraía el volumen de gases necesarios para mantener los parámetros de trabajo del generador, y es por esto que se decide hacer el cambio del motor por uno de potencia igual a 90 kW, que en realidad se comporta en 62,52 kW, dato este último que se obtiene durante las pruebas realizadas que incluyeron la instalación de un analizador de redes.

Viendo la situación desde el punto de vista de los análisis hechos en el presente trabajo podemos señalar desde la óptica económica se incurrió en un gasto innecesario para la adquisición de un nuevo motor, así como de los gastos de transportación y mano de obra para su montaje.

Además podemos hacer un cálculo del costo de sobredimensionamiento teniendo en cuenta la potencia por encima de la necesaria con la que trabaja el ventilador de tiro inducido en las condiciones actuales. Este gasto lo representamos a continuación, teniendo en cuenta los siguientes aspectos

- Consumo nominal del VTI para las condiciones de diseño del generador de vapor (25 t/h) = 40 kW.
- Consumo actual del VTI con el nuevo motor instalado (y que sólo produce 16,5 t/h) = 62,52 kW.
- Diferencia de potencia o sobreconsumo = 22,52 kW.
- Partimos de la suposición de que el generador trabaja 365 días al año.

La Refinería de Petróleo Camilo Cienfuegos, teniendo en cuenta su condición de empresa mixta, tiene contratada una tarifa para el servicio eléctrico mediante el cual paga la facturación del consumo a razón de 0.21 cuc/kWh.

Si se tiene en cuenta este gasto de energía eléctrica adicional se obtiene

$$N_{Total} = 22{,}52\ kW * 24\frac{h}{día} * 30\frac{día}{mes} * 12\ meses$$

$$N_{Total} = 194\ 572{,}8\ kWh$$

Considerando el precio actual de la energía eléctrica para la Refinería se obtiene un gasto total de:

$$Gasto_{Total} = 194\ 572.8\ kWh * 0{,}21\ cuc/kWh$$

$$Gasto_{Total} = 40\ 860{,}29\ cuc$$

El gasto mensual de este ventilador por sobreconsumo de potencia alcanza el valor de:

$$Gasto_{mensual} = \frac{Gasto_{Total}}{12\ meses}$$

$$Gasto_{mensual} = \frac{40\ 860{,}29\ cuc}{12\ meses}$$

$$Gasto_{mensual} = 3\ 405{,}024\ \frac{cuc}{mensual}$$

Como se puede observar se incurre innecesariamente en un excesivo gasto monetario sin respaldo productivo o sin que se obtenga la capacidad necesaria de generación de vapor que demandan los procesos asociados al sistema de vapor, el cual asciende a 40 860,29 cuc/año.

El gasto monetario antes descrito está asociado al consumo de energía eléctrica, la cual se produce a su vez en una planta que consume combustibles fósiles, y estos son, como analizaremos en adelante una importante fuente de contaminación del medio ambiente.

3.2 Impacto medioambiental.

El desarrollo de la humanidad ha traído aparejado el desarrollo de equipos y tecnologías que le facilitan la vida pero a la vez si no son responsablemente utilizadas tienen un efecto boomerang, perjudicando la propia existencia del hombre. Dentro de estos equipos se encuentran los generadores de vapor, los que para su

funcionamiento necesitan combustibles, generalmente fósiles como los derivados del petróleo.

Resulta inevitable la contaminación al medio ambiente que se produce durante el funcionamiento de un generador de vapor aun cuando en este el proceso de combustión ocurra con la mayor eficiencia posible.

Durante su trabajo el generador de vapor tributa al medio ambiente en primer lugar los gases producto de la combustión, los que llevan en su seno trazas de combustible que en su recorrido por el horno no llegan a reaccionar y por tanto no aportan su valor calórico y salen como inquemados por la chimenea; las cenizas que quedan depositadas en las paredes de las superficies de transferencia y que luego deben ser extraídas por diferentes métodos, y las aguas de las extracciones, que cuando se someten a un buen manejo no constituyen un contaminante de consideración, pero si no se les da el tratamiento adecuado pueden constituir un peligroso contaminante de los suelos.

Como se explicó entonces, son los gases de combustión que se expulsan por la chimenea el agente de contaminación medioambiental sobre el que mayor regulación se debe tener. Ellos en primer lugar van al exterior con altas temperaturas que deben ser reducidas hasta los niveles permisibles por las características de los combustibles y los materiales de las superficies de transferencia; su temperatura debe ser mayor al punto de rocío para evitar la formación de los compuestos de azufre que provocan fuertes daños en los metales de los generadores, y por otro lado, cuanta más temperatura tengan a la salida equivale a calor dejado de transferir y no aprovechado lo que atenta contra la eficiencia del generador.

3.2.1 Composición de las emisiones.

Uno de los componentes químicos del combustible es el azufre, que de acuerdo a la procedencia, se encuentra en mayor o menor proporción en la masa del mismo. Este contenido de azufre al combinarse durante el proceso de combustión con el oxígeno del aire es el responsable de la formación de compuestos como el dióxido (SO_2) y trióxido de azufre (SO_3). Estos óxidos emanados a la atmósfera traen consecuencias para la vida en sentido general pues está comprobado que entre sus afectaciones se encuentran:

- Las afectaciones en las vías respiratorias de los seres humanos y animales.
- La formación de lluvias ácidas con graves consecuencias ecológicas.

