

**MINIMIZACIÓN DE LA GENERACIÓN DE ENTROPÍA Y OPTIMIZACIÓN
TERMOCÓNOMICA PARA EL ANÁLISIS DE INTERCAMBIADORES DE
CALOR DE TUBO Y CORAZA CON CAMBIOS DE FASE.**

JESUS DAVID JIMENEZ AGUILAR.

**UNIVERSIDAD AUTONOMA DEL CARIBE
FACULTAD DE INGENIERÍA
MAESTRÍA EN INGENIERÍA MECÁNICA
BARRANQUILLA
2016**

**MINIMIZACIÓN DE LA GENERACIÓN DE ENTROPÍA Y OPTIMIZACIÓN
TERMOCÓNOMICA PARA EL ANÁLISIS DE INTERCAMBIADORES DE
CALOR DE TUBO Y CORAZA CON CAMBIOS DE FASE.**

JESUS DAVID JIMENEZ AGUILAR.

Proyecto de Grado para aspirar a título de Magister en Ingeniería Mecánica

Directores:

**GUSTAVO ADOLFO GUZMAN REYES, MSc.
DIEGO MENDOZA MUÑOZ, PhD.**

**UNIVERSIDAD AUTONOMA DEL CARIBE
FACULTAD DE INGENIERÍA
MAESTRÍA EN INGENIERÍA MECÁNICA
BARRANQUILLA
2016**

Nota de Aceptación:

Trabajo aprobado por el Comité de Grado en Cumplimiento de los requisitos exigidos por la Universidad Autónoma Del Caribe para optar el título de Magister en Ingeniería Mecánica.

PhD. Iván Tovar Ospino

Jurado I.

Mag. José Solano

Jurado II.

BARRANQUILLA, 25 DE MAYO DEL 2018

AGRADECIMIENTOS

Primordialmente darle gracias a Dios todopoderoso por brindarme esta gran oportunidad de realizar mis estudios de maestría en la Universidad Autónoma Del Caribe, igualmente por permitirme culminar positivamente mi etapa académica y por los resultados obtenidos al desarrollar este proyecto de grado, agradecer también a mi madre Elba Eucaris Aguilar Sepúlveda y mi padre Gustavo Jimenez Gamarra por ese gran acompañamiento, cariño, sacrificio, amor y dedicación en mi formación, igual a mi hermano Gustavo Adolfo Jimenez Aguilar, a su vez a mis asesores el Ing. Gustavo Guzmán Reyes y al Ing. Diego Mendoza por su acompañamiento y horas de dedicación que permitieron culminar este proyecto, a mis amigos especialmente al Ing. Samir Cano Salcedo y al Ing. Roosvel Soto y a mis demás compañeros por participar de manera directa o indirecta en el desarrollo de este proyecto.

RESUMEN

En este proyecto se propone una metodología de diseño de intercambiadores de calor de tubo y coraza con cambio de fase alrededor de los tubos, teniendo presente el arreglo del intercambiador de calor, variables operacionales y aspectos de diseño térmico e hidráulico. Se desarrolló un modelo termoeconómico para estimar el costo del condensado en función del área de transferencia de calor y de las condiciones exergéticas de las corrientes de flujo alrededor del tubo y de la coraza.

Por medio de una revisión bibliográfica enfocada en el método de diseño de Bell-Delaware se pudo observar sus aplicaciones, como en el caso de Casado [53] quien diseño un condensador aplicando el método de Bell-Delaware en una central eléctrica de ciclo combinado, Valladares [54] estudio los fenómenos del cambio de fase en tubos, que permitieron la validación de los modelos mencionados por Kroger [49] y Thome [50] y a su vez utilizando los datos experimentales obtenidos por Mazón [56] se validó la confiabilidad de la metodología de diseño utilizada, obteniendo como resultado porcentajes de error entre el 5.42% y el 17.75% en la estimación del coeficiente global de transferencia de calor.

A través de un análisis de sensibilidad se observa que ciertas variables tales como el número de tubos, número de pasos, diámetro de tubería, espaciamiento del deflector y el espaciamiento entre los tubos generan un impacto sobre las variables operacionales tales como el coeficiente global de transferencia de calor y a su vez sobre el costo del condensado y por medio de un proceso de optimización se sugiere que para el caso de estudio plasmado en este documento diseñar el intercambiador de calor con un arreglo cuadrado a 90°

Palabras Claves: Intercambiadores de calor, Minimización de la generación de entropía, Termoeconomía, Cambio de fase.

CONTENIDO	Pág.
RESUMEN	5
LISTA DE FIGURAS	8
LISTA DE TABLAS	10
1. INTRODUCCIÓN	11
2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	12
3. JUSTIFICACIÓN	14
4. OBJETIVOS	15
4.1 OBJETIVO GENERAL.....	15
4.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	15
5. MARCO DE REFERENCIA	16
5.1 ESTADO DEL ARTE	16
5.2 MARCO TEÓRICO	21
5.2.1 Intercambiadores de calor de tubo y coraza.....	21
5.2.2 Diseño de intercambiadores de calor de tubo y coraza.....	23
5.2.3 Diferencia de temperatura media logarítmica LMTD (<i>Log Mean Temperature Difference</i>)	25
5.2.4 Método de la efectividad-NUT (Número de unidades de transferencia) .	27
5.2.5 Método de Kern.....	33
5.2.6 Condensación forzada interna.....	33
5.2.7 Método de Bell-Delaware	37
5.2.8 Caídas de presión.	41
5.2.9 Termoeconomía.	43
5.2.10 Entropía en Intercambiadores de Calor.....	46
6. METODOLOGÍA	48
6.1 TIPO DE INVESTIGACIÓN.	48
6.2 DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN.....	48
6.2.1 Modelo Matemático de un intercambiador de calor de tubo y coraza. ...	48

6.2.2 Análisis de sensibilidad.	49
6.2.3 Valores óptimos de Diseño.....	49
7. MODELO MATEMÁTICO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBO Y CORAZA.	50
7.1 ¿Por qué el método de bell?.....	50
7.2 Estudio de la coraza en el intercambiador de calor.	51
7.3 Estudio de los tubos en el intercambiador de calor.	56
7.4 CALCULO DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR Y LONGITUD DE TUBERÍA.	61
7.5 ANÁLISIS DE SEGUNDA LEY DE LA TERMODINÁMICA EN INTERCAMBIADORES DE CALOR.	63
7.6 CASO DE ESTUDIO	65
7.7 PROCESO DE PROGRAMACIÓN.....	66
7.8 VALIDACIÓN DEL PROCESO DE PROGRAMACIÓN	68
7.9 ANÁLISIS TERMOECONÓMICO.....	74
8. ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD.....	81
8.1 Formulación y selección de variables.	81
8.2 Resultados del análisis de sensibilidad.	83
9. VALORES ÓPTIMOS DE DISEÑO	90
9.1 OPTIMIZACIÓN TERMODINÁMICA Y TERMOECONÓMICA.	90
CONCLUSIONES	94
REFERENCIAS	96
ANEXOS.....	101
ANEXO 1 CRONOGRAMA
ANEXO 2 PRESUPUESTO
ANEXO 3 ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD
ANEXO 4 PROCESO DE OPTIMIZACIÓN

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Intercambiador de Calor de tubo y Coraza [17]	21
Figura 2. Contraflujo en intercambiadores de calor de tubo y coraza [18]	22
Figura 3. Flujo paralelo en intercambiadores de calor de tubo y coraza [18]	22
Figura 4. Pautas para un buen proceso de diseño de Intercambiadores de calor [21].....	23
Figura 5. Eficacia para un intercambiador de calor de tubo y coraza con flujo paralelo [27].	29
Figura 6. Eficacia para un intercambiador de calor de tubo y coraza a contraflujo [27].	29
Figura 7 Fila de tubos para el factor de corrección F_n [7].	37
Figura 8. Factor de corrección en la ventana [7].	38
Figura 9. Factor geométrico del baffle [7].	39
Figura 10. Factor de corrección entre el efecto de la derivación del flujo entre el haz de tubos y la pared de la envoltura [7].	40
Figura 11. Historia de la Termoeconomía a través de los años [38].	44
Figura 12. Factores de corrección necesarios para cuantificar la caída de presión. [44].	51
Figura 13. Caída de presión en la zona de la ventana y en la zona de flujo cruzado. [46]	54
Figura 14. Condiciones operacionales del intercambiador de calor de tubo y coraza bifásico.....	65
Figura 15. Diagrama de flujo del proceso plasmado en MATLAB.....	66
Figura 16. Sistema de bombeo con sus flujos de entrada y salida. Fuente: Wermac.org	74
Figura 17 Intercambiador de calor y sus flujos presentes. Fuente: seita.com.co...	77
Figura 18. Metodología del análisis de sensibilidad. Fuente: Propia	82
Figura 19. Coeficiente global de transferencia de calor con respecto al espaciado del deflector, cuando $NP=2$; $NT=10$ $NT=20$; $pitch=1,5do$, $\%LBCH=0,25$ Fuente: Propia.	83

Figura 20. Coeficiente global de transferencia de calor con respecto al coeficiente convectivo de los tubos, cuando NP=2; NT=10 NT=20; pitch=1,5do, %LBCH=0,25 Fuente: Propia.	85
Figura 21. Coeficiente global de transferencia de calor con respecto al espaciamiento del deflector, cuando NP=8; NT=10 NT=20; pitch=1,5do, %LBCH=0,25 Fuente: Propia.	86
Figura 22 Coeficiente global de transferencia de calor con respecto al espaciamiento del deflector, cuando NP=2; NT=10 NT=20; pitch=1,5do, %LBCH=0,25 Fuente: Propia.	87
Figura 23. Exergía destruida con respecto al Reynolds de la coraza cuando NP=2; NT=10 NT=20; pitch=1,25do, %LBCH=0,25 Fuente: Propia.	88
Figura 24. Análisis termoeconómico con respecto al área de transferencia de calor cuando NP=2; NT=10 NT=20; pitch=1,25do, %LBCH=0,25 Fuente: Propia...	89

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Factores de mejora, en función del pitch, diámetro y Número de Reynolds. [46].....	52
Tabla 2.Tabla de coeficientes a dimensionales [38].	55
Tabla 3. Valores Geométricos del diseño realizado por Mazón [56]	70
Tabla 4 Valores Operacionales del diseño realizado por Mazón [56]	70
Tabla 5. Valores operacionales del diseño realizado por Mazón [56]	71
Tabla 6. Resultados de confiabilidad realizado por Mazón a diferentes condiciones de flujo [56]	73
Tabla 7. Condiciones de las variables para el análisis de sensibilidad.	81
Tabla 8. Configuración similar a la evidenciada en el proceso de análisis de sensibilidad cuando NP=2; NT=10 NT=20; pitch=1,25do, %LBCH=0,25 Fuente: Propia.	84
Tabla 9. Configuración similar a la evidenciada en el proceso de análisis de sensibilidad cuando NP=8; NT=10 NT=20; pitch=1,25do, %LBCH=0,25 Fuente: Propia.	86
Tabla 10. Configuración similar a la evidenciada en el proceso de análisis de sensibilidad cuando NP=8; NT=10 NT=20; pitch=1,5do, %LBCH=0,25 Fuente: Propia.	87
Tabla 11. Valores de desviación y dispersión de la exergía destruida. Fuente: Propia	88
Tabla 12. Variables continuas para el proceso de optimización aplicando el comando toolbox de fmincon.	91
Tabla 13. Resultados del proceso de optimización para minimizar la destrucción de exergía. Fuente: Propia	92
Tabla 14.Proceso de optimización para minimizar el área de transferencia de calor cuando NP=2 y NT=10.	93

1. INTRODUCCIÓN

Los intercambiadores de calor son dispositivos que permiten transmitir energía térmica o calor de una sección a otra, con el fin que sea aprovechado en un proceso, ellos son seleccionados para diferentes objetivos tales como procesos de condensación o evaporación, extracción de calor, calentamiento regenerativo entre otros [1]. Existen diferentes tipos de intercambiadores de calor en el mercado, pero actualmente los intercambiadores de calor de tubo y coraza son los más aplicados y utilizados a nivel industrial debido a su bajo costo, fácil instalación y mantenimiento [1] [2] y por ello son ampliamente estudiados a nivel de optimización energética. La generación de entropía y la exergía destruida son indicadores que permiten cuantificar el grado de energía disipada o trabajo perdido del sistema debido a las irreversibilidades presentes. En los intercambiadores de calor de tubo y coraza dichas irreversibilidades más significativas son debido al proceso de transferencia de calor y a la caída de presión del sistema [3].

Actualmente la generación de entropía además de significar un inconveniente ambiental se ha transformado en un costo productivo irrecuperable debido al valor económico implicado en la energía no aprovechada [3]. Es por ello, que la termoeconomía aplica técnicas de análisis que permite asignar costos, diagnosticar, mejorar y optimizar sistemas térmicos no solo basándose en los valores subjetivos de las cosas, sino en su costo exergético. Pero el problema radica en que no existe un punto común óptimo termodinámico y económico en los intercambiadores de calor de tubo y coraza en los cuales existan cambios de fase, además de la poca investigación sobre este fenómeno, siendo este muy frecuente en los procesos industriales.

Este trabajo se centró en la minimización de la generación de entropía y optimización termoeconómica en los intercambiadores de calor de tubo y coraza que presenten un cambio de fase a la hora de emplear una sustancia pura como fluido de trabajo (Agua) y bajo un modelo de optimización identificar las mejores condiciones de diseño y arreglo, con el fin de identificar condiciones óptimas termodinámicas y termoeconómicas a fin de mejorar y avanzar en materia de la gestión energética y ambiental.

2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

La generación de entropía es quizás uno de los problemas más serios que enfrenta nuestra sociedad, actualmente nuestras ciudades ocupan solo el 2% del planeta pero consumen casi el 50% de la energía primaria con el fin de satisfacer sus necesidades energéticas, es decir una ciudad de aproximadamente 1.000.000 de habitantes necesita diariamente 11.500 toneladas de combustible, 320.000 toneladas de agua, 31.000 toneladas de oxígeno, esto conlleva a una producción diaria de 300.000 toneladas de agua residuales, 25.000 toneladas de dióxido de carbono y 1.600 toneladas de residuos sólidos [4][5]. Nuestras ciudades son muy costosas a nivel energético lo cual origina un deterioro medio ambiental y una exagerada generación de entropía, es por ello que es necesario un adecuado ahorro energético y métodos de minimización de generación de entropía.

Los intercambiadores de calor de tubo y coraza son diseñados con base en la necesidad de disipación y/o transporte de energía térmica de un sitio a otro [1], En este tipo de sistemas las irreversibilidades asociadas a la transferencia de calor y a la caída de presión son las de mayor importancia, estas tienen un impacto negativo sobre el medio ambiente y sobre la economía del proceso [3] debido a la destrucción de exergía.

En el proceso de optimización termodinámica de intercambiadores de calor de tubo y coraza, se ha implementado varios métodos tales como el de Taborek, la técnica de recocido simulado y el algoritmo genético [6][7][8]. Estos métodos permiten diseñar el sistema de manera óptima según los principios térmicos, desde factores geométricos y el análisis de variables, que participan en el proceso de transferencia de calor.

El proceso de optimización termoeconómica, se basa solamente en la relación del costo de diseño y el ahorro energético estimado bajo un análisis exergético a nivel económico [9], esto ilustra un punto de ahorro exclusivamente bajo un nivel económico solo teniendo presente los valores de los parámetros operacionales del sistema térmico.

La termodinámica y termoeconomía presentan puntos diferentes a la hora de diseñar los intercambiadores de calor de tubo y coraza, es decir, no existe un

punto óptimo común termodinámico y económico en estos sistemas, además de la poca información sobre modelos y/o métodos que permitan el diseño térmico y mecánico de intercambiadores de calor de tubo y coraza que presenten cambios de fase, siendo este fenómeno muy frecuente en los procesos industriales.

Basado en lo anterior se plantearon los siguientes interrogantes:

- ¿Cuál es el óptimo termodinámico y termoeconómico en los intercambiadores de calor de tubo y coraza que presenten cambios de fase teniendo en cuenta las variables de diseño y operación?
- ¿Cuáles son los diferentes métodos y/o modelos termodinámicos para minimizar la generación de entropía en intercambiadores de calor de tubo y coraza?
- ¿Cuáles son las variables más influyentes en el proceso de generación de entropía y en su costo?
- ¿De qué forma estas variables impactan en el proceso de generación de entropía y en el costo?
- ¿Cómo se podría lograr un diseño óptimo basado en los modelos termoeconómicos y termodinámicos en los intercambiadores de calor de tubo y coraza?

3. JUSTIFICACIÓN

Con este proyecto, a nivel industrial permitirá generar a las empresas un ahorro económico en términos de diseño y un bajo impacto ambiental en los procesos de transferencia de calor en los intercambiadores de calor de tubo y coraza, además se busca identificar un punto óptimo termodinámico y termoeconómico en esos sistemas que presenten un cambio de fase, el cual permitirá un balance en términos económicos y termodinámicos que traerá como resultado una minimización de la generación de entropía y por ende un bajo impacto ambiental.

Al grupo de investigación GIIMA de la Universidad Autónoma del Caribe, este proyecto permitirá contribuir a la generación de nuevo material científico e ingenieril, centrado en la minimización de la generación de entropía y optimización termoeconómica para el análisis de intercambiadores de calor de tubo y coraza con cambios de fase, lo cual es un fenómeno muy frecuente en los procesos industriales.

4. OBJETIVOS

4.1 OBJETIVO GENERAL

Optimizar, desde el punto de vista termodinámico y termoeconómico, el diseño y la operación de un intercambiador tipo tubo y coraza bifásico a fin de generar procesos energéticamente eficientes en el sector industrial.

4.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- 1.** Formular un modelo matemático que permita estimar el desempeño termodinámico y termoeconómico de un intercambiador de calor en función de las variables de diseño y operación.
- 2.** Determinar mediante un análisis de sensibilidad, la influencia de las variables de diseño y operación sobre el desempeño termodinámico y termoeconómico.
- 3.** Analizar la influencia de los valores óptimos de diseño sobre la exergía destruida y costo termoeconómico del condensado.

5. MARCO DE REFERENCIA

5.1 ESTADO DEL ARTE

En esta etapa se busca realizar una investigación en material científico enfocado en minimización de la generación de entropía y optimización termoeconómica para el análisis de intercambiadores de calor de tubo y coraza, el cual permitirá retroalimentar el proceso investigativo para el desarrollo de este proyecto.

Kotcioglu et al. [10] estudió un intercambiador de calor de flujo cruzado bajo un análisis de segunda ley. Desarrolló un nuevo tipo de aleta convergente-divergente tipo vórtice longitudinal (CDLVG), un modelo de optimización geométrica y analizó el efecto de los parámetros de diseño con respecto al rendimiento de sistema. En el modelo de optimización geométrica, la minimización de la generación de entropía fue con base en los conceptos desarrollados por Bejan (*EGM*). Esto le permitió identificar que el aumento de la velocidad del fluido de flujo transversal mejora la tasa de transferencia de calor y reduce las irreversibilidades existentes por el proceso de transferencia de calor; además, que los *CDLVG* eran candidatos potenciales para minimizar la generación de entropía y mejorar el flujo transversal (*HX*) para grandes valores de número de Reynolds.

Fakheri [11] Demostró que la minimización de la producción de entropía o destrucción de exergía no debe ser un objetivo en el diseño del intercambiador de calor, además, que la efectividad del intercambiador no se correlaciona con la irreversibilidad. Por lo tanto, el investigador introdujo una nueva medida de rendimiento para caracterizar el rendimiento de los intercambiadores de calor, conocido como flujo de entropía (Γ), este permitía la comparación de diferentes intercambiadores de calor variando las condiciones de operación mediante la aplicación de la segunda ley. El flujo de entropía (Γ) fue definido finalmente en la ecuación 1.

$$\Gamma = \frac{S_{gen}}{U * A} \quad (\text{Ecuación 1})$$

Donde:

S_{gen}= Generación de entropía

U=Coeficiente global de transferencia de calor

A= Área del intercambiador de calor

Arivazhagan y Lokeswaran [12] investigaron la generación de entropía en intercambiadores de calor de tubo y coraza compuestos por medios porosos alrededor de los tubos. Utilizaron tres diferentes metales (cobre, aluminio y acero dulce). Sus resultados les permitieron mostrar una relación directa entre la caída de presión y la transferencia de calor en el diseño de intercambiadores de calor, es decir si el número de Reynolds aumenta, la tasa de transferencia de calor también, pero a expensas de la caída de presión. Así mismo definieron que un flujo turbulento con un alto número de Reynolds generaría una alta caída de presión, resultando en una generación de entropía. Finalmente, definieron el comportamiento del número de generación de entropía (N_s) como una función del número de Reynolds (Re) lo cual contribuye a aumentar o disminuir las irreversibilidades.

Shuja y Zubair [13] Realizaron un análisis termoeconómico aplicando segunda ley en la optimización para un intercambiador de calor de aletas. Esto implicó los costos asociados a materiales y a las pérdidas debido a la transferencia de calor y la caída de presión. Los investigadores lograron aportes en optimización en parámetros físicos, geométricos y de la unidad de costos en la matriz de aletas. Se presentaron los resultados de coste optimizado en términos de parámetros diferentes para un sistema de aletas. Además, explicaron la metodología de la obtención de parámetros óptimos de diseño para un sistema disipador de calor con aletas que resultaría en costo total mínimo.

Pastén Mejías E [9] realizó un análisis exergético a un intercambiador de calor de tubo y coraza para identificar alternativas para obtener el máximo rendimiento en su operación, el investigador concluye con un análisis termo-económico como una estrategia que permite ahorrar costo energético y operacional en los procesos industriales incluyendo las irreversibilidades. En proceso de diseño el método exergético es quizás la mejor manera si es comparado con los métodos tradicionales (Media logarítmica y NTU)

Reyes Bárbara, Moya Rodriguez, Cruz Fonticiella y Mestizo Cerón [7] Presentaron un modelo de optimización a intercambiadores de calor de tubo y coraza mediante la técnica de recocido simulado, el cual es un algoritmo que permite encontrar una buena aproximación al valor óptimo de una función en un espacio de búsqueda grande, se observó una convergencia y resultados fiables aplicando el ingreso de

parámetros básicos que conforman en proceso de diseño y función de un intercambiador de calor de tubo y coraza todo esto con el fin de lograr un diseño óptimo en términos económicos.

H. Sadeghzadeh, M.A Ehyaei, M.A Rosen [14] Bajo un caso de estudio y análisis termoeconómico se demostró una relación directa entre el área de transferencia de calor de un intercambiador de calor de tubo y coraza y el costo total de diseño, es decir a medida que aumenta la zona de transferencia de calor aumenta el costo, para esto se analizó la relación del diámetro de la tubería, diámetro de la coraza y el espacio entre los deflectores. En el proceso de optimización se aplicó los métodos de *particle swarm* y algoritmo genético, el método *Delaware* permitió conocer los coeficientes de transferencia de calor y el efecto de la caída de presión en el sistema.

B. Khireddine, C. Bougriou [15] Por medio del uso del algoritmo genético considerado un método técnico-económico, se optimizó el diseño de un intercambiador de calor de tubos dobles concéntricos y coraza en condensación, el método de media logarítmica jugó un rol importante en el cálculo de calor con respecto al área del intercambiador, como resultado el costo de fabricación disminuyó un 13,16% además permite mejorar la capacidad del proceso de transferencia de calor con respecto al área por unidad de volumen hasta de $340 \frac{m^2}{m^3}$

A. Alimoradi, V. Farzad [16] Se investigó el comportamiento del coeficiente de transferencia de calor de un intercambiador de calor de tubo y coraza de forma helicoidal utilizando métodos numéricos y una validación experimental para identificar el efecto de las propiedades físicas (Viscosidad, conductividad térmica, calor específico y densidad) y geométricas (Diámetro de tubería, diámetro de la coraza y longitudes) sobre el número de Nusselt (Nu) y Reynolds. El análisis numérico demostró que el coeficiente de transferencia de calor disminuirá si se aumenta el diámetro de la tubería pero manteniendo las velocidades de entrada constante lo cual aumentará el número de Nu en ambos lados del intercambiador, pero si se aumenta el diámetro de la bobina en un 8,4% disminuirá el número de Nu del lado de la bobina pero aumentara en el lado de la coraza y todo esto elevará el coeficiente global de transferencia de calor, para el cálculo del número de Nu en la validación experimental se aplicó las ecuaciones 2 y 3.

$$Nu_c = \frac{h_c d_{t,i}}{Kc} \quad (\text{Ecuación 2})$$

$$Nu_{sh} = \frac{h_{sh} d_{t,o}}{Ksh} \quad (\text{Ecuación 3})$$

Donde:

Nu_c : Numero de Nusselt en la bobina.

Nu_{sh} : Numero de Nusselt en la coraza.

h_c : Coeficiente de transferencia de calor por convección en la bobina.

h_{sh} : Coeficiente de transferencia de calor por convección en la coraza.

$d_{t,i}$: Diámetro de la bobina.

$d_{t,o}$: Diámetro de la coraza.

Kc : Conductividad térmica de la bobina.

Ksh : Conductividad térmica de la coraza.

