

UNIVERSIDAD DE
GUANAJUATO



**División de Ciencias Naturales y Exactas
Departamento de Ingeniería Química**

**“Readecuación de intercambiadores de calor para incrementar
la recuperación de energía a través de promotores de
turbulencia”**

Tesis que presenta:

Ing. Química Leidy Paola Durán Plazas

Para obtener el título de:

Maestra en Ingeniería Química

Director: Dr. Jesús Isaac Minchaca Mojica

Co-director: Dr. Martín Picón Núñez

Junio, 2021

Resumen

Desde el punto de vista térmico, el principal problema operativo de los intercambiadores de calor convencionales de tipo tubular es la prevalencia de la subcapa laminar en la superficie inmediatamente adyacente a la superficie de transferencia de calor que es responsable de los bajos coeficientes de transferencia de calor. Un medio pasivo de romper esta capa es el uso de insertos mecánicos conocidos como promotores de turbulencia. La búsqueda de nuevas geometrías con mejor rendimiento termo-hidráulico ha aumentado el número de diseños disponibles en la literatura abierta.

En esta tesis, presenta una metodología para la selección de promotores de turbulencia para la intensificación de la transferencia de calor en intercambiadores de calor existentes. El enfoque permite una selección rápida de las opciones y la selección del tipo de inserto que mejore el rendimiento termo-hidráulico de los intercambiadores de calor de carcasa y tubos. También se analiza el efecto de la magnitud del coeficiente de transferencia de calor de la corriente opuesta, así como el efecto de la viscosidad. La selección del promotor de turbulencia basado en el desempeño termo-hidráulico a través de la longitud térmica e hidráulica y en el desempeño termodinámico con la evaluación cuantitativa de la irreversibilidad en el intercambiador de calor, como variables en la selección del promotor de turbulencia que mejore el desempeño termo-hidráulico del equipo existente

Agradecimientos

Agradecemos Dios por ser mi apoyo y fortaleza en todo momento.

Gracias a mis Padres Susana y Carlos por confiar y creer en mis expectativas, por los consejos, valores y principios que me han inculcado.

A mis hermanos Adriana, William, Roldan, Andrés Felipe y Margarita por llenar mi corazón de felicidad.

Agradezco a los docentes de la Universidad de Guanajuato, por haber compartido sus conocimientos a lo largo de la Maestría, de manera especial, al Doctor Martín Picón Núñez y al Doctor Jesús Isaac Minchaca Mojica quienes guiaron mi proyecto de investigación con total dedicación.

A la tierra Mexicana en mi corazón total gratitud.

A mi....

Leidy Paola.

Contenido

Índice de tablas y figuras.	III
Capítulo I.....	1
1. Introducción.....	1
1.1. Justificación.....	3
1.2. Hipótesis.	4
1.3. Objetivo General.	5
1.3.1. Objetivos específicos:	5
1.4. Alcance.....	5
Capítulo II	6
2. Estado del Arte: Promotores de turbulencia y desempeño termo- hidráulico.	6
2.1 Conclusión capítulo II:	17
Capítulo III.....	18
3. Metodología de análisis para el diseño de intercambiadores de calor a través de promotores de turbulencia.....	18
3.1. Método de comparación termo-hidráulica: longitud térmica- longitud hidráulica.	18
3.2. Limitaciones del modelo.....	20
3.2.1. Descripción de los escenarios a evaluar - validación del modelo LT-LH considerando las dos corrientes.....	22
3.2.1.1. Resultados gráficos caso de estudio 1.	27
3.2.1.2. Análisis de resultados	32
3.2.1.3. Análisis para el diseño de intercambiadores de calor utilizando promotores de turbulencia.	34



3.3. Resultados gráficos del diseño de intercambiadores de calor utilizando promotores de turbulencia.	36
3.4. Conclusión del capítulo III:	38
Capítulo IV	39
4. Metodología de selección de promotores de turbulencia basada en la reducción de pérdidas de irreversibilidad.....	39
Relación: entropía-irreversibilidad-exergía.....	42
4.1. Resultados gráficos en selección de promotores de turbulencia basada en la reducción de pérdidas de irreversibilidad en readecuación del intercambiador de calor	50
4.3.Conclusión del capítulo IV	65
Capítulo V	66
5. Consideración de la viscosidad en la selección de promotores de turbulencia.	66
5.1 Efecto de la viscosidad en la selección del promotor de turbulencia.	67
5.2. Resultados gráficos del caso de estudio.	71
5.2.1. Readecuación intercambiador de calor con fluido viscoso y 4 pasos por tubo. ..	71
5.3.Conclusión del capítulo V	86
Conclusiones finales :	87
Recomendaciones y Trabajos futuros:	88
Referencias bibliográficas.....	89
Apéndice	93



Índice de tablas y figuras.

Tablas.

Tabla 3.1 . Correlaciones del número de Nusselt y del factor de fricción para promotores de turbulencia.	25
Tabla 3.2. Caso de estudio 1: modelo Longitud térmica-longitud hidráulica considerando las dos corrientes.	28
Tabla 3.3. Caso estudio 2: longitud térmica y longitud hidráulica en diseño de intercambiado de calor.	36
Tabla 3.4. Resultado de la longitud térmica y la longitud hidráulica en diseño del intercambiador de calor.	36
Tabla 4.1 . Datos caso de estudio readecuación de intercambiador de calor.....	50
Tabla 4.2. Carga térmica y caída de presión de los promotores referenciados en la figura 4.4 y 4.5.....	50
Tabla 4.3. Carga térmica y caída de presión de los promotores referenciados en la figura 4.6 y 4.7.	53
Tabla 4.4. Carga térmica y caída de presión de los promotores referenciados en la Figura 4.8 y 4.9.....	56
Tabla 4.5. Carga térmica y caída de presión de los promotores referenciados en la Figura 4.10 y 4.11.....	59
Tabla 4.6. Carga térmica y caída de presión de los promotores referenciados en la figura 4.12 y 4.13.....	61
Tabla 4.7. Carga térmica y caída de presión de los promotores referenciados en la Figura 4.14 y 4.15.	63
Tabla 5.1. Contantes para el arreglo de flujo en intercambiador tubular.	70
Tabla 5.2. Datos de caso de estudio 4.....	71
Tabla 5.3. Aumento en el trabajo térmico y la caída de presión, en readecuación de intercambiadores, fluido viscoso en cintas trenzadas. Representado en las gráficas 5.3, 5.4.....	73
Tabla 5.4. Aumento en el trabajo térmico y la caída de presión, en readecuación de intercambiadores, fluido viscoso. Generador de vórtice, representados en las gráficas 5.5, 5.6.....	75
Tabla 5.5. Trabajo térmico y la caída de presión, en readecuación de intercambiadores, fluido viscoso. Baffles compuestos, representados es las gráficas 5.7, 5.8.....	79
Tabla 5.6. Trabajo térmico y la caída de presión, en readecuación de intercambiador, fluido viscoso. Bobina es espiral, representados en las figuras 5.9, 5.10.	82
Tabla 5.7. Trabajo térmico y la caída de presión en readecuación de intercambiadores, fluido viscoso. Cinta con varilla, representados en las gráficas 5.11, 5.12	84



Figuras.

Figura 2.1. <i>Twisted tape</i> , parámetros geométricos TT.....	7
Figura 2.2. <i>Coiled wire CW</i>	8
Figura 2.3. <i>Vortex generators Vg</i>	9
Figura 2.2.4. <i>Baffles-compound</i>	10
Figura 3.1. Limitación del modelo Lt-Lh. (.....	21
Figura 3.2. Metodología para la determinación de la longitud térmica y longitud hidráulica considerando las dos corrientes.	24
Figura 3.3. Longitud térmica y longitud hidráulica considerando las dos corrientes con promotor tipo Cinta trenzada.	29
Figura 3.4. Longitud térmica y longitud hidráulica considerando las dos corrientes con promotor tipo Generador de vórtice.	30
Figura 3.5. Longitud térmica y longitud hidráulica considerando las dos corrientes con promotor tipo Deflector compuesto.....	31
Figura 3.6. Longitud térmica y longitud hidráulica considerando las dos corrientes con promotor tipo Alambre	31
Figura 3.7. Longitud térmica y longitud hidráulica considerando las dos corrientes con promotor tipo Cinta con varilla.	32
Figura 3.8. Metodología de longitud térmica-longitud hidráulica en diseño del intercambiador de calor.	34
Figura 3.9. Longitud térmica y longitud hidráulica en diseño con promotor de turbulencia.....	37
Figura 4.2. Metodología de análisis de segunda ley en readecuación de intercambiador de calor con promotor de turbulencia.....	44
Figura 4.4. Análisis de segunda ley en readecuación de intercambiador de calor con promotor de turbulencia.....	52
Figura 4.5. Análisis de longitud térmica, longitud hidráulica en readecuación de intercambiador con promotor de turbulencia.....	53
Figura 4.6. Análisis de segunda ley en readecuación de intercambiador de calor con promotor de turbulencia.....	54
Figura 4.7. Análisis de longitud térmica, longitud hidráulica en readecuación de intercambiador con promotor de turbulencia.....	55
Figura 4.8. Análisis de segunda ley en readecuación de intercambiador de calor con promotor de turbulencia.....	57
Figura 4.9 . Análisis de longitud térmica, longitud hidráulica en readecuación de intercambiador con promotor de turbulencia.....	58



Figura 4.10. Análisis de segunda ley en readecuación de intercambiador de calor con promotor de turbulencia.....	60
Figura 4.11. Análisis de longitud térmica, longitud hidráulica en readecuación de intercambiador con promotor de turbulencia.....	61
Figura 4.12. Análisis de segunda ley en readecuación de intercambiador de calor con promotor de turbulencia.....	62
Figura 4.13. Análisis de longitud térmica, longitud hidráulica en readecuación de intercambiador con promotor de turbulencia.....	63
Figura 4.14. Análisis de segunda ley en readecuación de intercambiador de calor con promotor de turbulencia.....	64
Figura 4.15 Análisis de longitud termia, longitud hidráulica en readecuación de intercambiador con promotor de turbulencia.....	65
Figura 5.2. Metodología de readecuación intercambiador de calor, pasos por tubo.	69
Figura 5.3. Análisis de segunda ley – Readecuación de intercambiador de calor- sistema fluido viscoso- Cinta Trenzada.....	74
Figura 5.4. Metodología longitud térmica-longitud hidráulica–readecuación de intercambiador con promotor cinta trenzada en sistema fluido viscoso.....	75
Figura 5.5. Análisis de segunda ley–readecuación de intercambiador de calor- sistema fluido viscoso-Generador de vórtice.	77
Figura 5.6. Metodología longitud térmica-longitud hidráulica– readecuación de intercambiador de calor sistema fluido viscoso-generador de vórtice.	78
Figura 5.7. Análisis de segunda ley – readecuación de intercambiador de calor- sistema fluido viscoso- Bafles compuestos.	80
Figura 5.8. Metodología longitud térmica-longitud hidráulica– readecuación de intercambiador de calor sistema fluido viscoso-Bafle compuesto.	81
Figura 5.9. Análisis de segunda ley – readecuación de intercambiador de calor- sistema fluido viscoso- Bobina espiral.	83
Figura 5.10. Metodología longitud térmica-longitud hidráulica–readecuación de intercambiador de calor sistema fluido viscoso-bobina espiral.....	84
Figura 5.11 Análisis de segunda ley – readecuación de intercambiador de calor- sistema fluido viscoso- Cinta con varilla.....	85
Figura 5.12. Metodología longitud térmica-longitud hidráulica–readecuación de intercambiador de calor sistema fluido viscoso-Cinta con varilla.....	86



Capítulo I

1. Introducción.

El término “readecuación de intercambiadores de calor” se define en este trabajo como el proceso en el que se llevan a cabo modificaciones internas en el equipo, con el fin de mejorar su desempeño termo- hidráulico. Por otro lado, el desempeño termo- hidráulico se refiere a la capacidad para transferir calor y a la caída de presión que experimenta el equipo durante la operación. Estos términos están directamente relacionados con el coeficiente de transferencia de calor y el factor de fricción.

Un promotor de turbulencia es una pieza mecánica que se coloca al interior del tubo en un intercambiador de calor, con el fin de mejorar la transferencia de calor entre los fluidos que intercambian energía en el equipo (Liu y Sakr, 2013). El promotor genera una mayor turbulencia local cerca de la pared del tubo provocando desvanecimiento de la capa límite laminar, generando mayor capacidad de remoción de calor lo que se expresa en un coeficiente de transferencia de calor por convección más grande (Yang et al., 2020).

Se han desarrollado una variedad de insertos mecánicos como insertos de cinta retorcida, de alambre en espiral, de cinta cónica, de tornillo helicoidal (Kumar et al., 2018). Estos elementos buscan incrementar la tasa de transferencia de calor para mejorar el desempeño de un intercambiador tubular. Este tipo de sistemas origina también una correspondiente pérdida de potencia (Gugulothu et al., 2017).

Un parámetro que se ha utilizado para caracterizar las bondades termo- hidráulicas de un promotor de turbulencia es el factor de rendimiento térmico (η). Este factor evalúa el efecto



en el aumento de la transferencia de calor bajo una potencia de bombeo constante, y se puede escribir como Ec. (1.1), (Mousa et al., 2021):

$$\eta = \frac{Nu/Nu_p}{\left(\frac{f}{f_p}\right)^{1/3}} \quad (1.1)$$

dónde: Nu y f , son el número de Nusselt y el factor de fricción que origina un promotor de turbulencia; Nu_p , f_p son los valores correspondientes para el tubo liso con el mismo número de Reynolds.

La caracterización termo- hidráulica consiste en determinar el calor transferido y la caída de presión generada en una geometría específica para un cierto rango de velocidad de flujo (Loredo-Sáenz, 2014). Una manera alternativa de representar la capacidad de transferencia de calor es a través del factor de Colburn (J_H) el cual se expresa de acuerdo con la Ec. (1.2) (Loredo-Sáenz, 2014).

$$j_H = \frac{Nu}{RePr^{1/3}} = \frac{h}{G C_p} Pr^{2/3} \quad (1.2)$$

dónde: Nu , Re y Pr representa números adimensionales de Nusselt, Reynolds y Prandtl, G y C_p representan el flujo másico por unidad de área y la capacidad calorífica respectivamente.

El factor de fricción f . está relacionado con la caída de presión en el intercambiador Ec. (1.3), (Loredo-Sáenz, 2014)

$$\frac{\Delta P}{P_1} = \frac{G^2}{2g_c P_1} \left[(1 + \sigma^2) \left(\frac{v_2}{v_1} - 1 \right) + f \frac{A}{A_c} \frac{v_m}{v_1} \right] \quad (1.3)$$



dónde: P representa la presión, g_c un factor de proporcionalidad derivado de la Segunda Ley de Newton, v el volumen específico, σ la relación entre el área libre de flujo y el área frontal y A/A_c la relación entre el área total de transferencia y el área libre de flujo. Los subíndices 1 y 2 representan las condiciones de entrada y salida respectivamente.

1.1. Justificación.

Además del factor de rendimiento térmico, existen una variedad de métodos para evaluar el desempeño termo- hidráulico de promotores de turbulencia. Una característica común en todos estos métodos es que se basan en el análisis de un solo lado del intercambiador de calor. Se ha demostrado que este tipo de análisis es suficiente cuando sólo se hacen comparaciones de desempeño entre los diferentes sistemas; sin embargo, cuando se analizan situaciones de readecuación, es importante considerar la manera en que el fluido opuesto influye en el proceso de transferencia de calor.

Una de las maneras directas de determinar qué tipo de promotor de turbulencia tiene mejores resultados cuando se requiere incrementar la carga térmica sin que el incremento de caída de presión sea muy grande, es precisamente a través, de la comparación directa de estas cantidades. Si fuera posible complementar este tipo de comparaciones con un estudio económico, se contaría con un panorama más completo para la toma de decisiones. Sin embargo, desafortunadamente no se cuenta con información sobre los costos de fabricación e instalación de promotores de turbulencia, ya que muchos se encuentran sólo en etapa experimental. Ante esta limitante, en este trabajo se considera que una manera alternativa de dar valor al efecto termo- hidráulico de un promotor de turbulencia es a través de los conceptos de la Segunda Ley de la Termodinámica, en particular, de la entropía y la exergía.



La entropía total (σ) que se genera en un proceso de transferencia de calor se debe a los gradientes de temperatura y a la caída de presión (Cao *et al.*, 2020). La entropía está relacionada con la irreversibilidad del proceso a través de la temperatura ambiente, por lo tanto:

$$\text{Irreversibilidad} = \sigma T_0 \quad (1.4)$$

La irreversibilidad por otro lado representa la pérdida de exergía. Este término se refiere a la pérdida de la capacidad del sistema de producir trabajo útil. Si la exergía es trabajo útil y el trabajo se puede cuantificar económicamente, entonces la irreversibilidad es una medida potencial de una pérdida económica.

En este trabajo se considerará que el promotor de turbulencia que genera la menor irreversibilidad es el más conveniente para una aplicación dada.

1.2. Hipótesis.

La cuantificación de la irreversibilidad es un parámetro que además de indicar la capacidad de un promotor de turbulencia para mejorar el desempeño termo-hidráulico, también es un factor que está relacionado con un beneficio económico y puede utilizarse en la selección de promotores de turbulencia para la readecuación de intercambiadores de calor.



1.3. Objetivo General.

Incorporar el cálculo de la irreversibilidad como una variable complementaria en la selección de promotores de turbulencia, en procesos de readecuación de intercambiadores de calor.

1.3.1. Objetivos específicos:

1. Desarrollar el modelo de análisis para determinar el incremento de carga térmica y de caída de presión en la readecuación de intercambiadores de calor a través de promotores de turbulencia.
2. Establecer una metodología de selección de promotores de turbulencia basada en la reducción de pérdidas por irreversibilidades.
3. Conocer el efecto de la variación de propiedades físicas (viscosidad), del fluido en la selección de promotores de turbulencia.

1.4. Alcance.

En este trabajo se realiza un análisis teórico para establecer una metodología de selección de promotores de turbulencia, partiendo de la información termo- hidráulica publicada para diferentes tipos de promotores de turbulencia.



Capítulo II

2. Estado del Arte: Promotores de turbulencia y desempeño termo- hidráulico.

Por sus características geométricas los promotores de turbulencia podrían agruparse en familias de promotores, como son los *Twisted tape TT* (cinta retorcida), *Vortex generators Vg* (generadores de vórtice), *Baffle-compound* (deflector- compuesto), *Coiled wire CW* (Alambre enrollado).

Con referencia a la geometría Figura 2.1. de un Twisted tape TT (cinta retorcida), ésta se logra girando una cinta con forma de paralelepípedo en el eje central creando un TT clásico. La longitud del paso (Figura. 2.1a) es la distancia que generalmente se toma en un giro de 180° de la cinta y comúnmente se usan los símbolos “H” para designar este parámetro. Los bordes de la cinta se denominan “espesor” (W) (Figura 2.1b); el rendimiento se ve afectado directamente por la longitud de paso y la relación de torsión de la cinta. La relación de torsión define la frecuencia de torsión del TT, y generalmente se designa con “TR”. La relación de torsión se calcula mediante la relación entre la longitud del paso y el ancho de la cinta ($TR = H / W$) (Bucak, 2020). El coeficiente de transferencia de calor aumenta con la disminución de la relación de torsión TR, mientras que el aumento en la longitud de paso mejora tanto el coeficiente de transferencia de calor como el factor de fricción (Eiamsa-ard et al., 2010). Hasanpour et al. (2014), adelanto una revisión sobre insertos de cinta trenzada TT relacionando las razones por las cuales estos sistemas mecánicos son efectivos para aumentar el parámetro de la transferencia de calor, fundamentado en gran parte en las líneas de corriente efectivas del campo de flujo y su velocidad en el flujo de remolino inducido por TT mayores que el tubo simple, el movimiento de torsión helicoidal del fluido que ofrece una



trayectoria de flujo más larga y la separación y bloqueo de la sección transversal del flujo del tubo que conduce a una mayor velocidad de flujo, esto afecta el coeficiente de transferencia de calor en dos aspectos: aumento de la turbulencia de la convección de calor y mayor velocidad tangencial cerca de las paredes del tubo.

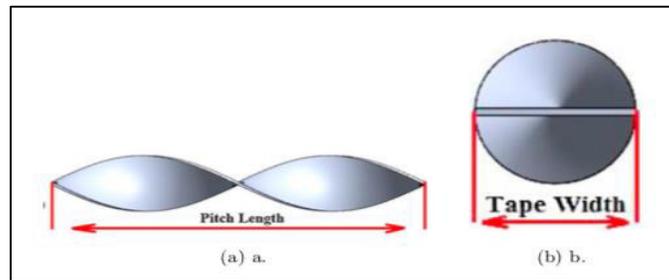


Figura 2.1. *Twisted tape*, parámetros geométricos TT (Modificado de Bucak y Yilmaz, 2020), a) Longitud de paso (H) y, b) espesor (W).

En estudios sobre los promotores coiled wire CW (alambre enrollado), García et al. (2007) demostró la mejora de la transferencia de calor en flujo laminar y flujo en transición encontrando que en Números de Reynolds alrededor de 1000, los tubos con insertos de alambre en espiral aumentan el coeficiente de transferencia de calor hasta ocho veces con respecto al tubo liso. Este tipo de promotor puede actuar como un generador de flujo de turbulencia formando un fluido rotatorio en el borde del tubo. Este flujo helicoidal continúa a lo largo de la longitud del tubo y produce un efecto centrífugo. El aumento en el mecanismo de la transferencia de calor es causado por las fuerzas centrífugas, que crean un patrón de flujo que mueve el fluido de la superficie hacia el eje del tubo.

En un estudio donde se explora numéricamente el rendimiento termo hidráulico del tubo ovalado retorcido con tres bobinas de alambre de sección transversal, incluidas las bobinas



de alambre de sección transversal circular, equilátera y cuadrada en régimen turbulento, (Figura 2), se concluyó que la relación de aumento promedio del Nusselt para bobina de alambre con sección transversal circular, sección transversal cuadrada y sección transversal de triángulo equilátero es 26.25%, 57.46% y 45.92% respectivamente. La relación promedio para cada uno fue de 546,36%, 843,78% y 674,86% respectivamente (Yu et al., 2020).

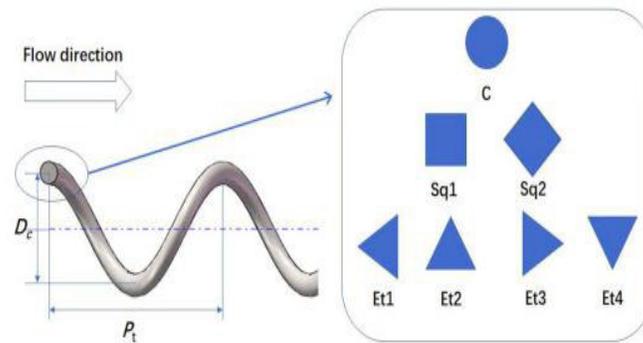


Figura 2.2. Coiled wire CW (Modificado de Yu et al., 2020).

En investigaciones recientes sobre sistemas de vortex generators Vg (generadores de vórtice), Deshmukh et al. (2016) encuentra que estos insertos muestran valores de mejora del número de Nusselt de aproximadamente 5 a 15 veces los valores del tubo liso. Los generadores de vórtice se definen como la protuberancia de la superficie de transferencia de calor responsable de producir un flujo en remolino alrededor de un eje, como resultado, conduce a la generación de vórtices. Están ampliamente clasificados según sus tipos, formas y geometrías. Los VG también se denominan superficies interrumpidas (Awais y Bhuiyan, 2018). Los generadores de vórtice (VG) conducen a un mayor rendimiento de transferencia de calor al reducir el espesor de la capa límite al interrumpirlo y deteriorarlo y, por lo tanto,



intensificar la turbulencia local. Un estudio en el cual se analizó la sensibilidad y optimización multi-objetivo de un tubo intercambiador de calor con generadores de vórtice de tira cónica (Zheng et al., 2017), los parámetros de diseño incluyeron el número de Reynolds (Re), la relación de llenado de la tira cónica (C) y la relación de paso (P^*) (Figura 2.3). Los resultados indicaron que tanto la tasa de transferencia de calor como la caída de presión aumentaron con un incremento en la relación de llenado de la tira cónica y el número de Reynolds y una reducción en la relación de paso, pero la caída de presión fue más sensible a estos parámetros.

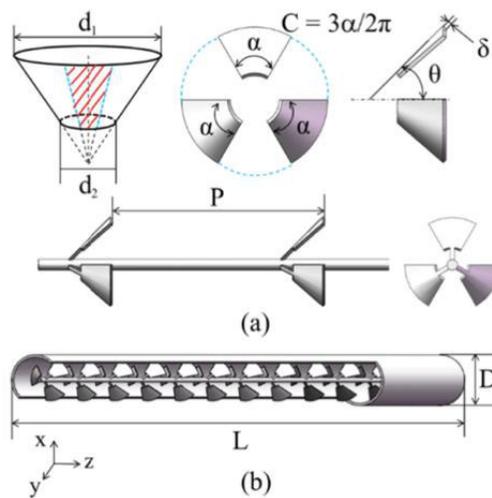


Figura 2.3. Vortex generators Vg (Modificado de et al., 2017).

En un estudio reciente sobre los promotores tipo baffle-compound (deflector- compuesto), Nanan et al. (2017) describen a través de simulación numérica los perfiles de flujo cuando se usan deflectores. Los deflectores son insertos que están diseñados de tal forma que se colocan de manera perpendicular al flujo del fluido, generando bloqueo y generando mayor turbulencia. Utiliza en su estudio deflectores rectos típicos, deflectores cruzados rectos,



deflectores alternos rectos, deflectores torcidos, deflectores torcidos alternos y deflectores cruzados retorcidos. Así mismo, relaciona los números de Nusselt y concluye que la mejora de la transferencia de calor es superior en deflectores de forma retorcida que, en detectores rectos debido al efecto de alta intensidad de remolino, además, los deflectores en forma retorcida provocan una menor pérdida por fricción que los deflectores rectos (Figura 2.4).

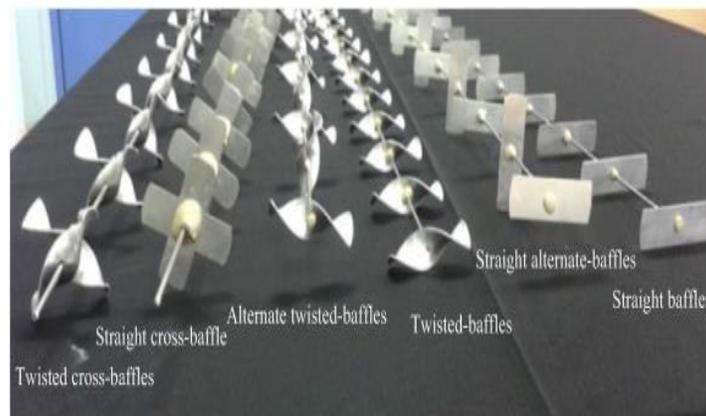


Figura 2.2.4. *Baffles-compound* (Modificado de Nanan et al., 2017).

Salhi et al. (2021) en su estudio computacional sobre las características de flujo y transferencia de calor en un intercambiador de calor tubular con deflectores longitudinales de forma rectangular y triangular adheridos a la pared interna del tubo, que se mantiene a una temperatura constante $T_w = 343\text{K}$ y bajo Reynolds que van desde 2×10^4 a 3×10^4 , muestra que la inclusión longitudinal de los deflectores de sección rectangular mejora el rendimiento térmico en un 32,37% para la sección triangular y en un 44,37% para el caso de los deflectores de sección rectangular, con relación a un tubo liso.

Las metodologías experimentales desarrolladas para definir las ecuaciones empíricas de los promotores de turbulencia del número de Nusselt y del factor de fricción parten de hacer



fluir un fluido de trabajo por un tubo bajo condiciones uniformes de flujo de calor en estado estacionario donde se supone que la pérdida de calor de la sección de prueba es igual a la tasa de transferencia de calor de la pared del tubo (Kumar et al., 2016).

El criterio de rendimiento R3 que García et al. (2007) relaciona en su estudio experimental sobre la mejora de la transferencia de calor con inserciones de bobinas de alambre se presenta en la Ec 2.1, donde: Nu_a es la transferencia de calor obtenida con las bobinas de alambre y Nu_o es la transferencia de calor obtenida con un tubo liso para la misma potencia de bombeo y área de superficie de intercambio de calor.

$$R3 = \frac{Nu_a}{Nu_o} \quad (2.1)$$

Eiamsa-Ard et al. (2010), en su estudio experimental sobre la mejora de la transferencia de calor en un tubo utilizando inserciones de cinta trenzada (TT), relaciona en su evaluación un factor de rendimiento térmico η Ec. 2.2, donde h_t es el coeficiente de transferencia de calor del tubo con promotor de turbulencia, mientras que h_p es el coeficiente de transferencia de calor del tubo liso. El subíndice pp indica una potencia de bombeo constante, Si $\eta > 1$, el rendimiento del sistema aumenta.

$$\eta = \frac{h_t}{h_p} \Big|_{pp} \quad (2.2)$$

El número adimensional Fc [Ec. 2.3] llamado número de sinergia de campo, se usa para representar el grado de sinergia entre los campos de gradiente de velocidad y temperatura. Se considera que se espera una buena sinergia entre el campo del gradiente de velocidad y temperatura si Fc está cerca de 1.0 (Yu et al., 2020).



$$Fc = \frac{Nu}{Re*Pr} (2.3)$$

Dang y Wang (2021) estudiaron los mecanismos de mejora de la transferencia de calor por convección en tubo circular insertado con un tipo de bobina trenzada y hacen referencia al factor JF [Ec. 2.4] para evaluar el rendimiento de la transferencia de calor y considerar las características de transferencia de calor y fricción.

$$JF = \frac{Nu/Nu_p}{f/f_p} (2.4)$$

El subíndice p representa las características de transferencia de calor y fricción correspondiente al tubo liso. JF es el factor de rendimiento térmico basado en un caudal idéntico. Esta definición indica que cuanto mayor es el factor JF, mejor es el rendimiento de transferencia de calor del tubo y una mayor mejora de la transferencia de calor es en relación con el tubo liso.

El criterio de evaluación de desempeño PEC [Ec. 2.5] tiene en cuenta tanto el cambio en el coeficiente de fricción como en Nu_d , proporcionando una imagen más clara de la relación entre la mejora de la transferencia de calor y la penalización por caída de presión. Si $PEC > 1$, la mejora en la transferencia de calor es mayor que el aumento en la caída de presión, lo que hace que la mejora del tubo sea favorable en comparación con el diseño de tubo liso. Cuanto mayor sea η , más favorable se vuelve la mejora (Mousa et al., 2021).

$$PEC = \frac{Nu/Nu_p}{(f/f_p)^{1/3}} (2.5)$$



Un estudio alternativo para la selección del promotor de turbulencia más adecuado para la intensificación de la transferencia de calor en intercambiadores de calor tubulares presentado por Picón-Núñez et al. (2020), utiliza un enfoque sobre las longitudes térmica e hidráulica que se determinan en función de los dos objetivos principales de diseño en un intercambiador de calor, el trabajo térmico y la caída de presión [Ec. 2.6, Ec. 2.7].

$$L_T = \frac{mC_p(T_{out} - T_{in})}{\pi d_o h \Delta t_{lm}} \quad (2.6)$$

$$L_H = \frac{2d_i \Delta P}{\rho f v^2} \quad (2.7)$$

Chamoli et al. (2017), informa sobre una optimización multi objetivo de un tubo intercambiador de calor equipado con geometrías de inserto compuesto para obtener una tasa de transferencia de calor conectiva máxima y una pérdida de presión mínima. El estudio involucra los parámetros adimensionales: número de Reynolds (Re), relación de tono (PR), relación de torsión (TR) y número de cinta retorcida (N). Los resultados muestran que la disminución de PR, TR y el aumento de N y Re se miden en el aumento de ambas funciones objetivo.

Una característica común en todos estos métodos de evaluación desempeño es que se basan en el análisis de un solo lado del intercambiador de calor, es decir, el lado interior del tubo, con la condición de frontera de temperatura homogénea en la pared del tubo.

Por otra parte, el desempeño termo-hidráulico se puede evaluar a través de los conceptos de la Segunda Ley de la Termodinámica, en particular la entropía y la exergía. En un proceso de transferencia de calor, la entropía se genera debido a la existencia de una fuerza impulsora



de la temperatura y debido a la pérdida de energía debido a la caída de presión. Los mismos principios se aplican al caso de la destrucción de exergía (Picón-Núñez, M., Melo-González, J. C., 2020). Tanto la generación de entropía como la destrucción de exergía se reducen con la incorporación de promotores de turbulencias ya que las diferencias de temperatura también lo hacen, pero siendo que el inserto conduce a un aumento de la caída de presión, la destrucción de exergía o la generación de entropía aumentan.

Un estudio acerca de los efectos de los insertos de tipo hélice con ángulos de pala (θ) de 10° , 20° , 40° , ubicados en la tubería interna de un intercambiador de calor, mostró que el número de Nusselt y la tasa de pérdida de exergía aumentaron aproximadamente de 95 a 354 y de 0,04 a 0,2 dependiendo del ángulo de la pala y el diámetro de la hélice para $104 < Re < 3 \times 10^4$ (Kurtbaşı et al., 2007).