El generador de nuestro estudio es consumidor de aceite combustible pesado (fuel-oíl), este combustible está entre los más contaminantes; según el análisis de laboratorio el que se está consumiendo contiene un 2.7 % de azufre lo cual lo clasifica dentro de los muy sulfurosos según la clasificación dada por Tanquero que se muestra a continuación

minisulfuroso..... $S_T < 0.5$ %
sulfuroso ..... 0.5% < S_T < 2.0 %
muy sulfuroso ..... 2.0 % < S_T < 3.7 %
megasulfuroso ..... $S_T \geq 3,7$ %

Temperaturas muy bajas a la salida del generador de vapor que impliquen la formación de condensados del vapor de agua que acompaña a los gases al unirse con el azufre y el oxígeno provocan la aparición o formación de ácido sulfúrico, causante de la acelerada corrosión de las superficies metálicas.

Otro compuesto formado en la combustión y que acompaña a los gases es el monóxido de carbono que es el resultado de una combustión incompleta de los reactantes de los combustibles orgánicos por lo que si se tiene un buen proceso de combustión las emisiones de este serían mínimas. Desde el punto de vista de la reacción química, para que esta se desarrolle de forma completa y el carbono aporte todo su contenido energético debe llegarse a la formación de CO_2, cuando esto no ocurre por diferentes causas sólo se llega a la formación del CO, o sea, la reacción es incompleta, no llegando a liberarse todo el calor disponible. Entre las causas que provocan la reacción incompleta podemos mencionar la falta de oxígeno o exceso de combustible, el exceso de aire que provoca inestabilidad de la llama y el deficiente mezclado de los componentes.

Además de los elementos mencionados el combustible tiene en su composición la presencia de nitrógeno que para el caso de estudio el laboratorio certificó en 1,0 %. La combinación de este contenido de nitrógeno con el oxígeno presente en el aire trae la formación de óxidos nitrosos identificados como NO_x. Este término incluye un alto número de especies gaseosas, pero las más significativas, según las cantidades

emitidas son: el dióxido de nitrógeno (NO_2) gas amarillo-carmelitoso y el óxido nitroso (NO), dentro de los cuales el más peligroso por su nocividad es el primero.

La cantidad de NO_x formada, depende de la cantidad de oxígeno y nitrógeno disponibles durante la combustión, la temperatura, el nivel de mezclado que se alcance y el tiempo de la reacción química. De igual manera la temperatura alcanzada en el horno influye en la formación de estos compuestos, a temperaturas superiores a los 1 200 °C se intensifica el proceso de oxidación del nitrógeno.

La forma en que sucede el proceso de combustión, la calidad del mezclado, la aerodinámica del generador de vapor y la efectividad en la extracción de los gases determinan que existan partículas muy pequeñas que acompañan a los gases y que forman suspensiones.

Como resumen podemos señalar que las sustancias antes mencionadas son las causantes de:

- la formación de smog fotoquímico, enrarecimiento del aire visible de forma evidente en las grandes ciudades.
- Creación de problemas respiratorios, irritación de los ojos y aumento de la incidencia de enfermedades cancerígenas, problemas de salud cada vez más asociados a los grandes conglomerados humanos.
- Daños en sentido general al ecosistema que ocasiona la desaparición de especies animales y vegetales.
- Alteraciones en el clima terrestre.

3.3 Posibles soluciones para controlar las emisiones de gases de un generador de vapor.

Los generadores de vapor suelen ser el corazón de muchas industrias, pero también es un equipo altamente contaminante del medio ambiente, por tanto sus emisiones deben ser monitoreadas y controladas para mantenerlas dentro de los rangos permisibles por las normas establecidas.

El control y ajuste de la combustión es determinante para minimizar los efectos perjudiciales que puede ocasionar un generador de vapor es decir para mejorar la eficiencia operacional como reducir las emisiones atmosféricas. Se debe llevar un

control de la composición de los gases de escape para lograr un ajuste aire-combustible óptimo.

El ajuste de la combustión para mejorar la eficiencia y reducir las emisiones requiere de un conjunto de instrumentos de medición para los gases de salida, en particular para determinar:

1. Exceso de O_2 (ó CO_2).
2. Monóxido de carbono, CO
3. Óxidos de nitrógeno, NO_X
4. Opacidad (densidad de humo).
5. Temperatura de gases.

El generador de vapor F-101/1 de la Refinería de Petróleo Camilo Cienfuegos cuenta con un sistema de control automático de combustión el cual está diseñado y funciona en aras de evitar o minimizar la contaminación al medio ambiente. El sistema de control de combustión tiene como ya se ha descrito una celda o velador de llamas que ante la presencia de desviaciones en el proceso de combustión, dígase variaciones en la intensidad de la llama, que reflejan defecto de aire o exceso de combustible envían señales de parada o corte de suministros al quemador con lo cual se detiene el proceso. Esto previene que, aunque es inevitable la emisión de gases calientes a la atmósfera, los que vayan lleven un mínimo de fracciones combustible sin quemar que sería esparcido en los alrededores de la industria y llevado con el viento a poblaciones cercanas.

