

Evaluación de la transferencia de calor al variar el ángulo de ataque de un turbulador helicoidal en un tubo de gases de combustión, mediante la simulación computacional.**Evaluation of heat transfer when varying the attack angle of a helical turbulator in a combustion gas pipe, through computational simulation.****Avaliação da transferência de calor ao variar o ângulo de ataque de um turbulador helicoidal em um tubo de gás combustão, através da simulação computacional.****Castillo Aburto Jhon¹, Chávez Melo Juleisy², Carlos Montañez Montenegro³.****Resumen**

La presente investigación tuvo como objetivo evaluar la transferencia de calor de gases de combustión mediante la simulación computacional al insertar un turbulador helicoidal al interior de un tubo de gases, variando sus parámetros de diseño para redistribuir los gases y conseguir un incremento en la turbulencia de gases con cierto grado de control de su régimen; esto se ha logrado variando el ángulo de ataque y el número de alabes helicoidales. Para predecir la transferencia de calor se utilizó la simulación computarizada, los autores Zhang et al. 2009, Taher et al. 2012, y Jian et al. 2015 utilizaron el software COMSOL Multiphysics versión de prueba como modelo Multifísico No-Isotermal Flow turbulento k- ϵ y el modelo de conductividad turbulenta Kays-Crawford. Se evaluó los parámetros de transferencia de calor, el coeficiente de transferencia de calor que aumentan conforme disminuye el ángulo de ataque con rango de [20°-80°] para los siguientes parámetros, con ángulo óptimo de 65°, caída de presión 131 Pa, energía cinética de turbulencia 2.11 m²/s² y vorticidad 1.05x10⁴ 1/s, coeficiente de transferencia de calor equivalente 18.956 W/mK para el caso en estudio. Se concluyó que los valores analizados de transferencia de calor y régimen de flujo de gases tienen parámetros óptimos a partir de los cuales se reducen vibraciones y la caída de presión no deseada (Goyder, 2002). Los resultados obtenidos indicaron que el ángulo de ataque óptimo es de 65°, consiguiéndose un aumento en la transferencia de calor de hasta 15.1 %, el cual produjo un efecto, incrementando la velocidad en un 40 %.

Palabras claves: Simulación computacional, transferencia de calor en tuberías, turbulador helicoidal.

Abstract

The objective in this research have to evaluate the heat transfer of combustion gases by computer simulation by inserting a helical turbulator into a gas tube, varying its design parameters to redistribute gases and achieve an increase in gas turbulence with a certain degree of control his regime; this has been achieved by varying the angle of attack and the number of helical blades. Computerized simulation was used to predict heat transfer, the authors Zhang et al.2009, Taher et al., 2012 & Jian et al., 2015 used the COMSOL Multiphysics Software as a non-Isothermal Multifisic Turbulent Flow model. k- ϵ and the Kays-Crawford turbulent conductivity model. We evaluated the heat transfer parameters, the heat transfer coefficient that increases as the angle of attack decreases with range of [20°-80°] for the following parameters, with optimum angle of 65°, pressure drop 131 Pa, kinetic energy of turbulence 2.11 m²/s² and vorticity 1.05x10⁴ 1/s, coefficient of heat transfer equivalent 18956 W / mK for the case under study. It was concluded that the values analyzed of heat transfer and gas flow rate have optimal parameters from which vibrations and unwanted pressure drop are reduced (Goyder, 2002), whose results indicated that the optimum angle of attack is 65°, achieving an increase in heat transfer of up to 15.1 %, which produced an effect, increasing the speed by 40 %.

¹Facultad de Ingeniería en Energía. Maestro. Universidad Nacional del Santa. Ancash, Perú. jhoncastilloa.mei@gmail.com.

²Facultad de Ingeniería en Energía. Maestro. Universidad Nacional del Santa. Ancash, Perú. jhoncastilloa.mei@gmail.com.

³ Facultad de Ingeniería en Energía. Maestro. Universidad Nacional del Santa. Ancash, Perú. jhoncastilloa.mei@gmail.com.

Recibido: 20/04/ 2018 Aceptado: 05/05/2018

Keywords: *Computational simulation, heat transfer in pipes, turbulador helicoidal*

Resumo

A presente investigação foi avaliar a transferência de calor de gases de combustão por simulação computacional, inserindo um turbulador helicoidal em um tubo de gás, variando seus parâmetros de projeto para redistribuir os gases e alcançar um aumento na turbulência dos gases com um certo grau de controle do seu regime; isso foi conseguido variando o ângulo de ataque eo número de lâminas helicoidai. Para prever a transferência de calor, foi utilizada simulação computacional, os autores (Zhang et al., 2009, Taher et al., 2012, Jian et al., 2015) usaram o software COMSOL Multiphysics como um modelo não-isotérmico de fluxo turbulento. - ϵ e o modelo de condutividade turbulenta da Kays-Crawford. Resultados: Os parâmetros de transferência de calor foram avaliados, o coeficiente de transferência de calor aumenta à medida que o ângulo de ataque diminui com intervalo de $[20^{\circ}-80^{\circ}]$ para os seguintes parâmetros, com ângulo ideal de 65° , queda de pressão $131 Pa$ energia cinética de turbulência $2,11 m^2/s^2$ e vorticidade $1,05 \times 10^4 1/s$, coeficiente de equivalente de transferência de calor $18956 W/mK$ para o caso em estudo. Concluiu-se que os valores analisados de transferência de calor e vazão de gás têm parâmetros ótimos a partir dos quais as vibrações e a queda de pressão indesejada são reduzidas (Goyder, 2002), cujos resultados indicaram que o ângulo de ataque ótimo é de 65° , alcançar um aumento na transferência de calor de até 15, 1%, o que produziu um efeito, aumentando a velocidade em 40 %.

Palavras-chave: *Simulação computacional, transferência de calor em tubulações, turbulador helicoidal*

Introducción

La optimización de los procesos de transferencia de calor reviste una gran importancia para el ahorro de energía y la reducción de la contaminación (Omer, 2008; Friedler, 2010). Dentro de los equipos de transferencia de calor de uso industrial se encuentran los equipos que utilizan tubos por donde circulan gases de combustión (caldero pirotubular), siendo utilizado para elevar la temperatura y producir vapor con aplicaciones variadas

El flujo de gases de combustión que se producen en equipos generadores de vapor, contienen un potencial energético térmico, que se utiliza para calentar fluidos de trabajo como agua o para producir de vapor en distintos niveles de presión.