Keklikcioglu et al., 2017, en su estudio experimental aborda la generación de entropía en un tubo circular con inserciones de alambre enrollado para un rango de números de Reynolds de 2,731 a 27,732. Los resultados experimentales revelaron que el número de generación de entropía aumenta con el aumento del número de Reynolds.

Hong et al. (2017), estudió las características termo hidráulicas y termodinámicas turbulentas en un tubo liso mediante el uso de cintas trenzadas múltiples superpuestas (MTT), en Reynolds (Re) de 5,800 a 19,200, el número de cinta cambió de 3 a 5 y las relaciones de torsión TR de 0,74 a 2,97. Los resultados muestran que Nu y f aumentan con el aumento del número de cintas y la disminución de la relación de torsión superpuesta. Los resultados experimentales demuestran que tanto el aumento del número de cintas como la disminución de la relación de torsión superpuesta dan como resultado la reducción de la generación de



entropía debido a la transferencia de calor y el aumento de la generación de entropía debido a la resistencia a la fricción.

En 2019, Khanmohammadi y Mazaheri, realizaron un modelado numérico de la transferencia de calor en un tubo con cinta trenzada simple y cinta trenzada doble (coaxial) como elementos de mejora y concluyen que con relaciones de torsión TR bajas en los dos tipos de insertos conduce a la generación de entropía total más baja. Además, los resultados de la tasa de destrucción de exergía y la eficiencia de la segunda ley demuestran que la cinta coaxial presenta un mejor rendimiento que la cinta simple.

Liu et al. (2019) presentaron un estudio numérico sobre el comportamiento termo hidráulico y termodinámico de un receptor cilindro-parabólico con insertos de tira cónica para determinar los efectos de los parámetros geométricos. Encontraron que la transferencia de calor se mejora efectivamente con los insertos de tira cónica, con un índice de Nusselt mejorado en un 45 - 203%. Sin embargo, los insertos también provocan un aumento considerable de la pérdida de presión, con un factor de fricción de 6,17-17,44 veces mayor que el del receptor cilindro parabólico liso. En el análisis de entropía y exergía encontraron que para cada valor dado de parámetros geométricos y temperatura de entrada del fluido, existe un número de Reynolds o caudal másico por debajo del cual la tasa de generación de entropía es menor que la del parabólico liso.

Lv et al. (2020) proponen un tubo circular insertado con un deflector conectado al centro para mejorar la transferencia de calor, y llevaron a cabo una simulación numérica con un rango de Re de 300 a 1,500 para analizar el rendimiento termo hidráulico. Propusieron un



método de diseño aplicando el principio de minimización de la destrucción de exergía para determinar los parámetros geométricos óptimos del inserto.

Un estudio donde se presenta una investigación analítica y numérica del análisis de energía y exergía de un calentador de aire solar corrugado en V (VCSAH) integrado con un inserto de cinta trenzada (TTI), muestra que el efecto de los parámetros de diseño, como la relación de cinta trenzada (TR) y el número de canales (N) en el rendimiento termo hidráulico. Se examina para una amplia gama de números de Reynolds (Re) en datos de condiciones meteorológicas realistas. Los resultados revelan que a medida que la TR disminuye, la eficiencia termo hidráulica de VCSAH-TTI aumenta. Las eficiencias térmicas y termo hidráulicas máximas de VCSAH-TTI observadas son 17,5% en comparación con VCSAH sin TTI (Farhan, 2021).

En un estudio experimental y numérico cuyo objetivo era evaluar el análisis de rendimiento termo hidráulico con generación de entropía sobre flujo de nano fluidos, se usaron insertos de tornillos helicoidales en el tubo con tira simple y doble y diferentes relaciones de torsión (TR) en flujo laminar, Los resultados mostraron que el número de producción de entropía se encuentra en un valor más bajo con inserciones de doble tira que con inserciones de tornillo helicoidal de una sola tira con un valor bajo de relación de torsión en el flujo de nano fluido que con agua (Chaurasia et al., 2021).

En su investigación Abu-Hamdeh et al. (2021) aplica CFD (dinámica de fluidos computacional) para la simulación tridimensional del flujo de fluido y la energía térmica transferida a través de un conducto circular con inserciones de alambre con aletas enrolladas a fin de evaluar el impacto los números de Prandtl y Reynolds y las variables geométricas.



Los resultados muestran que si el número de Reynolds aumenta en un 100% en el rango de estudio, la eficiencia térmica, la pérdida de exergía adimensional y la potencia de trabajo dimensional se reducen en un 15.9%, 9.4% y 5.9%, respectivamente.

2.1 Conclusión capítulo II:

Se presenta una revisión bibliográfica de los promotores de turbulencia con el desarrollo de nuevas tecnologías geométrica, los estudios se han centrado en el análisis del desempeño termo-hidráulico y termodinámico del promotor, pero se considera ahora importante desarrollar metodologías que permitan generalizar la evaluación del desempeño de forma ecuánime para identificar cual es más indicado para cada tipo de proceso en particular.



Capítulo III

3. Metodología de análisis para el diseño de intercambiadores de calor a través de promotores de turbulencia.

En este capítulo se presenta una metodología de longitud térmica-longitud hidráulica para la selección del promotor de turbulencia que ofrezca mejores condiciones termo-hidráulicas en el diseño de intercambiadores de calor. Se valida la objetividad del modelo en la selección del promotor cuando se integra en el diseño del intercambiador de calor y se analiza el efecto de la magnitud del coeficiente de transferencia de calor de la corriente opuesta (fluido coraza).

El objetivo es seleccionar el promotor de turbulencia que en diseño cumpla con el requerimiento de la carga térmica, con una menor área de transferencia y menor caída de presión con relación al diseño sin promotor de turbulencia.

3.1. Método de comparación termo-hidráulica: longitud térmica- longitud hidráulica.

A continuación, se fundamenta el método de desempeño termo- hidráulico presentado y desarrollado por Picón-Núñez y Melo-González (2020).

La longitud térmica, se define como la longitud que requiere el sistema para poder lograr la transferencia de calor y alcanzar la temperatura requerida para un proceso en particular. Por otro lado, la longitud hidráulica es la longitud del intercambiador en la cual se absorbe completamente la caída de presión permitida. La longitud térmica no debe ser mayor a la longitud hidráulica debido a que se espera que se logre la transferencia de calor antes de exceder los límites de la caída de presión.



Considerando la contribución térmica de un solo lado del intercambiador de calor, la expresión del diseño para determinar el área de la superficie del tubo es:

$$Q = Ah\Delta T_{Lm} \quad (3.1)$$

dónde: A es el área de transferencia de calor [m^2], h es el coeficiente de transferencia de calor por convección [$W/m^2 \text{ } ^\circ C$].

La superficie del tubo viene dada por:

$$A = \pi d_i L_T \quad (3.2)$$

dónde: d_i es el diámetro interno del tubo [m], L_T es la longitud térmica [m].

La carga térmica Q [W] puede expresarse en términos del caudal másico m [Kg/s], de la capacidad calorífica C_p [J/kg $^\circ C$] y del aumento de la temperatura del fluido:

$$Q = mC_p(T_{out} - T_{in}) \quad (3.3)$$

La diferencia de temperatura media logarítmica ΔT_{LM} se calcula a partir de:

$$\Delta T_{LM} = \frac{[T_w - T_{out}] - [T_w - T_{in}]}{\ln\left(\frac{[T_w - T_{out}]}{[T_w - T_{in}]}\right)} \quad (3.4)$$

dónde: T_w es la temperatura de la pared. Sustituyendo la Ec. 3.2 y Ec.3.3 en la Ec. 3.1 y despejando L_T se tiene que:

$$L_T = \frac{mC_p(T_{out} - T_{in})}{\pi \cdot d_i \cdot h \cdot \Delta T_{LM}} \quad (3.5)$$



El número de Nusselt (Nu) para los promotores de turbulencia es una correlación en función del número de Reynolds, el número de Prandtl y de la geometría del promotor de turbulencia, así mismo el número de Nusselt se relaciona con el coeficiente de transferencia como:

$$Nu = \frac{hd_i}{k} \quad (3.6)$$

dónde: h es el coeficiente de transferencia de calor por convección [W/m²°C], di diámetro interno del tubo [m], k es la capacidad calorífica [W/m °C].

Por otra parte, la relación de la caída de presión, la longitud hidráulica y el factor de fricción viene dada por:

$$L_H = \frac{2d_i\Delta P}{\rho f V^2} \quad (3.7)$$

dónde: f es el factor de fricción que está dado para cada promotor de turbulencia en función del número de Reynolds y la geometría del promotor, L_h es la longitud hidráulica [m], V es la velocidad del fluido [m/s] y ρ es la densidad [kg/cm³].

3.2. Limitaciones del modelo.

El modelo de longitud térmica y longitud hidráulica, así como, otros modelos de evaluación de desempeño termo-hidráulico, se basan en la condición de frontera donde se considera el intercambiador de calor como un tubo con una temperatura homogénea en la pared y un fluido que pasa por el tubo (Figura 3.1).



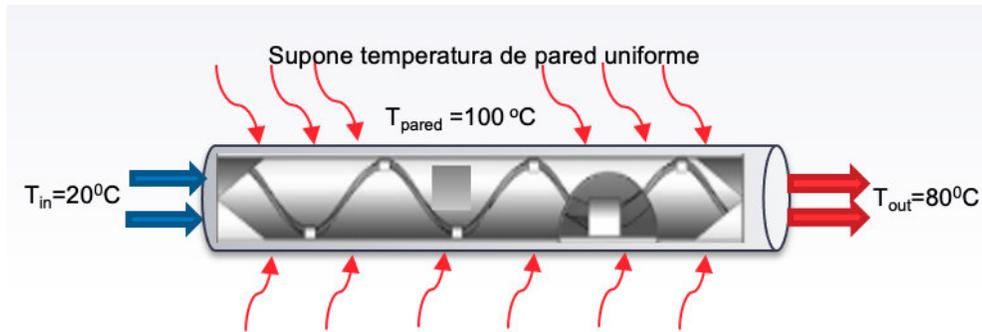


Figura 3.1. Limitación del modelo Lt-Lh. (

Típicamente un intercambiador de calor cuenta con dos fluidos, uno caliente y uno frío, cada uno tiene un coeficiente de transferencia de calor que depende tanto de la geometría de la superficie, la naturaleza del movimiento del flujo y las propiedades del fluido. Cada coeficiente de transferencia de calor local influye en el coeficiente global de transferencia de calor. Cuando un fluido cuenta con una capacidad de remoción de calor muy grande, es decir, un coeficiente de transferencia muy alto, el fluido requiere una menor área de transferencia de calor con respecto a otro que tenga un coeficiente de transferencia de calor bajo, por lo tanto, cuando combinamos en un coeficiente global de transferencia de calor, un fluido contribuye al área en una mayor proporción que otro. Son estos los motivos por los cuales el modelo es limitado para evaluar un promotor de turbulencia cuando se hace la readecuación de un intercambiador de calor, debido a que se cuenta con un fluido en el tubo y un fluido en la coraza cuya influencia debe tomarse en cuenta. Por lo tanto, en este capítulo se considera importante cuantificar el impacto de los promotores de turbulencia considerando el fluido al interior del tubo y el de la carcasa bajo diferentes escenarios.



3.2.1. Descripción de los escenarios a evaluar - validación del modelo LT-LH considerando las dos corrientes.

Las consideraciones que se tuvieron presentes para la elección de los escenarios fueron las siguientes:

Las ecuaciones que determinan el desempeño termo-hidráulico (Número de Nusselt y coeficiente de fricción) han sido desarrolladas de manera experimental y la consideración más importante con la que los investigadores han desarrollado estas ecuaciones es que no exista cambio de fase.

Cuando ocurre cambio de fase el coeficiente local de transferencia de calor es muy grande, por lo tanto, el beneficio de utilizar un promotor en un fluido donde el coeficiente de calor es muy grande no reporta ningún beneficio. Las bondades de un promotor son aprovechables cuando el coeficiente local de transferencia de calor es menor con relación al coeficiente local de transferencia de calor de la coraza.

A continuación se presentan los escenarios así como las consideraciones necesarias que nos lleven a evaluar cómo influye el coeficiente de transferencia de calor externo en el comportamiento termo-hidráulico del intercambiador de calor y en la elección del promotor de turbulencia.

Escenario 1: Se considera el intercambiador de calor como un tubo con una temperatura homogénea en la pared T_w y un fluido con un coeficiente de transferencia de calor h_1 .

Escenario 2: Se considera el intercambio de calor entre dos fluidos a diferentes temperaturas, un fluido en los tubos con un coeficiente h_1 y un fluido externo en coraza con un coeficiente h_2 muy grande. Se supone un cambio de fase, por lo que la temperatura para este fluido es constante.



Escenario 3: Se considera el intercambio de calor entre dos fluidos a diferentes temperaturas, el fluido dentro de los tubos con un coeficiente h_1 y un fluido externo en coraza con un coeficiente h_2 muy grande transmitiendo calor sensible.

Escenario 4: Se considera el intercambio de calor entre dos fluidos a diferentes temperaturas, el fluido de los tubos con un coeficiente h_1 y el fluido externo en coraza con un coeficiente h_2 . Ambos fluidos con coeficientes de transferencia de calor similares.

Escenario 5: Se considera el intercambio de calor entre dos fluidos a diferentes temperaturas, el fluido de los tubos con un coeficiente h_1 y el fluido externo en coraza con un coeficiente h_2 menor que h_1 .

La Figura 3.2 muestra el diagrama de flujo para el cálculo de la longitud térmica e hidráulica considerando el fluido externo. La Tabla 3.1 muestra las expresiones de Nusselt y factor de fricción para 25 diferentes tipos de promotor de turbulencia reportado en la literatura.



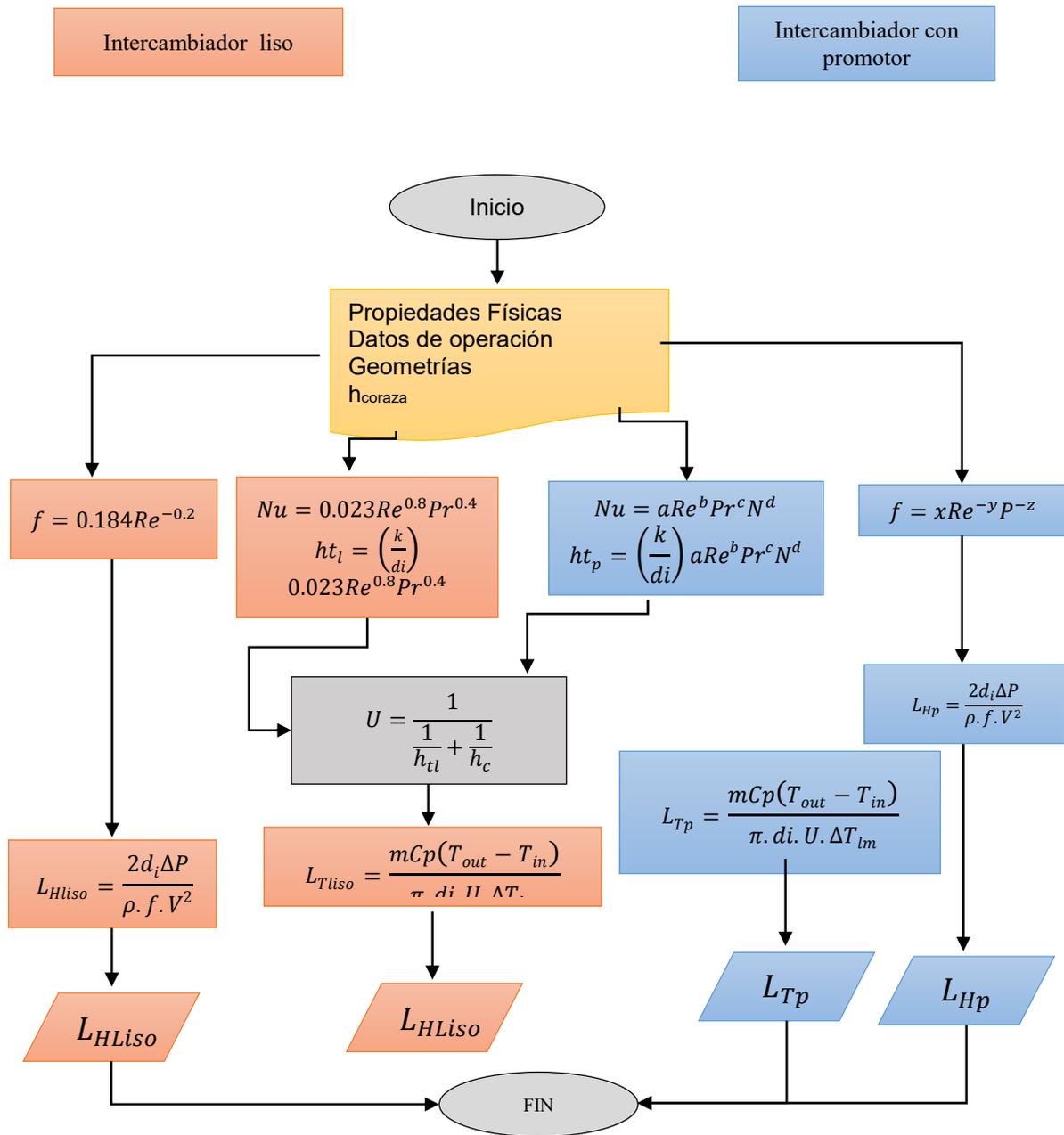


Figura 3.2. Metodología para la determinación de la longitud térmica y longitud hidráulica considerando las dos corrientes.



Tabla 3.1 . Correlaciones del número de Nusselt y del factor de fricción para promotores de turbulencia.

No.	Tipo	Parámetro geométrico	Número de Nusselt	Factor de fricción
1	Perforated twisted tape [21]	$R_p = 1.6, 4.5, 8.9, 14.7\%$	$Nu = (0.0002R_p^3 - 0.0046R_p^2 + 0.0334R_p + 0.6569) \cdot Re^{(0.00005R_p^3 - 0.0013R_p^2 + 0.0073R_p + 0.5501)} \cdot Pr^{0.33}$	$f = (-0.0027R_p^3 + 0.0583R_p^2 + 0.0455R_p + 24.536) \cdot Re^{(0.00005R_p^3 - 0.0022R_p^2 + 0.012R_p - 0.6006)}$
2	V-Cut twisted tape [22]	$y = 2, 4.4, 6$ $d_e/W = 0.34, 0.43$ $w/W = 0.34, 0.43$	$Nu = 0.0296Re^{0.853} Pr^{0.33} y^{-0.222} \left(1 + \left[\frac{d_e}{W}\right]\right)^{1.148} \left(1 + \left[\frac{w}{W}\right]\right)^{0.751}$	$f = 8.632Re^{-0.615} y^{-0.269} \left(1 + \left[\frac{d_e}{W}\right]\right)^{2.477} \left(1 + \left[\frac{w}{W}\right]\right)^{-1.914}$
3	Square-cut TT [22]	$y = 2.0, 4.4, 6.0$	$Nu = 0.041Re^{0.826} Pr^{0.33} y^{-0.228}$	$f = 6.936Re^{-0.579} y^{-0.259}$
4	Twisted Rings turbulators [23]	$W/D = 0.05, 0.1, 0.15$ $p/D = 1.0, 1.5, 2.0$	$Nu = 0.097Re^{0.833} Pr^{0.4} \left(\frac{W}{D}\right)^{0.408} \left(\frac{p}{D}\right)^{-0.181}$	$f = 0.097Re^{0.833} \left(\frac{W}{D}\right)^{1.665} \left(\frac{p}{D}\right)^{-0.736}$
5	TT inserts placed separately from the tube wall [5]	$y/D = 2.0, 2.5, 3.0, 3.5, 4.0$ $c/D = 0.0178, 0.0357$	$Nu = 0.406903Re^{0.586556} Pr^{0.38} \left(\frac{y}{D}\right)^{-0.443989} \left(\frac{c}{D}\right)^{-0.055072}$	$f = 6.544291Re^{-0.452085} \left(\frac{y}{D}\right)^{-0.730772} \left(\frac{c}{D}\right)^{-0.1579}$
6	Quadruple perforated-delta-winglet pairs (PW-XT) [6]	$BR = 0.1, 0.15, 0.2, 0.25$ $PR = 0.5, 1.0, 1.5, 2.0$	$Nu = 0.194Re^{0.777} Pr^{0.4} B_R^{0.317} P_R^{-0.373}$	$f = 5.305Re^{-0.076} B_R^{0.976} P_R^{-0.989}$
7	Winglet vortex generator (WVG) [24]	$RB = 0.1, 0.15, 0.2$ $RP = 0.5, 1.0, 1.5, 2.0$	$Nu = 0.1206Re^{0.75} Pr^{0.4} R_B^{0.2036} R_P^{-0.1008}$	$f = 2.5858Re^{-0.2} R_B^{0.6809} R_P^{-0.3672}$
8	Punch delta winglet vortex generator (P-CWT) [25]	$\alpha = 30^\circ, 50^\circ, 70^\circ$	$Nu = 0.013Re^{1.036} Pr^{0.3} \left(\frac{\alpha}{90^\circ}\right)^{0.548}$	$f = 37.748Re^{-0.493} \left(\frac{\alpha}{90^\circ}\right)^{0.37}$
9	Double-sided delta-winglet tape [6]	$PR = 0.5, 1.0, 1.5, 2.0, 2.5$ $\alpha = 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ$	$Nu = 0.122Re^{0.777} Pr^{0.4} (1 + \tan\alpha)^{0.427} (PR + 1)^{-0.6}$	$f = 1.546Re^{-0.0726} (1 + \tan\alpha)^{1.605} (PR + 1)^{-1.39}$
10	Straight tape with center [11]	$ep = 0.75, 1.0, 1.25$ $ew = 0.5, 0.67, 0.83$	$Nu = 0.101Re^{0.733} Pr^{0.4} (e_p)^{-0.265} (e_w)^{0.287}$	$f = 0.898Re^{-0.094} (e_p)^{-0.516} (e_w)^{0.655}$



11	<i>V-Shapped rings</i> [26]	RB = 0.1, 0.15, 0.2 RP = 0.5, 1.0, 1.5, 2.0	$Nu = 2.132Re^{0.603}Pr^{0.4}$ $R_B^{0.515}(R_P + 1)^{-0.477}$	$f = 836.54Re^{-0.225}$ $R_B^{1.984}(R_P + 1)^{-1.501}$
12	<i>Inclined horseshoe baffles</i> 20° [27]	BR = 0.1, 0.15, 0.2 PR = 0.5, 1.0, 2.0	$Nu = 0.1456Re^{0.7275}$ $Pr^{0.4}B_R^{0.1283}P_R^{-0.1926}$	$f = 4.9123Re^{-0.202}$ $B_R^{0.9991}P_R^{-0.3923}$
13	<i>Twisted cross-baffles</i> [7]	P/D = 1.0, 1.5, 2.0	$Nu = 0.093Re^{0.797}Pr^{0.4}\left(\frac{P}{D}\right)^{-0.403}$	$f = 1.414Re^{-0.096}\left(\frac{P}{D}\right)^{-1.036}$
14	<i>Straight cross-baffles</i> [7]	P/D = 1.0, 1.5, 2.0	$Nu = 0.072Re^{0.796}Pr^{0.4}\left(\frac{P}{D}\right)^{-0.342}$	$f = 10.988Re^{-0.095}\left(\frac{P}{D}\right)^{-0.855}$
15	<i>Alternate twisted-baffles</i> [7]	P/D = 1.0, 1.5, 2.0	$Nu = 0.075Re^{0.799}Pr^{0.4}\left(\frac{P}{D}\right)^{-0.249}$	$f = 0.895Re^{-0.093}\left(\frac{P}{D}\right)^{-0.669}$
16	<i>Equilateral triangular cross sectioned CW</i> [28]	P/D = 1, 2, 3 e/D = 0.0714, 0.0892	$Nu = 0.515Re^{0.584}Pr^{0.39}$ $\left(\frac{P}{D}\right)^{-0.334}\left(\frac{e}{D}\right)^{0.11}$	$f = 72.599Re^{-0.514}$ $\left(\frac{P}{D}\right)^{-0.367}\left(\frac{e}{D}\right)^{0.486}$
17	<i>CW placed separately</i> [29]	P/D = Radio de torsión s/D = Distancia de separación con respecto a la pared	$Nu = 0.077156Re^{0.716692}Pr^{0.4}$ $\left(\frac{P}{D}\right)^{-0.253417}\left(\frac{S}{D}\right)^{-0.124382}$	$f = 3.970492Re^{-0.367485}$ $\left(\frac{P}{D}\right)^{-0.31182}\left(\frac{S}{D}\right)^{-0.157719}$
18	<i>Circular-rings and twisted tapes</i> [30]	y/W = 3, 4, 5 l/Di = 1, 1.5, 2	$Nu = 0.326Re^{0.724}Pr^{0.4}$ $\left(\frac{l}{D}\right)^{-0.475}\left(\frac{y}{W}\right)^{-0.406}$	$f = 13.99Re^{-0.202}\left(\frac{l}{D}\right)^{-0.927}$ $\left(\frac{y}{W}\right)^{-0.619}$
19	<i>Combined non-uniform wire coil and TT (DI-coil)</i> [31]	Y = 3, 4	$Nu = 0.186Re^{0.713}Pr^{0.4}(Y)^{-0.249}$	$f = 22.366Re^{-0.277}(Y)^{-0.449}$
20	<i>Combined wire coil and TT</i> [32]	Y = 4, 6, 8 CR = 4, 6	$Nu = 4.47Re^{0.5}Pr^{0.4}$ $CR^{-0.382}Y^{-0.38}$	$f = 338.37Re^{-0.367}$ $CR^{-0.887}Y^{-0.455}$



21	Helical screw-tape with core-rod [33]	-	$Nu = 0.0094Re^{0.96}Pr^{0.333}$	$f = 15Re^{-0.478}$
22	Helical screw-tape without core-rod [33]	-	$Nu = 0.0215Re^{0.9143}Pr^{0.333}$	$f = 8.098Re^{-0.47}$
23	Twisted wire brush inserts [34]	$y = 100, 150, 200, 250$	$Nu = \left(\frac{[-6x10^{-9}]y^3 + [4x10^{-6}]y^2 - 0.0006y + 0.0945}{Pr^{0.33}} \right) \cdot Re^{([1x10^{-8}]y^3 - [6x10^{-6}]y^2 + 0.0011y + 0.6628)}$	$f = \left(\frac{[2x10^{-7}]y^3 + 0.0001y^2 - 0.0076y + 1.4492}{Re^{([6x10^{-9}]y^3 - [2x10^{-6}]y^2 - 0.0001y - 0.3651)}} \right)$
24	Regularly spaced quadruple twisted tapes in co arrangement (Co-RS-QTT) [35]	$s/y = 0.5, 1.0, 1.5, 2.0$	$Nu = 0.152Re^{0.678} \left(\frac{S}{y} \right)^{-0.039} Pr^{0.4}$	$f = 1.458Re^{-0.222} \left(\frac{S}{y} \right)^{-0.052}$
25	Regularly spaced quadruple twisted tapes cross arrangement (Cross-RS-QTT) [35]	$s/y = 0.5, 1.0, 1.5, 2.0$	$Nu = 0.565Re^{0.543} \left(\frac{S}{y} \right)^{-0.053} Pr^{0.4}$	$f = 1.93Re^{-0.24} \left(\frac{S}{y} \right)^{-0.041}$

3.2.1.1. Resultados gráficos caso de estudio 1.

A continuación, se presenta el análisis de resultado para validar el modelo de longitud térmica- Longitud hidráulica considerando las dos corrientes, en los cinco escenarios descritos en la sección 3.2.1. Para 25 promotores de turbulencia agrupados por familias (cinta trenzada, generador de vórtice, deflectores compuestos, alambre en espiral, cinta con varilla), los cuales, están referenciados por número en el eje X y sus correlaciones se referencian en la Tabla 31., donde el cero (0) referencia al tubo liso; en el eje Y se representa la longitud en metros, (L1, L2, L3, L4, L5 referencia la longitud térmica para cada escenario y Lh la longitud hidráulica., así mismo en la Tabla 3.2 se presentan las consideración del caso de estudio desarrollado.



Tabla 3.2. Caso de estudio 1: modelo Longitud térmica-longitud hidráulica considerando las dos corrientes.

Casos de Estudio		Diámetro interno tubo	Diámetro externo tubo	Número Reynolds	Caída de presión	viscosidad	Densidad	Capacidad calorífica	Conductividad térmica
		(mm)	(mm)		(kPa)	(Pa·s)	(kg/m ³)	(J/kg °C)	(W/m °C)
		7.67	13.1	10,000	15	0.0005474	988.02	4,182	0.64
	htubo	t _{in} tubo °C	Ta _{unt} tubo °C	T _w °C	t _{in} coraza °C	Ta _{unt} coraza °C	ΔTLM °C	hcoraza	Coefficiente de fricción
LT1	ho=(NU)*	20	80	100	NA	NA	43.28085	NA	fo=f*
LT2	ho=(NU)*	20	80	NA	100	100	43.28085	500000	fo=f*
LT3	ho=(NU)*	20	80	NA	100	30	14.42695	500000	fo=f*
LT4	ho=(NU)*	20	80	NA	100	100	43.28085	hcoraza=htubo=f(Nu)*	fo=f*
LT5	ho=(NU)*	20	81	NA	100	30	14.42695	500	fo=f*

Nota: Nu*- f* Nusselt y del factor de fricción para promotores de turbulencia.

En la Figura 3.3, 3.4, 3.5, 3.6, 3.7 la barra azul representa la longitud hidráulica y las demás representan la longitud térmica para cada escenarios planteados, a) LT1: caso base, no se considera el efecto de la corriente opuesta; b) LT2: donde htubo << hcoraza con cambio de fase; c) LT3: donde htubo << hcoraza sin cambio de fase; d) LT4: donde htubo = hcoraza; e) LT5: donde htube >> hcoraza, para promotores de turbulencia tipo Cinta Trenzada, tipo Generador de vórtice ,tipo Deflector compuesto , tipo Alambre Enrollado, tipo Cinta con Varilla respectivamente, la interpretación de los diagramas es que un diseño factible es aquel en el que la longitud hidráulica es mayor que la longitud térmica. Cuando se dan las condiciones opuestas, esto significa que la caída de presión se absorbe en una longitud corta incluso antes de que se cumpla la carga térmica.



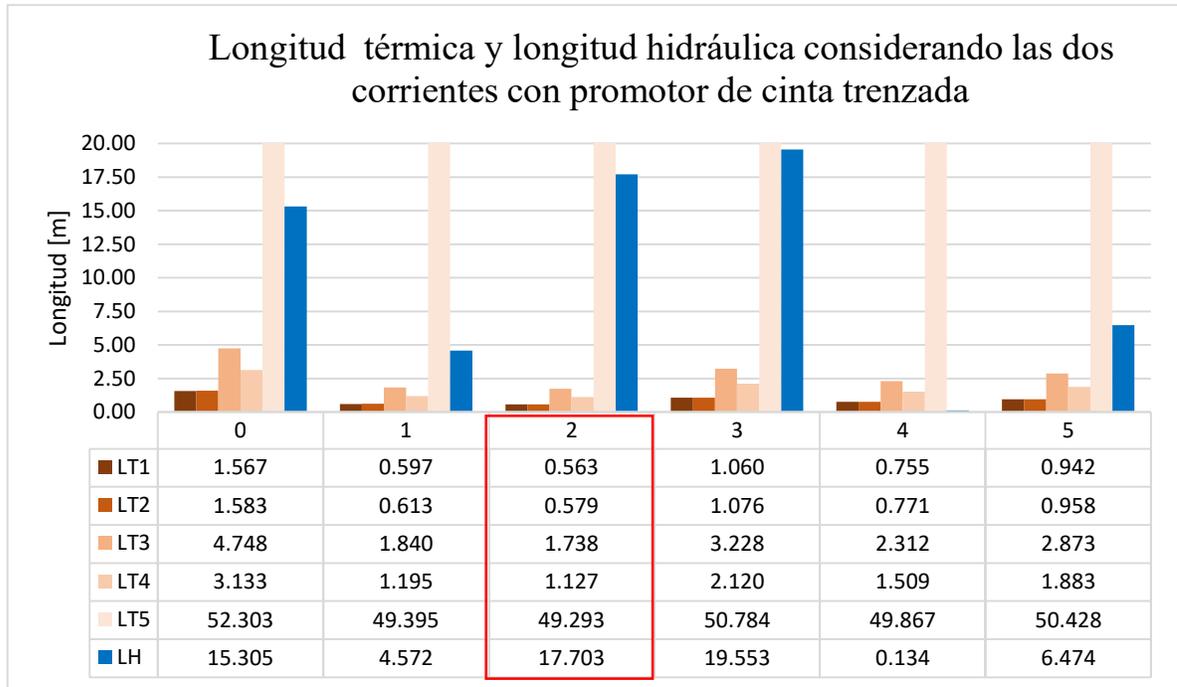


Figura 3.3. Longitud térmica y longitud hidráulica considerando las dos corrientes con promotor tipo Cinta trenzada.