3.4 Conclusiones parciales del capítulo III.

1. El nuevo motor del VTI tiene un consumo de potencia mucho mayor que el original, y aun así, no se logra la capacidad nominal de producción del generador de vapor.
2. Resulta inevitable la emisión de contaminantes al medio ambiente, aun cuando el sistema de control automático del generador F-101/1 impide el trabajo del mismo ante una deficiente combustión.
3. La emisión de contaminantes al medio ambiente son la causa del incremento de las enfermedades y deterioro de los ecosistemas.

Conclusiones

Generales

Conclusiones Generales.

1. A pesar de trabajar a capacidad reducida la eficiencia del generador de vapor F-101/1 es de 84,6 % la que es aceptable.
2. El volumen de gases a manejar por el VTI en las condiciones actuales supera en 29 844 m^3/h el de diseño, equivalente al 184 %, a la vez que se redujo el área de paso del conducto de salida de los mismos en un 77 %.
3. La reducción del área de paso de los gases hacia la chimenea no es adecuada teniendo en cuenta que la velocidad de los mismos alcanza los 26,4 m/s cuando la literatura recomienda para este fluido 10 m/s.
4. Se incurre por concepto de mala selección del motor del VTI en un gasto innecesario de energía eléctrica de 40 860,29 cuc/año.
5. La eficiencia del sistema de monitoreo y control de la combustión del generador de vapor impide catalogarlo como un fuerte contaminante medioambiental.

Recomendaciones

Recomendaciones.

1. Resolver los problemas de infiltraciones en las diferentes superficies del generador que provocan aumento de los gases a manejar por el VTI.
2. Remodelar el conducto de salida de gases desde el VTI a la chimenea que permita la evacuación correcta del volumen de gases a la velocidad adecuada.
3. Realizar un estudio sobre la influencia negativa del ángulo inserción del conducto de salida de gases con la chimenea.

Bibliografía

Bibliografía:

Babcock, Wilcox. (2005). *Steam/its generation and use*. (41st ed.). U.S.A.

Borroto Nordelo, Aníbal, & Rubio Gonzáles, Ángel M. (2007). *Combustión y Generación de Vapor*. Universidad de Cienfuegos: Editorial Universo Sur.

Caldera de recuperación acuotubular PRODINCO. (2011). Recuperado a partir de http://prodinco.es/archivos/project/calderas-acuotubulares

Calderas, generadores de vapor, hornos y secaderos en Eficiencia energética. (2011). Recuperado a partir de http://www.eoi.es/wiki/index.php/Calderas,_generadores_de_vapor,_hornos_y_secaderos_en_Eficiencia_energ%C3%A9tica.

Cherkasski M, V. (1986). *Bombas, Ventiladores y Compresores*. URSS: Mir.

Cornelio García, Yoandys. (2009). *Metodología para el Cálculo Hidráulico Mecánico de Ventiladores Centrífugos de Tiro Inducido. Estudio de Caso: Caldera Evelma 35tn/h de Vapor de la Empresa Azucarera «14 de Julio»*. Universidad de Cienfuegos, Carlos Rafael Rodríguez.

Descripción del funcionamiento de un generador de vapor. (2011). Recuperado a partir de http://www.monografias.com/trabajos93/descripcion-del-funcionamiento-generador-vapor/descripcion-del-funcionamiento-generador-vapor.shtml#ixzz2tEi4qM00

Domínguez Montero, Luis Manuel. (2012). *Balance energético del bloque de generación del C.A.I ¨Ciudad Caracas¨*. Universidad de Cienfuegos, Carlos Rafael Rodríguez.

Fernández Conde, Emilio, & Tanquero Díaz, Nelson. (2004). *Uso, Transporte y Generación de vapor*. Ciudad de La Habana.

Ferrán Pérez, Raúl. (2009.). *Metodología de cálculo para el diseño térmico preliminar del Generador para un sistema de refrigeración por absorción.* Universidad de Cienfuegos, Carlos Rafael Rodríguez.

Fundora Ruiz, Jesús. (2008). Resultados obtenidos con la aplicación de las herramientas para la gestión total y uso eficiente de la energía.

Gonzáles Alonso, Aibys. (2009). *Rediseño del Intercambiador de Calor E-01-105 para Utilizar Tubos Estándar de ¾ plg en la Empresa Mixta PDVCupet.SA.* Universidad de Cienfuegos, Carlos Rafael Rodríguez.

Gorkorskoe, Otdelenie. (1979). *Proyecto Técnico de la casa de calderas (Memoria Descriptiva).* URSS.

Kern Q, Donald. (1975). *Procesos de Transferencia de calor* (2da ed.). La Habana, Cuba: Pueblo y Educación.

Kumar Gopal, Ram. (2009). *Influencias de las Pérdidas por Radiación en las Calderas Pirotubulares".* Universidad de Cienfuegos, Carlos Rafael Rodríguez.

Mons Mazorra, Adelardo. (2013). *Evaluación Técnica Económica del trabajo de la bomba P-01-114 modelo HK200/120-1a perteneciente a la Refinería de Petróleo Camilo Cienfuegos.* Universidad de Cienfuegos, Carlos Rafael Rodríguez.

Pérez Garay, Luis. (1989). *Generadores de vapor.* ENPES.

Potter, C. (2004). *Termodinámica para Ingenieros.* Mc.Graw Hill.