Las ecuaciones 2 y 3 están en función de los parámetros establecidos en las ecuaciones 4 y 5 respectivamente.

$$Nu_c = F(Re_c, Pr_c, d_c, d_{sh}, H_c, H_{sh}, d_v, d_{t,i}, p, f) \quad (\text{Ecuación 4})$$

$$Nu_{sh} = F(Re_{sh}, Pr_{sh}, d_c, d_{sh}, H_c, H_{sh}, d_v, d_{t,o}, p, f) \quad (\text{Ecuación 5})$$

Donde:

Re : Numero de Reynolds.

Pr : Numero de Prandtl.

d_c : Diámetro equivalente de la bobina.

d_{sh} : Diámetro de la coraza.

H : Altura

d_v : Viscosidad

$d_{t,i}$: Diámetro interno de la bobina

$d_{t,o}$: Diámetro externo de la bobina

p : Densidad

f : Distancia entre la entrada y salida de la coraza

La correlación final determinada por medio de un análisis número para identificar el número de Nusselt y comprobada de manera experimental esta expresado en las ecuaciones 6 y 7, las cuales fueron encontradas por los autores *A. Alimoradi, V. Farzad*.

$$Nu_c = 0.255 Re_c^{0.685} \left(\frac{d_c}{d_{t,i}}\right)^{-0.216} \left(\frac{d_v}{d_{t,i}}\right)^{0.024} \left(\frac{d_{sh}}{d_{t,i}}\right)^{-0.012} \left(\frac{H_c}{d_{t,i}}\right)^{-0.03} \left(\frac{H_{sh}}{d_{t,i}}\right)^{-0.045} \left(\frac{f}{d_{t,i}}\right)^{0.013} \left(\frac{p}{d_{t,i}}\right)^{0.011} Pr_c^{0.315} \quad (\text{Ecuación 6})$$

$$Nu_c = 0.247 Re_{sh}^{0.723} \left(\frac{d_c}{d_{t,o}}\right)^{0.378} \left(\frac{d_v}{d_{t,o}}\right)^{0.556} \left(\frac{d_{sh}}{d_{t,o}}\right)^{-0.82} \left(\frac{H_c}{d_{t,o}}\right)^{0.043} \left(\frac{H_{sh}}{d_{t,o}}\right)^{-1.03} \left(\frac{f}{d_{t,o}}\right)^{0.561} \left(\frac{p}{d_{t,o}}\right)^{0.138} Pr_{sh}^{0.717} \quad (\text{Ecuación 7})$$

Estas ecuaciones (6) y (7) deben ser usadas en las siguientes condiciones:

$$\begin{aligned} 1000 < Re_c < 27000 \\ 2000 < Re_c < 49000 \\ 1:9 < Pr_c \text{ y } Pr_{sh} < 7:1 \\ 6 < \frac{d_c}{d_t} < 10 \\ 10 < \frac{d_{sh}}{d_t} < 22 \\ 12 < \frac{H_c}{d_t} < 20 \\ 24 < \frac{H_{sh}}{d_t} < 40 \\ 1 < \frac{d_v}{d_t} < 3 \\ 12 < \frac{f}{d_t} < 25:1 \\ 2 < \frac{p}{d_t} < 4 \end{aligned}$$

D. Mendoza Nuñez, G. Guzman Reyes y M. López de Haro [61] Analizaron un condensador enfriado por aire a diferentes condiciones de flujo, el cual empleaba el R-134a como fluido de trabajo dentro de los tubos. Los principales hallazgos evidenciados fueron los siguientes: (i) la principal irreversibilidad del proceso es localizada en la sección del aire por lo cual recomiendan investigar y desarrollar nuevas estrategias de diseño y operación para esa sección, (ii) la mayor fuente de irreversibilidad alrededor de los tubos es debido a la caída de presión, por lo tanto, el diámetro del tubo es quizás una de las variables más importantes a la hora de regular la generación de entropía. (iii) la velocidad del aire en la entrada del condensador presenta la mayor influencia en la generación de entropía, por lo tanto, es la variable principal a considerar en la optimización termodinámica del condensador y (iv) el costo operacional no necesariamente está asociado al proceso de producción de entropía debido a que condensadores más pequeños presentan una mayor producción de entropía pueden ser globalmente más

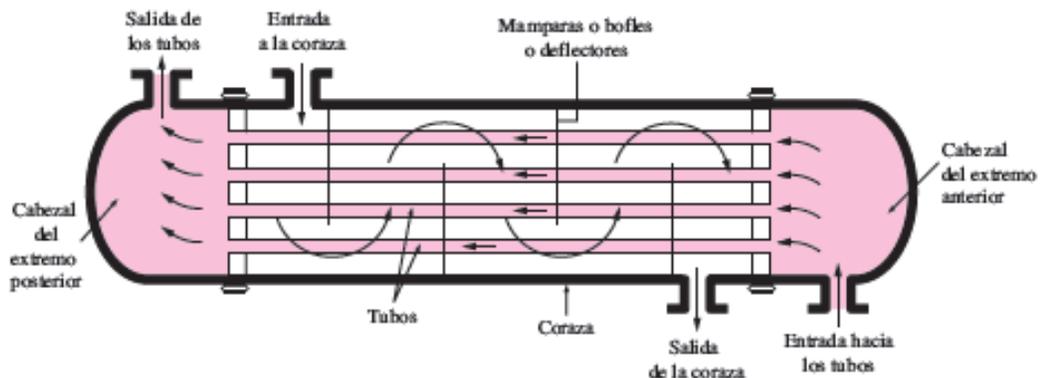
eficientes que los condensadores grandes que presentan bajas tasas de producción de entropía.

5.2 MARCO TEÓRICO

5.2.1 Intercambiadores de calor de tubo y coraza.

Los intercambiadores de calor de tubo y coraza mostrado en la figura 1 son los tipos de intercambiador de calor más usados a nivel industrial, gracias a su bajo costo de fabricación, diseño y mantenimiento [1] [2] [21]. El fenómeno de transferencia de calor tiene lugar debido al diferencial de temperatura y además al movimiento relativo entre los fluidos, ya que uno de ellos se desplaza en los tubos y otro en la coraza.

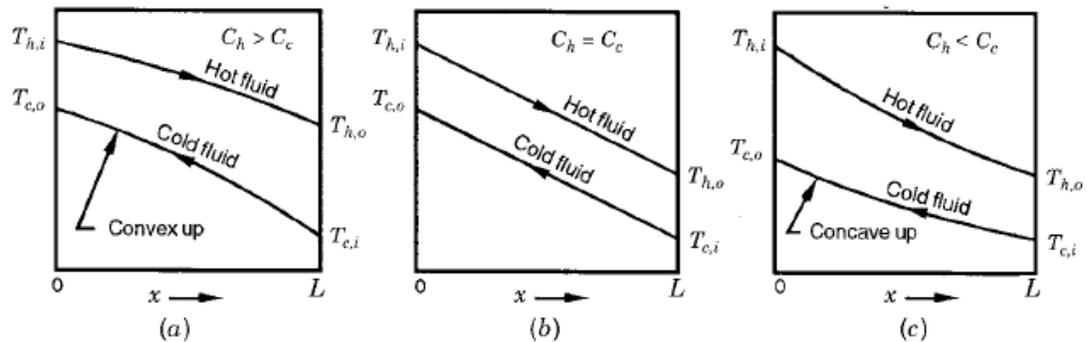
Figura 1. Intercambiador de Calor de tubo y Coraza [17]



El régimen de flujo (flujo paralelo y contraflujo) define el perfil de temperatura asociado al proceso de transferencia de calor en los intercambiadores de calor de tubo y coraza. La figura 2 nos ilustra el perfil de temperatura asociado a un intercambiador de calor de tubo y coraza a contraflujo, el comportamiento del perfil

de temperatura depende de la capacidad calorífica¹ de las sustancias las cuales participan en el proceso de transferencia de calor [18].

Figura 2. Contraflujo en intercambiadores de calor de tubo y coraza [18]

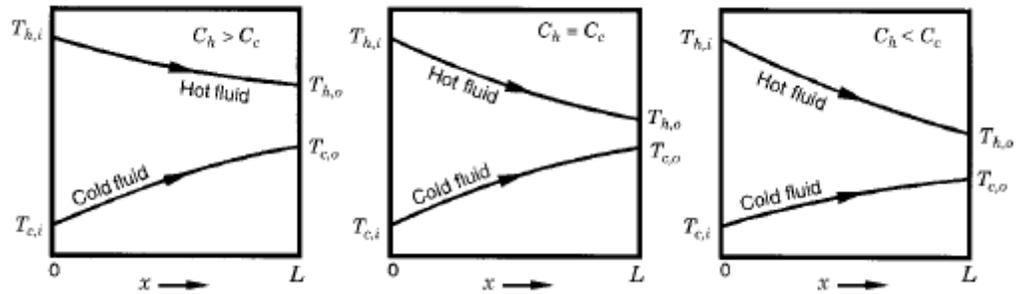


La figura 2 se puede analizar que el perfil de temperatura presenta algunas pequeñas variaciones con respecto a la capacidad calorífica de las sustancias empleadas en los intercambiadores de calor de tubo y coraza, además presenta una mejor eficiencia térmica con respecto al flujo paralelo [17] [18]. El intercambiador de contraflujo puede presentar la temperatura más alta en el fluido frío y la más baja temperatura en el fluido caliente una vez realizada la transferencia de calor en el intercambiador [18].

El flujo paralelo “Véase figura 3” presenta una dirección única en la cual se desplazan las dos sustancias que participan en el proceso de transferencia de calor.

Figura 3. Flujo paralelo en intercambiadores de calor de tubo y coraza [18]

¹ Nótese que la capacidad calorífica es la cantidad de energía por unidad de masa que gana o pierde un sistema para aumentar o disminuir un grado su temperatura sin originar un cambio de fase.

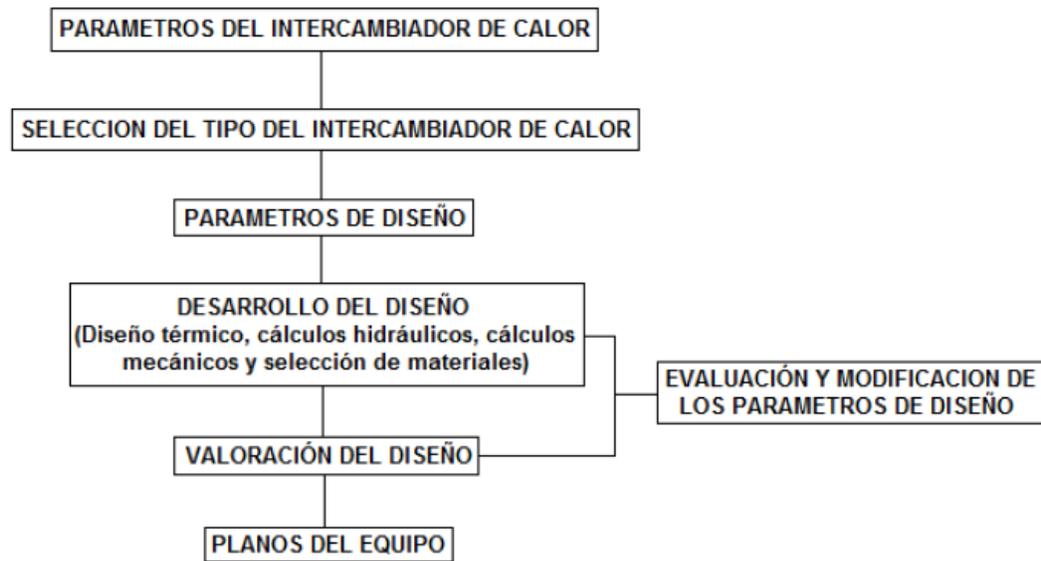


Este régimen de temperatura depende de la capacidad calorífica de la sustancia, además este tipo de flujo no se recomienda para aplicaciones de altas temperaturas debido a su baja eficiencia térmica [18]. Debe aclararse que por más que se desee el fluido frío jamás alcanzara la temperatura del fluido caliente debido a las pérdidas [3].

5.2.2 Diseño de intercambiadores de calor de tubo y coraza

Existen varios métodos de diseño de intercambiadores de calor de tubo y coraza, los cuales dependen de la necesidad y condiciones de trabajo, como sabemos los intercambiadores de calor de tubo y coraza operan largos periodos de tiempo sin cambios en sus condiciones operacionales, lo cual permite considerarlos sistemas de flujo estacionario [19] [20], la figura 4 representa un modelo establecido para un diseño básico de intercambiadores de calor.

Figura 4. Pautas para un buen proceso de diseño de Intercambiadores de calor [21].



Es importante definir las condiciones, características y la tasa de transferencia de calor, la primera ley de la termodinámica desde un modelo idealizado afirma que la velocidad de transferencia de calor del fluido caliente debe ser igual al frío; es decir:

$$\dot{Q} = \dot{M}_f C_{pf} (T_{fs} - T_{fe}) \quad (\text{Ecuación 8})$$

$$\dot{Q} = \dot{M}_c C_{pc} (T_{cs} - T_{ce}) \quad (\text{Ecuación 9})$$

Donde:

\dot{M}_f, \dot{M}_c = Flujos máxicos.

C_{pf}, C_{pc} = Capacidad Calorífica.

T_{fs}, T_{cs} = Temperaturas de salida.

T_{fe}, T_{ce} = Temperaturas de entrada.

Las ecuaciones 8 y 9 solo permiten identificar la tasa de transferencia de calor en ciertas secciones del intercambiador, pero son insuficientes para un adecuado proceso de diseño, debido a que la capacidad calorífica en procesos de condensación o ebullición tiende al infinito, puesto a que el cambio de temperatura es cero [19][20][21], en procesos de cambios de fase se aconseja expresar el flujo de calor de una manera análoga a la ley de enfriamiento de Newton la cual se puede obtener la ecuación 10.

$$\dot{Q} = UA_s \Delta T_{lm} \quad (\text{Ecuación 10})$$

Donde:

U =Coeficiente global de transferencia de calor.

A_s = Área de transferencia de calor.

ΔT_{lm} =Diferencia promedio de temperatura entre los fluidos.

La ecuación 10 representa un gran reto ingenieril debido a las condiciones de las variables U y ΔT_{lm} a lo largo del intercambiador de calor [20]. Un modelo de cálculo para el coeficiente global de transferencia de calor promedio es ilustrado en la ecuación 11.

$$\frac{1}{U} \approx \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} \quad (\text{Ecuación 11})$$

Donde:

h_i, h_o = Son los coeficientes de transferencia de calor por convección internos y externos del intercambiador respectivamente.

5.2.3 Diferencia de temperatura media logarítmica LMTD (*Log Mean Temperature Difference*)

Los intercambiadores de calor presentan cambios de temperatura a lo largo de toda su sección es por ello por lo que se recomienda trabajar con ΔT_{lm} la cual permite satisfacer la ecuación 10, el cálculo de esa temperatura promedio es por medio de un método llamado diferencia de temperatura media logarítmica [21] que se enuncia en la ecuación 12 y se basa de las siguientes suposiciones [24] [26]:

- El coeficiente Global de transferencia de calor es constante en toda la trayectoria.
- Sistema Estable
- Pérdidas de calor despreciables.

-Conductividad térmica, viscosidad del fluido, calor específico entre otros a lo largo del proceso de transferencia de calor son constantes.

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T1 - \Delta T2}{\ln\left(\frac{\Delta T1}{\Delta T2}\right)} \quad (\text{Ecuación. 12})$$

Donde:

*Para flujos paralelos

$$\Delta T1 = T_{h,entrada} - T_{c,entrada}$$

$$\Delta T2 = T_{h,salida} - T_{c,salida}$$

*Para flujos cruzados

$$\Delta T1 = T_{h,entrada} - T_{c,salida}$$

$$\Delta T2 = T_{h,salida} - T_{c,entrada}$$

Nota: Para identificar el tipo de flujo se recomienda observar la figura 2 y figura 3.

Muchos casos es necesario agregar un factor de corrección conocido como (**F**) en el caso que el intercambiador de calor no sea del tipo tubo doble [22] [26], esta variable depende de la configuración geométrica y de las temperaturas de entrada y salida del intercambiador de calor las cuales podemos apreciar en las ecuaciones 13, 14 y 15.

$$\Delta T_{mL} = F \Delta T_{lm} \quad (\text{Ecuación 13})$$

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_2 - t_1} \quad (\text{Ecuación 14})$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad (\text{Ecuación 15})$$

Donde:

$t_1; t_2$ =Temperaturas de entrada y salida en el tubo.

$T_1; T_2$ =Temperaturas de entrada y salida en la coraza.

Cabe resaltar que los valores de P poseen un rango de 0 hasta 1, mientras que los de R va desde 0 hasta infinito, R=0 corresponde a un proceso de cambio de fase

en el lado de la carcasa, $R=\infty$ a un cambio de fase en el tubo, en estos casos $F=1$ [22] [23].

El método de LMTD es adecuado para determinar el tamaño del intercambiador de calor usando la ecuación 10, debido a que se conocen o se pueden determinar las temperaturas a la entrada y salida de los fluidos caliente y frío, el fin de este método es conocer el área tentativa que pueda satisfacer el proceso de transferencia de calor [23]. Pero resulta poco práctico cuando se desconocen las temperaturas de salida de los fluidos fríos y calientes, en esos casos se recomienda el uso del método de la efectividad-NTU.

5.2.4 Método de la efectividad-NUT (Número de unidades de transferencia)

Este método se basa en el cálculo de la efectividad de transferencia de calor ε evidenciado en la ecuación 16, este nos permite evidenciar que tan cerca está nuestro intercambiador de calor al proceso máximo de transferencia de calor posible.

$$\varepsilon = \frac{Q_{real}}{Q_{max}} \quad (Ecuación 16)$$

En el cálculo del Q_{max} es determinado mediante la ecuación 17 y es función de la capacidad calorífica mínima (C_{min}) y de la máxima diferencia de temperatura posible en el intercambiador de calor, es decir la diferencia entre las temperaturas de entrada de los fluidos calientes y fríos [25].

$$Q_{max} = \dot{m}C_{min}(T_{h,entrada} - T_{c,entrada}) \quad (Ecuación 17)$$

Donde:

\dot{m} : Flujo másico.

C_{min} : Es la capacidad calorífica más baja entre los dos fluidos que participan en el proceso de transferencia de calor.

$T_{h,entrada}$: Es la temperatura de entrada del fluido caliente.

$T_{c,entrada}$: Es la temperatura de entrada del fluido frío.

En el proceso de transferencia de calor real (Q_{real}) se puede obtener calculando la energía absorbida por el fluido frío o la pérdida del fluido caliente ignorando las pérdidas en el sistema [21,25]

El fluido mínimo designado en la ecuación 17 puede ser el frío o el caliente, en el caso que el fluido caliente es el fluido mínimo y en flujo paralelo, es posible obtener una nueva fórmula de eficacia mencionada en la ecuación 18.

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp\left[-\frac{UA}{C_{min}}\left(1 + \frac{C_{min}}{C_{max}}\right)\right]}{1 + \left(\frac{C_{min}}{C_{max}}\right)} \quad (\text{Ecuación 18})$$

Donde:

U : Es el coeficiente global de transferencia de calor

A : Área del intercambiador de calor

C_{min} : $\dot{m}_{min}Cp_{min}$ ó rapidez de capacidad.

C_{max} : $\dot{m}_{max}Cp_{max}$ ó rapidez de capacidad.

Para el caso de fluidos a contraflujo, existe una leve variación y el cálculo de eficacia es mencionado en la ecuación 19.

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp\left[-\frac{UA}{C_{min}}\left(1 - \frac{C_{min}}{C_{max}}\right)\right]}{1 - \left(\frac{C_{min}}{C_{max}}\right) * \exp\left[-\frac{UA}{C_{min}}\left(1 - \frac{C_{min}}{C_{max}}\right)\right]} \quad (\text{Ecuación 19})$$

Donde:

U : Es el coeficiente global de transferencia de calor

A : Área del intercambiador de calor

C_{min} : $\dot{m}_{min}Cp_{min}$ ó rapidez de capacidad.

C_{max} : $\dot{m}_{max}Cp_{max}$ ó rapidez de capacidad.

La relación $\frac{UA}{C_{min}}$ es denominada unidades de transferencia o NUT y permite identificar y/o determinar el tamaño del intercambiador de calor [21] [25].

$$NUT = \frac{UA}{C_{min}} \quad (\text{Ecuación 20})$$

Donde:

U : Es el coeficiente global de transferencia de calor

A : Área del intercambiador de calor

C_{min} : $\dot{m}_{min}Cp_{min}$ ó rapidez de capacidad.

Otro parámetro importante para un correcto diseño y caracterización de los intercambiadores de calor es la variable C^* conocida como relación de capacidades (véase ecuación 21) esta es simplemente una tasa de capacidad de calor para ambas corrientes, que permite identificar el funcionamiento del intercambiador de calor, debido a que sus variables dependen del flujo másico y capacidad calorífica [25] [27].

$$C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (\text{Ecuación 21})$$

Algunos autores [23] [25] [27] han plasmado una relación directa entre los flujos paralelos (véase figura 5) y contraflujos (véase figura 6) para el caso de intercambiadores de calor de tubo y coraza.

Figura 5. Eficacia para un intercambiador de calor de tubo y coraza con flujo paralelo [27].

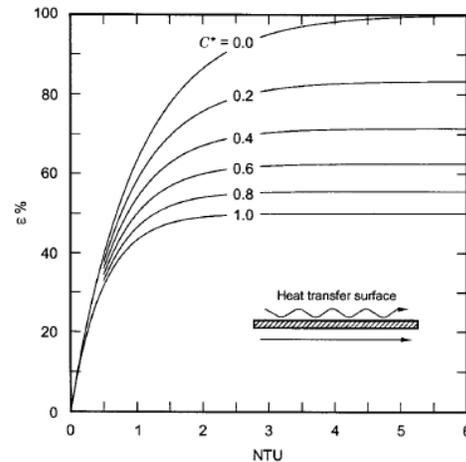
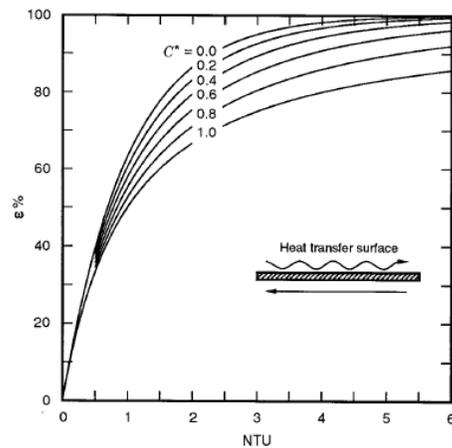


Figura 6. Eficacia para un intercambiador de calor de tubo y coraza a contraflujo [27].



Las gráficas de eficacia NUT son de gran aplicabilidad en los problemas de diseño de intercambiadores de calor, pero en algunos casos es necesaria una mayor precisión de las que pueden brindar las gráficas. En algunos procesos de diseño es necesario el uso de sistemas computacionales que permiten mejorar la precisión de los datos brindados por las gráficas y a su vez han encontrado algunas ecuaciones que en términos NUT permite determinar la eficacia y viceversa [27].

Para sistemas a contraflujo, el cálculo de la eficacia se menciona en la ecuación 19 para cualquier caso de un C^* , en el caso de $C^*=1$, la expresión queda reducida a la indicada en la ecuación 22.

$$\varepsilon = \frac{NUT}{1 + NUT} \quad (\text{Ecuación 22})$$

En el caso que $NUT \rightarrow \infty$; $\varepsilon = 1$ sin importar los parámetros de temperaturas y flujo de calor.

Para sistemas a flujos paralelos, el cálculo de la eficacia se menciona en la ecuación 18 para cualquier caso de un C^* , en el caso de $C^*=1$, la expresión queda reducida a la indicada en la ecuación 23.

$$\varepsilon = \frac{1}{2} [1 - \exp(-NUT)] \quad (\text{Ecuación 23})$$

En el caso que $NUT \rightarrow \infty$, el cálculo de ε queda reducido a la ecuación 24.

$$\varepsilon = \frac{1}{1 + C^*} \quad (\text{Ecuación 24})$$

En intercambiadores de calor de tubo y coraza con un paso por la coraza y 2, 4, 6... pasos por los tubos la ecuación 25 describe el cálculo de la eficacia.

$$\varepsilon = 2[1 + C^* + \sqrt{(1 + C^{*2})} \frac{1 + \exp[-NUT\sqrt{(1 + C^{*2})}]}{1 - \exp[-NUT\sqrt{(1 + C^{*2})}]}]^{-1} \quad (\text{Ecuación 25})$$

En el caso que $NUT \rightarrow \infty$, el cálculo de ε queda reducido a la ecuación 26.

$$\varepsilon = \frac{2}{(1 + C^*) + \sqrt{(1 + C^{*2})}} \quad (\text{Ecuación 26})$$

En el caso de $C^*=0$, fenómeno frecuente en calderas y condensadores debido al proceso de cambio de fase, todas las relaciones de cálculo de eficacia quedan reducidas a la ilustrada en la ecuación 27, esta fórmula es general para todos los tipos de intercambiador de calor [25] [27].

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NUT) \quad (\text{Ecuación 27})$$

Para el cálculo de NUT es posible proporcionar una relación explícita en términos de eficacia y la relación de capacidades, las cuales serán citadas a continuación.