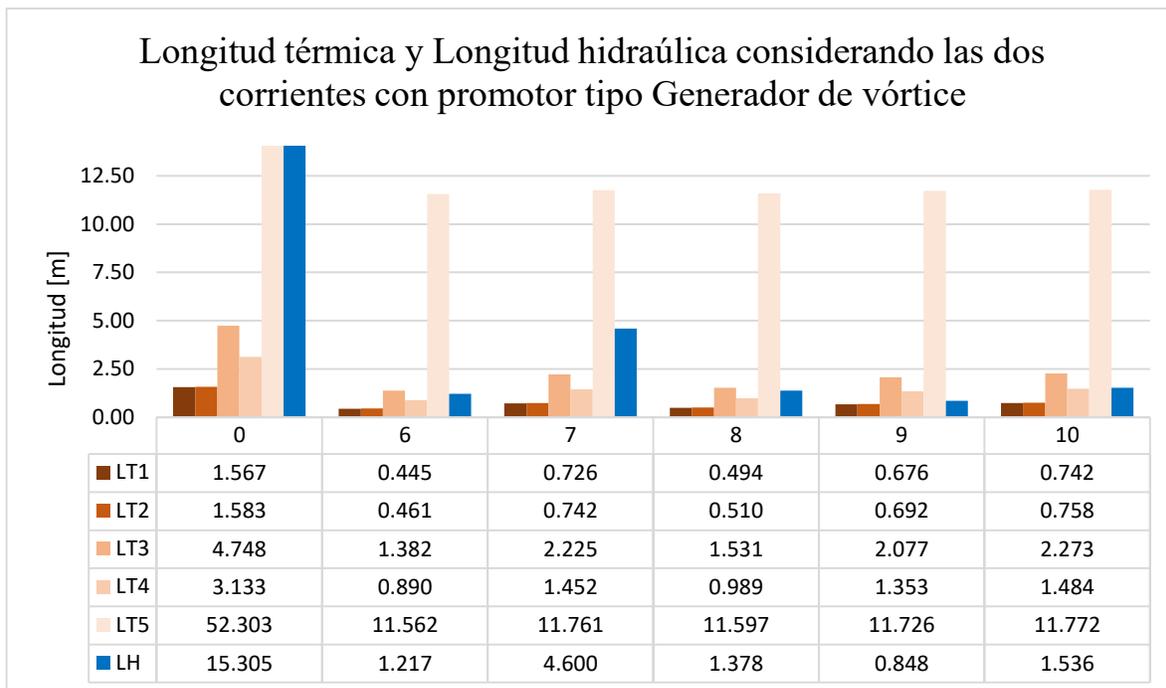


Figura 3.4. Longitud térmica y longitud hidráulica considerando las dos corrientes con promotor tipo Generador de vórtice.

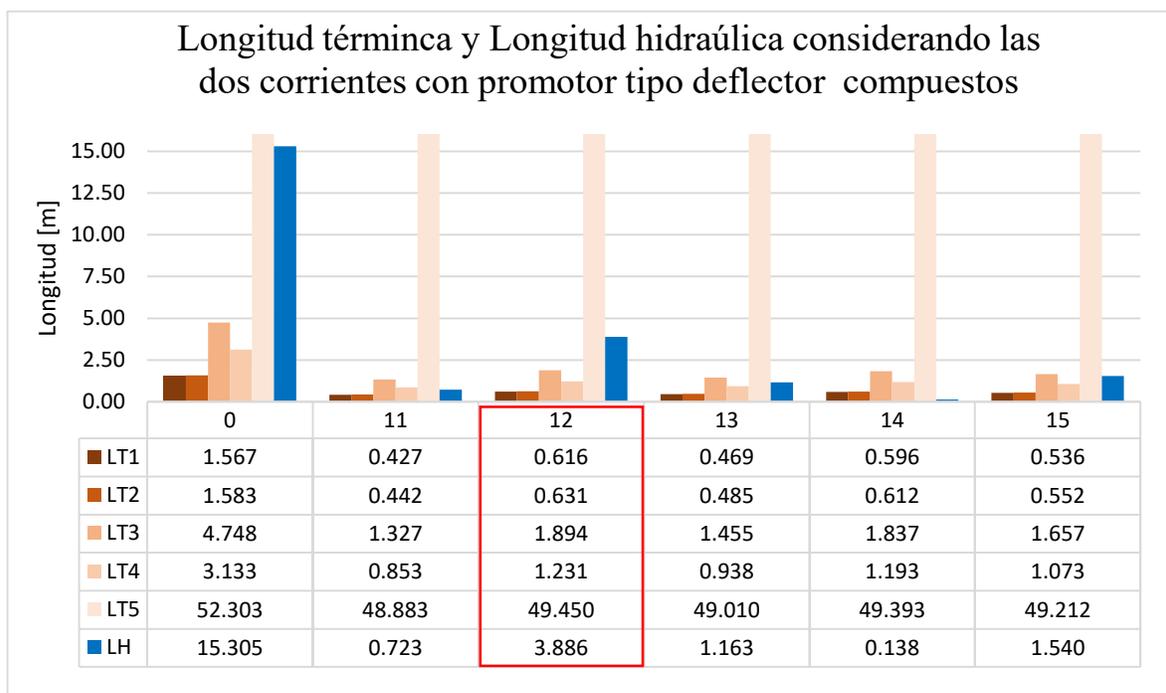


Figura 3.5. Longitud térmica y longitud hidráulica considerando las dos corrientes con promotor tipo Deflector compuesto

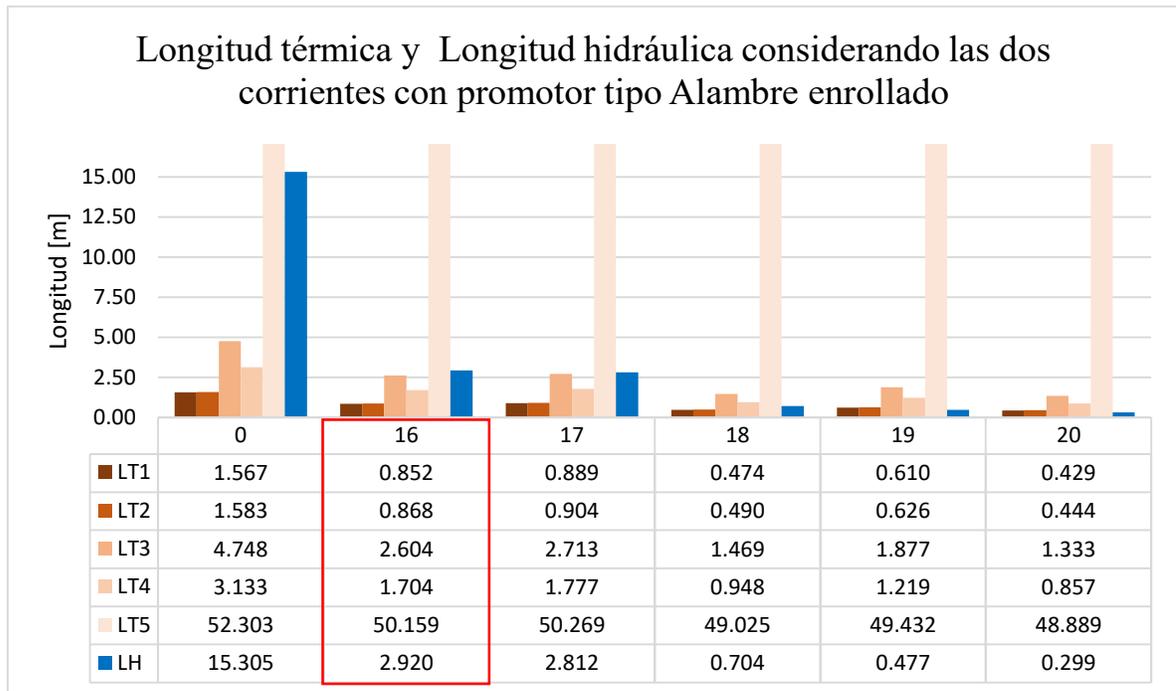


Figura 3.6. Longitud térmica y longitud hidráulica considerando las dos corrientes con promotor tipo Alambre enrollado.



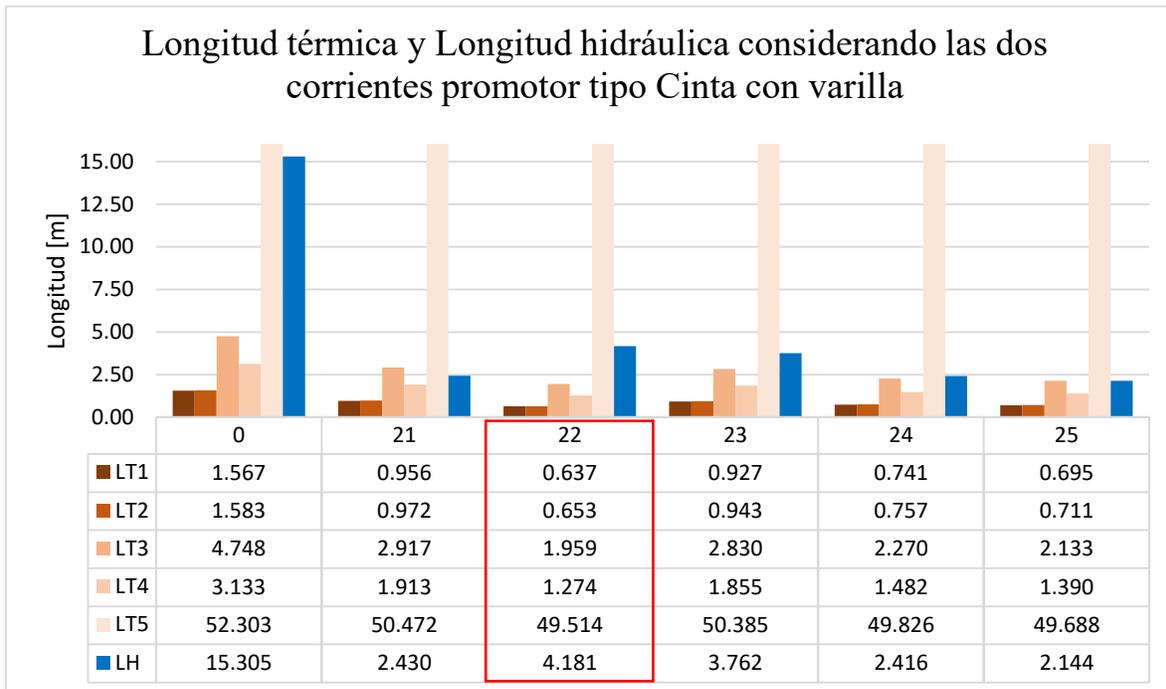


Figura 3.7. Longitud térmica y longitud hidráulica considerando las dos corrientes con promotor tipo Cinta con varilla.

3.2.1.2. Análisis de resultados

Es importante recordar que en la evaluación del desempeño termo-hidráulico, la longitud térmica no debe ser mayor a la longitud hidráulica, debido a que se espera que se logre la transferencia de calor antes de exceder los límites de caída de presión.

El análisis de resultados se hace comparando cada uno de los escenarios versus el escenario 1:

1. Cuando se compara el **escenario 1** donde se considera el intercambiador de calor como un tubo, con una temperatura homogénea en la pared T_w y un fluido en tubo con un coeficiente de transferencia de calor h_1 , versus el **escenario 2** donde se considera el intercambiador de calor como un sistema compuesto por dos fluidos a diferentes temperaturas, un fluido en tubo con un coeficiente de transferencia de calor h_1 y un fluido



en coraza con cambio de fase y temperatura constante h_2 , los resultados muestran un cambio aproximado del 1.9% en el coeficiente global de transferencia, lo cual, produce un aumento del 2.3% en la longitud térmica en todos los promotores de turbulencia, no presentando mayores variaciones en el desempeño termo-hidráulico de los promotores de turbulencia con respecto al escenario ideal 1.

2. Cuando se compara el **escenario 1** versus el **escenario 2** donde se considera el intercambiador de calor como un sistema compuesto por dos fluidos a diferentes temperaturas, un fluido en tubo con un coeficiente de transferencia de calor h_1 y un fluido en coraza sin cambio de fase h_2 , los resultados muestran un cambio de aproximado del 1.9% en el aumento del coeficiente global de transferencia, un aumento del 4 veces en la longitud térmica. Este aumento en la longitud térmica es producto de la reducción de temperatura media logarítmica, lo cual se considera un aumento significativo debido a que algunos promotores que presentaban desempeño termo-hidráulico aceptable en los anteriores escenarios, con este aumento en la longitud térmica ya no ofrecen diseños aceptables.

3. Cuando se compara el **escenario 1** versus el **escenario 4** que contempla el intercambio de calor entre dos fluidos a diferentes temperaturas, con coeficientes de transferencia de calor iguales, los resultados muestran que el coeficiente global de transferencia se reduce un 50%, lo que genera un aumento del doble en las longitudes térmicas afectando el desempeño termo-hidráulico de los promotores.

4. Cuando se compara el **escenario 1** versus el **escenario 5** donde; se considera el intercambio de calor entre dos fluidos a diferentes temperaturas, un fluido en tubos con un coeficiente h_1 y un fluido externo en coraza h_2 con un valor menor a h_1 , los resultados muestran una disminución de aproximadamente el 92% en el coeficiente global de transferencia, lo cual, conlleva al aumento de aproximadamente 8 veces de la longitud



térmica. En este escenario el usar un promotor de turbulencia no es viable, pues la transferencia está dirigida por el fluido con el menor coeficiente calor, en este caso el fluido externo, por lo tanto, no es efectivo usar un promotor de turbulencia. Además, de que las longitudes térmicas son muy grandes en comparación con las longitudes hidráulicas, lo que se traduciría en dimensiones excesivamente grandes de intercambiador, lo que elevaría su costo.

3.2.1.3. Análisis para el diseño de intercambiadores de calor utilizando promotores de turbulencia.

Con la Figura 3.8. se busca mostrar la relación de las variables comunes y las variables de salida comparativas en el diseño de intercambiador de calor con tubo liso subíndice tl y en el diseño de intercambiador con promotor de turbulencia subíndice tp usando la metodología de longitud térmica-longitud hidráulica para la selección de promotores de turbulencia

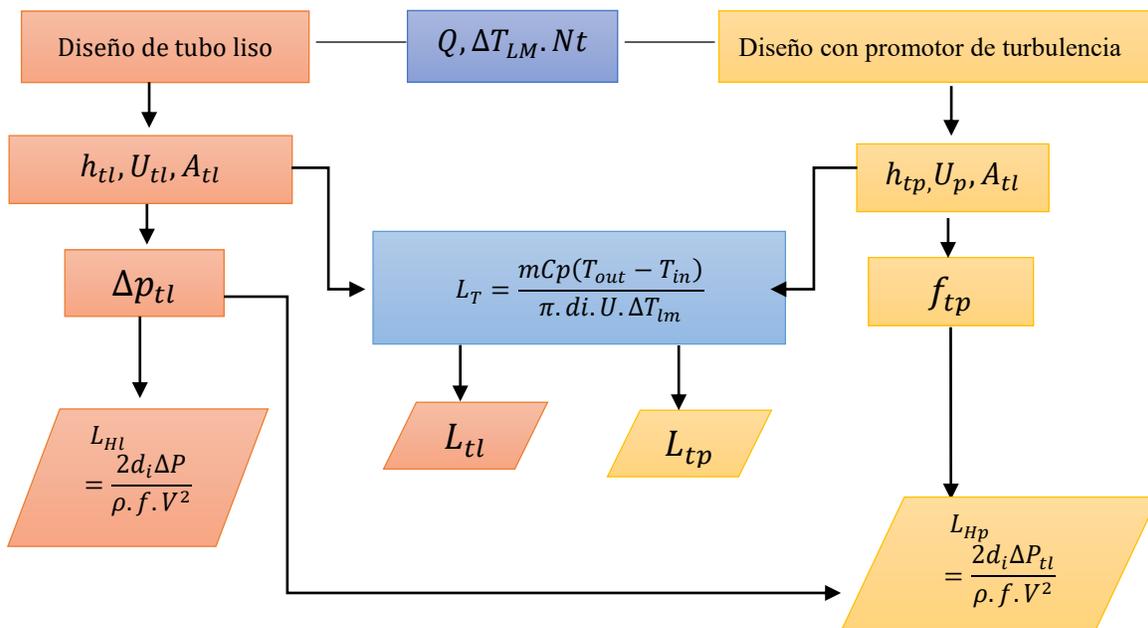


Figura3.8. Metodología de longitud térmica-longitud hidráulica en diseño del intercambiador de calor.



A continuación la metodología de diseño de intercambiador de calor (Coulson, J. M. 1996). tomada y ajustada al diseño con promotor del intercambiador con promotor de turbulencia:

1. Definir la traza de transferencia de calor, tasa de flujos de fluidos, temperaturas.
2. Reunir las propiedades físicas de los fluidos requeridas: densidad, viscosidad, capacidad calorífica, conductividad.
3. Definir el tipo de intercambiador.
4. Seleccionar un valor de prueba para un coeficiente general de U.
5. Calcular la diferencia de temperatura media.
6. Calcular el área de transferencia requerida.
7. Definir diseño del intercambiador.
8. Calcular coeficiente de transferencia individual en función del número de Nusselt correspondiente al promotor de turbulencia que este integrando en el diseño.
9. Calcular el coeficiente general y compararlo con el valor de prueba. Si el valor difiere significativamente del valor estimado, sustituir el cálculo por el valor estimado y volver al paso 6.
10. Calcular la caída de presión.

Los promotores de turbulencia en el diseño de nuevos equipos, representan un medio económico y práctico de aumentar el rendimiento térmico, reducir el tamaño para una carga térmica determinada a expensas de una mayor caída de presión. Las características termohidráulicas de un promotor de turbulencia implementado dentro del tubo del intercambiador de calor pueden ser tales que, en el diseño, resulte en un área de transferencia



más pequeña y una caída de presión más baja en comparación con un intercambiador de calor de tubo liso si se elige correctamente el promotor de turbulencia.

3.3. Resultados gráficos del diseño de intercambiadores de calor utilizando promotores de turbulencia.

Las consideraciones para el diseño un intercambiador de calor de tubo y coraza se hace partiendo de los datos que se presentan en la Tabla 3.3. Las dimensiones del tubo para este caso son: diámetro interior, 0,016 m; diámetro exterior, 0,02.

Tabla 3.3. Caso estudio 2: longitud térmica y longitud hidráulica en diseño de intercambiado de calor.

Caso estudio 2				
Tubo			coraza	
	unidades			Unidades
m	kg/s	22	M	Kg/s
T _{in}	C	95	T _{in}	C
T _{unt}	C	40	T _{unt}	C
T promedio		67.5	t promedio	
cp	kJ/kgC	4.2	C _p	kJ/kgC
densidad	kg/m ³	995	densidad	kg/m ³
viscosidad	N/m ²	0.0008	viscosidad	N/m ²
conductividad	W/mC	0.59	conductividad W/mC	W/mC

En la Tabla 3.4. se muestra la longitud térmica e hidráulica cuando se diseña el intercambiador con promotores de turbulencia, y en la Figura 3.9. se referencia el cambio en la caída de presión con el uso del promotor de turbulencia.

Tabla 3.4. Resultado de la longitud térmica y la longitud hidráulica en diseño del intercambiador de calor.

	Promotor	LT	LH
0	TUBO LISO	4.400	4.400
1	<i>Twisted tape with wire-nails</i> [3]	3.818	5.271
2	<i>V-Cut twisted tape</i> [6]	3.337	4.968
3	<i>Square-cut TT</i> [15]	3.892	5.499
4	<i>TT with center wings (WT)</i> [10]	3.630	0.667



5	<i>Triple twisted tape inserts</i> [26]	3.433	1.365
6	<i>Punch delta winglet vortex generator (PDWVG)</i> [35]	3.273	0.389

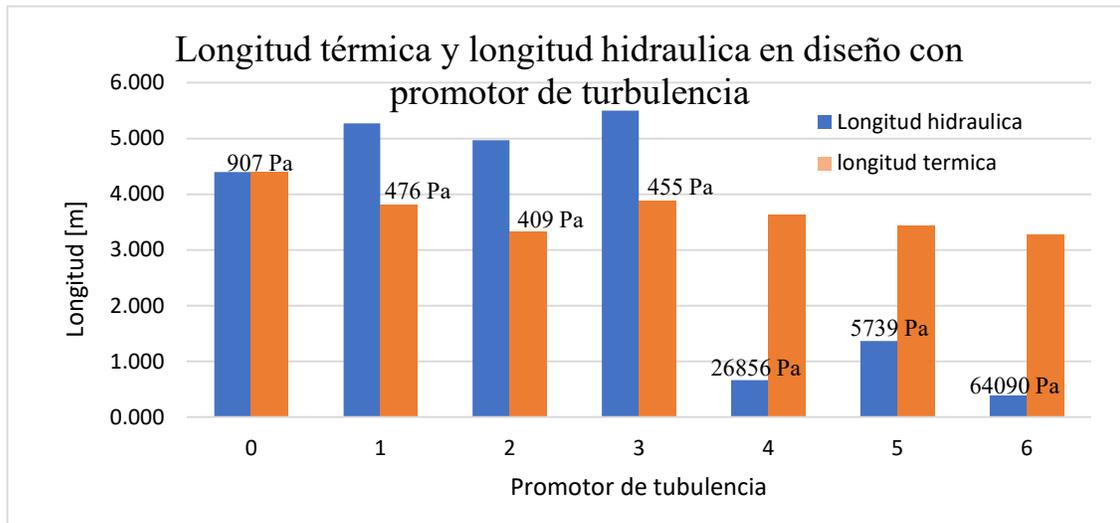


Figura 3.9. Longitud térmica y longitud hidráulica en diseño con promotor de turbulencia.

Análisis de resultados:

- La selección del mejor promotor de turbulencia corresponde en este ejercicio particular al promotor número 2 (*V-Ccut twisted tape*), debido a que la longitud térmica es menor y una longitud hidráulica mayor que la longitud termina, el objetivo de cumplir la transferencia de calor se realiza en una menor longitud y no se excede los límites de la caída de presión con relación al tubo liso, por el contrario entrega una menor caída de presión.
- El promotor número 6 (*Punch delta winglet vortex generator*) es un promotor que si bien entrega la menor longitud térmica, la caída de presión esta fuera del margen permitido con relación al tubo liso.



- La selección adecuada de un promotor de turbulencia permite diseñar intercambiadores de calor definido, con una menor área de transferencia, lo que se traduce en equipos más pequeños y con menor caída de presión, como se observa con el promotor número 1, 2, 3.

3.4. Conclusión del capítulo III:

Se presenta la evaluación de la objetividad del modelo de longitud térmica -longitud hidráulica en la selección del promotor de turbulencia cuando se integra en el diseño y en la readecuación del intercambiador de calor y se concluye que la consideración de los dos fluidos en la evaluación del modelo longitud térmica - longitud hidráulica no altera la selección del promotor, pero impone límites a la magnitud del efecto. Se considera ahora importante desarrollar metodologías que permitan generalizar la evaluación del desempeño de forma ecuánime para identificar cual es más indicado para cada tipo de proceso en particular.



Capítulo IV

4. Metodología de selección de promotores de turbulencia basada en la reducción de pérdidas de irreversibilidad.

En este capítulo se desarrollará la teoría para el análisis de Segunda Ley en la readecuación de intercambiadores de calor mediante la implementación de promotores de turbulencia, se revisarán la relación de los conceptos de irreversibilidad, entropía, generación de entropía y exergía para dar continuidad con la base del análisis termodinámico.

Se hace énfasis en la evaluación cuantitativa de la irreversibilidad en el intercambiador de calor, específicamente la irreversibilidad causada por la diferencia de temperaturas finitas y la irreversibilidad causada por la fricción del fluido, como variable en la selección del promotor de turbulencia que mejore el desempeño termo-hidráulico del equipo existente.

Con el uso del promotor de turbulencia se busca mejorar el desempeño termo-hidráulico del intercambiador y a su vez, se busca incrementar la recuperación de calor. A través de conceptos de Segunda Ley de la Termodinámica como la exergía o trabajo disponible depende de la cantidad de entropía producida, por lo tanto, un promotor de turbulencia usado en la readecuación del intercambiador de calor para mejorar el desempeño termo-hidráulico que produzca menos entropía por irreversibilidad destruye menos trabajo disponible y esto aumenta la eficiencia total del intercambiador (Bejan, 1996).

La generación de entropía local S''_{gen} se determina combinando la irreversibilidad de la transferencia de calor $(S''_{gen})_H$ y la irreversibilidad de la fricción del fluido $(S''_{gen})_F$ de acuerdo con las siguientes relaciones (Mwesigye, et al., 2016):



$$S'''_{gen} = (S'''_{gen})_F + (S'''_{gen})_H \quad (4.1)$$

S'''_{gen} generación de entropía volumétrica, $W m^{-3} k^{-1}$

$(S'''_{gen})_F$ generación de entropía volumétrica debido a la fricción del fluido, $W m^{-3} k^{-1}$

$(S'''_{gen})_H$ generación de entropía volumétrica debido a la transferencia de calor, $W m^{-3} k^{-1}$

La generación de entropía por unidad de volumen debido a la irreversibilidad de la fricción del fluido S'''_{gen} está dada por:

$$S'''_{gen,F} = S'''_{PROD,VD} + S'''_{PROD.TD} \quad (4.2)$$

$S'''_{PROD,VD}$ es el término que representa la producción de entropía por disipación directa y viene dado por:

$$S'''_{PROD,VD} = \frac{\mu}{T} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (4.3)$$

T: temperatura K, μ viscosidad Pa s, $u_i u_j$ son las componentes de velocidad promediadas en el tiempo en las direcciones i y j respectivamente

$S'''_{PROD.TD}$ representa la producción de entropía por disipación indirecta o turbulenta y está dada por:

$$S'''_{PROD.TD} = \frac{\rho \varepsilon}{T} \quad (4.4)$$

Donde ε es la tasa de disipación turbulenta m^3/s^2 , ρ densidad $Kg m^{-3}$, T temperatura K

La generación de entropía por unidad de volumen debido a la irreversibilidad de la transferencia de calor viene dada por:

$$(S'''_{gen})_H = S'''_{PROD,T} + S'''_{PROD.TG} \quad (4.5)$$

Donde $S'''_{PROD,T}$ representa la producción de entropía por transferencia de calor con temperaturas medias y viene dado por:



$$S'''_{PROD,T} = \frac{\lambda}{T^2} (\nabla T)^2 \quad (4.6)$$

Donde λ es la conductividad térmica W/m/K, $S'''_{PROD.TG}$ es la producción de entropía por transferencia de calor con temperaturas fluctuantes dada por:

$$S'''_{PROD.TG} = \frac{\alpha_t}{\alpha} \frac{\lambda}{T^2} (\nabla T)^2 \quad (4.7)$$

Donde α_t , α son la difusividad térmica viscosas y turbulentas $m^2 s^{-1}$, respectivamente.

Para un elemento de fluido de volumen V , la tasa de generación de entropía se obtiene como la integral de la tasa de generación de entropía por unidad de volumen de acuerdo con:

$$S_{gen} = \iiint S'''_{tot} dV \quad (4.8)$$

Benja, 1977, definió un procedimiento para cuantificar el grado de imperfección termodinámica como la tasa de generación de entropía en un intercambiador de calor como:

$$\dot{s}_{gen} = \dot{m}_c (s_{c,out} - s_{c,in}) + \dot{m}_h (s_{h,in} - s_{h,out}) \quad (4.9)$$

donde: \dot{s}_{gen} representa la tasa de generación de entropía [W/k], \dot{m} el caudal másico [kg/s].

La irreversibilidad en un intercambiador de calor es causada por la diferencia de temperaturas finitas y la caída de presión por fricción de las corrientes entre su entrada y salida, por lo tanto, la tasa de generación de entropía debido a la irreversibilidad de la transferencia de calor y la fricción del fluido dentro del intercambiador de calor se describe como:

$$\dot{s}_{gen} = \dot{s}_{gen,h} + \dot{s}_{gen,f} \quad (4.10)$$

La entropía generada por la diferencia de temperaturas finitas para las dos corrientes esta define como:



$$\dot{s}_{gen,h} = (\dot{m}Cp)_h \ln \frac{T_{h,out}}{T_{h,in}} + (\dot{m}Cp)_c \ln \frac{T_{c,out}}{T_{c,in}} \quad (4.11)$$

La tasa de generación de entropía debida a la fricción del fluido o la caída de presión para las corrientes incompresibles frías y calientes se da como:

$$\dot{s}_{gen,f} = \dot{m}_c \frac{v_c}{T_{c,in}} \Delta P_c + \dot{m}_h \frac{v_h}{T_{h,in}} \Delta P_h \quad (4.12)$$

Por lo tanto, la tasa de generación de entropía total del intercambiador de calor es:

$$\dot{s}_{gen} = (\dot{m}Cp)_h \ln \frac{T_{h,out}}{T_{h,in}} + (\dot{m}Cp)_c \ln \frac{T_{c,out}}{T_{c,in}} + \dot{m}_c \frac{v_c}{T_{c,in}} \Delta P_c + \dot{m}_h \frac{v_h}{T_{h,in}} \Delta P_h \quad (4.13)$$

donde: \dot{s}_{gen} representa la tasa de generación de entropía [W/k], \dot{m} el caudal másico [kg/s], Cp capacidad calorífica específica [J Kg⁻¹K⁻¹], $T_{h,out}$, $T_{h,in}$ temperatura de salida y de entrada fluido caliente respectivamente [K], $T_{c,out}$, $T_{c,in}$ temperatura de salida y de entrada del fluido frío [k], ΔP_h caída de presión. Pa.

Relación: entropía-irreversibilidad-exergía.

En la Figura 4.1. se referencia la relación entre la entropía total que se genera en un proceso de transferencia de calor, la cual se debe a los gradientes de temperatura y a la caída de presión (σ) (Cao *et al.*, 2020). La entropía está relacionada con la irreversibilidad del proceso a través de la temperatura ambiente,

$$Irreversibilidad = \sigma T_0 \quad (4.14)$$



Así mismo la irreversibilidad representa la pérdida de exergía, y este término se refiere a la pérdida de la capacidad del sistema de producir trabajo útil. en la Figura 4.2 se referencia la metodología para el calculo de la irreversibilidad en la readecuación del intercambiador con el uso de promotor de turbulencia.

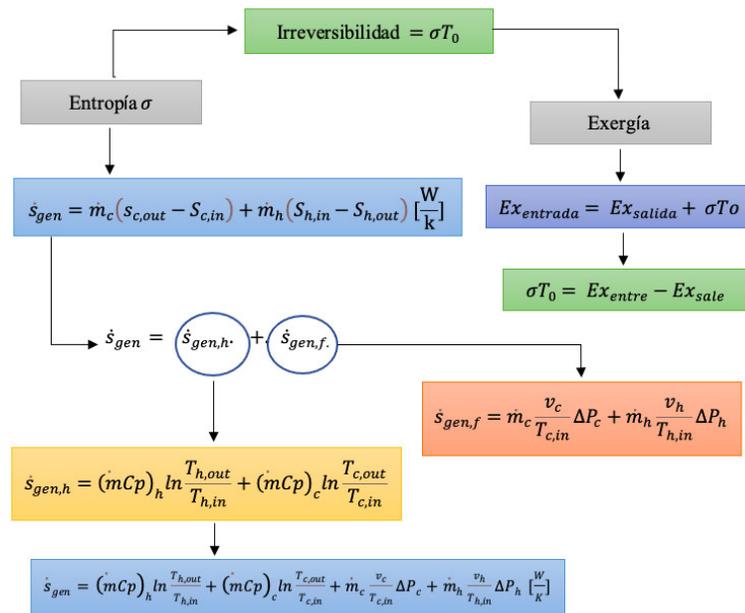


Figura 4.1. Relación entre la entropía, la irreversibilidad y la exergía



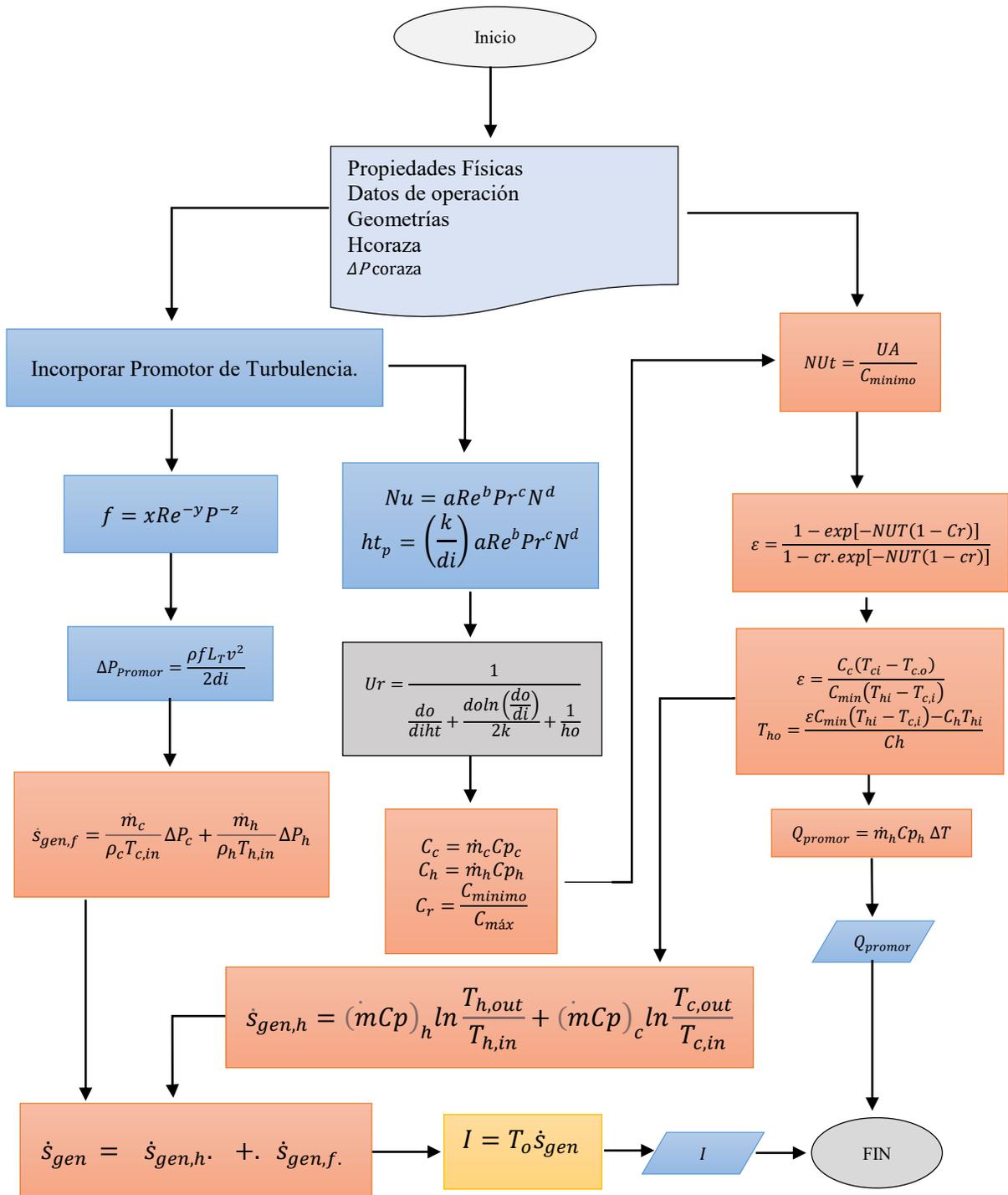


Figura 4.2. Metodología de análisis de segunda ley en readecuación de intercambiador de calor con promotor de turbulencia.