Se tiene poca información sobre estudios o casos de investigación que explique el comportamiento de los gases en cuanto a su comportamiento cinético y dinámico en convección forzada de flujo interno, como los que se dan en la transferencia de calor de bancos de tubos, economizadores, o tubos de gases de combustión. Es por ello que existe la necesidad de predecir lo que ocurre en el trayecto de los gases a través de los pasos de los tubos, cuando estos los recorren para realizar la transferencia de calor. Los parámetros físicos y termodinámicos del flujo de gases asociados a su régimen, que puede ser laminar o turbulento como en la mayoría de los casos, condicionan a que el proceso de transferir calor sea poco o muy eficiente. Estos parámetros están directamente relacionados a su propiedad física, por ejemplo, la densidad, su viscosidad cinemática, la velocidad y flujo, a una temperatura dada en la cámara de combustión, así también se tienen sus parámetros termodinámicos como la temperatura de flama adiabática alcanzada instantáneamente, la temperatura de cámara y las de cada paso de los tubos.

El estudio pretende demostrar que el uso de turbuladores permite aprovechar de manera más eficiente , el calor de los gases , antes que estaos evacuen por la chimenea, siendo importante alterar con cierto grado de control , su régimen haciéndola más turbulenta por resistencia al paso; esto se conseguirá simulando la adición de turbuladores del tipo helicoidal que pueden ir desde uno a tres, alrededor de la superficie de una varilla diseñada apropiadamente para introducirse en los tubos de gases. Este análisis se realizó mediante la simulación computarizada utilizando el software COMSOL Multiphysics, empleando el modelado de flujo de trabajo estándar.

En el programa se establecerán las condiciones iniciales de entrada, parametrizando el flujo de gases y las dimensiones relativos a la sección de área interna de la tubería, su longitud, espesor o cédula, así como el tipo de material. También se establecieron los parámetros de la zona de

cámara de agua simulando la cámara de agua del caldero relativo a su volumen de agua, presión de operación, etc.

En la simulación se identificará el comportamiento del flujo de gases a mayor detalle para explicar qué efectos se dan en el proceso. También se obtendrá información de los coeficientes convectivos de gases y del agua en proceso de evaporación. Además del coeficiente global de transferencia de calor, se asocia también la caída de presión como un parámetro importante de la influencia de los turbuladores, ya que el número de estos elementos puede condicionar severamente la presión al interior de los tubos, y es necesario establecer hasta cuántos de estos insertos se puede agregar sin que la presión se vea afectada seriamente.

La simulación puede ayudar a resolver parcial o totalmente las deficiencias de la problemática expuesta para la transferencia de calor de gases, ya que la inserción de turbuladores tiene ventajas muy importantes ya que puede evaluar varios escenarios del proceso a condiciones elegibles, situación que no se podría alcanzar si se deseara aplicar cada variación de parámetros en la realidad aplicada. Por ejemplo, si se deseara evaluar un turbulador de doble o triple alabe, tendríamos que fabricar cada uno de ellos y someterlos a experimentación generando mayores costos y complejidad para reproducir las experiencias, es por ello que la simulación es una herramienta para reproducir varios escenarios de análisis.

Finalmente, se puede establecer que la simulación con COMSOL Multiphysics, ayudará a encontrar la relación de las variables de estudio, siendo posible que a partir de ahí se interpreten sus resultados para sostener el cumplimiento de los objetivos y contrastar la hipótesis que se plantea en la investigación.

Un método desarrollado para la mejora de los procesos de transferencia de calor es la inclusión de baffles helicoidales (turbuladores helicoidales), los cuales podrían incrementar la turbulencia y por ende la transferencia de calor, reduciendo combustible y contaminación en algunos procesos.

El cálculo de coeficientes de calor generalmente requiere de experimentación y un posterior análisis de los datos para obtener dicho valor (Alvis et al., 2010). Sin embargo, una estrategia para evaluar este tipo de sistemas consiste en la simulación basada en herramientas de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD, por sus siglas en inglés), las cuales puede proporcionar información del campo de flujo y la distribución de temperaturas a un costo mucho más bajo en comparación con una investigación experimental integral, debido al alto costo de equipos de análisis.

El avance en los equipos de cómputo actualmente hace que sea posible la simulación numérica de un intercambiador en su totalidad (Bhutta et al., 2012). Apoyándose en ello, diversos autores han realizado estimaciones del coeficiente de transferencia en intercambiadores con baffles verticales y sistemas con baffles helicoidales a través de simulaciones (Zhang et al., 2009; You et al., 2012; Xiao et al., 2013; Chen et al., 2013; Yang et al., 2014). No obstante, el efecto que produce la variación del ángulo de ataque de estos turbuladores o baffles helicoidales en la transferencia de calor mediante herramientas de dinámica computacional, con la finalidad de establecer una relación entre los aspectos geométricos y de operación (flujo) sobre la transferencia de calor e hidrodinámica, no ha sido abordado.

Se presentan los siguientes trabajos previos relacionados con el tema de investigación:

Matani, A, Swapnil, Dahake A. (2013), en la investigación titulada “*Experimental study of heat transfer enhancement in a pipe using twisted tapes and wire coils*”. En la propuesta de trabajo, de mejora de la transferencia de calor se utilizan cintas retorcidas y bobina de alambre donde la caída de presión, el número de Nusselt (Nu), factor de fricción (f) y el índice de aumento térmico, se determinan experimentalmente. Las cintas retorcidas o turbuladores se utilizan como generadores de remolino o turbulencia. Las pruebas son llevadas a cabo utilizando la cinta trenzada con tres relaciones diferentes de torsión ($a/w = 3.5, 2.66$ y 2.25) y la bobina de alambre a lo largo con cintas retorcidas, relación de paso de 1,17 y 0,88 para los números de Reynolds

gama entre 5000 y 18 000 en condiciones uniformes de flujo de calor. Los experimentos usando la cinta retorcida y con bobina de alambre realizado bajo condiciones de ensayo operación similar, para la comparación. Los resultados experimentales indican que el tubo con los diversos insertos proporciona una mejora considerable de transferencia sobre el tubo liso. Los resultados experimentales demuestran que el factor de fricción (f) y el índice de mejora térmica aumenta con la disminución del nivel de trenzado (s/w) y Reynolds número. Los resultados también muestran que las cintas de alambre junto con cintas o turbuladores retorcidos son más eficientes que las cintas retorcidas para la mejora de la transferencia de calor.

