

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA EN ENERGÍA



UNS
UNIVERSIDAD
NACIONAL DEL SANTA

**INFLUENCIA DEL USO DE TURBULADORES HELICOIDALES
EN LA EFICIENCIA TÉRMICA DEL CALDERO PIROTUBULAR
700 BHP DE LA EMPRESA TEXTIL RETEX PERUANA S.A.**

**TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE
INGENIERO EN ENERGÍA**

AUTORES

Bach. GUIMARAY GUEVARA HELIO CHRISTIAN

Bach. ZEVALLOS ROSALES MARCO ANTONIO

ASESOR

Ing. CARLOS MACEDONIO MONTAÑEZ MONTENEGRO

NUEVO CHIMBOTE

JUNIO - 2018

**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERÍA**

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA EN ENERGÍA




CARTA DE CONFORMIDAD DEL ASESOR

La presente tesis ha sido revisada y desarrollada en cumplimiento del objetivo propuesto y reúne las condiciones formales y metodológicas, estando encuadrado dentro de las áreas y líneas de investigación conforme al reglamento general para obtener el título profesional en la Universidad Nacional del Santa (R.D N°492-2017-CU-R-UNS) de acuerdo a la denominación siguiente:

“INFLUENCIA DEL USO DE TURBULADORES HELICOIDALES EN LA EFICIENCIA TÉRMICA DEL CALDERO PIROTUBULAR 700 BHP DE LA EMPRESA TEXTIL RETEX PERUANA S.A”

Autores: Bach. Guimaray Guevara, Helio Christian.
 Bach. Rosales Zevallos, Marco Antonio



Ing. Carlos M. Montañez Montenegro.
ASESOR

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA

FACULTAD DE INGENIERIA

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA EN ENERGIA



CARTA DE CONFORMIDAD DEL JURADO EVALUADOR DE TESIS

El presente jurado evaluador da la conformidad del presente informe, desarrollado en el cumplimiento del objetivo propuesto y presentado conforme al reglamento General para obtener el grado Académico de Bachiller y Título Profesional en la Universidad Nacional del Santa (R.D N°492-2017-CU-R-UNS); titulado:

“INFLUENCIA DEL USO DE TURBULADORES HELICOIDALES EN LA EFICIENCIA TÉRMICA DEL CALDERO PIROTUBULAR 700 BHP DE LA EMPRESA TEXTIL RETEX PERUANA S.A”

AUTORES: Bach. Guimaray Guevara, Helio Christian.
 Bach. Rosales Zevallos, Marco Antonio.

Revisado y Evaluado por el siguiente Jurado Evaluador

Mg. Amancio R. Rojas Flores
PRESIDENTE

M.Sc. Roberto C. Chucuya Huallpachoque
SECRETARIO

Ing. Carlos M. Montañez Montenegro
INTEGRANTE



UNS
UNIVERSIDAD
NACIONAL DEL SANTA

FACULTAD DE INGENIERIA
Dirección E.A.P. de Ingeniería en Energía

Teléfono: 310445 - Anexo 1035

"Año del Diálogo y la Reconciliación Nacional"

ACTA DE SUSTENTACION DE TESIS

A los diecinueve días del mes de enero del año dos mil dieciocho, siendo las doce horas del día, se instaló en el Auditorio de la Escuela Académica Profesional de Ingeniería en Energía, el Jurado Evaluador designado mediante Resolución N° 102-2017-UNS-CFI, integrado por los siguientes docentes:

- Mg. AMANCIO RAMIRO ROJAS FLORES : PRESIDENTE
- M.Sc. ROBERTO CARLOS CHUCUYA HUALLPACHOQUE : INTEGRANTE
- Ing. CARLOS MACEDONIO MONTAÑEZ MONTENEGRO : INTEGRANTE
- M.Sc. CHRISTIAN PUICAN FARROÑAY : ACCESITARIO

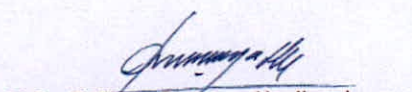
Para dar inicio a la sustentación y evaluación de la Tesis titulada: "INFLUENCIA DEL USO DE TURBULADORES HELICOIDALES EN LA EFICIENCIA TÉRMICA DEL CALDERO PIROTUBULAR 700 BHP DE LA EMPRESA TEXTIL RETEX PERUANA S.A", Elaborada por el Bachiller de Ingeniería en Energía HELIO CHRISTIAN GUIMARAY GUEVARA, teniendo como asesor al docente Ing. Carlos Macedonio Montañez Montenegro. Terminada la sustentación el estudiante, respondió las preguntas formuladas por los miembros del jurado y el público presente.

El Jurado después de deliberar sobre aspectos relacionados con el trabajo, contenido y sustentación del mismo y con las sugerencias pertinentes, en concordancia con los artículos 39° y 40° del Reglamento General para Obtener el Grado Académico de Bachiller y Título Profesional de la Universidad Nacional del Santa, declara:

BACHILLER	PROMEDIO	PONDERACIÓN
HELIO CHRISTIAN GUIMARAY GUEVARA	17	Bueno

Siendo las trece horas del mismo día, se da por terminado el acto de sustentación, firmando los integrantes del jurado en señal de conformidad.


Mg. Amancio Rojas Flores
PRESIDENTE


M.Sc. Roberto Chucuya Huallpachoque
SECRETARIO


Ing. Carlos Montañez Montenegro
INTEGRANTE



UNS
UNIVERSIDAD
NACIONAL DEL SANTA

FACULTAD DE INGENIERIA

Dirección E.A.P. de Ingeniería en Energía

Teléfono: 310445 - Anexo 1035

"Año del Diálogo y la Reconciliación Nacional"

ACTA DE SUSTENTACION DE TESIS

A los diecinueve días del mes de enero del año dos mil dieciocho, siendo las doce horas del día, se instaló en el Auditorio de la Escuela Académica Profesional de Ingeniería en Energía, el Jurado Evaluador designado mediante Resolución N° 102-2017-UNS-CFI, integrado por los siguientes docentes:

- Mg. AMANCIO RAMIRO ROJAS FLORES : PRESIDENTE
- M.Sc. ROBERTO CARLOS CHUCUYA HUALLPACHOQUE : INTEGRANTE
- Ing. CARLOS MACEDONIO MONTAÑEZ MONTENEGRO : INTEGRANTE
- M.Sc. CHRISTIAN PUICAN FARROÑAY : ACCESITARIO

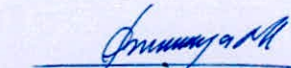
Para dar inicio a la sustentación y evaluación de la Tesis titulada: "INFLUENCIA DEL USO DE TURBULADORES HELICOIDALES EN LA EFICIENCIA TÉRMICA DEL CALDERO PIROTUBULAR 700 BHP DE LA EMPRESA TEXTIL RETEX PERUANA S.A", Elaborada por el Bachiller de Ingeniería en Energía MARCO ANTONIO ZEVALLOS ROSALES, teniendo como asesor al docente Ing. Carlos Macedonio Montañez Montenegro. Terminada la sustentación el estudiante, respondió las preguntas formuladas por los miembros del jurado y el público presente.

El Jurado después de deliberar sobre aspectos relacionados con el trabajo, contenido y sustentación del mismo y con las sugerencias pertinentes, en concordancia con los artículos 39° y 40° del Reglamento General para Obtener el Grado Académico de Bachiller y Título Profesional de la Universidad Nacional del Santa, declara:

BACHILLER	PROMEDIO	PONDERACIÓN
MARCO ANTONIO ZEVALLOS ROSALES	17	Bueno

Siendo las trece horas del mismo día, se da por terminado el acto de sustentación, firmando los integrantes del jurado en señal de conformidad.


Mg. Amancio Rojas Flores
PRESIDENTE


M.Sc. Roberto Chucuya Huallpachoque
SECRETARIO


Ing. Carlos Montañez Montenegro
INTEGRANTE

DEDICATORIA

A mis padres, hermanos y familiares en general, quienes estuvieron y están presente en cada etapa de aprendizaje de la vida.

Guimaray Guevara, C.

A mis padres, hermanos y familiares, por el apoyo constante y durante mi etapa de formación profesional, los que motivaron a desarrollar y cumplir con los objetivos académicos y profesional por las aulas universitarias.

Zevallos Rosales, M.

DEDICATORIA

A mis padres, hermanos y familiares en general, quienes estuvieron y están presente en cada etapa de aprendizaje de la vida.

Guimaray Guevara, C.

A mis padres, hermanos y familiares, por el apoyo constante y durante mi etapa de formación profesional, los que motivaron a desarrollar y cumplir con los objetivos académicos y profesional por las aulas universitarias.

Zevallos Rosales, M

RESUMEN

El informe de tesis se orientó a determinar la influencia que tiene el uso de turbuladores helicoidales en la eficiencia térmica del caldero de 700 BHP, de la empresa Textil Retex Peruana S.A. al considerar la instalación de una cantidad de 10% y 30% del total de tubos dispuestos, que equivale a 13 turbuladores y 39 turbuladores en el segundo y tercer paso respectivamente. El fundamento está basado en modificar el número de Reynolds a través de la variación de la velocidad, que se consiguió con los insertos, el principio cumple con la continuidad de flujo de gases, al tener una sección menor de paso, los gases incrementan su velocidad de forma controlada, teniendo en consideración la caída de presión y el flujo de calor que aportan los tubos de gases.

El método empleado consistió en diseñar los turbuladores, tomando en consideración sus parámetros principales como el ángulo de elevación de 79.8° , la distancia de paso entre alabe que correspondió a 100 mm, La altura del alabe de 0.03646 m, el diámetro de la varilla soporte de $\frac{3}{8}$ de pulgada, el espesor del alabe de 4mm y también el espacio o tolerancia de 5mm que será influyente en el paso de los gases, a través del área efectiva que se estimó. La metodología y procedimiento consta de establecer los parámetros operativos de combustión antes de la aplicación de turbuladores, para luego insertar el 10% de turbuladores en el primer paso, que corresponde a 13 turbuladores de los 130 tubos de 3 pulgadas, y se realizó una proyección como si se operara luego con 30% de turbuladores instalados en el mismo paso, así también se realizó para el tercer paso considerando los dos escenarios de instalación de turbuladores al 10% y 30% respectivamente, a fin de obtener resultados sobre la variación de los coeficientes convectivos internos (lado de gases) y externo (lado de agua), también se estimó el coeficiente global de transferencia de calor el flujo de calor, que transfieren solamente los tubos.

Los resultados obtenidos antes de insertar los turbuladores fue de 2.66 Kg/s de gases de combustión, considerándose constante este flujo para todo el estudio, la temperatura promedio en el segundo paso es de 600°C obteniéndose un coeficiente convectivo interior de $25.80 \text{ W/m}^2\text{K}$ y coeficiente externo de $56.467 \text{ W/m}^2\text{K}$ obteniendo el coeficiente global de $16.14 \text{ W/m}^2\text{K}$ y un flujo de calor transferido de 1703.604 kW. En el tercer paso a una temperatura de 400°C se tiene un coeficiente convectivo interior de $24.13 \text{ W/m}^2\text{K}$ y coeficiente externo de $52.20 \text{ W/m}^2\text{K}$ obteniendo un coeficiente global de $15.04 \text{ W/m}^2\text{K}$. Todos estos resultados se hallaron sin considerar la instalación de turbuladores.

En el segundo paso a 600 °C, con 10% de turbuladores instalados que equivale a 13 insertos se tiene: $U= 19.79 \text{ W/m}^2\text{K}$ que equivale a transferir $Q=2088.86 \text{ kW}$ con una caída de presión de 53.5 Pas. Y considerando la instalación de 30% de turbuladores (escenario proyectado con hoja de cálculo Microsoft Excel), se obtuvo un coeficiente global $U=20.18 \text{ W/m}^2\text{K}$, transfiriendo un flujo de calor $Q=2130.03 \text{ W/m}^2\text{K}$ con una caída de presión de 57 Pas.

En el tercer paso a 400°C, con 10% de turbuladores instalados que equivale a 13 insertos se tiene: $U= 16.81 \text{ W/m}^2\text{K}$ que equivale a transferir $Q=1257.55 \text{ kW}$ con una caída de presión de 31.74 Pas. Y considerando la instalación de 30% de turbuladores (Escenario también proyectado en Hoja Excel), se obtuvo un coeficiente global $U=16.81 \text{ W/m}^2\text{K}$, transfiriendo un flujo de calor de $Q=1280.0 \text{ W/m}^2\text{K}$ con una caída de presión de 34 Pas. Evaluados los casos la producción de vapor se incrementa desde 5497.68 Kg/h hasta 5574.17 Kg/h.

La temperatura de los gases a la salida de chimenea se determinó con sensor de analizador de gases, en el primer caso de medición sin turbulador se obtuvo una temperatura de gases de 245°C aproximadamente, y considerando la instalación de los turbuladores se obtuvo hasta 170.4°C La eficiencia térmica evaluada en función a la mejora de transferencia de calor influye como una medida directa de la disminución de temperatura de los gases , la eficiencia térmica mejoró desde 80.50% sin turbulador instalado hasta 81.62% con turbuladores instalados. La hipótesis planteada respecto al incremento de la eficiencia por uso de turbuladores permite alcanzar una mejora del 1.01%, debido a las condiciones de operación establecidas en el estudio, ya que es conveniente instalarse los turbuladores en el tercer paso.

ABSTRACT

The thesis report was oriented to determine the influence that the use of helical turbulators has on the thermal efficiency of the 700 BHP cauldron, of the Textil Retex Peruana S.A. when considering the installation of an amount of 10% and 30% of the total of tubes arranged, which is equivalent to 13 turbulators and 39 turbulators in the second and third step respectively. The foundation is based on modifying the Reynolds number through the variation of the speed, which was achieved with the inserts, the principle complies with the continuity of gas flow, having a smaller passage section, the gases increase their speed in a controlled manner, taking into account the pressure drop and the heat flow provided by the gas pipes.

The method used consisted in designing the turbulators, taking into account, its main parameters such as the angle of elevation of 79.8° , the distance of passage between wings that corresponded to 100 mm, the height of the blade of 0.03646 m, the diameter of the rod support of $3/8$ of an inch, the thickness of the blade of 4mm and also the space or tolerance of 5mm that will be influential in the passage of gases, through the effective area that was estimated. The methodology and procedure consists of establishing the parameters combustion operations before the application of turbulators, to then insert 10% of turbulators in the first step, which corresponds to 13 turbulators of the 130 3-inch tubes, and a projection was made as if it were operated later with 30% of Turbulators installed in the same step, this was also done for the third step considering the two installation scenarios of turbulators at 10% and 30% respectively, in order to obtain Based on the variation of the internal convective (gas side) and external (water side) convective coefficients, the overall coefficient of heat transfer heat flow, which is transferred only by the tubes, was also estimated.

The results obtained before inserting the turbulators was 2.66 Kg / s of combustion gases, considering this flow constant for the entire study, the average temperature in the second step is 600°C , obtaining an internal convective coefficient of $25.80 \text{ W / m}^2\text{K}$ and coefficient external of $56.467 \text{ W / m}^2\text{K}$ obtaining the global coefficient of $16.14 \text{ W / m}^2\text{K}$ and a heat transfer flow of 1703.604 kW. In the third step at a temperature of 400°C , there is an internal convective coefficient of $24.13 \text{ W / m}^2\text{K}$ and an external coefficient of $52.20 \text{ W / m}^2\text{K}$ obtaining an overall coefficient of $15.04 \text{ W / m}^2\text{K}$. All these results were found without considering the installation of turbulators .

In the second step at 600 °C, with 10% of turbulators installed, equivalent to 13 inserts, we have: $U = 19.79 \text{ W / m}^2\text{K}$ which is equivalent to transfer $Q = 2088.86 \text{ kW}$ with a pressure drop of 53.5 Pas. And considering the installation of 30% of turbulators (projected scenario with Microsoft Excel spreadsheet), an overall coefficient $U = 20.18 \text{ W / m}^2\text{K}$ was obtained, transferring a heat flow $Q = 2130.03 \text{ W / m}^2\text{K}$ with a pressure drop of 57 Pas.

In the third step at 400°C, with 10% of turbulators installed, equivalent to 13 inserts, we have: $U = 16.81 \text{ W / m}^2\text{K}$ which is equivalent to transfer $Q = 1257.55 \text{ kW}$ with a pressure drop of 31.74 Pas. And considering the installation of 30% of turbulators (Scenario also projected in Excel Sheet), an overall coefficient $U = 16.81 \text{ W / m}^2\text{K}$ was obtained, transferring a heat flow of $Q = 1280.0 \text{ W / m}^2\text{K}$ with a pressure drop of 34 Pas. Evaluating the cases, steam production increases from 5497.68 Kg / h to 5574.17 Kg / h.

The temperature of the gases at the chimney exit was determined with gas analyzer sensor, in the first case of measurement without turbulator a gas temperature of approximately 245°C was obtained, and considering the installation of the turbulators, it was obtained up to 170.4°C. Thermal efficiency evaluated as a function of the improvement of heat transfer influences as a direct measure of the temperature decrease of the gases, the thermal efficiency improved from 80.50% without installed turbulator to 81.62% with installed turbulators. The hypothesis proposed regarding the increase of the efficiency by use of turbulators allows to reach an improvement of 1.01%, due to the operating conditions established in the study, since it is convenient to install the turbulators in the third step.

ÍNDICE

	Página
Carta de conformidad del asesor	i
Hoja de conformidad del jurado Evaluador	ii
Dedicatoria	iii
Agradecimientos	iv
Resumen	v
Abstracta	vi
CAPÍTULO I: INTRODUCCIÓN	01
1.1 Antecedentes	02
1.2 Formulación del problema	04
1.3 Objetivos	05
1.4 Hipótesis	06
1.5 Justificación y Limitaciones del trabajo	06
CAPÍTULO II: MARCO TEÓRICO	09
2.1. El generador de vapor pirotubular	10
2.2. Mecanismos de transferencia de calor	12
2.3. Flujo laminar y turbulento en tubos	12
2.4. Perfil de temperatura y el Numero de Nusselt	15
2.5. Mejoramiento de transferencia de calor	18
2.6. Correlación para determinación de coeficientes convectivos	19
2.6.1 Correlación para tuberías rectas	19
2.6.2 Para tuberías rectas con insertos de turbuladores helicoidales	19
2.6.3 Calculo de flujo de gases	24
2.6.4 Calculo de velocidad de gases	24
2.6.5 Evaluación del número de Reynolds	24
2.6.6 Calculo del número de Nusselt	25
2.6.7 Calculo del coeficiente convectivo de los gases y el agua	25
2.6.8 El coeficiente global de transferencia de calor	25
2.7. Temperatura media logarítmica	26
2.7.1 Flujo de calor	26
2.7.2 Determinación del flujo de vapor	26
2.7.3 Determinación de la caída de presión en la cámara	27
2.7.4 Determinación de la caída de presión en los tubos	27
2.7.5 Temperatura de salida de los gases	27
2.7.6 Evaluación de la eficiencia energética de un generador de vapor	28
2.8. Sistema de combustible y quemador	30

2.9	Turbuladores	32
2.9.1	Tipos de turbuladores	34
CAPÍTULO III: MATERIALES Y METODOS		35
3.1.1.	Materiales	36
3.1.2.	Accesorios	36
3.2.	Método de Investigación	36
CAPÍTULO IV: RESULTADOS Y DISCUSIONES		40
4.1	Análisis de combustión	41
4.1.2	Caracterización del petróleo industrial N° 500	41
4.1.3	Estequiometria y balance de combustión	41
4.1.4	Factor de carga, producción de vapor y consumo de combustible	42
4.1.5	Cálculo de flujo de aire de combustión	43
4.1.6	Cálculo de flujo total de gases	43
4.1.7	Superficie de calefacción de caldero	43
4.1.8	Determinación del número de tubos	44
4.1.9	Cálculo de flujo de calor en el primer paso	45
4.2.0	Propiedades a temperatura promedio de gases en el segundo paso	46
4.2.1	Cálculo del número de Nusselt	48
4.2.2	Cálculo del coeficiente convectivo del lado exterior	49
4.2.3	Cálculo del flujo de calor	53
4.2.4	Cálculo de flujo de gases en el tercer paso	54
4.2.5	Propiedades a temperatura promedio de gases en el tercer paso	54
4.2.6	Cálculo del número de Nusselt	56
4.2.7	Determinación del coeficiente convectivo del agua	57
4.3.0	Correlación para el turbulador helicoidal	59
4.3.1	Especificaciones y dimensiones del turbulador	59
4.3.2	Determinación del ángulo de helicoide	60
4.3.3	Determinación del área efectiva de paso de gases	62
4.4.0	Análisis de turbulador insertado en el segundo	63
4.4.1	Cálculo de caída de presión en el segundo paso con 10% de turbuladores instalados	67

4.4.2 Cálculo de la caída de presión en el segundo paso con 30% de turbuladores instalados.	71
4.4.3 Análisis del número de turbuladores insertados en el tercer paso	71
4.4.4 Cálculo de la caída de presión en el tercer paso con 10% de turbuladores instalados	75
4.4.5 Cálculo de la caída de presión en el tercer paso con 30% de turbuladores instalados	78
4.5.0 Determinación de la eficiencia térmica sin turbuladores	79
4.5.1 Resultados de analizador de gases	79
4.5.2 Cálculo de producción de vapor	81
4.6.0 Determinación de la eficiencia térmica con turbuladores	82
4.6.1 Resultados de analizador de gases	82
4.7.0 Resumen de parámetros evaluados en el segundo y tercer paso	85
4.8.0 Evaluación de escenarios considerando la variación de longitud de paso, ángulo de elevación de alabe, área efectiva y velocidad de gases.	86
5.0 Discusión de resultados	89
6.0 Conclusiones	91
7.0 Recomendaciones	92
8.0 Referencias bibliográficas	93
9.0 Anexos	94

CAPÍTULO II
MARCO TEÓRICO

2.1 EL GENERADOR DE VAPOR PIROTUBULAR

El generador o caldero piro tubular es un equipo térmico utilizado para la generación de vapor saturado a una presión de trabajo establecida el cual emplea una superficie de calefacción total compuesta por los tubos de humos más el hogar de combustión y otras secciones menores que en su conjunto utilizando una cantidad o masa de agua tratada para su evaporación por medio del aporte de calor que se obtiene de la oxidación de un combustible que puede ser petróleo residual, gas natural o para el caso del centro hospitalario, el diésel.

Los calderos pirotubulares están provistos de sistemas como la de abastecimiento de agua conformado por una línea de tuberías que conectan al depósito de agua blanda que es suministrada por medio de una bomba de alimentación a través de una red de tubería y sus accesorios correspondientes, también se cuenta con un sistema de alimentación de combustible provisto por una bomba ,tuberías , filtro, y un quemador alojando a un circuito eléctrico con un pequeño transformador que le suministra el arco o chispa para inflamar la mezcla aire combustible a la presión y caudal regulado para generar el calor junto a los gases de combustión para la circulación por los tubos de humo y aprovecharse por transferencia de calor.



Figura 01. Imagen de un caldero piro tubular y sus componentes.

Fuente. ATTSU COMPANY S.A

- **Partes internas de un generador de vapor**

Las partes o secciones de un generador piro tubular son las siguientes.