Para sistemas a contraflujo, la ecuación 28 es de gran importancia y ampliamente usada si $C^* < 1$ [27].

$$NUT = \frac{1}{1 + C^*} \ln \left(\frac{1 - (C^*)(\varepsilon)}{1 - \varepsilon} \right) \quad (\text{Ecuación 28})$$

En el caso que $C^* = 1$, la ecuación 29 es la definida para estos casos.

$$NUT = \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon} \quad (\text{Ecuación 29})$$

Para sistemas con flujo paralelo, el cálculo NUT queda reducido a la ecuación 30.

$$NUT = - \frac{\ln[1 - \varepsilon * (1 + C^*)]}{1 + C^*} \quad (\text{Ecuación 30})$$

En intercambiadores de calor de tubo y coraza con un paso por la coraza y 2, 4, 6... pasos por los tubos la ecuación 31 describe el cálculo del NUT.

$$NUT = \frac{1}{\sqrt{1 + C^*{}^2}} \operatorname{Ln} \left[\frac{2 - \varepsilon (1 + C^* - \sqrt{1 + C^*{}^2})}{2 - \varepsilon (1 + C^* + \sqrt{1 + C^*{}^2})} \right] \quad (\text{Ecuación 31})$$

En el caso de $C^*=0$ citado anteriormente pero ahora en términos de NUT, la ecuación 32 es la recomendada a utilizar.

$$NUT = -\ln(1 - \varepsilon) \quad (\text{Ecuación 32})$$

5.2.5 Método de Kern

Este método de diseño aplica las correlaciones del LMTD [1] [2] para sistemas multi-componentes en los cuales ocurren cambios de fase, el LMTD no se puede considerar constante en el sistema por lo cual se recomienda dividirlo en n zonas como se expresa en la ecuación 33 y calcular el LMTD correspondiente en cada una de ellas, entre más grande sea n mejor será la exactitud de los resultados de temperatura y coeficientes.

$$LMTD = \frac{Q}{\sum_{i=1}^n \frac{Q_i}{LMTD_i}} \quad (\text{Ecuación 33})$$

A lo largo del estudio de los procesos de cambio de fase se han definido de manera forzada y estancada tanto para el proceso de ebullición como de condensación.

La ebullición proceso en el cual un fluido pasa de un estado líquido a gaseoso, este proceso se puede dar de manera natural (estancada) o forzada, en este caso será enfocado en correlaciones forzadas.

5.2.6 Condensación forzada interna

En procesos de condensación es importante evaluar los números de Reynolds tanto del líquido plasmado en la ecuación 34 como del vapor ilustrada en ecuación 35 los cuales son definidos como [1] [2] [3]:

$$Re_l = \frac{G(1-x)D}{u_l} \quad (\text{Ecuación 34})$$

$$Re_v = \frac{GxD}{u_v} \quad (\text{Ecuación 35})$$

Si la ecuación 35 cumple con $Re_v > 35000$ entonces el coeficiente convectivo se define como:

$$\frac{h_{cond} * D}{K_l} = 0.15 \frac{Pr_l Re_l^{0.9}}{F} \left(\frac{1}{\lambda} + \frac{2.85}{\lambda^{0.476}} \right) \quad (\text{Ecuación 36})$$

Donde:

$$F = 5Pr_l + 5 \ln(1 + 5Pr_l) + 2.5 \ln(0.0031Re_l^{0.812}) \quad (\text{Ecuación 37}) \quad \text{Si } Re_l > 1125$$

$$F = 5Pr_l + 5 \ln(1 + Pr_l(0.0964Re_l^{0.585} - 1)) \quad (\text{Ecuación 38}) \quad \text{Si } 50 < Re_l < 1125$$

$$F = 0.707Pr_lRe_l^{0.5} \quad (\text{Ecuación 39}) \quad \text{Si } Re_l < 50$$

$$\lambda = \left(\frac{u_l}{u_v}\right)^{0.1} \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0.5} \quad (\text{Ecuación 40}) \quad \text{Para cualquier valor de } Re_l$$

En caso de que $Re_v < 35000$ el régimen anular no se mantiene y el flujo se estratifica [1] [2], el coeficiente convectivo para este caso se define bajo la correlación de chato [1] [3] ilustrada en la ecuación 41.

$$h = 0.555 \left[\frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) k_l^3 h_{fg}^*}{u_l (T_{sat} - T_w) D} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (\text{Ecuación 41})$$

Donde:

$$h_{fg}^* = h_{fg} + \frac{3}{8} C_{p_l} (T_{sat} - T_w) \quad (\text{Ecuación 42})$$

Es necesario estimar las condiciones del coeficiente convectivo de un Intercambiador de calor de tubo y coraza sin cambios de fase [2], debido a la necesidad planteada en la ecuación 11 para ello se recomienda el uso de las condiciones planteadas en el método de media logarítmica.

El método de Kern también permite estimar el coeficiente convectivo en la sección de la coraza que no presenta un cambio de fase, a nivel industrial el arreglo triangular y cuadrado son los más aplicados debido a su fácil diseño, montaje, desmontaje y reparación.

El método de Kern para un arreglo cuadrado [1] está definido bajo las ecuaciones 43 a la 45:

$$Re_{Deq} = \frac{\rho V D_{eq}}{u} \quad (\text{Ecuación 43})$$

$$V = \frac{M}{\rho A_f} \quad (\text{Ecuación 44})$$

$$A_f = B * D_s \frac{(P_t - D_e)}{P_t} \text{ (Ecuación 45)}$$

$$D_{eq} = 4 \left(\frac{P_t^2 - \frac{\pi}{4} D_e^2}{\pi D_e} \right) \text{ (Ecuación 46)}$$

Donde:

B : Espacio entre Baffles

D_s : Diámetro de la coraza

P_t : Pitch

De igual manera para un arreglo triangular, en este solo se modifica la expresión para el cálculo del diámetro equivalente, definido en la ecuación 47.

$$D_{eq} = 4 \left(\frac{\frac{P_t^2}{2} \text{sen } 60^\circ - 0,5 \frac{\pi}{4} D_e^2}{0,5 \pi D_e} \right) \text{ (Ecuación 47)}$$

Finalmente se aplica la ecuación 48, que permite estimar el coeficiente convectivo del fluido alrededor de la coraza.

$$Nu_{eq} = \frac{h * D_{eq}}{K} = 0.36 Re_{Deq}^{0.55} Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{u}{u_s} \right)^{0.14} \text{ (Ecuación 48)}$$

La ecuación 45 es solo valida si se cumplen las siguientes condiciones [1] [3]:

- Arreglo cuadrado y triangular
- $2000 < Re_{Deq} < 10^6$
- Todas las propiedades a temperatura de película excepto u_s que solo es a T_s .

Una vez definido y calculado los coeficientes convectivos, El coeficiente global de transferencia de calor se pueden estimar basándose en la ecuación 49.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + R_{fo} + \frac{\Delta X_w}{k_w} + \frac{R_{ft} * A_e}{A_i} + \frac{1}{h_i} \frac{A_e}{A_i}} \quad (\text{Ecuación 49})$$

Donde:

h_i : Coeficiente interno de transferencia de calor.

A_i : Superficie interna de transferencia de calor.

h_e : Coeficiente externo de transferencia de calor.

A_e : Superficie externa de transferencia de calor.

R_{fo} : Superficie de incrustación interna.

R_{fi} : Superficie de incrustación externa.

ΔX_w : Espesor de la pared.

k_w : Conductividad térmica.

Ahora ignorando el espesor de la pared se puede obtener una expresión más sencilla de la ecuación 49.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{1}{h_e A_e} \quad (\text{Ecuación 50})$$

En muchos casos se recomienda que los evaporadores y condensadores de tubos y corazas sean diseñados de modo que sus resistencias térmicas estén equilibradas de modo que [4] [5]:

$$h_i A_i = h_e A_e \quad (\text{Ecuación 51})$$

Y así se garantiza que:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} \quad (\text{Ecuación 52})$$

Finalmente Aplicando la ecuación 10 y despejando el A_s es posible conocer el área superficial del intercambiador de calor de tubo y coraza.

5.2.7 Método de Bell-Delaware

Otros autores [6] [7] [39] recomiendan para el diseño de intercambiadores de calor de tubo y coraza el método de Bell-Delaware como el más preciso de los métodos publicados en la literatura, este método consiste en corregir el coeficiente de transferencia de calor por convección, el cual no considera las desviaciones de la corriente de fluidos en el lado de la coraza como se ilustra en la ecuación 53.

$$h_{coraza} = h_e * F_n * F_W * F_b * F_l \text{ (Ecuación 53)}$$

Donde:

h_e Coeficiente convectivo ideal.

F_n Es el factor de corrección debido al espaciado y al corte de los baffles que permiten un efecto debido a los tubos verticales.

F_W Es el factor de corrección debido al efecto ventana.

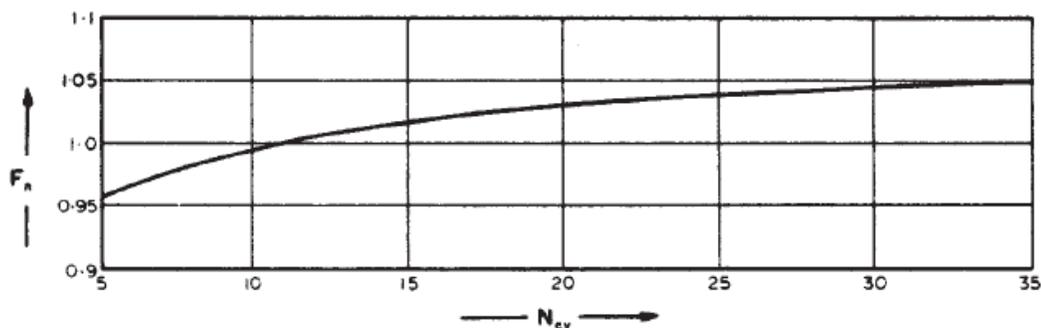
F_b Es el factor de corrección por la derivación de la corriente.

F_l Es el factor de corrección debido a fugas.

Para el cálculo del factor de corrección debido al espaciado y al corte, según lo planteado por Bell [7] [39] es importante definir el régimen de trabajo, para sistemas turbulentos ($100 < \#Re < 2000$) se puede suponer que $F_n = 1$ sin importar el N_c el cual es definido como el número de filas cruzadas en serie de extremo a extremo de la carcasa y este depende del número de deflectores para el caso de $\#Re < 100$, Bell desarrollo una función plasmada en la ecuación 54 y relacionada en la figura 7.

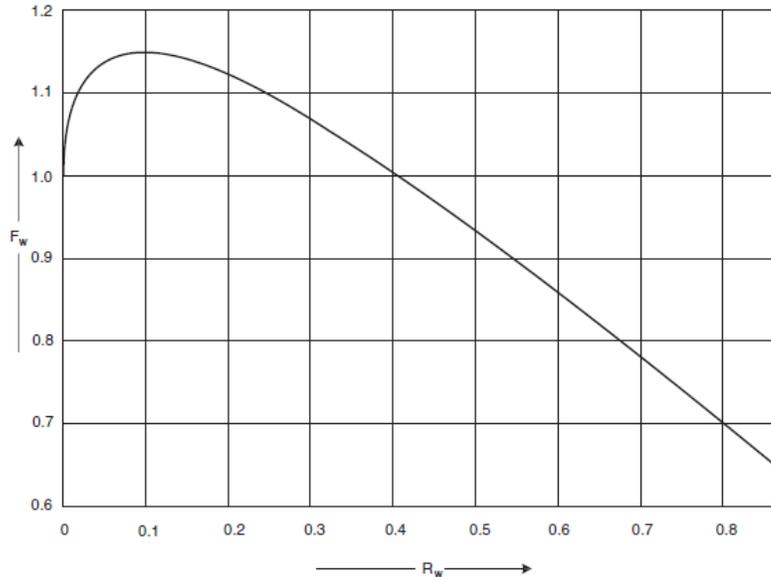
$$F_n \propto (N_c)^{-0.18} \text{ (Ecuación 54)}$$

Figura 7 Fila de tubos para el factor de corrección F_n [7].



El factor F_w corrige el efecto de flujo a través de la ventana de los deflectores y es una función del área de transferencia de calor en las zonas de ventana y del área total de transferencia de calor, dicho factor es ilustrado en la figura 8.

Figura 8. Factor de corrección en la ventana [7].



El término a lo largo del eje horizontal de la figura 8 conocido como R_w , el cual relaciona el número de tubos en una zona de ventana sobre el número total de tubos, dicha correlación se ilustra en la ecuación 55.

$$R_w = \frac{2 N_w}{N_t} \quad (\text{Ecuación 55})$$

Donde:

N_w : Número de tubos en una zona de ventana

N_t : Número total de tubos

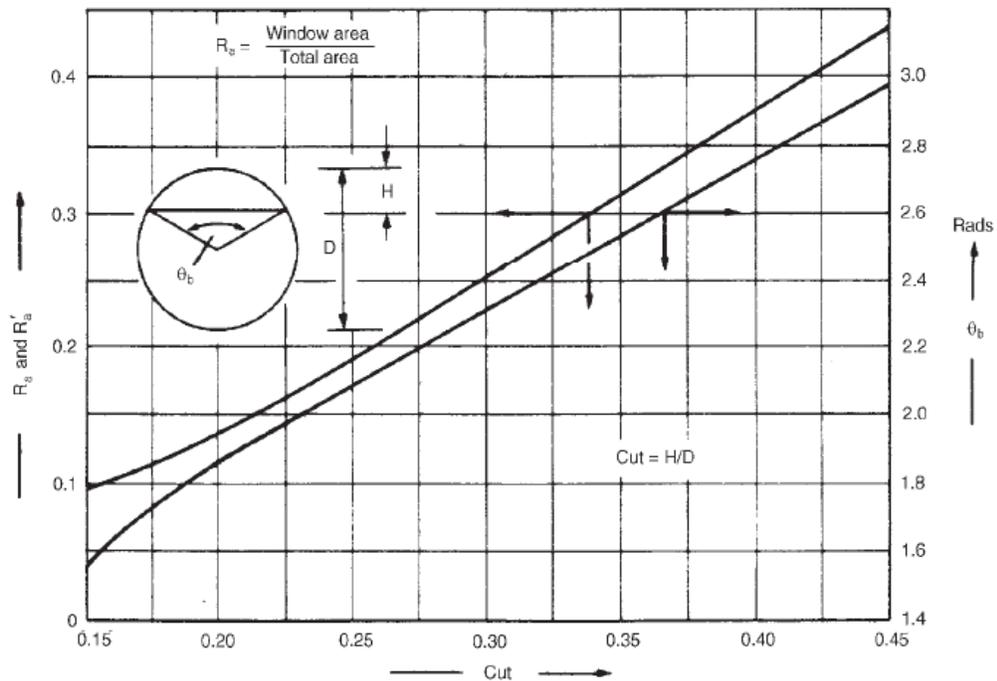
Para el cálculo del término N_w ilustrado en la ecuación 55, es necesario determinar la relación del área de la sección transversal del haz en la zona de la ventana al área de la sección transversal del haz total representado como R_a en la ecuación 56.

$$N_w = N_t * R_a \quad (\text{Ecuación 56})$$

El término R_a puede ser estimado por medio de la figura 9, esta figura relaciona el ángulo de haz de corte presente en los deflectores con respecto a la relación del

área de la sección transversal del haz en la zona de la ventana al área de la sección transversal del haz total.

Figura 9. Factor geométrico del baffle [7].



El término F_b es un factor que permite corregir el efecto de la derivación del flujo entre el haz de tubos y la pared de la envoltura, esto es una función entre la separación de la envoltura y el haz, se ha desarrollado una correlación que permite calcular dicho factor de corrección el cual es ilustrado en la ecuación 57, cabe recordar que es necesario conocer el número de Reynolds y algunos datos geométricos del intercambiador.

$$F_b = \text{Exp} \left[-\alpha \frac{A_b}{A_s} \left(1 - \left(\frac{2N_s}{N_{cv}} \right)^{\frac{1}{3}} \right) \right] \quad (\text{Ecuación 57})$$

Donde:

$\alpha = 1.5$; Si $\#Re < 100$.

$\alpha = 1.355$; Si $\#Re > 100$

A_b : Área libre entre el haz y la envoltura (Factor de diseño)

A_s : Máxima área posible entre el flujo cruzado.

N_s : Número de tiras de sellado encontradas por la corriente de derivación en la zona de flujo transversal

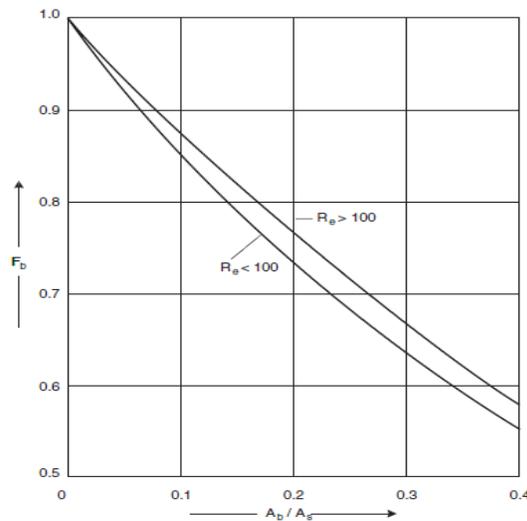
N_{cv} : Número de constricciones e hileras de tubos encontradas en la sección de flujo transversal.

Cabe mencionar que la ecuación 57 debe usarse si se cumple la condición de la ecuación 58.

$$N_s \leq \frac{N_{cv}}{2} \quad (\text{Ecuación 58})$$

Existen casos donde la desigualdad plasmada en la ecuación 55 no se cumple además si el intercambiador de calor no usa tiras de sellado, el factor F_b aún es posible de calcularlo aplicando la relación entre A_b y A_s y el numero de Reynolds presente en la corriente, la figura 10 permite calcular dicho factor.

Figura 10. Factor de corrección entre el efecto de la derivación del flujo entre el haz de tubos y la pared de la envoltura [7].



El factor F_l surge como solución al problema de de las fugas debido a separación en el tubo deflector, para estimar dicho factor se ha desarrollado un modelo plasmado en la ecuación 59, el cual depende de factores geométricos.

$$F_b = 1 - \beta_l \left(\frac{A_{tb} + 2 A_{sb}}{A_l} \right) \quad (\text{Ecuación 59})$$

Donde:

β_l : Un factor obtenido bajo la figura 10, la cual relaciona las variables A_l y A_s .

A_{tb} : El área de separación del tubo deflector por deflector.

A_{sb} : Área de separación entre la carcasa y el deflector por deflector.

A_l : Área de fuga total.

5.2.8 Caídas de presión.

Para los intercambiadores de calor de tubo y coraza la forma más usual para estimar la caída de presión en las tuberías es por medio de la ecuación 60, dicha ecuación es conocida como la ecuación de Darcy-Wesibach [32].

$$h_l = f \frac{V^2 L}{2gD} \quad (\text{Ecuación 60})$$

Donde:

L: Longitud de la tubería.

V: Velocidad del fluido

f: Factor de fricción de Darcy.

g: Constante de la gravedad

D: Diámetro

El factor de fricción de Darcy presente en la ecuación 60, depende del régimen de flujo, es decir un sistema laminar o sistema turbulento, lo cual se puede definir según el número de Reynolds descrito en la ecuación 61.

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (\text{Ecuación 61})$$

Donde:

ρ : Densidad del fluido.

V: Velocidad del fluido.

D: Diámetro de la tubería.

μ : Viscosidad Dinámica del fluido.

Para un sistema laminar ($Re < 2300$) es recomendado el uso de la expresión de Hagen-Poiseuille [32] ilustrada en la ecuación 62:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (\text{Ecuación 62})$$

Para sistemas turbulentos ($Re > 2300$) la ecuación 63 conocida como la ecuación de Colebrook-White [32] permite identificar el factor de fricción.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \left(\frac{k}{3,7D} + \frac{2,51}{\#Re \sqrt{f}} \right) \quad (\text{Ecuación 63})$$

Donde:

K: Coeficiente de rugosidad.

D: Diámetro interno de la tubería.

Debido a la complejidad de la ecuación 63 se recomienda el uso del diagrama de Moody, el cual solo depende de la rugosidad relativa y el número de Reynolds. Para el cálculo de la caída de presión debido a accesorios tales como codos, filtros, uniones, entre otros elementos, la ecuación 64 conocida como pérdidas singulares permite cuantificar dicha pérdida.

$$h_s = \left(\frac{V^2}{2g} \right) \sum K \quad (\text{Ecuación 64})$$

Donde:

K: Coeficiente de perdidas menores.

El cálculo de la caída de presión total plasmado en la ecuación 65 experimentada en el intercambiador de calor de tubo y coraza no es más que la suma de la ecuación 60 y 64.

$$\Delta P_{total} = h_L + h_s \quad (\text{Ecuación 65})$$

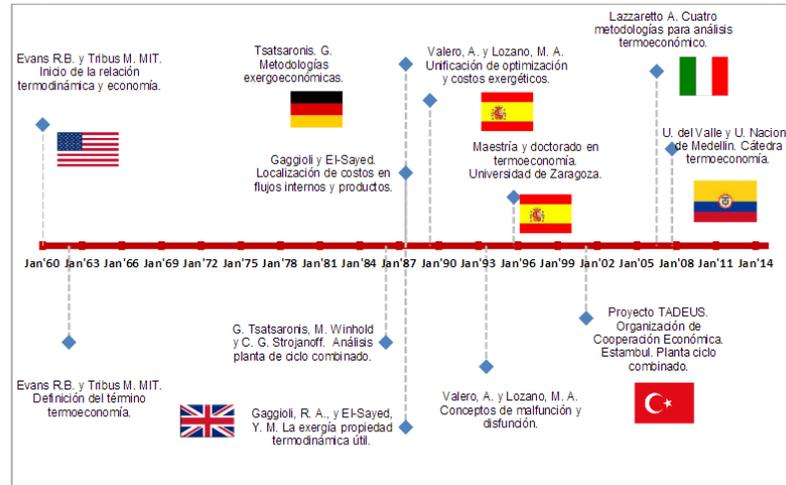
5.2.9 Termoeconomía.

Los sistemas térmicos son operados bajo las leyes termodinámicas, la mecánica de fluidos y proceso de transferencia de calor. Estas ciencias físicas permiten entender, explicar, diseñar y operar estos sistemas, pero a su vez se requiere una consideración explícita de la ingeniería económica que permite identificar el costo de funcionamiento y fabricación [36], en otras palabras se podría afirmar que es una disciplina que relaciona los conceptos termodinámicos y la economía, su objetivo no es más que generar fundamentos y procedimientos prácticos para el análisis, auditoría, diseño y optimización de los sistemas energéticos.

Es de conocimiento en general que toda instalación industrial debe minimizar su consumo energético y materia prima, así como la producción de residuos. Cuanto menos eficiente es una instalación industrial más residuos genera, esto se ha demostrado termodinámicamente hablando, partiendo desde un balance de energía, exergía y de entropía [37]. Ahora bien, un aumento de eficiencia se traduce en menos residuos y por ende en ahorro y bajo impacto ambiental pero una mayor inversión con la cual se podría perjudicar los costos y la ganancia neta, la termoeconomía surge como un medio de costo óptimo conjugando las mejoras en el consumo de recursos y la eficiencia energética con los requerimientos de capital.

La palabra termoeconomía surge por primera vez en la escuela de ingeniería del *Massachusetts Institute Technology* en 1962 por Evans y Tribus en unos artículos en el cual mencionaban a la termodinámica como recurso de optimización de sistemas, pero solo su demostración industrial fue demostrada alrededor de los años ochenta por Tsatsaronis, Winhold y Gaggioli. Diferentes investigadores de varios países han aportado ciertas metodologías y/o modelos de optimización termoeconómica, la figura 11 ilustra ese crecimiento e impacto a nivel global.

Figura 11. Historia de la Termoeconomía a través de los años [38].



La exergía toma un papel importante en los análisis termoeconómicos, debido a que es relacionada con los costos económicos, los recursos y productos que intervienen en los procesos industriales y para la valoración económica de las imperfecciones termodinámicas, todo esto constituye un aporte sustancial al análisis, evaluación y optimización de sistemas [37].

En términos generales, la termoeconomía permite:

- Calcular los costos de los productos intermedios y finales de los procesos.
- Analizar el proceso de formación y el flujo de costos del proceso.
- Valorar el costo de destrucción de exergía y producción de entropía, partiendo desde el análisis de las irreversibilidades.
- Optimizar el funcionamiento de cada componente de un sistema global para así garantizar el costo fijo y variable del sistema.

El análisis exergético siendo un método de análisis termoeconómico, permite localizar las irreversibilidades presentes en un sistema, lo cual ayuda a discernir sus causas y cuantificarlas mediante destrucciones de exergía, esto es muy útil en el desarrollo, evaluación y optimización de sistemas térmicos. La diferencia de un análisis exergético y uno energético radica en identificar las verdaderas causas y la profundidad de esas irreversibilidades las cuales abarcan más que las pérdidas de energía desde el sistema al ambiente [37].

El análisis exergético es quizás una de las herramientas más poderosas que permite entender, comprender y controlar la dinámica energética de los procesos de la naturaleza y de los procesos artificiales [38]. El verdadero potencial de ahorro energético de un sector industrial no solo se puede valorar por la canasta energética del mercado o por el cambio tecnológico debido a nuevo desarrollo, sino a través de balances exergéticos que determinen las condiciones máximas de operación a partir del objetivo productivo del proceso.