Sarma.P,Subramanyam T.,Kishore ,Dharma V.(2002), en la investigación titulada “*Laminar convective heat transfer with twisted tape inserts in a tube*”, Departament of Mechanical Engineering College of Engineering, GITAM, Rushikonda, Visakhapatman 530045, India, concluye que los efectos de varios parámetros contributivos excepto los efectos de las aletas que mejoran los coeficientes de transferencia de calor como describe por Manglik y Bergles, puede ser directamente evaluado mediante la adopción de K como una función de $[H / D]$ en la expresión de Foucault difusividad. Puede ser posible que varias clases de problemas de convección se pueden abordar a través de una modificación de la longitud de helicoide según la teoría de Van Driest. El régimen de flujo laminar con los turbuladores puede ser tratado con éxito para una amplia gama de parámetros $3 < Pr < 400$, $2.5 < H / D < 10$ al considerar que el papel viscosidad que surge debido a la presencia del turbulador que se hace más dominante sobre la viscosidad cinemática. Eso puede verse en el análisis que la viscosidad es implícitamente definida por la configuración del turbulador, es decir, $\epsilon_m / \nu = F [H / D, y +]$. Por lo tanto, el término laminar se convierte en un nombre inapropiado cuando se inserta el turbulador. La teoría podría traducirse en una correlación produciendo una estrecha concordancia con las correlaciones de otros investigadores y por lo tanto se puede utilizar como herramienta de estimación.

Joshi S., Kriplani V. (2011), en su investigación titulada “*Review of heat transfer augmentation with tape inserts. Mechanical Engineering Department, G.H. Rasoni College of Engineering, Nagpur.440016 (India)*”, concluye que al analizar la transferencia de calor y el flujo de las características de fricción en el intercambiador de calor de doble tubo de contracorriente, que contiene el turbulador helicoidal de acero inoxidable de rosca cinta y varilla en el interior empleando agua caliente y fría para la experimentación se llegó a la conclusión de que el turbulador helicoidal insertado tiene un efecto significativo sobre la mejora de velocidad de transferencia de calor y también considerable aumento de la fricción. La tasa de transferencia de calor empleando el tornillo helicoidal es mayor que la del tubo liso alrededor de las 340 %. La velocidad de transferencia de calor obtenido mediante el uso de la cinta resulta ser mejor que la que por uno con forma de varilla de alrededor de 25 % a 60 %, mientras que la fricción es de alrededor de un 50 % menor.

Material y métodos

El trabajo de investigación tiene un diseño no experimental en su variante descriptivo correlacional, por demostrar el grado de relación que existe en las variables: control estadístico de procesos y productividad. El tipo de investigación es: según su finalidad, aplicada; según su nivel o profundidad, es explicativa; según su carácter de medida es investigación cuantitativa. La población de estudio está orientada a tubos de gases de combustión de calderos de vapor pirotubulares de baja potencia, considerándose como muestra o unidad de estudio a un tubo de gases de combustión de un caldero de vapor pirotubular de 700 BHP. La metodología empleada en la investigación combina herramientas y técnicas variadas; así, para la simulación numérica se empleó el software COMSOL Multiphysics.

Para resolver este estudio y los fenómenos que conlleva, es necesario familiarizarse con las herramientas de estudio mediante CFD (Computational Fluid Dynamics) aplicada al problema

que se plantea, para evaluar el comportamiento de los parámetros de transferencia de calor al hacer un barrido paramétrico y geométrico del dominio del turbulador (ángulo de torsión o ángulo de ataque para algunos autores. De un modo u otro, todo está basado en las ecuaciones de dominio de dinámica de fluidos y transferencia de calor: continuidad, cantidad de movimiento y energía.

Modelo computacional para el cálculo de transferencia de calor

El modelo computacional para el cálculo se desarrolla siguiendo los supuestos: (1) El fluido de trabajo es continuo, incompresible, isotrópico y newtoniano; (2) El de la gravedad es despreciable; (3) Se ignora el calentamiento viscoso o radiación térmica; (4) El flujo está completamente desarrollado y ha alcanzado un estado estacionario; (5) Los tubos de gases se encuentran en régimen turbulento; (6) Las paredes del volumen de control de agua se encuentran perfectamente aisladas; (7) Las condiciones de entrada permanecen constantes; y (8) No se presenta cambio de fase en el dominio de gases pero si en el dominio de agua.

Para representar el movimiento del fluido en régimen turbulento se aplicó el modelo κ - ε estándar (Lauder y Spalding, 1974; Andersson et al., 2012).

$$\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \rho(\mathbf{u} \cdot \nabla)\mathbf{u} = \nabla \cdot \left[-p\mathbf{I} + (\mu + \mu_T)(\nabla\mathbf{u} + (\nabla\mathbf{u})^T) - \frac{2}{3}\rho k\mathbf{I} \right] \quad (1)$$

$$\nabla \cdot (\mathbf{u}) = 0 \quad (2)$$

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho(\mathbf{u} \cdot \nabla)k = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k - \rho\varepsilon \quad (3)$$

$$\rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \rho(\mathbf{u} \cdot \nabla)\varepsilon = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (4)$$

$$\mu_T = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (5)$$

$$P_k = \mu_T \left[\nabla\mathbf{u} : (\nabla\mathbf{u} + (\nabla\mathbf{u})^T) - \frac{2}{3}\rho k\mathbf{I} \right] - \frac{2}{3}\rho k \nabla \cdot \mathbf{u} \quad (6)$$

Donde: \mathbf{u} es el vector velocidad, ρ es la densidad, t es el tiempo, μ es la viscosidad del fluido, μ_T es la viscosidad turbulenta, k es la energía cinética turbulenta, ε es la disipación turbulenta y σ_ε , σ_k , $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$, C_μ , son constantes del modelo k - ε .

Con condiciones de frontera:

En la entrada:

$$\mathbf{u} = -U_0 \mathbf{n} \quad (7)$$

$$U_{ref} = U_0 \quad (8)$$

$$k = \frac{2}{3} \left(\frac{U_{ref}}{L_T} \right)^2, \varepsilon = C_\mu^{3/4} \frac{k^{3/2}}{L_T} \quad (9)$$

Donde: U_0 es la velocidad de entrada y L_T e I_T son la escala de longitud y la intensidad de turbulencia.

En la salida:

$$\left[-p\mathbf{I} + (\mu + \mu_T)(\nabla\mathbf{u} + (\nabla\mathbf{u})^T) - \frac{2}{3}\rho k\mathbf{I} \right] \mathbf{n} = -p_0 \mathbf{n} \quad (10)$$

$$\nabla k \cdot \mathbf{n} = 0, \nabla \varepsilon \cdot \mathbf{n} = 0 \quad (11)$$

Donde: p_0 es la presión de salida

En las paredes:

$$\mathbf{u} \cdot \mathbf{n} = 0 \quad (12)$$

$$\nabla k \cdot \mathbf{n} = 0, \varepsilon = \rho \frac{C_\mu k^2}{k_\nu \delta_w^+ \mu} \quad (13)$$

Donde: kv es la constante de von Kármán y δ_w^+ es la distancia de pared.