- **El hogar o cámara de combustión**

Es una zona específica para desarrollar la combustión y está compuesta de un cilindro corrugado diseñado bajo normativas atendiendo a la capacidad de evaporación (potencia de evaporación), su presión de trabajo, la cámara de combustión forma parte de la zona de transferencia de calor del caldero y conduce los gases hacia la entrada de los paquetes o banco de tubos por donde se hace efectivo también la transferencia de calor.

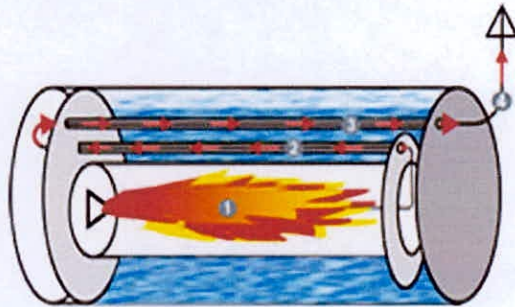


Figura 02. Hogar o cámara de combustión de un caldero piro tubular
Fuente. INDUSTRIA SEDEMINER S.A.C

- **Tubos de humos o gases de combustión**

Son los componentes de gran importancia en la transferencia de calor, por ellos se conducen los gases, estos tubos conforman paquetes ordenados de tal forma que se puede definir según su recorrido como pasos.



Figura 03. Tubos de gases de combustión de un caldero piro tubular
Fuente. INTESA S.A.C

Para el flujo en un tubo circular el número de Reynolds se define como.

$$R_e = \frac{\rho V_{\text{pron}} D}{\mu} = \frac{V_{\text{pron}} D}{\nu} \quad (01)$$

En donde V_{pron} es la velocidad promedio del flujo, D es el diámetro del tubo y $\nu = \frac{\mu}{\rho}$ es la viscosidad cinemática del fluido. Para el flujo por tubos no circulares, el número de Reynolds así como el número de Nusselt y el factor de fricción se basan en el diámetro hidráulico D_h definido como .

Para tubos circulares.

$$D_h = \frac{4A_c}{P} = \frac{4\pi \frac{D^2}{4}}{\pi D} = D \quad (02)$$

Resulta conveniente tener valores precisos de los números de Reynolds para los flujos laminar, de transición y turbulento, pero en la práctica este no es el caso.

Esto se debe a que la transición de flujo laminar a turbulento también depende del grado de perturbación que ese flujo recibe por parte de la aspereza de la superficie, las vibraciones del tubo y las fluctuaciones en el flujo. En las condiciones más prácticas, el flujo en un tubo es laminar para $Re < 2300$, turbulento para $Re > 10\,000$ y, en los valores intermedios, de transición. Pero se debe tener presente que, en muchos casos, el flujo se vuelve completamente turbulento para $Re > 4\,000$, como se discute en el “Tema de interés especial”, al final de este capítulo. Cuando se diseñan redes de tuberías y se determina la potencia de bombeo, se aplica un enfoque conservador y se supone que los flujos con $Re > 4\,000$ son turbulentos.

En el flujo de transición éste oscila entre laminar y turbulento de manera aleatoria. Se debe tener presente que, en tubos muy lisos, se puede mantener el flujo laminar con números de Reynolds mucho más altos, para evitar las perturbaciones del flujo y las vibraciones del tubo. En experimentos cuidadosamente controlados de esa manera, se ha mantenido el flujo laminar con números de Reynolds de hasta 100 000.

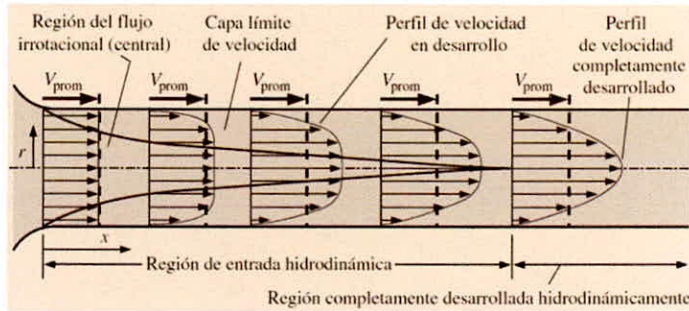


Figura 06. Desarrollo de la capa límite de velocidad en el tubo.

Fuente: Fundamento de transferencia de calor Yunus Cengel.

○ FLUJO LAMINAR EN TUBOS LISOS

se mencionó que el flujo en tubos es laminar para $Re < 2300$ y que está completamente desarrollado si el tubo es suficientemente largo (en relación con la longitud de entrada), de modo que los efectos de la entrada sean despreciables. En esta sección, se considera el flujo laminar estacionario de un fluido incompresible con propiedades constantes, en la región completamente desarrollada de un tubo circular recto. Se obtiene la ecuación de la cantidad de movimiento al aplicar un balance de fuerzas a un elemento diferencial de volumen, así como el perfil de velocidad al resolver dicha ecuación. Como paso siguiente, se usa ésta con el fin de obtener una relación para el factor de fricción. Aspecto importante del análisis es que se trata de uno de los pocos casos en que se dispone de la solución analítica para el flujo viscoso.

En el flujo laminar completamente desarrollado, cada una de las partículas del fluido se mueve a una velocidad axial constante a lo largo de una línea de corriente y el perfil de velocidades, $u(r)$, permanece inalterado en la dirección del flujo. No se tiene movimiento en la dirección radial y, por tanto, la componente de la velocidad en la dirección perpendicular al flujo es cero en todas partes. No se tiene aceleración, puesto que el flujo es estacionario. Considérese ahora un elemento diferencial de volumen con forma de anillo, de radio r , espesor dr y longitud dx , orientado en forma coaxial con el tubo, como se muestra en la figura. En el elemento de volumen sólo intervienen los efectos de la presión y los efectos viscosos, de donde las fuerzas de presión y cortantes deben equilibrarse entre sí. La fuerza de presión que actúa sobre una superficie plana sumergida es el producto de la presión en el centroide de la superficie y el área de ésta. Un balance de fuerzas sobre el elemento de volumen en la dirección del flujo da.

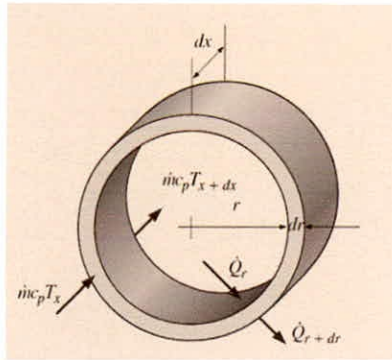


Figura 07. Elemento diferencial de volumen utilizado en la relación de balance de energía.
Fuente: Fundamento de transferencia de calor Yunus Cengel.

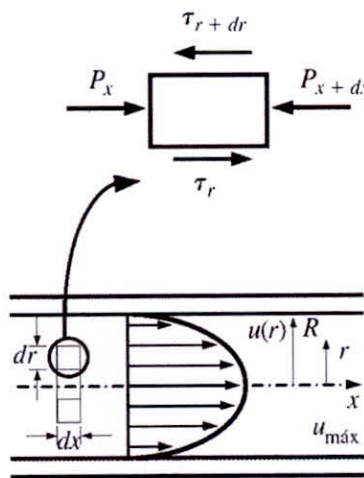


Figura 08. Desarrollo de la capa límite de velocidad en el tubo.
Fuente: Fundamento de transferencia de calor Yunus Cengel.

2.4 PERFIL DE TEMPERATURA Y EL NUMERO DE NUSSELT

En el análisis anterior, se ha obtenido el perfil de velocidad para el flujo completamente desarrollado en un tubo circular a partir de un balance de fuerzas aplicado sobre un elemento de volumen, y se ha determinado el factor de fricción y la caída de presión. Ahora se obtendrá la ecuación de la energía mediante la aplicación del balance energético sobre un elemento diferencial de volumen y se resolverá con el fin de obtener el perfil de temperatura para los casos de temperatura superficial constante y flujo de calor constante en la superficie. Reconsidérese el flujo laminar estacionario de un fluido en un tubo circular de radio R . Las propiedades del fluido ν , k y c_p son constantes y el trabajo realizado por las

fuerzas viscosas es despreciable. El fluido fluye a lo largo del eje x con velocidad u . El flujo está completamente desarrollado, de modo que, u es independiente de x , de donde $u(r)$. Al advertir que la energía se transfiere por la masa en la dirección x y por conducción en la dirección r (se supone que la conducción en la dirección x es despreciable), el balance de energía de flujo estacionario para un elemento con forma de una capa cilíndrica, de espesor dr y longitud dx , se puede expresar como.

○ FLUJO TURBULENTO EN TUBOS LISOS

Al principio se mencionó que el flujo en los tubos lisos es completamente turbulento para $Re > 10\ 000$. El flujo turbulento se utiliza de manera común en la práctica debido a los coeficientes más altos de transferencia de calor asociados con él. La mayor parte de las correlaciones para los coeficientes de fricción y de transferencia de calor en el flujo turbulento se basan en estudios experimentales debido a la dificultad para tratar en forma teórica con este tipo de flujo. Para los tubos *lisos*, el factor de fricción en el flujo turbulento se puede determinar a partir de la *primera ecuación de Petukhov* explícita [Petukhov (1970)], dada como.

Tubos lisos:

$$f = (0.790 \ln Re - 1.64)^{-2} \quad 3000 < Re < 5 \times 10^6 \quad (03)$$

El número de Nusselt en el flujo turbulento está relacionado con el factor de fricción a través de la analogía de Chilton- Colburn, expresada como.

$$Nu = 0.125 f Re Pr^{1/3} \quad (04)$$

Una vez que se cuenta con el factor de fricción, se puede usar esta ecuación de manera conveniente con el fin de evaluar el número de Nusselt tanto para los tubos lisos como para los ásperos. Para el flujo turbulento completamente desarrollado en *tubos lisos*, se puede obtener una relación simple para el número de Nusselt al sustituir en la ecuación 8.66 de la simple relación de la ley de potencia $f = 0.184 Re^{-2}$ para el factor de fricción. Esto da

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{1/3} \quad \left(\begin{array}{l} 0.7 \leq P \leq 160 \\ Re > 10\ 000 \end{array} \right) \quad (05)$$

La cual se conoce como la ecuación de Colbourn. Se puede mejorar la precisión de esta ecuación al modificarla como.

$$N_u = 0.023 R_e^{0.8} P_r^n \quad (06)$$

donde $n = 0.4$ para el calentamiento y 0.3 para el enfriamiento del fluido que fluye por el tubo. Esta ecuación se conoce como ecuación de Dittus-Boelter [Dittus y Boelter (1930)] y se prefiere a la de Colburn. Pueden usarse las ecuaciones precedentes cuando la diferencia de temperatura entre el fluido y la superficie de la pared no es grande, evaluando todas las propiedades del fluido en la temperatura media del fluido, $T_b = (T_i + T_e)/2$. Cuando la variación es grande, debido a una diferencia grande en las temperaturas, puede usarse la ecuación que sigue, debida a Sieder y Tate (1936),

$$N_u = 0.027 R_e^{0.8} P_r^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right) \quad \left(\begin{array}{l} 0.7 \leq P \leq 17\,600 \\ R_e > 10\,000 \end{array} \right) \quad (07)$$

En este caso, todas las propiedades se evalúan en T_b , excepto μ_s , la cual se evalúa en T_s . Las relaciones del número de Nusselt que acaban de darse son bastante simples, pero pueden dar errores tan grandes como de 25%. Este error se puede reducir de manera considerable, hasta menos de 10%, mediante relaciones más complejas pero precisas, como la *segunda ecuación de Petukhov*, expresada como.

$$N_u = \frac{(f/8) R_e P_r}{1.07 + 12.7(f/8)^{0.5} (P_r^{2/3} - 1)} \quad \left(\begin{array}{l} 0.5 \leq P \leq 2000 \\ 10^4 < R_e < 5 \times 10^6 \end{array} \right) \quad (08)$$

○ SUPERFICIES ASPERAS

Cualquier irregularidad o aspereza en la superficie perturba la subcapa laminar y afecta el flujo. Por lo tanto, a diferencia del flujo laminar, el factor de fricción y el coeficiente de convección en el flujo turbulento dependen fuertemente de la aspereza superficial

un tubo depende del número de Reynolds y de la **aspereza relativa** e/D , la cual es la razón de la altura media de la aspereza del tubo al diámetro de éste. La forma funcional

de esta dependencia no se puede obtener a partir de un análisis teórico y todos los resultados de los que se dispone se obtienen de concienzudos experimentos mediante el uso de superficies cuya aspereza se produce en forma artificial (comúnmente, al pegar granos de arena de un tamaño conocido sobre las superficies interiores de los tubos). La mayor parte de esos experimentos los condujo J. Nikuradse, estudiante de Prandtl, en 1933, y fueron seguidos por los trabajos de otros. El factor de fricción se calculó a partir de las mediciones del gasto y de la caída de presión.

Los resultados experimentales obtenidos se presentan en las formas tabular, gráfica y funcional, obtenidas mediante ajuste de curvas con base en los datos experimentales. En 1939, Cyril F. Colebrook (1910-1997) combinó los datos disponibles para el flujo de transición y para el flujo turbulento en tubos lisos, así como ásperos, en la relación implícita siguiente, conocida como **ecuación de Colebrook**:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2.0 \log \left(\frac{\varepsilon/D}{3.7} + \frac{2.51}{Re\sqrt{f}} \right) \quad (\text{flujo turbulento}) \quad (09)$$

○ **Correlaciones para tubos cortos**

Para determinar los coeficientes convectivos para el lado interno (de los gases) y lado externo (lado del agua de la cámara), se empleará las siguientes correlaciones de transferencia de calor.

$$N_u = \frac{hL}{k} \text{ , donde se tiene: } N_u: \text{ Numero de Nusselt}$$

h: Coeficiente convectivo
L: Longitud del tubo(m)
K: Conductividad termica($\frac{W}{m-K}$)

○ **Coeficiente convectivo interior**

Se empleará la correlación para tubos de corta longitud.

$$N_u = 0.032 * \left(\frac{D}{L}\right)^{0.054} * Re^{4/5} * Pr^n \quad \text{con } n = 0.4 ; T_s > T_b \quad (10)$$

$$n = 0.3 ; T_s < T_b$$

Donde se cumplirá que:

$$Re \leq 10^5$$

2.5 MEJORAMIENTO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR

Los tubos con superficies ásperas tienen coeficientes de transferencia de calor mucho más altos que aquellos con superficies lisas. Por lo tanto, a menudo las superficies de los tubos se hacen intencionalmente ásperas, corrugadas o con aletas con el fin de mejorar el coeficiente de transferencia de calor por convección y, de este modo, la velocidad de la transferencia de calor por ese medio. La transferencia de calor en el flujo turbulento en un tubo se ha incrementado en tanto como 400% al hacer áspera la superficie, por supuesto, también se incrementa el factor de fricción y, en consecuencia, la necesidad de potencia para la bomba o el ventilador.

También se puede incrementar el coeficiente de transferencia de calor por convección al inducir flujo pulsante mediante generadores de pulsos, al inducir remolinos mediante la introducción de una cinta en espiral dentro del tubo, o bien, induciendo flujos secundarios formando un serpentín con el tubo.

2.6 CORRELACIONES PARA DETERMINACION DE COEFICIENTES CONVECTIVOS

2.6.1 Para tuberías rectas

Se tiene la ecuación de GNIELINKI, para flujo hidrodinámicamente y térmicamente desarrollados en su totalidad, con una desviación de 5%.

$$Nu = \frac{(f/2)(Re-1000)Pr}{1+12.7(f/2)^{0.5}(Pr^{2/3}-1)} \quad (11)$$

$$\text{Para : } 3 \times 10^3 \leq Re \leq 10 \times 10^6$$

Donde f , es el factor de fricción, definido como:

$$f = (1.58 \ln(Re) - 3.28)^{-2} ; Re > 3000 \quad (12)$$

2.6.2 Para tuberías rectas con insertos de turbuladores helicoidales

Para un flujo desarrollado tanto térmica como hidrodinámicamente: $500 \leq Re \leq 3000$. (Sarma, Subramanyam, GPS, 2002).

$$f = 1.5 \left(1 + \frac{W}{Y}\right)^{3.37} Re^{-0.6} \quad (13)$$

$$Nu_{TT} = 0.2036 Re^{0.55} Pr^{0.3} \left(1 + \frac{W}{Y}\right)^{4.12} \quad (14)$$

Con desviación estándar de 8% y 15% para el factor de fricción y número de Nusselt respectivamente donde el subíndice TT, proviene de las siglas Twisted Tapes, W se refiere al diámetro de la espira e Y al paso entre las espiras.

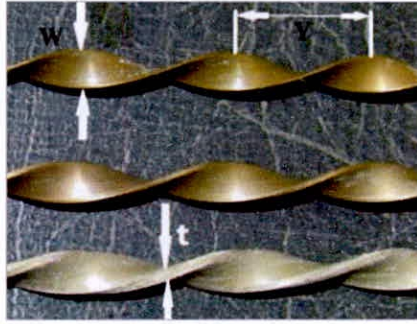


Figura 09. Turbulador helicoidal y sus parámetros
Fuente. Honewell S.A.C

Para un flujo desarrollado en su totalidad tanto térmica como hidrodinámicamente:
 $2000 \leq Re \leq 12000$ (Murugesan, Mayilsamy).

$$Nu_{TT} = 0.027 Re_t^{0.862} Pr^{0.33} S^{-0.302} \quad (15)$$

$$f_{TT} = 2.642 Re^{-0.474} S^{-0.302} \quad (16)$$

$$Re_t = 2.436 Re^{0.962} S^{-0.115} \quad (17)$$

Donde : $S = (Y/W)$, con desviación estándar de 8% y 6% para el factor de fricción respectivamente. Para un flujo desarrollado en su totalidad tanto térmica como hidrodinámicamente y turbulento (Maddah G. Alizadeh).

$$Nu_u = \left[1 + \frac{0.769}{Y/W}\right] \left[0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \left(\frac{\pi}{\pi - 4\frac{t}{D}}\right) \left(\frac{\pi + 2 - 2\frac{t}{D}}{\pi - 4\frac{t}{D}}\right)^{0.2} \varphi\right] \quad (18)$$

$$f = \left[1 + 2.06 \left(1 + \left(2 \frac{y}{w} \right)^2 \right)^{-0.74} \right] \left[0.079 Re^{-0.25} \left(\frac{\pi}{\pi - 4 \frac{t}{D}} \right)^{1.75} \left(\frac{\pi + 2 - 2 \frac{t}{D}}{\pi - 4 \frac{t}{D}} \right)^{1.25} \right] \quad (19)$$

$$\varphi = \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.18} = \left(\frac{T_b}{T_w} \right)^{0.45} \quad (20)$$

Donde se tiene que:

T_b : Temperatura del fluido.

T_w : Temperatura de pared.

D : Diámetro de tubería.

t : Espesor de espira.



2.6.3 CÁLCULO DEL CAUDAL DE LOS GASES

El caudal de gases generado por la combustión de petróleo atomizado y el ingreso de aire para su mezcla ,permitirá determinar la cantidad de gases por unidad de tiempo que se produce en la cámara de combustión y la que se distribuirá entre el primer y segundo paso de tubos de gases de combustión, es necesario considerar las propiedades físicas del flujo como su temperatura ,Reynolds, y velocidad a la que se desarrolla en la combustión, además es necesario estimar la temperatura de llama teórica o adiabática para que a partir de ella podamos contrastas el valor de temperatura promedio de operación con los gases dentro de la cámara , y corroborarse con las que brinden las termocuplas.

Q_g : Flujo de gases que pasa por una tubería ($\frac{m^3}{s}$)

A_{tub} : Area interna de los tubos de humo

$$Q_g = V_g * A_{tub} \quad (21)$$

$$\dot{Q}_{g,t} = \frac{\dot{m}_{g,t}}{\rho} \quad (22)$$

2.6.4 CÁLCULO DE LA VELOCIDAD DE GASES

La velocidad de los gases dentro de la cámara, así como en los tubos son determinantes porque influirán en el régimen, si este se desarrollar en forma laminar, transicional o turbulento, teniendo presente que la turbulencia alcanzada en la cámara será mayor que en que se mida dentro de los tubos, es necesario precisar que interesa mucho el régimen con que los gases atraviese los tubos de humos y de este dependerá el aumento del coeficiente convectivo.

$$V_g = \frac{\dot{Q}_{g,t}}{A_t} \quad (23)$$

2.6.5 EVALUACIÓN DEL NÚMERO DE REYNOLDS

Permitirá determinar el régimen de flujo asociado principalmente a su velocidad este parámetro ayudará a determinar y seleccionar la correlación adecuada para su tratamiento analítico.

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} \quad (24)$$

2.6.6 CÁLCULO DEL NÚMERO DE NUSSELT

La correlación siguiente expresa la relación de variables asociadas a los parámetros del turbulador, se debe tener presente las dimensiones para su fabricación en función al diámetro interno del tubo de gases, considerando que este brinde suficiente área para el paso de los gases y geoméricamente permita desarrollar la turbulencia con baja resistencia a frenado, lo que se busca conseguir es el aumento de la turbulencia, con una ligera resistencia al paso, debido a la colisión, situación que se resuelve considerando un buen diseño de silueta del turbulador, se considerara las distancia de las helicoides ya que estas afectan directamente el régimen de flujo.

$$Nu = \left[1 + \frac{0.769}{y/w} \right] \left[0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \left(\frac{\pi}{\pi - 4 \frac{t}{D}} \right) \left(\frac{\pi + 2 - 2 \frac{t}{D}}{\pi - 4 \frac{t}{D}} \right)^{0.2} \varphi \right] \quad (25)$$

2.6.7 CÁLCULO DEL COEFICIENTE CONVECTIVO DE GASES Y DEL AGUA

Los coeficientes convectivos tanto de gases como la del agua permiten hallar el coeficiente global de transferencia de calor, si se analiza teóricamente los gases presentan naturalmente menos valor que la del coeficiente del lado del agua (en la cámara de agua), debido a este gradiente de coeficientes, se buscar reducir su magnitud modificando el régimen de flujo de los gases, esto permite mayor ganancia de calor de los gases.

$$h_0 = \frac{Nu k}{D} \quad (26)$$

2.6.8 EL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Este parámetro permite encontrar el valor representativo de proceso térmico, en base a las resistencias físicas del material de tubo, la resistencia conductiva del espesor del tubo y las del fluido caloportador.

$$\frac{1}{U_0} = \frac{1}{h_0} + \frac{e}{k} \ln\left(\frac{r_0}{r_i}\right) + \left(\frac{r_0}{r_i}\right) * \frac{1}{h_i} \quad (27)$$

2.7 DETERMINACIÓN DE LA TEMPERATURA MEDIA LOGARÍTMICA

Esta ecuación relación las diferencias entre las temperaturas de entradas iniciales y finales considerándose como una relación de equilibrio térmico o cumplimiento de la ley de conservación de la energía, quiere decir que a medida que un fluido cede calor el otro fluido involucrado lo recepciona hasta que estos encuentran el equilibrio termodinámico o simplemente hasta donde el operador desea mantener sus parámetros.

$$DTML = \frac{(T_{h,i}-T_{c,i})-(T_{h,o}-T_{c,o})}{\ln\left(\frac{T_{h,i}-T_{c,i}}{T_{h,o}-T_{c,o}}\right)} \quad (28)$$

2.7.1 FLUJO DE CALOR

Esta expresión permite cuantificar el calor ganado o recuperado de los gases debido al cambio de régimen de flujo conseguido con los turbuladores, y relación al área o superficie de calefacción, al coeficiente global de transferencia de calor y a la diferencia de temperaturas medias logarítmicas.

$$Q = A_0 * U_0 * DTML \quad (29)$$

2.7.2 DETERMINACIÓN DEL FLUJO DE VAPOR PRODUCIDO.

Se expresa la cantidad de vapor producido con el calor recuperado, y este flujo de vapor se agregará al flujo que produce actualmente el caldero en condiciones de operación.

$$m_v = \frac{\dot{Q}}{(h_g-h_f)} \quad (30)$$

2.7.3 EVALUACIÓN DE LA CAÍDA DE PRESIÓN

Debido a que los turbuladores son accesorios que ofrecen cierta resistencia al paso de los gases, es necesario cuantificar la variación de presión, así como la velocidad de salida de los gases, ya que al instalarse turbuladores existirá una ligera retención de inquemados que pueden acumularse y adherirse a la superficie del tubo formando una resistencia al paso del calor, para compensar esta medida es posible incrementar en un 5 % la proporción de ingreso de aire sin que esta pueda comprometer la calidad de la combustión.

$$\Delta P_{\text{hogar}} = f * \left(\frac{\rho * l_{\text{hogar}} * v^2}{2 * D_{\text{flue}}} \right) \quad (31)$$

2.7.4 EVALUACIÓN DE LA CAÍDA DE PRESIÓN EN LOS TUBOS

Es importante definir que la caída de presión será determinante en la efectividad de los turbuladores, y se calculará en función a los parámetros afectados directamente al cuadrado de la velocidad de los gases en su interior.

$$\Delta P_{\text{haz de tubos}} = 2 * f * \frac{\rho * l_{\text{paso}} * v^2}{2 * D_i} \quad (32)$$

2.7.5 TEMPERATURA DE SALIDA DE LOS GASES

Este parámetro es un indicador de la calidad de transferencia de calor hacia la cámara, la temperatura puede oscilar entre 185 a 215°C para calderos pirotubulares en condiciones de operación óptima, pero el asunto de regulación de combustión es un factor que llega a desestabilizarla por lo cual es necesario realizar ajustes.

$$t_2 = \left(\frac{\dot{m}_g * c_{pg} * (T_{ig} - T_{fg})}{\dot{m}_a * c_{pa}} \right) + t_1 \quad (33)$$

2.7.6 EVALUACIÓN DE LA EFICIENCIA ENERGÉTICA DE UN GENERADOR DE VAPOR PIROTUBULAR

a) Pérdida por la entalpía de los gases de escape secos, P_1

Es la pérdida porcentual de calor debida a la entalpía en los gases de escape, en base seca, se calcula mediante:

$$P_1 = \frac{k[T_g - T_a]}{CO_2} \quad (34)$$

Donde:

T_g = Temperatura de los gases de la combustión.