Rubio González, Ángel M. (2000). *Generadores de vapor: Funcionamiento y explotación.* Santa Clara, Cuba.

Shields, Carl D. (1969). *Calderas, Tipos, Características y Funciones, Carl D. Shields.* (Edición Revolucionaria.). Ciudad de La Habana.

Tanquero Díaz, Nelson. (2002). *Curso de Generadores de Vapor*. Venezuela.

Tipos de calderas. (2009). Recuperado a partir de http://www.monografias.com/trabajos97/calderos-tipos/calderos-tipos.shtml

Vidal Moya, David Armando. (2010). *Determinación del factor de carga en las calderas pirotubulares en la ciudad de Cienfuegos*. Universidad de Cienfuegos, Carlos Rafael Rodríguez.

Yon Guzmán, Jorge. (1985). *Valoración Técnico Económica de la colocación de economizadores de tubos lisos en los generadores de vapor de la Refinería de Cienfuegos*. Universidad de Cienfuegos, Carlos Rafael Rodríguez.

Yugeshwar Balwant, Andy. (2009). *Establecer expresiones de pérdidas por calor sensible y rendimiento térmico en calderas pirotubulares aplicando métodos experimentales y técnicas de IA*. Universidad de Cienfuegos, Carlos Rafael Rodríguez.

Anexos

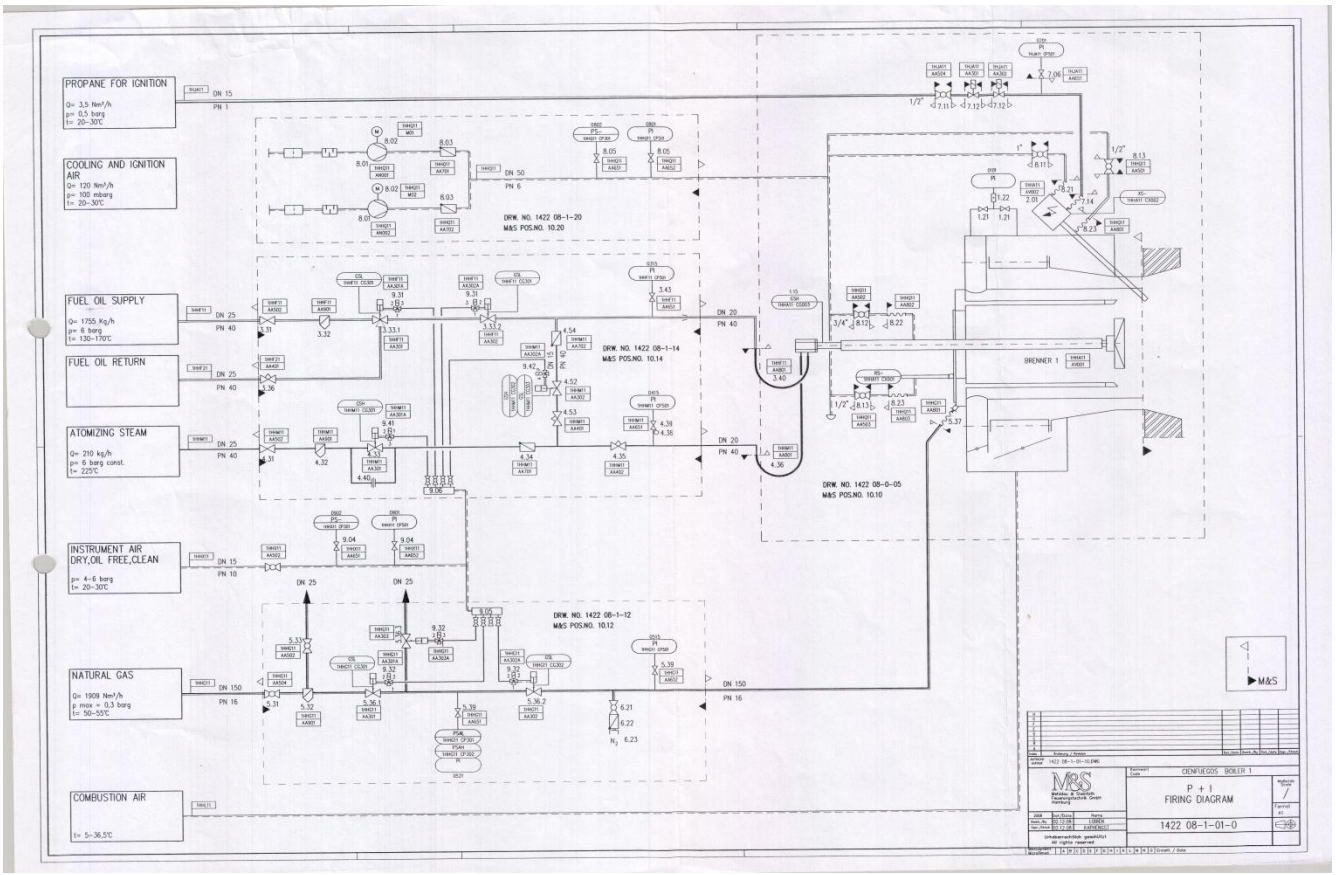
Anexo **2.1** Ejemplo de parámetros de trabajo de un generador de vapor acuotubular con horno presurizado**.**