En Colombia la termoeconomía fue introducida como una cátedra en el año 2007 en la facultad de ingeniería de la Universidad del Valle, la Universidad Nacional de Medellín y Bogotá [38]. Debido a las condiciones globales y al impacto medio ambiental es indispensable que los futuros ingenieros y administradores colombianos anexen a sus metodologías, campos de aplicación, proyectos y fundamentos conceptos y criterios termoeconómicos.

Su implementación en la industria nacional representaría en un aumento de la eficiencia exergético y energética (Ambas derivadas del análisis termoeconómico) además en un análisis alternativo que consideraría el consumo de energía desde fundamentos de la termodinámica y la economía nacional, representado no solo un avance en la academia del país si no también en la administración óptima de los recursos energéticos [38], sus principales características y/o beneficios serían:

- Asignación de costos que permitirían medir el verdadero valor termodinámico entre el sistema de estudio y su entorno, así como el efecto de las irreversibilidades dentro del sistema a proyectar.
- La evaluación de posibles proyectos destinados a mejorar la calidad y prestación de los sistemas térmicos gracias a la evaluación o cambios tecnológicos, fuente energética entre otras. Todo esto posible desde el concepto de eficiencia exergética.
- La calidad de la energía definida desde el concepto termoeconómico como una variable de evaluación económica de un proyecto y no solo como complemento del proceso productivo, esto conlleva a una optimización económica de sistemas y procesos industriales.

5.2.10 Entropía en Intercambiadores de Calor.

La entropía es definida por *Rudolph Clausius* [39] como una proporción de energía de un sistema absoluto que no es capaz de desarrollar trabajo, a su vez demostró que la variación de entropía se incrementa en un proceso irreversible, lo cual se puede apreciar en la ecuación 66.

$$\Delta S = \int_A^B \frac{dQ}{T} \quad (\text{Ecuación 66})$$

En el caso de los intercambiadores de calor de tubo y coraza el proceso de irreversibilidades asociadas al proceso de generación de entropía es debido a factores como el proceso de transferencia de calor y a las caídas de presión presentes en la red interna de tuberías debido a alta fricción [40], el cálculo de generación de entropía presente en estos dispositivos es posible bajo la formulación de la ecuación 67.

$$S_{\dot{g}en} = S_{\dot{g}en}\Delta T + S_{\dot{g}en}\Delta P \quad (\text{Ecuación 67})$$

Existe una relación entre cada termino que conforma la generación de entropía total ilustrada en la ecuación 67, *Bejan* [40] afirma una relación optima la cual puede ser apreciada en la ecuación 65.

$$\phi = \frac{S_{\dot{g}en}\Delta P}{S_{\dot{g}en}\Delta T} \quad (\text{Ecuación 68})$$

A su vez afirma un valor óptimo de ϕ , dicho valor optimo es igual a 0,168 en intercambiadores de calor sin cambios de fase [40].

Algunos autores en el caso de *Bejan* [40] presentan algunos modelos matemáticos que permiten minimizar la generación de entropía, partiendo desde el análisis de mecánica de fluidos con la determinación del *Re* optimo ilustrado en la ecuación 69, pero existiendo algunas limitaciones con respecto a la velocidad de transferencia de calor.

$$Re_{opt} = 2,023 Pr^{-0,071} B^{-0,358} \quad (\text{Ecuación 69})$$

Donde:

B : Relación de Flujo de calor y flujo de fluido.

Para estimar la relación de Flujo de calor y flujo de fluido conocido como B , *Bejan* [40] desarrollo un modelo el cual se ilustra en la ecuación 70.

$$B = \frac{p \dot{m} \dot{q}}{u^2 (kT)^{\frac{1}{2}}} \quad (\text{Ecuación 70})$$

Donde:

p : Densidad.

\dot{m} : Flujo másico.

\dot{q} : Flujo de calor sobre unidad de área.

k : Conductividad Térmica del fluido.

T : Temperatura del fluido.

u : Viscosidad dinámica.

A su vez propone un número definido como unidad de generación de entropía mostrada en la ecuación 71, el cual es un numero a dimensional que define la tasa de producción de entropía e irreversibilidad, a su vez, es posible optimizar dicho número que permitirá aumentar la eficiencia de segunda ley de los intercambiadores de calor de tubo y coraza.

$$\#N_s = Ln\left[\frac{1}{2} + \frac{1}{4}\left(\frac{T_1}{T_2} + \frac{T_2}{T_1}\right)\right] \quad (\text{Ecuación 71})$$

Donde:

T_1 : Temperatura de la línea 1.

T_2 : Temperatura de la línea 2.

Según *Bejan* [40], existen tres posibles condiciones que podrían tener $\#N_s$ las cuales son:

$\#N_s > 1$ Proceso de irreversibilidad decrece.

$\#N_s < 1$ Proceso irreversible debido a baja transferencia de calor.

$\#N_s = 0$ Proceso Imposible.

6. METODOLOGÍA

6.1 TIPO DE INVESTIGACIÓN.

Esta investigación va ligada al tipo correlacional debido a la relación de las variables y/o parámetros necesarios para el proceso de diseño térmico de intercambiadores de calor de tubo y coraza bifásicos con respecto al costo y generación de entropía del sistema.

La investigación tiene un enfoque cuantitativo por el proceso de análisis numérico que permitirá cuantificar el desempeño termodinámico y termoeconómico de los intercambiadores de calor de tubo y coraza en función de las variables que participan en el proceso de diseño y funcionamiento.

6.2 DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN.

El diseño de la investigación parte desde el ámbito experimental por la necesidad de alterar las variables de diseño térmico del intercambiador de calor de tubo y coraza bifásico para observar, identificar y cuantificar los cambios en la salida, es decir la generación de entropía y el costo económico del equipo, para lograr esto se han establecido tres fases globales de actividades las cuales serán mencionadas a continuación.

6.2.1 Modelo Matemático de un intercambiador de calor de tubo y coraza.

En esta primera etapa se formula un modelo matemático que permita cuantificar el desempeño termodinámico y termoeconómico de los intercambiadores de calor de tubo y coraza en función de las variables que participan en el proceso de diseño y funcionamiento. Para lograr lo anterior se establecieron las siguientes actividades:

- Revisión bibliográfica sobre métodos actuales de diseño de intercambiadores de calor de tubo y coraza bifásico.
- Selección y formulación del modelo matemático que permitirá cuantificar el desempeño termodinámico y Costo termoeconómico del condensado de un intercambiador de calor de tubo y coraza.
- Diseño de un intercambiador de calor de tubo y coraza bifásico basado en un caso de estudio aplicando el software Matlab.

-Validación del proceso de programación para cuantificar el grado de confiabilidad de la herramienta computacional que permite el diseño termodinámico y análisis termoeconómico de un intercambiador de calor de tubo y coraza.

6.2.2 Análisis de sensibilidad.

Este paso consiste en valorar el impacto de las variables que participan en el proceso de diseño sobre el costo y el grado de irreversibilidad o generación de entropía de intercambiadores de calor de tubo y coraza bifásicos. Para ello se realizó las siguientes actividades:

- Selección de las variables que participan en el proceso de diseño del intercambiador de calor de tubo y coraza bifásico.
- Elaboración de un análisis de sensibilidad, el cual permitirá identificar el impacto de las variables que participan en el proceso de diseño de los intercambiadores de calor de tubo y coraza bifásicos.

6.2.3 Valores óptimos de Diseño

Se cuantifica la influencia de los valores óptimos obtenidos de la altura de corte, espaciado del deflector, espaciado entre los tubos y diámetro de los tubos sobre la tasa de generación de entropía o destrucción de exergía y sobre el costo termoeconómico del condensado.

-Identificar los valores óptimos de las variables continuas de diseño aplicando un proceso de optimización usando el programa matlab y cuantificar el impacto de dichos valores óptimos sobre la tasa de generación de entropía o destrucción de exergía y sobre el costo termoeconómico del condensado.

7. MODELO MATEMÁTICO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBO Y CORAZA.

Durante esta etapa del proyecto se desarrolló el diseño del intercambiador de calor de tubo y coraza con cambio de fase basado en el material bibliográfico investigado, con el fin de plasmar las fórmulas, ecuaciones y modelos que permitirán cuantificar características de este.

7.1 ¿POR QUÉ EL MÉTODO DE BELL?

La primera inquietud es saber por qué se ha seleccionado el método de Bell para diseñar el intercambiador de calor de tubo y coraza. Según Taborek [41] [42] Kulkarni [42], Sweta [40], Edwards [43] y Ribeiro [47] este método se ha clasificado como un modelo de alta confiabilidad, sencillez y rapidez debido a sus correlaciones, funciones y formulaciones, las cuales han sido comprobadas por dichos autores en ciertos ensayos experimentales, comparaciones con otros métodos de diseño y algunos análisis numéricos, el método fue descrito en la sección 5.2.7.

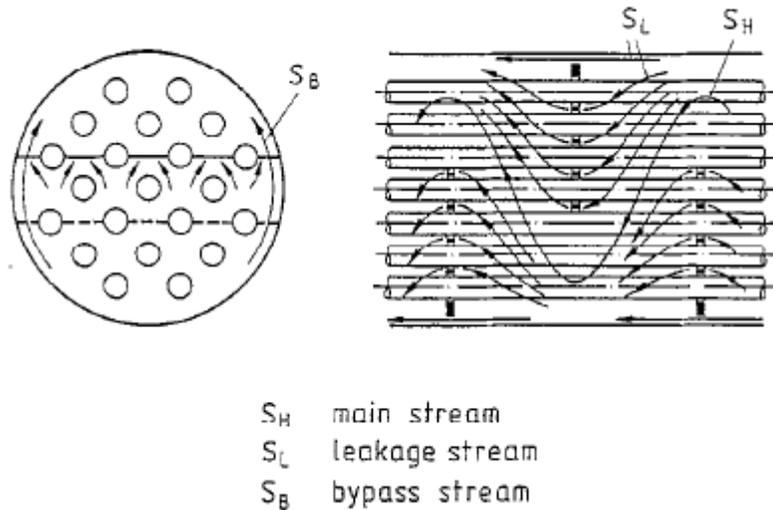
Para la formulación del modelo matemático se estudia el sistema en dos secciones, uno es el lado del tubo y el otro el lado de la coraza. En el lado de la coraza se cuantifica el coeficiente convectivo para un fluido sin cambio de fase y se determina la caída de presión como función de los deflectores, flujo, presión de entrada y temperaturas de trabajo utilizando las correlaciones propuestas por Gaddis y Gnielinski [39] [44].

En este trabajo el cambio de fase se lleva a cabo al interior de los tubos, una de las razones para definir esto es que dicha sección la caída de presión tiende a ser un poco menor que en el lado de la coraza [35] [45] por ejemplo un condensador instalado en un ciclo cerrado se desea por su diseño y funcionalidad como tal presente una baja caída de presión, afín de reducir la potencia de bombeo o de compresión, para así generar un ahorro económico y energético.

7.2 ESTUDIO DE LA CORAZA EN EL INTERCAMBIADOR DE CALOR.

En el lado de la coraza la estimación del coeficiente convectivo se lleva a cabo utilizando el método de Bell descrito en la sección 5.2.7

Figura 12. Factores de corrección necesarios para cuantificar la caída de presión. [44]



La figura 12 presenta una descripción de las diferentes corrientes de fluido que fluyen por fuera de los tubos a través de los deflectores, dichas corrientes bajo la formulación de Bell-Delaware deben ser consideradas para corregir el coeficiente convectivo y a su vez para estimar la caída de presión del intercambiador en el lado de la coraza, dichos factores se calculan usando la información suministrada en la sección 5.2.7

La ecuación de Darcy-Weisbach descrita en la sección 5.2.8 no es utilizada para cuantificar la caída de presión en el lado de la coraza [32] porque origina resultados poco confiables debido a la complejidad de la trayectoria del fluido a lo largo del intercambiador es por ello por lo que se aplican las correlaciones desarrolladas por Gaddis y Gnielinski [39] [44].

Para estimar la caída de presión final de intercambiador, primordialmente es necesario cuantificar varias caídas de presión debido a los diferentes factores geométricos del sistema, es por ello por lo que inicialmente se debe cuantificar una caída de presión debido a un banco de tubos ideales la cual se ilustra en la ecuación 72.

$$\Delta P_i = 8 * f * N_{cv} * \frac{\rho u_s^2}{2} \left(\frac{\mu}{u_w} \right)^{-0.14} \quad (\text{Ecuación 72})$$

Donde:

f : Es el factor de fricción de un banco de tubos ideales

N_{cv} : Numero de restricciones cruzadas.

ρ : Densidad del fluido.

u_s : Velocidad del fluido

μ : Viscosidad del fluido

u_w : Viscosidad del fluido en la Pared

Un inconveniente es la estimación del factor de fricción descrito en la ecuación 72, algunas pruebas experimentales ayudaron a formular un modelo que en función del número de Reynolds y un factor CR cuantifica dicho factor de fricción [46], el modelado se evidencia en la ecuación 73.

$$f = \exp(0.576 - 0.19 * \ln(Re)) + CR \quad (\text{Ecuación 73})$$

La ecuación 73 presenta un factor adimensional conocido como CR, el cual depende del número de Reynolds, la configuración geométrica del intercambiador y una relación entre el espaciamiento de los tubos o Pitch y el diámetro, este factor se muestra en la tabla 1.

Tabla 1. Factores de mejora, en función del pitch, diámetro y Número de Reynolds. [46]

Friction Correction Factor (CR)										
Tube Pitch/ Tube Diamete r	Tube Configuration		30°		45°		60°		90°	
	CR for		CR for		CR for		CR for		CR for	
	Re < 10E4	Re >10E4	Re < 10E4	Re >10E4	Re < 10E4	Re >10E4	Re < 10E4	Re >10E4	Re < 10E4	Re >10E4
	1,25	0,3752	0,1609	0,1355	0,0369	0,0601	-0,0136	0,0767	0,1578	
1,33	0,2873	0,1296	0,0791	0,028	0,0168	-0,0197	-0,0026	0,1129		
1,5	0,1581	0,0854	-0,0119	0,1282	-0,052	-0,0301	-0,118	0,0428		

La caída de presión en la zona de flujo cruzado es originada por los factores de fuga y estrangulamiento presentes en la sección de los deflectores, su modelo es descrito en la ecuación 74.

$$\Delta P_c = \Delta P_i * f_b * f_l \quad (\text{Ecuación 74})$$

Donde:

f_b : Factor de corrección por estrangulamiento.

f_l : Factor de corrección por fugas.

Los factores de corrección mencionados en la ecuación 74 ya fueron descritos anteriormente en la sección 5.2.7. La caída de presión en la ventana se calcula bajo la ecuación 75.

$$\Delta P_w = f_l * (2 + 0.6 * N_{wc}) * \frac{\rho * u_w^2 * u_s^2}{2} \quad (\text{Ecuación 75})$$

Donde:

N_{wc} : Numero de restricciones de flujo cruzado en la zona de la ventana es aproximadamente igual al número de tubos.

u_w : Velocidad del fluido en la zona de la ventana.

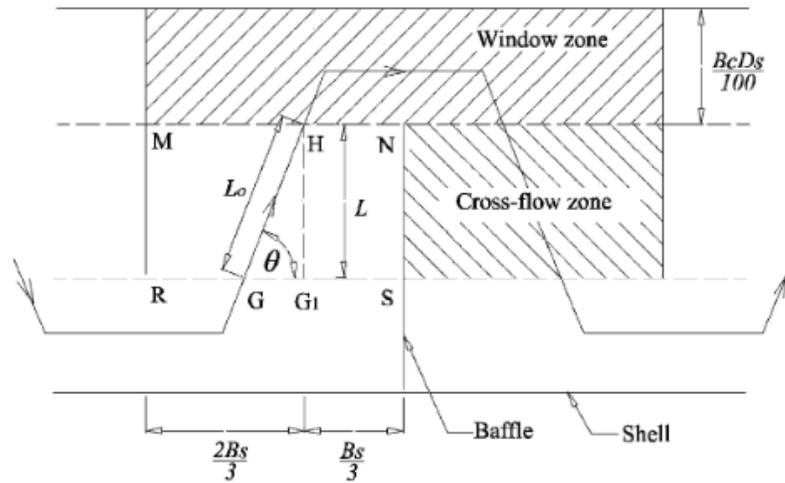
u_s : Velocidad del fluido antes de ingresar a la zona de la ventana.

La presión en la zona final del intercambiador de calor se cuantifica bajo el modelo plasmado en la ecuación 76.

$$\Delta P_e = \Delta P_i * \left(\frac{N_{wv} + N_{cv}}{N_{cv}} \right) * f_b \quad (\text{Ecuación 76})$$

Una manera de comprender las secciones en los cuales ocurren las caídas de presión cuantificadas por las ecuaciones 75 y 76 se aprecian en la figura 13.

Figura 13. Caída de presión en la zona de la ventana y en la zona de flujo cruzado. [46]



Finalmente, la caída de presión experimentada por el fluido alrededor de la coraza es calculada por la ecuación 77.

$$\Delta P_s = 2\Delta P_e + \Delta P_c * (Nb - 1) + Nb * \Delta P_w \quad (\text{Ecuación 77})$$

Donde:

Nb : Numero de baffles presentes en el intercambiador de calor.

Otro aspecto importante que no ha sido mencionado es el cálculo del coeficiente convectivo ideal descrito en la ecuación 53 en el ítem 5.2.7 del método de Bell.

Algunos autores [37] [39] [41] [42] [48] sugieren el cálculo del coeficiente convectivo ideal basado en la ecuación 78 plasmada a continuación.

$$h_e = j_{ideal} * CP_s * G_s * Pr^{-\frac{2}{3}} * \left(\frac{u_s}{u_w}\right)^{0.14} \quad (\text{Ecuación 78})$$

Donde:

j_{ideal} : Factor de Colburn

CP_s : Calor específico del fluido

G_s : Flujo másico por unidad de área (Gasto másico)

Pr : Número de Prandtl

u_s : Viscosidad del fluido

u_w : Viscosidad del fluido a la temperatura de la pared.

Muchos de los factores descritos en la ecuación 78 son fáciles de estimar y/o calcular debido a que dependen exclusivamente de las condiciones operacionales del sistema, pero el factor de Colburn es quizás un término más complejo de calcular. Según Taborek [41] [42] y Caballero [48] la ecuación 79 permite estimar dicho factor el cual depende de algunos términos adimensionales.

$$j_{ideal} = a_1 \left(\frac{1.33}{\frac{p_t}{d}} \right)^a (Re)^{a_2} \quad (\text{Ecuación 79})$$

Donde:

p_t : Picht o espaciado entre los tubos.

d : Diámetro externo de los tubos.

Re : Numero de Reynolds de la coraza.

a : Constante descrita en la ecuación 80

$$a = \frac{a_3}{1 + 0.14 * (Re)^{a_4}} \quad (\text{Ecuación 80})$$

Los términos a_1, a_2, a_3, a_4 son descritos en la tabla 2 elaborada por ensayos experimentales de Taborek [41] [42].

Tabla 2.Tabla de coeficientes a dimensionales [38].

Disposición	Re	a1	a2	a3	a4
Triangular	10E5-10E4	0,321	-0,388	1,45	0,519
	10E4-10E3	0,321	-0,388		
	10E3-10E2	0,593	-0,477		
	10E2-10	1,36	-0,657		
	<10	1,4	-0,667		
Cuadrada Rotada	10E5-10E4	0,37	-0,396	1,93	0,5
	10E4-10E3	0,37	-0,396		
	10E3-10E2	0,73	-0,5		
	10E2-10	0,498	-0,656		
	<10	1,55	-0,667		
Cuadrada	10E5-10E4	0,37	-0,395	1,187	0,37
	10E4-10E3	0,107	-0,266		
	10E3-10E2	0,408	-0,46		
	10E2-10	0,9	-0,631		
	<10	0,97	-0,667		

La Tabla 2 muestra algunos coeficientes adimensionales desarrollados por Taborek [41] [42] los cuales son función del número de Reynolds y del arreglo geométrico de los tubos, en los arreglos triangulares a 30° y 60° no existe una diferencia de estos coeficientes.

7.3 ESTUDIO DE LOS TUBOS EN EL INTERCAMBIADOR DE CALOR.

Como se ha mencionado en la sección 7.1 se ha definido que el fluido presente un cambio de fase (condensación) en el lado de los tubos, dicho cambio de estado termodinámico ocurre al interior de los tubos ubicados de manera horizontal. Para estimar algunas propiedades termodinámicas es necesario trabajar con una calidad promedio, la cual puede ser cuantificada por la ecuación 81.

$$X_{prom} = \frac{1}{2} (X_e + X_s) \quad (\text{Ecuación 81})$$

Donde:

X_e : Calidad del fluido en la entrada de los tubos (Vapor)

X_s : Calidad del fluido en la salida de los tubos (Líquido o mezcla en algunos casos)

La ecuación 81 permite iniciar la estimación de propiedades termodinámicas a una calidad promedio que se aproxima al comportamiento real presente en el interior de los tubos [49], otro aspecto importante es el Reynolds de condensado que es estimado en la ecuación 82.

$$Re_c = \frac{m d}{A u_c} \quad (\text{Ecuación. 82})$$

Donde:

m : Flujo Másico del condensado

d : Diámetro interno

A : Area transversal

u_c : Viscosidad del condensado.

A la hora de cuantificar el número de Reynolds de condensado y el cual debe oscilar entre $350 < Re_c < 63000$ según Kroger [49] se puede estimar el coeficiente convectivo presente en el lado del tubo, siendo un proceso de cambio de fase se esperaría que dicho valor sea más alto que el presente en la coraza en la gran

mayoría de casos, para estimar dicho valor Kroger [49] recomienda un cálculo del coeficiente convectivo de condensado promedio estimado por la ecuación 83.

$$Nu_c = \frac{h_c d_i}{K_c} = 0.023 Re_c^{0.8} Pr_c^{0.4} * \left((1 - X_{prom})^{0.8} + \frac{3.8 X_{prom}^{0.76} (1 - X_{prom})^{0.04}}{P_r^{0.38}} \right) \quad (Ecuación 83)$$

Donde:

K_c : Conductividad térmica del condensado.

Pr_c : Prandtl de condensado.

P_r : Relación de presiones.

El término P_r , plasmado en la ecuación 83 es una relación de presiones del fluido, la cual es descrita por la ecuación 84. Kroger [49] afirma que presiones cercanas a la presión crítica del fluido origina una corriente de condensado estable.

$$P_r = \frac{p}{p_{cr}} \quad (Ecuación 84)$$

Donde:

p : Presión de entrada del fluido.

P_{cr} : Presión crítica

Es importante cuantificar la caída de presión existente en los segmentos de tubería presente en el intercambiador de calor, Kroger [49] y Thome [50] presentan una ecuación diferencial que permite estimar la caída de presión final mencionada en la ecuación 85.

$$\frac{dp_{vtp}}{dz} = \frac{dp_{vf}}{dz} + \frac{dp_{vm}}{dz} + \frac{dp_{vs}}{dz} \quad (Ecuación 85)$$

Donde:

$\frac{dp_{vtp}}{dz}$: Caída de presión del sistema.

$\frac{dp_{vf}}{dz}$: Contribución por factor de fricción.

$\frac{dp_{vm}}{dz}$: Contribución por factor de momentum o aceleración.

$\frac{dp_{vs}}{dz}$: Contribución por factor de carga estática.

Thome [50] resolvió la ecuación 85 y bajo unos ensayos experimentales logro validar dicho modelo presente en la ecuación 86.

$$\Delta P_{total} = \Delta p_f + \Delta p_m + \Delta P_s \quad (\text{Ecuación 86})$$

El primer factor Δp_f definido como contribución por factor de fricción, Thome [50] bajo la ecuación 87 logro cuantificar dicha contribución.

$$\Delta p_f = \frac{2 f L M_g^2}{d P_h} \quad (\text{Ecuación 87})$$

Donde:

f : Factor de fricción de Blasius.

L : Longitud del tubo.

M_g : Gasto Másico.

d : Diámetro interno

P_h : Densidad de condensado corregida.

El factor de fricción de Blasius es un numero a dimensional que en función del número de Reynolds del condensado es fácil de estimar, Thome [50] afirma que sin importar el régimen del condensado el factor de fricción de Blasius es conservativo, dicho factor de fricción para procesos de condensado es descrito en la ecuación 88.

$$f = \frac{0.079}{Re_c^{0.25}} \quad (\text{Ecuación 88})$$

Otro termino mencionado en la ecuación 87 es la densidad de condensado corregida (P_h), Thome [50] afirma que debido a las características de la densidad no se debe cuantificar la propiedad en condensado bajo una calidad promedio, sino más bien bajo una calidad corregida, la cual puede ser cuantificada por las ecuaciones 89 y 90.

$$P_h = P_l(1 - E_h) + P_g * E_h \quad (\text{Ecuación 89})$$

Donde:

P_l : Densidad del líquido.

P_g : Densidad del vapor.

E_h : Calidad corregida.

$$E_h = \frac{1}{1 + \left(\frac{u_g(1 - X_{prom}) p_g}{u_l x_{prom} p_l} \right)} \quad (\text{Ecuación 90})$$

Donde:

u_g : Viscosidad del Gas.

u_l : Viscosidad del líquido.

El segundo factor Δp_m definido como contribución por factor de momentum o aceleración, Thome [50] afirma que matemáticamente hablando se puede definir bajo la ecuación 91.