El modelo κ - ϵ estándar aplicado en este trabajo es ampliamente utilizado en aplicaciones industriales y problemas de transferencia de calor debido a su economía y exactitud, requiriendo menor memoria y tiempo de cómputo durante las simulaciones en comparación con otros modelos descritos en la literatura (Andersson et al., 2012). Este modelo ha sido empleado con éxito en equipos de transferencia de calor para describir flujos mal distribuidos (Zhang y Li, 2003; Wen y Li, 2004; Wasewar et al., 2007; Kim et al., 2009), así como para predecir caídas de presión y estudiar coeficientes térmicos (Kumar et al., 2006; Kim et al., 2008; Ismail y Velraj, 2009; Lisboa et al., 2010; Shi et al., 2010; Yang et al., 2014;).

El balance de calor (Bird et al., 2006) está dado por la ecuación:

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} + \rho C_p u \cdot \nabla T = \nabla \cdot ((k + k_T) \cdot \nabla T) + Q \quad (14)$$

Donde: T es la temperatura, k es la conductividad térmica, C_p es la capacidad calorífica, Q es el término fuente de calor y k_T es la conductividad de turbulencia, la cual se calcula mediante la correlación de Kays-Crawford (Kays, 1994) para el número de Prandtl turbulento (Pr_T):

$$Pr_T = \frac{C_p \mu_T}{k_T} = \left[\frac{1}{2Pr_{T\infty}} + \frac{0.3}{\sqrt{Pr_{T\infty}}} \frac{C_p \mu_T}{k} - \left(0.3 \frac{C_p \mu_T}{k}\right)^2 \left(1 - \exp\left(\frac{-k}{(0.3 C_p \mu_T \sqrt{Pr_{T\infty}})}\right)\right) \right]^{-1} \quad (15)$$

Donde: $Pr_{T\infty}$ es el número de Prandtl turbulento en el infinito, con un valor de 0.85.

Las condiciones de frontera para ecuación son:

En la entrada:

$$T = T_0 \quad (16)$$

Donde: T_0 es la temperatura de entrada del fluido.

En la salida:

$$-n \cdot (-k \nabla T) = 0 \quad (17)$$

En las paredes:

$$-n \cdot (-k \nabla T) = 0 \quad (18)$$

Como Dominios de fluidos se ha tomado aire y agua para el dominio del sólido acero. Las propiedades de estos dominios con dependencia de la temperatura son tomadas de la librería de materiales de COMSOL Multiphysics 5.3 (COMSOL Lnc., 2016).

El coeficiente global de transferencia de calor es calculado como:

$$U = \frac{Q}{A(T_{hot} - T_{cold})} \quad (19)$$

Donde: Q es el calor subministrado al fluido agua. A es el área de intercambio dominio de tubería, T_{hot} la temperatura promedio en la entrada del aire y T_{cold} es la temperatura promedio en la entrada de agua.

La integración para el cálculo de Q es al dominio tubería, A es el área de integración de tubería, las temperaturas T_{hot} y T_{cold} son promedio de los flujos de entrada de las superficies de aire y agua (COMSOL CFD Module., Guide 2017).

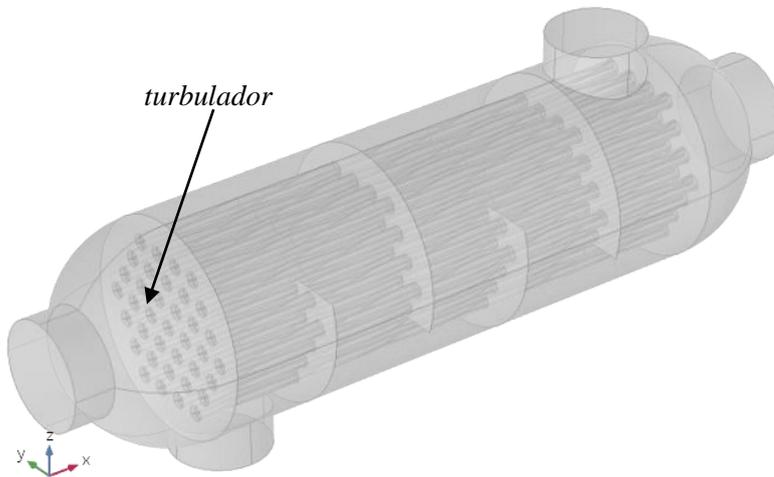


Figura 1. Intercambiador de tubo y coraza con turbulador 65° de tres aletas helicoidales insertado (Geometría en Comsol 5.3)

Resultados

El modelo Computacional para el Cálculo de Transferencia de Calor flujo no isotérmico k-e, para el cual utilizamos el modelo de transferencia de calor con turbulencia Kays-Crawford, el tipo de malla será extra gruesa para todos los dominios y los parámetros de tamaño de elemento dependen de la física, los cuales serán malla para dinámica de fluidos y malla para física general (Anexo 1), el cual nos ayuda a reducir el tiempo de cálculo y las prestaciones computacionales que podrían ser muy altas para mallas menores, teniendo los mismos resultados como se muestra en la siguiente comparación de mallas con cierto grado de variación considerable para este estudio.

A continuación, se muestra un cuadro con los parámetros configurados en definiciones globales en la configuración del programa COMOSL 5.3.

Tabla 1

Parámetros de diseño y definiciones Globales en COLMSOL 5.3 para simulación computacional.

NOMBRE	EXPRESIÓN	VALOR	DESCRIPCIÓN
Ve	10[m/s]	10 m/s	Flujo másico de gases de combustión
Te	200[°C]	473.15 K	Temperatura entrada de gases de combustión
Ps	0	0	Presión de salida de gases de combustión
Va	2.55E-4[m/s]	2.55E-4 m/s	Velocidad del agua al interior del caldero
Pa	7.5[bar]	7.5E5 Pa	Presión en la cámara de agua
De	73.03[mm]	0.07303 m	Diámetro externo de la tubería cedula 40
Di	15[mm]	0.015 m	Diámetro interno de la tubería cedula 40
L	510[mm]	0.51 m	Longitud de tubería cédula 40
Di	2[mm]	0.002 m	Diámetro de baria de turbulador
E	0.1[mm]	1E-4 m	Lentitud para dibujar geometría de turbulador
B	(Di/2)*0.1	7.5E-4 m	Longitud de abertura para el desarrollo del flujo entre tubería y alabe de turbulador
Li	di/4	5E-4 m	Espesor de alabe de turbulador
Le	(Di/2)-((di/2)-e)-b	0.00585 m	Altura de alabe de turbulador
L1	2*De	0.14606 m	Volumen de control representativo de agua
A	130	130	Variable parametrizada ángulo de ataque

Nota. Elaboración propia.