T_a = Temperatura del medio ambiente.

$[CO_2]$ = % de Dióxido de carbono en los gases de la combustión.

K = Es la constante de Siegert para el Combustible.

b) Pérdida por la entalpía del vapor de agua en los gases, P_2

La pérdida porcentual de calor debida a la entalpía del vapor de agua en los gases de escape, se calcula mediante:

$$P_2 = \frac{[(H_2O + 9xH)(210 - 4.2T_a + 2.1T_g)]}{PCS} \quad (35)$$

Donde:

T_g = Temperatura de los gases de la combustión.

T_a = Temperatura del medio ambiente.

$[H_2O]$ = % de Agua en los gases de la combustión.

$[H]$ = % de Hidrogeno en los gases de la combustión.

PCS = Poder calorífico Superior del Combustible.

c) Pérdida por inquemados gaseosos, P_3 .

La pérdida porcentual de calor debida a los inquemados gaseosos, se calcula mediante:

$$P_3 = \frac{k_1(CO)}{(CO_2 + CO)} \quad (36)$$

Donde:

$[CO]$ = % de Monóxido de Carbono en los gases de la combustión.

K_1 = Es la constante de Inquemados del Combustible.

d) Pérdida por inquemados sólidos, P_4 .

La pérdida porcentual de calor bebida a los inquemados sólidos, se calcula mediante:

$$P_4 = 0.14B^2 + 0.08B + 0.07 \quad (37)$$

Donde:

B = Índice de Bacharach, mediante el cual se evalúa la opacidad de los gases de la combustión.

e) Pérdida por convección, P_5 .

La pérdida porcentual de calor debida a la convección, se obtiene sumando las pérdidas porcentuales por convección para cada tipo de superficie exterior, mediante:

$$P_5 = 80 \left(\frac{Q_{P5}}{W_C} \right) \quad (38)$$

Donde:

$$Q_{P5} = h_{cf} * A_f(T_{sf} - T_a) + h_{cg} * A_g(T_{sg} - T_a) \quad (39)$$

$$h_{cf} = 1.973 * 10^{-3} (T_{sf} - T_a)^{0.25} (2.857 * V + 1)^{0.5} \quad (40)$$

$$h_{cg} = 1.973 * 10^{-3} (T_{sg} - T_a)^{0.25} * (2.857 * V + 1)^{0.5} \quad (41)$$

$$w_C = 9.81 * BHP \quad (42)$$

Donde:

T_{sf} = Temperatura exterior de la caldera, lado del fluido (se asume la temperatura exterior del tambor o cilindro del caldero). En grados °K.

T_{sg} = Temperatura exterior de la caldera, lado de los gases (se asume la temperatura exterior de la chimenea).en grados °K.

A_f = Superficie exterior que cubre al fluido (se asume la superficie exterior del caldero) en m^2 .

A_g = Superficie exterior que cubre los gases de la combustión (se asume la superficie exterior de la chimenea) en m^2 .

v = Es la velocidad del viento (m/s) que fluye por la parte exterior al caldero.

f) Pérdida por radiación, P_6 .

La pérdida porcentual de calor debida a la radiación, se obtiene sumando las pérdidas porcentuales por radiación para cada tipo de superficie exterior, mediante:

$$P_6 = 80 * \frac{Q_{P6}}{W_C} \quad (43)$$

Donde:

$$Q_{p6} = Q_{rf} * A_f + Q_{rg} * A_g \quad (44)$$

$$Q_{rf} = 5.763 \times 10^{-11} * \epsilon [(T_{sf} + 273)^4 - (T_a + 273)^4] \quad (45)$$

$$Q_{rg} = 5.763 \times 10^{-11} * \epsilon [(T_{sg} + 273)^4 - (T_a + 273)^4] \quad (46)$$

$$w_C = 9.81 * BHP \quad (47)$$

Donde:

T_{sf} = Temperatura exterior de la caldera, lado del fluido (se asume la temperatura exterior del tambor o cilindro del caldero). En grados $^{\circ}K$.

T_{sg} = Temperatura exterior de la caldera, lado de los gases (se asume la temperatura exterior de la chimenea). En grados $^{\circ}K$.

A_f = Superficie exterior que cubre al fluido (se asume la superficie exterior del caldero) en m^2 .

A_g = Superficie exterior que cubre los gases de la combustión (se asume la superficie exterior de la chimenea) en m^2 .

ϵ =emisividad del material que cubre al caldero.

2.8 SISTEMA DE COMBUSTIBLE Y QUEMADOR

Estos sistemas tienen como finalidad preparar las condiciones adecuadas para aprovechar el máximo potencial del combustible a utilizar, la bomba toma el combustible desde el tanque de suministro y la ingresa a cierta presión, dependiendo del combustible que se use, las bombas pueden presentar ciertas especificaciones por ejemplo si se trata de combustibles pesados o muy viscosos a temperatura de ambiente se opta por precalentarlo hasta alcanzar una fluidez adecuada para su aprovechamiento.

Luego de la bomba se encuentra el sistema quemador que se encargara de aportar la geometría adecuada y el chispazo final producido por los electrodos, todo ello a través de una boquilla o tobera que dispara el combustible atomizado o en forma de rocío.

- **El quemador**

Es el componente principal del sistema ya que es el encargado de desarrollar el potencial calórico del combustible previamente atomizado o pulverizado, está compuesto por un circuito eléctrico de un transformador elevado, dos terminales un regulador de corriente y voltaje y geoméricamente una boquilla adaptada que le provee el canal apropiado al combustible que será encendido a presión de atomización.

Sin embargo, el sistema puede presentar muchas ventajas técnicas y energéticas dependiendo de las condiciones de operación, régimen, demanda y calidad del combustible, existe una gama amplia y tecnologías en el mercado nacional e internacional.

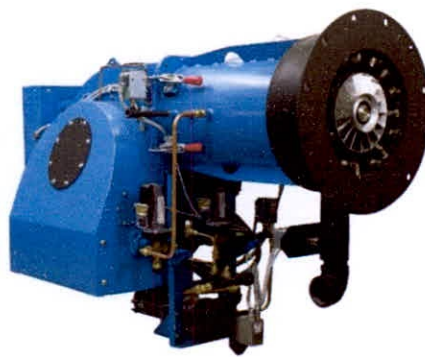


Figura 10. Quemador de combustible.
Fuente. Honewell S.A.C

Una eficiencia normal promedio de la combustión en los quemadores de gas antiguos es de 82 al 86%. En dichos quemadores existe una sola dirección o pase del flujo de gases y llama dentro de la cámara de combustión. En algunos quemadores modernos se logran varios pases o idas y vueltas de la llama dentro de la misma cámara de combustión. No me estoy refiriendo a las etapas que puede tener una caldera, sino a los cambios de dirección que se logran en la llama dentro del mismo flue o cámara de combustión. Con esta clase de quemador se logra del 10 al 15% más de eficiencia que

en los quemadores convencionales, compensándose así ampliamente la pérdida de eficiencia por menor emisividad, ya que dichos quemadores llegan a una eficiencia de hasta 97% en la combustión. Es diferente la eficiencia de la combustión que la eficiencia térmica total. Existen muchos tipos de quemadores modernos, de los cuales solo expongo los casos que tengo seguridad que son de gran utilidad en el incremento de eficiencia para las conversiones.

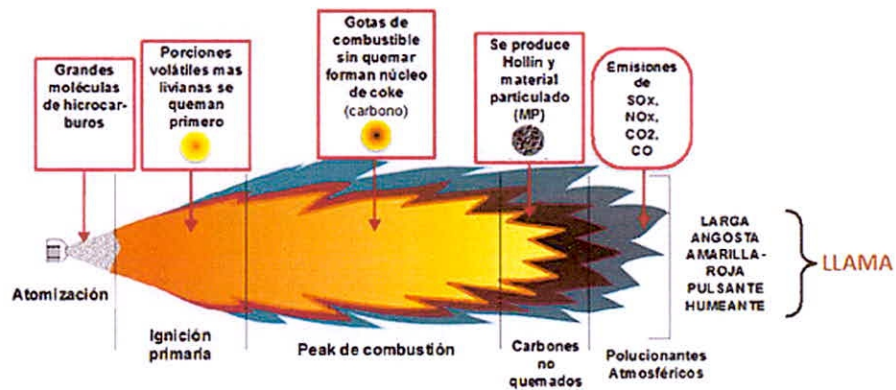


Figura 11. Quemador gas –aire convencional.
Fuente. Honewell S.A.C

2.9 TURBULADORES

Los tabuladores son accesorios que se diseñan y fabrican para introducirse en los tubos de gases de los calderos pirotubulares, su función es la de producir turbulencia para mejorar la transferencia de calor. Existen una variedad de estos, desde helicoidales, espirales, etc.

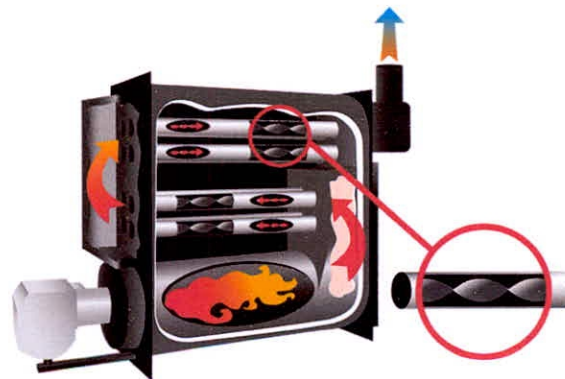


Figura 12. Operación de un caldero, con turbulador.
Fuente. Coronel turbuladores

Como se puede apreciar, estos accesorios permiten una mejora en la transferencia del calor hacia el lado del agua, reduciendo así la temperatura de los gases e la chimenea.

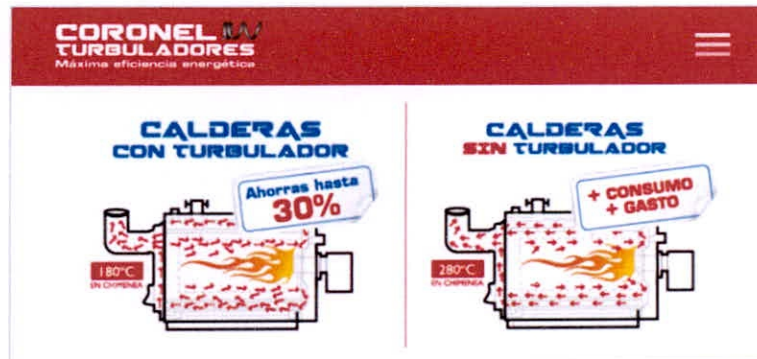


Figura 13. Informativo comercial sobre turbuladores aplicados a calderos.

Fuente. Coronel turbuladores

○ **Turbulador tipo espiral**

Se observa la colocación de tabuladores para un caldero de biomasa, a lo largo de la tubería.



Figura 14. Instalación de turbulador tipo espiral en caldero de biomasa.

Fuente. Coronel turbuladores

○ **Turbulador tipo helicoidal**

Este tipo de tabuladores son utilizados para calderas pirotubulares su forma helicoidal moldea el flujo de gases generando una silueta turbulenta constante a lo largo del tubo.



Figura 15. Fabricación y almacenamiento de turbulador tipo helicoide.
Fuente. Coronel turbuladores

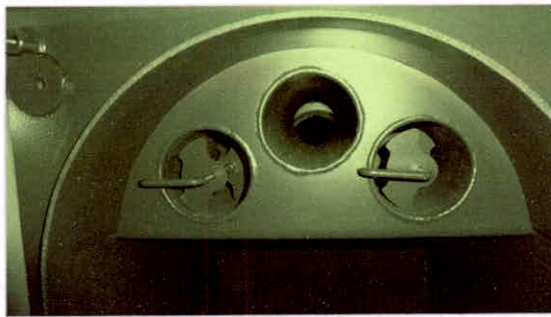


Figura 16. Fabricación y almacenamiento de turbulador tipo helicoide.
Fuente. Coronel turbuladores

2.9.1 TIPOS DE TURBULADORES

Son accesorio que se utilizan para romper la estabilidad de flujo incrementando el Reynolds con el objetivo de mejorar la transferencia de calor, su fabricación puede ser artesanal teniendo en cuenta el patrón de flujo de los gases.

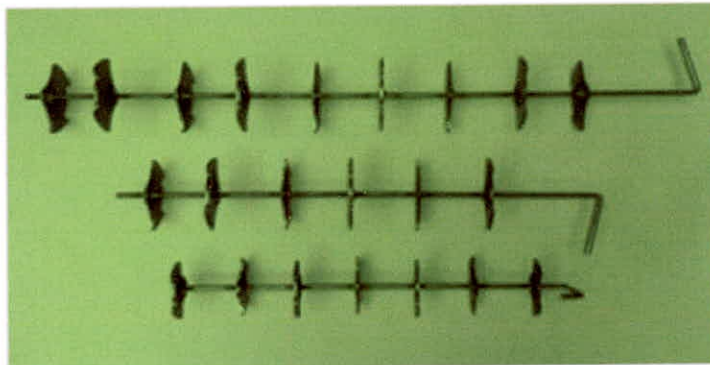


Figura 17. Fabricación y almacenamiento de turbulador tipo helicoide.
Fuente. Coronel turbuladores.

3.1. MATERIALES

3.1.1. Materiales

- a) Varillas de acero al carbono de 3/8 pulgada
- b) Resabos de planchas de 1/2 pulg.
- c) Helicoides de acero al carbono
- d) Soldadura

3.1.2. Accesorios:

- a) Wincha métrica
- b) Vernier
- c) Tornillo de banco
- d) Fresadora
- e) Cortadora

3.1.3. Equipos

- a) **Calefactor**
- b) Máquina de soldar
- c) Analizador de gases
- d) Pirómetro
- e) Termopares tipo K

3.2. MÉTODO DE INVESTIGACION

El método de desarrollo de la investigación consistió en determinar el coeficiente de combustión, así como la resistencia de calor de ciertos tipos de soldadura, así como la influencia en el comportamiento del coeficiente de resistencia de los gases de escape, en presencia de agua, para intentar determinar el flujo de calor que fue absorbido por el agua, comprendiendo la caracterización de la operación del calefactor, así como la influencia de la instalación de los calentadores, con la finalidad de poder determinar el coeficiente de manifestación en una medida de la eficiencia térmica del sistema.

4.1. ANÁLISIS DE LA COMBUSTIÓN

El análisis de combustión en condiciones se realiza cada y en un momento de mantenimiento programado de mantenimiento, en tal situación los ajustes de los gases de escape de la combustión del caldero se realiza en tres etapas: desajustes y ajustes, para ello es importante estas mediciones porque brinda información de los gases de escape y los gases a la salida y de su composición a partir del cual se podrá realizar la optimización de aprovechamiento eficiente del calor y el combustible.

Tabla 01. Parámetros de combustión del caldero para trabajo a 100 %

DESCRIPCIÓN	LLAMA DATA		EXCESO DE AIRE		EFICIENCIA DE LA COMBUSTIÓN	
	Antes	Después	Antes	Después	Antes	Después
Temp. de gases(°C)	174.5	181.6	193.4	122.5	81.7	82.7
Temp. de aire de combustión(°C)	23.7	18	23.7	23	100	100
COMPOSICIÓN DE GASES						
oxígeno(% O ₂ vol)	8	6.6	5.3	5.3	95	95
Dióxido de Carbono(%CO ₂ vol)	6.8	10.9	10.7	10.7	95.2	95.2
Monóxido de Carbono(ppm CO vol)	25	14	34	34	95	95
Oxidos de Azufre(ppm vol)					95	95
Índice de opacidad Bacharach	4	3	4	3	95	95
Resultado						
Nivel de carga(%)						81.7
Exceso de aire(%)	58.8	43.9	58.8	43.9		42.9
eficiencia de Combustión(%)	90.5	94	90.5	94		94
eficiencia Térmica(%)	79.9	80.5	79.9	80.5		81.7

FUENTE: Mediciones de análisis y de gases de escape de la Empresa de servicios Termotecnología S.A. (E.S.T.)

Descripción:

Parámetros de temperatura y exceso de aire para Burnchurn

- La temperatura de 174.5 °C con un exceso de aire de 58.8 %, después de realizar los ajustes, esta vez el exceso de aire se reduce a 43.9 %, lo que indica que la combustión ha mejorado en términos de que se ha reducido el exceso de aire de la vez anterior, por eso es que el exceso de aire se reduce de 58.8 % a 43.9 %, para poder confirmar este análisis con la eficiencia de la combustión, se realizó un análisis y analizamos también el índice de opacidad, este valor mejoró de 4 a 3, lo que indica una producción de cenizas o depósitos de inquemada kw, mejorando así la eficiencia de una combustión mejorada.

- Así mismo se puede analizar lo que sucede con la operación a llama media y alta, para términos de analizar la combustión de un caldero, se realiza por lo general a llama media, ya que en estas condiciones el caldero mantiene un régimen de operación más estable en términos de combustión, si bien se sabe que el proceso de combustión es muy rápido las reacciones de los componentes para formar compuestos y el proceso liberar calor solo puede ser moderado o controlado a través del exceso de aire y las temperatura de ingreso del combustible e incluso el aire.

4.1.2 CARACTERIZACIÓN DEL PETRÓLEO INDUSTRIAL N° 500

El petróleo industrial o conocido comercialmente como residual N° 500, es utilizado con énfasis para la generación de calor en calderos industriales y hornos, debido a que presenta una cadena hidrocarbonada muy pesada o concentrada con un poder calorífico aprovechable, y de viscosidad elevada a temperatura de ambiente, por el cual es necesario precalentarlo entre 95 a 110°C, por lo general, para alcanzar la fluidez y atomización en la boca de quemador.

TABLA 02. Parámetros fisicoquímicos del petróleo industrial N° 500

ANÁLISIS DE CALIDAD TÍPICA DEL P.I. N° 500	
Concentración	
Gravedad API a 15,6 °C	12,5
Gravedad Específica a 15,6 °C	0,983
Densidad (lb/gal)	8,2
Fluidez	
Viscosidad a 50°C (cSt)	1 020
Punto de Fluidez (°C)	14
Inflamación	
Punto de Inflamación (°C)	108
Composición	
Carbón Conradson (% peso)	15
Azufre Total (% peso)	1,22
Vanadio (ppm peso)	135
Cenizas (% peso)	0,1
Agua y Sedimentos (% Volumen)	0,1
Precombustión	
Temp. máxima de Almacenamiento (°C)	60-70
Temp. mínima de Bombeo (°C)	50
Temp. Atomización con Tiro Forzado (°C)	110-120
Temp. Atomización con Tiro Natural (°C)	120-130
Combustión	
Poder Calorífico Superior (BTU/lb)	18 490
Poder Calorífico Superior (BTU/gal)	151 295
Poder Calorífico Inferior (BTU/lb)	17 450
Poder Calorífico Inferior (BTU/gal)	142 780

Fuente. Fichas técnicas de combustibles residuales –Petroperú.

4.1.3 ESTEQUIOMETRÍA Y BALANCE DE LA COMBUSTIÓN

Se tomará la información comercial de la composición promedio del petróleo industrial N° 500, despreciando otros componentes por estar presentes en menor proporción al 1%. (La siguiente composición es extraída como dato aplicado en el curso de diagnóstico y racionalización de la

energía, para combustible residual N° 500, que a su vez es una aproximación de la información que brinda Petro Perú en sus fichas técnicas de combustible)



Balanceando se tiene el valor de los coeficientes:

$$b = 0.87$$

$$2c = 0.13 \rightarrow c = 0.065$$

$$2a = 2b + c \rightarrow a = 0.9025$$

$$2 * 3.76 * (a) = 2d \rightarrow d = 3.3934$$

Cálculo de la relación de aire combustible:

$$R_{a/c} = \frac{0.9025 * 4.76 + 28.97}{12 * 0.87 + 1 * 0.13}$$

$$R_{a/c} = 11.77 \frac{\text{Kg aire}}{\text{Kg comb}}$$

Esta relación es la que se necesita exactamente para completar el proceso de combustión, pero en efectos reales se sabe que no se puede controlar el ingreso exacto de aire para este fin, es por ello que se considera agregar un exceso de aire para garantizar que la reacción sea completa, de aquí se debe tener presente que el exceso de aire deberá de ser el menor posible. Tomando la lectura de exceso de aire registrado del analizador de gases se usará para los siguientes cálculos.