Descripción de la metodología y ecuaciones utilizadas

Partiendo de conocer las condiciones de operación y las datos geométricos del intercambiador de calor existente, lo primero es conocer el régimen del flujo en el tubo y en la coraza, para esto partimos del calculo del área del tubo A_t , que esta en función del diámetro interno tubo d_i [m] que es un dato conocido del intercambiador construido (Coulson, J. M. 1996)

$$A_t = \frac{\pi d_i^2}{4} [m^2] \quad (4.14)$$

- ✓ Con el calculo de esta área de tubo A_t , el N_t : número de tubos y el numero de pasos por los tubos se realiza el calculo del Área total de tubo A_{tt} . (Coulson, J. M. 1996)

$$A_{tt} = \frac{N_t A_t}{\text{numero de pasos}} [m^2] \quad (4.15)$$

- ✓ Conociendo el flujo másico en tubos del intercambiado de calor y el área total de tubos lo siguiente es conoce la velocidad másica de tubos G_t (Coulson, J. M. 1996)

$$G_t = \frac{\dot{m}_t}{A_{tt}} \left[\frac{Kg}{m^2s} \right] \quad (4.16)$$

- ✓ Con el calculo de la velocidad de tubo v_t , se calcula el numero de Reynolds y el número de Prant para describir el régimen de flujo del fluido. (Coulson, J. M. 1996)

$$v_t = \frac{G_t}{\rho} \left[\frac{m}{s} \right] \quad (4.17)$$

- ✓ Reynolds de tubo (Coulson, J. M. 1996)

$$Re_t = \frac{v_t \rho d_i}{\mu} \quad (4.19)$$

- ✓ Número de Prant (Coulson, J. M. 1996)



$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} \quad (4.20)$$

- ✓ El cálculo del Número de Nusselt Tubo liso, las correlaciones de Nusselt para los diferentes promotores se relaciona en el apéndice 1

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (4.21)$$

- ✓ Conociendo el número de Nusselt, el diámetro del tubo y la conductividad térmica se calcula el Coeficiente local de transferencia de tubo (Coulson, J. M. 1996)

$$h_i = \frac{Nu k}{d_i} \quad (4.22)$$

- ✓ Así mismo se debe de calcular el régimen de flujo, Reynolds coraza (Coulson, J. M. 1996)

$$Re_s = \frac{D_e G_s}{\mu} \quad (4.23)$$

De: diámetro equivalente

Gs: gasto másico coraza

- ✓ Nusselt coraza

$$Nu = 0.36 \left(\frac{D_e * G_s}{\mu} \right)^{0.55} \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (4.24)$$

Velocidad coraza

$$v_s = \frac{\dot{m} \rho}{A_s} \quad (4.25)$$



A_s área de la coraza

- ✓ Integrando en el calculo del coeficiente global de transferencia de calor: (Coulson, J. M. 1996)

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_{od}} + \frac{d_o \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2k_w} + \frac{d_o}{d_i} * \frac{1}{h_{id}} + \frac{d_o}{d_i} + \frac{1}{h_i} \quad (4.26)$$

U_o = coeficiente global [$W/m^2 \text{ } ^\circ C$]

H_o = Coeficiente local de transferencia del fluido externo [$W/m^2 \text{ } ^\circ C$]

H_i = Coeficiente local de transferencia del fluido interno [$W/m^2 \text{ } ^\circ C$]

H_{od} =factor de ensuciamiento externo [$W/m^2 \text{ } ^\circ C$]

H_{id} = factor de ensuciamiento interno [$W/m^2 \text{ } ^\circ C$]

K_w =Conductividad térmica del materia del tubo [$W/m^2 \text{ } ^\circ C$]

D_i = diámetro interno del tubo [m]

D_o = diámetro externo, [m]

- ✓ Se Calcula el trabajo Térmico Q: (Coulson, J. M. 1996)

$$Q = mcp\Delta T. [w] \quad (4.27)$$

- ✓ Temperatura. Media logarítmico: (Coulson, J. M. 1996)

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{in2} - T_{out1}) - (T_{out2} - T_{in1})}{\ln\left(\frac{(T_{in2} - T_{out1})}{(T_{out2} - T_{in1})}\right)} \quad (4.28)$$



- ✓ Factor de corrección temperatura F_t , válido para un paso por coraza y pasos pares por tubo. (Coulson, J. M. 1996)

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad F_t = \frac{\sqrt{(R^2 + 1) \ln \left[\frac{(1 - S)}{(1 - RS)} \right]}}{(R - 1) \ln \left[\frac{2 - S [R + 1 - \sqrt{(R^2 + 1)}]}{2 - S [R + 1 + \sqrt{(R^2 + 1)}]} \right]} \quad (4.29)$$

- ✓ Área de transferencia:

$$A = \frac{Q}{U \Delta T_{ml}} \quad (4.30)$$

- ✓ Longitud de tubo:

$$L_t = \frac{A}{N_t \pi d_e} [m] \quad (4.31)$$

- ✓ Coeficiente de fricción del tubo:

$$f = 0.184 * Re^{-0.2} \quad (4.32)$$

- ✓ Caída de presión en el tubo

$$\Delta P = \frac{\rho f L_t v_t^2}{2 d_o} [Pa] \quad (4.33)$$

- ✓ Potencial térmico

$$C = \dot{m} C_p \quad (4.34)$$



Cp es la capacidad calorífica (J/kg K), m es el flujo másico kg/s

- ✓ Relación de potenciales térmico Cr [32]

$$Cr = \frac{C_{\text{minimo}}}{C_{\text{maximo}}}$$

- ✓ Número de Unidades de Transferencia NUT [33]

$$NUT = \frac{U * A}{C_{\text{min}}}$$

- ✓ Efectividad

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1 - Cr)]}{1 - Cr \cdot \exp[-NUT(1 - Cr)]} \quad Cr < 1.$$

- ✓ Efectividad valido para un paso por coraza y número par de pasos por tubo) (Coulson, J. M. 1996)

$$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + C_r + (1 + C_r)^{1/2} * \frac{1 + \exp \left[-NUT (1 + C_r^2)^{1/2} \right]}{1 - \exp \left[-NUT (1 + C_r^2)^{1/2} \right]} \right\}^{-1}$$

- ✓ Con la efectividad se calcula de la temperatura de salida (Coulson, J. M. 1996)

$$\varepsilon = \frac{C_h(T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{\text{min}}(T_{h,i} - T_{c,i})}$$

$$\varepsilon = \frac{C_c(T_{c,i} - T_{c,o})}{C_{\text{min}}(T_{h,i} - T_{c,i})}$$



- ✓ Cálculo de la entropía esta en función de las capacidades caloríficas de los fluidos Cp, el flujo másico, las temperaturas de entrada y salida y la caída de presión.

$$\dot{S}_{gen} = (\dot{m}Cp)_t \ln \frac{T_{t,out}}{T_{t,in}} + (\dot{m}Cp)_c \ln \frac{T_{c,out}}{T_{c,in}} + \dot{m}_t \frac{v_t}{T_{t,in}} \Delta P_t + \dot{m}_c \frac{v_c}{T_{t,in}} \Delta P_c$$

4.1. Resultados gráficos en selección de promotores de turbulencia basada en la reducción de pérdidas de irreversibilidad en readecuación del intercambiador de calor

En las Tablas 4.2, se presentan los resultados, cuando se incorpora un promotor de turbulencia en un intercambiador de calor en términos del trabajo térmico y la caída de presión. La evaluación de selección del mejor promotor de turbulencia se realiza con la metodología de análisis de segunda ley y de longitud térmica-longitud hidráulica, en la Tabla 4.1. muestra los datos de operación para el caso de estudio.

Tabla 4.1 . Datos caso de estudio readecuación de intercambiador de calor.

Caso de estudio			
	unidades	Tubo	Coraza
m	kg/s	68.9	27.8
Tin	C	298	368
Tunt	C	313	313
T promedio		305.5	340.5
cp	kJ/kgC	4.2	2.84
densidad	kg/m3	995	750
viscosidad	N/m2	0.0008	0.00034
conductividad	W/mC	0.59	0.19

Tabla 4.2. Carga térmica y caída de presión de los promotores referenciados en la figura 4.4 y 4.5

	Promotor de turbulencia	Q KW	Caída presión tubo pa
6	<i>V-Cut twisted tape</i> [6]	4501	1722
3	<i>Twisted tape with wire-nails</i> [3]	4427	1523



1	<i>Perforated twisted tape</i> [1]	4481	6718
2	<i>Double perforated counter twisted tape</i> [2]	4470	6896
0	Tubo liso	4339	2443
9	<i>TT with alternate axes and triangular wings</i> [9]	4452	11797
8	<i>TT with alternate axes and triangular wings</i> [8]	4458	12935
7	<i>TT with alternate axes and trapezoidal wings</i> [7]	4464	14673
10	<i>TT with center wings (WT)</i> [10]	4440	13622
5	<i>Co-Helically twisted tape</i> [5]	4452	17807
4	<i>C-Helically twisted tape</i> [4]	4493	53216

En la Figura 4.4 se relacionan las irreversibilidades del intercambiador de calor readecuado con el intercambiador de calor original, así mismo, se hace referencia la participación de la irreversibilidad por transferencia de calor y la irreversibilidad por caída de presión. También, podemos observar los datos normalizados con relación a la irreversibilidad del tubo liso, conforme la irreversibilidad del promotor que es mayor a 1 corresponde a un aumento de la irreversibilidad y si es menor a 1 una disminución en la irreversibilidad. Los promotores 6, 3, 1, 2 son los promotores con menor irreversibilidad, lo cual indica que este es el promotor con el mejor desempeño termodinámico. Los promotores 9, 8, 7, 10, 5, 4 ofrecen una mayor irreversibilidad en la readecuación del intercambiador. Se identifica que la mayor participación en la generación de irreversibilidad es causada por el flujo del fluido representada en el factor de fricción y reflejada en la caída de presión.



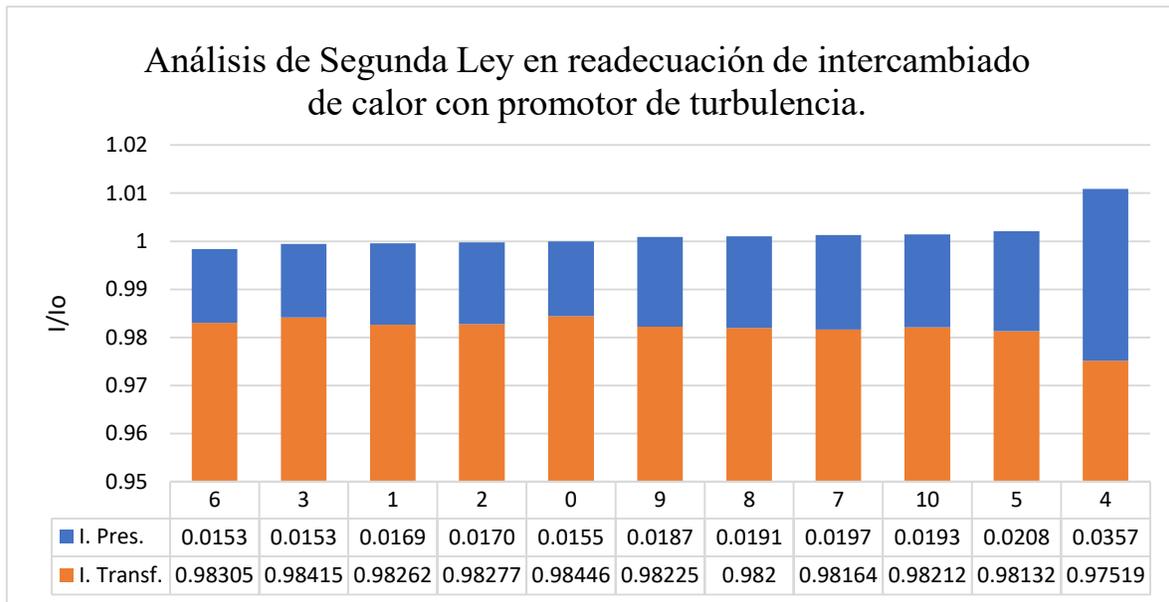


Figura 4.4. Análisis de segunda ley en readecuación de intercambiador de calor con promotor de turbulencia.

La Figura 4.5, corresponde al análisis termo hidráulico, el número cero (0) corresponde al intercambiador de calor sin promotor de turbulencia, en efecto, la incorporación del promotor en la readecuación genera cambios en el desempeño del intercambiador aumentando la carga térmica reflejada en una disminución de la longitud térmica a expensas de un aumento en la caída de presión reflejada en la disminución de la longitud hidráulica. Los promotores 6, 3, 1, 2 ofrecen las mejores condiciones de desempeño, ya que cumplen los criterios de evaluación del modelo, es decir la longitud térmica menor a la longitud hidráulica y tienen menores longitudes.



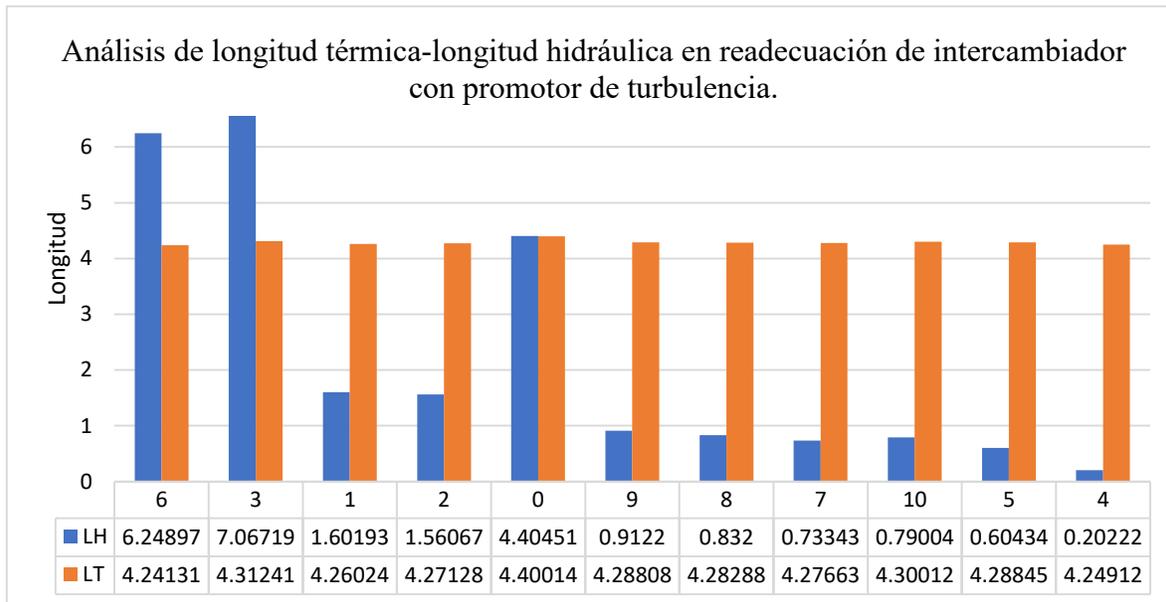


Figura 4.5. Análisis de longitud térmica, longitud hidráulica en readecuación de intercambiador con promotor de turbulencia.

En la Tabla 4.3. se presentan los resultados, cuando se incorpora un promotor de turbulencia en un intercambiador de calor en términos del trabajo térmico y la caída de presión. La evaluación de selección del mejor promotor de turbulencia se realiza con la metodología de análisis de segunda ley y de longitud térmica-longitud hidráulica.

Tabla 4.3. Carga térmica y caída de presión de los promotores referenciados en la figura 4.6 y 4.7.

	Promotor de turbulencia	Q KW	Caída presión tubo pa
15	<i>Square-cut TT</i> [15]	4420	1587
0	Tubo liso	4338	2443
19	<i>Co-swirling flow twin TT</i> [19]	4465	9865
17	<i>Peripherally- cut TT</i> [17]	4437	9599
20	<i>Counter swirling flow twin TT</i> -[20]	4447	11020
12	<i>Alternate clockwise and counter- clockwise TT</i> [12]	4431	9963
14	<i>Oblique delta- winglet TT</i> [14]	4424	10602
18	<i>Multiple TT</i> [18]	4320	9980
11	<i>TT with center wings and alternate axes (WT-A)</i> [11]	4465	18039
13	<i>Straight delta- winglet TT</i> [13]	4419	15253



La Figura 4.6, muestra el comportamiento termodinámico de los promotores de turbulencia se refleja en la irreversibilidad. Los datos se encuentran normalizados con relación a la irreversibilidad del tubo liso, el promotor 15 es el promotor con menor irreversibilidad, esto quiere decir que es el promotor con el mejor desempeño termodinámico, el promotor con menor irreversibilidad por transferencia de calor corresponde al promotor 11 el cual aumento la carga térmica a 4465W.

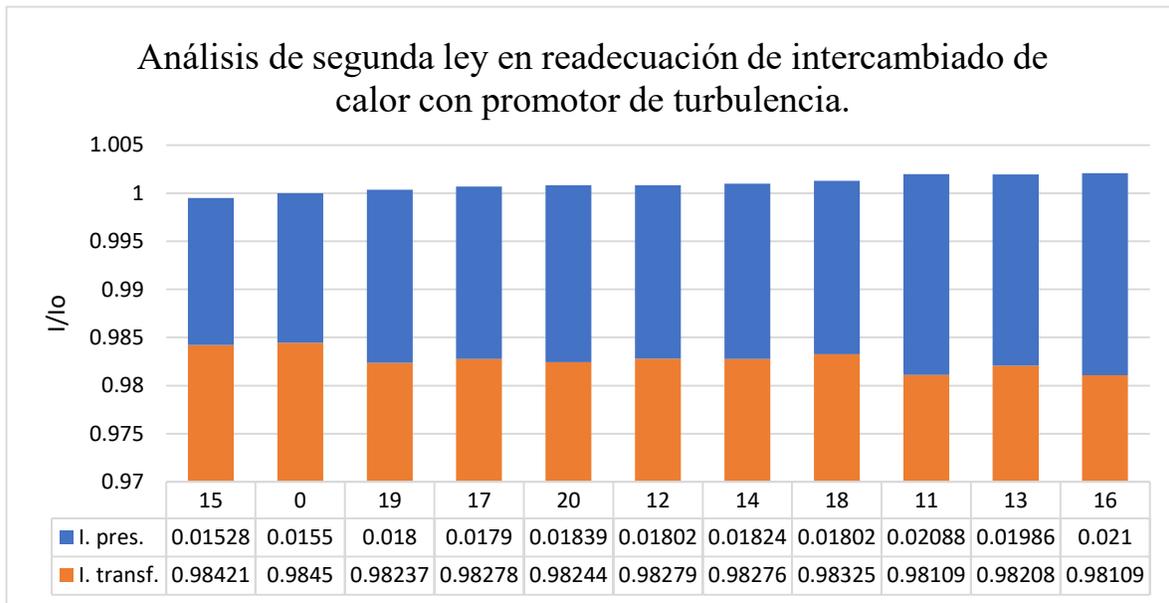


Figura 4.6. Análisis de segunda ley en readecuación de intercambiador de calor con promotor de turbulencia.



La Figura 4.7, corresponde al análisis termo hidráulico, el número cero (0) corresponde al intercambiador de calor sin promotor de turbulencia, en efecto, el Promotor 15 ofrecen las mejores condiciones de desempeño, ya que cumplen los criterios de evaluación del modelo, es decir la longitud térmica menor a la longitud hidráulica y tienen menores longitudes

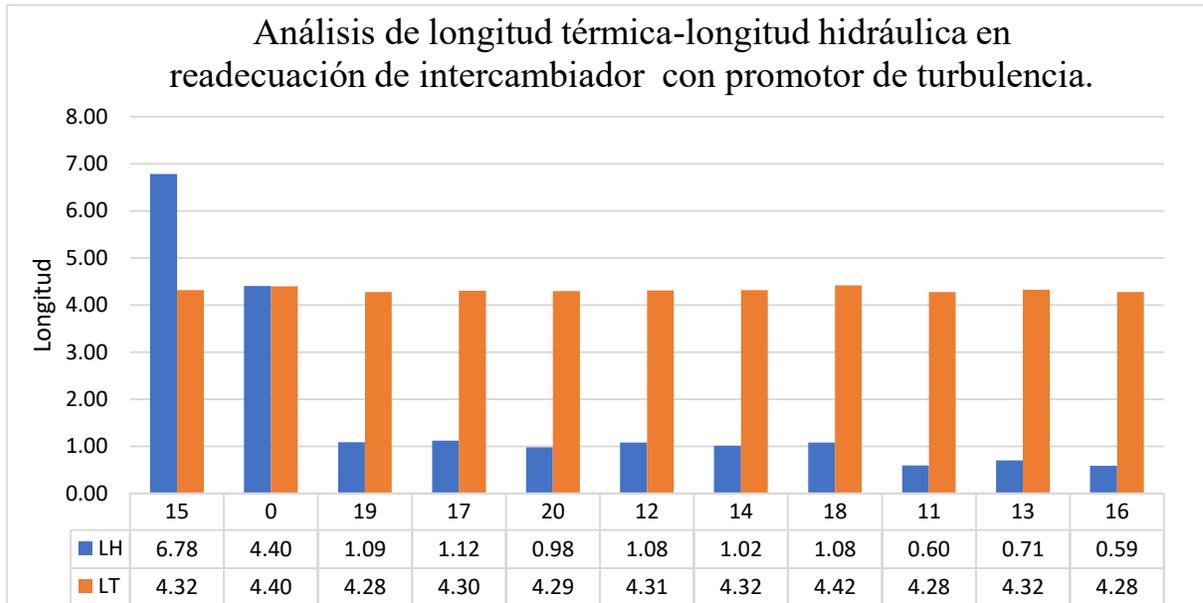


Figura 4.7. Análisis de longitud térmica, longitud hidráulica en readecuación de intercambiador con promotor de turbulencia.

En la Tabla 4.4.se presentan los resultados, cuando se incorpora un promotor de turbulencia en un intercambiador de calor en términos del trabajo térmico y la caída de presión. La evaluación de selección del mejor promotor de turbulencia se realiza con la metodología de análisis de segunda ley y de longitud térmica-longitud hidráulica.



Tabla 4.4. Carga térmica y caída de presión de los promotores referenciados en la Figura 4.8 y 4.9.

	Promotor de turbulencia	Q KW	Caída presión tubo pa
0	Tubo liso	4339	2443
28	<i>TT inserts placed separately from the tube wall [29]</i>	4435	5710
25	<i>Triple twisted tape inserts [26]</i>	4470	6484
23	<i>Perforated helical TT [24]</i>	4424	10759
22	<i>Double V- ribbed TT [23]</i>	4457	20222
21	<i>Perforated TT with parallel wings [22]</i>	4489	31749
29	<i>Quadruple perforated- delta-winglet pairs (PW-XT) [30]</i>	4519	32659
31	<i>Staggered- winglet perforated- tapes (WPT) [32]</i>	4521	49582
30	<i>Typical Winglet TW-XT [31]</i>	4542	118476
32	<i>Staggered- winglet tape (WTT) [33]</i>	4537	135230

La Figura 4.8. representa el comportamiento termodinámico de los promotores de turbulencia, los datos se encuentran normalizados con relación a la irreversibilidad del tubo liso, conforme la irreversibilidad del promotor es mayor a 1 corresponde a un aumento de la irreversibilidad y menores a 1 una disminución en la irreversibilidad, en ese orden de ideas ninguno de estos promotores brindaría condiciones deseables al ser incorporado en el equipo para este caso particular de estudio, debido a que se da un gran aumento en la irreversibilidad por caída de presión.



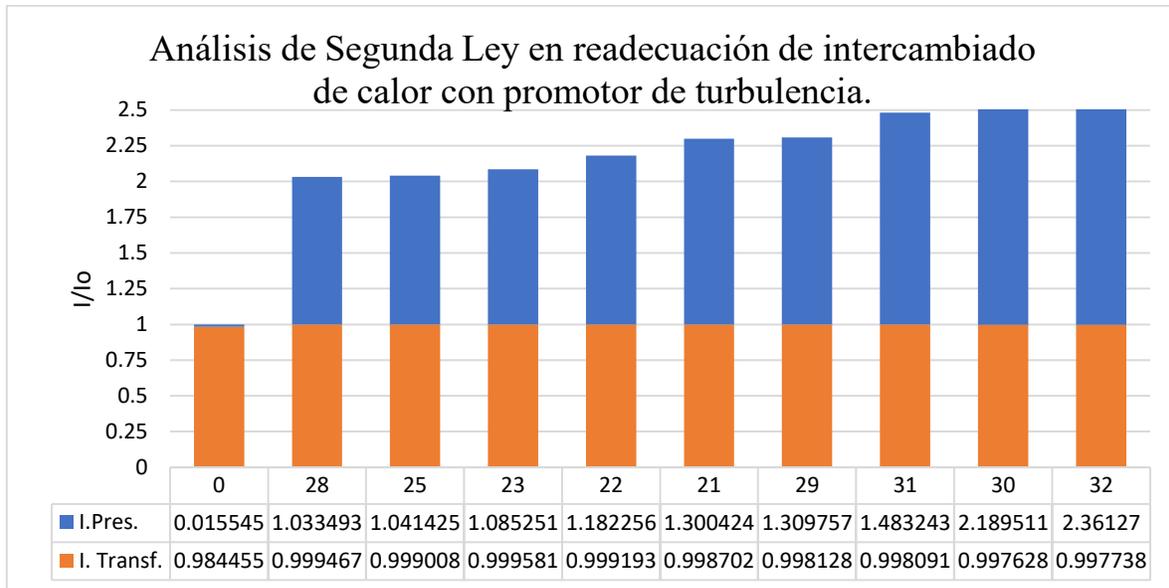


Figura 4.8. Análisis de segunda ley en readecuación de intercambiador de calor con promotor de turbulencia.

La Figura 4.9, corresponde al análisis termo hidráulico, el número cero (0) corresponde al intercambiador de calor sin promotor de turbulencia, en efecto la incorporación del promotor en la readecuación genera cambios en el desempeño del intercambiador aumentando la carga térmica, reflejada en una disminución de la longitud térmica a expensas de un aumento en la caída de presión reflejada en la disminución de la longitud hidráulica.



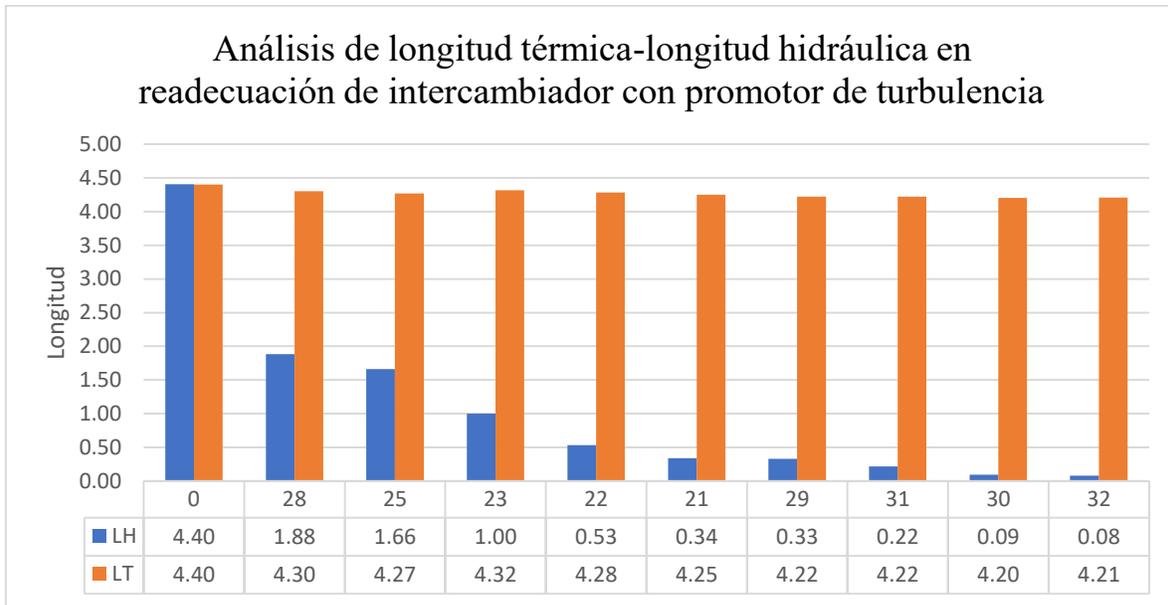


Figura 4.9. Análisis de longitud térmica, longitud hidráulica en readecuación de intercambiador con promotor de turbulencia.

En la Tabla 4.5.se presentan los resultados, cuando se incorpora un promotor de turbulencia en un intercambiador de calor en términos del trabajo térmico y la caída de presión. La evaluación de selección del mejor promotor de turbulencia se realiza con la metodología de análisis de segunda ley y de longitud térmica-longitud hidráulica



Tabla 4.5. Carga térmica y caída de presión de los promotores referenciados en la Figura 4.10 y 4.11.

	Promotor de turbulencia	Q KW	Caída presión tubo pa
0	Tubo liso	4339	2443
34	<i>Punch delta winglet vortex generator (PDWVG) [35]</i>	4517	23495
38	<i>Straight tape with center wings (T-W) and B-wings [39]</i>	4470	25655
39	<i>Straight tape with center wings (T-W) and F-wings [40]</i>	4479	27716
36	<i>Perforated curved-winglet tape (P-CWT). [37]</i>	4516	33934
40	<i>Straight tape with center wings with alternate axes (T-WA) and B- wings [41]</i>	4485	31279
41	<i>Straight tape with center wings with alternate axes (T-WA) and F- wings [42]</i>	4492	35112
37	<i>Double-sided delta-winglet tape [38]</i>	4507	46683
44	<i>V-Shapped rings [46]</i>	4516	51093
35	<i>Curved-winglet tape (CWT) [36]</i>	4527	78603

La Figura 4.10, representa el comportamiento termodinámico de los promotores de turbulencia se refleja en la irreversibilidad, los datos se encuentran normalizados con relación a la irreversibilidad del tubo liso, conforme la irreversibilidad del promotor es mayor a 1 corresponde a un aumento de la irreversibilidad y menores a 1 una disminución en la irreversibilidad, estos promotores aunque ofrecen una menor irreversibilidad por transferencia de calor como los promotores en este caso todos los promotores ofrecen menor irreversibilidad por transferencia de calor, pero la irreversibilidad por caída de presión es mayor es mucho mayor con relación al tubo liso, estas irreversibilidades sumadas en la irreversibilidad total, entregan que ninguno de esto promotores tiene menor irreversibilidad con relación al tubo liso, por lo tanto incorporarlo en la readecuación ocasionaría más pérdida al sistema con mejoras en la transferencia no compensables con el aumento en la caída de presión.