Se muestra el desarrollo geométrico de tres modelos de turbulador con ángulos distintos.

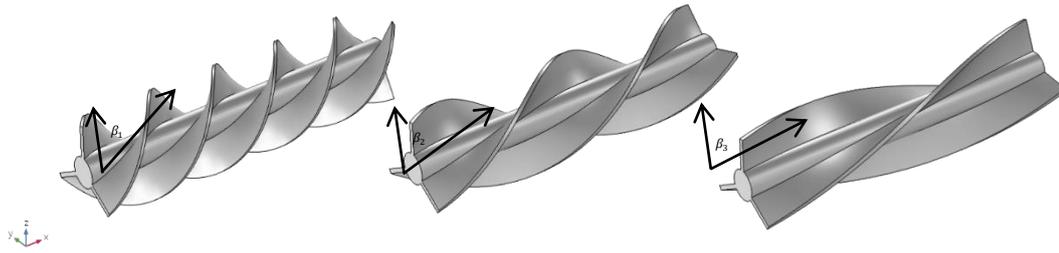


Figura 2. Turbuladores con variación de torsión (ángulo de ataque del turbulador) de a) 40°, b) 60° y c) 80°. (Geometría en Comsol Multiphysic 5.3)

Nota. Elaboración propia.

El barrido paramétrico del ángulo de ataque β° [20°-80°] pretende poder visualizar los diferentes ángulos que se le puede dar, analizarlos para determinar su comportamiento con forme aumenta y analizarlos con diferentes parámetros de transferencia de calor.

Malla

El siguiente cuadro muestra la estadística de malla que se realizó para nuestro modelo computacional (*Comsol CFD module., guide 2017*).

Tabla 2

Estadísticas de malla del modelo

Descripción	Valor
Calidad mínima de elemento	0.007384
Calidad media de elemento	0.6616
Elementos tetraédricos	2116649
Elementos triangulares	230372
Elementos de arista	19802
Elementos de vértice	56

Nota. Elaboración propia.

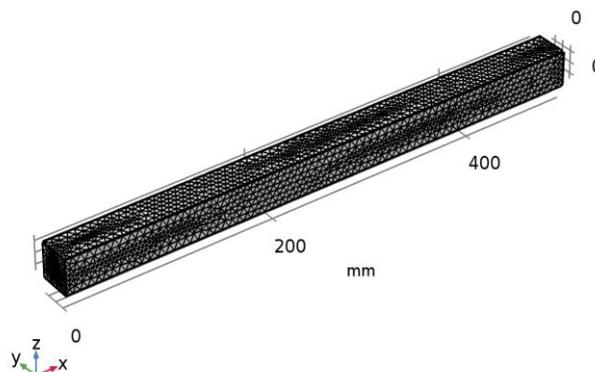


Figura 3. Malla 1 (COMSOL CFD Module., Guide 2017).

Nota. Elaboración propia.

Las diferentes configuraciones de mallas y cuadros pueden verse en el Anexo 2, donde cada dominio tiene un tipo de configuración.

Caída de presión

La caída de presión es de gran importancia en el diseño de los equipos de transferencia de calor, porque los costes de bombeo son altamente dependientes de la caída de presión (Taher et al., 2012), por lo tanto, una menor caída de presión podría reducir los costos de operación. En la Figura 4 se muestra la caída de presión que presenta cada sistema al variar el ángulo de ataque del turbulador.

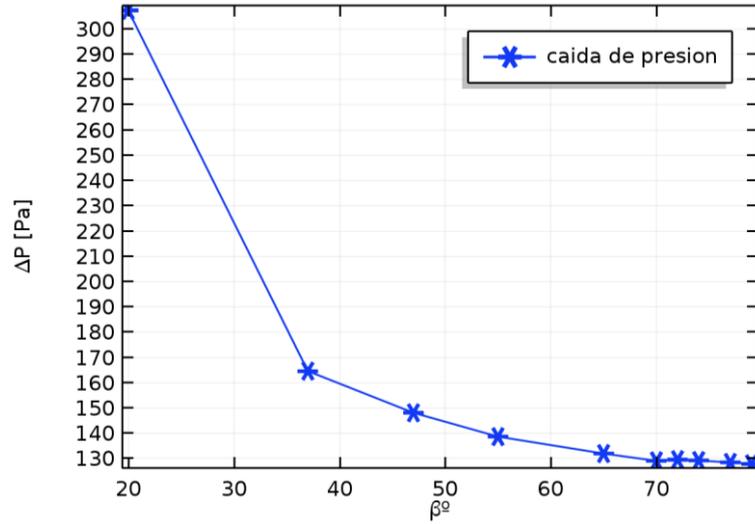


Figura 4. Gráfico de caída de presión dependiente del ángulo de ataque del turbulador
Nota. Elaboración propia.

Se puede apreciar que la caída de presión tiene una fuerte dependencia para ángulos de ataque menores de 45° , para lo cual obtenemos una caída de presión excesiva, siendo de dos a tres órdenes de magnitud en comparación con la aceleración de la caída de presión para ángulos mayores. Una de las principales causas de las altas caídas de presión con turbuladores helicoidales son los cambios bruscos de velocidad, generando turbulencia. Dicho flujo turbulento y con remolinos es una fuente importante de caída de presión que requiere de energía de bombeo. (Rodríguez-Toral y Heard, 2012).