Combustible: PETROLEO MEJORADO				Combustible: CRUDO			
Potencia:		100%	60%	Potencia:		100%	60%
Parámetros básicos				**Parámetros básicos**			
Cantidad del vapor	t/h	25	15	Cantidad del vapor	t/h	25	15
Presión de salida del vapor	MPa	1,5	1,5	Presión de salida del vapor	MPa	1,5	1,5
Temperatura de salida del vapor	°C	240	240	Temperatura de salida del vapor	°C	240	240
Temperatura del agua alimentadora	°C	105	105	Temperatura del agua alimentadora	°C	105	105
Cantidad de combustible	kg/h	1623	956	**Cantidad de combustible**	kg/h	1713	1012
Cantidad de agua inyectada	kg/h	1625	868	**Cantidad de agua inyectada**	kg/h	1632	937
Cantidad de vapor				**Cantidad de vapor**			
Salida de SC	kg/h	23 375	14 132	Salida de SC	kg/h	23 368	14 063
Salida de la caldera	kg/h	25 000	15 000	Salida de la caldera	kg/h	25 000	15 000
Cantidad de gases comb. y aire				**Cantidad de gases comb. y aire**			
Cant. de gases en salida de cald.	Nm3/h	20 405	12 015	Cant. de gases en salida de cald.	Nm3/h	20 760	12 792
Cant. de aire a los quemadores	Nm3/h	19 320	11 377	Cant. de aire a los quemadores	Nm3/h	19 715	12 175
Exceso. de aire en los quemadores	-	1,08	1,08	Exceso. de aire en los quemadores	-	1,1	1,15
Temperatura de gases comb.				**Temperatura de gases comb.**			
Detrás de cámara de combustión	°C	1059	886	Detrás de cámara de combustión	°C	1059	901
Detrás del sobrecalentador	°C	817	648	Detrás del sobrecalentador	°C	820	666
Detrás del haz del evaporador	°C	352	273	Detrás del haz del evaporador	°C	356	281
Detrás del calentador de agua ECO	°C	184	145	Detrás del calentador de agua ECO	°C	185	149
Temperatura del agua y vapor				**Temperatura del agua y vapor**			
Entrada en ECO	°C	105	105	Entrada en ECO	°C	105	105
Salida de ECO	°C	152	139	Salida de ECO	°C	153	142
Vapor saturado	°C	204	200	Vapor saturado	°C	204	200
Detrás del SC	°C	314	305	Detrás del SC	°C	314	311
Detrás de inyección - caldera	°C	240	240	Detrás de inyección - caldera	°C	240	240
Velocidades gases de combust.				**Velocidades gases de combust.**			
Sobrecalentador	m/s	8,8	4,7	Sobrecalentador	m/s	8,9	4,8
Haz del evaporador	m/s	7,5	3,8	Haz del evaporador	m/s	7,6	4,1
ECO	m/s	6,4	3,4	ECO	m/s	6,5	3,6
Velocidades del agua y vapor				**Velocidades del agua y vapor**			
Sobrecalentador SC	m/s	45,6	28,4	Sobrecalentador SC	m/s	45,6	28,5
ECO	m/s	0,81	0,49	ECO	m/s	0,8	0,48
Eficiencia de la caldera	%	91,7	-	**Eficiencia de la caldera**	%	91,5	-

Anexo 2.2 Reporte de análisis de laboratorio al recibo de fuel-oíl a los tanques TK-52-151/1.

Fuel-oíl	Unidades	6/1/14	12/1/14	15/1	20/2	24/1	28/1	2/2	5/2	8/2
Viscosidad	1200 cst. Máx.	487	467	469	458	460	448	467	554	430
Densidad	1,015 g/cm³	0,9640	0,9633	0,9633	0,9620	0,9653	0,9653	0,9640	0,9673	0,9644
Flash P. inflamación	≥ de 62ºC	96	100	98	78	80	79	91	82	100
Azufre	2,5 % máx.	2,009	1,846	1,724	1,117	1,907	1,864	1,807	1,969	1,953
agua	1,0 % máx.	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,10	0,10

Anexo 2.2.3 Plano del quemador Alemán.



Anexo 2.3

Tabla A-2. Volumen de aire teórico requerido por combustibles de la Tabla A-1 y otros.

Combustible	Unidad	V^o
Mazut-40	m^3N/kg	10,18
Bunker C		10,47
Refino nacional		10,64
Crudo cubano (Varadero)		10,03
Mazut 100		10,26
Leña (húmedo)		2,23
Bagazo (seco)		4,44
Bagazo (industrial W^p = 50 %)		2,22
RAC (secos)		3,94
RAC (húmedos W^p = 20 %)		3,15
Cascarilla de café (seca)		5,70
Cáscara de arroz (W^p = 8,5 %)		3,30
Metano (CH_4)	m^3N/m^3N	9,52
Acetileno (C_2H_2)		11,90
Propano (C_3H_8)		23,80
Pentano (C_5H_{12})		38,08

Anexo 2.3.1

Tabla A-6. Producto de la capacidad térmica específica a presión constante por la temperatura (Co) de aire, gases y ceniza de la combustión