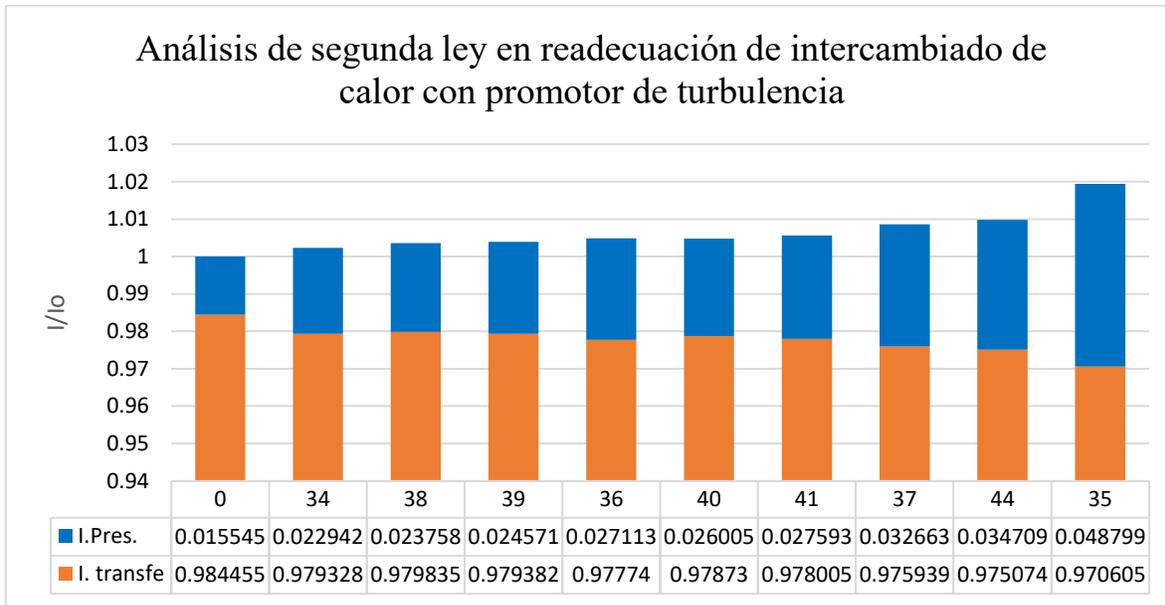


Figura 4.10. Análisis de segunda ley en readecuación de intercambiador de calor con promotor de turbulencia.

En la Figura 4.11, se observa el análisis termo hidráulico, el número cero (0) corresponde al intercambiador de calor sin promotor de turbulencia, en efecto la incorporación del promotor en la readecuación genera cambios en el desempeño del intercambiador aumentando la carga térmica, reflejada en una disminución de la longitud térmica a expensas de un aumento en la caída de presión reflejada en la disminución de la longitud hidráulica.



Análisis de longitud térmica-longitud hidráulica en readecuación de intercambiador con promotor de turbulencia

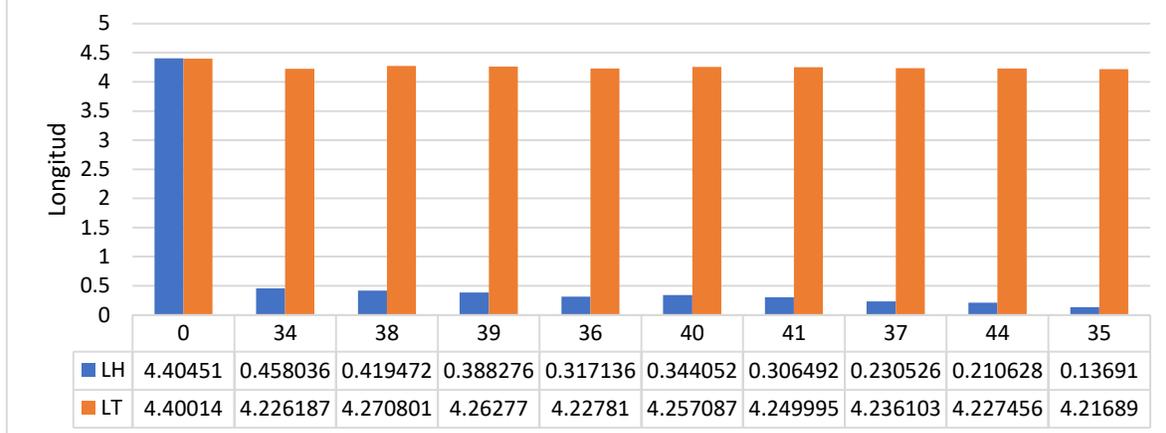


Figura 4.11. Análisis de longitud térmica, longitud hidráulica en readecuación de intercambiador con promotor de turbulencia.

En la Tabla 4.6. se presentan los resultados, cuando se incorpora un promotor de turbulencia en un intercambiador de calor en términos del trabajo térmico y la caída de presión. La evaluación de selección del mejor promotor de turbulencia se realiza con la metodología de análisis de segunda ley y de longitud térmica-longitud hidráulica

Tabla 4.6. Carga térmica y caída de presión de los promotores referenciados en la figura 4.12 y 4.13

	Promotor de turbulencia	Q KW	Caída presión tubo pa
0	Tubo liso	4339	2443
48	<i>Propeller swirl generator [50]</i>	4428	14165
46	<i>Inclined horseshoe baffles 45 [48]</i>	4509	20077
52	<i>Twisted-baffles [54]</i>	4495	22681
47	<i>Inclined vortex rings [49]</i>	4491	25143
51	<i>Alternate twisted-baffles [53]</i>	4506	25589
49	<i>Twisted cross- baffles [51]</i>	4516	33838
54	<i>Straight Baffles [56]</i>	4477	77217
53	<i>Straight alternate- baffles [55]</i>	4480	104845
55	<i>Diverging conical ring (DR) [57]</i>	4499	177507
50	<i>Straight cross- baffles [52]</i>	4497	285736



La Figura 4.12. representa el comportamiento termodinámico de los promotores de turbulencia se refleja en la irreversibilidad, los datos se encuentran normalizados con relación a la irreversibilidad del tubo liso, conforme la irreversibilidad del promotor es mayor a 1 corresponde a un aumento de la irreversibilidad y menores a 1 una disminución en la irreversibilidad, el uso de estos promotores no entrega menor irreversibilidad en el sistema de readecuación.

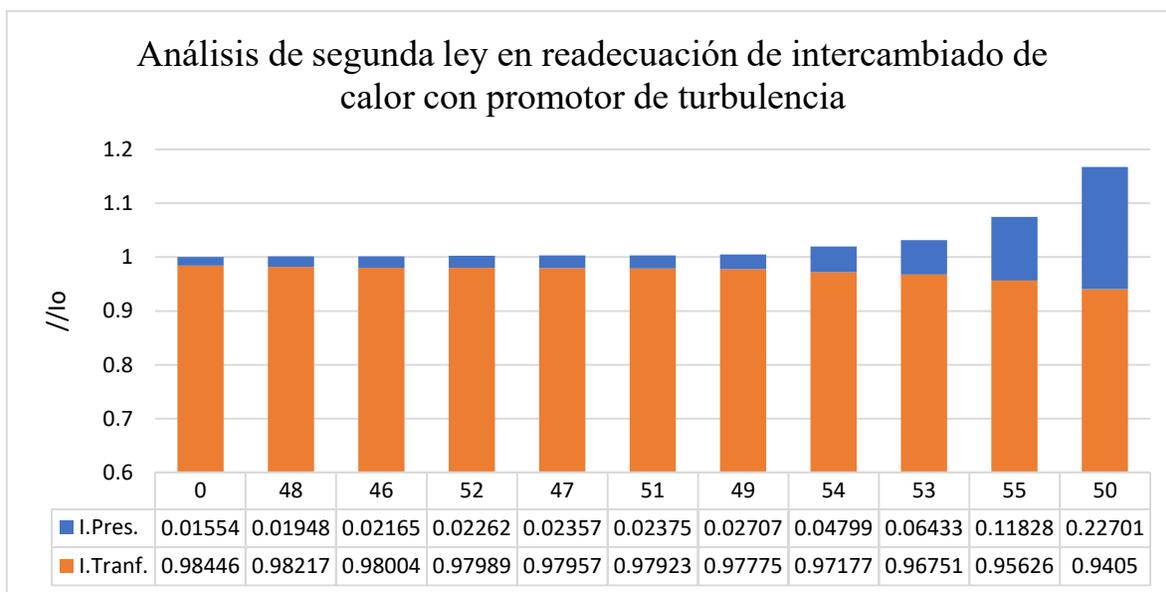


Figura 4.12. Análisis de segunda ley en readecuación de intercambiador de calor con promotor de turbulencia.

En la Figura 4.13 , se observa el análisis termo hidráulico, el número cero (0) corresponde al intercambiador de calor sin promotor de turbulencia, en efecto la incorporación del promotor en la readecuación genera cambios en el desempeño del intercambiador aumentando la carga térmica, reflejada en una disminución de la longitud térmica a expensas de un aumento en la caída de presión en la disminución de la longitud hidráulica.



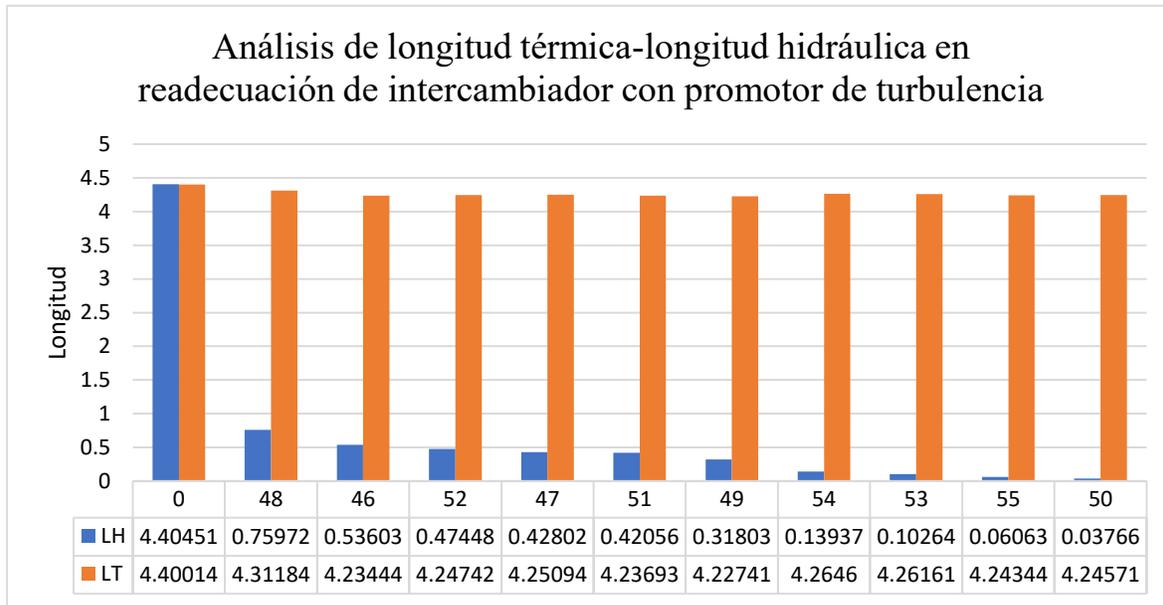


Figura 4.13. Análisis de longitud térmica, longitud hidráulica en readecuación de intercambiador con promotor de turbulencia.

En la Tabla 4.7 .se presentan los resultados, cuando se incorpora un promotor de turbulencia en un intercambiador de calor en términos del trabajo térmico y la caída de presión. La evaluación de selección del mejor promotor de turbulencia se realiza con la metodología de análisis de segunda ley y de longitud térmica-longitud hidráulica

Tabla 4.7. Carga térmica y caída de presión de los promotores referenciados en la Figura 4.14 y 4.15

	Promotor de turbulencia	Q KW	Caída presión tubo pa
0	Tubo liso	4339	2443
60	<i>Equilateral triangular cross sectioned CW [64]</i>	4441	11135
61	<i>CW placed separately [65]</i>	4445	12243
72	<i>Regularly spaced quadruple twisted tapes in co arrangement (Co-RS-QTT) [78]</i>	4467	15313
73	<i>Regularly spaced quadruple twisted tapes cross arrangement (Cross-RS- QTT [80]</i>	4467	17098
72	<i>Regularly spaced quadruple twisted tapes in counter arrangement (C-RS-QTT) [79]</i>	4458	17413
63	<i>Circular-rings [67]</i>	4487	31464
62	<i>Circular-rings and twisted tapes [66]</i>	4513	53044
65	<i>Combined non- uniform wire coil and TT (D-coil) [70]</i>	4492	75503
66	<i>Combined non- uniform wire coil and TT (DI-coil) [71]</i>	4491	75503
56	<i>Converging conical ring (CR) [58]</i>	4461	80189
57	<i>C-D conical ring (CDR) [59]</i>	4476	106909
67	<i>Combined wire coil and TT [72]</i>	4512	115020



La Figura 4.14, corresponde al análisis termodinámico, el número cero (0) corresponde al intercambiador de calor sin promotor de turbulencia, en efecto la incorporación del promotor en la readecuación genera cambios en el desempeño del intercambiador aumentando la carga térmica, lo que se representaría en una disminución de la irreversibilidad por transferencias a expensas de un aumento en la caída de presión reflejada en un aumento de la irreversibilidad por caída de presión, ningún promotor ofrece mejorar representativas en al intercambiador de calor, presentando mayor irreversibilidad.

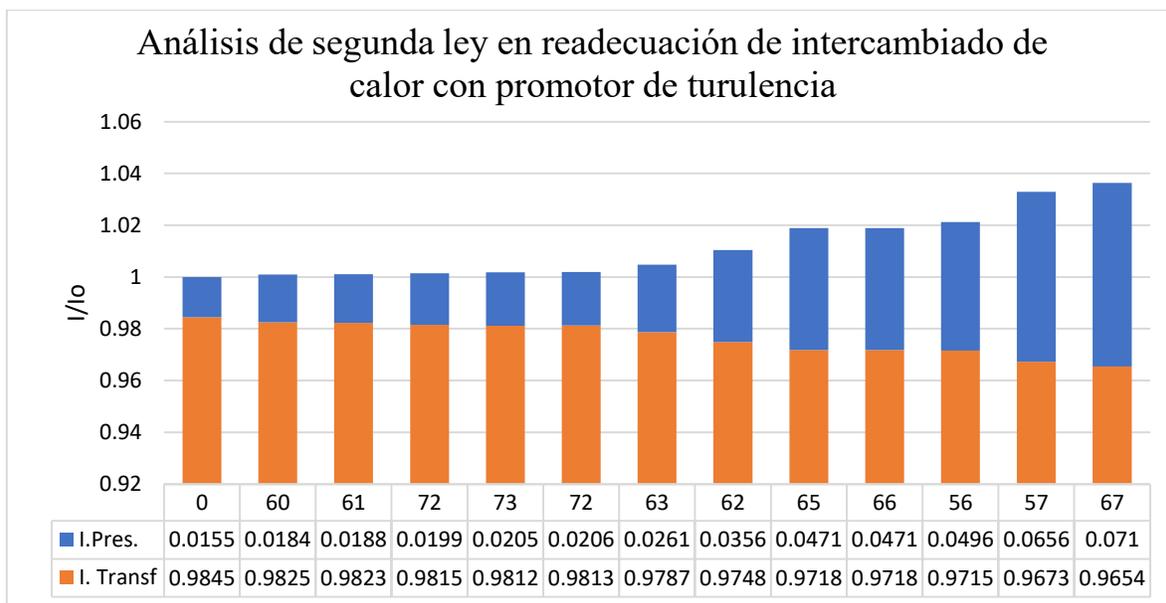


Figura 4.14. Análisis de segunda ley en readecuación de intercambiador de calor con promotor de turbulencia.

En la Figura 4.15., se observa el análisis termo hidráulico, el número cero (0) corresponde al intercambiador de calor sin promotor de turbulencia, en efecto la incorporación del promotor en la readecuación genera cambios en el desempeño del intercambiador aumentando la carga térmica, reflejada en una disminución de la longitud térmica a expensas de un aumento en la caída de presión reflejada en la disminución de la longitud hidráulica.



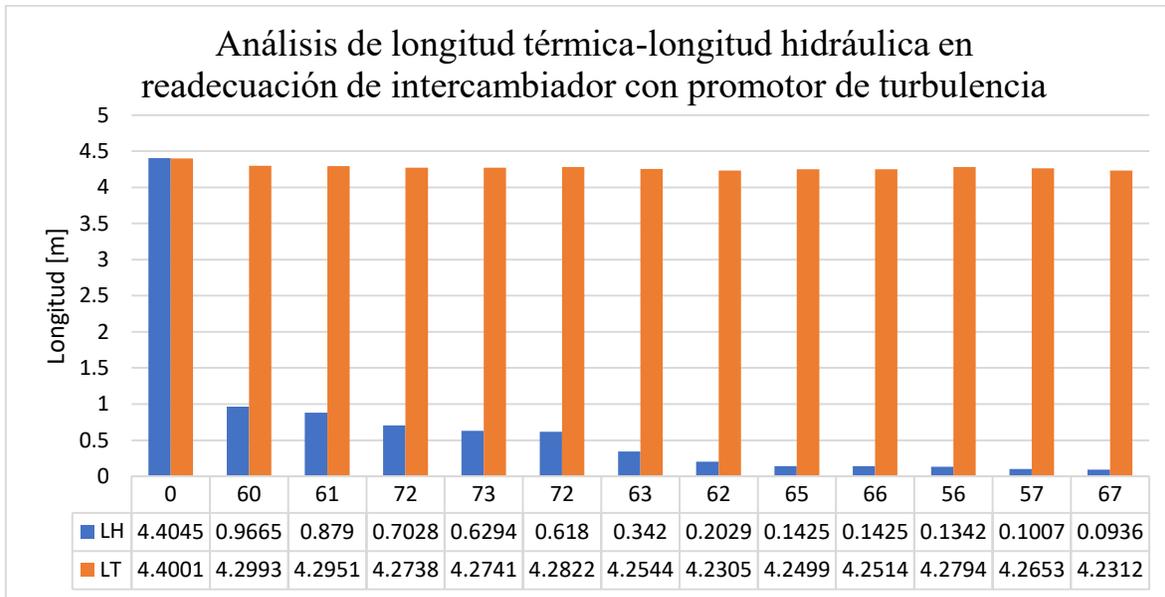


Figura 4.15 Análisis de longitud termia, longitud hidráulica en readecuación de intercambiador con promotor de turbulencia.

4.3. Conclusión del capítulo IV

Se desarrollo el análisis de Segunda Ley en la readecuación de intercambiadores de calor, mediante la implementación de promotores de turbulencia, con énfasis en la evaluación cuantitativa de la irreversibilidad en el intercambiador de calor, específicamente la irreversibilidad causada por la diferencia de temperaturas finitas y la irreversibilidad causada por la fricción del fluido, como variable en la selección del promotor de turbulencia que mejore el desempeño termo-hidráulico del equipo existente, esto se convalida con la metodología de longitud térmica-longitud hidráulica entregando los mismos resultados en la selección del promotor.



Capítulo V

5. Consideración de la viscosidad en la selección de promotores de turbulencia.

En este capítulo se adelanta una de las metodologías empleadas para la readecuación del intercambiador de calor cuando se trabajan con fluidos newtonianos viscosos.

La transferencia de calor por convección forzada esta en función de las condiciones del flujo del fluido. Asi como de los parametros geometricos del intercambiador

$$Nu = f(Re, Pr, \text{parametros geométricos}) \quad (5.1)$$

El coeficiente de fricción relacionado directamente con la caracterizar el movimiento de un fluido representado en el numero de Reynolds

$$f = f(Re) \quad (5.2)$$

$$Re = \frac{v \cdot \rho \cdot d_i}{\mu} \quad (5.3)$$

V: velocidad [m/s], ρ densidad [Kg/m³], d_i diámetro interno [m], μ viscosidad [pa.s]

Asi mismo, el número de Prandtl que proporcional al cociente entre la velocidad de difusión de la cantidad de momento y la difusividad térmica

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} \quad (5.4)$$

μ viscosidad [pa.s], C_p capacidad calorífica [J/kg.k], k conductividad térmica [w/m.k].

La presencia de la viscosidad en el numero de Reynolds y el número de Prandtl terminan la transferencia de calor como la caída de presión Ec. 5.3 y 5.4 la viscosidad está inversamente relacionada en el número de Reynolds y directamente relacionada en el número de Prandtl, por lo tanto, en este capítulo se busca encontrar una metodología que permita elegir el promotor adecuado en la readecuación del equipo de la mejor manera cuando el fluido es un fluido viscoso.



5.1 Efecto de la viscosidad en la selección del promotor de turbulencia.

Cuando se coloca un promotor de turbulencia en el intercambiador construido, se logra tener un aumento en el coeficiente local de transferencia del tubo, cuya magnitud del efecto en el coeficiente global de transferencia dependerá también del coeficiente local de transferencia de coraza, de igual manera, se produce un aumento en el coeficiente de fricción del tubo, produciendo un aumento en la caída de presión de tubo, la magnitud de este efecto depende en parte de la viscosidad del fluido.

Se ha observado que cuando se realiza readecuación en el intercambiador de calor, donde se cuenta con fluidos viscosos, el efecto de incorporar el promotor hace que la caída de presión de tubo sea aún mayor que cuando se trabaja con fluidos menos viscosos, esto se debe a la relación inversa con el número de Reynolds y la viscosidad, al contar con fluidos más viscosos, el número de Reynolds es menor, así mismo, el número de Reynolds influye directamente al coeficiente de fricción y en la caída de presión.

Por lo tanto, se planteó la siguiente estrategia para realizar readecuación en el intercambiador de calor, cuando los fluidos son muy viscosos, lo que se busca es aumentar la carga térmica en el intercambiador con el promotor de turbulencia y alivianar la caída de presión manejando dos variables pasos por tubos y diámetro de tubo, es importante recordar que ya se cuenta con un intercambiador construido por lo tanto el ajuste de estas variables (pasos por tubo, diámetro de tubo) tiene restricciones específicas dependiendo del diseño del intercambiador construido.

La estrategia para la readecuación del intercambiador se plantea en la Figura 5.1. parte con incorporar el promotor de turbulencia que aumenta el trabajo térmico y la caída de



presión, este aumento de presión en sistemas viscosos suele ser considerable y define si es o no viable la readecuación del intercambiador con promotor de turbulencia, por lo tanto el siguiente paso es reducir la caída de presión a través de la configuración en el número de pasos por tubo.

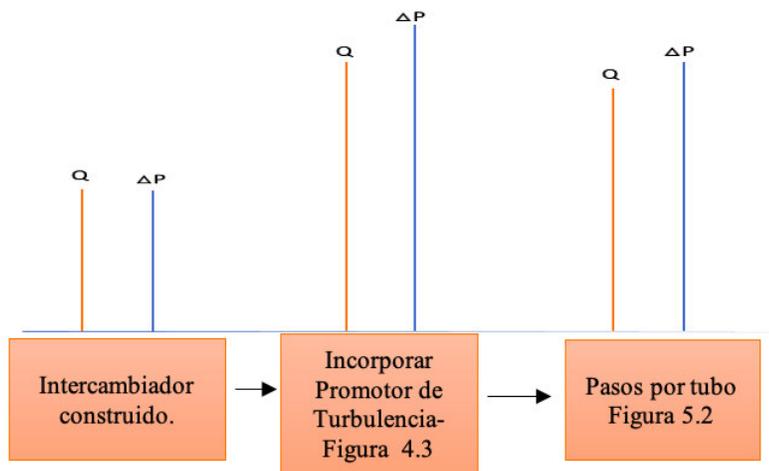


Figura 5.1. Estrategia de readecuación de intercambiador de calor en sistemas viscosos

El cambio en el número de pasos del fluido por los tubos en el intercambiador, Figura 5.2 esta directamente relacionado con la velocidad del fluido, así mismo, la caída de presión varía con la velocidad del fluido al cuadrado, por lo tanto reducir el número de pasos, para reducir la velocidad y reducir la caída de presión,

$$\Delta P = \frac{\rho f L_t v_t^2}{2d_o} [Pa] \quad (5.5)$$

La velocidad del fluido es relación directa con el coeficiente local de transferencia a través del número de Reynolds, por lo tanto relación directa con el trabajo térmico del equipo.



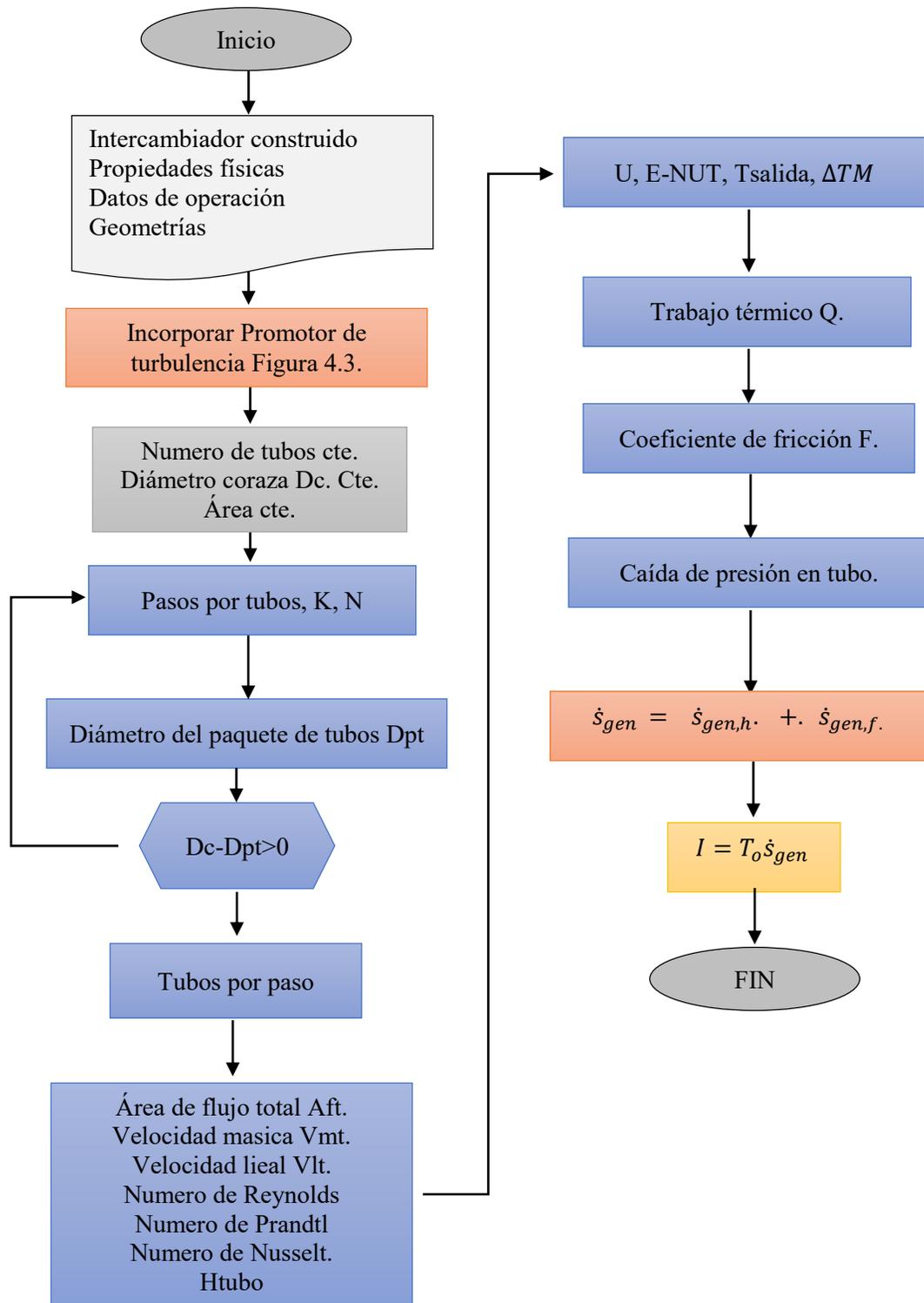


Figura 5.2. Metodología de readecuación intercambiador de calor, pasos por tubo.



Descripción de la metodología y ecuaciones utilizadas

El intercambiador de calor, es un equipo construido con geometría definida, el diámetro de coraza constante D_C , donde D_{pt} es el diámetro de paquete de tubos,

$$D_C = D_{PT} + \text{Espacio cabezal} \quad (5.6)$$

El diámetro de paquete de tubos D_{pt} , toma el número de tubo N_{tubos} y las constantes relacionadas con el arreglo de flujo, N y K referenciadas en la tabla 5.1.

$$D_{PT} = d_o \left(\frac{N_{tubos}}{K} \right)^{1/N} \quad (5.7)$$

Tabla 5.1. Contantes para el arreglo de flujo en intercambiador tubular.

Pitch triangular Pt=1.15do					
No pasos	1	2	4	6	8
K1	0.319	0.249	0.175	0.0743	0.0365
N1	2.142	2.207	2.285	2.499	2.675
Pitch cuadrado Pt=1.15do					
No pasos	1	2	4	6	8
K1	0.215	0.156	0.158	0.0402	0.0331
N1	2.207	2.291	2.263	2.617	2.643

El número de tubos por paso se define entre el número de tubos del intercambiador construido dato contante y el número de paso que es la variable.

$$N_{tp} = \frac{N_{tubos}}{N_{paso}} \quad (5.8)$$

Una vez determinado el número de pasos por tubo N_{tp} , se puede recalcularse el área de flujo total A_{ft} :

$$A_{ft} = \frac{N_{tp}}{\pi/4 * d_i^2} \quad (5.9)$$



Al realizar cambios en los pasos por los tubos debe ajustar el factor de corrección temperatura F_t , Ec. 510 válida para un paso por coraza y pasos pares por tubo, así como la efectividad del intercambiador. (Coulson, J. M. 1996)

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad F_t = \frac{\sqrt{(R^2 + 1) \ln \left[\frac{(1 - S)}{(1 - RS)} \right]}}{(R - 1) \ln \left[\frac{2 - S [R + 1 - \sqrt{(R^2 + 1)}]}{2 - S [R + 1 + \sqrt{(R^2 + 1)}]} \right]} \quad (5.10)$$

✓ Efectividad valido para un paso por coraza y (2.4.. pasos por tubo)

$$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + C_r + (1 + C_r)^{1/2} * \frac{1 + \exp \left[-NUT (1 + C_r^2)^{1/2} \right]}{1 - \exp \left[-NUT (1 + C_r^2)^{1/2} \right]} \right\}^{-1} \quad (5.11)$$

5.2. Resultados gráficos del caso de estudio.

5.2.1. Readecuación intercambiador de calor con fluido viscoso y 4 pasos por tubo.

Se presentan los resultados, cuando se incorpora un promotor de turbulencia de cinta trenzada y se hace cambio de pasos por tubo, en un intercambiador de calor con fluido viscoso newtoniano definido con 4 pasos por tubo y un paso en coraza, en términos del trabajo térmico y la caída de presión. La evaluación de selección del mejor promotor de turbulencia se realiza con la metodología de análisis de segunda ley y de longitud térmica-longitud hidráulica (Tabla 5.2).

Tabla 5.2. Datos de caso de estudio 4.

	unidades	Tubo	Coraza
m	kg/s	68.9	27.8
T _{in}	C	298	368
T _{unt}	C	313	313
T promedio		305.5	340.5
cp	kJ/kgCK	4.2	2.84
densidad	kg/m ³	995	750
viscosidad	N/m ²	0.008	0.00034



conductividad	W/mC	0.59	0.19
---------------	------	------	------

En la Tabla 5.3, se presentan los resultados, cuando se incorpora un promotor de turbulencia de cinta trenzada y se hace cambio de pasos por tubo, en un intercambiador de calor con fluido viscoso newtoniano definido con 4 pasos por tubo y un paso en coraza, en términos del trabajo térmico y la caída de presión.

	Promotor de turbulencia	Paso 1: incorporando promotor		Paso 2: cambio de pasos en tubo		Cambio total	
		Q KW	Caída presión tubo pa	Q KW	Caída presión tubo pa	Aumento en Q [w]	Aumento en caída de presión ΔPa [Pa]
0	Tubo liso	4339054	9953	4339054	9953	0	0
1	<i>Perforated twisted tape</i> [1]	4548488	55737	4502561	21121	163507	11169
2	<i>Double perforated counter twisted tape</i> [2]	4539095	53032	4488536	19511	149481	9558
4	<i>C-Helically twisted tape</i> [4]	4532349	259421	4444846	79902	105791	69949
5	<i>Co-Helically twisted tape</i> [5]	4482501	86345	4351157	26539	12102	16586
7	<i>TT with alternate axes and trapezoidal wings</i> [7]	4550566	118943	4506116	44667	167062	34714
8	<i>TT with alternate axes and triangular wings</i> [8]	4543099	100293	4492951	37016	153897	27063
9	<i>TT with alternate axes and triangular wings</i> [9]	4535517	90023	4478928	33019	139874	23066
10	<i>TT with center wings (WT)</i> [10]	4522391	95439	4456017	33860	116963	23907
11	<i>TT with center wings and alternate axes (WT-A)</i> [11]	4547969	126164	4499924	44729	160870	34777
12	<i>Alternate clockwise and counter-clockwise TT</i> [12]	4513850	74817	4441544	27271	102489	17318
13	<i>Straight delta- winglet TT</i> [13]	4482936	96911	4376986	33096	37931	23143
14	<i>Oblique delta- winglet TT</i> [14]	4489453	74947	4389079	26682	50025	16729
16	<i>Peripherally- cut TT with alternate axis</i> [16]	4549570	156569	4504884	59949	165830	49996
17	<i>Peripherally- cut TT</i> [17]	4504966	74961	4417550	27743	78496	17791
18	<i>Multiple TT</i> [18]	4398356	51228	4241667	16098	-97387	6146
19	<i>Co-swirling flow twin TT</i> [19]	4547969	70990	4499924	25449	160870	15496
20	<i>Counter swirling flow twin TT</i> [20]	4513182	80723	4431100	29140	92045	19187
21	<i>Perforated TT with parallel wings</i> [22]	4559251	158953	4513236	49469	174181	39516
22	<i>Double V- ribbed TT</i> [23]	4513602	92137	4425172	27640	86117	17688



23	<i>Perforated helical TT</i> [24]	4489453	52263	4389079	16075	50025	6122
25	<i>Triple twisted tape inserts</i> [26]	4536452	49504	4482604	18161	143550	8208

Tabla 5.3. Aumento en el trabajo térmico y la caída de presión, en readecuación de intercambiadores, fluido viscoso en cintas trenzadas. Representado en las gráficas 5.3, 5.4

En la Figura 5.3 se relacionan las irreversibilidades del intercambiador de calor readecuado con el intercambiador de calor original, así mismo, se hace referencia la participación de la irreversibilidad por transferencia de calor y la irreversibilidad por caída de presión para promotores de cinta trenzada, en efecto el uso del promotor genera un aumento en la transferencia de calor y un aumento en la caída de presión, seguidamente el variar los pasos en el intercambiador llevaron a bajar la transferencia de calor, así como, la de la presión, lo cual, no es menor al sistema original, en términos de irreversibilidad se presenta una disminución de la irreversibilidad por transferencia de calor debido al aumento en la transferencia de calor y una aumento en la irreversibilidad por la caída de presión. La selección del promotor que ayudaría a aumentar la carga térmica con el menor aumento en la caída de presión, correspondería al promotor número 25 con un aumento en la carga térmica de 143550 W y un aumento en la caída de presión de 8208.