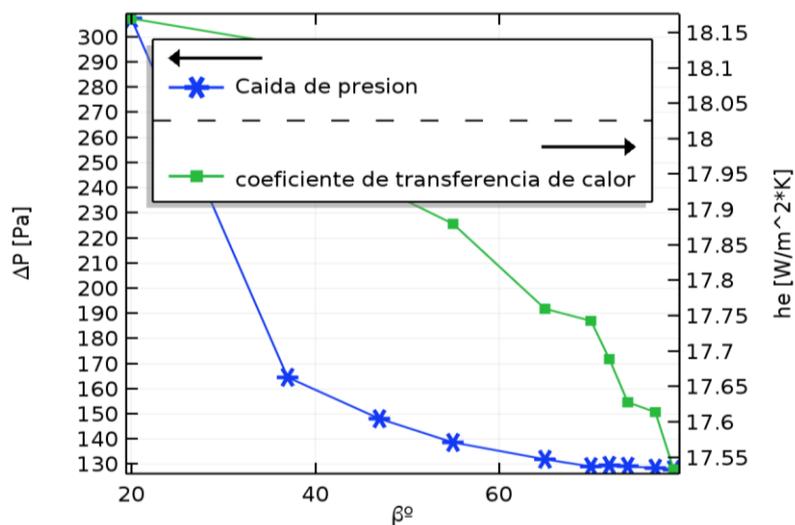


Figura 5. Gráfico de doble entrada caída de presión y coeficiente de transferencia de calor dependientes del ángulo de ataque.

Nota. Elaboración propia

Por otro lado, el uso de turbuladores helicoidales con ángulos mayores de 45° generan una caída de presión menores, debido a la aceleración uniforme del flujo sobre las vías de los helicoides, produciendo un incremento gradual en la caída de presión.

Los resultados obtenidos para la caída de presión muestran concordancia con los valores reportados experimentalmente por diversos autores para sistemas similares (Zhang et al., 2009; Wang et al., 2011; Xiao et al., 2013; Zhang et al., 2013). La mayoría de ellos en un intervalo de 2 a 60 kPa, a un régimen de flujo como el del presente trabajo. En cuanto a las caídas de presión, no existen datos disponibles para sistemas de tres vías. Sin embargo, los valores obtenidos son de una magnitud comprable con los reportados por Yang et al. (2014), para un intercambiador con un baffle helicoidal de un solo giro.

La exagerada caída de presión que presenta el sistema con ángulos menores de 45°, ocasiona que estos valores no sean atractivos, a pesar de poseer coeficientes de transferencia de calor mucho mayores, sin embargo, la cantidad de turbuladores y el tipo de ángulo en un equipo, son delimitados por sus parámetros de operación permitidas, basados en estos criterios los ángulos con variación de torsión que bordean a 45° son la mejor configuración de las analizadas en el presente trabajo.

En la literatura ha sido reportado por varios autores que los sistemas con baffles helicoidales con ángulos de torsión mayores a 45° tienden a poseer coeficientes de transferencia de calor menores a los de mayor rango (Zhang et al., 2009; Movassag, 2013; Zhang et al., 2013), con la ventaja de que su caída de presión es menor y la transferencia de calor puede ser controlada con mayor facilidad, sin la generación de turbulencia excesiva o vibraciones en el equipo (Goyder, 2002). Los valores obtenidos mediante este modelo muestran congruencia con los calculados por Zhang et al. (2009), Taher et al. (2012) y Jian et al. (2015), para intercambiadores de helicoidales.

Energía cinética de turbulencia

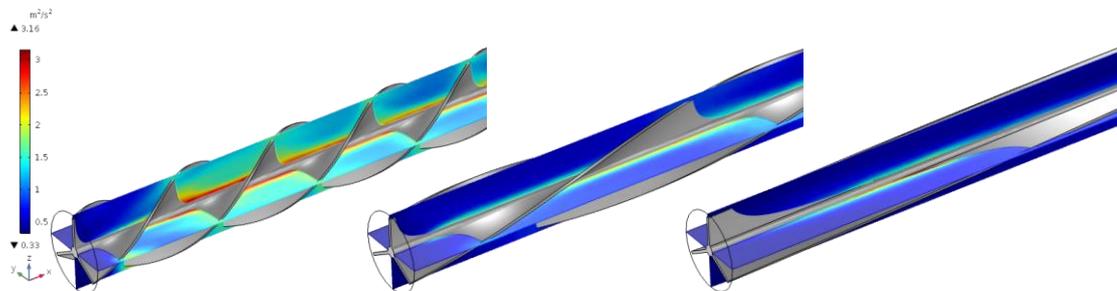


Figura 6. Superficies de corte energía cinética de turbulencia [$\frac{m^2}{s^2}$] para a) 40°, b) 60° y c) 80°. (Geometría en Comsol Multiphysic 5.3)

Nota. Elaboración propia

Las líneas de corriente del calentador con baffles helicoidales de la Figura 6c muestran giros y baja uniformidad en la velocidad a la salida lo cual es reducido con el uso de una hélice con torsión variable mayor. Esto se distingue de una mejor manera en la Figura 7, en forma de perfiles de vorticidad, indicándonos que, en la configuración con baffles helicoidales con variación de torsión, el flujo tiende a ser normal al área transversal del ducto, lo cual genera un perfil de velocidad adecuado para la conexión a otros equipos, evitando así recirculación cerca de la alimentación.

Vorticidad

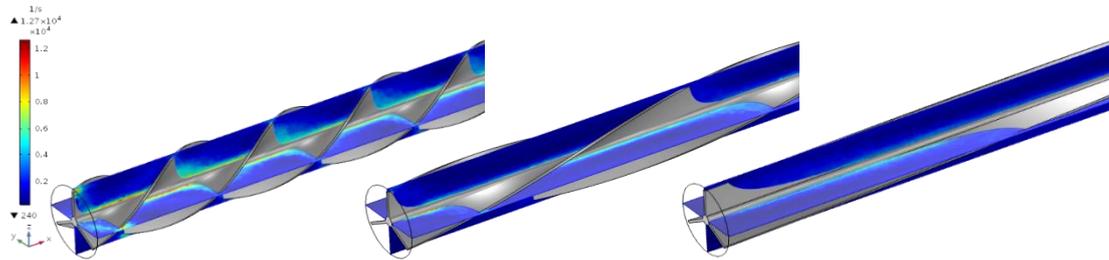


Figura 7. Superficies de corte vorticidad [s^{-1}] para a) 40°, b) 60° y c) 80°. (Geometría en Comsol Multiphysic 5.3)

Nota. Elaboración propia.

La derivada de la función caída de presión-ángulo de ataque no muestra el punto máximo de la relajación de la curva entre β° [60-65] que será el óptimo para este estudio.