Exceso de aire en llama media: 52% (de cuadro N° 01)

$$R_{a/c} = 1.52 * 11.77 \frac{\text{Kg aire}}{\text{Kg comb}}$$

$$R_{a/c} = 17.89 \frac{\text{Kg aire}}{\text{Kg comb}}$$

4.1.4 FACTOR DE CARGA, PRODUCCIÓN DE VAPOR Y CONSUMO DE COMBUSTIBLE.

El siguiente cuadro reúne la información del caldero sometiendo a las diversas cargas de operación para determinar la producción de vapor y su relación con el consumo o de combustible, este detalle es importante porque en realidad la operación del caldero se da con una eficiencia determinada y a un factor de carga determinado, el cual indica una producción de vapor real y el combustible consumido para generarla.

Tabla 03. Cuadro comparativo de factor de carga, producción de vapor y consumo de combustible.

Carga (%)	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Producción de Vapor (kg/h)	1043.9	2087.7	3131.6	4175.5	5219.4	6263.2	7307.1	8351.0	9394.9	10438.7
Eficiencia de Caldero (%)	79.2	80.5	81.5	82.4	83.0	83.4	83.6	83.6	83.4	82.9
Costo de Energía (US\$/t vapor)	12.3	12.1	11.9	11.8	11.7	11.6	11.6	11.6	11.6	11.7
Consumo de P. I. 500 (gal/h)	18.3	36.0	53.2	70.2	87.1	104.0	121.1	138.4	156.2	174.5

Fuente. Termodinámica S.A.(Análisis de combustión de caldero 700 BHP)

4.1.5 CÁLCULO DE LA MASA DE AIRE DE COMBUSTIÓN

El cálculo se realiza a partir de la cantidad de aire y combustible real que participa en la combustión, este flujo global servirá para determinar las propiedades termodinámicas y sus propiedades. Del cuadro se toma el dato de 138.4 Gal/h, con una eficiencia del 83.6%, produciendo 8351.0 kg/h de vapor saturado a la presión de 100psi.

Convirtiendo 138.4 gal/h a Kg/h, hacemos uso de su densidad: 3.675 Kg/gal

$$\dot{m}_{\text{aire}} = 17.89 \frac{\text{kg aire}}{\text{kg comb}} * 508.62 \frac{\text{Kg comb}}{\text{h}} = 9099.21 \text{ kg aire/h}$$

$$\dot{m}_a = 9099.21 \text{ kg aire/h}$$

4.1.6 CÁLCULO DE FLUJO TOTAL DE GASES DESARROLLADO EN LA CÁMARA

$$\dot{m}_G = \dot{m}_{\text{Com}} + \dot{m}_{\text{Aire}}$$

$$\dot{m}_G = 508.62 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} + 9099.21 \frac{\text{kg aire}}{\text{h}} = 9607.83 \frac{\text{kg gases}}{\text{h}}$$

$$\dot{m}_G = 2.66 \frac{\text{kg gases}}{\text{s}}$$

4.1.7 SUPERFICIE DE CALEFACCIÓN DEL CALDERO:

Según ASME la superficie de calefacción de la unidad generadora de vapor, es aquella parte de la superficie de transmisión de calor del aparato, expuesto por un lado al gas y por el otro el líquido que es calentado, medida del lado que recibe calor. Para el caldero de 700 BHP, se tiene la siguiente distribución de superficie de calefacción.

Tabla 04. Distribución de la superficie de calefacción del caldero 700 BHP.

DESCRIPCIÓN	UNIDAD	ÁREA (Pulg ²)	ÁREA (m ²)
Placa de casco frontal	Pulg ²	7449,12	4,80
Placa de casco posterior	Pulg ²	4505,76	2,90
Cilindro de cámara de gases	Pulg ²	10699,92	7
Placa frontal de cámara de gases	Pulg ²	2894.184	1,86
Placa posterior de cámara de gases	Pulg ²	5191.2	3,34
Cilindro flue	Pulg ²	24731,28	16
Tubos 2do. Paso	Pulg ²	215772,48	139,20
Tubos 3er. Paso	Pulg ²	232651,44	150,09
Superficie total de calefacción	Pulg ²	504000	
Superficie total de calefacción	Pies ²	3500	
Superficie total de calefacción	m ²	325,1606	

Fuente. Empresa Textil Retex S.A

4.1.8 DETERMINACION DEL NÚMERO DE TUBOS

Se conoce el diámetro externo del tubo comercial de 3 Pulgadas, de tablas se obtiene el diámetro exterior. Se sabe que, entre el segundo y tercer paso, se tiene un total de superficie de calefacción de 289.29 m ²

- D ext: 88.90mm
- L :Longitud de tubo :4m
- N_t: Numero de tubos de gases total

Reemplazando se tiene:

$$(\pi * D * L) * N_t = 289.29 \text{ m}^2$$

$$(\pi * 88.90 * 10^{-3} \text{ m} * 4\text{m}) * N_t = 289.29 \text{ m}^2$$

$$N_t = 260 \text{ Tubos}$$

Se tiene 130 tubos por paso, por lo tanto, se procederá a calcular el flujo de gases distribuido en cada paso y en cada tubo por paso.

4.1.9 CÁLCULO DEL CALOR EN EL PRIMER PASO

Se considera el primer paso la extensión de la cámara de combustión donde se produce la combustión, la temperatura en la cámara es de 900°C, y 700 °C a la salida de la cámara.

Tabla 05. Parámetros de Temperaturas en el primer paso (cámara de combustión)

PARÁMETROS	DESCRIPCIÓN	T °C
$T_{h,i}$	Temperatura de gases en cámara	900
$T_{c,i}$	Temperatura de agua de alimentación	95
$T_{h,o}$	Temperatura de salida de cámara hacia primer paso	700
$T_{c,o}$	Temperatura de vapor generado	170

Buscando parámetros a la temperatura promedio : $T_m = \frac{900+700}{2} = 800^\circ\text{C}$, De tablas Yunus y Cengel (Propiedades obtenidas de Anexo 05)

Tabla 06. Propiedades de los gases de combustión, asumido en tablas de aire a la T:800°C

T(°C)	$m_g(\text{Kg/s})$	$C_{p,g}(\frac{\text{kJ}}{\text{KgK}})$
800	2.66	1.153

Reemplazando.

$$Q = m_g * C_{p,g} * (T_{h,i} - T_{c,i})$$

$$Q = 2.66 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 1.153 \frac{\text{kJ}}{\text{KgK}} * (900 - 95)\text{K}$$

$$Q = 2468.91 \text{ Kw}$$

4.1.10 CÁLCULO DE FLUJO DE GASES EN EL SEGUNDO PASO

Se tiene 130 tubos para el segundo paso con las siguientes especificaciones

Tabla 07. Parámetros de Temperaturas en el segundo paso

Parámetros	DESCRIPCIÓN	T °C
$T_{h,i}$	Temperatura de gases en cámara	700
$T_{c,i}$	Temperatura de agua de alimentación	95
$T_{h,0}$	Temperatura de salida de cámara hacia primer paso	500
$T_{c,0}$	Temperatura de vapor generado	170

Fuente. Elaboracion propia

existente en el caldero, por el cual se asume que el flujo de gases se distribuye de manera igual, obteniéndose un flujo másico uniformemente distribuido. Considerando que el segundo paso contiene 130 tubos.

$$\dot{m}_{g,\text{por tubo}} = \frac{2.66 \text{ kg/s}}{130} = 0.02046 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

4.2.0 PROPIEDADES A TEMPERATURA PROMEDIO DE ENTRADA Y SALIDA DE GASES EN EL SEGUNDO PASO

$$T_m = \frac{700 + 500}{2} = 600^\circ\text{C}$$

$T_m = 600^\circ\text{C}$, (Por tablas Yunus y Cengel –Transferencia de calor y masa.; $\rho = 0.4042 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$;

$C_p = 1.115 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$; $k = 0.06093 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$; $\mu = 3.846 * 10^{-5} \frac{\text{Kg}}{\text{ms}}$ (Propiedades obtenidas de Anexo 05)

$\dot{Q}_{g,t}$: Es el caudal o flujo de gases por cada tubería

$$\dot{Q}_{g,t} = \frac{\dot{m}_{g,t}}{\rho}$$

$$\dot{Q}_{g,t} = \frac{0.02046 \text{kg/s}}{0.4042 \text{kg/m}^3}$$

$$\dot{Q}_{g,t} = 0.05061 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

- Cálculo del área interior de la tubería: Se dispone de tubería de 3 pulgadas.

$A_{in,t}$: Área interna de la tubería

$$A_{int} = \frac{\pi * (Di)^2}{4}$$

Para una tubería de 3 pulgadas, cédula 40 ASTM A 36 Acero al carbono, sin costura.
Do=77.92 mm (Parámetro obtenido de Anexo 03, para diámetro de 3 pulgadas).

$$A_t = \frac{\pi * (77.92 * 10^{-3} m)^2}{4}$$

$$A_t = 4.7685 * 10^{-3} m^2$$

o Luego se obtiene la velocidad de los gases en cada tubería.

$$V_g = \frac{\dot{Q}_{g,t}}{A_t}$$

$$V_g = \frac{0.05061 \frac{m^3}{s}}{4.7685 * 10^{-3} m^2}$$

$$V_g = 10.613 \frac{m}{s}$$

o Evaluando el número de Reynolds

$$R_e = \frac{\rho * V * D}{\mu}$$

De tabla (Anexo 05), a la temperatura de 600 °C, se obtiene la viscosidad μ : $3.846 * 10^{-5} \frac{kg}{ms}$

$$R_e = \frac{0.4042 \frac{kg}{m^3} * 10.613 \frac{m}{s} * 77.92 * 10^{-3} m}{3.846 * 10^{-5} \frac{kg}{ms}}$$

$$R_e = 8691.087 ; R_e \leq 10^5$$

Se obtiene el flujo de gases en régimen turbulento, menor al valor indicado por el cual se puede continuar en el análisis térmico.

4.2.1 CÁLCULO DEL NÚMERO DE NUSSELT.

El cálculo del número de Nusselt, se realiza sin considerar el uso de los turbuladores, ósea en régimen turbulento libre.

- Dint: $77.92 \cdot 10^{-3} \text{m}$ (Anexo 03, parámetro para tubo de 3 pulgadas)
- L: 4m (longitud del tubo de gases de combustión)
- Re: 8691.087 ; Pr: 0.7092 (Anexo 05)

$$N_u = 0.032 * \left(\frac{D}{L}\right)^{0.054} * R_e^{\frac{4}{5}} * P_r^n$$

$$N_u = 0.032 * \left(\frac{77.92 \cdot 10^{-3} \text{m}}{4.0 \text{m}}\right)^{0.054} * (8691.087)^{\frac{4}{5}} * (0.7037)^{0.3}$$

$$N_u = 33$$

luego reemplazando en la correlación para calcular el coeficiente de convectividad se obtiene de tablas el valor de la conductividad térmica de los gases de combustión (k), a 600 °C. (Tabla Anexo 05), Propiedades del aire a la presión de 1 atmosfera, Yunus y Cengel). k: conductividad del aire a 600°C.

$$N_u = \frac{h_o * D}{k}$$

$$33 = \frac{h_o(77.92 * 10^{-3} \text{m})}{0.06093 \frac{\text{W}}{\text{mK}}}$$

$$h_o = 25.80 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

4.2.2 CÁLCULO DEL COEFICIENTE CONVECTIVO DEL LADO EXTERIOR

Se utiliza la siguiente correlación del lado externo que corresponde al interior de la cámara de agua del caldero.

$$Nu = 0.664 * Re^{\frac{1}{2}} * Pr^{1/3}$$

Evaluando el número de Reynolds

$$Re = \frac{\rho * V * L}{\mu}$$

$$Q_{\text{agua}} = V_{\text{agua}} * A_{\text{flujo}}$$

Q agua: Flujo volumétrico de agua por el exterior de los tubos de gases en el interior de la caldera (m³/h).

A_{flujo}: Área por la cual pasa el flujo de agua, representa la diferencia entre el área de la coraza menos los de los tubos de gases.

Se estima que el caudal de agua de alimentación es: 5777.2 Kg/h (dato de balance de masa y energía).

$$Q_{\text{agua}} = \frac{m_{\text{agua}}}{\rho}$$

Reemplazando se tiene

$$Q_{\text{agua}} = \frac{1.604\text{kg/s}}{961.5\text{kg/m}^3}$$

$$Q_{\text{agua}} = 1.668 * 10^{-3}\text{m}^3/\text{s}$$

Calculando el área de flujo se utilizará la siguiente relación

$$A_{\text{flujo}} = \frac{\pi * (D_{\text{coraza}})^2}{4} - \frac{\pi * (D_{\text{exter. tubos}})^2}{4} * n$$

Donde:

- o n: 130 tubos
- o D: 2.9m (Diámetro de la coraza de cámara de agua)
- o Dexter. tubos: $88.90 \times 10^{-3} \text{m}$

$$A_{\text{flujo}} = \frac{\pi * (2.9\text{m})^2}{4} - \frac{\pi * (88.90 * 10^{-3}\text{m})^2}{4} * 130$$

$$A_{\text{flujo}} = 5.798 \text{m}^2$$

Calculando la velocidad del agua al interior de la carcasa del caldero

$$V_{\text{agua}} = \frac{\dot{Q}_{\text{agua}}}{A_{\text{flujo}}} = \frac{1.668 * 10^{-3} \text{m}^3/\text{s}}{5.798 \text{m}^2}$$

$$V_{\text{agua}} = 2.876 * 10^{-4} \text{m/s}$$

Esta velocidad es a la que se encuentra moviéndose el agua al interior de la cámara de agua, este movimiento es debido al proceso de ebullición de alberca alrededor de la superficie de los tubos. Evaluando el Reynolds al interior, en la cámara de agua se realizará a la temperatura de 95°C.

μ : Viscosidad del agua ; ρ : Densidad del agua.

Tabla 08. Propiedades del agua saturada

Propiedades del agua saturada													
Temp., T °C	Presión de saturación, P _{sat.} kPa	Densidad, ρ kg/m ³		Entalpia de vaporización, h _{fg} , kJ/kg	Calor específico, c _p , J/kg · K		Conductividad térmica, k W/m · K		Viscosidad dinámica, μ kg/m · s		Número de Prandtl, Pr		Coeficiente de expansión volumétrica, β 1/K
		Líquido	Vapor		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	
0.01	0.6113	999.8	0.0048	2 501	4 217	1 854	0.561	0.0171	1.792 × 10 ⁻³	0.922 × 10 ⁻⁵	13.5	1.00	-0.068 × 10 ⁻³
5	0.8721	999.9	0.0068	2 490	4 205	1 857	0.571	0.0173	1.519 × 10 ⁻³	0.934 × 10 ⁻⁵	11.2	1.00	0.015 × 10 ⁻³
10	1.2276	999.7	0.0094	2 478	4 194	1 862	0.580	0.0176	1.307 × 10 ⁻³	0.946 × 10 ⁻⁵	9.45	1.00	0.733 × 10 ⁻³
15	1.7051	999.1	0.0128	2 466	4 186	1 863	0.589	0.0179	1.138 × 10 ⁻³	0.959 × 10 ⁻⁵	8.09	1.00	0.138 × 10 ⁻³
20	2.339	998.0	0.0173	2 454	4 182	1 867	0.598	0.0182	1.002 × 10 ⁻³	0.973 × 10 ⁻⁵	7.01	1.00	0.195 × 10 ⁻³
25	3.169	997.0	0.0231	2 442	4 180	1 870	0.607	0.0186	0.891 × 10 ⁻³	0.987 × 10 ⁻⁵	6.14	1.00	0.247 × 10 ⁻³
30	4.246	996.0	0.0304	2 431	4 178	1 875	0.615	0.0189	0.798 × 10 ⁻³	1.001 × 10 ⁻⁵	5.42	1.00	0.294 × 10 ⁻³
35	5.628	994.0	0.0397	2 419	4 178	1 880	0.623	0.0192	0.720 × 10 ⁻³	1.016 × 10 ⁻⁵	4.83	1.00	0.337 × 10 ⁻³
40	7.384	992.1	0.0512	2 407	4 179	1 885	0.631	0.0196	0.653 × 10 ⁻³	1.031 × 10 ⁻⁵	4.32	1.00	0.377 × 10 ⁻³
45	9.593	990.1	0.0655	2 395	4 180	1 892	0.637	0.0200	0.596 × 10 ⁻³	1.046 × 10 ⁻⁵	3.91	1.00	0.415 × 10 ⁻³
50	12.35	988.1	0.0831	2 383	4 181	1 900	0.644	0.0204	0.547 × 10 ⁻³	1.062 × 10 ⁻⁵	3.55	1.00	0.451 × 10 ⁻³
55	15.76	985.2	0.1045	2 371	4 183	1 908	0.649	0.0208	0.504 × 10 ⁻³	1.077 × 10 ⁻⁵	3.25	1.00	0.484 × 10 ⁻³
60	19.94	983.3	0.1304	2 359	4 185	1 916	0.654	0.0212	0.467 × 10 ⁻³	1.093 × 10 ⁻⁵	2.99	1.00	0.517 × 10 ⁻³
65	25.03	980.4	0.1614	2 346	4 187	1 926	0.659	0.0216	0.433 × 10 ⁻³	1.110 × 10 ⁻⁵	2.75	1.00	0.548 × 10 ⁻³
70	31.19	977.5	0.1983	2 334	4 190	1 936	0.663	0.0221	0.404 × 10 ⁻³	1.126 × 10 ⁻⁵	2.55	1.00	0.578 × 10 ⁻³
75	38.58	974.7	0.2421	2 321	4 193	1 948	0.667	0.0225	0.378 × 10 ⁻³	1.142 × 10 ⁻⁵	2.38	1.00	0.607 × 10 ⁻³
80	47.39	971.8	0.2935	2 309	4 197	1 962	0.670	0.0230	0.355 × 10 ⁻³	1.159 × 10 ⁻⁵	2.22	1.00	0.653 × 10 ⁻³
85	57.83	968.1	0.3536	2 296	4 201	1 977	0.673	0.0235	0.333 × 10 ⁻³	1.176 × 10 ⁻⁵	2.08	1.00	0.670 × 10 ⁻³
90	70.14	965.3	0.4235	2 283	4 206	1 993	0.675	0.0240	0.315 × 10 ⁻³	1.193 × 10 ⁻⁵	1.96	1.00	0.702 × 10 ⁻³
95	84.55	961.5	0.5045	2 270	4 212	2 010	0.677	0.0246	0.297 × 10 ⁻³	1.210 × 10 ⁻⁵	1.85	1.00	0.716 × 10 ⁻³
100	101.33	957.9	0.5978	2 257	4 217	2 029	0.679	0.0251	0.282 × 10 ⁻³	1.227 × 10 ⁻⁵	1.75	1.00	0.750 × 10 ⁻³

Fuente. Yunus y Cengel ,Tranferencia de calor y masa

Se evalúa el Reynolds del agua al interior de la cámara a 95°C.

- o ρ : 961.5 Kg/m³

- $\mu: 0.297 * 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{ms}}$
- $v: 2.876 * 10^{-4} \frac{\text{m}}{\text{s}}$ (Es la velocidad que representa al movimiento de ebullición producido por el calor cedido al agua, conocido también como ebullición de alberca que se da alrededor de los tubos, que es la que genera el movimiento del agua al interior)
- $D: 88.90 * 10^{-3} \text{m}$ (Es el diámetro externo del tubo de 3 pulgadas, (Tabla Anexo 03, medida de diámetro externo de 3 pulgadas)

$$R_e = \frac{\rho * v * D}{\mu}$$

Reemplazando:

$$R_e = \frac{961.5 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \left(2.876 * 10^{-4} \frac{\text{m}}{\text{s}} \right) * 0.08890 \text{m}}{0.297 * 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{ms}}}$$

$$R_e = 82.77$$

Este valor de Reynolds es lógico debido a que la masa de agua al interior de la cámara del caldero está en ligero movimiento, y este movimiento se le atribuye al proceso de intercambio de calor que se da alrededor de los tubos de gases. Luego se define que es un flujo de agua laminar, se determina luego el número de Prantl.

$$N_u = 0.664 * (R_e)^{\frac{1}{2}} * P_r^{1/3} \quad \text{Pr} > 0.6$$

Reemplazando:

$R_e: 82.77$; $P_r: 1.85$ (a temperatura de 95°C , de Tabla , Anexo 04)

$$N_u = 0.664 * (82.77)^{\frac{1}{2}} * (1.85)^{1/3}$$

$$N_u = 7.415$$

Hallando el coeficiente convectivo de la zona externa (cámara de agua)

$$N_u = \frac{h_o D}{k}$$

Del cuadro se lee los siguientes datos, a 95°C

- $k: 0.677 \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{K}}$
- $D: 88.90 * 10^{-3} \text{m}$

$$7.415 = \frac{h_i * (0.08890 \text{m})}{0.677 \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{K}}}$$

$$h_i = 56.467 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ K}$$

Luego se reemplazan los coeficientes convectivos interior y exterior, en la ecuación para hallar el coeficiente global de transferencia de calor.

$$\frac{1}{U_0} = \frac{1}{h_i} + \frac{e}{k} \ln \left(\frac{r_0}{r_i} \right) + \left(\frac{r_0}{r_i} \right) * \frac{1}{h_o}$$

Reemplazando se tiene:

$$\frac{1}{U_0} = \frac{1}{56.467 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ K}} + \frac{5.49 * 10^{-3} m}{48 \frac{W}{m \text{ } ^\circ K}} * \ln \left(\frac{44.45 * 10^{-3} m}{38.96 * 10^{-3} m} \right) + \left(\frac{44.45 * 10^{-3} m}{38.96 * 10^{-3} m} \right) * \frac{1}{25.80 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ K}}$$

$$U_0 = 16.14 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ K}$$

Según lo especificado por Mills, 1995. Los valores de coeficiente globales de transferencia de calor para generadores de vapor van desde 10 a $40 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ K}$, más el efecto mínimo de la radiación, como se muestra en la siguiente tabla.