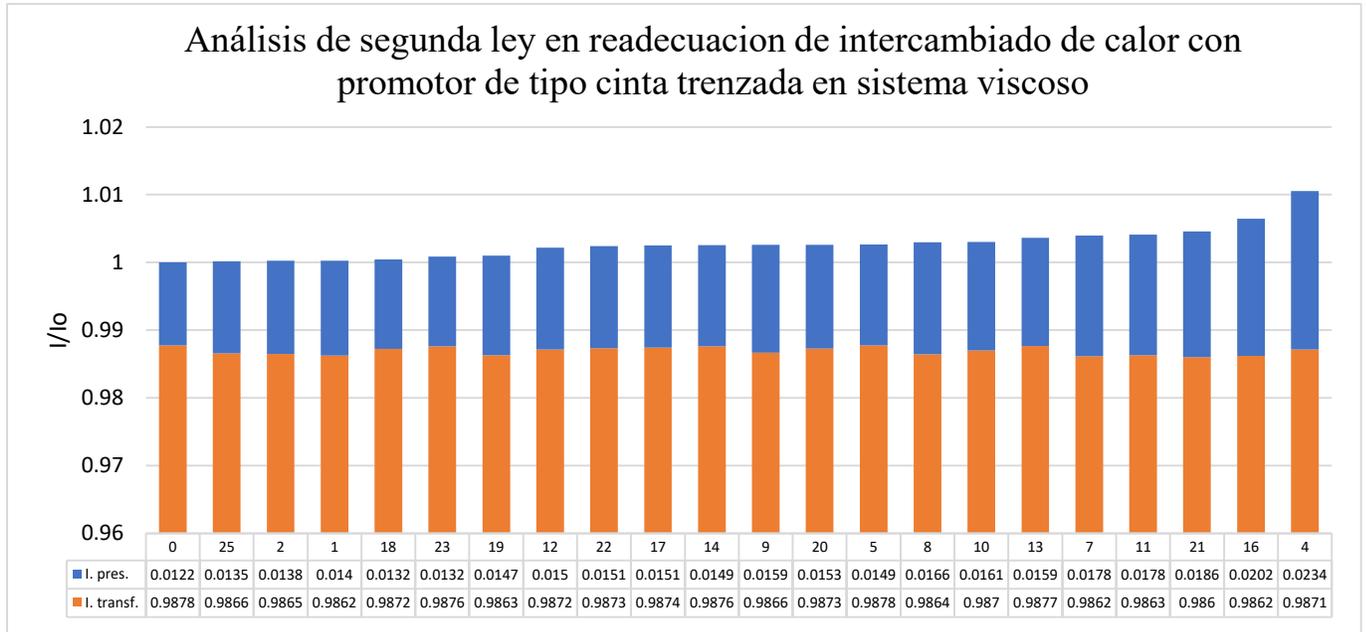


Figura 5.3. Análisis de segunda ley – Readecuación de intercambiador de calor- sistema fluido viscoso- Cinta Trenzada.

Posteriormente, estos mismos cambios en el intercambiador se pueden evaluar mediante la metodología de longitud térmica-longitud hidráulica. Los resultados del análisis muestran que la longitud hidráulica es menor que la longitud térmica, con promotores de cinta trenzada, lo que indica que la caída de presión al readecuar el intercambiador de calor fue mayor debido a un aumento significativo del coeficiente de fricción influenciado por la viscosidad del fluido. Al igual que en el análisis de irreversibilidad el promotor número 25 corresponde al promotor que mejoraría las condiciones de transferencia de calor con una longitud térmica de 4.25 metros y una longitud hidráulica de 0.92 metros (Figura 5.4).



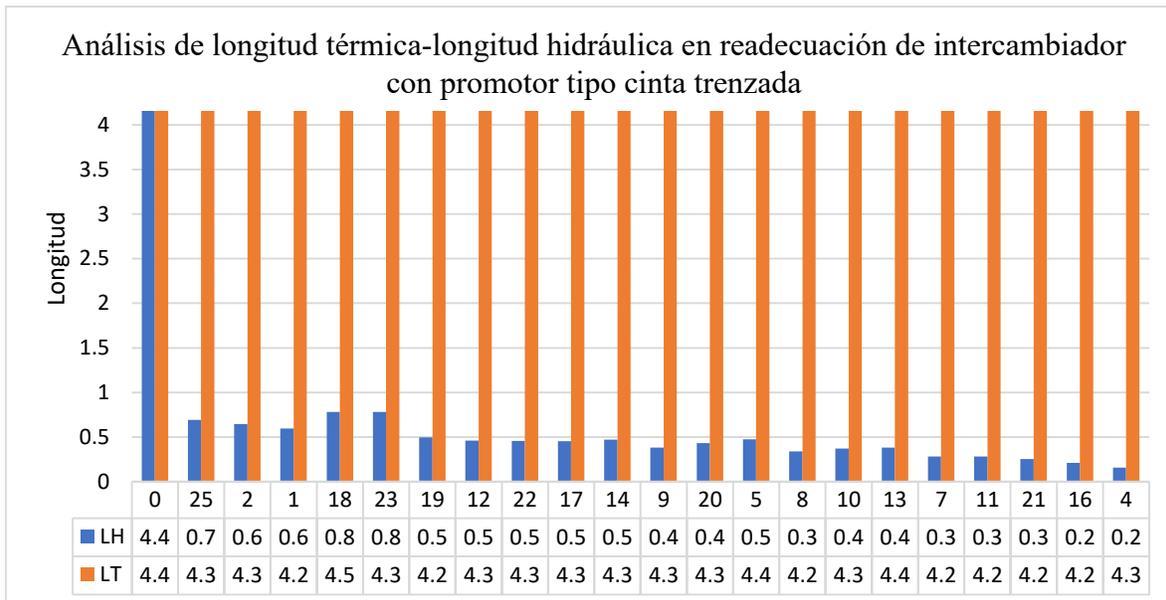


Figura 5.4. Metodología longitud térmica-longitud hidráulica–readecuación de intercambiador con promotor cinta trenzada en sistema fluido viscoso.

En la Tabla 5.4, se presentan los resultados, cuando se incorpora un promotor de turbulencia Generador de vórtice y se hace cambio de pasos por tubo, en un intercambiador de calor con fluido viscoso newtoniano definido con 4 pasos por tubo y un paso en coraza, en términos del trabajo térmico y la caída de presión.

Tabla 5.4. Aumento en el trabajo térmico y la caída de presión, en readecuación de intercambiadores, fluido viscoso. Generador de vórtice, representados en las gráficas 5.5, 5.6.

	PROMOTOR DE TURBULENCIA	Paso 1: incorporando promotor		Paso 2: cambio de pasos en tubo		Cambio total	
		Q KW	Caída presión tubo pa	Q KW	Caída presión tubo pa	Aumento en Q [w]	Aumento en caída de presión ΔPa [Pa]
0	TUBO LISO	4339054.41	9953	4339054.41	9953	0.00	0
29	<i>Quadruple perforated- delta-winglet pairs (PW-XT) [30].</i>	4565312	106711	4508083.036	28120.76	169028.63	18168
31	<i>Staggered- winglet perforated-tapes (WPT) [32].</i>	4568514	158416	4514806.555	41383.28	175752.15	31431
36	<i>Perforated curved-winglet tape (P-CWT). [37].</i>	4564108	108535	4507755.834	28364.61	168701.43	18412



37	<i>Double-sided delta-winglet tape [38].</i>	4551270	151613	4482139.353	39859.54	143084.95	29907
38	<i>Straight tape with center wings (T-W) and B-wings [39].</i>	4519429	86553	4430279.806	23094.97	91225.40	13142
39	<i>Straight tape with center wings (T-W) and F-wings [40].</i>	4528825	101116	4447411.797	27816.58	108357.39	17864
40	<i>Straight tape with center wings with alternate axes (T-WA) and B- wings [41].</i>	4536723	106279	4462620.313	28437.38	123565.91	18485
41	<i>Straight tape with center wings with alternate axes (T-WA) and F- wings [42].</i>	4544495	125617	4476423.841	34294.09	137369.43	24341

Los resultados que se muestran a continuación, son los obtenidos mediante el análisis de segunda ley y el análisis de longitud térmica-longitud hidráulica respectivamente, para promotores generadores de vórtice (*Vortex Generator*). La Figura 5.5., muestra la relación entre las irreversibilidades del intercambiador de calor readecuado con el intercambiador de calor original, así mismo, se hace referencia a la participación de la irreversibilidad por transferencia de calor y por caída de presión para promotores generadores de vórtice. Los promotores 29 y 36 presentan una menor irreversibilidad por transferencia de calor mientras que el promotor 38 una menor irreversibilidad por caída de presión. La selección del promotor que ayudaría a aumentar la carga térmica con el menor aumento en la caída de presión, correspondería al promotor número 29 con un aumento en la carga térmica de 169029 W y un aumento en la caída de presión de 18168 Pa, mientras que si se seleccionará el promotor 38 este entregaría un aumento en la caída de presión de 91225 y una caída de presión de 13148 Pa (Tabla 5.4).



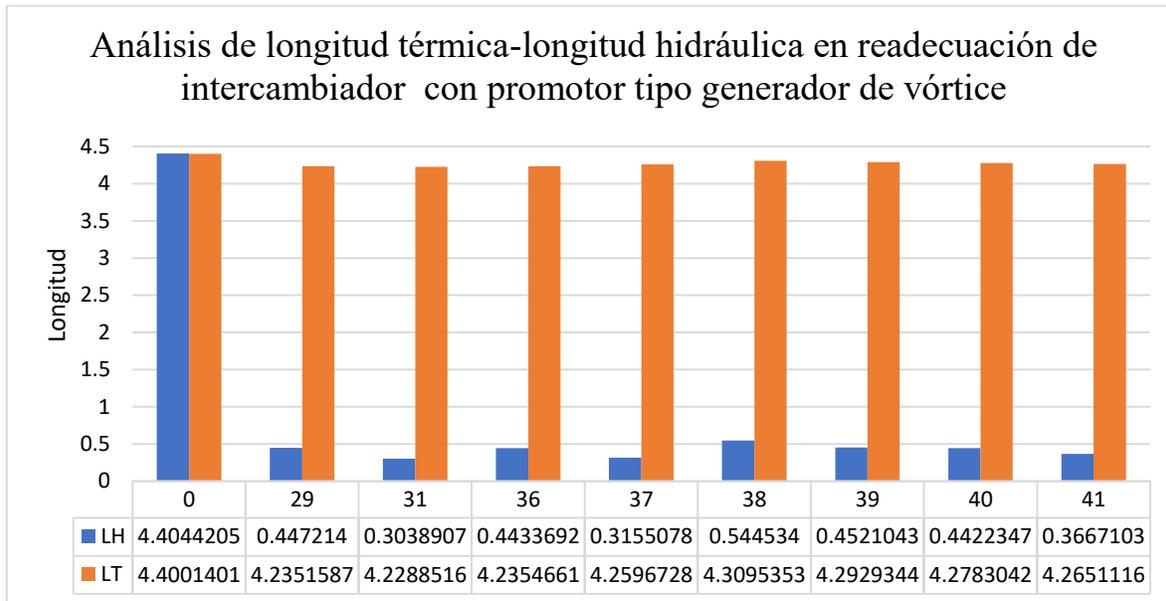


Figura 5.5. Análisis de segunda ley–readecuación de intercambiador de calor- sistema fluido viscoso-Generador de vórtice.

En la Figura 5.6, puede observarse la longitud hidráulica y la longitud térmica, al igual que en el análisis de irreversibilidad el promotor 29 y 36 tiene una menor longitud térmica de 4,2451 y 4,2354 metros, y una longitud hidráulica de 0.4472 y 0.4433 metros respectivamente.



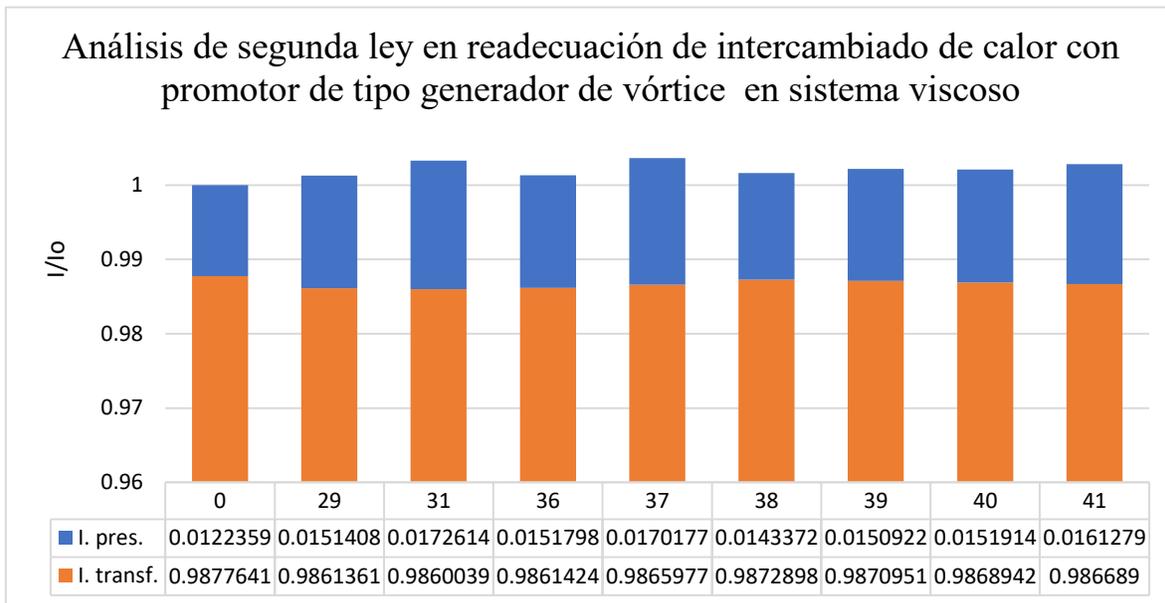


Figura 5.6. Metodología longitud térmica-longitud hidráulica– readecuación de intercambiador de calor sistema fluido viscoso-generador de vórtice.



En la Tabla 5.5, se presentan los resultados, cuando se incorpora un promotor de turbulencia de baffles compuestos (*baffles compound*) y se hace cambio de pasos por tubo, en un intercambiador de calor con fluido viscoso newtoniano definido con 4 pasos por tubo y un paso en coraza, en términos del trabajo térmico y la caída de presión.

Tabla 5.5. Trabajo térmico y la caída de presión, en readecuación de intercambiadores, fluido viscoso. Baffles compuestos, representados es las gráficas 5.7, 5.8

	Promotor de turbulencia	Paso 1: incorporando promotor		Paso 2: cambio de pasos en tubo		Cambio total	
		Q KW	Caída presión tubo pa	Q KW	Caída presión tubo pa	Aumento en Q [w]	Aumento en caída de presión ΔPa [Pa]
0	Tubo liso	4339054.41	9952.76	4339054	9953	0.00	0
44	<i>V-Shapped rings</i> [46]	4583039.45	217586.59	4552478	63578	213424.05	53625
46	<i>Inclined horseshoe baffles</i> [45, 48]	4559336.35	71291.25	4501168	19406	162113.22	9454
47	<i>Inclined vortex rings</i> [49]	4547868.30	104071.13	4485356	30074	146301.61	20121
48	<i>Propeller swirl generator</i> [50]	4444844.07	143408.60	4274964	58728	-64090.46	48776
49	<i>Twisted cross- baffles</i> [51]	4558960.70	114567.42	4494185	30613	155130.98	20660
50	<i>Straight cross- baffles</i> [52]	4535865.52	965704.78	4450873	257859	111818.23	247906
51	<i>Alternate twisted-baffles</i> [53]	4546491.82	86175.69	4470488	22978	131433.28	13026
52	<i>Twisted-baffles</i> [54]	4534889.38	77064.39	4449906	20620	110851.60	10668
53	<i>Straight alternate- baffles</i> [55]	4515181.84	354976.93	4411561	94850	72507.07	84898
54	<i>Straight Baffles</i> [56]	4510876.63	261433.54	4403079	69855	64024.17	59903
55	<i>Diverging conical ring (DR)</i> [57]	4585444.32	1069235.20	4564550	357640	225495.60	347687
56	<i>Converging conical ring (CR)</i> [58]	4527857.00	362135.59	4456617	108262	117562.14	98309
57	<i>C-D conical ring (CDR)</i> [59]	4553237.32	459351.79	4506395	134686	167340.40	124733

A continuación, se muestran los resultados mediante el análisis de segunda ley y el análisis de longitud térmica - longitud hidráulica respectivamente, para promotores baffles compuestos (*baffles compound*). En la que se puede observar la relación entre las irreversibilidades del intercambiador de calor readecuado con el intercambiador de calor original, así mismo, se referencia la participación de la irreversibilidad por transferencia de



calor y la irreversibilidad por caída de presión para promotores generadores de baffles compuestos. Este tipo de promotor de turbulencia en particular son promotores que en fluidos viscosos su coeficiente de fricción es muy grande por lo tanto la caída de presión es muy grande, esto se refleja en la magnitud de la irreversibilidad por caída de presión, así mismo, esta familia de promotores de turbulencia no ofrecen al sistema mayor variación en la irreversibilidad por transferencia de calor, el promotor que presenta una irreversibilidad cercana a la del sistema original es el promotor número 46 donde el trabajo térmico aumentó en 162113 W y la caída de presión en 9454 Pa, por otra parte el promotor 55 el trabajo térmico aumentó 229456 W y la carga térmica 347687 Pa (Figura 5.7).

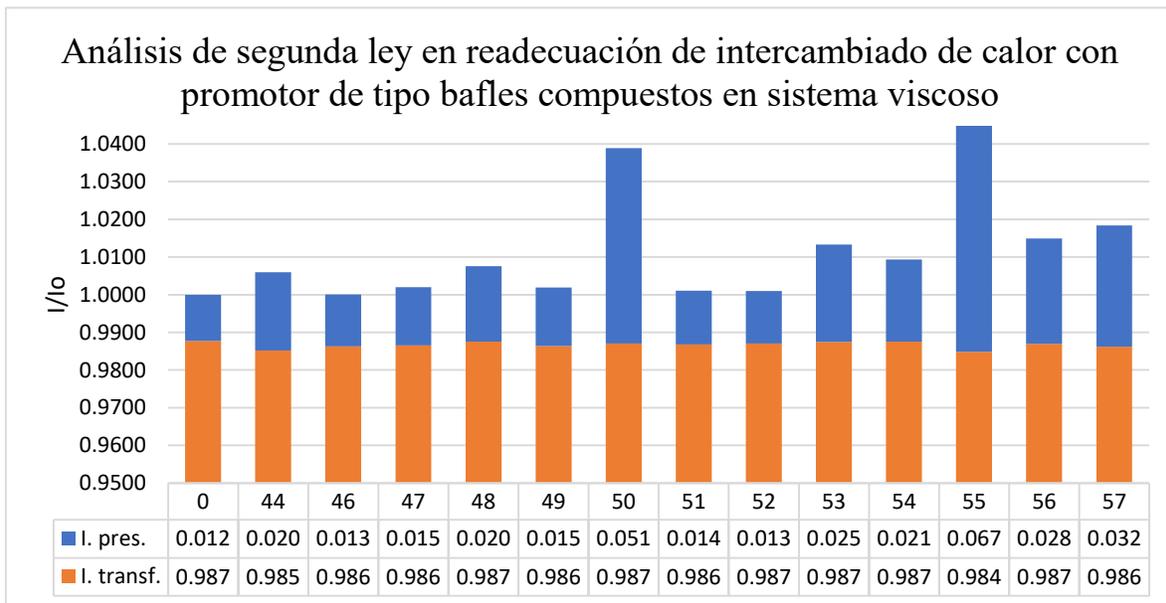


Figura 5.7. Análisis de segunda ley – readecuación de intercambiador de calor- sistema fluido viscoso- Baffles compuestos.

Estos mismos cambios en el intercambiador se puede evaluar evaluados mediante la metodología de longitud térmica-longitud hidráulica están representados en la Figura 5.8.



Aquí observamos cómo, la longitud hidráulica y la longitud térmica, al igual que en el análisis de irreversibilidad el promotor número 48 aumento la longitud térmica debido a que al hacer la readecuación del intercambiador calor el trabajo térmico se redujo con relación al intercambiador original 64090 W y el aumento en la caída de presión es de 48776 Pa.

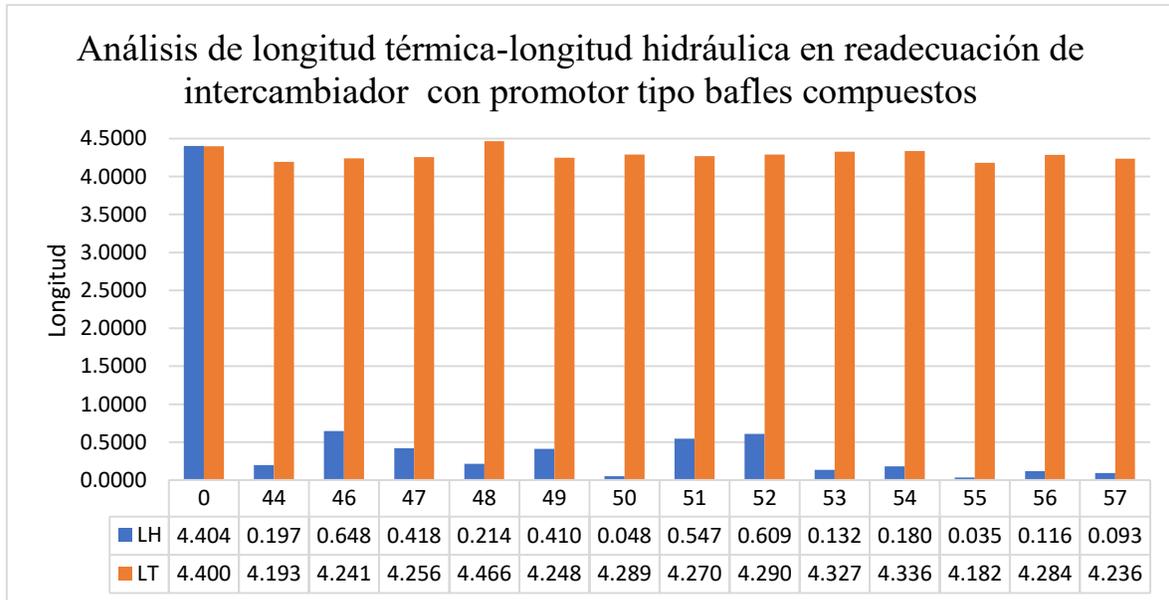


Figura 5.8. Metodología longitud térmica-longitud hidráulica– readecuación de intercambiador de calor sistema fluido viscoso-Baffle compuesto.

En la siguiente tabla se presentan los resultados, de cuando se incorpora un promotor de turbulencia de bonina en espiral y se hace cambio de pasos por tubo, en un intercambiador de calor con fluido viscoso newtoniano definido con 4 pasos por tubo y un paso en coraza, en términos del trabajo térmico y la caída de presión (Tabla 5.6).



Tabla 5.6. Trabajo térmico y la caída de presión, en readecuación de intercambiador, fluido viscoso. Bobina es espiral, representados en las figuras 5.9, 5.10.

	Promotor de turbulencia	Paso 1: incorporando promotor		Paso 2: cambio de pasos en tubo		Cambio total	
		Q KW	Caída presión tubo pa	Q KW	Caída presión tubo pa	Aumento en Q [w]	Aumento en caída de presión Δ Pa [Pa]
0	Tubo liso	4339054.41	9953	4339054.41	9953	0.00	0.0
60	Equilateral triangular cross sectioned CW. [64]	4522672.17	79272	4457999.75	28300	118945.34	18347.5
61	CW placed separately. [65]	4496914.54	67170	4393074.39	21664	54019.98	11711.2
62	Circular-rings and twisted tapes [66]	4565700.26	216845	4513885.84	62359	174831.43	52405.9
63	Circular-rings [67]	4530945.37	105961	4445949.85	28254	106895.45	18301.4
65	Combined non- uniform wire coil and TT (D-coil) [70]	4547207.36	352690	4483025.72	106836	143971.32	96883.5
66	Combined non- uniform wire coil and TT (DI-coil) [71]	4544756.99	352690	4478117.78	106836	139063.38	96883.5
67	Combined wire coil and TT [72]	4589885.56	630523	4568819.46	203291	229765.05	193338.5

Las Figuras 5.9 y 5.10, presentan los resultados obtenidos mediante el análisis de segunda ley y el análisis de longitud térmica-longitud hidráulica respectivamente, para promotores baffles compuestos (Bobina en espiral), al integrar esto al promotor se genera mayor irreversibilidad, debido al aumento en la caída de presión, en particular el promotor 67, aumenta la carga térmica 229767 KW a costa de un aumento en la caída de presión de 193338.5 Pa.



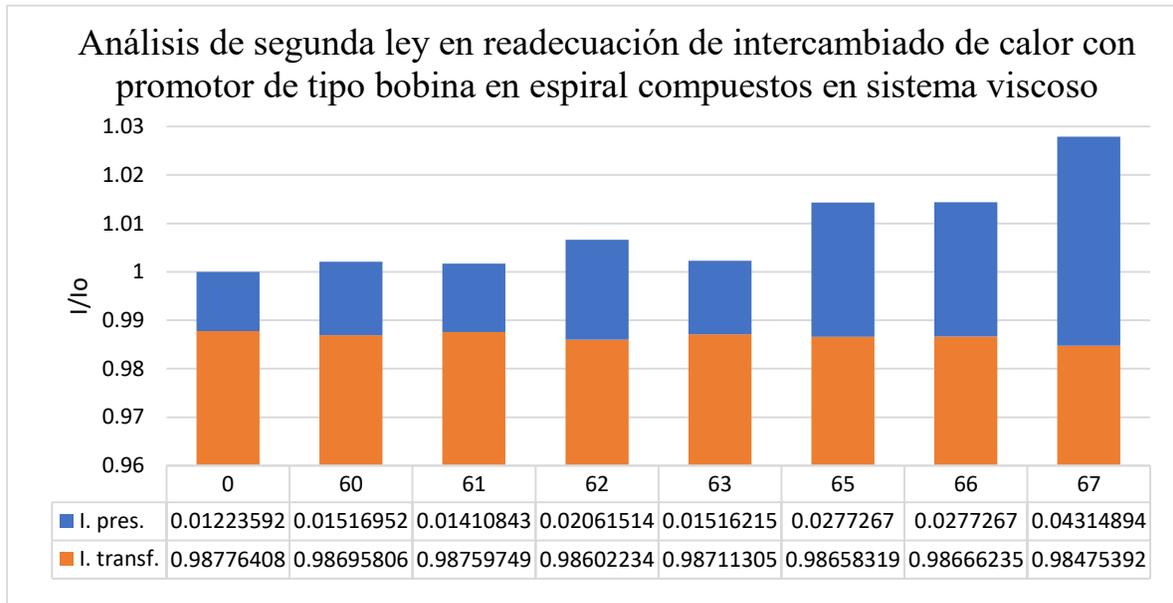


Figura 5.9. Análisis de segunda ley – readecuación de intercambiador de calor- sistema fluido viscoso- Bobina espiral.

En la Figura 5.10, se observa la longitud hidráulica y la longitud térmica, al igual que en el análisis de irreversibilidad el promotor número 67 presenta una menor longitud térmica efecto del aumento en el trabajo térmico y una menor longitud hidráulica efecto del aumento en la caída de presión.



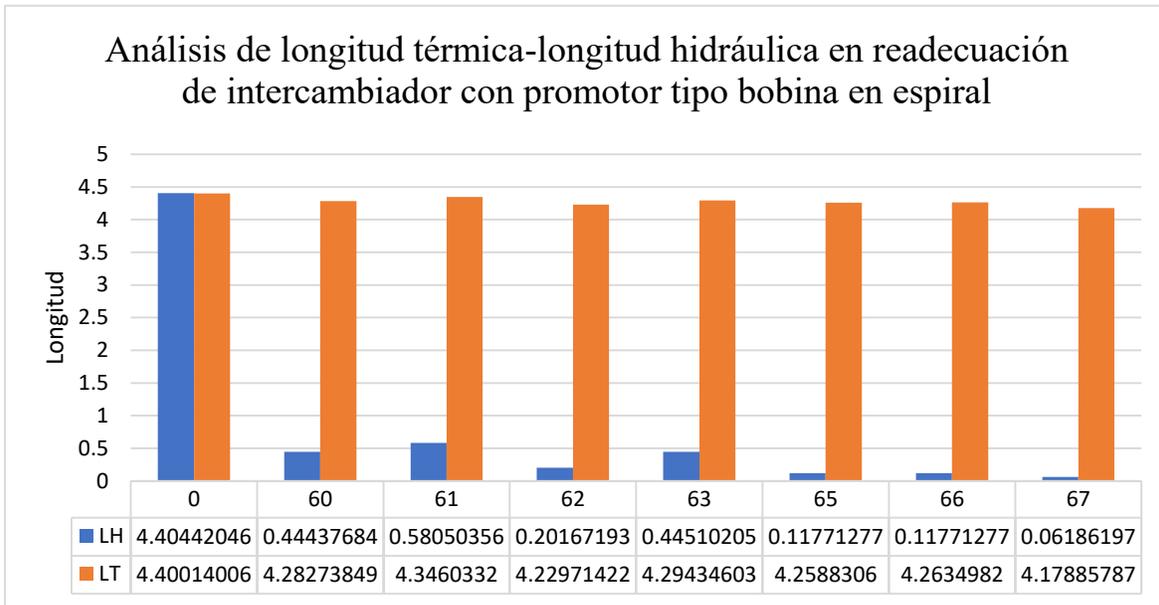


Figura 5.10. Metodología longitud térmica-longitud hidráulica–readecuación de intercambiador de calor sistema fluido viscoso-bobina espiral.

En la Tabla 5.7, se presentan los resultados como resultado del análisis de cuando se incorpora un promotor de turbulencia de cinta con varilla y se hace cambio de pasos por tubo, en un intercambiador de calor con fluido viscoso newtoniano definido con 4 pasos por tubo y un paso en coraza, en términos del trabajo térmico y la caída de presión.

Tabla 5.7. Trabajo térmico y la caída de presión en readecuación de intercambiadores, fluido viscoso. Cinta con varilla, representados en las gráficas 5.11, 5.12

	PROMOTOR DE TURBULENCIA	Paso 1: incorporando promotor		Paso 2: cambio de pasos en tubo		Cambio total	
		Q KW	Caída presión tubo pa	Q KW	Caída presión tubo pa	Aumento en Q [w]	Aumento en caída de presión ΔPa [Pa]
0	TUBO LISO	4339054.41	9953	4339054.41	9953	0.00	0
68	<i>Regularly spaced quadruple twisted tapes in co arrangement (Co-RS-QTT). [78]</i>	4528365.26	64865	4454248.11	18914	115193.70	8961
69	<i>Regularly spaced quadruple twisted tapes in counter arrangement (C-RS-QTT) [79]</i>	4509529.98	74952	4414455.08	21992	75400.67	12039
70	<i>Regularly spaced quadruple twisted tapes cross arrangement (Cross-RS-QTT). [80]</i>	4553127.44	74783	4510450.43	22080	171396.03	12127



La Figura 5.11, relaciona las irreversibilidades del intercambiador de calor readecuado con el intercambiador de calor original, así mismo, se muestra la participación de la irreversibilidad por transferencia de calor y la irreversibilidad por caída de presión para promotores baffles compuestos. La menor irreversibilidad por transferencia la presenta el promotor número 70 esto se debe a un aumento en el trabajo térmico con selección al sistema original, este aumento del trabajo térmico corresponde a 171396 W, así mismo, presenta una irreversibilidad por caída de presión que corresponde a 12177 Pa.