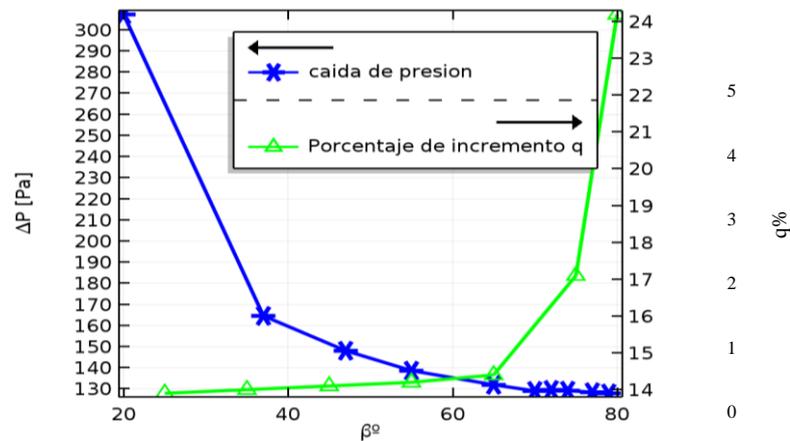


Figura 8. Representación de la derivada y la fusión de caída de presión y ángulo de ataque donde un óptimo en el punto máximo de la curva entre [60-65]

Nota. Elaboración propia

Si bien es cierto los valores de los parámetros no varían como lo esperado, esto se debe a que la velocidad de los gases aumentó en un 40 % aproximadamente como se muestra en los gráficos de líneas de campo de velocidad Figura 9, en la Tabla 3 se muestran algunos parámetros comparados con un tubo sin turbulador para caída de presión, calor transferido al volumen representativo de agua, coeficiente de transferencia de calor equivalente.

Tabla 3

Valores de parámetros de transferencia de calor

Parámetros	Valores			
	he [$W/m^2 \cdot K$]	ΔP [Pa]	q [W/m^2]	q Incremento
Con Turbulador (ángulo β)				
80°	17.365	127.94	1937.5	13.9 %
75°	18.125	129.22	1950.1	14.7 %
65° ↑	18.956 ↑	130.21 ↑	1956.5 ↑	15.1 % ↑
55°	19.263	131.99	1966.6	15.7 %
45°	20.198	148.12	1984.9	16.1 %
35°	21.375	164.62	1992.1	16.8 %
25°	25.568	307.36	2120.4	24.2 %
Sin Turbulador	16.863	70.64	1700.3	-

Nota. Elaboración propia.

Este cuadro muestra para ángulos mayores valores de β mayores a 65° recomendable utilizando un criterio de relajación de curva, estos porcentajes de aumento en las propiedades beneficiosas para la transferencia de calor son bajos a lo predicho en nuestra hipótesis, una de las razones es por la velocidad que aumenta en 40 % para compensar los demás parámetros de flujo, por lo tanto la transferencia de calor se mantiene casi invariante a pesar del turbulador insertado y este incremento en promedio bordea los 15 % para nuestro caso de estudio. (Zhang et al., 2009; Wang et al., 2011; Xiao et al., 2013; Zhang et al., 2013).

Modelamiento de la investigación, el análisis se realizó estableciendo los siguientes parámetros de diseño para el turbulador helicoidal, tomando en consideración la geometría del tubo de gases de combustión.

Tabla 4

Valores de parámetros de transferencia de calor

Parámetro	Valor
Ve	10[m/s]
Te	200[°C]
Ps	0
Va	2.55E-4[m/s]
Pa	7.5[bar]
De	73.03[mm]
Di	15[mm]
L	510[mm]
di	2[mm]
e	0.1[mm]
b	(Di/2)*0.1

Nota. Elaboración propia.

Discusión

En la presente investigación, se usaron las herramientas de simulación computarizadas desarrolladas a través de Comsol Multiphysic 5.3 y se introdujeron los siguientes parámetros $V_e=10$ m/s; $T_e=200^\circ\text{C}$; $P_s=0$; $V_a=2.55\text{E}-4$ m/s; $P_a=7.5$ bar; $D_e=73.03$ mm; $D_i=15$ mm; $L=510$ mm; $d_i=2$ mm; $e=0.1$ mm.

Según, Matani, A, Swapnil, Dahake A. (2013), las pruebas son llevadas a cabo utilizando la cinta trenzada con tres relaciones diferentes de torsión ($a/w = 3.5, 2.66$ y 2.25) y la bobina de alambre a lo largo con cintas retorcidas, relación de paso de 1,17 y 0,88 para los números de Reynolds entre 5000 y 18.000 en condiciones uniformes de flujo de calor, Los resultados experimentales demuestran que el factor de fricción (f) y el índice de mejora térmica aumenta con la disminución del nivel de trenzado (s/w) y Reynolds número. Los resultados también muestran que las cintas de alambre junto con cintas o turbuladores retorcidas son más eficientes que las cintas retorcidas para la mejora de la transferencia de calor, por consiguiente, en las condiciones en las que se ha simulado el turbulador de tres alabes, se demostró que el incremento del calor conseguido se relaciona con las obtenidas por el autor en mención.

Así también Sarma. P, Subramanyam T., Kishore, Dharma V. (2002), concluyen que puede ser posible que varias clases de problemas de convección se pueden abordar a través de una modificación de la longitud de helicoide, según la teoría de Van Driest. El régimen de flujo laminar con los turbuladores puede ser tratado con éxito para una amplia gama de parámetros:

$3 < Pr < 400$, $2.5 < H / D < 10$, al considerar que la viscosidad que surge debido a la presencia del turbulador se hace más dominante sobre la viscosidad cinemática. Sobre lo expuesto, se puede afirmar que las dimensiones del turbulador simulado están dentro de lo indicado por el antecedente, sin embargo, la posibilidad de modificar la longitud del helicoides influye también, pero deberá de tenerse en consideración la longitud del turbulador, ya que es un accesorio que se instala y depende de la longitud de tubería de gases que la contiene.

Asimismo, Joshi S., Kriplani V. (2011) concluye que la tasa de transferencia de calor empleando el turbulador helicoidal es mayor que la del tubo liso alrededor de 340 %. La velocidad de transferencia de calor obtenido mediante el uso de la cinta resulta ser mejor que la que por uno con forma de varilla de alrededor de 25 % a 60 %, mientras que la fricción es de alrededor de un 50 % menor. Se puede corroborar que el incremento de calor obtenido de 40 % está dentro de los encontrados.

Conclusiones

Se evaluó la transferencia de calor 1956.5 W/m^2 , variando el ángulo de ataque de un turbulador helicoidal en un tubo de gases de combustión mediante la simulación computacional, con la cual obtuvimos que es recomendable ángulos mayores de 65° para los cual obtuvimos un 15 % de aumento en la transferencia de calor y solo para tuberías o regímenes de trabajo que soporten el aumento de velocidad del flujo de un 40 % más.