θ (°C)	RO_2 (kJ/m³N)	N_2 (kJ/m³N)	O_2 (kJ/m³N)	H_2O (kJ/m³N)	Aire (kJ/m³N)	Ceniza (kJ/kg)
10	170	130	132	151	132	81
200	`358	260	267	305	267	169
300	559	392	407	463	403	264
400	773	527	551	627	542	360
500	997	665	700	795	685	459
600	1 224	805	851	968	831	561
700	1 462	947	1 006	1 148	981	663
800	1 705	1 094	1 161	1 337	1 131	768
900	1 953	1 244	1 320	1 525	1 282	876
1 000	2 204	1 395	1 479	1 726	1 437	985
1 100	2 460	1 546	1 638	1 927	1 596	1 098
1 200	2 719	1 697	1 802	2 133	1 756	1 207
1 300	2 979	1 852	1 965	2 346	1 915	1 362
1 400	3 243	2 011	2 129	2 560	2 078	1 584
1 500	3 507	2 166	2 296	2 782	2 242	1 760
1 600	3 771	2 326	2 464	3 004	2 405	1 877
1 700	4 039	2 485	2 631	3 231	2 569	2 066
1 800	4 307	2 644	2 799	3 461	2 732	2 188
1 900	4 576	2 807	2 971	3 691	2 900	2 388
2 000	4 848	2 967	3 143	3 930	3 067	2 514
2 100	5 120	3 130	3 310	4 165	3 235	-
2 200	5 393	3 293	3 486	4 404	3 402	-

Anexo 2.3.2

Tabla A-4. Infiltraciones en los conductos del generador de vapor a carga nominal.

Conductos de gas	Infiltración
Hornos de cámara para polvo de carbón, gas y petróleo:	
- Con recubrimiento metálico de las paredes (extracción de residuos sólidos).	0,05
- Sin recubrimiento metálico (con extracción de residuos sólidos).	0,08
- Ciclónico con bajo vacío.	0,03
- Con recubrimiento metálico de las paredes (extracción de residuos líquidos).	0,05
Hornos para combustión en pila y semisuspensión:	
- Mecánicos y semimecánicos.	0,1
- Manuales	0,3
Festón y sobrecalentador de cortina en la parte superior del horno	0,00
Haces de caldera:	
- Primero para D> 50 t/h	0,00
- Primero para D ≤ 50 t/h	0,05
- Segundo para D ≤ 50 t/h	0,1
Sobrecalentadores (por etapa)	0,03
Economizadores:	
- Calderas de D > 50 t/.h (por etapa)	0,02
- Caldera de D ≤ 50 t/h	
• de Acero	0,08
• de hofo (con revestimiento)	0,1
• de hofo (sin revestimiento)	0,2
Calentadores de aire:	
- Tubulares	
• Caldera de D> 50 t/h (por etapa)	0,03
• Calderas de D ≤ 50 t/h (por etapa)	0,06
- Regenerativos (juntos relleno frío y caliente)	0,2
• Calderas de D > 50 t/h	0,25
• Calderas de D ≤ 50 t/h	0,1
- De placas (por etapa)	0,1
- De hofo:	0,2
• De tubos con aletas	
• De placas con aletas	
Trampas de cenizas:	
- Filtros eléctricos	
• Calderas de D < 50 t/h	0,1
• Calderas de D > 50 t/h	0,15
• Ciclónicos, de baterías y lavadores de gases	0,05
Conductos de gases después del agregado de caldera:	
- Conductos de acero (por 10 m de longitud)	0,01
- Conductos de ladrillo (por 10 m de longitud)	0,05

Anexo 2.4 Curva que refleja la pérdida de calor por radiación al medio ambiente.

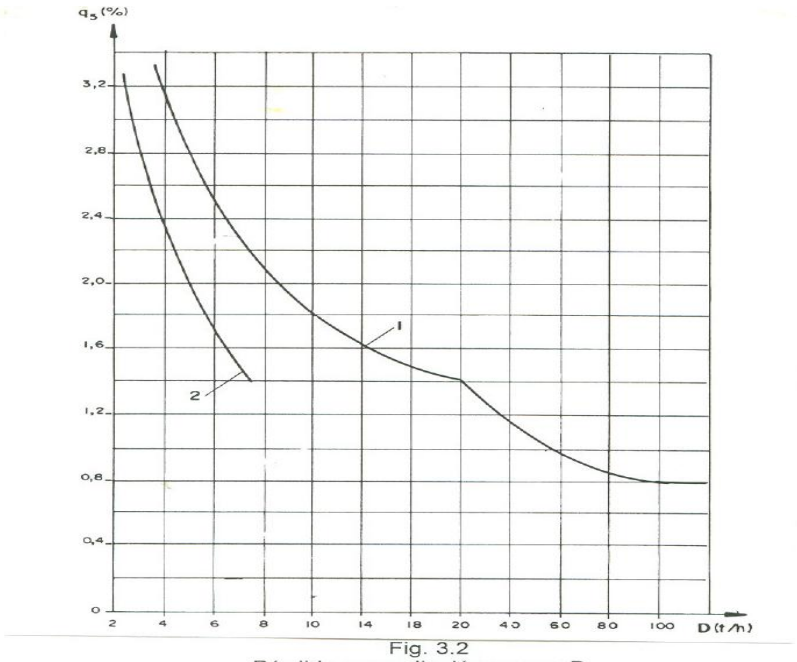


Fig. 3.2
Pérdida por radiación versus D_N.