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{Mon} = \frac{d\left(\frac{M_g}{p_h}\right)}{dz} \quad (\text{Ecuación 91})$$

En algunos casos para flujos adiabáticos, la contribución por factor de momentum o aceleración se puede considerar muy pequeña en comparación a las otras contribuciones dando como análisis una contribución igual a cero [49] [50]. En este caso, el modelo matemático planteado en este documento tiene presente dicho aporte ya que el flujo no se comporta de manera adiabática.

Thome[50] afirma que para estimar dicha contribución por momentum plantea un modelo ilustrado en la ecuación 92, analizando un potencial energético de entrada y salida.

$$\Delta p_m = M_g^2 \left[\left(\frac{(1 - X_e)^2}{p_L(1 - E)} + \frac{X_e^2}{p_g * E} \right) - \left(\frac{(1 - X_s)^2}{p_L(1 - E)} + \frac{X_s^2}{p_g * E} \right) \right] \quad (\text{Ecuación 92})$$

Donde:

E :Factor de proporcionalidad.

El factor de proporcionalidad plasmado en la ecuación 92, según Thomas [50] es una contribución debido a la dirección de flujo es decir un flujo vertical u horizontal, en este caso al ser una tubería horizontal se aplica el factor de proporcionalidad recomendado por Steiner y Axelsson [50] plasmada en la ecuación 93.

$$E = \frac{X_{prom}}{p_g} \left((1 + 0.12(1 - X_{prom})) \left(\frac{X_{prom}}{p_g} + \frac{1 - X_{prom}}{p_l} \right) + \frac{1.18(1 - X_{prom})(g\sigma(p_l - p_g)^{0.25})}{M_g^2 p_l^{0.5}} \right)^{-1} \quad (\text{Ecuación 93})$$

Donde:

g : Gravedad

σ : Tensión superficial

El tercer factor conocido como ΔP_s definido por Thomas [50] y Kroger [49] como contribución por factor de carga estática es cuantificado por la formulación de la ecuación 94.

$$\Delta P_s = p_h g H \text{ sen } (\theta) \quad (\text{Ecuación 94})$$

Donde:

H: Altura vertical de la tubería.

θ : Angulo de inclinación de la tubería con respecto a la horizontal.

En este caso la tubería del intercambiador de calor presenta alturas verticales muy pequeñas en comparación a las longitudes horizontales, es por ello que esta contribución presente en la ecuación 94 sería muy pequeña en comparación a los otros términos definidos anteriormente, por ende, se ha definido que dicha contribución sería igual a cero.

7.4 CALCULO DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR Y LONGITUD DE TUBERÍA.

Una vez plasmado el análisis disponible en la literatura para cuantificar los coeficientes convectivos del lado del tubo y de la coraza a las condiciones descritas en las secciones 7.2 y 7.3 es necesario conocer el coeficiente global de transferencia de calor para iniciar el proceso de diseño y de estimación de la longitud de los tubos, para ello la ecuación 95² será de gran utilidad.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{H_{coraza}} + \frac{1}{H_{tubo} * \frac{A_i}{A_0}} \quad (\text{Ecuación 95})$$

Donde:

H_{coraza} : Hace Referencia al coeficiente convectivo real calculado en el lado de la coraza plasmado en la ecuación 53.

H_{tubo} : Hace referencia al coeficiente convectivo de condensado calculado en el lado del tubo plasmado en la ecuación 83.

A_i : Área en el interior del tubo.

A_0 : Área en el exterior del tubo.

Aplicando el modelo de la efectividad-NTU plasmado en la sección 5.2.4 para cuantificar el factor NTU se usa la ecuación 32, el cálculo de la efectividad para un sistema con flujo cruzado es descrito por la ecuación 96².

$$e = \frac{T_{c,sal} - T_{c,ent}}{T_{h,ent} - T_{c,ent}} \quad (\text{Ecuación 96})$$

Donde:

$T_{c,sal}$: Temperatura de la corriente fría de salida.

$T_{h,ent}$: Temperatura de la corriente caliente de entrada.

$T_{c,ent}$: Temperatura de la corriente fría de entrada.

Cabe resaltar además que la ecuación 96 solo debe aplicarse en el caso que C_c (Razón de capacidad calorífica de la corriente fría) sea la seleccionada para

² Las ecuaciones 95, 96 y 97 han sido tomadas del libro Thulukkanam, Kuppan. Heat Exchanger Design Handbook 2^a Edition. New York: Taylor & Francis Group, 2013

definirse como C_{\min} , esto ocurre cuando $C_h < C_c$ o bien cuando el sistema a dimensionar sea un condensador como lo es en este caso.

Una vez conocida la efectividad del intercambiador de calor bajo la ecuación 96 y el coeficiente global plasmado por la ecuación 95, es posible conocer el área del intercambiador de calor plasmado por el modelo NTU propuesto en la sección 5.2.4 usando la ecuación 20. Esa área del intercambiador de calor es definida por la ecuación 97².

$$A = L * \pi * NT * di \quad (\text{Ecuación 97})$$

Donde:

L : Longitud de cada tubo.

NT : Numero de tubos.

di : Diámetro interno del tubo.

El objetivo característico del diseñador es determinar la longitud de banco de tubos presentes en el intercambiador de calor, para ello debe tomar la ecuación 97 y realizar un simple proceso que consiste en despejar y cuantificar el valor de L .

7.5 ANÁLISIS DE SEGUNDA LEY DE LA TERMODINÁMICA EN INTERCAMBIADORES DE CALOR.

El análisis de segunda ley de la termodinámica aplicado para el intercambiador de calor de tubo y coraza consiste básicamente en un balance de entropía, dicho balance de entropía permite cuantificar el grado de irreversibilidad del proceso, dicho balance se puede evidenciar en la ecuación 98, cabe mencionar que, si el intercambiador de calor de tubo y coraza opera en estado estacionario, tasa de razón cambio de entropía en el sistema se considera 0.

$$\sum m_e s_e - \sum m_s s_s + S_{gen} = \frac{ds_{sistema}}{dt} \quad (\text{Ecuación 98})$$

Donde:

m_e : Flujo másico de entrada.

m_s : Flujo másico de salida.

s_e : Entropía de entrada.

s_s : Entropía de salida.

S_{gen} : Entropía generada.

$\frac{ds_{sistema}}{dt}$: Tasa de razón cambio de entropía en el sistema.

Bejan [51] desarrollo un modelo que permite estimar la entropía generada debido a la caída de presión presente alrededor de los tubos, dicho modelo se evidencia en la ecuación 99.

$$S_{Presión} = \frac{m * \Delta P}{1000 * \rho * T} \quad [\text{Ecuación 99}]$$

Donde:

m : Flujo másico.

ΔP : Caída de presión.

ρ : Densidad

T : Temperatura en escala absoluta

Una vez cuantificada la entropía generada por el sistema plasmada en la ecuación 98, se debe estimar el potencial de trabajo perdido conocido como exergía destruida, calculada por la ecuación 100.

$$E_{dest} = S_{gen} * T_o \quad [\text{Ecuación 100}]$$

Donde:

T_o : Temperatura de estado muerto

Finalmente, para conocer el rendimiento del equipo basado en la eficiencia de segunda ley se usa la ecuación 101.

$$\eta_{II} = 1 - \frac{E_{dest}}{m_{caliente} * [(h_1 - h_2) - T_o(s_1 - s_2)]} \quad [Ecuación 101]$$

Donde:

$m_{caliente}$: Flujo másico del fluido caliente.

h_1 : Entalpia en la ramificación número uno.

h_2 : Entalpia en la ramificación número dos.

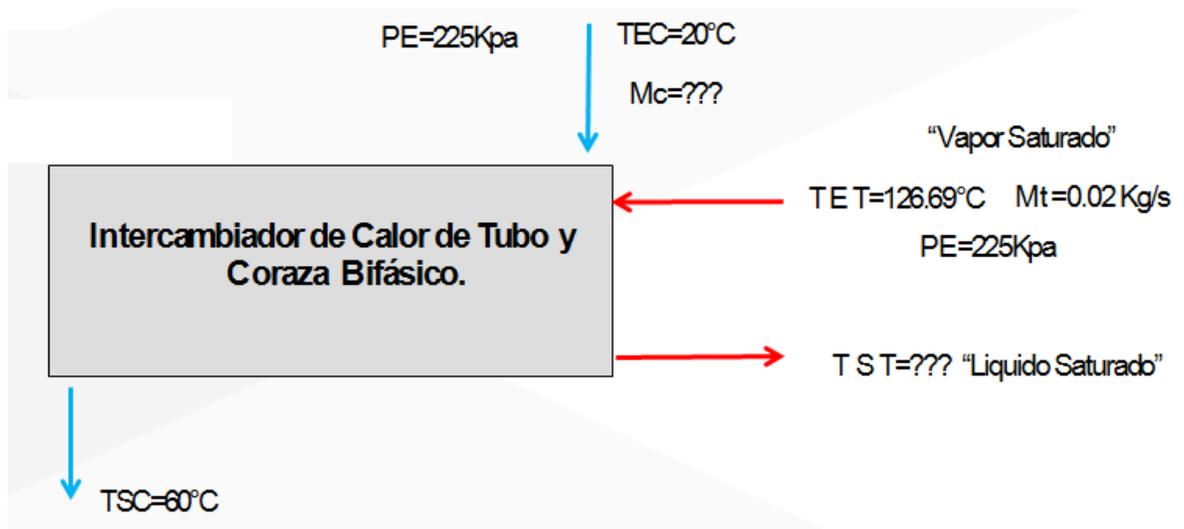
s_1 : Entropía en la ramificación número uno.

s_2 : Entropía en la ramificación número dos.

7.6 CASO DE ESTUDIO

El caso de estudio seleccionado para este proyecto se muestra en la figura 14, se puede apreciar en la figura las condiciones operacionales del sistema (flujo másico, temperaturas y presiones), se realizó el proceso de programación, el cual es capaz de cuantificar las características geométricas, propiedades térmicas, características termodinámicas y económicas del sistema.

Figura 14. Condiciones operacionales del intercambiador de calor de tubo y coraza bifásico.

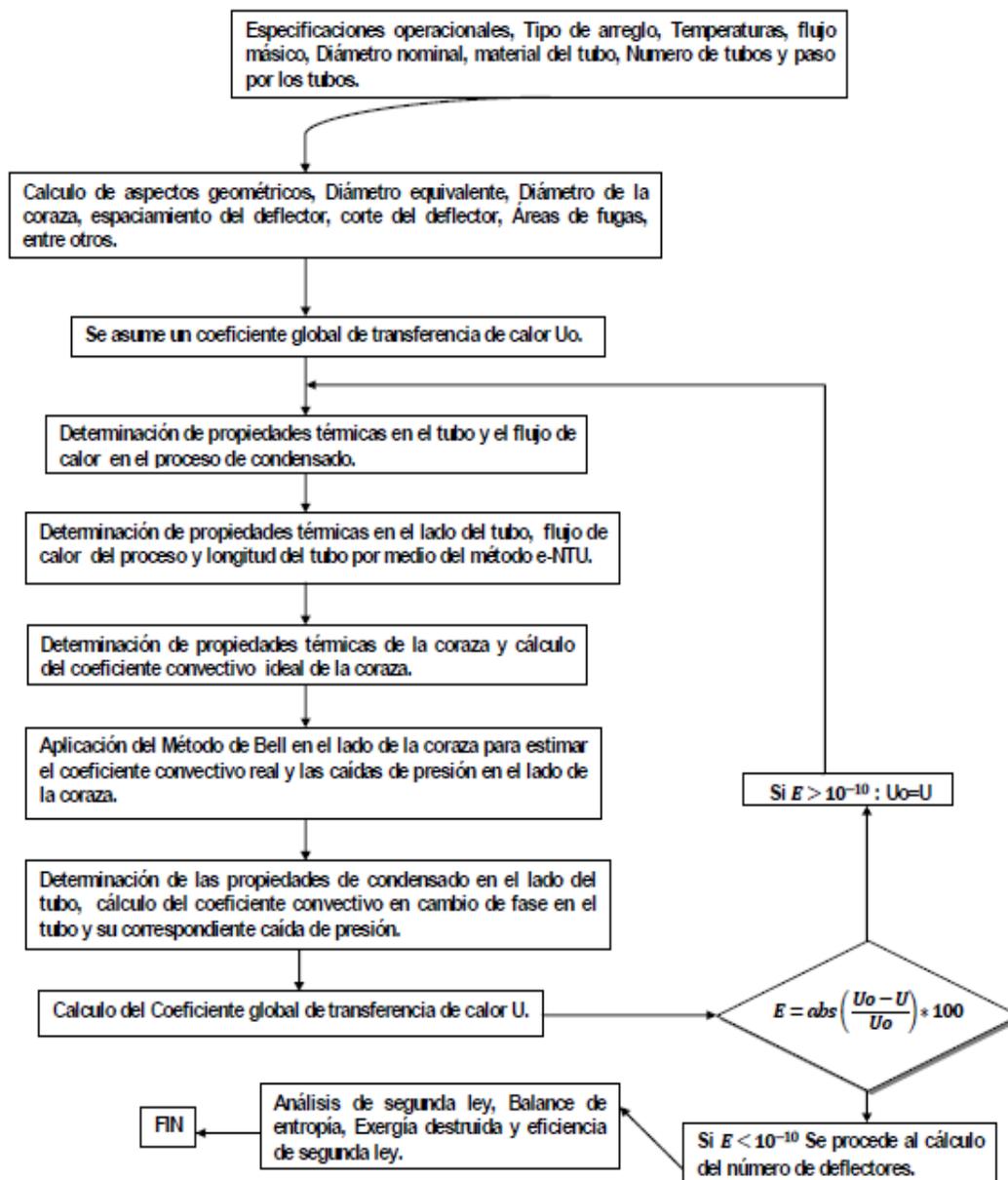


La necesidad operacional del sistema parte desde el diseño de un intercambiador de calor de tubo y coraza catalogado tipo condensador, donde se mencionó en las secciones 7.2 y 7.3 el fluido de la coraza no presenta cambio de fase y es impulsado por una bomba que toma fluido de las condiciones de estado muerto (1 atm y 20°C), mientras que el fluido de los tubos cambia su estado el cual ingresa como vapor saturado y su salida deseada es líquido saturado.

7.7 PROCESO DE PROGRAMACIÓN

El proceso de programación fue realizado usando el lenguaje del programa MATLAB [53], el proceso de funcionamiento del programa es ilustrado en un diagrama de flujo ilustrado en la figura 15.

Figura 15. Diagrama de flujo del proceso plasmado en MATLAB.



Básicamente es necesario definir ciertos aspectos tales como condiciones de temperatura, flujos, diámetro de tubería, tipo de arreglo geométrico (Triangular o Cuadrado), número de tubos y número de pasos por los tubos. Una vez definida dichas variables el programa es capaz de calcular algunos aspectos geométricos tales como el diámetro de la coraza, diámetro del haz, diámetro equivalente, dimensiones del bafle y algunas áreas como el área de la ventada y de fugas.

Al conocer dichos factores geométricos se inicia el proceso iterativo el cual será interrumpido bajo la formulación plasmada en la ecuación 102. Cabe mencionar que la variable de detención del programa es el coeficiente global de transferencia de calor.

$$E = \text{abs} \left(\frac{U_o - U}{U_o} \right) * 100 \quad [\text{Ecuación 102}]$$

Donde:

U_o : Coeficiente global de transferencia de calor asumido.

U : Coeficiente global de transferencia de calor calculado.

El término U_o de la ecuación 102 va cambiando acorde se siga cumpliendo la condición de que $E > 10^{-10}$.

El proceso iterativo consiste básicamente en calcular el coeficiente convectivo del tubo y de la coraza, área de transferencia de calor, coeficiente global de transferencia de calor, entropía generada, exergía destruida, costo del condensado y otros factores necesarios para el diseño del intercambiador de calor, todo esto basado en la metodología hablada en los ítems 7.2, 7.3 y 7.4

Una vez conocidos todos estos aspectos y cumplida la condición de que $E < 10^{-10}$ se inicia el análisis de segunda ley plasmado en la sección 7.5, el cual permite cuantificar el grado de irreversibilidades presentes en el intercambiador de calor de tubo y coraza (entropía generada), el potencial de trabajo perdido (exergía destruida) y la eficiencia del intercambiador de calor bajo el análisis de segunda ley.

7.8 VALIDACIÓN DEL PROCESO DE PROGRAMACIÓN

Las formulaciones y/o modelos aplicados en el proceso de programación mencionado en la sección 7.7 fueron seleccionados basados en una revisión de artículos y proyectos enfocados en validaciones experimentales, simulaciones numéricas y modelaciones, las cuales permiten confirmar la confiabilidad de los resultados obtenidos bajo el modelo matemático propuesto en este proyecto. A continuación, se mencionarán algunos proyectos que validaron los modelos, los cuales fueron usados en este proyecto.

Casado [53] realizó un diseño y montaje de un condensador de flujo descendente (*down Flow*) para una central térmica de ciclo combinado, para ello aplicó el método de Bell-Delaware mencionado en la sección 5.2.7 y definió ciertas condiciones de flujo muy similares a las mencionadas en las secciones 7.2 y 7.3, ignorando las caídas de presión y por facilidad en sus cálculos, estimó el área de transferencia de calor por el método de media logarítmica mencionado en la sección 5.2.3, además en sus conclusiones menciona lo siguiente “puede comentar que el condensador diseñado satisface las condiciones requeridas por la especificación inicial, y que por tanto, el proyecto es técnicamente viable (además de necesario para cerrar el ciclo combinado). El equipo satisface la función más importante para la que fue diseñado, es decir, condensa el vapor procedente de la turbina de vapor. Además, en su diseño cuanto menor sea la presión de trabajo mayor será el aumento de eficiencia térmica global de la planta.”

Valladares [54] realizó como proyecto de tesis doctoral una simulación numérica y validación experimental del proceso de condensado, evaporación y tubos capilares, en una sección de su estudio sobre condensadores, fue enfocando en tubos concéntricos, en esta pauta aplico el mismo modelo mencionado en la sección 7.3, en este caso la caída de presión en los procesos de cambio de fase, para ello uso R134a y R410A como fluidos de trabajo y demostró la confiabilidad de los modelos mencionados por Kroger [49] y Thome [50]. A su vez aplico un método de tramo a tramo (*Step by Step*) para evaluar la resolución de la ecuación 82 y comparo dichos resultados con los obtenidos por Jung y Didion. Confirmando que el modelo propuesto por Kroger y Thome son válidos a la hora de cuantificar las condiciones de un fluido en cambio de fase y su caída de presión si es comparado con los resultados de Jung y Didion en los cuales no se evidencia una diferencia muy significativa.

González [55] Estableció una metodología para el diseño de intercambiadores de calor de tubo y coraza partiendo desde aspectos geométricos, es decir formulaciones las cuales le permitieron conocer el tamaño de los baffles, número de tubos, espaciado de los deflectores, tamaño de boquilla, arreglo geométrico y caídas de presión de la coraza bajo el modelo de Bell, el cual es descrito en este proyecto en la sección 5.2.7 y complementado en las secciones 7.1 y 7.2, basado en sus resultados fabricó el intercambiador de calor de tubo y coraza, cuantificó las condiciones de salida de su diseño siendo muy cercanas a las usadas en su proceso de diseño, así validó la confiabilidad del modelo de Bell y el intercambiador fue donado como un modelo de prueba para futuros proyectos.

Mazón [56] aplicando el método de Bell mencionado en el ítem 5.2.7 y 7.1 diseñó un intercambiador de calor de tubo y coraza tipo condensador destinado como banco de pruebas para el laboratorio de térmicas de la facultad de mecánica en Riobamba-Ecuador, definió un fluido sin cambio de fase a lo largo de la coraza y con cambio de fase a lo largo de los tubos, dicha condición es la misma planteada en este proyecto, además cuantificó la caída de presión al interior de la coraza aplicando el mismo modelo plasmado en la sección 7.2, comprobó de manera experimental la caída de presión debido al uso de manómetros que fueron instalados cuando su intercambiador fue ensamblado y puesto en marcha, validando así el método de Bell usado en su desarrollo y el mismo aplicado en este proyecto. Cabe mencionar que no cuantificó la caída de presión presente en los tubos, la considero despreciable.

En el caso de Mazón [56] el intercambiador diseñado es tipo tubo y coraza triangular a 30° y sus características geométricas son plasmadas en la tabla 3.

Tabla 3. Valores Geométricos del diseño realizado por Mazón [56]

Aspectos Geométricos	Valor	Unidades
Diámetro Coraza	102,26	mm
Diámetro externo	9,525	mm
Diámetro Interno	7,745	mm
Pitch	13,5	mm
Espaciado del deflector	80	mm
Numero de pasos	2	-
Numero de tiras de sellado	1	-
Altura de corte del deflector	33	%
Numero de tubos	26	-
Numero de deflectores	4	-
Área del Intercambiador	0,4436	m ²

Otros aspectos operacionales mencionados por Mazón [56] en su proyecto tales como flujo de calor, temperatura y flujo másico son plasmados en la tabla 4.

Tabla 4 Valores Operacionales del diseño realizado por Mazón [56]

Aspectos Térmicos e Hidráulicos	Valor	Unidades
Temperatura entrada Coraza	17	°C
Temperatura salida Coraza	49	°C
Temperatura entrada Tubo	95	°C
Temperatura salida Tubo	94	°C
Flujo másico Coraza	0,47	Kg/s
Presión entrada coraza	103421.35	Pa
Caída de Presión	0,581	Kpa
Coefficiente Global de Trans. Calor	2342,7	w/m ² °C

Lo interesante del proyecto desarrollado por Mazón [56] es que el realizo varios experimentos modificando las condiciones térmicas e hidráulicas, en la tabla 5 se ilustran otras condiciones operacionales.

Tabla 5. Valores operacionales del diseño realizado por Mazón [56]

Aspectos Térmicos e Hidráulicos	Valor	Unidades
Temperatura entrada Coraza	17	°C
Temperatura salida Coraza	69	°C
Temperatura entrada Tubo	94	°C
Temperatura salida Tubo	94	°C
Flujo másico Coraza	0,28	Kg/s
Presión entrada coraza	103421,35	Pa
Caída de Presión	0,581	Kpa
Coeficiente Global de Trans. Calor	3008,4	w/m ² °C

Estos datos suministrados por Mazón [56] los cuales son plasmados en su proyecto son de vital importancia, debido a que permiten validar la confiabilidad del programa desarrollado en este proyecto, estos valores fueron insertados como parámetros de entrada y se enfocó en cuantificar el porcentaje de error en el coeficiente global de transferencia de calor, área de transferencia de calor y caída de presión en el lado de la corza para así estimar el grado de confiabilidad. Los datos obtenidos por el modelo matemático desarrollado en este proyecto adaptando los datos operacionales suministrados por Mazón plasmados en la tabla 4 fueron los siguientes:

$$\text{Coeficiente global de transferencia de calor} = 2469,84 \frac{w}{m^2 \text{ } ^\circ C}$$

$$\text{Área} = 0,4196 \text{ m}^2$$

$$\text{Caída de Presión en la coraza} = 0,55538 \text{ Pa}$$

Igualmente, los datos obtenidos por la programación a la hora de plasmar los datos suministrados por Mazón presentes en la tabla 5 fueron los siguientes:

$$\text{Coeficiente global de transferencia de calor} = 2474,20 \frac{w}{m^2 \text{ } ^\circ C}$$

$$\text{Área} = 0,54 \text{ m}^2$$

$$\text{Caída de Presión en la coraza} = 0,20737 \text{ Pa}$$

Los Porcentajes de error fueron cuantificados por la ecuación 103 ilustrada a continuación:

$$\%Error = \frac{Abs(V_{real} - V_{experimental})}{V_{real}} * 100 \quad (\text{Ecuación 103})$$

Entonces se procede a calcular los porcentajes de error obtenidos usando los datos de la tabla 4 aplicando la ecuación 103.

$$\%Error\ Coef\ Global = \frac{Abs(2342,7 - 2474,20)}{2342,7} * 100 = 5,42 \%$$

$$\%Error\ \acute{a}rea = \frac{Abs(0,4436 - 0.4196)}{0,4436} * 100 = 5,39 \%$$

$$\%Error\ Caída\ de\ Presión = \frac{Abs(0,581 - 0.55538)}{0,581} * 100 = 4,40 \%$$

Se realiza nuevamente el proceso de cuantificar el porcentaje de error, pero usando los resultados obtenidos a la hora de plasmar la información presente en la tabla 5 en la programación, los cuales son ilustrados a continuación:

$$\%Error\ Coef\ Global = \frac{Abs(3008,4 - 2474,20)}{3008,4} * 100 = 17,75 \%$$

$$\%Error\ \acute{a}rea = \frac{Abs(0,4436 - 0.54)}{0,4436} * 100 = 21,7 \%$$

$$\%Error\ Caída\ de\ Presión = \frac{Abs(0,581 - 0.207)}{0,581} * 100 = 64,2 \%$$

Bajo estas condiciones Mazón [56] argumenta que a medida que aumenta el flujo másico los coeficientes globales de transferencia de calor tanto teóricos como prácticos se aproximan más y es debido a que las correlaciones mejoran conforme aumenta el Reynolds, este mismo fenómeno ocurre en el modelo matemático propuesto en este proyecto inclusive llegando a tener mejores resultados que Mazón. La tabla 6 permite tener un panorama más amplio de la comparación del coeficiente global.