Se determinó los volúmenes de control representativos que gobiernan agua, aire, turbulador y tubería para nuestro estudio, con sus respectivos modelos utilizados dentro de la herramienta consol 5.3, en este caso la Multifísica No-Isotermal Flow turbulento k- ϵ (Flujo no isotérmico turbulento), que consta de las Físicas de Transferencia de Calor en Fluidos y Flujo Turbulento k- ϵ . Para eliminar una de sus laminaciones, se agrega el estudio de reflujos que pone énfasis en la turbulencia para nuestro caso de estudio y por sus ventajas computacionales, tales como un menor tiempo de cálculo y menor capacidad de memoria RAM. Asimismo, se determinó las condiciones de contorno, basándonos en los datos operativos de un generador de vapor piro-tubular de 700 BHP del cual se extrajo un tubo para su estudio. Donde: Temperatura de entrada de gases de combustión = 200°C , Velocidad de entrada de gases de combustión = 10 m/s , Presión de salida atmosférica de gases de combustión = 1 atm , Temperatura de volumen representativo de agua = 90°C y Presión de cámara de agua = 7.5 bar .

Se determinó que los tipos de mallas dependiendo de la física de dinámica de fluidos y transferencia de calor, la estadística de malla que se realizó fue con la calidad mínima de elemento 0.007384, elementos de arista 19802, elementos de vértice 56, fueron malla tetraédrica 2 116 649 elementos, triangulares 230 372 elementos, para los dominios y para las paredes malla de capa límite esta configuración para el tamaño de malla extra gruesa por requerir menor memoria RAM 12 y tiempo 3 horas para cada variación de ángulo. Esta malla se escogió sin afectar los resultados, ya que estos varían en un 0.02 % por cada tipo de malla para los valores de los parámetros calculados en este estudio.

Se estableció un barrido paramétrico para el ángulo de ataque de β [$20^\circ - 85^\circ$]. Para diferentes ángulos se representan diferentes geometrías y diferentes resultados para los parámetros de transferencia de calor donde se estableció que lo óptimo está entre β [$60^\circ - 65^\circ$].

Se evaluó los parámetros de transferencia de calor para los indicadores, coeficiente de transferencia de calor que aumentan conforme disminuye el ángulo de ataque para los siguientes parámetros que para lo óptimo de 65° son, caída de presión 131 bar , energía cinética de turbulencia $2.11 \text{ m}^2/\text{s}^2$ y vorticidad $1.05 \times 10^4 \text{ 1/s}$.

Se caracterizó los diferentes parámetros de transferencia de calor como el coeficiente de transferencia de calor equivalente $18.956 \text{ w/m}^2\text{K}$, la caída de presión 131 bar , la energía cinética de turbulencia $2.11 \text{ m}^2/\text{s}^2$, la velocidad, la temperatura y la vorticidad $1.05 \times 10^4 \text{ 1/s}$;

de los cuales, el parámetro velocidad juega un papel importante en el estudio ya que aumenta en un 40% flujo de gases de combustión, lo que nos dice que debemos tener en cuenta el diámetro de la tubería si queremos insertar un turbulador al interior.

Referencias bibliográficas

- Bosquez, L. (2005). *Aplicación CEP (Control estadístico de procesos) para mejorar el proceso de producción de tuberías plásticas en "Recuperadora de plásticos Gallardo"* (Tesis de grado). Recuperado de <http://repositorio.ug.edu.ec/bitstream/redug/5326/1/Bosquez%20Bosquez%203111%20.pdf>
- Carot, V. (2001). *Control estadístico de la calidad*. Mexico, D.F.: Alfaomega grupo Editor, S.A. de C.V.
- Changoluisa, M. (2014). *Control estadístico del proceso de fabricación de perfiles en la empresa Novacero Planta Lasso (Tesis de maestría)*. Recuperado de <http://repositorio.espe.edu.ec/jspui/bitstream/21000/8507/1/T-ESPE-047964.pdf>.
- Córdova, I. (2012). *El Proyecto de Investigación Cuantitativa*. Lima: San Marcos.
- Escalante, E. (2011). *Análisis y mejoramiento de la calidad*. México, D.F.: Limusa.
- Farje, L. (2008). *Sistema de control de procesos para el aseguramiento de la calidad en la producción de harina de pescado (Tesis de grado)*. Recuperado de <https://es.scribd.com/document/385604001/Tesis-Control-Estadistico-y-Productividad>
- Guevara, R. (2005). *Manual de auditorías energéticas*. De uso exclusivo en la Universidad Nacional del Santa.
- Guevara, R. F. (2013). *Manual de calderas de vapor*. Chimbote: Universidad Nacional del Santa.
- León, C. (2013). *Influencia del cambio de combustible petróleo R500 por gas natural en calderos para la reducción de los indicadores energéticos de la Empresa Austral GROUP SAC-2013 (Tesis de grado)*. Universidad Nacional del Santa. Chimbote.
- Márquez, M. (2005). *Combustión y quemadores*. España: Editorial Marcombo.
- Meléndez, S. A. (2006). *Conversión a gas natural seco de una caldera pirotubular con potencia de 500 BHP que trabaja con Diésel-2 (Tesis de grado)*. Recuperada de http://cybertesis.uni.edu.pe/bitstream/uni/406/1/melendez_gs.pdf.
- Montgomery, D., & Runger, G. (2009). *Probabilidad y estadística aplicada a la ingeniería*. 2ª Ed. México: Limusa.
- Prats, J. (2005). *Control Estadístico de Procesos mediante análisis multivariante de imágenes (Tesis de doctorado)*. Recuperado de <https://es.scribd.com/document/347252119/TESIS-Prats-Control-Estadistico-por-Analisis-Multivariante-pdf>
- Robles, H. (2006). *Migración de combustibles tradicionales a gas natural en la industria alimentaria*.

- Torres, H. (2009). Aplicación CEP control estadístico de procesos para mejorar los procesos de producción en el area de acabado sección esmaltado. Recuperado de <http://repositorio.ug.edu>.
- Valencia, P. (2010). Desarrollo de una interfaz para el control estadístico de procesos utilizando herramientas de Matlab (Tesis de grado). Recuperado de http://jupiter.utm.mx/~tesis_dig/11277.pdf
- Vélez S., E. (2009). Control estadístico de los indicadores de calidad de calzado de plástico. *Revista Tecnológica ESPOL*. Recuperado de <https://www.dspace.espol.edu.ec/bitstream/123456789/10011/1/Control%20Estad%C3%ADstico%20de%20los%20Indicadores%20de%20calidad%20de%20calzado%20pl%C3%A1stico.pdf>