Anexo 2.5 Valores de corriente eléctrica en el arranque del VTI.

		Hora	10:53 am
Parámetros	U/M	Valores	
Potencia Activa	kW	69.573	
Potencia Aparente	kVA	85.473	
Potencia Reactiva	Kvar	- 49.327	
Factor de potencia		0.81	
DPF		0.82	
Frecuencia	Hz	59.959	

Anexo 2.6 Valores de corriente eléctrica en el durante la puesta en marcha del VTI.

		Hora	12:00 pm	12:30 pm	12:34 pm
Parámetros	U/M	Valores		Valores	Valores
Potencia Activa	kW	47.427		49.033	50.86
Potencia Aparente	kVA	65.527		67.433	68.893
Potencia Reactiva	Kvar	-44.94		-45.947	-46.227
Factor de potencia		0.72		0.73	0.74
DPF		0.74		0.74	0.75
Frecuencia	Hz	60.002		59.876	60.128

		Hora	12:58 pm	1:22 pm	2:13 pm
Parámetros	U/M	Valores		Valores	Valores
Potencia Activa	kW	54.433		59.967	58.173
Potencia Aparente	kVA	70.767		75.093	73.393
Potencia Reactiva	Kvar	-44.973		-44.807	-44.487
Factor de potencia		0.77		0.8	0.79
DPF		0.78		0.81	0.8
Frecuencia	Hz	60.074		59.979	59.897
		Hora	2:41 pm	3:26 pm	3:30 pm
Parámetros	U/M	Valores		Valores	Valores
Potencia Activa	kW	59.173		62.52	58.387
Potencia Aparente	kVA	74.167		77.027	73.147
Potencia Reactiva	Kvar	-44.6		-44.653	-43.707
Factor de potencia		0.8		0.81	0.8
DPF		0.8		0.82	0.8

Frecuencia	Hz	60.08	59.902	59.986

Anexo 2.7 Composición de los gases a la salida del horno.

μ_{CO_2}: Peso molecular del dióxido de carbono (44 kg/kmol)

μ_{SO_2}: Peso molecular del dióxido de azufre (64 kg/kmol)

μ_{H_2O}:Peso molecular del agua (18 kg/kmol)

μ_{N_2}: Peso molecular del nitrógeno (28 kg/kmol)

μ_{O_2}: Peso molecular del oxígeno (32 kg/kmol)

Ecuaciones	Fracción Molar
$CO_2 = \frac{3997}{44} = 90.8409\ moles\ CO_2$	0.127555
$SO_2 = \frac{70}{64} = 1.09375\ moles\ SO_2$	0.015358
$H_2O = \frac{1710}{18} = 95.00\ moles\ \ H_2O$	0.12334
$N_2 = \frac{14347}{28} = 512.39\ moles\ N_2$	0.719479
$O_2 = \frac{411}{32} = 12.8437\ moles\ O_2$	0.01803
Totales de Moles = 712.168	$\sum r = 1.0$

Anexo 2.7.1 Composición de los gases a la salida del horno con infiltración normal del 2% de aire.

Ecuaciones
$CO_2 = \frac{3\ 997}{44} = 90{,}8409\ moles\ CO_2$
$SO_2 = \frac{70}{64} = 1{,}09375\ moles\ SO_2$
$H_2O = \frac{1\ 718}{18} = 95{,}44\ moles\ \ H_2O$
$N_2 = \frac{14\ 634}{28} = 522{,}64\ moles\ N_2$
$O_2 = \frac{498}{32} = 15{,}56258\ moles\ O_2$

Totales de Moles = 725,5762

Anexo 2.7.2 Composición del gas a la salida del horno para un 10% de exceso de oxígeno.

Ecuaciones
$CO_2 = \frac{3997}{44} = 90.8409\ moles\ CO_2$
$SO_2 = \frac{70}{64} = 1.09375\ moles\ SO_2$
$H_2O = \frac{1718 + 318}{18} = 113.111\ moles\ \ H_2O$
$N_2 = \frac{14347 + 11276}{28} = 925.357\ moles\ N_2$
$O_2 = \frac{498 + 3424}{32} = 122.5625\ moles\ O_2$
Totales de Moles = 1252.965

Anexo 2.7.3 Composición del gas a la salida del Economizadorpara un 13 % de exceso de oxígeno.

Ecuaciones
$CO_2 = \frac{3997}{44} = 90.8409\ moles\ CO_2$
$SO_2 = \frac{70}{64} = 1.09375\ moles\ SO_2$
$H_2O = \frac{2313}{18} = 128.50\ moles\ \ H_2O$
$N_2 = \frac{35709}{28} = 1275.3214\ moles\ N_2$
$O_2 = \frac{6898}{32} = 215.5625\ moles\ O_2$
Totales de Moles = 1711.3185

Anexo 2.8 Índices para el nivel de oxígeno en los gases de escape

Índices para el nivel de oxígeno en los gases de escape	
Coeficiente de exceso de aire	Nivel de O_2 en %
1.02 – 1.05	0.4 – 1.1
1.05 – 1.10	1.1 – 2.0
1.10 – 1.15	2.0 – 2.8
1.15 – 1.20	2.8 – 3.8

Anexo 2.9 Gráfica para determinar el coeficiente de fricción en el Haz de caldera.