Tabla 6. Resultados de confiabilidad realizado por Mazón a diferentes condiciones de flujo [56]

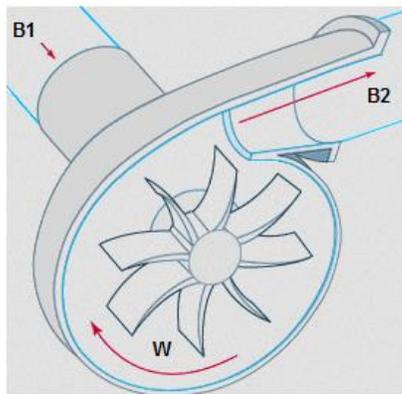
FLUJO MÁSICO	COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR U [W/m² °C]		Diferencia Porcentual
	Teórico	Práctico	
0,28 kg/s	1631,34	3008,41	46%
0,32 kg/s	1746,80	2902,20	40%
0,36 kg/s	1840,17	2743,07	33%
0,41 kg/s	1930,51	2476,34	22%
0,47 kg/s	2049,61	2342,70	13%

Estos autores mencionados anteriormente han trabajado con los modelos y métodos descritos en las anteriores secciones de este documento, a su vez se ha agregado una comparación de resultados por medio de los datos del diseño realizado por Mazón en su proyecto de fabricación y validación, esto ha permitido confirmar que la programación, las ecuaciones, modelos y resultados obtenidos son de alta confiabilidad para el desarrollo de este proyecto.

7.9 ANÁLISIS TERMEOCONÓMICO

En el proceso de análisis termoeconómico realizado al intercambiador ilustrado en la sección 7.6 fue basado en balances de exergía y balances económicos los cuales serán ilustrados más adelante. Cabe mencionar que el intercambiador de calor posee una bomba que permite obtener las condiciones iniciales de bombeo en la entrada de la coraza que corresponde a 225 kPa, se ha definido como punto inicial realizar un análisis exergético, termoeconómico y exergo-económico al sistema de bombeo ilustrado en la figura 16.

Figura 16. Sistema de bombeo con sus flujos de entrada y salida. Fuente: Wermac.org



Los balances de exergía de la bomba centrífuga son mencionados en la ecuación 104.

$$B_1 + W = B_2 + B_d \quad (\text{Ecuación 104})$$

Donde:

B_d : Exergía destruida en la bomba.

B_1 : Flujo de exergía de entrada en la bomba.

B_2 : Flujo de exergía de salida en la bomba.

W : Trabajo de entrada en la bomba.

En el caso del flujo de exergía en la entrada se ha definido con el valor de cero, debido a que dicho flujo ingresa a la bomba a las condiciones de estado muerto.

El balance termoeconómico del sistema de bombeo plasmado en la figura 16 es plasmado en la ecuación 105.

$$\pi_1 + \pi_w + Z_{bb} = \pi_2 \quad (\text{Ecuación 105})$$

Donde:

π_1 : Costo termoeconómico del flujo de entrada en la bomba.

π_w : Costo termoeconómico del trabajo de impulso.

Z_{bb} : Costo del equipo de bombeo.

π_2 : Costo termoeconómico del Flujo de salida en la bomba.

El termino Z_{bb} no será cuantificado en el desarrollo de este proyecto, esto es debido al enfoque de análisis y estudio centrado exclusivamente en el intercambiador de calor bifásico partiendo desde sus condiciones geométricas y operacionales.

El balance exergo-económico de la bomba es ilustrado por la ecuación 106.

$$\dot{B}_1 + \dot{B}_w = \dot{B}_2 \quad (\text{Ecuación 106})$$

Donde:

\dot{B}_1 : Costo exergético de entrada en la bomba.

\dot{B}_w : Costo exergético de bombeo.

\dot{B}_2 : Costo exergético de salida en la bomba.

Para resolver el sistema es necesario de ecuaciones adicionales en las cuales se relaciona el costo exergético unitario ilustrado en la ecuación 107.

$$K = \frac{\dot{B}}{B} \quad (\text{Ecuación 107})$$

Este costo exergético unitario es el mismo para la sección de la bomba, es decir:

$$K_1 = K_2 = \frac{\dot{B}_1}{B_1} = \frac{\dot{B}_2}{B_2} \quad (\text{Ecuación 107A})$$

Esta relación de costo exergético unitario permite relacionar las ecuaciones 104, 106 y 107A y obtener:

$$\dot{B}_w = \dot{B}_2 - \frac{\dot{B}_2 B_1}{B_1 + W - B_d}$$

$$\dot{B}_w = \dot{B}_2 \left(1 - \frac{B_1}{B_1 + W - B_d} \right)$$

$$\dot{B}_2 = \frac{\dot{B}_w}{\left(1 - \frac{B_1}{B_1 + W - B_d} \right)}$$

$$\dot{B}_2 = \frac{\dot{B}_w}{\frac{W - B_d}{B_1 + W - B_d}}$$

$$\dot{B}_2 = \frac{\dot{B}_w (B_1 + W - B_d)}{W - B_d}$$

Como $B_1 = 0$ debido a la condición de estado muerto, entonces:

$$\dot{B}_2 = \frac{\dot{B}_w (W - B_d)}{W - B_d}$$

Finalmente se obtiene:

$$\dot{B}_2 = \dot{B}_w \quad [7.9]$$

La expresión 7.9 afirma que debido a la condición de estado muerto del flujo exergético de entrada en la bomba el costo exergético del flujo de salida es el mismo que el costo exergético de bombeo.

Ahora sabiendo que el costo termoeconómico unitario permite relacionar el costo termoeconómico y exergo-económico el cual está plasmado en la ecuación 108 ilustrada a continuación.

$$\dot{K} = \frac{\pi}{\dot{B}} \quad (\text{Ecuación 108})$$

Entonces basado en la ecuación 108 se puede concluir que el costo termoeconómico unitario es el mismo en los flujos de entrada y de salida de la bomba, es decir:

$$\dot{K}_1 = \dot{K}_2 = \frac{\pi_1}{\dot{B}_1} = \frac{\pi_2}{\dot{B}_2} \quad (\text{Ecuación 108A})$$

Relacionando la ecuación 108A con el balance termoeconómico ilustrado en la ecuación 105 se obtiene:

$$\frac{\dot{B}_1}{\dot{B}_2} \pi_2 + \pi_w + Z_{bb} = \pi_2$$

$$\pi_w + Z_{bb} = \pi_2 \left(1 - \frac{\dot{B}_1}{\dot{B}_2} \right)$$

$$\pi_w + Z_{bb} = \pi_2 \left(1 - \frac{\dot{B}_2 * B_1}{B_2 * \dot{B}_2} \right)$$

$$\pi_w + Z_{bb} = \pi_2 \left(1 - \frac{B_1}{B_2} \right)$$

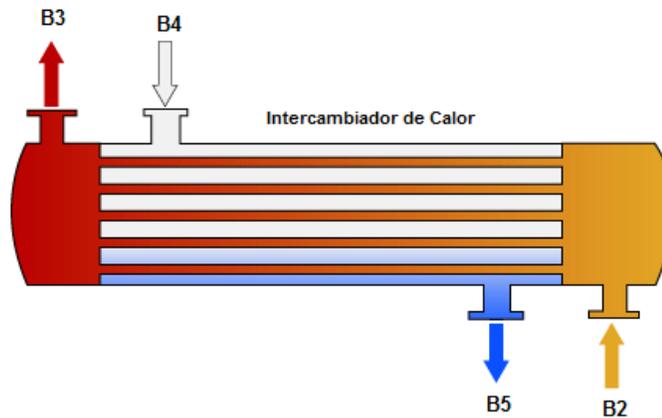
Dado que $B_1 = 0$ debido a la condición de estado muerto entonces:

$$\pi_w + Z_{bb} = \pi_2 \quad [7.9A]$$

La expresión 7.9A permite estimar el costo termoeconómico del flujo de salida de la bomba el cual será la entrada del intercambiador de calor.

Ahora la figura 17 ilustra la dirección de los flujos presentes en el intercambiador de calor, recordando que el flujo de salida de la bomba es la entrada del intercambiador de calor solo en la sección de la coraza debido a que dicha sección no presenta cambio de fase.

Figura 17 Intercambiador de calor y sus flujos presentes. **Fuente:** seita.com.co



Ahora se desarrolla un balance de exergía para el intercambiador de calor, el cual es plasmado en la ecuación 109.

$$B_2 + B_4 = B_3 + B_5 + B_d \quad (\text{Ecuación 109})$$

Donde:

B_2 : Exergía de entrada en la sección de la coraza.

B_3 : Exergía de salida en la sección de la coraza.

B_4 : Exergía de entrada en la sección de los tubos.

B_5 : Exergía de salida en la sección de los tubos.

B_d : Exergía destruida en el intercambiador.

Es necesario un balance exergo-económico ilustrado en la ecuación 110 y termoeconómico plasmado en la ecuación 111 para así estimar el costo termoeconómico del condensado.

$$\dot{B}_2 + \dot{B}_4 = \dot{B}_3 + \dot{B}_5 \quad (\text{Ecuación 110})$$

Donde:

\dot{B}_2 : Costo exergético de entrada en la sección de la coraza.

\dot{B}_3 : Costo exergético de salida en la sección de la coraza.

\dot{B}_4 : Costo exergético de entrada en la sección de los tubos.

\dot{B}_5 : Costo exergético de salida en la sección de los tubos

$$\pi_2 + \pi_4 + Z_{bIC} = \pi_3 + \pi_5 \quad (\text{Ecuación 111})$$

Donde:

π_2 : Costo exergético de entrada en la sección de la coraza.

π_3 : Costo exergético de salida en la sección de la coraza.

π_4 : Costo exergético de entrada en la sección de los tubos.

π_5 : Costo exergético de salida en la sección de los tubos.

Z_{bIC} : Costo del intercambiador de calor.

Ahora basado en la condición que los flujos de la coraza presentan el mismo costo termoeconómico unitario plasmado en la ecuación 112 y los flujos de condensado presente en tubos poseen igualmente los mismos costos termoeconómicos unitarios el cual es ilustrado en la ecuación 113, esto es necesario para cuantificar el costo del condensado.

$$\dot{K}_2 = \dot{K}_3 = \frac{\pi_2}{\dot{B}_2} = \frac{\pi_3}{\dot{B}_3} \text{ (Ecuación 112)}$$

$$\dot{K}_4 = \dot{K}_5 = \frac{\pi_4}{\dot{B}_4} = \frac{\pi_5}{\dot{B}_5} \text{ (Ecuación 113)}$$

Ahora relacionando las ecuaciones 111,112 y 113 se obtiene:

$$Z_{bIC} + \pi_4 + \frac{\dot{B}_2}{\dot{B}_3}\pi_3 = \pi_5 + \pi_3$$

$$Z_{bIC} + \left(\frac{\dot{B}_2}{\dot{B}_3} - 1\right)\pi_3 = \pi_5 - \pi_4$$

$$Z_{bIC} + \left(\frac{\dot{B}_2}{\dot{B}_3} - 1\right)\left(\frac{\dot{B}_3}{\dot{B}_2}\pi_2\right) = \pi_5 - \pi_4$$

$$Z_{bIC} + \left(\pi_2 - \frac{\dot{B}_3}{\dot{B}_2}\pi_2\right) = \pi_5 - \pi_4$$

$$Z_{bIC} + \left(1 - \frac{\dot{B}_3}{\dot{B}_2}\right)\pi_2 = \pi_5 - \frac{\dot{B}_4}{\dot{B}_5}\pi_5$$

$$\pi_5 = \frac{Z_{bIC} + \left(1 - \frac{\dot{B}_3}{\dot{B}_2}\right)\pi_2}{\left(1 - \frac{\dot{B}_4}{\dot{B}_5}\right)} \text{ [7.9B]}$$

Para simplificar la expresión 7.9B se reemplaza el termino 7.9A y la relación de costo exergetico unitario plasmado en las ecuaciones 114 y 115 respectivamente

$$K_2 = K_3 = \frac{\dot{B}_2}{B_2} = \frac{\dot{B}_3}{B_3} \text{ (Ecuación 114)}$$

$$K_4 = K_5 = \frac{\dot{B}_4}{B_4} = \frac{\dot{B}_5}{B_5} \text{ (Ecuación 115)}$$

La expresión para estimar el costo del condensado finalmente es ilustrada por la expresión 7.9C

$$\pi_5 = \frac{Z_{bIC} + \left(1 - \frac{B_3}{B_2}\right) (\pi_w + Z_{bb})}{\left(1 - \frac{B_4}{B_5}\right)} \quad [7.9C]$$

El término Z_{bIC} es cuantificado aplicando el método de Hall [59] descrito en la ecuación 116 agregando el método de cuotas fijas vencidas o método francés y el costo de mantenimiento, dicho costo de mantenimiento según Hall [59] corresponde al 40% del costo del intercambiador de calor.

$$Z_{bIC} = \left(2768 A^{0.573} \frac{(1+i)^n * i}{(1+i)^n - 1} + (2768 A^{0.573}) * 0,4 \right) \frac{1}{TF} \quad (\text{Ecuación 116})$$

Donde:

A: Área del intercambiador de calor.

I: tasa de interés mensual.

n: Tiempo en meses.

TF: Tiempo de funcionamiento en horas.

8. ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD.

En esta etapa se plantea el desarrollo del segundo objetivo específico enfocado en la influencia de las variables de diseño y operación sobre el desempeño termodinámico y termoeconómico de un intercambiador de calor de tubo y coraza con cambio de fase.

8.1 FORMULACIÓN Y SELECCIÓN DE VARIABLES.

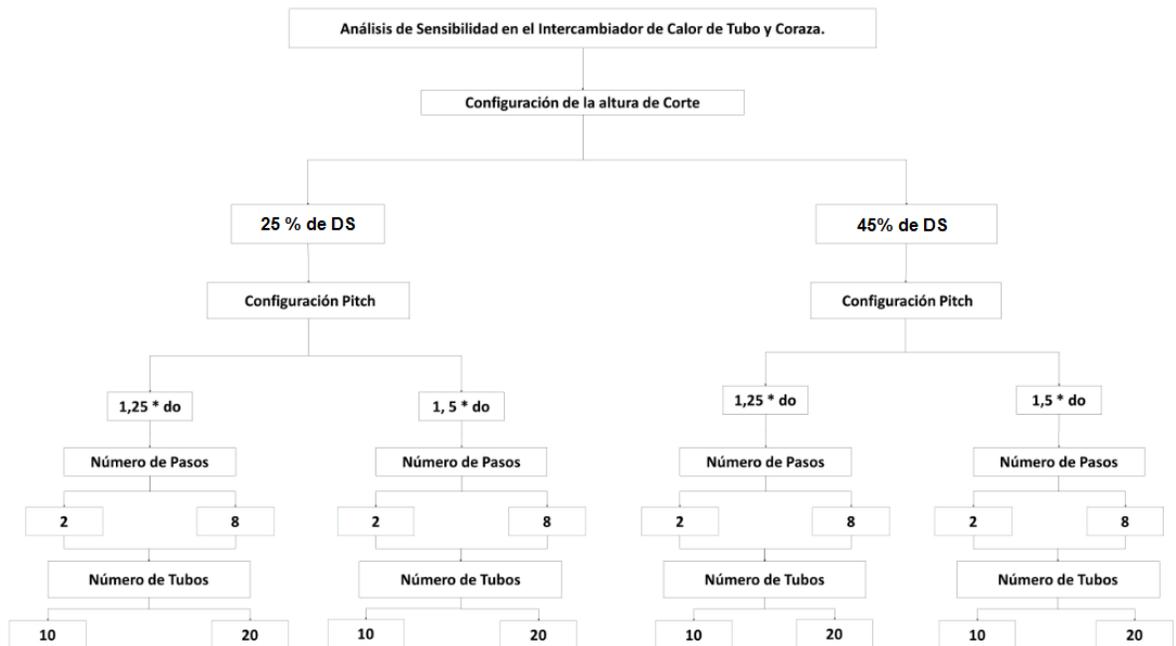
En esta etapa se seleccionó las variables necesarias para realizar el análisis de sensibilidad, dichas variables son ilustradas en la tabla 9 en sus rangos de valores, esto permite observar el comportamiento de las variables térmicas, área de transferencia de calor, exergía destruida y costo termoeconómico del condensado para intercambiadores de calor tipo cuadrado a 45°- 90° y tipo triangular 30°- 60°. Otra alternativa de análisis propuesta es la elaboración de un diseño de experimento, en este caso un análisis factorial 2^6 pero debido a las combinaciones de los datos presentados en la tabla 9 más lo tedioso de la formulación de un análisis 2^6 y el total de combinaciones a realizar fue descartada dicha formulación de diseño.

Tabla 7. Condiciones de las variables para el análisis de sensibilidad.

Variabes	Rango de Valores				Unidades
Altura de corte del deflector	0,25*DS - 0,45*DS				m
Diámetro exterior	0,01715	0,033528	0,042164	0,060452	m
Numero de tubos	20 - 10				-
Numero de pasos	2 - 8				-
Pitch	1,25*do - 1,5*do				m
Espaciamiento del Deflector	0,2*DS – 1*DS				m

Una vez definida las variables se siguió la metodología ilustrada en la figura 18, esto permite enfocar el análisis modificando una variable mientras las demás permanecen constantes en el proceso y así determinar cuál o cuáles de ellas generan un impacto en el diseño térmico, hidráulico, área de transferencia de calor, exergía destruida y costo del condensado presente en el intercambiador de calor.

Figura 18. Metodología del análisis de sensibilidad. Fuente: Propia

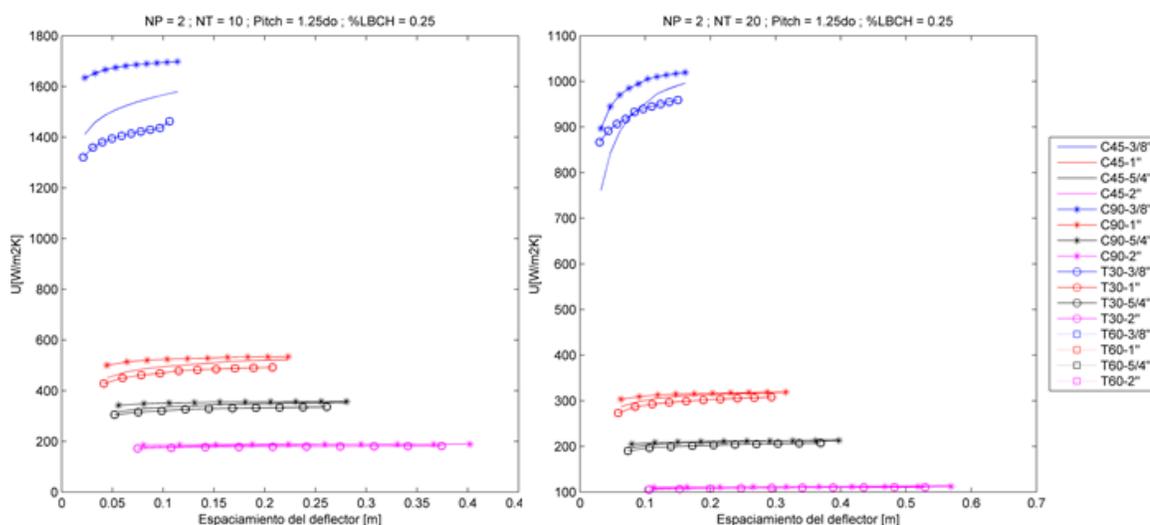


Una vez definida las variables, metodología y resultados a obtener y analizar, se procede a desarrollar el análisis de sensibilidad usando el programa MATLAB [52] en este caso, dicho programa realizará los cálculos numéricos e ilustrará el comportamiento de los resultados en función del espaciamiento del deflector y numero de Reynolds de la coraza.

8.2 RESULTADOS DEL ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD.

A la hora de desarrollar la metodología propuesta en la figura 18 y al obtener los resultados se evidencia en la figura 19 el comportamiento del coeficiente global de transferencia de calor cuando el número de pasos (NP) es igual a 2, número de tubos (NT) igual a 10 y 20, espaciamiento entre tubos (pitch) correspondiente a 1.25 del diámetro exterior de los tubos y una altura de corte del deflector (LBCH) correspondiente al 25% del diámetro de la coraza.

Figura 19. Coeficiente global de transferencia de calor con respecto al espaciamiento del deflector, cuando NP=2; NT=10 NT=20; pitch=1,5do, %LBCH=0,25 Fuente: Propia.



La figura 19 permite identificar que aquellos intercambiadores de calor diseñados con diámetros nominales de 3/8" son muy sensibles a los cambios de espaciamiento logrando una desviación promedio aproximada de $41.75 \frac{w}{m^2k}$ en arreglos cuadrados y $30.91 \frac{w}{m^2k}$ en triangulares, esto es debido a la disminución del área de flujo transversal del intercambiador de calor y a su vez por el crecimiento del espaciamiento del deflector, esto conlleva a un aumento en el gasto másico y por ende un crecimiento en el número de Reynolds que afecta proporcionalmente al coeficiente convectivo presente en el lado de la coraza, mientras que aquellos intercambiadores de calor con diámetros nominales tal como el caso de 2" presentan el mismo fenómeno de crecimiento pero con una desviación aproximada de $2.30 \frac{w}{m^2k}$ para arreglos cuadrados y 1.97 para arreglos triangulares afirmando así que no existe un impacto significativo en aquellos

diámetros superiores a 3/8" logrando un comportamiento prácticamente constante del coeficiente global de transferencia de calor.

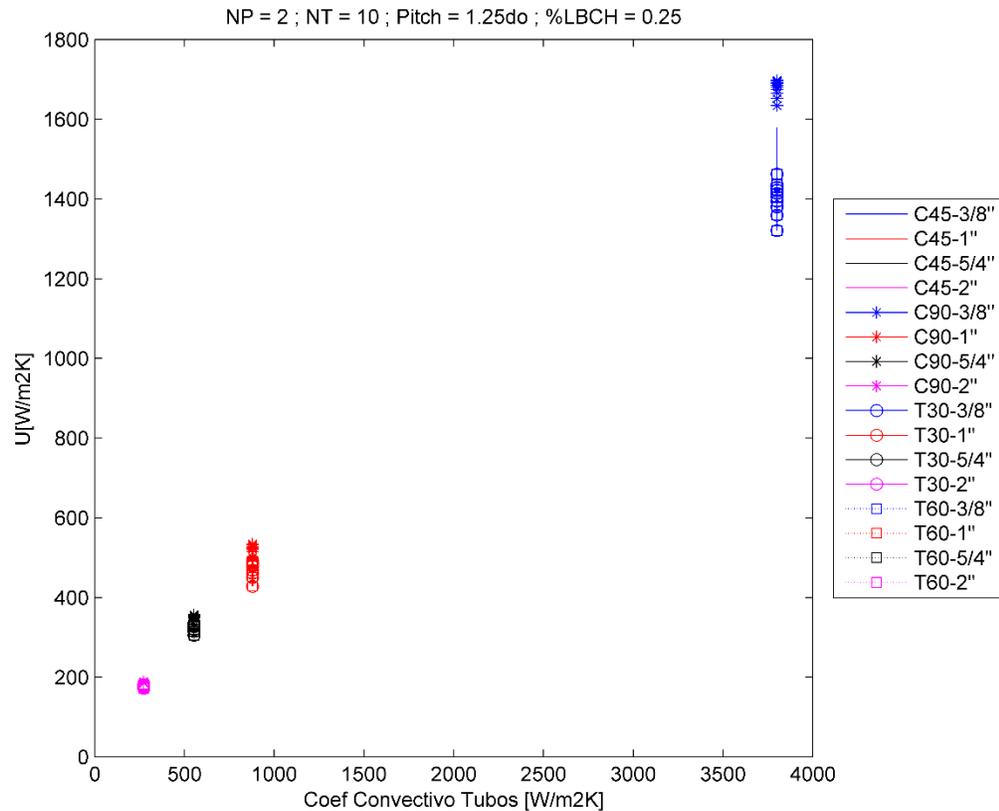
Algunos diseños plasmados en la tabla 8 presentan un comportamiento muy similar al evidenciado en la figura 19 al poseer un NT igual a 10 o NT igual 20, se observa que a medida que aumenta el pitch aumenta el coeficiente global de transferencia de calor cuando NT igual a 10, debido a que aumenta el número de Reynolds sin embargo el espaciamiento del deflector no posee una influencia significativa sobre el coeficiente global cuando el diámetro de los tubos es mayor a 3/8", para el caso de NT igual a 20, la altura de corte del deflector afecta el área de fugas y al área de la ventana originando un aumento en la velocidad del fluido en la zona de la ventada y por ende surge aumento en la caída de presión y disminución del coeficiente global de transferencia de calor, Xie [60] afirma que debido a la formación de vórtices y torbellinos se origina una pérdida de energía que se traduce en una disminución del coeficiente convectivo y aumento en la caída de presión, las gráficas de las configuraciones presentes en la tabla 8 están presentes en el anexo 3.

Tabla 8. Configuración similar a la evidenciada en el proceso de análisis de sensibilidad cuando NP=2; NT=10 NT=20; pitch=1,25do, %LBCH=0,25 Fuente: Propia.