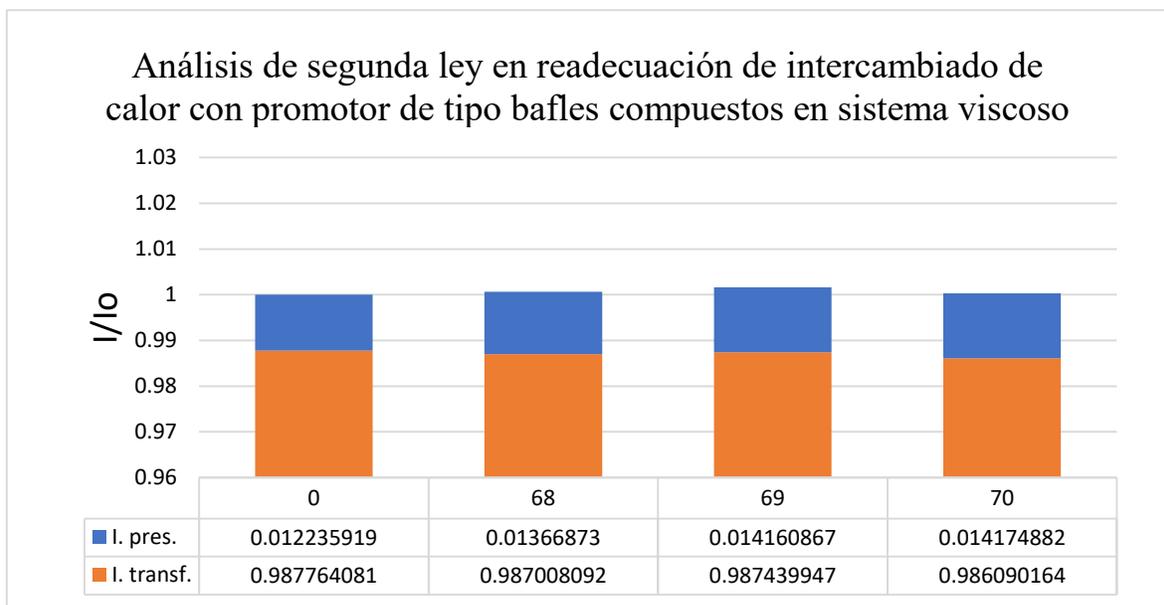


Figura 5.11 Análisis de segunda ley – readecuación de intercambiador de calor- sistema fluido viscoso- Cinta con varilla.



El análisis de datos entre longitud hidráulica y la longitud térmica, al igual que en el análisis de irreversibilidad los promotores 70-68-69 tiene una menor longitud térmica efecto del aumento en el trabajo térmico y una menor longitud hidráulica debido al aumento en la caída de la presión (Figura 5.12).

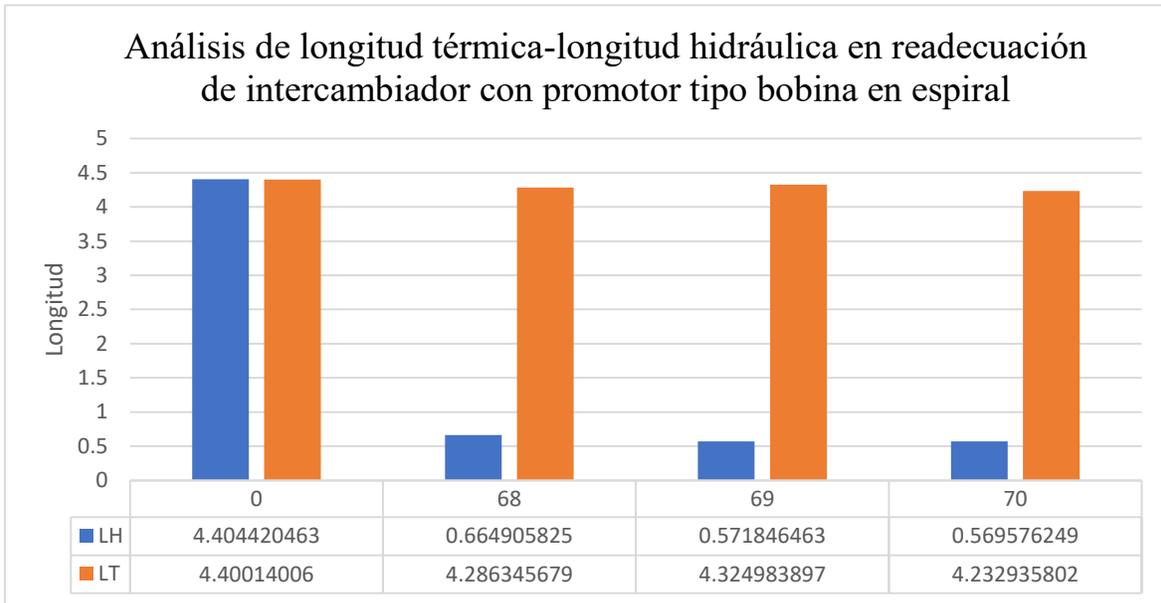


Figura 5.12. Metodología longitud térmica-longitud hidráulica- readecuación de intercambiador de calor sistema fluido viscoso-Cinta con varilla

5.3.Conclusión del capítulo V

La estrategia planteada en la readecuación del intercambiador de calor, cuando el fluido de trabajo es un fluido viscosos, permite aumentar la carga térmica en el intercambiador con el promotor de turbulencia y alivianar la caída de presión, esto se logra integrando el promotor de turbulencia y variado el paso del fluido por los tubos.



Conclusiones finales :

- El comportamiento termo-hidráulico es totalmente disímil para cada promotor de turbulencia con la mínima variación geométrica por lo tanto no es apropiado realizar una generalización del comportamiento termo-hidráulico de los promotores por familias.
- Para mejorar la transferencia de calor en la readecuación del intercambiador de calor con el uso de promotores de turbulencia de manera efectiva se debe tener presente que el fluido que va por el tubo corresponda al fluido con el menor coeficiente transferencia de lo contrario podría presentar escenarios donde el uso del promotor de turbulencia no es conveniente para la readecuación del intercambiador que lleve a la mejorar de la transferencia de calor en el equipo y se deberá de considerar otras técnicas pasivas o activas para la readecuación del intercambiador.
- En la evaluación del desempeño termo-hidráulico de los promotores de turbulencia en la readecuación de intercambiadores de calor empleado la metodología de longitud térmica y longitud hidráulica versus el análisis de desempeño termodinámico de segunda ley, se concluye que las dos metodologías ofrecen resultados iguales para la elección del promotor de turbulencia, demostrando así la hipótesis planteada en el presente trabajo.
- Se logro establecer una metodología practica que permite seleccionar el promotor de turbulencias y además identificar si verdaderamente se aprovechan las bondades termo-hidráulicas de un promotor de turbulencia al integrarlo en la readecuación de un intercambiador de calor



Recomendaciones y Trabajos futuros:

- En relación con la aplicación de promotores de turbulencia para mejorar el desempeño de equipo en operación, en este trabajo se analizó el incremento en la capacidad de transferencia de calor y la caída de presión. Un efecto importante que es necesario investigar es el incremento de potencia de bombeo que afecta directamente el costo de operación, así como los efectos corriente-abajo que afectan la distribución de flujo.
- La metodología de selección en diseño y de aplicación en readecuación de equipo existente se puede implementar en un software de uso académico e industrial.
- En este trabajo se presento una metodología de selección de promotores de turbulencia basado únicamente en la mejora de la transferencia de calor y buscando mantener la caída de presión en niveles bajos. Como siguiente paso, se recomienda implementar una metodología de optimización para la selección del promotor basada en la minimización de los costos totales de operación del intercambiador de calor.
- En el tema de optimización, se desprende también la necesidad de desarrollar un modelo generalizado de desempeño termo-hidráulico a partir del cual se pueda optimizar la geometría del promotor de turbulencia. Lo que se buscaría sería el diseño geométrico que minimiza la caída de presión y maximiza la transferencia de calor.



Referencias bibliográficas

1. Abu-Hamdeh, N. H., Alimoradi, A. (2021). Investigation of the effect of the finned coiled wire insert on the heat transfer intensification of circular tube: Energy and exergy analysis. *Chemical Engineering and Processing-Process Intensification*, 160, 108245.
2. Awais, M. and Bhuiyan, A. A. (2018). Heat transfer enhancement using different types of vortex generators (VGs): A review on experimental and numerical activities. *Thermal Science and Engineering Progress*, 5:524–545.
3. Bejan, A. (1977). The concept of irreversibility in heat exchanger design: counterflow heat exchangers for gas-to-gas applications.
4. Bejan A (1996) Entropy generation minimization. CRC Press, Boca Raton
5. Bucak, H., Yilmaz, F. (2020). The current state on the thermal performance of twisted tapes: a geometrical categorisation approach. *Chemical Engineering and Processing-Process Intensification*, 107929.
6. Cao, X., Chen, D., Du, T., Liu, Z., and Ji, S. (2020). Numerical investigation and experimental validation of thermo-hydraulic and thermodynamic performances of helical baffle heat exchangers with different baffle configurations. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 160:120181.
7. Chamoli, S., Yu, P., Yu, S. (2017). Multi-objective shape optimization of a heat exchanger tube fitted with compound inserts. *Applied Thermal Engineering*, 117, 708-724.
8. Chaurasia, S. R., Sarviya, R. M. (2021). Comparative thermal performance analysis with entropy generation on helical screw insert in tube with number of strips with nanofluid at laminar flow regime. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 122, 105138.
9. Coulson, J. M., Richardson, J.F., Backhurst, J.R., & Harter. J.H. (1996). *Drying Coulson & Richardson's Chemical Engineering.*, 690-744.
10. Dang, W., Wang, L. B. (2021). Convective heat transfer enhancement mechanisms in circular tube inserted with a type of twined coil. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 169, 120960.
11. Deshmukh, P. W., Prabhu, S. V., and Vedula, R. P. (2016). Heat transfer enhancement for laminar flow in tubes using curved delta wing vortex generator inserts. *Applied Thermal Engineering*, 106:1415–1426.
- 12., S., Thianpong, C., Eiamsa-Ard, P., and Promvong, P. (2010). Thermal characteristics in a heat exchanger tube fitted with dual twisted tape elements in tandem. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 37(1):39–46.



13. Farhan, A. A., Ali, A. I. M., Ahmed, H. E. (2021). Energetic and exergetic efficiency analysis of a v-corrugated solar air heater integrated with twisted tape inserts. *Renewable Energy*, 169, 1373-1385
14. Garcia, A., Solano, J. P., Vicente, P. G., and Viedma, A. (2007). Enhancement of laminar and transitional flow heat transfer in tubes by means of wire coil inserts. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50(15- 16):3176–3189.
15. Gugulothu, R., Somanchi, N. S., Reddy, K. V. K., and Akkiraju, K. (2017). A review on enhancement of heat transfer in heat exchanger with different inserts. *Materials today: proceedings*, 4(2):1045–1050.
16. Hasanpour, A., Farhadi, M., and Sedighi, K. (2014). A review study on twisted tape inserts on turbulent flow heat exchangers: The overall enhancement ratio criteria. *International communications in heat and mass transfer*, 55:53–62.
17. Herwig, H., Kock, F. (2007). Direct and indirect methods of calculating entropy generation rates in turbulent convective heat transfer problems. *Heat and mass transfer*, 43(3), 207-215.
18. Hong, Y., Du, J., Wang, S. (2017). Turbulent thermal, fluid flow and thermodynamic characteristics in a plain tube fitted with overlapped multiple twisted tapes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 115, 551-565
19. Holagh, S. G., Abdous, M. A., Shamsaiee, M., Saffari, H. (2020). Assessment of heat transfer enhancement technique in flow boiling conditions based on entropy generation analysis: twisted-tape tube. *Heat and Mass Transfer*, 56(2), 429-443.
20. Kumar, B., Srivastava, G. P., Kumar, M., and Patil, A. K. (2018). A review of heat transfer and fluid flow mechanism in heat exchanger tube with inserts. *Chemical Engineering and Processing-Process Intensification*, 123:126–137.
21. Khanmohammadi, S., Mazaheri, N. (2019). Second law analysis and multi-criteria optimization of turbulent heat transfer in a tube with inserted single and double twisted tape. *International Journal of Thermal Sciences*, 145, 105998.
22. Keklikcioglu, O., Ozceyhan, V. (2017). Entropy generation analysis for a circular tube with equilateral triangle cross sectioned coiled-wire inserts. *Energy*, 139, 65-75
23. Kock, F., Herwig, H. (2005). Entropy production calculation for turbulent shear flows and their implementation in CFD codes. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 26(4), 672-680.
24. Kurtbaşı, İ., Durmuş, A., Eren, H., Turgut, E. (2007). Effect of propeller type swirl generators on the entropy generation and efficiency of heat exchangers. *International journal of thermal sciences*, 46(3), 300-307.



25. Kumar, A., Chamoli, S., Kumar, M., Singh, S. (2016). Experimental investigation on thermal performance and fluid flow characteristics in circular cylindrical tube with circular perforated ring inserts. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 79, 168-174.
26. Liebenberg, L. and Meyer, J. P. (2007). In-tube passive heat transfer enhancement in the process industry. *Applied Thermal Engineering*, 27(16):2713– 2726.
27. Lin, W.-C., Ferng, Y.-M., and Chieng, C.-C. (2013). Numerical computations on flow and heat transfer characteristics of a helically coiled heat exchanger using different turbulence models. *Nuclear Engineering and Design*, 263:77–86.
28. Liu, S. and Sakr, M. (2013). A comprehensive review on passive heat transfer enhancements in pipe exchangers. *Renewable and sustainable energy reviews*, 19:64–81.
29. Liu, P., Zheng, N., Liu, Z., Liu, W. (2019). Thermal-hydraulic performance and entropy generation analysis of a parabolic trough receiver with conical strip inserts. *Energy conversion and management*, 179, 30-45
30. Loredó Sáenz, Y. A. (2014). Caracterización termohidráulica del área de transferencia de calor en superficies extendidas mediante simulación numérica. PhD thesis, Universidad Autónoma de Nuevo León.
31. Lv, J. Y., Liu, Z. C., Liu, W. (2020). Active design for the tube insert of center-connected deflectors based on the principle of exergy destruction minimization. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 150, 119260.
32. Mousa, M. H., Miljkovic, N., Nawaz, K. (2021). Review of heat transfer enhancement techniques for single phase flows. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 137, 110566
33. Mwesigye, A., Bello-Ochende, T., Meyer, J. P. (2016). Heat transfer and entropy generation in a parabolic trough receiver with wall-detached twisted tape inserts. *International Journal of Thermal Sciences*, 99, 238-257.
34. Nanan, K., Thianpong, C., Pimsarn, M., Chuwattanakul, V., and Eiamsa-Ard, S. (2017). Flow and thermal mechanisms in a heat exchanger tube inserted with twisted cross-baffle turbulators. *Applied Thermal Engineering*, 114:130–147.
35. Picón-Núñez, M., Melo-González, J. C. (2020). Use of the thermal and hydraulic length for the screening selection of turbulence promoters in tubular heat exchangers. *Chemical Engineering and Processing-Process Intensification*, 157, 108153.
36. Picón-Núñez, M. (2018). Turbulence Promoters for Heat Transfer Enhancement. *Progress in Petrochemical Science*, 1(3):71–74.
37. Salhi, J. E., Zarrouk, T., Salhi, N. (2021). Numerical study of the thermo-energy of a tubular heat exchanger with longitudinal baffles. *Materials Today: Proceedings*.
38. Shah, R. K., Sekulic, D. P. (2003). *Fundamentals of heat exchanger design*. John Wiley Sons



39. Sharifi, K., Sabeti, M., Rafiei, M., Mohammadi, A. H., Ghaffari, A., Asl, M. H., and Yousefi, H. (2020). A good contribution of computational fluid dynamics (CFD) and GA-ANN methods to find the best type of helical wire inserted tube in heat exchangers. *International Journal of Thermal Sciences*, 154:106398.
40. Sonntag, R. E., Borgnakke, C. (1983). *Fundamentos de termodinámica*. Editora Blucher.
41. Yang, C., Liu, G., Zhang, J., and Qian, J.-y. (2020). Thermohydraulic analysis of hybrid smooth and spirally corrugated tubes. *International Journal of Thermal Sciences*, 158:106520.
42. Yu, C., Zhang, H., Wang, Y., Zeng, M., Gao, B. (2020). Numerical study on turbulent heat transfer performance of twisted oval tube with different cross sectioned wire coil. *Case Studies in Thermal Engineering*, 22, 100759
43. Zheng, N., Liu, P., Shan, F., Liu, Z., Liu, W. (2017). Sensitivity analysis and multi-objective optimization of a heat exchanger tube with conical strip vortex generators. *Applied Thermal Engineering*, 122, 642-652.



Tabla A.1. Recopilación de las correlaciones de los promotores de turbulencia del tipo “Twisted Tapes (TT)” extraídos en la revisión de la literatura.

No.	Nombre	Parámetros	Nusselt	Factor de fricción	η
1	Perforated twisted tape	R_p = Tamaño de perforación	$Nu = (0.0002R_p^3 - 0.0046R_p^2 + 0.0334R_p + 0.6569) \cdot Re^{(0.00005R_p^3 - 0.0013R_p^2 + 0.0073R_p + 0.5501) Pr^{0.33}}$	$f = (-0.0027R_p^3 + 0.0583R_p^2 + 0.0455R_p + 24.536) \cdot Re^{(0.00005R_p^3 - 0.0022R_p^2 + 0.012R_p - 0.6006)}$	$\eta = 36.995 \cdot C \cdot C_1^{-0.676} \cdot Re^{(-0.000011R_p^3 + 0.000187R_p^2 - 0.000808R_p - 0.07168)} \cdot C = (0.0002R_p^3 - 0.0046R_p^2 + 0.0334R_p + 0.6569) \cdot C_1 = (-0.0027R_p^3 + 0.0583R_p^2 + 0.0455R_p + 24.5)$
2	Double perforated counter twisted tape	R_p = Tamaño de perforación	$Nu = (0.0003R_p^3 - 0.0093R_p^2 + 0.0556R_p + 0.6194) \cdot Re^{(-0.000004R_p^3 + 0.0002R_p^2 - 0.00001R_p + 0.546) Pr^{0.33}}$	$f = (0.008R_p^3 - 0.0231R_p^2 - 0.1877R_p + 16.659) \cdot Re^{(0.00004R_p^3 - 0.0012R_p^2 + 0.0108R_p - 0.5579)}$	$\eta = 41.176 \cdot C \cdot C_1^{-0.6802} \cdot Re^{(-0.0000312R_p^3 + 0.001016R_p^2 - 0.00745R_p - 0.11614)} \cdot C_1 = (0.0003R_p^3 - 0.0093R_p^2 + 0.0556R_p + 0.6194) \cdot C_1 = (0.008R_p^3 - 0.0231R_p^2 - 0.1877R_p + 16.659)$
3	Twisted tape with wire-nails	y = Radio de torsión	$Nu = 0.063Re^{0.789} Pr^{0.33} y^{-0.257}$	$f = 28.91Re^{-0.731} y^{-0.255}$	$\eta = 1.919Re^{-0.032} y^{-0.165}$
4	C-Helically twisted tape	P/D = Relación de toque	$Nu = 0.068Re^{0.792} Pr^{0.4} \left(\frac{P}{D}\right)^{-0.199}$	$f = 19.6Re^{-0.301} \left(\frac{P}{D}\right)^{-1.498}$	$\eta = 3.72Re^{-0.149} \left(\frac{P}{D}\right)^{0.299}$
5	Co-Helically twisted tape	P/D = Relación de toque	$Nu = 0.047Re^{0.793} Pr^{0.4} \left(\frac{P}{D}\right)^{-0.179}$	$f = 6.24Re^{-0.298} \left(\frac{P}{D}\right)^{-1.447}$	$\eta = 3.806Re^{-0.147} \left(\frac{P}{D}\right)^{0.303}$
6	V-Cut twisted tape	y = Radio de torsión d_e/W = Relación de profundidad del corte w/W = Relación de ancho del corte	$Nu = 0.0296Re^{0.853} Pr^{0.33} y^{-0.222} \left(1 + \left[\frac{d_e}{W}\right]\right)^{1.148} \left(1 + \left[\frac{w}{W}\right]\right)^{0.751}$	$f = 8.632Re^{-0.615} y^{-0.269} \left(1 + \left[\frac{d_e}{W}\right]\right)^{2.477} \left(1 + \left[\frac{w}{W}\right]\right)^{-1.914}$	$\eta = 1.392Re^{-0.01} y^{-0.124} \left(1 + \left[\frac{d_e}{W}\right]\right)^{0.252} \left(1 + \left[\frac{w}{W}\right]\right)^{-0.058}$
7	TT with alternate axes and trapezoidal wings	d/W = Relación del tamaño de corte	$Nu = 0.625Re^{0.547} Pr^{0.4} \left(\frac{d}{W}\right)^{0.113}$	$f = 64Re^{-0.587} \left(\frac{d}{W}\right)^{0.189}$	$\eta = 6.56Re^{-0.175} \left(\frac{d}{W}\right)^{0.049}$
8	TT with alternate axes and rectangular wings	d/W = Relación del tamaño de corte	$Nu = 0.506Re^{0.562} Pr^{0.4} \left(\frac{d}{W}\right)^{0.103}$	$f = 43.7Re^{-0.562} \left(\frac{d}{W}\right)^{0.181}$	$\eta = 6.04Re^{-0.168} \left(\frac{d}{W}\right)^{0.043}$
9	TT with alternate axes and triangular wings	d/W = Relación del tamaño de corte	$Nu = 0.404Re^{0.58} Pr^{0.4} \left(\frac{d}{W}\right)^{0.096}$	$f = 36Re^{-0.553} \left(\frac{d}{W}\right)^{0.172}$	$\eta = 5.14Re^{-0.158} \left(\frac{d}{W}\right)^{0.038}$
10	TT with center wings (WT)	β = Ángulo del ala	$Nu = 0.232Re^{0.595} Pr^{0.4} (1 + \tan\beta)^{0.202}$	$f = 14.039Re^{-0.505} (1 + \tan\beta)^{0.406}$	$\eta = 4.629Re^{-0.166} (1 + \tan\beta)^{0.067}$
11	TT with center wings and alternate axes (WT-A)	β = Ángulo del ala	$Nu = 0.385Re^{0.568} Pr^{0.4} (1 + \tan\beta)^{0.129}$	$f = 20.445Re^{-0.504} (1 + \tan\beta)^{0.282}$	$\eta = 6.772Re^{-0.194} (1 + \tan\beta)^{0.035}$
12	Alternate clockwise and counter-clockwise TT	y/W = Radio de torsión θ = Ángulo de desviación	$Nu = 0.31Re_s^{0.6} Pr^{0.4} \left(\frac{y}{W}\right)^{-0.36} (1 + \sin\theta)^{0.44}$	$f = 46.39Re_s^{-0.544} \left(\frac{y}{W}\right)^{-0.77} (1 + \sin\theta)^{0.45}$	$\eta = 2.93Re_s^{-0.1} \left(\frac{y}{W}\right)^{-0.14} (1 + \sin\theta)^{0.31}$
13	Straight delta-winglet TT	y/W = Radio de torsión d/W = Radio de corte de ala	$Nu = 0.184Re^{0.675} Pr^{0.4} \left(\frac{y}{W}\right)^{-0.465} \left(1 + \frac{d}{W}\right)^{0.76}$	$f = 21.7Re^{-0.45} \left(\frac{y}{W}\right)^{-0.564} \left(1 + \frac{d}{W}\right)^{1.41}$	$\eta = 2.164Re^{-0.0435} Pr^{0.4} \left(\frac{y}{W}\right)^{-0.304} \left(1 + \frac{d}{W}\right)^{0.556}$

Apéndice





Tabla A.1. (Continuación)

No.	Nombre	Parámetros	Nusselt	Factor de fricción	η
14	Oblique delta-winglet TT	y/W = Radio de torsión d/W = Radio de corte de ala	$Nu = 0.18Re^{0.67}Pr^{0.4} \left(\frac{y}{W}\right)^{-0.423} \left(1 + \frac{d}{W}\right)^{0.982}$	$f = 24.8Re^{-0.51} \left(\frac{y}{W}\right)^{-0.566} \left(1 + \frac{d}{W}\right)^{1.87}$	$\eta = 2.04Re^{-0.042}Pr^{0.4} \left(\frac{y}{W}\right)^{-0.261} \left(1 + \frac{d}{W}\right)^{0.45}$
15	Square-cut TT	y = Radio de torsión	$Nu = 0.041Re^{0.826}Pr^{0.33}y^{-0.228}$	$f = 6.936Re^{-0.579}y^{-0.259}$	$\eta = 2.07Re^{-0.049}y^{-0.135}$
16	Peripherally-cut TT with alternate axis	w/W = Tamaño de corte	$Nu = 0.422Re^{0.544}Pr^{0.4} \left(\frac{w}{W}\right)^{-0.148}$	$f = 59.08Re^{-0.615} \left(\frac{w}{W}\right)^{-0.18}$	$\eta = 5.92Re^{-0.205} \left(\frac{w}{W}\right)^{-0.082}$
17	Peripherally-cut TT	w/W = Tamaño de corte	$Nu = 0.126Re^{0.658}Pr^{0.4} \left(\frac{w}{W}\right)^{-0.101}$	$f = 18.82Re^{-0.566} \left(\frac{w}{W}\right)^{-0.193}$	$\eta = 3.37Re^{-0.14} \left(\frac{w}{W}\right)^{-0.028}$
18	Multiple TT	y/W = Radio de torsión N = Número de promotores	$Nu = 0.092Re^{0.065}Pr^{0.4}N^{0.46}$	$f = 0.791Re^{-0.33}N^{0.873}$	$\eta = \frac{\left(\frac{Nu}{Nu_0}\right)}{\left(\frac{f}{f_0}\right)^{\frac{1}{3}}}$
19	Co-swirling flow twin TT	y/W = Radio de torsión	$Nu = 0.264Re^{0.66}Pr^{0.4} \left(\frac{w}{W}\right)^{-0.61}$	$f = 41.7Re^{-0.52} \left(\frac{y}{W}\right)^{-0.84}$	$\eta = 1.82Re_s^{-0.0186} \left(\frac{y}{W}\right)^{-0.38}$ $Re_e = 5.57Re_s^{0.9} \left(\frac{y}{W}\right)^{-0.31}$
20	Counter swirling flow twin TT	y/W = Radio de torsión	$Nu = 0.473Re^{0.66}Pr^{0.4} \left(\frac{y}{W}\right)^{-0.9}$	$f = 72.29Re^{-0.53} \left(\frac{y}{W}\right)^{-1.01}$	$\eta = 2.8Re_s^{-0.016} \left(\frac{y}{W}\right)^{-0.624}$ $Re_e = 6.81Re_s^{0.9} \left(\frac{y}{W}\right)^{-0.37}$
21	Clockwise and counter clockwise TT with different lengths	l = Tamaño del promotor	$Nu = 0.000028Re^{0.52403}Pr^{0.3333} \left(\frac{l}{L}\right) + 6.3989)^{4.87166}$	$f = 0.00508Re^{-0.52951} \left(\frac{l}{L}\right) + 3.3542)^{5.55354}$	$\eta = \frac{\left(\frac{Nu}{Nu_0}\right)}{\left(\frac{f}{f_0}\right)^{\frac{1}{3}}}$
22	Perforated TT with parallel wings	d/W = Radio del diámetro del orificio w/W = Radio del tamaño de ala.	$Nu = 0.472Re^{0.615}Pr^{0.4} \left(\frac{w}{W}\right)^{0.355} \left(\frac{d}{W}\right)^{-0.034}$	$f = 11.337Re^{-0.316} \left(\frac{w}{W}\right)^{0.304} \left(\frac{d}{W}\right)^{0.062}$	$\eta = 9.849Re^{-0.216} \left(\frac{w}{W}\right)^{0.254} \left(\frac{d}{W}\right)^{0.055}$
23	Double V-ribbed TT	B _R = Tamaño del acanalado	$Nu = 0.168Re^{0.701}Pr^{0.4}B_R^{0.172}$	$f = 5.494Re^{-0.263}B_R^{0.279}$	$\eta = \frac{\left(\frac{Nu}{Nu_0}\right)}{\left(\frac{f}{f_0}\right)^{\frac{1}{3}}}$
24	Perforated helical TT	d/W = Radio del diámetro de perforación s/W = Relación de paso de perforación	$Nu = 0.035Re^{0.785}Pr^{0.4} \left(\frac{d}{W}\right)^{-0.068} \left(\frac{s}{W}\right)^{0.086}$	$f = 1.915Re^{-0.299} \left(\frac{d}{W}\right)^{-0.068} \left(\frac{s}{W}\right)^{0.094}$	$\eta = 4.058Re^{-0.145} \left(\frac{d}{W}\right)^{-0.045} \left(\frac{s}{W}\right)^{0.054}$
25	Rectangular-cut TT	y/W = Radio de torsión	$Nu = 0.00023Re^{1.432} \left(\frac{y}{W}\right)^{-0.01}$	$f = 25.475Re^{-1.0173} \left(\frac{y}{W}\right)^{2.4015}$	$\eta = 1.2387Re^{0.339}Pr^{-0.3} \left(\frac{y}{W}\right)^{-1.33}$
26	Triple twisted tape inserts	y = Radio de torsión	$Nu = (-0.0017y^3 + 0.0179y^2 - 0.0962y + 0.7734) \cdot Re^{(0.00002y^3 + 0.0013y^2 - 0.0094y + 0.5746)}Pr^{0.33}$ $f = (-0.0388y^3 + 0.2484y^2 - 0.8462y + 17.685) \cdot Re^{(0.00005y^3 + 0.0017y^2 - 0.0164y - 0.5193)}$ $\eta = 41.176 \cdot C \cdot C_1^{-0.6802} \cdot Re^{(-0.000014y^3 + 0.000144y^2 + 0.001755y - 0.11379)}$ $C_1 = -0.0388y^3 + 0.2484y^2 - 0.8462y + 17.685$		
27	Multiple square perforated TT	W _d /W _T = Relación de tamaño de corte de ala con respecto al ancho del promotor	$Nu = 0.345Re^{0.7498} \left(\frac{W_d}{W_T}\right)^{0.4321} \exp\left(0.0633 \cdot \ln\left(\frac{W_d}{W_T}\right)^2\right)$	$f = 6.95Re^{-0.2427} \left(\frac{W_d}{W_T}\right)^{0.5634} \exp\left(0.08 \cdot \ln\left(\frac{W_d}{W_T}\right)^2\right)$	$\eta = 16.3Re^{-0.1007} \left(\frac{W_d}{W_T}\right)^{0.6506} \exp\left(0.1133 \cdot \ln\left(\frac{W_d}{W_T}\right)^2\right)$
28	Twisted Rings turbulators	W/D = Radio de ancho de promotor p/D = Relación de espaciamiento entre promotor	$Nu = 0.097Re^{0.833}Pr^{0.4} \left(\frac{W}{D}\right)^{0.408} \left(\frac{p}{D}\right)^{-0.181}$	$f = 0.097Re^{0.833} \left(\frac{W}{D}\right)^{1.665} \left(\frac{p}{D}\right)^{-0.736}$	$\eta = \frac{\left(\frac{Nu}{Nu_0}\right)}{\left(\frac{f}{f_0}\right)^{\frac{1}{3}}}$ $Nu_0 = 0.03277Re^{0.742}Pr^{0.4}$ $f_0 = 0.6165Re^{-0.317}$
29	TT inserts placed separately from the tube wall	y/D = Radio de torsión c/D = Radio de separación entre promotor y pared	$Nu = 0.406903Re^{0.586556}Pr^{0.38} \left(\frac{y}{D}\right)^{-0.443989} \left(\frac{c}{D}\right)^{-0.055072}$ $f = 6.544291Re^{-0.452085} \left(\frac{y}{D}\right)^{-0.730772} \left(\frac{c}{D}\right)^{-0.1579}$	$\eta = 9.750184Re^{-0.177983} \left(\frac{y}{D}\right)^{-0.183513} \left(\frac{c}{D}\right)^{-0.009558} Pr^{0.38}$	



Tabla A.2. Recopilación de las correlaciones de los promotores de turbulencia del tipo “Vortex Generators (VG)” extraídos en la revisión de la literatura.