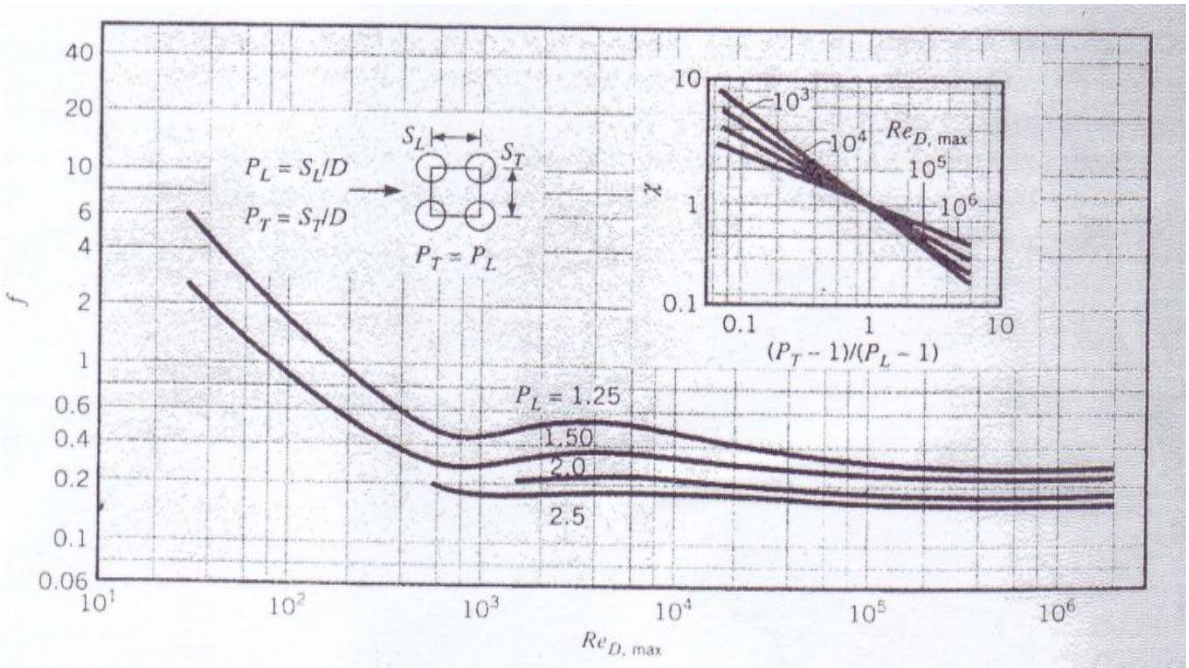


FIGURE 7.13 Friction factor f and correction factor χ for Equation 7.72. In-line tube bundle arrangement [16]. Used with permission.

Anexo 2.9.1 Resultados de los cálculos verificativos del conducto de gases.

Parámetros a medir	Conducto al economizador	Del economizador al VTI	Toma muestra de succión	Toma muestra de descarga
Área (m^2).	1,04	2,24	1,68	0,69
Perímetro mojado (m).	4.2	7,20	5,8	3,32
Radio hidráulico. (m).	0,24	0,31	0,29	0,21
Diámetro equival. (m).	0,96	1,24	1,16	0,84
Número de Reynolds.	$1,79 \times 10^5$	$3,06 \times 10^5$	$3,8 \times 10^5$	$6,7 \times 10^5$
Rugosidad relativa	0,0005	0,0004	0,00043	0,0006
Coeficiente de Fricción (f)	0,0185	0,018	0,0175	0,018

Anexo 2.9.2 Velocidades recomendadas para conductos.

VELOCIDADES RECOMENDADAS PARA DISEÑO DE CONDUCTOS

Naturaleza del contaminante	Ejemplos	Velocidad de diseño (m/s)
Vapores, gases, humos de combustión	Todos los vapores, gases y humos	Indiferente (la velocidad óptima económicamente suele encontrarse entre 5 y 10 m/s
Humos de soldadura	Soldadura	10-12,5
Polvo muy fino y ligero	Hilos de algodón, harina de madera, polvo de talco	12,5-15
Polvos secos	Polvo fino de caucho, baquelita en polvo para moldeo, hilos de yute, polvo de algodón, virutas (ligeras), polvo de detergente, raspaduras de cuero	15-20
Polvo ordinario	Polvo de desbarbado, hilos de muela de pulir (secos), polvo de lana de yute (residuos de sacudidor), polvo de granos de café, polvo de cuero, polvo de granito, harina de sílice, manejo de materiales pulverulentos en general, corte de ladrillos, polvo de arcilla, fundiciones (en general), polvo de caliza, polvo en el embalado y pesado de amianto en industrias textiles	17,5-20
Polvos pesados	Polvo de aserrado (pesado y húmedo), viruta metálica, polvo de desmoldeo en fundiciones, polvo en el chorreado con arena, pedazos de madera, polvo de barrer, virutas de latón, polvo en el taladrado de fundición, polvo de plomo	20-22,5
Polvo pesado húmedo	Polvo de plomo con pequeños pedazos, polvo de cemento húmedo, polvo del corte de tubos de amianto-cemento, hilos de muela de pulir (pegajosos)	> 22,5