	Cuando NT=10			Cuando NT=20
Casos	A	B	C	A1
NP	2	2	2	2
NT	10	10	10	20
LBCH	25%	45%	45%	45%
Pitch	1,5	1,25	1,5	1,25

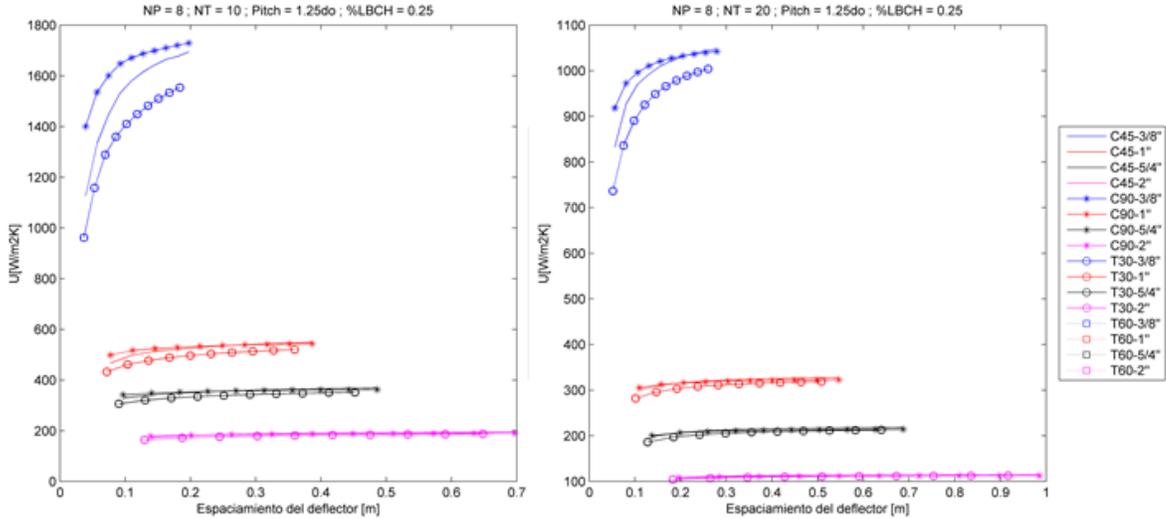
Otro aspecto importante por evaluar es el impacto del coeficiente convectivo de la sección de los tubos al coeficiente global de transferencia de calor, en la figura 20 se logra evidenciar que para este caso de estudio desarrollado en este documento no existe ningún impacto del coeficiente convectivo del tubo al coeficiente global de transferencia de calor, esto es debido a que las condiciones operacionales presentes en la sección de los tubos son constantes, siendo el diámetro nominal la única variable modificable en cada análisis dando a comprender que el fluido frigorígeno es aquel que genera un impacto al coeficiente global de transferencia de calor, a su vez en el anexo 3 se observa la influencia del número de Reynolds del condensado con respecto al coeficiente global de transferencia de calor, este presenta un comportamiento idéntico al mencionado en la figura 20.

Figura 20. Coeficiente global de transferencia de calor con respecto al coeficiente convectivo de los tubos, cuando NP=2; NT=10 NT=20; pitch=1,5do, %LBCH=0,25 Fuente: Propia.



Ahora al realizar una modificación en la variable NP, se observa en la figura 21 un comportamiento totalmente diferente del coeficiente global de transferencia de calor para los diferentes arreglos mencionado en la figura 19, demostrando que el NP es una variable que genera un impacto significativo en las condiciones termodinámicas del sistema, la desviación promedio en los arreglos cuadrados con diámetro nominal de 2" es aproximadamente $1.97 \frac{w}{m^2k}$ y $2.1 \frac{w}{m^2k}$ en triangulares dando por hecho que no existe un impacto significativo en aquellos diámetros superiores a 3/8", mientras que en los arreglos de 3/8" la desviación promedio es $37.81 \frac{w}{m^2k}$.

Figura 21. Coeficiente global de transferencia de calor con respecto al espaciamiento del deflector, cuando NP=8; NT=10 NT=20; pitch=1,5do, %LBCH=0,25 Fuente: Propia.



Al igual que la tabla 8, la tabla 9 representa aquellos diseños semejantes a los ilustrados en la figura 21, el caso B y A1 presentan una disminución del coeficiente global de transferencia de calor debido al aumento de la altura de corte, al igual que el caso A y C. Cabe recordar que dichas configuraciones están presentes en el anexo 3.

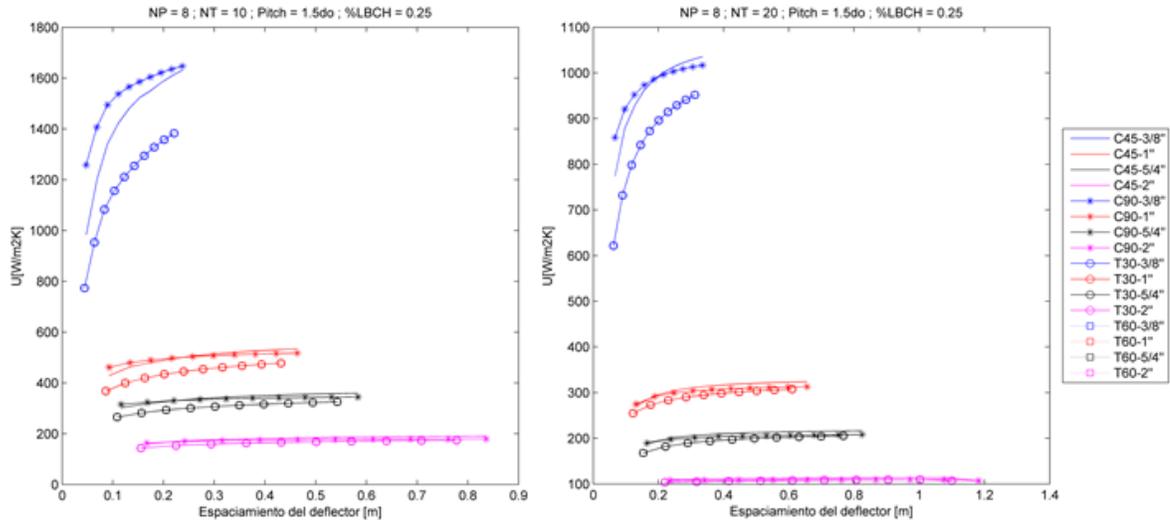
Tabla 9. Configuración similar a la evidenciada en el proceso de análisis de sensibilidad cuando NP=8; NT=10 NT=20; pitch=1,25do, %LBCH=0,25 Fuente: Propia.

Casos	Cuando NT=10			Quando NT=20
	A	B	C	A1
NP	2	8	2	8
NT	20	10	20	20
LBCH	25%	45%	45%	45
Pitch	1,5	1,25	1,5	1,25

Una vez al modificar el pitch o espaciamiento entre los tubos, se observa en la figura 22 el crecimiento del coeficiente global de transferencia de calor en diámetros nominales de 3/8” con una desviación aproximada de $39.27 \frac{W}{m^2K}$ para

arreglos triangulares y $36.09 \frac{w}{m^2k}$ para arreglos cuadrados, pero para este caso se observa que el arreglo cuadrado a 45° al lograr altos espaciamientos con NT igual a 20 supera al arreglo cuadrado a 90° esto es debido al lograr altos número de Reynolds.

Figura 22 Coeficiente global de transferencia de calor con respecto al espaciamiento del deflector, cuando NP=2; NT=10 NT=20; pitch=1,5do, %LBCH=0,25 Fuente: Propia.



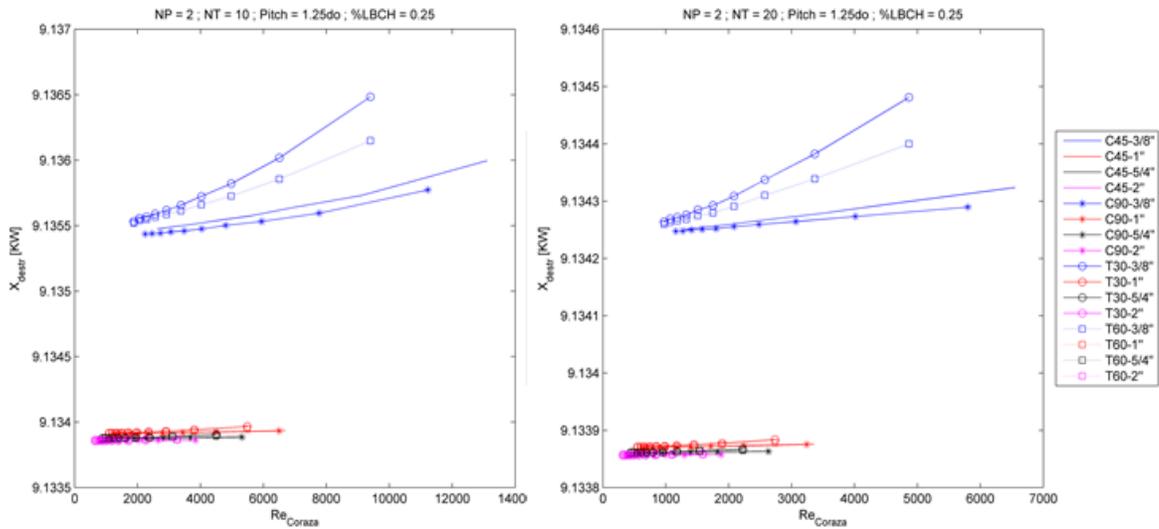
La tabla 10 muestra los arreglos que presentan un comportamiento semejante a la figura 22, para este caso la altura de corte del deflector juega un papel importante llegando a afectar el valor del coeficiente global de transferencia de calor en cada arreglo de diseño explicado en casos anteriores, cabe resaltar que dichos diseños están presentes en el anexo 3.

Tabla 10. Configuración similar a la evidenciada en el proceso de análisis de sensibilidad cuando NP=8; NT=10 NT=20; pitch=1,5do, %LBCH=0,25 Fuente: Propia.

	Cuando NT=10	Cuando NT=20
Casos	A	A1
NP	8	8
NT	10	20
LBCH	45%	45%
Pitch	1,5	1,5

Ahora en términos de la exergía destruida para el caso de estudio plasmado en la figura 23, gráficamente se observa una gran variación en intercambiadores de calor diseñados con diámetros nominales de $3/8''$, mientras que con diámetros nominales superiores a $3/8''$ la exergía destruida toma un valor constante.

Figura 23. Exergía destruida con respecto al Reynolds de la coraza cuando NP=2; NT=10 NT=20; pitch=1,25do, %LBCH=0,25 Fuente: Propia.



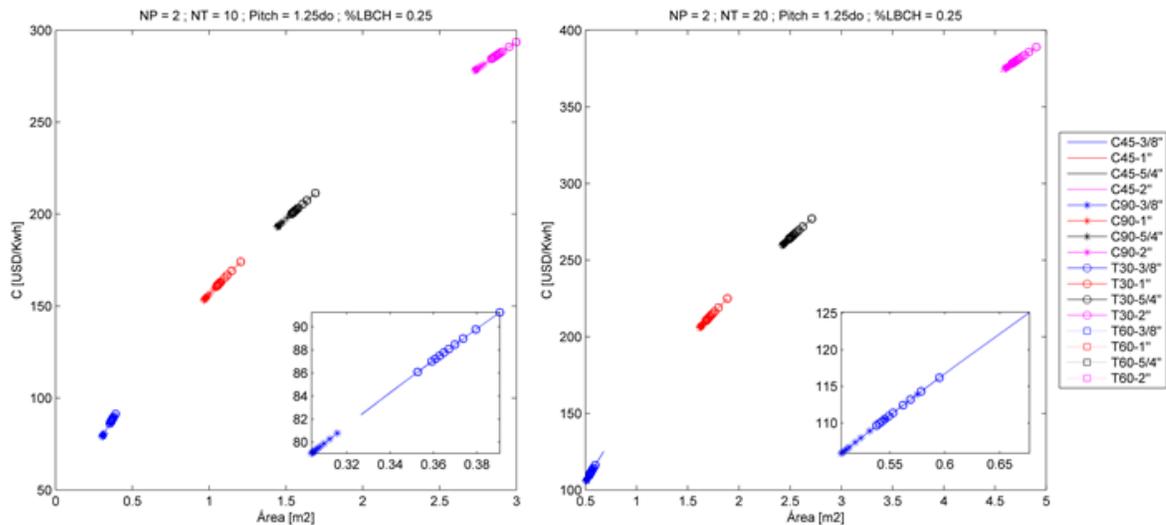
Pero al realizar un análisis de desviación, cuyos resultados están plasmados en la tabla 11 se evidencia que no existe una diferencia considerable en los valores de la exergía destruida, esto es debido a que las condiciones térmicas y operacionales del sistema son constantes y a su vez por los bajos valores de la caída de presión existentes en los tubos y en la coraza, cabe mencionar que el efecto del arreglo del intercambiador se ve reflejado en la caída de presión. Este fenómeno es reiterativo en las otras combinaciones presentes en el anexo 3.

Tabla 11. Valores de desviación y dispersión de la exergía destruida. Fuente: Propia

	Diámetro Nominal				Arreglo
	3/8"	1"	5/4"	2"	
Desviación [kW]	8,35769E-05	4,6528E-06	2,1426E-06	6,9124E-07	Triangular 30°
Desviación [kW]	6,63243E-05	3,4198E-06	1,458E-06	4,4956E-07	Triangular 60°
Desviación [kW]	6,34725E-05	2,6159E-06	1,0707E-06	2,9173E-07	Cuadrado 45°
Desviación [kW]	3,61329E-05	1,8415E-06	8,7654E-07	2,8198E-07	Cuadrado 90°

En aspectos termoeconómicos planteados en la sección 7.9 se desarrolló un modelo ilustrado en la ecuación 7.9C que permite estimar el costo termoeconómico del condensado de un intercambiador de calor de tubo y coraza en función de sus condiciones exergéticas, área de transferencia de calor, costo del trabajo de impulso del fluido y costo de la bomba, la figura 24 muestra el resultado del costo del condensado para diferentes arreglos y configuraciones.

Figura 24. Análisis termoeconómico con respecto al área de transferencia de calor cuando NP=2; NT=10 NT=20; pitch=1,25do, %LBCH=0,25 Fuente: Propia.



Debido al caso de estudio desarrollado en este proyecto las condiciones exergéticas de las corrientes de entrada y salida alrededor de los tubos y coraza son constantes, el costo de bombeo es un factor constante debido a que no existe variación del flujo másico de la coraza y del tiempo de funcionamiento, el costo de la bomba no fue considerado en este proyecto y es por ello que el costo del condensado recae exclusivamente sobre el área de transferencia de calor del intercambiador de calor de tubo y coraza, los resultados de otras combinaciones desarrolladas están presentes en el anexo 3.

9. VALORES ÓPTIMOS DE DISEÑO

En esta última etapa se plantea el desarrollo del tercer objetivo específico enfocado en identificar los valores óptimos de las variables continuas de diseño aplicando un proceso de optimización usando el programa MATLAB [57] y cuantificar el impacto de dichos valores óptimos sobre la tasa de generación de entropía o destrucción de exergía y sobre el costo termoeconómico del condensado, esto es realizado en el caso de estudio plasmado en el ítem 7.6.

9.1 OPTIMIZACIÓN TERMODINÁMICA Y TERMOECONÓMICA.

El proceso de optimización termodinámica y termoeconómica desarrollado fue posible gracias al programa MATLAB [57] aplicando el comando toolbox de optimización definido como **fmincon**, El propósito de este es encontrar el mínimo del valor escalar que devuelve una función de varias variables no lineal sujeta a una serie de restricciones, en este caso la función escalar de varias variables es conocida como función objetivo. la sintaxis desarrollada para este proyecto es mostrada en la formulación 1.

$$OPT = fmincon(@Funcion_obj, X, [], [], [], [], Xmin, Xmax, [], opciones) \text{ (Formulación 1)}$$

Donde:

OPT: Resultado a obtener del proceso de optimización.

@Funcion_obj: Función objetivo.

X: Vector de valores iniciales.

Xmin: Vector de restricción de valores mínimos.

Xmax: Vector de restricción de valores máximos

opciones: Opciones adicionales del programa ilustradas en la formulación 2.

$$opciones = optimoptions(@fmincon, 'Display', 'iter', 'TolFun', 1e^{-10}) \text{ (formulación 2)}$$

Donde:

optimoptions: Comando de configuración, permite crear opciones de optimización en este caso para el comando *fmincon*. Enfocado en mostrar las iteraciones restringidas bajo una tolerancia de $1e^{-10}$.

En este orden de ideas el comando **fmincon** se enfocará en buscar un mínimo de la función definida *@Funcion_obj* sujeta a las restricciones plasmadas en las ecuaciones 117 y 118

$$A \cdot x = b \text{ (Ecuación 117)}$$

$$A_{eq} \cdot x = b_{eq} \text{ (Ecuación 118)}$$

En este caso *A* y *b* hacen referencia a condiciones de desigualdad, las cuales no fueron definidas ya que para este proceso de optimización no son necesarias, es por esto la formulación 1 existen vectores vacíos.

Los otros términos como *A_{eq}* y *b_{eq}* hacen referencia a restricciones de igualdad de la función objetivo las cuales no fueron necesarias para este proceso y por ellos se plasmaron como vectores vacíos en la formulación 1.

El programa sencillamente se enfoca en calcular los valores mínimos de la función objetivo bajo una restricción de rangos mínimos y máximos, los cuales son plasmados en la tabla 12, esto es partiendo desde una serie de valores iniciales aleatorios que también están presentes en la tabla 12. Para este proceso se desea minimizar la exergía destruida, para así, identificar la configuración óptima local que permita minimizar la generación de entropía de cada uno de los arreglos y configuraciones de los intercambiadores de calor estudiados en este proyecto, también minimizar el área de transferencia de calor, este con el fin de obtener un bajo costo de condensado.

Tabla 12. Variables continuas para el proceso de optimización aplicando el comando toolbox de fmincon.

	do [m]	Pitch [-]	LBCH [-]	LB [-]
Valor Aleatorio Inicial	0,033528	1,3	0,3	0,4
Máximos	0,060452	1,5	0,45	1
Mínimos	0,01715	1,25	0,25	0,2

Basado en las condiciones plasmadas en la tabla 12, se definen dos variables discretas conocidas como número de pasos (NP) y número de tubos (NT), en este caso dichas variables toman los valores de 2 y 8 para el caso del número de pasos, 10 y 20 para el caso del número de tubos.

Se plantea una combinación entre las variables discretas y bajo las restricciones de las variables continuas mostradas en la tabla 8 aplicar el comando fmincon con el objetivo de identificar las condiciones que originen la menor destrucción de exergía y el menor costo de condensado.

Para minimizar la exergía destruida, las variables continuas deben poseer los valores plasmados en la tabla 13, en dicha tabla se evidencia un dominio del diámetro nominal de 2", esto es debido a que la menor caída de presión se genera al diseñar intercambiadores de calor usando diámetros nominales altos y como se ha mencionado la exergía destruida es totalmente independiente del arreglo del intercambiador y esto es confirmado por la semejanza de los valores de las variables continuas para este caso de estudio propuesto.

Tabla 13. Resultados del proceso de optimización para minimizar la destrucción de exergía. Fuente: Propia

Quando NP= 2 y NT=10				
Arreglo	do [m]	Pitch [-]	LBCH [-]	LB [-]
Triangular 30°	0,060452	1,29994172587070	0,313785717560285	0,400471727312740
Triangular 60°	0,060452	1,30014174984766	0,300088866841576	0,400076364418810
Cuadrado 45°	0,060452	1,30008561095566	0,300043175751110	0,400046792878854
Cuadrado 90°	0,060452	1,30007958953463	0,300046795896972	0,400038840379714
Quando NP= 8 y NT=10				
Arreglo	do [m]	Pitch [-]	LBCH [-]	LB [-]
Triangular 30°	0,060452	1,29999627096574	0,299978947905247	0,400030809679234
Triangular 60°	0,060452	1,29998946283332	0,299974680497031	0,400021441309357
Cuadrado 45°	0,060452	1,29999795737308	0,299985373664016	0,400020930047708
Cuadrado 90°	0,060452	1,29999788989298	0,299992751287979	0,400009600083490
Quando NP= 2 y NT=20				
Arreglo	do [m]	Pitch [-]	LBCH [-]	LB [-]
Triangular 30°	0,060452	1,30019176922915	0,300084031177652	0,400090320353363
Triangular 60°	0,060452	1,30014165815076	0,300062773412995	0,400067413954171
Cuadrado 45°	0,060452	1,30008320581739	0,300027019260020	0,400032415394134
Cuadrado 90°	0,060452	1,30008054089553	0,300038888806379	0,400047824406172
Quando NP=8 y NT=20				
Arreglo	do [m]	Pitch [-]	LBCH [-]	LB [-]
Triangular 30°	0,060452	1,30002100044807	0,300001478794825	0,400039688547429
Triangular 60°	0,060452	1,29999502427318	0,299989744274611	0,400021174991043
Cuadrado 45°	0,060452	1,30000658647025	0,299992844635615	0,400023229882122
Cuadrado 90°	0,060452	1,30000932690249	0,299998310552951	0,400017369042736

Una vez estimado estos valores, se procede a calcular las condiciones operacionales del intercambiador de calor en sus diferentes arreglos y en las diferentes combinaciones de las variables discretas, debido al tamaño de la tabla de resultados se ha agregado en la sección de anexo 4, basado en esos resultados se observa que la caída de presión presente alrededor de los tubos y en la coraza son muy cercanas al valor de cero, originando así que la entropía generada sea solamente función del proceso de transferencia de calor y no por el fenómeno de caída de presión pero logrando grandes áreas de transferencia de calor.

Ahora se desea conocer la configuración para identificar las condiciones que garanticen la menor área de transferencia de calor, esto con el fin de obtener un mínimo costo de condensado, cuando las variables discretas toman el valor de NP igual a 2 y NT igual a 10, los resultados son evidenciados en la tabla 14. Es importante mencionar que estos resultados presentes en la tabla 14 son los mismos sin importar las combinaciones de las variables discretas, esto es debido a que el área de transferencia de calor es inversamente proporcional al coeficiente global de transferencia de calor, esta variable como se ha mencionado en el análisis de sensibilidad para este caso de estudio desarrollado en este proyecto es función de una altura de corte mínima, un espaciamiento de tubos mínimos y un máximo espaciamiento entre deflectores que originan un alto coeficiente convectivo en la sección de la coraza y por ende un aumento del coeficiente global de transferencia de calor.

Tabla 14.Proceso de optimización para minimizar el área de transferencia de calor cuando NP=2 y NT=10.

Arreglo	do [m]	Pitch [-]	LBCH [-]	LB [-]
Triangular 30°	0,01715	1,25	0,25	1,00
Triangular 60°	0,01715	1,25	0,25	1,00
Cuadrado 45°	0,01715	1,25	0,25	1,00
Cuadrado 90°	0,01715	1,25	0,25	1,00

Ahora con los datos presentes en la tabla 14, se calcula las condiciones de operación en cada arreglo de diseño de intercambiadores de calor, pero en este caso enfocado al costo termoeconómico del condensado, debido al tamaño de los resultados se han agregado en la sección de anexo 4. Se observa que el mayor coeficiente global de transferencia de calor fue logrado por el arreglo cuadrado a

90° cuando NP igual a 8 y NT igual a 10 con un valor de $1729.125 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$ con un costo de condensado de 78.205 USD esto permite afirmar que para este caso de estudio el arreglo cuadrado a 90° y bajo estas condiciones operacionales y condiciones de diseño es el arreglo más indicado para diseñar el intercambiador de calor.

CONCLUSIONES

Basado en la revisión bibliográfica se ha planteado una metodología que permite diseñar intercambiadores de calor de tubo y coraza con cambio de fase en la sección de los tubos con diferentes arreglos de diseño a su vez con un alto grado de confiabilidad, se ha plasmado un proceso de análisis termodinámico y termoeconómico de estos sistemas, todo esto con el objetivo de conocer las condiciones óptimas de operación y de diseño que puedan garantizar la menor tasa de generación de entropía o menor destrucción de exergía y el menor costo de condensado, basado en el caso de estudio plasmado para el desarrollo de este proyecto, se recomienda en términos termodinámicos y termoeconómicos el diseño de intercambiadores de calor de tubo y coraza con un arreglo cuadrado a 90° con un diámetro nominal de 3/8", un NP igual a 8 y NT igual a 10, debido a que garantizan el menor costo unitario del condensado y el mayor coeficiente global de transferencia de calor, cabe mencionar que los efectos de la entropía generada solo recaen en el proceso de transferencia de calor y no en la caída de presión debido a que es un factor muy pequeño.

Las variables esenciales para el diseño de un intercambiador de calor de tubo y coraza con cambio de fase tales como espaciamiento del deflector, altura de corte del deflector, pitch, número de tubos y número de pasos juegan un papel fundamental en el costo termoeconómico del condensado, los arreglos cuadrados a 45° y 90° tienden a ser aquellos diseños más sensibles a los cambios de estas variables en términos termodinámicos cuando son diseñados con diámetros nominales de 3/8" como se observa en el análisis de sensibilidad, mientras que los arreglos triangulares a 30° y 60° presentan tendencias muy similares en sus comportamientos.

Otro aspecto importante es la influencia de la caída de presión en la generación de entropía y en el costo del condensado debido al tamaño de la tubería, es decir aquellos intercambiadores de calor diseñados con tuberías de 3/8" presentan

bajos costos de condensado, mientras que aquellos diseñados con tuberías superiores presentan altos costos de condensado, esto es debido a que las condiciones de operación no cambian y el impacto generado por la caída de presión es muy pequeño, esto es sin importar el tipo de arreglo del intercambiador de calor es por ello que el costo del condensado solo recae en el área de transferencia de calor.