No.	Nombre	Parámetros	Nusselt	Factor de fricción	H
30	Quadruple perforated-delta-winglet pairs (PW-XT)	B_R = Tamaño relativo del ala P_R = Relación de distancia entre las alas	$Nu = 0.194Re^{0.777}Pr^{0.4}B_R^{0.317}P_R^{-0.373}$	$f = 5.305Re^{-0.076}B_R^{0.976}P_R^{-0.989}$	$\eta = \frac{\left(\frac{Nu}{Nu_0}\right)}{\left(\frac{f}{f_0}\right)^{\frac{1}{3}}}$
31	Typical winglet (TW-XT)	B_R = Tamaño relativo del ala	$Nu = 0.174Re^{0.786}Pr^{0.4}B_R^{0.139}$	$f = 3.709Re^{-0.046}B_R^{0.383}$	
32	Staggered-winglet perforated-tapes (WPT)	B_R = Relación de bloqueo P_R = Relación de distancia entre orificios	$Nu = 0.1844Re^{0.7682}Pr^{0.4}B_R^{0.3097}P_R^{-0.2536}$	$f = 4.3187Re^{-0.0634}B_R^{0.9139}P_R^{-0.7134}$	$\eta = 3.9023Re^{-0.106}B_R^{0.005}P_R^{-0.0158}$
33	Staggered-winglet tape (WTT)	B_R = Relación de bloqueo	$Nu = 0.1949Re^{0.7689}Pr^{0.4}B_R^{0.1714}$	$f = 5.2071Re^{-0.0604}B_R^{0.4248}$	$\eta = 3.8748Re^{-0.1063}B_R^{0.0298}$
34	Winglet vortex generator (WVG)	R_B = Radio de bloqueo R_P = Distancia entre aletas	$Nu = 0.1206Re^{0.75}Pr^{0.4}R_B^{0.2036}R_P^{-0.1008}$	$f = 2.5858Re^{-0.2}R_B^{0.6809}R_P^{-0.3672}$	$\eta = \frac{\left(\frac{Nu}{Nu_0}\right)}{\left(\frac{f}{f_0}\right)^{\frac{1}{3}}}$
35	Punch delta winglet vortex generator (PDWVG)	α = Ángulo de ataque de las aletas	$Nu = 0.013Re^{1.036}Pr^{0.3}\left(\frac{\alpha}{90^\circ}\right)^{0.548}$	$f = 37.748Re^{-0.493}\left(\frac{\alpha}{90^\circ}\right)^{0.37}$	$\eta = 5.534Re^{-0.173}\left(\frac{\alpha}{90^\circ}\right)^{0.152}$
36	Curved-winglet tape (CWT)	B_R = Relación del tamaño del aleta P_R = Relación de distancia entre aletas	$Nu = 0.189Re^{0.758}Pr^{0.4}B_R^{0.079}(P_R + 1)^{-0.276}$	$f = 4.814Re^{-0.064}B_R^{0.309}(P_R + 1)^{-0.888}$	$\eta = 3.853Re^{-0.116}B_R^{-0.024}(P_R + 1)^{0.021}$
37	Perforated curved-winglet tape (P-CWT)	A_h/A_w = Radio de porosidad de los orificios	$Nu = 0.085Re^{0.758}Pr^{0.4}\left(\frac{A_h}{A_w}\right)^{-0.083}$	$f = 0.365Re^{-0.064}\left(\frac{A_h}{A_w}\right)^{-0.174}$	$\eta = 4.121Re^{-0.116}\left(\frac{A_h}{A_w}\right)^{-0.025}$
38	Double-sided delta-winglet tape	PR = Relación de distancia entre aletas α = Ángulo de ataque de las aletas	$Nu = 0.122Re^{0.777}Pr^{0.4}(1 + \tan\alpha)^{0.427}(PR + 1)^{-0.6}$	$f = 1.546Re^{-0.0726}(1 + \tan\alpha)^{1.605}(PR + 1)^{-1.39}$	$\eta = 3.608Re^{-0.094}(1 + \tan\alpha)^{-0.108}(PR + 1)^{-0.131}$
39	Straight tape with center wings (T-W) and B-wings	e_p = Relación de distancia entre aletas. e_w = Relación del grosor de aleta	$Nu = 0.101Re^{0.733}Pr^{0.4}(e_p)^{-0.265}(e_w)^{0.287}$	$f = 0.898Re^{-0.094}(e_p)^{-0.516}(e_w)^{0.655}$	$\eta = 2.48Re^{-0.096}(e_p)^{-0.086}(e_w)^{0.064}$
40	Straight tape with center wings (T-W) and F-wings	e_p = Relación de distancia entre aletas. e_w = Relación del grosor de aleta	$Nu = 0.112Re^{0.731}Pr^{0.4}(e_p)^{-0.283}(e_w)^{0.316}$	$f = 1.55Re^{-0.138}(e_p)^{-0.635}(e_w)^{0.759}$	$\eta = 2.66Re^{-0.099}(e_p)^{-0.078}(e_w)^{0.087}$
41	Straight tape with center wings with alternate axes (T-WA) and B-wings	e_p = Relación de distancia entre aletas. e_w = Relación del grosor de aleta	$Nu = 0.128Re^{0.723}Pr^{0.4}(e_p)^{-0.188}(e_w)^{0.318}$	$f = 1.09Re^{-0.098}(e_p)^{-0.198}(e_w)^{0.547}$	$\eta = 3.02Re^{-0.011}(e_p)^{-0.198}(e_w)^{0.135}$



Tabla A.2. (Continuación)

No.	Nombre	Parámetros	Nusselt	Factor de fricción	η
42	Straight tape with center wings with alternate axes (T-WA) and F-wings	e_p = Relación de distancia entre aletas e_w = Relación del ancho de aleta	$Nu = 0.139Re^{0.723}Pr^{0.4}(e_p)^{-0.198}(e_w)^{0.339}$	$f = 1.68Re^{-0.127}(e_p)^{-0.198}(e_w)^{0.636}$	$\eta = 2.98Re^{-0.107}(e_p)^{-0.198}(e_w)^{0.111}$
43	Perforated vortex generator	P/P_a = Relación de distancia entre promotores PI = Relación del tamaño de perforación	$Nu = 0.152Re^{0.7683}\left(\frac{P}{P_a}\right)^{-0.2092}PI^{-0.1698}$ $f = 3.5758Re^{-0.1808}\left(\frac{P}{P_a}\right)^{-0.2920}PI^{0.6074}\exp[-0.3287\ln(PI)^2]$		$\eta = \frac{\left(\frac{Nu}{Nu_0}\right)}{\left(\frac{f}{f_0}\right)^{\frac{1}{3}}}$
44	Delta-winglet tape	P/D = Relación de distancia entre aletas.			
45	Winglet vortex generator	B = Radio de bloqueo β = Ángulo de ataque de las aletas	$Nu = 0.0783Re^{0.6934}(0.0175\beta + 1)^{0.163}B^{0.0498}$	$f = 2.6796Re^{-0.3649}(0.0175\beta + 1)^{0.6489}B^{0.3675}$	$\eta = \frac{\left(\frac{Nu}{Nu_0}\right)}{\left(\frac{f}{f_0}\right)^{\frac{1}{3}}}$

Tabla A.3. Recopilación de las correlaciones de los promotores de turbulencia del tipo “Baffle-Compound” extraídos en la revisión de la literatura.

No.	Nombre	Parámetros	Nusselt	Factor de fricción	η
46	V-Shapped rings	R_R = Radio de bloqueo R_P = Relación de distancia entre anillos	$Nu = 2.132Re^{0.603}Pr^{0.4}R_B^{0.515}(R_P + 1)^{-0.477}$	$f = 836.54Re^{-0.225}R_B^{1.984}(R_P + 1)^{-1.501}$	$\eta = \frac{\left(\frac{Nu}{Nu_0}\right)}{\left(\frac{f}{f_0}\right)^{\frac{1}{3}}}$ $Nu_0 = 0.0595Re^{0.6976}Pr^{0.4}$ $f_0 = 0.359Re^{-0.2608}$
47	Inclined horseshoe baffles 20°	B_R = Radio de bloqueo P_R = Relación de distancia entre baffles	$Nu = 0.1456Re^{0.7275}Pr^{0.4}B_R^{0.1283}P_R^{-0.1926}$	$f = 4.9123Re^{-0.202}B_R^{0.9991}P_R^{-0.3923}$	$\eta = \frac{\left(\frac{Nu}{Nu_0}\right)}{\left(\frac{f}{f_0}\right)^{\frac{1}{3}}}$
48	Inclined horseshoe baffles 45°	B_R = Radio de bloqueo P_R = Relación de distancia entre baffles	$Nu = 0.1944Re^{0.7381}Pr^{0.4}B_R^{0.2264}P_R^{-0.1454}$	$f = 12.979Re^{-0.1228}B_R^{1.5282}P_R^{-0.4735}$	$\eta = \frac{\left(\frac{Nu}{Nu_0}\right)}{\left(\frac{f}{f_0}\right)^{\frac{1}{3}}}$
49	Inclined vortex rings	BR = Relación del grosor de los anillos PR = Relación de distancia entre anillos	$Nu = 0.165Re^{0.698}Pr^{0.4}(BR + 1)^{3.063}PR$	$f = 1.709Re^{-0.209}(BR + 1)^{10.753}(PR + 1)^{-1.453}$	$\eta = \frac{\left(\frac{Nu}{Nu_0}\right)}{\left(\frac{f}{f_0}\right)^{\frac{1}{3}}}$
50	Propeller swirl generator	PR = Relación de distancia entre hélices N = Número de aspas θ = Ángulo de ataque de las aspas	$Nu = 0.038Re_S^{0.815}Pr^{0.4}(\tan\theta)^{0.194}PR^{-0.26}N^{0.154}$ $f = 210.16Re_S^{-0.712}(\tan\theta)^{0.868}PR^{-0.478}N^{0.343}$ $\eta = 0.392Re_S^{0.117}(\tan\theta)^{-0.071}PR^{-0.114}N^{0.049}$ $Re_p^{2.625} = 176.45Re_S^{2.288}(\tan\theta)^{0.868}PR^{-0.478}N^{0.343}$		



Tabla A.3. (Continuación)

No.	Nombre	Parámetros	Nusselt	Factor de fricción	η
51	Twisted cross-baffles	P/D = Relación de distancia entre baffles	$Nu = 0.093Re^{0.797}Pr^{0.4} \left(\frac{P}{D}\right)^{-0.403}$	$f = 1.414Re^{-0.096} \left(\frac{P}{D}\right)^{-1.036}$	$\eta = 4.9872Re^{-0.121} \left(\frac{P}{D}\right)^{-0.057}$
52	Straight cross-baffles	P/D = Relación de distancia entre baffles	$Nu = 0.072Re^{0.796}Pr^{0.4} \left(\frac{P}{D}\right)^{-0.342}$	$f = 10.988Re^{-0.095} \left(\frac{P}{D}\right)^{-0.855}$	$\eta = 1.946Re^{-0.122} \left(\frac{P}{D}\right)^{-0.057}$
53	Alternate twisted-baffles	P/D = Relación de distancia entre baffles	$Nu = 0.075Re^{0.799}Pr^{0.4} \left(\frac{P}{D}\right)^{-0.249}$	$f = 0.895Re^{-0.093} \left(\frac{P}{D}\right)^{-0.669}$	$\eta = 4.704Re^{-0.119} \left(\frac{P}{D}\right)^{-0.027}$
54	Twisted-baffles	P/D = Relación de distancia entre baffles	$Nu = 0.074Re^{0.79}Pr^{0.4} \left(\frac{P}{D}\right)^{-0.313}$	$f = 0.856Re^{-0.098} \left(\frac{P}{D}\right)^{-0.737}$	$\eta = 4.681Re^{-0.123} \left(\frac{P}{D}\right)^{-0.067}$
55	Straight alternate-baffles	P/D = Relación de distancia entre baffles	$Nu = 0.06Re^{0.798}Pr^{0.4} \left(\frac{P}{D}\right)^{-0.349}$	$f = 4.131Re^{-0.096} \left(\frac{P}{D}\right)^{-0.891}$	$\eta = 2.263Re^{-0.12} \left(\frac{P}{D}\right)^{-0.052}$
56	Straight Baffles	P/D = Relación de distancia entre baffles	$Nu = 0.054Re^{0.8}Pr^{0.4} \left(\frac{P}{D}\right)^{-0.206}$	$f = 2.589Re^{-0.096} \left(\frac{P}{D}\right)^{-0.493}$	$\eta = 2.394Re^{-0.12} \left(\frac{P}{D}\right)^{-0.042}$
57	Diverging conical ring (DR)	d/D = Relación de distancia entre conos	$Nu = 0.863Re^{0.459}Pr^{0.4} \left(\frac{d}{D}\right)^{-1.32}$	$f = 12.52Re^{-0.42} \left(\frac{d}{D}\right)^{-4.31}$	$\eta = 11.46Re_t^{-0.255} \left(\frac{d}{D}\right)^{-0.126}$ $Re_p = 3.07Re_t^{0.961} \left(\frac{d}{D}\right)^{-1.6}$
58	Converging conical ring (CR)	d/D = Relación de distancia entre conos	$Nu = 0.09155Re^{0.655}Pr^{0.4} \left(\frac{d}{D}\right)^{-1.31}$	$f = 1.12Re^{-0.258} \left(\frac{d}{D}\right)^{-4.4}$	$\eta = 2.37Re_t^{-0.103} \left(\frac{d}{D}\right)^{-0.091}$ $Re_p = 1.25Re_t^{0.255} \left(\frac{d}{D}\right)^{-1.64}$
59	C-D conical ring (CDR)	d/D = Relación de distancia entre conos	$Nu = 0.1986Re^{0.586}Pr^{0.4} \left(\frac{d}{D}\right)^{-1.34}$	$f = 1.038Re^{-0.23} \left(\frac{d}{D}\right)^{-4.58}$	$\eta = 5.25Re_t^{-0.1799} \left(\frac{d}{D}\right)^{-0.076}$ $Re_p = 1.214Re_t^{1.03} \left(\frac{d}{D}\right)^{-1.71}$
60	Solid hollow circular ring (SHCR)	d/D = Radio del diámetro del anillo l/D = Radio de distancia entre anillos	$Nu = 0.1284Re^{0.7253}DR^{-0.5792}PR^{-0.088}exp[-0.0246(\ln PR^2)]$ $f = 0.1284Re^{-0.1199}DR^{-4.2233}PR^{-0.2374}exp[0.0033(\ln PR^2)]$ $\eta = 5.1867Re^{-0.1201}DR^{0.8107}PR^{0.0632}exp[-0.0952(\ln PR^2)]$		
61	Circular perforated rings (CPR)	d/D = Radio del diámetro del anillo P_A/T_A = Índice de radio de perforación	$Nu = 0.15Re^{0.7477}DR^{-0.577}PI^{-0.1915}$	$f = 1.88Re^{-0.0916}DR^{-4.3858}PI^{-0.7291}$	$\eta = 4.7Re^{-0.1027}DR^{-0.8849}PI^{-0.0347}$
62	Perforated hollow circular cylinder (PHCC)	d/D = Radio del diámetro del cilindro P_A/T_A = Índice de radio de perforación	$Nu = 0.1491Re^{0.6923}PI^{-0.2238}DR^{-1.804}exp[-2.1751(\ln DR^2)]$ $f = 2.4111Re^{-0.2329}PI^{-0.4988}DR^{-1.5435}exp[-1.78731(\ln DR^2)]$ $\eta = \frac{(Nu)}{(Nu_0)}$ $\left(\frac{f}{f_0}\right)^{\frac{1}{3}}$		
63	Circular ring-metal wire net	PR = Relación de distancia entre anillos G = Relación de apertura de mallado	$Nu = 0.02866Re^{0.8746}PR^{-0.2262}G^{0.0993}$	$f = 0.85Re^{-0.2965}PR^{-0.4089}G^{0.1108}$	$\eta = \frac{(Nu)}{(Nu_0)}$ $\left(\frac{f}{f_0}\right)^{\frac{1}{3}}$



Tabla A.4. Recopilación de las correlaciones de los promotores de turbulencia del tipo “Coil Wire-Combined” extraídos en la revisión de la literatura.

No.	Nombre	Parámetros	Nusselt	Factor de fricción	H
64	Equilateral triangular cross sectioned CW	P/D = Radio de torsión c/D = Relación de longitud lateral	$Nu = 0.515Re^{0.584}Pr^{0.39}\left(\frac{P}{D}\right)^{-0.334}\left(\frac{c}{D}\right)^{0.11}$	$f = 72.599Re^{-0.514}\left(\frac{P}{D}\right)^{-0.367}\left(\frac{c}{D}\right)^{0.486}$	$\eta = \frac{\left(\frac{Nu}{Nu_0}\right)}{\left(\frac{f}{f_0}\right)^{\frac{1}{3}}}$
65	CW placed separately	P/D = Radio de torsión s/D = Distancia de separación con respecto a la pared	$Nu = 0.077156Re^{0.716692}Pr^{0.4}\left(\frac{P}{D}\right)^{-0.253417}\left(\frac{s}{D}\right)^{-0.124382}$ $f = 3.970492Re^{-0.367485}\left(\frac{P}{D}\right)^{-0.31182}\left(\frac{s}{D}\right)^{-0.157719}$	$\eta = \frac{\left(\frac{Nu}{Nu_0}\right)}{\left(\frac{f}{f_0}\right)^{\frac{1}{3}}}$	$Nu_0 = 0.0213Re^{0.807}Pr^{0.41}$ $f_0 = 0.413344Re^{-0.274713}$
66	Circular-rings and twisted tapes	y/W = Radio de torsión l/D _r = Relación de distancia entre anillos	$Nu = 0.326Re^{0.724}Pr^{0.4}\left(\frac{l}{D}\right)^{-0.475}\left(\frac{y}{W}\right)^{-0.406}$	$f = 13.99Re^{-0.202}\left(\frac{l}{D}\right)^{-0.927}\left(\frac{y}{W}\right)^{-0.619}$	$\eta = 4.63Re^{-0.111}\left(\frac{l}{D}\right)^{-0.166}\left(\frac{y}{W}\right)^{-0.199}$
67	Circular-rings	l/D _r = Relación de distancia entre anillos	$Nu = 0.0895Re^{0.767}Pr^{0.4}\left(\frac{l}{D}\right)^{-0.418}$	$f = 0.994Re^{-0.093}\left(\frac{l}{D}\right)^{-0.418}$	$\eta = 3.08Re^{-0.104}\left(\frac{l}{D}\right)^{-0.35}$
68	Multiple TT and solid rings (PR = 1)	T _R = Radio de torsión de twisted tapes PR = Relación de distancia entre anillos N = Número de twisted tapes	$Nu = 0.09653Re^{0.7834}N^{0.0551}\exp(0.0256 \ln N^2)T_R^{0.2127}\exp(-0.1696 \ln T_R^2)$ $f = 1.073Re^{-0.0786}N^{0.0352}\exp(0.1094 \ln N^2)T_R^{0.4696}\exp(-0.376 \ln T_R^2)$ $\eta = 3.033Re^{-0.0786}N^{0.0188}\exp(0.01063 \ln N^2)T_R^{0.1304}\exp(-0.0968 \ln T_R^2)$		
69	Multiple TT and solid rings (PR = 2)	T _R = Radio de torsión de twisted tapes PR = Relación de distancia entre anillos N = Número de twisted tapes	$Nu = 0.0832Re^{0.7899}N^{0.0383}\exp(0.0355 \ln N^2)T_R^{0.23757}\exp(-0.2488 \ln T_R^2)$ $f = 1.042Re^{-0.0539}N^{0.0873}\exp(0.0772 \ln N^2)T_R^{0.0478}\exp(-0.366 \ln T_R^2)$ $\eta = 2.94Re^{-0.0771}N^{0.0074}\exp(0.0237 \ln N^2)T_R^{0.1097}\exp(-0.0814 \ln T_R^2)$		
70	Combined non-uniform wire coil and TT (D-coil)	y/w = Radio de torsión CR = Arreglo uniforme del promotor	$Nu = 0.197Re^{0.708}Pr^{0.4}(Y)^{-0.244}$	$f = 12.313Re^{-0.232}(Y)^{-0.302}$	$\eta = \frac{\left(\frac{Nu}{Nu_0}\right)}{\left(\frac{f}{f_0}\right)^{\frac{1}{3}}}$
71	Combined non-uniform wire coil and TT (DI-coil)	Y = Radio de torsión CR = Arreglo uniforme del promotor	$Nu = 0.186Re^{0.713}Pr^{0.4}(Y)^{-0.249}$	$f = 22.366Re^{-0.277}(Y)^{-0.449}$	
72	Combined wire coil and TT	CR = Relación de torsión del Coil-wire Y = Radio de torsión del twisted tape	$Nu = 4.47Re^{0.5}Pr^{0.4}CR^{-0.382}Y^{-0.38}$	$f = 338.37Re^{-0.367}CR^{-0.887}Y^{-0.455}$	$\eta = \frac{\left(\frac{Nu}{Nu_0}\right)}{\left(\frac{f}{f_0}\right)^{\frac{1}{3}}}$ $Nu_0 = 0.0413Re^{0.7313}Pr^{0.4}$ $f_0 = 0.316Re^{-0.25}$



Tabla A.5. Recopilación de las correlaciones de los promotores de turbulencia del tipo "Tape with rod" extraídos en la revisión de la literatura.

No.	Nombre	Parámetros	Nusselt	Factor de fricción	H
73	Helical screw-tape with core-rod		$Nu = 0.0094Re^{0.96}Pr^{0.333}$	$f = 15Re^{-0.478}$	$\eta = 0.508Re_0^{0.926}$
74	Helical screw-tape without core-rod		$Nu = 0.0215Re^{0.9163}Pr^{0.333}$	$f = 8.098Re^{-0.47}$	$\eta = 1.44Re_0^{0.642}$
75	Twisted wire brush inserts	$Y =$ Número de vueltas del alambre en la barra	$Nu = [-6x10^{-9}]y^3 + [4x10^{-6}]y^2 - 0.0006y + 0.0945 \cdot Re([1x10^{-4}]y^2 - [8x10^{-4}]y^2 + 0.0011y + 0.6620)Pr^{0.33}$ $f = ([2x10^{-7}]y^2 + 0.0001y^2 - 0.0076y + 1.4492) \cdot Re([6x10^{-4}]y^3 - [2x10^{-4}]y^2 - 0.0001y - 0.3651)$ $\eta = 38.626 \cdot C \cdot C_1^{-0.629} \cdot Re([5.224x10^{-9}]y^3 - [4.7x10^{-6}]y^2 + 0.001163y - 0.12196)$ $C = [-6x10^{-9}]y^3 + [4x10^{-6}]y^2 - 0.0006y + 0.0945$ $C_1 = [2x10^{-7}]y^3 + 0.0001y^2 - 0.0076y + 1.4492$		
76	Double helical tape insert	$\alpha =$ Ángulo de ataque de la cinta helicoidal	$Nu = (0.0139(\tan \alpha)^3 + 0.0541(\tan \alpha)^2 - 0.0614(\tan \alpha) + 0.0165) \cdot Re^{[-7.616(\tan \alpha)^3 + 6.3180(\tan \alpha)^2 - 1.2610(\tan \alpha) + 1.987]}Pr^{0.33}$ $f = (977.25(\tan \alpha)^3 - 1159.7(\tan \alpha)^2 + 368.53(\tan \alpha) - 8.2096) \cdot Re^{[-1.7004(\tan \alpha)^3 + 3.0728(\tan \alpha)^2 - 1.2070(\tan \alpha) - 0.4745]}$ $\eta = \frac{\left(\frac{Nu}{Nu_0}\right)}{\left(\frac{f}{f_0}\right)^{\frac{1}{4}}}$	$Nu_0 = 0.0077Re^{0.882}Pr^{0.33}$ $f_0 = 0.687Re^{-0.336}$	
77	Triple helical tape insert	$\alpha =$ Ángulo de ataque de la cinta helicoidal	$Nu = CRe^mPr^{0.33}$ $C = 0.0174(\tan \alpha)^2 - 0.1093(\tan \alpha) + 0.0212$ $m = -2.7013(\tan \alpha)^2 + 1.5444(\tan \alpha) + 0.8434$	$f = C_1Re^{n_1}$ $C_1 = -9873.4(\tan \alpha)^3 + 4823(\tan \alpha) + 24.378$ $n_1 = 1.7736(\tan \alpha)^2 - 0.9243(\tan \alpha) - 0.7792$	$\eta = \frac{\left(\frac{Nu}{Nu_0}\right)}{\left(\frac{f}{f_0}\right)^{\frac{1}{4}}}$
78	Regularly spaced quadruple twisted tapes in co arrangement (Co-RS-QTT)	$s/y =$ Relación de distancia entre los twisted tapes	$Nu = 0.152Re^{0.678}\left(\frac{s}{y}\right)^{-0.039}Pr^{0.4}$	$f = 1.458Re^{-4.222}\left(\frac{s}{y}\right)^{-0.052}$	$\eta = \frac{\left(\frac{Nu}{Nu_0}\right)}{\left(\frac{f}{f_0}\right)^{\frac{1}{4}}}$
79	Regularly spaced quadruple twisted tapes in counter arrangement (C-RS-QTT)	$s/y =$ Relación de distancia entre los twisted tapes	$Nu = 0.0933Re^{0.722}\left(\frac{s}{y}\right)^{-0.054}Pr^{0.4}$	$f = 1.81Re^{-0.231}\left(\frac{s}{y}\right)^{-0.053}$	$\eta = \frac{\left(\frac{Nu}{Nu_0}\right)}{\left(\frac{f}{f_0}\right)^{\frac{1}{4}}}$
80	Regularly spaced quadruple twisted tapes cross arrangement (Cross-RS-QTT)	$s/y =$ Relación de distancia entre los twisted tapes	$Nu = 0.565Re^{0.543}\left(\frac{s}{y}\right)^{-0.055}Pr^{0.4}$	$f = 1.93Re^{-0.24}\left(\frac{s}{y}\right)^{-0.041}$	$\eta = \frac{\left(\frac{Nu}{Nu_0}\right)}{\left(\frac{f}{f_0}\right)^{\frac{1}{4}}}$



Tabla A.6. Recopilación de los resultados extraídos en la revisión de la literatura de los promotores de turbulencia del tipo “Twisted tapes (TT)”.

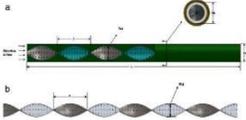
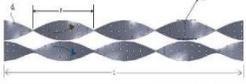
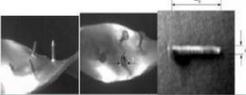
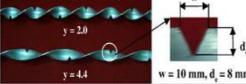
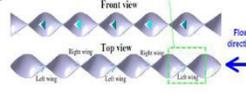
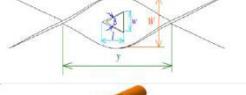
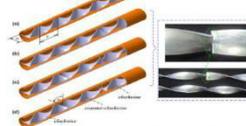
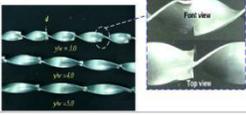
No.	Configuración del promotor	Autor	Nombre	Fluido	Parámetros	Reynolds	Nu/Nu_0	f/f_0	TEF (η)
1		M.M.K. Bhuiya et al., 2013	Perforated twisted tape	Aire, turbulento	$R_p = 1.6, 4.5, 8.9, 14.7\%$	7,200-49,800	2.07-4.4	2.1-4.6	1.28-1.59
2		M.M.K. Bhuiya et al., 2016	Double perforated counter twisted tape	Aire, turbulento	$R_p = 1.2, 4.6, 10.4, 18.6\%$	7,200-50,000	1.80-3.89	2.11-4.36	1.08-1.44
3		P. Murugusen et al., 2010	Twisted tape with wire-nails	Agua, turbulento	$y = 2, 4.4, 6$	2,000-12,000	1.55-2.61	2.5-6.2	1.06-1.30
4		K. Nanan et al., 2013	C-Helically twisted tape	Aire, turbulento	$P/D = 1, 1.5, 2$	6,000-20,000	2.46-3.27	11.9-36.7	0.87-1.25
5		K. Nanan et al., 2013	Co-Helically twisted tape	Aire, turbulento	$P/D = 1, 1.5, 2$	6,000-20,000	1.79-2.30	4.1-12.1	0.84-1.29
6		P. Murugusen et al., 2010	V-Cut twisted tape	Agua, turbulento	$y = 2, 4.4, 6$ $d_c/W = 0.34, 0.43$ $w/W = 0.34, 0.43$	2,000-12,000	1.55-2.6	2.3-5.82	1.07-1.27
7		Wongcharee and Eiamsa-ard, 2010	TT with alternate axes and trapezoidal wings	Agua, turbulento	$d/W = 0.1, 0.2, 0.3$	5,500-20,200	1.74-2.85	4.35-7.99	1.06-1.42
8		Wongcharee and Eiamsa-ard, 2010	TT with alternate axes and rectangular wings	Agua, turbulento	$d/W = 0.1, 0.2, 0.3$	5,500-20,200	1.68-2.64	3.83-6.72	1.05-1.39
9		Wongcharee and Eiamsa-ard, 2010	TT with alternate axes and triangular wings	Agua, turbulento	$d/W = 0.1, 0.2, 0.3$	5,500-20,200	1.62-2.49	3.54-6.26	1.04-1.35
10		Eiamsa-ard et al., 2010	TT with center wings (WT)	Agua, turbulento	$\beta = 43^\circ, 53^\circ, 74^\circ$	5,200-22,000	1.58-2.38	4.36-6.89	0.94-1.25
11		Eiamsa-ard et al., 2010	TT with center wings and alternate axes (WT-A)	Agua, turbulento	$\beta = 43^\circ, 53^\circ, 74^\circ$	5,200-22,000	1.84-2.84	6.45-8.34	0.98-1.40
12		Eiamsa-ard and Promvongse, 2009	Alternate clockwise and counter-clockwise TT	Agua, turbulento	$y/W = 3, 4, 5$ $\theta = 30^\circ, 60^\circ, 90^\circ$	3,000-27,000	1.17-2.91	2.0-8.2	0.96-1.4
13		Eiamsa-ard et al., 2009	Straight delta-winglet	Agua, turbulento	$y/W = 3, 4, 5$ $d/W = 0.11, 0.21, 0.32$	3,000-27,000	1.11-2.12	2.39-5.88	0.88-1.21

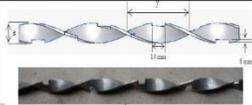
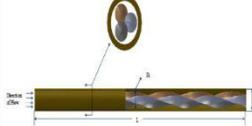
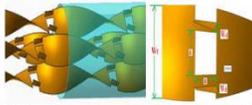


Tabla A.6. (Continuación)

No.	Configuración del promotor	Autor	Nombre	Fluido	Parámetros	Reynolds	Nu/Nu ₀	f/f ₀	TEF (η)
14		Eiamsa-ard et al., 2009	Oblique delta-winglet TT	Agua, turbulento	y/W = 3, 4, 5 d/W = 0.11, 0.21, 0.32	3,000-27,000	1.12-2.63	2.41-7.2	0.92-1.24
15		Murugusn et al., 2010	Square-cut TT	Agua, turbulento	y = 2.0, 4.4, 6.0	2,000-12,000	1.45-2.26	2.85-4.37	1.02-1.27
16		Seemawute and Eiamsa-ard, 2010	Peripherally-cut TT with alternate axis	Agua, turbulento	w/W = 0.11, 0.22, 0.33	5,000-20,000	1.51-2.86	6.68-11.09	0.86-1.25
17		Seemawute and Eiamsa-ard, 2010	Peripherally-cut TT	Agua, turbulento	w/W = 0.11, 0.22, 0.33	5,000-20,000	1.33-1.99	3.52-5.83	0.88-1.12
18		Chokphoemphun et al., 2014	Multiple TT	Aire, turbulento	y/W = 4, 5 (simple) y/W = 4 (multiple) N = 1, 2, 3, 4	5,300-24,000	4T: 1.63-2.12 3T: 1.51-1.90 2T: 1.18-1.53 1T: 1.15-1.43	4T: 3.47-4.06 3T: 2.86-3.31 2T: 1.94-2.26 1T: 1.98-2.22	4T: 1.07-1.33 3T: 1.06-1.28 2T: 0.95-1.16 1T: 0.92-1.10
19		Eiamsa-ard et al., 2009	Co-swirling flow twin TT	Agua, turbulento	y/W = 2.5, 3.0, 3.5, 4.0	3,700-21,000	1.28-2.11	2.55-6.20	0.89-1.1
20		Eiamsa-ard et al., 2009	Counter-swirling flow twin TT	Agua, turbulento	y/W = 2.5, 3.0, 3.5, 4.0	3,700-21,000	1.50-2.83	3.29-8.35	1.01-1.39
21		Changzhong Man et al., 2016	Clockwise and counter clockwise TT with different lengths	Agua, turbulento	l = 2400, 1800, 1200, 600	3,000-9,000	1.07-2.42	1.63-4.95	1.02-1.42
22		Thianpong et al., 2012	Perforated TT with parallel wings	Agua, turbulento	d/W = 0.11, 0.33, 0.55 w/W = 0.11, 0.22, 0.33	5,500-20,500	1.44-2.92	7.36-13.14	0.71-1.32
23		Sombat Tamna et al., 2016	Double V-ribbed TT	Aire, turbulento	Br = 0.07, 0.09, 0.14, 0.19	5,300-24,000	1.65-2.09	2.06-4.47	1.20-1.40
24		K. Nanan et al., 2014	Perforated helical TT	Aire, turbulento	d/W = 0.2, 0.4, 0.6 s/W = 1.0, 1.5, 2.0	6,000-20,000	1.52-2.04	3.39-4.25	0.99-1.29



Tabla A.6. (Continuación)

No.	Configuración del promotor	Autor	Nombre	Fluido	Parámetros	Reynolds	Nu/Nu_0	f/f_0	TEF (η)
25		Bodius Salam et al., 2013	Rectangular-cut TT	Agua, turbulento	$y/W = 5.25$	10,000-19,070	2.31-2.58	1.38-1.82	1.8-2.2
26		M.M.K. Bhuiya et al., 2013	Triple twisted tape inserts	Aire, turbulento	$y = 1.92, 2.88, 4.81, 6.79$	7,200-52,000	1.73-3.85	1.92-4.2	1.10-1.44
27		Amar Singh et al., 2017	Multiple square perforated TT	Aire, turbulento	$W_0/W_1 = 0.042, 0.083, 0.125, 0.0167$	5,000-27,000	4.977-6.77	8.52-11.31	2.49-4.08
28		C. Thianpong et al., 2012	Twisted Rings turbulators (TRs)	Aire, turbulento	$W/D = 0.05, 0.1, 0.15$ $p/D = 1.0, 1.5, 2.0$	6,000-20,000	1.61-3.37	3.54-49.89	0.78-1.24
29		Halit Bas and Veysel Ozceyhan, 2012	TT inserts placed separately from the tube wall	Aire, turbulento	$y/D = 2.0, 2.5, 3.0, 3.5, 4.0$ $c/D = 0.0178, 0.0357$	5,132-24,989	1.25-2.7	1.7-4.5	1.147-1.748