Tabla 09. Coeficientes globales para tipo de proceso de intercambio de calor

Tipo de intercambiador de calor	U [W.m ⁻² .K ⁻¹]
Gas a gas	10-30
Agua a gas (es decir, enfriador de gas, caldera de gas)	10-50
Vapor en condensación-aire (es decir, radiador de vapor, calentador de aire)	5-50
Vapor a aceite combustible pesado	50-180
Agua a agua	800-2500
Agua a otros líquidos	200-1000
Agua a aceite lubricante	100-350
Compuestos orgánicos ligeros a compuestos orgánicos ligeros	200-450
Compuestos orgánicos pesados a compuestos orgánicos pesados	50-200
Condensadores enfriados por aire	50-200
Condensadores de vapor enfriados por agua	1000-4000
Condensadores de amoniaco enfriados por agua	800-1400
Condensadores de vapor orgánico enfriados por agua	300-1000
Calderas de vapor	10-40+radiación
Evaporadores de refrigerador	300-1000
Evaporadores de vapor-agua	1500-6000
Tanques agitados con chaqueta	150-1000
Serpentín de calefacción en un recipiente, agua-agua sin agitar	50-250
Serpentín de calefacción en un recipiente, agua-agua agitada	500-2000

Fuente. Termotecnia, Fundamentos de transferencia de calor, Universidad de Almería-España

4.2.3 CÁLCULO DEL FLUJO DE CALOR

Aplicando el método de temperatura media logarítmica, se obtiene:

Tabla 10. Parámetros de gases de combustión de operación del caldero

PARÁMETRO	DESCRIPCIÓN	T °C
$T_{h,i}$	Temperatura de entrada al segundo paso	700
$T_{c,i}$	Temperatura de agua de alimentación	95
$T_{h,o}$	Temperatura de salida del segundo paso	500
$T_{c,o}$	Temperatura de vapor generado	170

Fuente. Cortesía de Área de mantenimiento Empresa Textil Peruana Retex S.A

$$DTML = \frac{(T_{h,i} - T_{c,i}) - (T_{h,o} - T_{c,o})}{\ln\left(\frac{T_{h,i} - T_{c,i}}{T_{h,o} - T_{c,o}}\right)}$$

Reemplazando se tiene:

$$DTML = \frac{(700 - 95) - (500 - 170)}{\ln\left(\frac{700 - 95}{500 - 170}\right)} = 453.69^{\circ}\text{C}$$

Determinando el calor global

$$Q = A_0 * U_0 * DTML$$

$$A_0 = \pi * 88.90 * 10^{-3}\text{m} * 4\text{m} * 130 \text{ Tubos}$$

$$A_0 = 145.22\text{m}^2$$

El área corresponde a los 130 tubos del segundo paso por donde pasan los gases de combustión.

$$Q = 145.22\text{m}^2 * 16.14 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} * (726.84\text{K})$$

$$Q = 1703.604 \text{ kW}$$

4.2.4 CÁLCULO DE FLUJO DE GASES EN EL TERCER PASO

Se tiene 130 tubos para el segundo paso con las siguientes especificaciones

Tabla 11. Parámetros de gases de combustión de operación del caldero

Parámetros	DESCRIPCIÓN	T °C
$T_{h,i}$	Temperatura de gases en cámara	500
$T_{c,i}$	Temperatura de agua de alimentación	95
$T_{h,o}$	Temperatura de salida de cámara hacia primer paso	300
$T_{c,o}$	Temperatura de vapor generado	170

existente en el caldero, por el cual se asume que el flujo de gases se distribuye de manera igual, obteniéndose un flujo másico uniformemente distribuido. Considerando que el segundo paso contiene 130 tubos.

$$\dot{m}_{g,\text{por tubo}} = \frac{2.66 \text{ kg/s}}{130} = 0.02046 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

4.2.5 PROPIEDADES A TEMPERATURA PROMEDIO DE ENTRADA Y SALIDA DEL TERCER PASO

$$T_m = \frac{500 + 300}{2} = 400^\circ\text{C}$$

$T_m = 400^\circ\text{C}$, (por tablas Yunus y Cengel –Transferencia de calor y masa.;

$$\rho = 0.5243 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}; C_p = 1.069 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}; k = 0.05015 \frac{\text{W}}{\text{mK}}; \mu = 3.261 * 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{ms}}; Pr = 0.6948$$

Se tiene presente los 130 tubos existente en el caldero, por el cual se asume que el flujo de gases se distribuye de manera igual, obteniéndose un flujo másico uniformemente distribuido. Considerando que el segundo paso contiene 130 tubos

$$\dot{m}_{g,\text{por tubo}} = \frac{2.66 \text{ kg/s}}{130} = 0.02046 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Se calcula el flujo volumétrico haciendo uso de la densidad de los gases de combustión en función a la temperatura promedio que atraviesan los tubos: Temp. Promedio a la entrada del primer paso= 400 °C,(por tablas Yunus y Cengel –Transferencia de calor y masa.; $\rho = 0.5243\text{kg/m}^3$.

$\dot{Q}_{g,t}$: Es el caudal o flujo de gases por cada tubería

$$\dot{Q}_{g,t} = \frac{\dot{m}_{g,t}}{\rho}$$

$$\dot{Q}_{g,t} = \frac{0.02046\text{kg/s}}{0.5243\text{kg/m}^3}$$

$$\dot{Q}_{g,t} = 0.03902 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

- Cálculo del área interior de la tubería: Se dispone de tubería de 3 pulgadas.

$A_{in,t}$: Área interna de la tubería

$$A_{in,t} = \frac{\pi * (D_i)^2}{4}$$

Para una tubería de 3 pulgadas, cedula 40 ASTM A 36 Acero al carbono, sin costura. $D_o=77.92$ mm (Anexo 04)

$$A_t = \frac{\pi * (77.92 * 10^{-3})^2}{4}$$

$$A_t = 4.7685 * 10^{-3}\text{m}^2$$

- Luego se obtiene la velocidad de los gases en cada tubería.

$$V_g = \frac{\dot{Q}_{g,t}}{A_t}$$

$$V_g = \frac{0.03902 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{4.7685 * 10^{-3}\text{m}^2}$$

$$V_g = 8.182 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\rho = 0.5243 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}; C_p = 1.069 \frac{\text{kJ}}{\text{KgK}}; k = 0.05015 \frac{\text{W}}{\text{mK}}; \mu = 3.261 * 10^{-5} \frac{\text{Kg}}{\text{ms}}$$

Evaluando el número de Reynolds

$$Re = \frac{\rho * V * D}{\mu}$$

De tablas a la temperatura de 400 °C, se obtiene la viscosidad μ : $3.261 * 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{ms}}$

$$Re = \frac{0.5243 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 8.182 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 77.92 * 10^{-3} \text{m}}{3.261 * 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{ms}}}$$

$$Re = 10250.321 ; Re \leq 10^5$$

Se obtiene el flujo de gases en régimen turbulento, menor al valor indicado por el cual se puede continuar en el análisis térmico.

4.2.6 CÁLCULO DEL NUMERO DE NUSSELT.

El cálculo del número de Nusselt, se realiza sin considerar el uso de los turbuladores, ósea en régimen turbulento libre.

- o Dint: $77.92 * 10^{-3} \text{m}$
- o L: 4m (longitud del tubo de gases de combustión)
- o Re: 10250.321 ; Pr: 0.6948

$$Nu = 0.032 * \left(\frac{D}{L}\right)^{0.054} * Re^{\frac{4}{5}} * Pr^n$$

$$Nu = 0.032 * \left(\frac{77.92 * 10^{-3} \text{m}}{4.0 \text{m}}\right)^{0.054} * (10250.321)^{\frac{4}{5}} * (0.6948)^{0.3}$$

$$Nu = 37.5$$

luego reemplazando en la correlación para calcular el coeficiente de convectividad se obtiene de tablas el valor de la conductividad térmica de los gases de combustión (K), a 400 °C. (Tabla A-15, Propiedades del aire a la presión de 1 atmosfera, Yunus y Cengel). K: conductividad del aire a 400°C.

$$Nu = \frac{h_o * D}{k}$$

$$37.5 = \frac{h_o(77.92 \times 10^{-3} \text{m})}{0.05015 \frac{\text{W}}{\text{mK}}}$$

$$h_o = 24.13 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

4.2.7 DETERMINACION DEL COEFICIENTE CONVECTIVO DEL AGUA

Aplicando un balance de energía entre el calor de los gases que ingresa al segundo paso 500°C y sale a 300°C, para sostener el proceso evaporativo al interior que ingresa a la cámara que ingresa a 95°C y la evapora hasta 170°C.

$$m_g * Cp_g * (T_{f,g} - T_{i,g}) = h_i * A_{s,t} * (T_{f,a} - T_{i,a})$$

$$0.02046 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} * 1069 \frac{\text{J}}{\text{KgK}} * (500 - 300)\text{K} = h_i * \pi * (88.90 * 10^{-3})\text{m} * 4\text{m} * (170 - 95)\text{K}$$

$$h_i = 52.20 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

Cálculo del coeficiente global

$$\frac{1}{U_0} = \frac{1}{h_i} + \frac{e}{k} \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right) + \left(\frac{r_o}{r_i}\right) * \frac{1}{h_o}$$

Reemplazando se tiene:

$$\frac{1}{U_0} = \frac{1}{52.20 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}} + \frac{5.49 * 10^{-3} \text{m}}{48 \frac{\text{W}}{\text{m} \text{K}}} * \ln\left(\frac{44.45 * 10^{-3} \text{m}}{38.96 * 10^{-3} \text{m}}\right) + \left(\frac{44.45 * 10^{-3} \text{m}}{38.96 * 10^{-3} \text{m}}\right) * \frac{1}{24.13 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}}$$

$$U_0 = 15.04 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

○ **CÁLCULO DE LA TEMPERATURA MEDIA LOGARITMICA**

Aplicando el método de temperatura media logarítmica, se obtiene:

Tabla 12. Parámetros de gases de combustión de operación del caldero

PARÁMETRO	DESCRIPCIÓN	T °C
$T_{h,i}$	Temperatura de entrada	500
$T_{c,i}$	Temperatura de agua de alimentación	95
$T_{h,0}$	Temperatura de salida de gases	300
$T_{c,0}$	Temperatura de vapor generado	170

Fuente. Área de mantenimiento Empresa Textil Peruana Retex S.A

$$DTML = \frac{(T_{h,i} - T_{c,i}) - (T_{h,0} - T_{c,0})}{\ln\left(\frac{T_{h,i} - T_{c,i}}{T_{h,0} - T_{c,0}}\right)}$$

Reemplazando se tiene:

$$DTML = \frac{(500 - 95) - (300 - 170)}{\ln\left(\frac{500 - 95}{300 - 170}\right)} = 242.0^{\circ}C$$

○ **CÁLCULO DEL FLUJO DE CALOR**

$$Q = A_0 * U_0 * DTML$$

$$A_0 = \pi * 88.90 * 10^{-3}m * 4m * 130 \text{ Tubos}$$

$$A_0 = 145.22m^2$$

$$Q = 145.22m^2 * 15.04 \frac{W}{m^2 K} * 515.15K$$

$$Q = 1125.143 \text{ kW}$$

4.3.0 CORRELACIÓN PARA EL TURBULADOR HELICOIDAL

Para un flujo desarrollado en su totalidad tanto térmica como hidrodinámicamente: $2000 \leq Re \leq 12000$ (Murugesan, Mayilsamy). Donde : $S = (Y/W)$, con desviación estándar de 8% y 6% para el factor de fricción respectivamente. Para un flujo desarrollado en su totalidad tanto térmica como hidrodinámicamente y turbulento (Maddah G. Alizadeh).

$$Nu_u = \left[1 + \frac{0.769}{Y/W} \right] \left[0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \left(\frac{\pi}{\pi - 4 \frac{t}{D}} \right) \left(\frac{\pi + 2 - 2 \frac{t}{D}}{\pi - 4 \frac{t}{D}} \right)^{0.2} \right] \varphi \quad (18)$$

$$\varphi = \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.18} = \left(\frac{T_b}{T_w} \right)^{0.45}$$

Donde se tiene que:

T_b : Temperatura del fluido.

T_w : Temperatura de pared.

D: Diámetro de tubería.

t: Espesor de espira.

4.3.1 ESPECIFICACIONES Y DIMENSIONES DEL TURBULADOR:

Las dimensiones seleccionadas para el turbulador están en función al área interior del tubo de 3 pulgadas.

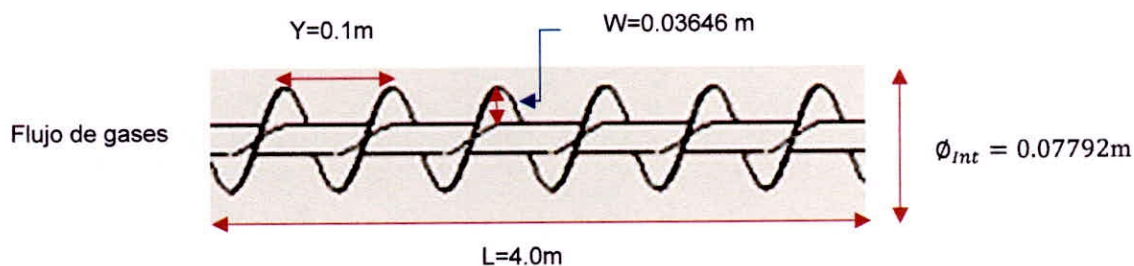


Figura 18. Descripción de parámetros de turbulador helicoidal

A: Tolerancia: 5mm (La tolerancia es la medida o espacio libre que queda entre la altura total del turbulador y el diámetro interior del tubo, el espacio o tolerancia sirve para retirar el turbulador del interior del tubo).

Tabla 10. Parámetros del turbulador

Longitud L(m)	Y(mm)	W(m)	t(mm)
4.0	100	0.03646	4

Fuente. Elaboración propia

El material empleado para el turbulador es acero al carbono comercial donde se tiene

Y: Es la distancia entre pico de onda

W: Es la altura de onda

t: Es el espesor o grosor de la onda.

4.3.2 DETERMINACION DEL ÁNGULO DE HELICOIDE

A partir del siguiente analisis se determinara los parametros del alabe donde se hallara el angulo con que recibira el flujo de gases a la entrada de los tubos.

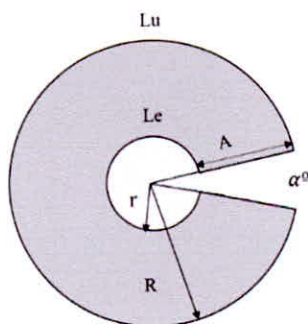


Figura 19. Vista frontal de turbulador y sus parámetros.

Parámetros de diseño:

- P : Paso(mm)
- Lu : Longitud de arco externo (mm)
- Le : Longitud de arco interno (mm)
- A : Espacio de diferencia radial (mm)
- R : Radio externo(mm)
- r : Radio interno(mm)
- (α°) y (β°): Ángulos

Cálculo de la diferencia de radios a partir de los diámetros.

$$A = \frac{D_{\text{ext}} - D_{\text{int}}}{2}$$

$$A = \frac{72.92\text{mm} - 17.15\text{mm}}{2}$$

$$A = 27.885\text{mm}$$

Calculo de longitud de arco externo

$$L_u = \sqrt{(D_{\text{ext}})^2 * (\pi)^2 + Y^2}$$

$$L_u = \sqrt{(72.92)^2 * (\pi)^2 + (100)^2}$$

$$L_u = 249.96\text{mm}$$

Calculo de longitud de arco interno

$$L_e = \sqrt{(D_{\text{int}})^2 * (\pi)^2 + Y^2}$$

$$L_e = \sqrt{(17.15)^2 * (\pi)^2 + (100)^2}$$

$$L_e = 113.59\text{mm}$$

Calculo del radio interior(r)

$$r = \frac{A * L_e}{L_u - L_e}$$

$$r = \frac{27.885 * 113.59}{249.96 - 113.59}$$

$$r = 23.227\text{mm}$$

Radio global (R)

$$R = r + A$$

$$R = 23.227\text{mm} + 27.885\text{mm}$$

$$R = 51.112\text{mm}$$

Longitud de circunferencia global(Δ)

$$\Delta = 2 * R * \pi$$

$$\Delta = 2 * 51.112\text{mm} * \pi = 321.146\text{mm}$$

Ángulos (α°) y (β°):

$$\beta^\circ = \frac{L_u * 360^\circ}{\Delta}$$

$$\beta^\circ = \frac{249.96\text{mm} * 360^\circ}{321.146\text{mm}} = 280.19^\circ$$

$$\alpha^\circ = 360^\circ - \beta^\circ$$

$$\alpha^\circ = 360^\circ - 280.19^\circ$$

$$\alpha^\circ = 79.81^\circ$$

4.3.3 DETERMINACIÓN DEL ÁREA EFECTIVA DE PASO DE GASES

Se calculará ahora la sección que queda para el paso de los gases, empleando una ecuación cuya diferencia proporciona el área efectiva, al generarse una resistencia al paso de los gases se generará mayor turbulencia, bajo este principio se espera incrementar el coeficiente convectivo de gases.

- A_i : Área interna de tubería de 3 pulgadas.
- A_{TR} : Área del turbulador .
- A_e : Área efectiva de paso de gases
- R : radio interno del tubo de 3 pulgadas.

Entonces se tiene:

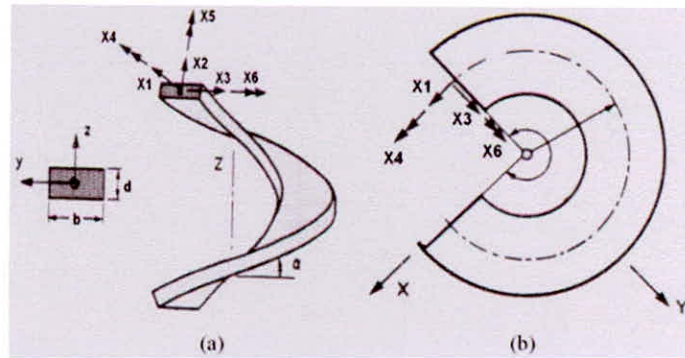


Figura 20. a) Angulo de alabe del turbulador b) Secciones interna y externa de turbulador

Especificaciones de turbulador:

- Diámetro de varilla: 3/8 pulgada (Tabla Anexo 03)
- Radio de varilla de turbulador(r_v) = 8.57mm

$$A_e = \pi(r_i)^2 - \pi \frac{[R^2 - r_v^2] * \alpha^\circ}{360^\circ}$$

4.4. ANÁLISIS DE TURBULADOR INSERTADOS EN EL SEGUNDO PASO

De la siguiente analogía se determina el área efectiva por donde pasara los gases de combustión.

$$A_e = \pi(r_i)^2 - \pi \frac{[R^2 - r_v^2] * \alpha^\circ}{360^\circ}$$

Datos: $D_i = 77.92 * 10^{-3}m \rightarrow r_i = 38.96 * 10^{-3}m$. Considerando los siguientes escenarios:10 % y 30% de turbuladores instalados

% Tur_{ins}: Es el porcentaje de turbuladores instalados en el segundo paso.

N_{Tub}: 130

α° : 79.8(manteniendo constante el ángulo de entrada de gases del turbulador)

$$A_{ef} = \pi(r_i)^2 - (\% \text{ Tur}_{ins}) * \pi \frac{[R^2 - r_v^2] * \alpha^2}{360^2}$$

Considerando 10% (130 Tubos) = 13 turbuladores instalados en el segundo paso

$$A_{ef} = \pi(r_i)^2 - (10\%) * \pi \frac{[R^2 - r_v^2] * \alpha^2}{360^2}$$

$$A_{ef 10\%} = \pi(38.96 * 10^{-3})^2 - (10\%) * \pi * \frac{[(36.46 * 10^{-3})^2 - (8.575 * 10^{-3})^2] * 79.8^2}{360^2}$$

$$A_{ef 10\%} = 4.6811 * 10^{-3} \text{ m}^2$$

- o Calculando la velocidad de gases

$$V_g = \frac{\dot{Q}_{gt}}{A_{fectiva}} = \frac{0.05061 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{4.6811 * 10^{-3} \text{ m}^2}$$

$$V_g = 10.81 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

- o Calculando el número de Reynolds con el turbulador

$$R_e = \frac{\rho * V * D}{\mu}$$

Reemplazando:

$$R_e = \frac{0.5243 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 10.81 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 77.92 * 10^{-3} \text{ m}}{3.261 * 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{ms}}}$$

$$R_e = 13542.65 ; R_e \leq 10^5$$

$$R_e = 13542.65$$

$$R_e \leq 10^5$$

- o Calculando el Nusselt con turbulador:

$$Nu = \left[1 + \frac{0.769}{y/w} \right] \left[0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \left(\frac{\pi}{\pi - 4 \frac{t}{D}} \right) \left(\frac{\pi + 2 - 2 \frac{t}{D}}{\pi - 4 \frac{t}{D}} \right)^{0.2} \right] * \varphi$$

Se obtiene:

T_b : Temperatura del fluido.

$$T_b = 400^\circ\text{C}$$

T_w : Temperatura de la pared del tubo.

$$T_w = 400^\circ\text{C}$$

$$\varphi = \left(\frac{T_b}{T_w} \right)^{0.45}$$

$$\varphi = \left(\frac{700}{700} \right)^{0.45}$$

$$\varphi = 1.00$$

Reemplazando en:

$$Nu = \left[1 + \frac{0.769}{\frac{100 * 10^{-3}}{36.46 * 10^{-3}}} \right] \left[0.023 (13542.65)^{0.8} (0.6948)^{0.4} \left(\frac{\pi}{\pi - 4 \left(\frac{4 * 10^{-3}}{77.92 * 10^{-3}} \right)} \right) \left(\frac{\pi + 2 - 2 \left(\frac{4 * 10^{-3}}{77.92 * 10^{-3}} \right)}{\pi - 4 \left(\frac{4 * 10^{-3}}{77.92 * 10^{-3}} \right)} \right)^{0.2} \right] * 1.0$$

$$Nu = 54$$

luego reemplazando en la correlación para calcular el coeficiente de convectividad

$$Nu = \frac{h_o * D}{k}$$

$$54 = \frac{h_o (77.92 * 10^{-3} \text{m})}{0.05015 \frac{\text{W}}{\text{mK}}}$$

$$h_o = 34.8 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

Manteniendo el coeficiente convectivo externo en

$$h_i = 56.467 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ K}$$

Reemplazando

$$\frac{1}{U_0} = \frac{1}{56.467 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ K}} + \frac{5.49 * 10^{-3} m}{48 \frac{W}{m \text{ } ^\circ K}} * \ln \left(\frac{44.45 * 10^{-3} m}{38.96 * 10^{-3} m} \right) + \left(\frac{44.45 * 10^{-3} m}{38.96 * 10^{-3} m} \right) * \frac{1}{34.8 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ K}}$$

$$U_0 = 19.79 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ K}$$

○ CÁLCULO DEL FLUJO DE CALOR

Aplicando el método de temperatura media logarítmica, se tiene: A partir de la instalación se registraron los siguientes valores:

Tabla 13. Parámetros del turbulador

Parámetro	Descripción	T °C
T _{h,i}	Temperatura de gases en el primer paso	700
T _{c,i}	Temperatura de agua de alimentación	95
T _{h,o}	Temperatura de salida de gases por chimenea	500
T _{c,o}	Temperatura de vapor generado	170°C

Fuente. Elaboración propia

$$TML = \frac{(T_{h,i} - T_{c,i}) - (T_{h,o} - T_{c,o})}{\ln \left(\frac{T_{h,i} - T_{c,i}}{T_{h,o} - T_{c,o}} \right)}$$

Reemplazando se tiene:

$$DTML = \frac{(700 - 95) - (500 - 170)}{\ln \left(\frac{700 - 95}{500 - 170} \right)} = 453.69^\circ C$$

Determinando el calor global

$$Q = A_0 * U_0 * DTML$$

$$A_0 = \pi * 88.90 * 10^{-3} m * 4m * 130 \text{ Tubos}$$

$$A_0 = 145.22\text{m}^2$$

$$Q = 145.22\text{m}^2 * 19.24 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} * 726.84\text{K}$$

$$Q = 2088.868 \text{ kW}$$

4.4.1 CÁLCULO DE LA CAIDA DE PRESIÓN EN EL SEGUNDO PASO CON 10% DE TURBULADORES INSTALADOS.

$$\Delta P_{\text{haz de tubos}} = 2 * f * \frac{\rho * l_{\text{paso}} * v^2}{2 * D_i}$$

Tabla 14. Parámetros del turbulador

DESCRIPCION	PARAMETRO	UNIDAD
Longitud de los tubos	4	m
Factor de fricción	0.0017	Adimensional
Velocidad de gases	10.81	m/s
Díámetro interior	77.92 / 77.92 * 10 ⁻³	mm/m
Densidad de gases	0.5243	kg/m ³

Fuente. Elaboración propia

$$\Delta P_{\text{haz de tubos}} = 2 * f * \frac{\rho * l_{\text{paso}} * v^2}{2 * D_i}$$

Reemplazando:

$$\Delta P_{\text{pasos}} = 2 * 0.017 * \frac{0.5243 * 4 * (10.81)^2}{2 * 0.07792} = 53.5\text{Pa}$$

$$\Delta P_{\text{haz de tubos}} = 53.5\text{Pa}$$

○ **INSTALANDO EL 30% DE TURBULADORES**

Considerando 30% (130 Tubos) = 39 turbuladores instalados en el segundo paso.

$$A_{ef} = \pi(r_i)^2 - (30\%) * \pi \frac{[R^2 - r_v^2] * \alpha^2}{360^2}$$

$$A_{ef\ 30\%} = \pi(38.96 * 10^{-3})^2 - (30\%) * \pi * \frac{[(36.46 * 10^{-3})^2 - (8.575 * 10^{-3})^2] * 79.8^2}{360^2}$$

$$A_{ef\ 30\%} = 4.5062 * 10^{-3} m^2$$

$$V_g = \frac{\dot{Q}_{gt}}{A_{fectiva}} = \frac{0.05061 \frac{m^3}{s}}{4.5062 * 10^{-3} m^2}$$

$$V_g = 11.23 \frac{m}{s}$$

Calculando el número de Reynolds con el turbulador

$$Re = \frac{\rho * V * D}{\mu}$$

Reemplazando:

$$Re = \frac{0.5243 \frac{kg}{m^3} * 11.23 \frac{m}{s} * 77.92 * 10^{-3} m}{3.261 * 10^{-5} \frac{kg}{ms}}$$

$$Re = 14068.822 ; Re \leq 10^5$$

$$Re = 14068.82$$

$$Re \leq 10^5$$

Calculando el Nusselt con turbulador:

$$Nu = \left[1 + \frac{0.769}{y/w} \right] \left[0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \left(\frac{\pi}{\pi - 4 \frac{t}{D}} \right) \left(\frac{\pi + 2 - 2 \frac{t}{D}}{\pi - 4 \frac{t}{D}} \right)^{0.2} \right] * \varphi$$

Se obtiene:

T_b : Temperatura del fluido.

$$T_b = 400^{\circ}\text{C}$$

T_w : Temperatura de la pared del tubo.

$$T_w = 400^{\circ}\text{C}$$

$$\varphi = \left(\frac{T_b}{T_w} \right)^{0.45}$$

$$\varphi = \left(\frac{400}{400} \right)^{0.45}$$

$$\varphi = 1.00$$

Reemplazando en:

$$Nu = \left[1 + \frac{0.769}{\frac{100 * 10^{-3}}{36.46 * 10^{-3}}} \right] \left[0.023 (14068.82)^{0.8} (0.6948)^{0.4} \left(\frac{\pi}{\pi - 4 \left(\frac{4 * 10^{-3}}{77.92 * 10^{-3}} \right)} \right) \left(\frac{\pi + 2 - 2 \left(\frac{4 * 10^{-3}}{77.92 * 10^{-3}} \right)}{\pi - 4 \left(\frac{4 * 10^{-3}}{77.92 * 10^{-3}} \right)} \right)^{0.2} \right] * 1.0$$

$$Nu = 55.4$$

luego reemplazando en la correlación para calcular el coeficiente de convectividad

$$Nu = \frac{h_o * D}{k}$$

$$55.4 = \frac{h_o (77.92 * 10^{-3} \text{ m})}{0.05015 \frac{\text{W}}{\text{mK}}}$$

$$h_o = 36 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}}$$

Manteniendo el coeficiente convectivo externo en

$$h_i = 56.467 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ }^{\circ}\text{K}}$$

Reemplazando

$$\frac{1}{U_0} = \frac{1}{56.467 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ K}} + \frac{5.49 * 10^{-3} m}{48 \frac{W}{m \text{ } ^\circ K}} * \ln \left(\frac{44.45 * 10^{-3} m}{38.96 * 10^{-3} m} \right) + \left(\frac{44.45 * 10^{-3} m}{38.96 * 10^{-3} m} \right) * \frac{1}{36 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ K}}$$

$$U_0 = 20.18 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ K}$$

○ **CÁLCULO DEL FLUJO DE CALOR**

Aplicando el método de temperatura media logarítmica, se tiene: A partir de la instalación se registraron los siguientes valores:

Tabla 15. Parámetros de temperatura en el primer paso.

Parámetro	Descripción	T °C
T _{h,i}	Temperatura de gases en el primer paso	700
T _{c,i}	Temperatura de agua de alimentación	95
T _{h,0}	Temperatura de salida de gases por chimenea	500
T _{c,0}	Temperatura de vapor generado	170°C

Fuente. Elaboración propia

$$T_{ML} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,i}) - (T_{h,0} - T_{c,0})}{\ln \left(\frac{T_{h,i} - T_{c,i}}{T_{h,0} - T_{c,0}} \right)}$$

Reemplazando se tiene:

$$DT_{ML} = \frac{(700 - 95) - (500 - 170)}{\ln \left(\frac{700 - 95}{500 - 170} \right)} = 453.69^\circ C$$

Determinando el calor global

$$Q = A_0 * U_0 * DT_{ML}$$

$$A_0 = \pi * 88.90 * 10^{-3} m * 4m * 130 \text{ Tubos}$$

$$A_0 = 145.22\text{m}^2$$

$$Q = 145.22\text{m}^2 * 20.18 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} * 726.84\text{K}$$

$$Q = 2130.033 \text{ kW}$$

4.4.2 CÁLCULO DE LA CAIDA DE PRESIÓN EN EL SEGUNDO PASO CON 30% DE TURBULADORES INSTALADOS.

Tabla 16. Parámetros del turbulador

DESCRIPCION	PARAMETRO	UNIDAD
Longitud de los tubos	4	m
Factor de fricción	0.0017	Adimensional
Velocidad de gases	11.23	m/s
Diámetro interior	77.92 / 77.92*10 ⁻³	mm/m
Densidad de gases	0.5243	kg/m ³

Fuente. Elaboración propia

$$\Delta P_{\text{haz de tubos}} = 2 * f * \frac{\rho * l_{\text{paso}} * v^2}{2 * D_i}$$

$$\Delta P_{\text{pasos}} = 2 * 0.017 * \frac{0.5243 * 4 * (11.23)^2}{2 * 0.07792} = 57\text{Pa}$$

$$\Delta P_{\text{haz de tubos}} = 57\text{Pa}$$

4.4.3 ANÁLISIS DEL NÚMERO DE TURBULADORES INSERTADOS EN EL TERCER PASO

$$A_e = \pi(r_i)^2 - \pi \frac{[R^2 - r_v^2] * \alpha^2}{360^2}$$

Datos: $D_i = 77.92 * 10^{-3} \text{m} \rightarrow r_i = 38.96 * 10^{-3} \text{m}$. Considerando los siguientes escenarios: 10 % y 30% de turbuladores instalados

% Tur_{ins}: Es el porcentaje de turbuladores instalados en el segundo paso.

N_{Tub}: 130

α° : 79.8(manteniendo constante el ángulo de entrada de gases hacia el turbulador)

$$A_{ef} = \pi(r_i)^2 - (\% \text{ Tur}_{ins}) * \pi \frac{[R^2 - r_v^2] * \alpha^\circ}{360^\circ}$$

Considerando 10% (130Tubos) =13 turbuladores instalados en el segundo paso

$$A_{ef} = \pi(r_i)^2 - (10 \%) * \pi \frac{[R^2 - r_v^2] * \alpha^\circ}{360^\circ}$$

$$A_{ef 10\%} = \pi(38.96 * 10^{-3})^2 - (10\%) * \pi * \frac{[(36.46 * 10^{-3})^2 - (8.575 * 10^{-3})^2] * 79.8^\circ}{360^\circ}$$

$$A_{ef 10\%} = 4.6811 * 10^{-3} \text{m}^2$$

Calculando la velocidad de gases

$$V_g = \frac{\dot{Q}_{g,t}}{A_{factiva}} = \frac{0.03902 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{4.6811 * 10^{-3} \text{m}^2}$$

$$V_g = 8.33 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Calculando el número de Reynolds con el turbulador

$$R_e = \frac{\rho * V * D}{\mu}$$

Reemplazando:

$$Re = \frac{0.5243 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 8.33 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 77.92 * 10^{-3} \text{m}}{3.261 * 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{ms}}}$$

$$Re = 10435.73 ; Re \leq 10^5$$

$$Re = 10435.73$$

$$Re \leq 10^5$$

Calculando el Nusselt con turbulador:

$$Nu = \left[1 + \frac{0.769}{y/w} \right] \left[0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \left(\frac{\pi}{\pi - 4 \frac{t}{D}} \right) \left(\frac{\pi + 2 - 2 \frac{t}{D}}{\pi - 4 \frac{t}{D}} \right)^{0.2} \right] * \varphi$$

Se obtiene:

T_b : Temperatura del fluido.

$$T_b = 400^\circ\text{C}$$

T_w : Temperatura de la pared del tubo.

$$T_w = 400^\circ\text{C}$$

$$\varphi = \left(\frac{T_b}{T_w} \right)^{0.45}$$

$$\varphi = \left(\frac{400}{400} \right)^{0.45}$$

$$\varphi = 1.00$$

Reemplazando en:

$$Nu = \left[1 + \frac{0.769}{\frac{100 * 10^{-3}}{36.46 * 10^{-3}}} \right] \left[0.023 (13542.65)^{0.8} (0.6948)^{0.4} \left(\frac{\pi}{\pi - 4 \left(\frac{4 * 10^{-3}}{77.92 * 10^{-3}} \right)} \right) \left(\frac{\pi + 2 - 2 \left(\frac{4 * 10^{-3}}{77.92 * 10^{-3}} \right)}{\pi - 4 \left(\frac{4 * 10^{-3}}{77.92 * 10^{-3}} \right)} \right)^{0.2} \right] * 1.0$$

$$Nu = 44$$

luego reemplazando en la correlación para calcular el coeficiente de convectividad

$$Nu = \frac{h_o \cdot D}{k}$$

$$44 = \frac{h_o(77.92 \cdot 10^{-3} \text{m})}{0.05015 \frac{\text{W}}{\text{mK}}}$$

$$h_o = 28.31 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

Manteniendo el coeficiente convectivo externo en

$$h_i = 52.20 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{K}}$$

Reemplazando

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{52.20 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{K}}} + \frac{5.49 \cdot 10^{-3} \text{m}}{48 \frac{\text{W}}{\text{m } ^\circ\text{K}}} * \text{Ln} \left(\frac{44.45 \cdot 10^{-3} \text{m}}{38.96 \cdot 10^{-3} \text{m}} \right) + \left(\frac{44.45 \cdot 10^{-3} \text{m}}{38.96 \cdot 10^{-3} \text{m}} \right) * \frac{1}{28.31 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{K}}}$$

$$U_o = 16.81 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{K}}$$

○ CÁLCULO DEL CALOR

Aplicando el método de temperatura media logarítmica, se tiene: A partir de la instalación se registraron los siguientes valores:

Tabla 15. Parámetros de temperatura en el primer paso

Parámetro	Descripción	T °C
T _{h,i}	Temperatura de gases en el primer paso	500
T _{c,i}	Temperatura de agua de alimentación	95
T _{h,o}	Temperatura de salida de gases por chimenea	300
T _{c,o}	Temperatura de vapor generado	170°C

$$DTML = \frac{(T_{h,i} - T_{c,i}) - (T_{h,o} - T_{c,o})}{\ln \left(\frac{T_{h,i} - T_{c,i}}{T_{h,o} - T_{c,o}} \right)}$$

Reemplazando se tiene:

$$DTML = \frac{(500 - 95) - (300 - 170)}{\ln\left(\frac{500 - 95}{300 - 170}\right)} = 242.0^{\circ}C$$

Determinando el calor global

$$Q = A_0 * U_0 * DTML$$

$$Q = 145.22m^2 * 16.81 * 515.15K$$

$$Q = 1257.557kW$$

4.4.4 CÁLCULO DE LA CAIDA DE PRESIÓN EN EL TERCER PASO CON 10% DE TURBULADORES INSTALADOS.

Tabla 17. Parámetros del turbulador

DESCRIPCION	PARAMETRO	UNIDAD
Longitud de los tubos	4	m
Factor de fricción	0.0017	Adimensional
Velocidad de gases	8.33	m/s
Diámetro interior	77.92 /77.92*10 ⁻³	mm/m
Densidad de gases	0.5243	kg/m ³

Fuente. Elaboración propia

$$\Delta P_{\text{haz de tubos}} = 2 * f * \frac{\rho * l_{\text{paso}} * v^2}{2 * D_i}$$

$$\Delta P_{\text{pasos}} = 2 * 0.017 * \frac{0.5243 * 4 * (8.33)^2}{2 * 0.07792} = 31.74Pa$$

4.4.5 INSTALANDO EL 30% DE TURBULADORES

Considerando 30% (130 Tubos) =39 turbuladores instalados en el segundo paso

$$A_{ef} = \pi(r_i)^2 - (30\%) * \pi \frac{[R^2 - r_v^2] * \alpha^2}{360^\circ}$$

$$A_{ef 30\%} = \pi(38.96 * 10^{-3})^2 - (30\%) * \pi * \frac{[(36.46 * 10^{-3})^2 - (8.575 * 10^{-3})^2] * 79.8^\circ}{360^\circ}$$

$$A_{ef 30\%} = 4.5062 * 10^{-3} m^2$$

$$V_g = \frac{\dot{Q}_{gt}}{A_{factiva}} = \frac{0.03902 \frac{m^3}{s}}{4.5062 * 10^{-3} m^2}$$

$$V_g = 8.7 \frac{m}{s}$$

Calculando el número de Reynolds con el turbulador

$$Re = \frac{\rho * V * D}{\mu}$$

Reemplazando:

$$Re = \frac{0.5243 \frac{kg}{m^3} * 8.7 \frac{m}{s} * 77.92 * 10^{-3} m}{3.261 * 10^{-5} \frac{kg}{ms}}$$

$$Re = 10899.266 ; Re \leq 10^5$$

$$Re = 14068.82$$

$$Re \leq 10^5$$

Calculando el Nusselt con turbulador:

$$Nu = \left[1 + \frac{0.769}{y/w} \right] \left[0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \left(\frac{\pi}{\pi - 4 \frac{t}{D}} \right) \left(\frac{\pi + 2 - 2 \frac{t}{D}}{\pi - 4 \frac{t}{D}} \right)^{0.2} \right] * \phi$$

Se obtiene:

T_b : Temperatura del fluido.

$$T_b = 400^\circ\text{C}$$

T_w : Temperatura de la pared del tubo.

$$T_w = 400^\circ\text{C}$$

$$\varphi = \left(\frac{T_b}{T_w}\right)^{0.45}$$

$$\varphi = \left(\frac{400}{400}\right)^{0.45}$$

$$\varphi = 1.00$$

Reemplazando en:

$$N_u = \left[1 + \frac{0.769}{\frac{100 * 10^{-3}}{36.46 * 10^{-3}}} \right] \left[0.023(10899.26)^{0.8} (0.6948)^{0.4} \left(\frac{\pi}{\pi - 4\left(\frac{4 * 10^{-3}}{77.92 * 10^{-3}}\right)} \right) \left(\frac{\pi + 2 - 2\left(\frac{4 * 10^{-3}}{77.92 * 10^{-3}}\right)^{0.2}}{\pi - 4\left(\frac{4 * 10^{-3}}{77.92 * 10^{-3}}\right)} \right) \right] * 1.0$$

$$N_u = 45.16$$

luego reemplazando en la correlación para calcular el coeficiente de convectividad

$$N_u = \frac{h_o * D}{k}$$

$$45.16 = \frac{h_o(77.92 * 10^{-3} \text{m})}{0.05015 \frac{\text{W}}{\text{mK}}}$$

$$h_o = 29.06 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

Manteniendo el coeficiente convectivo externo en

$$h_i = 52.20 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

Reemplazando

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{52.20 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}} + \frac{5.49 * 10^{-3} \text{m}}{48 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}} * \text{Ln} \left(\frac{44.45 * 10^{-3} \text{m}}{38.96 * 10^{-3} \text{m}} \right) + \left(\frac{44.45 * 10^{-3} \text{m}}{38.96 * 10^{-3} \text{m}} \right) * \frac{1}{29.06 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}}$$

$$U_0 = 17.11 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ K}$$

○ **CÁLCULO DEL FLUJO DE CALOR**

Aplicando el método de temperatura media logarítmica, se tiene: A partir de la instalación se registraron los siguientes valores:

Tabla 17. Parámetros de temperatura en el primer paso

Parámetro	Descripción	T °C
T _{h,i}	Temperatura de gases en el primer paso	500
T _{c,i}	Temperatura de agua de alimentación	95
T _{h,o}	Temperatura de salida de gases por chimenea	300
T _{c,o}	Temperatura de vapor generado	170°C

Fuente. Elaboración propia

$$DTML = \frac{(T_{h,i} - T_{c,i}) - (T_{h,o} - T_{c,o})}{\ln\left(\frac{T_{h,i} - T_{c,i}}{T_{h,o} - T_{c,o}}\right)}$$

Reemplazando se tiene:

$$DTML = \frac{(500 - 95) - (300 - 170)}{\ln\left(\frac{500 - 95}{300 - 170}\right)} = 242.0^\circ C$$

Determinando el calor global

$$Q = A_0 * U_0 * DTML$$

$$Q = 145.22m^2 * 17.11 \frac{W}{m^2 K} * 515.15K$$

$$Q = 1280.0 \text{ kW}$$

4.4.5 CÁLCULO DE LA CAIDA DE PRESIÓN EN EL TERCER PASO CON 30% DE TURBULADORES INSTALADOS.

Tabla 18. Parámetros del turbulador

DESCRIPCION	PARAMETRO	UNIDAD
Longitud de los tubos	4	m
Factor de fricción	0.0017	Adimensional
Velocidad de gases	8.7	m/s
Diámetro interior	77.92 /77.92*10 ⁻³	mm/m
Densidad de gases	0.5243	kg/m ³

Fuente. Elaboración propia

$$\Delta P_{\text{haz de tubos}} = 2 * f * \frac{\rho * l_{\text{paso}} * v^2}{2 * D_i}$$

$$\Delta P_{\text{pasos}} = 2 * 0.017 * \frac{0.5243 * 4 * (8.7)^2}{2 * 0.07792} = 34 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_{\text{haz de tubos}} = 34 \text{ Pa}$$

4.5.0 DETERMINACIÓN DE LA EFICIENCIA TÉRMICA SIN TURBULADORES

Tomando como referencia los resultados de las mediciones con analizador de gases, se tiene.

Tabla 19. Mediciones con analizador de gases

[CO2]max	15.8	%	
Tg	186	C	
[O2]	7.4	%	
[CO]	14	ppm	0.0014%
Tsf	44		
Tsg	154		
B	4		
Ta	20		
v	0.3		
[CO2]	10.4	%	
N2	82.1986	%	

Fuente. Elaboración propia

4.5.1 RESULTADOS DE ANALIZADOR DE GASES

Procesando los datos en una hoja de Excel, se tiene los siguientes resultados:

- PÉRDIDA POR CALOR SENSIBLE EN LOS GASES SECOS

$P_1 = k \frac{T_g - T_a}{[CO_2]}$	P1	8.5981	Combustible	k
Constante	k	0.53	Diésel 2	0.48
Temperatura de gases	Tg	186	Residuales	0.53
Temperatura de ambiente	Ta	20	G.L.P	0.4
Concentración de dióxido de carbono	[CO2]	10.2323	Gas Natural	35

○ PERDIDA POR LA ENTALPIA DEL VAPOR DE AGUA EN LOS GASES

$P_2 = \frac{([H_2O] + 9[H])(2488 - 4.2T_a + 2.1T_g)}{PCS}$	P2	6.8248	Combustible	[H2O]	PCS (kJ/kg)
Contenido de humedad del combustible	[H2O]	0	Diésel 2	0	45329
Contenido de Hidrogeno del combustible	[H]	12.3	G.L.P	0	
Temperatura de ambiente	Ta	20	Gas Natural	0.1	
Temperatura de los gases	Tg	186			
Poder Calorífico Superior	PCS	45329			

○ PÉRDIDA POR INQUEMADOS GASEOSO

$P_3 = \frac{[CO]}{[CO_2] + [CO]}$	P3	0.007133	Combustible	k	PCS(kJ/kg)
Constante	k	53	Diesel 2	53	45329
Concentración de monóxido de carbono	[CO]	0.0014	G.L.P		
Concentración de dióxido de carbono	[CO2]	10.4	Gas Natural		
Poder Calorífico Inferior	PCI	42343.4			
Poder Calorífico Superior	PCS	45329			

○ PÉRDIDA POR INQUEMADOS SOLIDOS

$P_4 = 0.14B^2 + 0.08B + 0.07$	P4	2.63
Índice de Bacharach	B	4

○ PÉRDIDA POR CONVECCION

$P_5 = 80 \frac{Q_{P5}}{W_C}$	P5	0.7339	%	
$Q_{P5} = h_{cf} * A_f(T_{sf} - T_a) + h_{cg} * A_g(T_{sg} - T_a)$	Qp5	64.2158	kW	
$W_c=9.81*BHP$	Wc	6867	kW	
Potencia nominal del Caldero	BHP	700	BHP	
	Sobre fluido		Sobre gases	
Area de la superficie	Af	325.16	Ag	13.51
$h_c = 1.973 * 10^{-3} (T_s - T_a)^{0.25} (2.857v + 1)^{0.5}$	hcf	0.007034829	hcg=	0.0096609
Temperatura de la superficie	Tsf	44	Tsg=	154
Temperatura ambiente	Ta	20		
velocidad del viento	v	0.3		

○ PERDIDA POR RADIACION

$P_6 = 80 \frac{Q_{P6}}{W_C}$	P6	0.705692	%	
$Q_{P6} = (q_{rf} * A_f) + (q_{rg} * A_g)$	Qp6	60.57487666	KW	
$W_c=9.81*BHP$	Wc	6867	KW	
Potencia nominal del Caldero	BHP	700	BHP	
	Sobre fluido		Sobre gases	
Area de la superficie	Af	325.16	Ag	13.51
$h_c = 5.763 * 10^{-11} \epsilon [(T_{sg} + 273)^4 - (T_a + 273)^4]$	qrf	0.133631872	qrg=	1.2674417
Temperatura de la superficie	Tsf	44	Tsg=	154
Temperatura ambiente	Ta	20		
Emisividad	e	0.98		

○ SUMATORIA DE PÉRDIDA

$\Sigma(P_i)=P1+P2+P3+P4+P5+P6$	$\Sigma(P_i)$	19.49981067	%	
---------------------------------	---------------	-------------	---	--

○ EFICIENCIA TERMICA

$$\eta = 80.500\%$$

4.5.2 CALCULO DE PRODUCCION DE VAPOR

Del anexo 03.

- $m_c: 138.4 \frac{\text{Gal}}{\text{h}}$
- PCI R500: $10130 \frac{\text{kCal}}{\text{Kg}}$

- $h_g: 2768.45 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$; a la presión de 100 Psi; $h_f = 398.01 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$ a la temperatura de 95°C

Fuente: Programa virtual Spirax Sarco (Anexo 04)

$$m_v = \eta * \frac{m_c * PCI}{h_g - h_f}$$

$$m_v = 0.805 * \frac{508.92 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} * 42343.4 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}}{2768.45 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}} - 398.01 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}}$$

$$m_v = 5497.68 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}$$

4.6.0 DETERMINACION DE LA EFICIENCIA TÉRMICA DEL CALDERO CON TURBULADORES INSTALADOS

En el proceso de evaluación, se instalaron 26 turbuladores, que equivale al 10% del total de los tubos distribuyéndose 13 turbuladores en el primer paso y 13 en el segundo paso, se tomó esta decisión para que, a partir de los resultados obtenidos, se pueda realizar una proyección de escenarios considerando el aumento de turbuladores al 30%, y sus efectos en los parámetros como se realizó en los cálculos.

4.6.1 RESULTADOS DE ANALISIS DE GASES DE COMBUSTION

Los resultados obtenidos corresponden a la medición de la composición de gases, después de instalarse los turbuladores en el primer y segundo paso.

Tabla 20. Mediciones con analizador de gases

[CO2]max	15.8	%	
Tg	170.4	C	
[O2]	7.0	%	
[CO]	28	ppm	0.0028%
Tsf	44		
Tsg	150		
B	4		
Ta	20		
v	0.3		
[CO2]	10.6	%	
N2	82.3972	%	

Fuente. Elaboración propia

4.6.2 DETERMINACIÓN DE LA EFICIENCIA DEL CALDERO MEDIANTE CALCULO DE LAS PÉRDIDAS DE CALOR POR EL MÉTODO INDIRECTO SEGÚN NTP 350.300.2008

○ PÉRDIDA POR CALOR SENSIBLE EN LOS GASES SECOS

$P_1 = k \frac{T_g - T_a}{[CO_2]}$	P1	6.744814	Combustible	k	[H](%)
Constante	k	0.53	Diésel 2	0.48	
Temperatura de gases	T _g	170.4	Residuales	0.53	
Temperatura de ambiente	T _a	20	G.L.P	0.4	
Concentración de dióxido de carbono	[CO ₂]	10.535353	Gas Natural	35	

○ PÉRDIDA POR LA ENTALPIA DEL VAPOR DE AGUA EN LOS GASES

$P_2 = \frac{([H_2O] + 9[H])(2488 - 4.2T_a + 2.1T_g)}{PCS}$	P2	6.744814	Combustible	[H ₂ O]	PCS (kJ/kg)
Contenido de humedad del combustible	[H ₂ O]	0	Diésel 2	0	45329
Contenido de Hidrogeno del combustible	[H]	12.3	G.L.P	0	
Temperatura de ambiente	T _a	20	Gas Natural	0.1	
Temperatura de los gases	T _g	170.4			
Poder Calorífico Superior	PCS	45329			

○ PÉRDIDA POR INQUEMADOS GASEOSO

$P_3 = \frac{[CO]}{[CO_2] + [CO]}$	P3	0.0139963	Combustible	k	PCS(kJ/kg)
Constante	k	53	Diesel 2	53	45329
Concentración de monóxido de carbono	[CO]	0.0028	G.L.P		
Concentración de dióxido de carbono	[CO ₂]	10.6	Gas Natural		
Poder Calorífico Inferior	PCI	42343.4			
Poder Calorífico Superior	PCS	45329			

○ PÉRDIDA POR INQUEMADOS SOLIDOS

$P_4 = 0.14B^2 + 0.08B + 0.07$	P4	2.63
Índice de Bacharach	B	4

○ PÉRDIDA POR CONVECCION

$P_5 = 80 \frac{Q_{P5}}{W_C}$	P5	0.72679933	%	
$Q_{P5} = h_{cf} * A_f(T_{sf} - T_a) + h_{cg} * A_g(T_{sg} - T_a)$	Qp5	62.3866377	kW	
$W_c = 9.81 * BHP$	Wc	6867	kW	
Potencia nominal del Caldero	BHP	700	BHP	
	Sobre fluido		Sobre gases	
Area de la superficie	Af	325.16	Ag	13.51
$h_c = 1.973 * 10^{-3} (T_s - T_a)^{0.25} (2.857v + 1)^{0.5}$	hcf	0.00595111	hcg=	0.0090788
Temperatura de la superficie	Tsf	44	Tsg=	150
Temperatura ambiente	Ta	20		
velocidad del viento	v	0.3		

○ PÉRDIDA POR RADIACIÓN

$P_6 = 80 \frac{Q_{P6}}{W_C}$	P6	0.696222631	%	
$Q_{P6} = (q_{rf} * A_f) + (q_{rg} * A_g)$	Qp6	59.762010	KW	
$W_c = 9.81 * BHP$	Wc	6867	KW	
Potencia nominal del Caldero	BHP	700	BHP	
	Sobre fluido		Sobre gases	
Area de la superficie	Af	325.16	Ag	13.51
$h_c = 5.763 * 10^{-11} \epsilon [(T_{sg} + 273)^4 - (T_a + 273)^4]$	qrf	0.133631872	qrg=	1.2072739
Temperatura de la superficie	Tsf	44	Tsg=	150
Temperatura ambiente	Ta	20		
Emisividad	e	0.98		

○ SUMATORIA DE PÉRDIDA

$\Sigma(P_i) = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 + P_6$	$\Sigma(P_i)$	18.379427%
---	---------------	------------

○ EFICIENCIA TÉRMICA

$$\eta = 81.620\%$$

○ $m_c: 138.4 \frac{\text{Gal}}{\text{h}}$

○ PCI R500: $10130 \frac{\text{kCal}}{\text{Kg}}$

○ $h_g: 2768.45 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$; a la presion de 100 Psi; $h_f = 398.01 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$ a la temperatura de 95°C

Fuente: Programa virtual Spirax Sarco (Anexo 04)

$$m_v = \eta * \frac{m_c * PCI}{h_g - h_f}$$

$$m_v = 0.8162 * \frac{382.32 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} * 42343.4 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}}{2768.45 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}} - 398.01 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}}$$

$$m_v = 5574.17 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}$$

4.7.0 RESUMEN DE PARAMETROS EVALUADOS EN EL SEGUNDO Y TERCER PASO

Considerando los dos escenarios evaluados, tanto en el primer y segundo paso, se tiene lo siguiente resúmenes.

Tabla 21. Parámetros calculados sin turbuladores

PASOS	T _{Prom} (°C)	V(m/s)	h ₀ (W/m ² K)	h _i (W/m ² K)	U ₀ (W/m ² K)	Q(kW)	ΔP(Pas)
2 ^{DO}	600	10.613	25.80	56.467	16.14	1703.604	
3 ^{ER}	400	8.182	24.13	52.20	15.04	1125.143	

Fuente. Elaboración propia

Tabla 22. Parámetros calculados con turbuladores instalados

PASOS	% Turb insertados	T _{Prom} (°C)	V(m/s)	h ₀ (W/m ² K)	h _i (W/m ² K)	U ₀ (W/m ² K)	Q(kW)	ΔP(Pas)
2 ^{DO}	10%	600	10.81	34.8	56.467	19.79	2088.86	53.5
	30%	600	11.23	36	56.467	20.18	2130.03	57
3 ^{ER}	10%	400	8.33	28.31	52.20	16.81	1257.55	31.74
	30%	400	8.7	29.06	52.20	17.11	1280.00	34

Fuente. Elaboración propia

4.8.0 EVALUACION DE ESCENARIOS CONSIDERANDO LA VARIACION DE LONGITUD DE PASO, EL AREA EFECTIVA Y SU EFECTO EN LA VELOCIDAD DE GASES

Tabla 23. Parámetros con turbuladores al 10%(13 turbuladores) en el segundo paso

PARAMETROS CON TURBULADORES AL 10%(13 TURBULADORES) EN EL SEGUNDO PASO			
Long. Paso(mm)	Angulo	Aefec(m2)	Vel(m/s)
50	29.24	0.004736533	10.685
60	39.11	0.004725716	10.709
70	49.31	0.004714538	10.735
80	59.59	0.004703272	10.761
90	69.8	0.004692083	10.786
100	79.8	0.004681124	10.812
110	89.51	0.004670483	10.836

Fuente. Elaboración propia

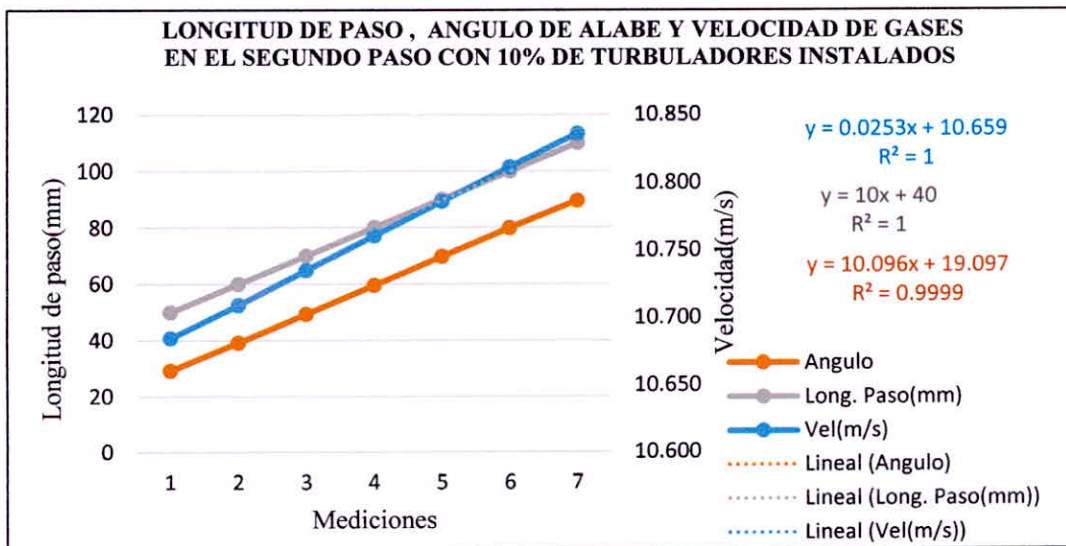


Tabla 24. Parámetros con turbuladores al 30%(39 turbuladores) en el segundo paso

Long. Paso(mm)	Angulo	Aefec(m2)	Vel(m/s)
50	29.24	0.004672445	10.832
60	39.11	0.004639995	10.907
70	49.31	0.004606461	10.987
80	59.59	0.004572664	11.068
90	69.8	0.004539096	11.150
100	79.8	0.004506219	11.231
110	89.51	0.004474296	11.311

Fuente. Elaboración propia

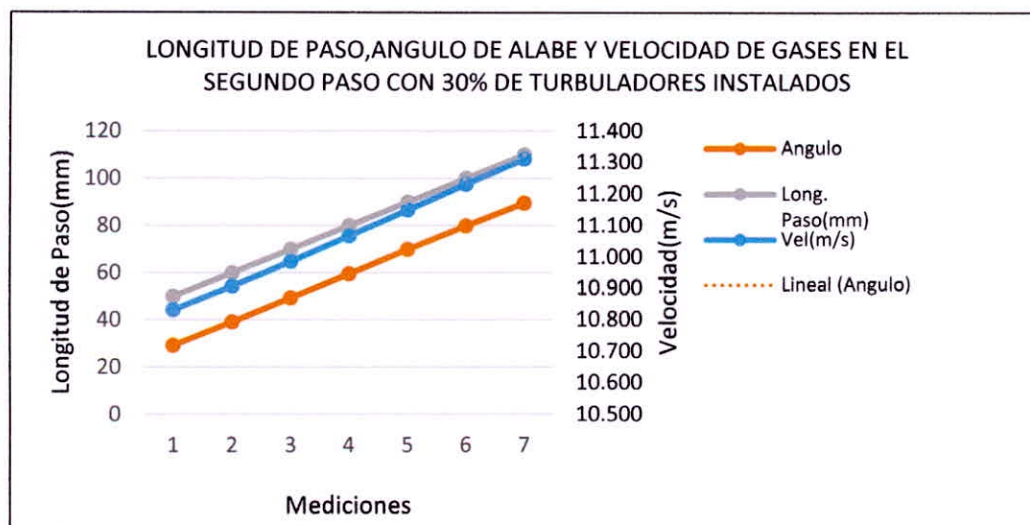


Tabla 25. Parámetros con turbuladores al 10% (13 turbuladores) en el tercer paso

Long. Paso(mm)	Angulo	Aefec(m2)	Vel(m/s)
50	29.24	0.004736533	8.238
60	39.11	0.004725716	8.257
70	49.31	0.004714538	8.277
80	59.59	0.004703272	8.296
90	69.8	0.004692083	8.316
100	79.8	0.004681124	8.336
110	89.51	0.004670483	8.355

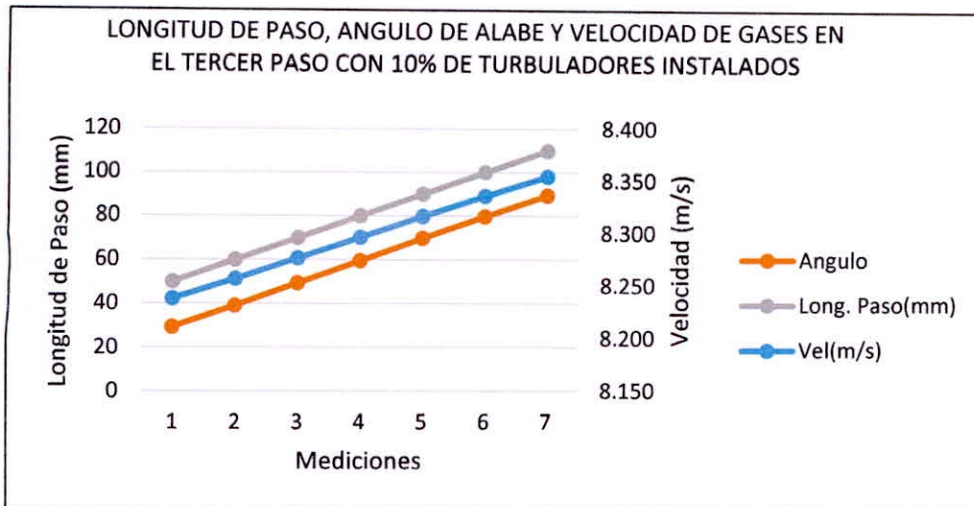
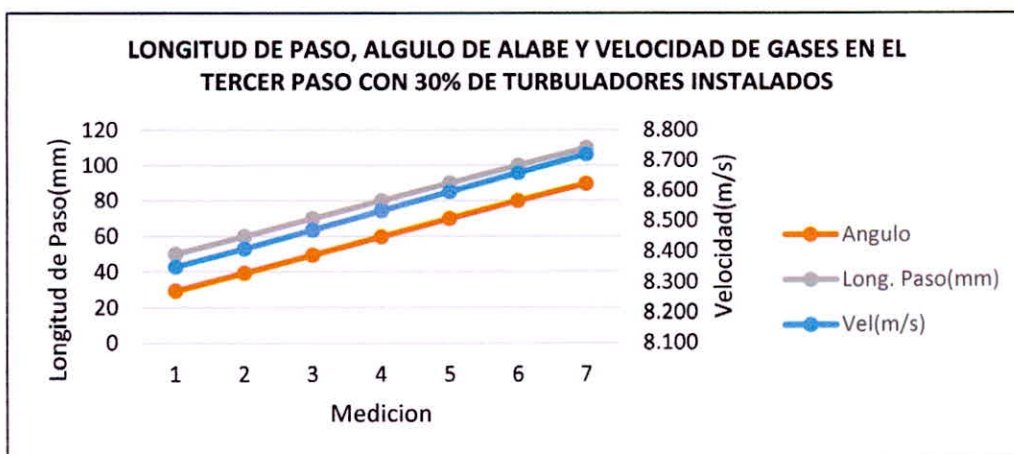


Tabla 26. Parámetros con turbuladores al 30%(39 turbuladores) en el tercer paso

PARAMETROS CON TURBULADORES AL 30%(39 TURBULADORES) EN EL TERCER PASO			
Long. Paso(mm)	Angulo	Aefec(m2)	Vel(m/s)
50	29.24	0.004672445	8.351
60	39.11	0.004639995	8.409
70	49.31	0.004606461	8.471
80	59.59	0.004572664	8.533
90	69.8	0.004539096	8.596
100	79.8	0.004506219	8.659
110	89.51	0.004474296	8.721

Fuente. Elaboración propia



Fuente. Elaboración propia

5.0 DISCUSIÓN DE RESULTADOS

5.1 DISCUSIONES DE PARÁMETROS SIN INSERCIÓN DE TURBULADORES

- En el segundo paso a la temperatura de 600°C en promedio, se tiene una velocidad de 10.613 m/s y un coeficiente global de transferencia de calor de 16.14 W/m²K, un valor que está dentro de lo considerado por Mill (1995) para calderos, el calor transferido de los gases a la cámara es de 1703.604 kW, sin considerar la inserción de turbuladores, comparando con el tercer paso a 400 °C, se tiene una caída en la velocidad hasta 8.182 m/s, donde se puede observar que el coeficiente convectivo del lado exterior (del agua), disminuye de 56.467 W/m²K, hasta 52.20 W/m²K, a su vez el coeficiente convectivo del lado de los gases disminuye en el tercer paso debido a que la temperatura ha descendido desde 600°C a 400°C, así mismo el coeficiente global de transferencia desciende a 15.04 W/m²K, el calor que se transfiere en el segundo paso es de 1703 kW, y decae hasta 1125.143 kW en el tercer paso.

5.2 DISCUSIONES DE PARÁMETROS CON INSERCIÓN DE TURBULADORES

- En el segundo y tercer paso se consideró la inserción de 10% y 30% de turbuladores, obteniendo se velocidades de 10.81 m/s a 11.23 m/s a una temperatura de 600°C para el segundo paso y 400°C para el tercero, se observa que los coeficientes convectivos de los gases se incrementa desde 34.8 W/m²K, a 36 W/m²K, obteniéndose un coeficiente global de transferencia de calor mejorado desde 19.79 W/m²K a 20.18 W/m²K ligeramente, y el flujo de calor transferido va desde 2088.868 kW con 10% de turbuladores instalados en el segundo paso y 2130.033 kW en el segundo paso al 30% de turbuladores instalados. Así mismo la caída de presión es de 53.5 Pas con 10% de turbuladores instalado y 57 Pas con 30% de turbuladores instalados, a consecuencia de que la velocidad fue de 10.81 con 10% de turbuladores y 11.23 m/s con 30% de turbuladores.
- Luego analizando los resultados en el tercer paso donde la temperatura de gases en promedio es de 400°C, se tiene velocidades de 8.33 m/s a 8.7 m/s, produciéndose un flujo de calor de los tubos hacia la cámara de agua desde 1257.557 kW a 1280.0 kW y la caída de presión desde 31.74 a 34 Pas. Encontrándose que a medida que aumenta la caída de presión, la velocidad aumenta ligeramente, contribuyendo a producir más turbulencia.

5.3 EVALUACIÓN DE ESCENARIOS CONSIDERANDO LA VARIACIÓN DE LONGITUD DE PASO, EL ÁREA EFECTIVA Y SU EFECTO EN LA VELOCIDAD DE GASES

Al variar los parámetros de diseño del turbulador se obtienen una serie de variantes que afecta el régimen de flujo de tal manera que se puede proyectar los resultados a fin de conocer las limitaciones de diseño.

enfriar los gases a cada paso , reduciendo la tasa de transferencia de calor, también se vería afectada la composición de los gases respecto de la cantidad de oxígeno en exceso producto del incremento de aire inyectado para compensar la caída de presión al interior ocasionado por los turbuladores, dando la probabilidad de que los gases de combustión evacuen a una temperatura muy cerca a la temperatura de rocío o condensación.

6.0 CONCLUSIONES

- El flujo de gases total desarrollado en la combustión equivale a 2.66 Kg/s, que se han distribuido entre los 260 tubos del caldero, a razón de 130 tubos en el segundo y tercer paso respectivamente, la velocidad de gases sin turbulador fue de 10.613 m/s en el segundo paso y 8.182 m/s en el tercer paso. Con turbuladores instalados al 10% en el segundo paso se tiene una velocidad de 10.81 m/s y al 30% en el mismo paso se obtiene 11.23 m/s. Para el tercer paso con 10% de turbulador instalados se tiene una velocidad de 8.33 m/s y con 30% instalado en el mismo paso se tiene 8.7 m/s respectivamente. La temperatura promedio de cámara es de 900 °C, donde se obtuvo el valor de temperatura promedio de 600°C durante el paso de gases por el segundo paso, y de 400°C durante el paso por el tercer paso, a la salida del tercer paso se registra 300°C, obteniéndose una temperatura final a la salida de chimenea de 245°C aproximadamente.
- El coeficiente convectivo de los gases en el segundo paso es de 25.80 W/m²K, y 24.13 W/m²K en el tercer paso, obteniéndose un coeficiente convectivo del lado exterior (cámara de agua), de 56.467 25.80 W/m²K y de 52.20 W/m²K, también se obtuvieron los coeficientes globales de transferencia de U=16.14 W/m²K, a 600°C en el segundo paso y 15.60 W/m²K, a 400°C , todos estos resultados se obtuvieron sin turbuladores instalados.
- El flujo de calor sin considerar la instalación de turbuladores es de 1703.604 kW en el segundo paso y 2088.86 kW luego de instalar el 10% de turbuladores en el segundo paso, y considerando 30% de turbuladores instalados se obtiene un flujo de calor de 2130.03 kW y para el tercer paso con 10% de turbuladores se obtiene un flujo de calor de 1257.55 kW y al 30% de turbuladores instalados es 1280. 0 kW.
- La cantidad adecuada de turbuladores se determinó por la caída de presión que condiciona su aumento o reducción en unidades instaladas, se dispuso de 13 turbuladores en el segundo paso y 13 turbuladores en el tercer paso, los casos de 30% de turbuladores (39 turbuladores) evaluados fueron proyecciones de escenarios supuestos, en esta condición la producción de vapor se incrementa desde 5497.68 Kg/h hasta 5574.17 Kg/h.

- La temperatura de los gases a la salida de chimenea se determinó con sensor de analizador de gases, en el primer caso de medición sin turbulador se obtuvo una temperatura de gases de 186°C aproximadamente, y considerando los turbuladores se obtuvo 170.4°C La eficiencia térmica evaluada en función a la mejora de transferencia de calor influye como una medida directa de la disminución de temperatura de los gases , la eficiencia térmica mejoró desde 80.50% sin turbulador instalado hasta 81.62% con turbuladores instalados. La hipótesis planteada respecto al incremento de la eficiencia por uso de turbuladores permite alcanzar una mejora del 1.01%, debido a las condiciones de operación establecidas en el estudio.

7.0 RECOMENDACIONES

- Se recomienda que los turbuladores se instalen en el tercer paso, próximo a la salida de los gases ya que la temperatura en promedio es 400°C y puede ayudar a recuperar mejor el calor de salida de gases, además se puede disminuir la resistencia por acumulación de inquemados de la combustión.
- Se recomienda que el uso de turbuladores se realice en función del número de tubos disponible y de la temperatura promedio en el tercer paso, para minimizar caída de presiones.
- Los turbuladores deben de ser fabricados en aluminio para mayor aprovechamiento de sus propiedades como material conductor, ya que también hace la función de un cuerpo radiador de calor.
- Es necesario poner a punto la combustión del caldero a fin de establecer una buena relación de flujo de gases, a la temperatura adecuada para aprovecharse en la transferencia de calor.
- Tener presente el incremento de trabajo del ventilador para compensar la caída de presión, sin embargo, se puede recomendar incrementar un 5% la potencia del ventilador, evaluando también el costo operativo que influiría.

8.0 REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Al-Fahed, S., Chamra, L. M., & Chakroun, W. (1998). Pressure drop and heat transfer comparison for both microfin tube and twisted-tape inserts in laminar flow. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 18(4), 323-333.
- Pethkool, S., Eiamsa-Ard, S., Kwankaomeng, S., & Promvonge, P. (2011). Turbulent heat transfer enhancement in a heat exchanger using helically corrugated tube. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 38(3), 340-347.
- Pathipakka, G., & Sivashanmugam, P. (2010). Heat transfer behaviour of nanofluids in a uniformly heated circular tube fitted with helical inserts in laminar flow. *Superlattices and Microstructures*, 47(2), 349-360.
- Salman, S. D., Kadhum, A. A. H., Takriff, M. S., & Mohamad, A. B. (2013). Numerical Investigation of Heat transfer and friction factor characteristics in a circular tube fitted with V-cut twisted tape inserts. *The Scientific World Journal*, 2013.
- Chakroun, W. M., & Al-Fahed, S. F. (1996). The effect of twisted-tape width on heat transfer and pressure drop for fully developed laminar flow. *Journal of engineering for gas turbines and power*, 118(3), 584-589.
- Sarma, P. K., Subramanyam, T., Kishore, P. S., Rao, V. D., & Kakac, S. (2003). Laminar convective heat transfer with twisted tape inserts in a tube. *International Journal of Thermal Sciences*, 42(9), 821-828.
- Joshis, S., & Kriplani, V. M. (2011). Review of heat transfer augmentation with tape inserts. *International Journal of Engineering Science and Technology*, 3(3).

ANEXOS

ANEXO 01. Análisis de combustión antes de uso de turbuladores

Oxígeno (O ₂) en los gases (%)	7,4
Dióxido de carbono (CO ₂) en los gases (%)	10,4
Móxido de carbono (CO) en los gases (ppm)	14
Índice de Opacidad Bacharach	4
Agua	
Temperatura del Agua de Alimentación (°C)	95
Cantidad de Agua de Purga (kg/h)	370
Vapor	
Tipo de Vapor	Saturado
Presión media de trabajo (psig)	100
Entalpía de Vapor (Btu/lb)	1189,2
Entalpía de Líquido (Btu/lb)	309,7
Calor Latente de Vaporización (Btu/lb)	879,5
Condiciones externas del caldero	
Temperatura media del casco (°C)	44
Temperatura media de la tapa delantera (°C)	56
Temperatura media de la tapa posterior (°C)	72
Temperatura ambiental (°C)	20
Diámetro del casco de la caldera (m)	2,96
Longitud del casco de la caldera (m)	6,29
Emisividad del casco de la caldera	0,98

ANEXO 02. Análisis de combustión después de uso de turbuladores

Oxígeno (O ₂) en los gases (%)	7
Dióxido de carbono (CO ₂) en los gases (%)	10,6
Móxido de carbono (CO) en los gases (ppm)	28
Índice de Opacidad Bacharach	4
Agua	
Temperatura del Agua de Alimentación (°C)	95
Cantidad de Agua de Purga (kg/h)	375
Vapor	
Tipo de Vapor	Saturado
Presión media de trabajo (psig)	100
Entalpía de Vapor (Btu/lb)	1189,2
Entalpía de Líquido (Btu/lb)	309,7
Calor Latente de Vaporización (Btu/lb)	879,5
Condiciones externas del caldero	
Temperatura media del casco (°C)	44
Temperatura media de la tapa delantera (°C)	56
Temperatura media de la tapa posterior (°C)	72
Temperatura ambiental (°C)	20
Diámetro del casco de la caldera (m)	2,96
Longitud del casco de la caldera (m)	6,29
Emisividad del casco de la caldera	0,98

Anexo 03. ESPECIFICACIONES TECNICAS PARA TUBERIAS DE ACERO COMERCIAL

DIAMETRO NOMINAL	DIAMETRO EXTERIOR	SCHEDULE 80				SCHEDULE 40			
		D.I	E.P	P.M.P	PESO	D.I	E.P	P.M.P	PESO
pulg	mm	mm	mm	P.S.I	Kg/m	mm	mm	P.S.I	Kg/m
14	355.60	317.60	19.00	7125.00	157.54	333.40	11.10	6880.17	94.31
12	323.85	288.89	17.48	7094.16	132.07	303.23	10.31	6836.99	79.71
10	273.05	242.87	15.09	7033.87	96.00	254.51	9.27	6760.7	60.24
8	219.08	193.88	12.70	6952.55	64.64	202.72	8.18	6682.02	42.49
6	160.2	140.34	10.97	6873.43	42.55	154.06	7.11	6675.22	26.26
5	141.30	122.24	9.53	6787.75	30.97	128.2	6.55	6606.02	21.77
4	114.30	97.10	8.56	6715.48	22.33	102.26	6.02	6431.62	16.08
3	88.90	73.66	7.62	6629.93	15.20	77.92	5.49	6344.38	11.29
2 1/2	73.03	59.01	7.01	6563.67	11.41	62.71	5.16	6202.47	8.64
2	60.33	49.25	5.54	6353.21	7.49	52.51	3.91	5972.71	5.44
1 1/2	48.26	38.10	5.08	6266.45	5.41	40.90	3.60	5897.44	4.05
1 1/4	42.16	32.46	4.85	6217.95	4.46	35.04	3.56	5855.26	3.39
1	33.40	24.30	4.55	6148.65	3.23	20.64	3.30	5787.67	2.50
3/4	20.07	10.85	3.91	5972.51	2.20	20.93	2.87	6582.02	1.08
1/2	21.34	13.88	3.73	5914.38	1.62	15.80	2.77	5510.61	1.26
3/8	17.15	10.75	3.20	5714.29	1.10	12.53	2.31	5234.14	0.85
1/4	13.72	7.60	3.02	5634.33	0.80	9.24	2.24	5106.10	0.63

Anexo 04. Tabla de propiedades del agua saturada.

TABLA A-9													
Propiedades del agua saturada													
Temp., T °C	Presión de saturación, P _{sat} , kPa	Densidad, ρ kg/m ³		Entalpia de vaporización, h _{fg} , kJ/kg	Calor específico, c _p , J/kg · K		Conductividad térmica, k W/m · K		Viscosidad dinámica, μ kg/m · s		Número de Prandtl, Pr		Coeficiente de expansión volumétrica, β 1/K
		Líquido	Vapor		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	
0.01	0.6113	999.8	0.0048	2 501	4 217	1 854	0.561	0.0171	1.792 × 10 ⁻³	0.922 × 10 ⁻⁵	13.5	1.00	-0.068 × 10 ⁻³
5	0.8721	999.9	0.0068	2 490	4 205	1 857	0.571	0.0173	1.519 × 10 ⁻³	0.934 × 10 ⁻⁵	11.2	1.00	0.015 × 10 ⁻³
10	1.2276	999.7	0.0094	2 478	4 194	1 862	0.580	0.0176	1.307 × 10 ⁻³	0.946 × 10 ⁻⁵	9.45	1.00	0.733 × 10 ⁻³
15	1.7051	999.1	0.0128	2 466	4 186	1 863	0.589	0.0179	1.138 × 10 ⁻³	0.959 × 10 ⁻⁵	8.09	1.00	0.138 × 10 ⁻³
20	2.339	998.0	0.0173	2 454	4 182	1 867	0.598	0.0182	1.002 × 10 ⁻³	0.973 × 10 ⁻⁵	7.01	1.00	0.195 × 10 ⁻³
25	3.169	997.0	0.0231	2 442	4 180	1 870	0.607	0.0186	0.891 × 10 ⁻³	0.987 × 10 ⁻⁵	6.14	1.00	0.247 × 10 ⁻³
30	4.246	996.0	0.0304	2 431	4 178	1 875	0.615	0.0189	0.798 × 10 ⁻³	1.001 × 10 ⁻⁵	5.42	1.00	0.294 × 10 ⁻³
35	5.628	994.0	0.0397	2 419	4 178	1 880	0.623	0.0192	0.720 × 10 ⁻³	1.016 × 10 ⁻⁵	4.83	1.00	0.337 × 10 ⁻³
40	7.384	992.1	0.0512	2 407	4 179	1 885	0.631	0.0196	0.653 × 10 ⁻³	1.031 × 10 ⁻⁵	4.32	1.00	0.377 × 10 ⁻³
45	9.593	990.1	0.0655	2 395	4 180	1 892	0.637	0.0200	0.596 × 10 ⁻³	1.046 × 10 ⁻⁵	3.91	1.00	0.415 × 10 ⁻³
50	12.35	988.1	0.0831	2 383	4 181	1 900	0.644	0.0204	0.547 × 10 ⁻³	1.062 × 10 ⁻⁵	3.55	1.00	0.451 × 10 ⁻³
55	15.76	985.2	0.1045	2 371	4 183	1 908	0.649	0.0208	0.504 × 10 ⁻³	1.077 × 10 ⁻⁵	3.25	1.00	0.484 × 10 ⁻³
60	19.94	983.3	0.1304	2 359	4 185	1 916	0.654	0.0212	0.467 × 10 ⁻³	1.093 × 10 ⁻⁵	2.99	1.00	0.517 × 10 ⁻³
65	25.03	980.4	0.1614	2 346	4 187	1 926	0.659	0.0216	0.433 × 10 ⁻³	1.110 × 10 ⁻⁵	2.75	1.00	0.548 × 10 ⁻³
70	31.19	977.5	0.1983	2 334	4 190	1 936	0.663	0.0221	0.404 × 10 ⁻³	1.126 × 10 ⁻⁵	2.55	1.00	0.578 × 10 ⁻³
75	38.58	974.7	0.2421	2 321	4 193	1 948	0.667	0.0225	0.378 × 10 ⁻³	1.142 × 10 ⁻⁵	2.38	1.00	0.607 × 10 ⁻³
80	47.39	971.8	0.2935	2 309	4 197	1 962	0.670	0.0230	0.355 × 10 ⁻³	1.159 × 10 ⁻⁵	2.22	1.00	0.653 × 10 ⁻³
85	57.83	968.1	0.3536	2 296	4 201	1 977	0.673	0.0235	0.333 × 10 ⁻³	1.176 × 10 ⁻⁵	2.08	1.00	0.670 × 10 ⁻³
90	70.14	965.3	0.4235	2 283	4 206	1 993	0.675	0.0240	0.315 × 10 ⁻³	1.193 × 10 ⁻⁵	1.96	1.00	0.702 × 10 ⁻³
95	84.55	961.5	0.5045	2 270	4 212	2 010	0.677	0.0246	0.297 × 10 ⁻³	1.210 × 10 ⁻⁵	1.85	1.00	0.716 × 10 ⁻³
100	101.33	957.9	0.5978	2 257	4 217	2 029	0.679	0.0251	0.282 × 10 ⁻³	1.227 × 10 ⁻⁵	1.75	1.00	0.750 × 10 ⁻³
110	143.27	950.6	0.8263	2 230	4 229	2 071	0.682	0.0262	0.255 × 10 ⁻³	1.261 × 10 ⁻⁵	1.58	1.00	0.798 × 10 ⁻³
120	198.53	943.4	1.121	2 203	4 244	2 120	0.683	0.0275	0.232 × 10 ⁻³	1.296 × 10 ⁻⁵	1.44	1.00	0.858 × 10 ⁻³
130	270.1	934.6	1.496	2 174	4 263	2 177	0.684	0.0288	0.213 × 10 ⁻³	1.330 × 10 ⁻⁵	1.33	1.01	0.913 × 10 ⁻³
140	361.3	921.7	1.965	2 145	4 286	2 244	0.683	0.0301	0.197 × 10 ⁻³	1.365 × 10 ⁻⁵	1.24	1.02	0.970 × 10 ⁻³
150	475.8	916.6	2.546	2 114	4 311	2 314	0.682	0.0316	0.183 × 10 ⁻³	1.399 × 10 ⁻⁵	1.16	1.02	1.025 × 10 ⁻³
160	617.8	907.4	3.256	2 083	4 340	2 420	0.680	0.0331	0.170 × 10 ⁻³	1.434 × 10 ⁻⁵	1.09	1.05	1.145 × 10 ⁻³
170	791.7	897.7	4.119	2 050	4 370	2 490	0.677	0.0347	0.160 × 10 ⁻³	1.468 × 10 ⁻⁵	1.03	1.05	1.178 × 10 ⁻³
180	1 002.1	887.3	5.153	2 015	4 410	2 590	0.673	0.0364	0.150 × 10 ⁻³	1.502 × 10 ⁻⁵	0.983	1.07	1.210 × 10 ⁻³
190	1 254.4	876.4	6.388	1 979	4 460	2 710	0.669	0.0382	0.142 × 10 ⁻³	1.537 × 10 ⁻⁵	0.947	1.09	1.280 × 10 ⁻³
200	1 553.8	864.3	7.852	1 941	4 500	2 840	0.663	0.0401	0.134 × 10 ⁻³	1.571 × 10 ⁻⁵	0.910	1.11	1.350 × 10 ⁻³
220	2 318	840.3	11.60	1 859	4 610	3 110	0.650	0.0442	0.122 × 10 ⁻³	1.641 × 10 ⁻⁵	0.865	1.15	1.520 × 10 ⁻³
240	3 344	813.7	16.73	1 767	4 760	3 520	0.632	0.0487	0.111 × 10 ⁻³	1.712 × 10 ⁻⁵	0.836	1.24	1.720 × 10 ⁻³
260	4 688	783.7	23.69	1 663	4 970	4 070	0.609	0.0540	0.102 × 10 ⁻³	1.788 × 10 ⁻⁵	0.832	1.35	2.000 × 10 ⁻³
280	6 412	750.8	33.15	1 544	5 280	4 835	0.581	0.0605	0.094 × 10 ⁻³	1.870 × 10 ⁻⁵	0.854	1.49	2.380 × 10 ⁻³
300	8 581	713.8	46.15	1 405	5 750	5 980	0.548	0.0695	0.086 × 10 ⁻³	1.965 × 10 ⁻⁵	0.902	1.69	2.950 × 10 ⁻³
320	11 274	667.1	64.57	1 239	6 540	7 900	0.509	0.0836	0.078 × 10 ⁻³	2.084 × 10 ⁻⁵	1.00	1.97	—
340	14 586	610.5	92.62	1 028	8 240	11 870	0.469	0.110	0.070 × 10 ⁻³	2.255 × 10 ⁻⁵	1.23	2.43	—
360	18 651	528.3	144.0	720	14 690	25 800	0.427	0.178	0.060 × 10 ⁻³	2.571 × 10 ⁻⁵	2.06	3.73	—
374.14	22 090	317.0	317.0	0	∞	∞	∞	∞	0.043 × 10 ⁻³	4.313 × 10 ⁻⁵	—	—	—

Anexo 05. Tabla de propiedades del aire

TABLA A-15

Propiedades del aire a la presión de 1 atm

Temp., T, °C	Densidad, ρ , kg/m ³	Calor específico, c_p , J/kg · K	Conductividad térmica, k, W/m · K	Difusividad térmica, α , m ² /s ²	Viscosidad dinámica, μ , kg/m · s	Viscosidad cinemática, ν , m ² /s	Número de Prandtl, Pr
-150	2.866	983	0.01171	4.158×10^{-6}	8.636×10^{-6}	3.013×10^{-6}	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	8.036×10^{-6}	1.189×10^{-5}	5.837×10^{-6}	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	1.252×10^{-5}	1.474×10^{-5}	9.319×10^{-6}	0.7440
-40	1.514	1 002	0.02057	1.356×10^{-5}	1.527×10^{-5}	1.008×10^{-5}	0.7436
-30	1.451	1 004	0.02134	1.465×10^{-5}	1.579×10^{-5}	1.087×10^{-5}	0.7425
-20	1.394	1 005	0.02211	1.578×10^{-5}	1.630×10^{-5}	1.169×10^{-5}	0.7408
-10	1.341	1 006	0.02288	1.696×10^{-5}	1.680×10^{-5}	1.252×10^{-5}	0.7387
0	1.292	1 006	0.02364	1.818×10^{-5}	1.729×10^{-5}	1.338×10^{-5}	0.7362
5	1.269	1 006	0.02401	1.880×10^{-5}	1.754×10^{-5}	1.382×10^{-5}	0.7350
10	1.246	1 006	0.02439	1.944×10^{-5}	1.778×10^{-5}	1.426×10^{-5}	0.7336
15	1.225	1 007	0.02476	2.009×10^{-5}	1.802×10^{-5}	1.470×10^{-5}	0.7323
20	1.204	1 007	0.02514	2.074×10^{-5}	1.825×10^{-5}	1.516×10^{-5}	0.7309
25	1.184	1 007	0.02551	2.141×10^{-5}	1.849×10^{-5}	1.562×10^{-5}	0.7296
30	1.164	1 007	0.02588	2.208×10^{-5}	1.872×10^{-5}	1.608×10^{-5}	0.7282
35	1.145	1 007	0.02625	2.277×10^{-5}	1.895×10^{-5}	1.655×10^{-5}	0.7268
40	1.127	1 007	0.02662	2.346×10^{-5}	1.918×10^{-5}	1.702×10^{-5}	0.7255
45	1.109	1 007	0.02699	2.416×10^{-5}	1.941×10^{-5}	1.750×10^{-5}	0.7241
50	1.092	1 007	0.02735	2.487×10^{-5}	1.963×10^{-5}	1.798×10^{-5}	0.7228
60	1.059	1 007	0.02808	2.632×10^{-5}	2.008×10^{-5}	1.896×10^{-5}	0.7202
70	1.028	1 007	0.02881	2.780×10^{-5}	2.052×10^{-5}	1.995×10^{-5}	0.7177
80	0.9994	1 008	0.02953	2.931×10^{-5}	2.096×10^{-5}	2.097×10^{-5}	0.7154
90	0.9718	1 008	0.03024	3.086×10^{-5}	2.139×10^{-5}	2.201×10^{-5}	0.7132
100	0.9458	1 009	0.03095	3.243×10^{-5}	2.181×10^{-5}	2.306×10^{-5}	0.7111
120	0.8977	1 011	0.03235	3.565×10^{-5}	2.264×10^{-5}	2.522×10^{-5}	0.7073
140	0.8542	1 013	0.03374	3.898×10^{-5}	2.345×10^{-5}	2.745×10^{-5}	0.7041
160	0.8148	1 016	0.03511	4.241×10^{-5}	2.420×10^{-5}	2.975×10^{-5}	0.7014
180	0.7788	1 019	0.03646	4.593×10^{-5}	2.504×10^{-5}	3.212×10^{-5}	0.6992
200	0.7459	1 023	0.03779	4.954×10^{-5}	2.577×10^{-5}	3.455×10^{-5}	0.6974
250	0.6746	1 033	0.04104	5.890×10^{-5}	2.760×10^{-5}	4.091×10^{-5}	0.6946
300	0.6158	1 044	0.04418	6.871×10^{-5}	2.934×10^{-5}	4.765×10^{-5}	0.6935
350	0.5664	1 056	0.04721	7.892×10^{-5}	3.101×10^{-5}	5.475×10^{-5}	0.6937
400	0.5243	1 069	0.05015	8.951×10^{-5}	3.261×10^{-5}	6.219×10^{-5}	0.6948
450	0.4880	1 081	0.05298	1.004×10^{-4}	3.415×10^{-5}	6.997×10^{-5}	0.6965
500	0.4565	1 093	0.05572	1.117×10^{-4}	3.563×10^{-5}	7.806×10^{-5}	0.6986
600	0.4042	1 115	0.06093	1.352×10^{-4}	3.846×10^{-5}	9.515×10^{-5}	0.7037
700	0.3627	1 135	0.06581	1.598×10^{-4}	4.111×10^{-5}	1.133×10^{-4}	0.7092
800	0.3289	1 153	0.07037	1.855×10^{-4}	4.362×10^{-5}	1.326×10^{-4}	0.7149
900	0.3008	1 169	0.07465	2.122×10^{-4}	4.600×10^{-5}	1.529×10^{-4}	0.7206
1 000	0.2772	1 184	0.07868	2.398×10^{-4}	4.826×10^{-5}	1.741×10^{-4}	0.7260
1 500	0.1990	1 234	0.09599	3.908×10^{-4}	5.817×10^{-5}	2.922×10^{-4}	0.7478
2 000	0.1553	1 264	0.11113	5.664×10^{-4}	6.630×10^{-5}	4.270×10^{-4}	0.7539

Anexo 06. Propiedades del agua caliente a la temperatura de 95°C

15/10/2017 Vapor Saturado

Entradas Temperatura de Saturación ▼

Salida valor individual tabla

Temperatura de Saturación 95 °C ▼

Presión	-0.167956	bar manométrico ▼
Entalpia Especifica del Agua (h_f)	398.017	kJ/kg ▼
Entalpia Especifica de Evaporación (h_{fg})	2269.76	kJ/kg ▼
Entalpia Especifica del Vapor (h_g) (h_g)	2667.78	kJ/kg ▼
Densidad del Vapor	0.504346	kg/m ³ ▼
Volumen Especifico del Vapor (v_g)	1.98276	m ³ /kg ▼
Entropia Especifica del Agua (s_f)	1.25011	kJ/kg K ▼
Entropia Especifica de Evaporación (s_{fg})	6.16532	kJ/kg K ▼
Entropia Especifica del Vapor (s_g)	7.41543	kJ/kg K ▼
Calor Especifico del Vapor (c_v)	1.51531	kJ/kg K ▼
Calor Especifico del Vapor (c_p)	2.02700	kJ/kg K ▼
Velocidad del sonido	470.163	m/s ▼
Viscosidad Dinámica del Vapor	0.0120979	cP ▼
Coficiente Isentrópico (k) (k)	1.31860	
Factor de Compresibilidad del Vapor	0.986419	

Anexo 07. Propiedades del vapor a 100psi

15/10/2017		Vapor Saturado	
Entradas	Presión	▼	
Salida	<input checked="" type="radio"/> valor individual <input type="radio"/> tabla		
Presión	100	psi manométrico	▼
Temperatura de Saturación	169.965	°C	▼
Entalpia Especifica del Agua (h_f)	719.163	kJ/kg	▼
Entalpia Especifica de Evaporación (h_{fg})	2049.29	kJ/kg	▼
Entalpia Especifica del Vapor (h_g) (h_g)	2768.45	kJ/kg	▼
Densidad del Vapor	4.11484	kg/m ³	▼
Volumen Especifico del Vapor (v_g)	0.243023	m ³ /kg	▼
Entropia Especifica del Agua (s_f)	2.04178	kJ/kg K	▼
Entropia Especifica de Evaporación (s_{fg})	4.62473	kJ/kg K	▼
Entropia Especifica del Vapor (s_g)	6.66652	kJ/kg K	▼
Calor Especifico del Vapor (c_v)	1.75924	kJ/kg K	▼
Calor Especifico del Vapor (c_p)	2.45943	kJ/kg K	▼
Velocidad del sonido	500.654	m/s	▼
Viscosidad Dinámica del Vapor	0.0146791	cP	▼
Coficiente Isentrópico (k) (k)	1.30219		
Factor de Compresibilidad del Vapor	0.939736		