En términos finales el diseño de intercambiadores de calor de tubo y coraza es quizás un gran reto ingenieril debido a las numerosas variables necesarias para su correcto análisis, funcionamiento y su impacto ambiental.

RECOMENDACIONES

- Cuantificar la influencia de otros tipos de fluidos de trabajo tales como R410A, R134A, amoniaco entre otros en el proceso de análisis y optimización termodinámica y termoeconómica.
- Establecer un rango de condiciones de temperatura, presión y flujos máxicos en la sección de los tubos y coraza para así, calcular condiciones óptimas de trabajo que permitan obtener una mínima generación de entropía y bajo costo de condensado.
- Plasmar una metodología para el diseño, análisis, optimización termoeconómica y proceso de minimización de la generación de entropía en otros tipos de intercambiadores de calor tales como por ejemplo tubos concéntricos que presenten cambio de fase.
- Realizar un proceso de minimización de la generación de entropía, análisis y optimización termoeconómica en otros dispositivos de ingeniería tales como compresores, turbinas, evaporadores, ciclos de generación de potencia y ciclos combinados.

REFERENCIAS

- [1] M. B. Reyes Rodriguez, J. L. Moya Rodriguez y O. M. Cruz Fonticiella, «Ecological Impact of Shell and tube heat exchangers.,» *Ingenieria Energética* Vol. XXXVI, Mexico D.F, 2014.
- [2] A. C. Yunus y J. G. Afshin, «Análisis de los intercambiadores de calor,» de *Transferencia de Calor y de Masa*, Mexico D.F, Mc Graw Hill, 2011, pp. 639-650.
- [3] M. A. M y S. M. Y, «Thermodynamic Optimization, » Faculty of Engineering and Applied Science, St. John´s., Canada , 2012.
- [4] G. Jiangfeng, L. Cheng y X. Mingtian, «Optimization design of shell and tube heat exchanger by entropy generation minimization and genetic algorithm, » *ELSEVIER*, vol. I, pp. 1-7, 2010
- [5] E. A. Pastén Mejías, «Análisis Exergético y Termoecónomico de intercambiadores de calor de tubo y coraza,» *Revista de Ingenieria-Universidad de Talca*, vol. II, p. 1, 2012.
- [6] G. Jiangfeng, L. Cheng y X. Mingtian, «Optimization design of shell and tube heat exchanger by entropy generation minimization and genetic algorithm, » *ELSEVIER*, vol. I, pp. 1-7, 2010.
- [7] M. B. Reyes Rodriguez, J. L. Moya Rodriguez, M. Cruz Fonticiella y R. Mestizo Cerón, «Optimización de intercambiadores de tubo y coraza mediante la tecnica de recocido simulado,» *Centro Azucar* , vol. 40, pp. 1-13, 2013.
- [8] M. B. Reyes Rodriguez, J. L. Moya Rodriguez, M. Cruz Fonticiella, E. Fírvida Donéstevez y J. A. Velázquez-Pérez, «Automatización y optimización del diseño de intercambiadores de calor de tubo y coraza mediante el método de Taborek,» *Ingenieria Mecanica* , vol. 17, nº 1, pp. 78-89, 2014.
- [9] E. A. Pastén Mejías, «Análisis Exergético y Termoecónomico de intercambiadores de calor de tubo y coraza,» *Revista de Ingenieria-Universidad de Talca*, vol. II, p. 1, 2012.

- [10] C. S. C. A. a. B. S. Kotcioglu. I, «Second Law Analysis and Heat Transfer in a Cross-Flow Heat Exchanger with a New Winglet-Type Vortex Generator, » *Energy*, vol. II, nº 35 (9), pp. 3686-3695, 2010.
- [11] A. Fakheri, «Second Law Analysis of Heat Exchangers, » *ASME Journal of Heat Transfer*, vol. I, nº 111802, p. 132, 2010.
- [12] M. a. L. S. Arivazhagan, «Entropy Generation Minimization of Shell and Tube Heat Exchanger with Porous Medium, » *Experimental Techniques*, vol. I, nº 10.1111, pp. 1567-1747, 2011.
- [13] S. Z. a. Z. S. M. Shuja, «Thermoeconomic Considerations in the Design and Analysis of a Finned Heat Sink Array: The Effect of Material Cost, » *International Journal of Exergy*, vol. III, nº 9, pp. 370-387, 2011.
- [14] M. E. b. M. R. H. Sadeghzadeh, «Techno-economic optimization of a shell and tube heat exchanger, » *Energy Conversion and Management*, vol. I, nº 93, pp. 84-91, 2014.
- [15] B. Khireddine y B. Chérif, «Optimisation of the design of shell and double concentric tubes, » *CrossMark*, vol. IV, nº 1, p. 1371–1381, 2014.
- [16] F. V. Ashkan Alimoradi, «Prediction of heat transfer coefficients of shell and coiled tube heat, » *International Journal of Thermal Sciences*, vol. I, nº 107, pp. 196-208, 2016.
- [17] A. C. Yunus y J. G. Afshin, «Tipos de Intercambiadores de Calor,» de *Transferencia de Calor y de Masa*, Mexico D.F, Mc Graw Hill, 2011, pp. 630-631.
- [18] K. s. Ramesh y P. S. Dusan, «Classification According to Construction Features, » de *Fundamentals of Heat Exchanger Design*, Canada, JOHN WILEY & SONS, INC., 2003, pp. 56-73.
- [19] A. C. Yunus y J. G. Afshin, «Análisis de los intercambiadores de calor,» de *Transferencia de Calor y de Masa*, Mexico D.F, Mc Graw Hill, 2011, pp. 639-650.
- [20] K. s. Ramesh y P. S. Dusan, «Overview of Heat Exchanger Design, » de *Fundamentals of Heat Exchanger Design*, Canada, John wiley & Sons, 2003, pp. 78-94.
- [21] S. P. B. ROJAS, «DISEÑO DE UN MÓDULO DE INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CORAZA Y TUBOS,» *Universidad Santo Tomas*, vol. I, nº 1, pp. 16-54, 2014.
- [22] K. R. y P. Dusan, «Log-Mean Temperature Difference Correction Factor F, » de *Fundamentals of Heat Exchanger Design*, Canada, John Wiley & Sons, 2003, pp. 187-195.
- [23] A. Y. y J. Afshin, «Intercambiadores de calor de pasos múltiples,» de *Transferencia de calor y de masa*, Mexico D.F, Mc Graw Hill, 2011, pp. 643-646.
- [24] D. Q. KERN, «Temperatura,» de *Procesos de transferencia de calor*, Mexico D.F, Compañía Editorial Continental, S.A De C.V Mexico, 1999, p. 114.

- [25] J. Holman, «Método de la eficacia NUT,» de *Transferencia de calor*, Mexico D.F, Compañía Editorial Continental, S.A De C.V Mexico, 1999, pp. 502-515.
- [26] J. Holman, «Diferencia de temperatura media logarítmica,» de *Transferencia de calor*, Mexico D.F, Compañía Editorial Continental, S.A De C.V Mexico, 1999, pp. 494-501.
- [27] K. s. R. y. P. S. Dusan, «EFFECTIVENESS–NUMBER OF TRANSFER UNIT RELATIONSHIPS, » de *Fundamentals of Heat Exchanger Desing*, Canada, John wiley & Sons, 2003, pp. 114-131.
- [28] O. A. Jaramillo, «INTERCAMBIADORES DE CALOR,» Centro de Investigación en Energía., Mexico D.F, 2007.
- [29] Javier Ignacio Carrero Mantilla, «Metodo NTU,» de *Equipos de transferencia de calor: Una guía de estudio.*, Bogota D.C, UNIBIBLOS, 2008, pp. 21-29.
- [30] K. s. R. y. P. S. Dusan, «THE P-NTU METHOD, » de *Fundamentals of Heat Exchanger Desing*, Canada, John wiley & Sons, 2003, pp. 139-170.
- [31] K. s. R. y. P. S. Dusan, «The y-P Method, » de *Fundamentals of Heat Exchanger Desing*, Canada, John wiley & Son, 2003, pp. 210-212.
- [32] J. I. C. Mantilla, «Caídas de presión,» de *Equipos de transferencia de calor: Una guía de estudio*, Bogota D.C, UNIBIBLOS, 2008, pp. 13-14.
- [33] D. J. D'Adamo, D. A. Gronskis y I. S. Juskoff, «Condensación,» Mexico D.F, 2016.
- [34] J. I. C. Mantilla, «Teoría de condensación y ebullición.,» de *Equipos de transferencia de calor: Una guía de estudio.*, Bogota D.C, UNIBIBLOS, 2008, pp. 55-58.
- [35] P. Fernandez Diaz, «Condensación y Vaporización.,» *Ingeniería Termica*, vol. I, nº 10, pp. 3-23, 2011.
- [36] M. Moran, H. Shapiro, D. Boettner y M. Bailey, «Thermoeconomics,» de *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, United States of America , John Wiley & Sons, Inc., 2011, pp. 395-400.
- [37] J. Villalon, J. Garcia Torrent y E. Querol Aragón, «Termoeconomía y Optimización energética,» *Fundación Gomez Pardo.*, vol. II, pp. 7-15, 2009.
- [38] J. R. Silva Larrotta, «La termoeconomía como alternativa para mejorar la competitividad industrial,» UniNacional, Bogota D.C, 2015
- [39] Heat-transfer Equipment, <<BASIC DESIGN PROCEDURE AND THEORY, 12.9.4. Bell's method>> Incropera and Dewitt (2001).
- [40] Kulkarni Sweta; SB Jagadish; MB Manjunath, « ANALYSIS COMPARING PERFORMANCE OF A CONVENTIONAL SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER USING KERN, BELL AND BELL DELAWARE METHOD » IJRET: International Journal of Research in Engineering and Technology. May-2014

- [41] J. Taborek., Heat Exchanger Design Handbook, Survey of Shell Side Flow Correlations. Hemisphere Publishing Corporation. Washington-New York-London, 1986.
- [42] J. Taborek., Heat Exchanger Design Handbook, Recommended method: Principles and Limitations. Hemisphere Publishing Corporation. Washington-New York-London,1986.
- [43] J. E. Edwards, DESIGN AND RATING SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGERS, United Kingdom: MNL 032A, 2015.
- [44] E. S. Gaddis y V. Gnielinski, «Pressure drop on the shell side of shell-and-tube heat exchangers,» *Chemical Engineering and Processing* , vol. II, nº 2, pp. 149-159, 1996.
- [45] R. A. Osorio y R. F. González, «Metodología para el diseño de un intercambiador,» Revista de la Asociación Mexicana de Metodología de la Ciencia y de la Investigación, A.C., Mexico , 2010.
- [46] S. C. Uday C. Kapale, «Modeling for shell-side pressure drop for liquid flow,» *International Journal of Heat and Mass Transfer* 4, vol. I, nº 3, pp. 601-610, 2005.
- [47] Ribeiro,C. M.C. (1984). Comparacao de Métodos de Cálculo Termo-Hidráulico para trocadores de calor casco e tubo sem mudanca de fase. Disseertacao De Mestrado. FEC/UNICAMP.
- [48] J. A. Caballero, «Diseño de Intercambiadores de Tubo y Coraza,» de *Redes de cambiadores de calor*, Madrid-España, Universidad de Alicante, 2012, pp. 43-49.
- [49] D. G. Kroger, «Condensation correlations,» de *AIR-COOLED HEAT EXCHANGERS AND COOLING TOWERS*, Tulsa, Oklahoma, PennWell Corporation, 2004, pp. 179-185.
- [50] J. R. Thome, «Two-Phase Pressure Drops inside Tubes.,» Laboratoire de transfert de chaleur et de masse, Lausanne,Switzerland, 2000.
- [51] A. Bejan, «Entropy Generation in fluid flow- Turbulent flow,» de *Entropy Generation Minimization*, United States of America-New York, CRC Oress, 1995, pp. 47-51.
- [52] M. y. C. Moler, *MATrix LABoratory- laboratorio de matrices*, United States Of America, 2014.
- [53] V. T. CASADO, «DISEÑO Y MONTAJE DE UN CONDENSADOR DE VAPOR DOWN FLOW PARA UNA CENTRAL TÉRMICA DE CICLO COMBINADO,» UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR, Leganés- España, Julio 2011.
- [54] O. G. Valladares, «Simulación numérica y validación experimental de evaporadores, condensadores y tubos capilares. Integración en sistemas de refrigeración por compresión.,» Departament de Màquines i Motors Tèemics E.T.S.E.I.T - Universitat Politècnica de Catalunya, Terrassa-España, 2000.

- [55] R. F. González, «Metodología para el diseño de un intercambiador,» Metodología de la Ciencia. Revista de la Asociación Mexicana de Metodología de la Ciencia y de la Investigación, A.C., México, 2010.
- [56] K. C. C. MAZÓN, «Diseño, construcción y pruebas de un intercambiador de calor de carcasa y tubos para laboratorio de térmicas de la facultad de mecánica.,» Escuela superior politécnica de chimborazo- facultad de mecánica-escuela de ingeniería mecánica, Riobamba – Ecuador, 2010.
- [57] Statpoint Technologies, *Statgraphics*, Warrenton, Virginia., 2015.
- [58] J. Couper, W. Penney, J. R. Fair y S. Walas, «Cost Of Individual Equipment,» de *Chemical Process Equipment*, United States Of America, ELSEVIER, 2012, pp. 737-738.
- [59] M. Taal, I. Bulatov, J. Klemes y P. Stehlík, «Cost estimation and energy price forecasts for economic evaluation of retrofit projects.,» PERGAMON, Republica Checa, 2003.
- [60] M. Asadi y G. Xie, «An Experimental Study on Heat Transfer Surface Area of Wavy-Fin Heat Exchangers.,» *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, Iran-China, 2014.
- [61] D. Mendoza Nuñez, G. Guzman Reyes y M. López de Haro, «Thermoeconomic Optimization of an Air-Cooled Tube-Bank Condenser,» *CHEMICAL ENGINEERING TRANSACTIONS*, Milano, 2015.

ANEXOS

ANEXO 1 CRONOGRAMA

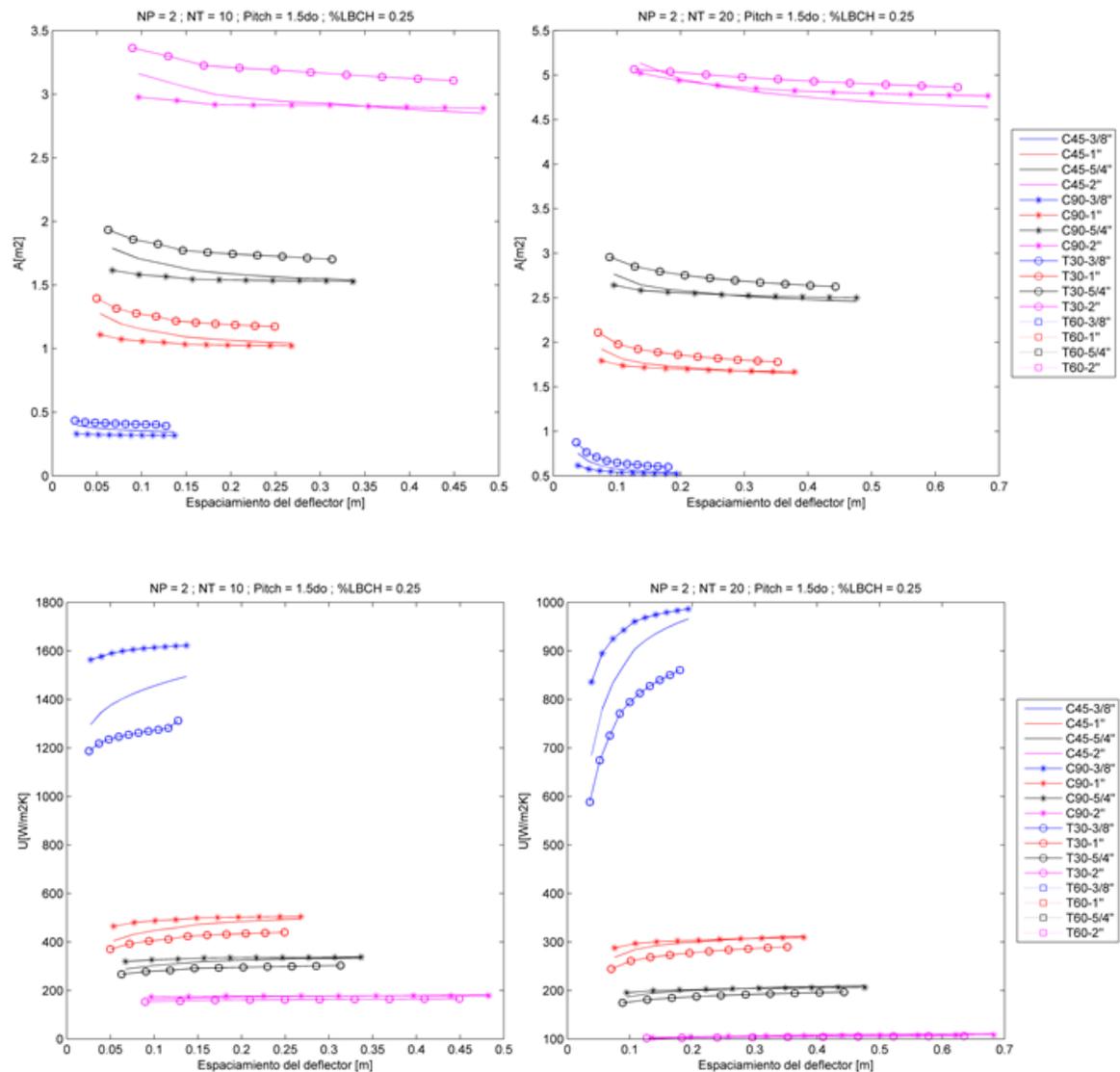
Actividades / Meses	2016												2017											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Revisión bibliográfica sobre métodos actuales de diseño de intercambiadores de calor de tubo y coraza bifásico.	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■												
Selección y formulación del modelo matemático que permitirá cuantificar el desempeño termodinámico y Costo termoeconómico del condensado de un intercambiador de calor de tubo y coraza.	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■												
Diseño de un intercambiador de calor de tubo y coraza bifásico basado en un caso de estudio aplicando el software Matlab.													■	■	■									
Validación del proceso de programación para cuantificar el grado de confiabilidad de la herramienta computacional que permite el diseño termodinámico y análisis termoeconómico de un intercambiador de calor de tubo y coraza.																■	■	■						
Selección de las variables que participan en el proceso de diseño del intercambiador de calor de tubo y coraza bifásico.																		■						
Elaboración de un análisis de sensibilidad, el cual permitirá identificar el impacto de las variables que participan en el proceso de diseño de los intercambiadores de calor de tubo y coraza bifásicos.																			■	■	■			
Cuantificar los índices de desempeño termodinámico y termoeconómicos del intercambiador de calor de tubo y coraza propuesto sobre los valores óptimos cuantificados por un proceso de optimización partiendo desde las variables de diseño del sistema.																				■	■	■	■	■

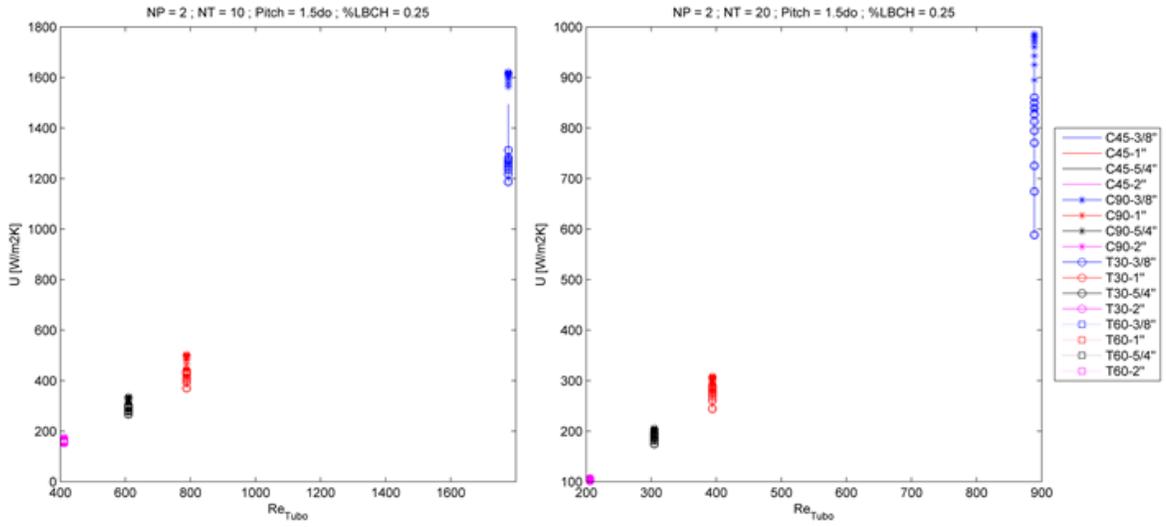
ANEXO 2 PRESUPUESTO

	RUBROS	FINANCIADO POR COLCIENCIA S	UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DEL CARIBE
			Valor Solicitado
01	EQUIPOS	\$ 5.000.000	\$ 5.000.000
02	MATERIALES E INSUMOS	\$ 0	\$ 0
03	BIBLIOGRAFÍA	\$ 1.300.000	\$ 1.300.000
04	SERVICIOS TÉCNICOS	\$ 0	\$ 0
05	ADECUACIÓN DE INFRAESTRUCTURA	\$ 0	\$ 0
06	SOFTWARE	\$ 8.500.000	\$ 8.500.000
07	SALIDAS DE CAMPO	\$ 0	\$ 0
08	VIAJES	\$ 0	\$ 0
09	EVENTOS ACADÉMICOS	\$ 0	\$ 0
10	PUBLICACIONES	\$ 0	\$ 0
11	SEGUIMIENTO Y EVALUACIÓN	\$ 0	\$ 0
12	PERSONAL CIENTÍFICO	\$ 136.576.000	\$ 136.576.000
13	ADMINISTRACIÓN	\$ 0	\$ 0
14	TOTAL	\$ 151.376.000	\$ 151.376.000
15	SEGUIMIENTO Y EVALUACIÓN (5%)	\$ 7.568.800	\$ 7.568.800,00
	TOTAL	\$ 158.944.800	\$ 158.944.800

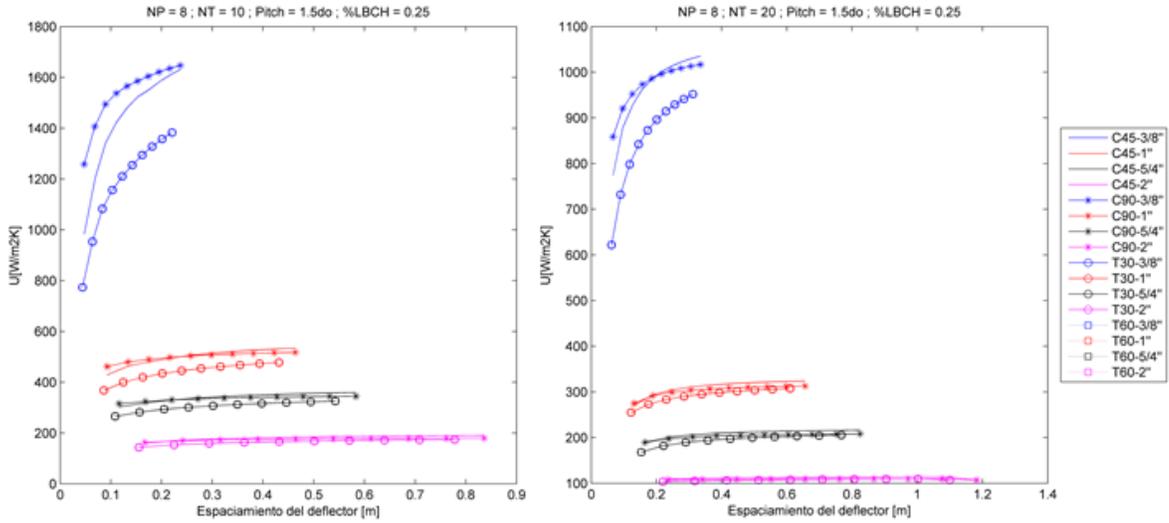
ANEXO 3 ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD

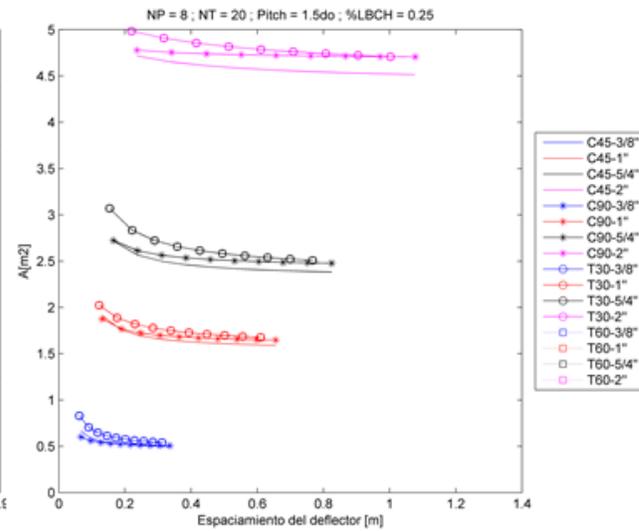
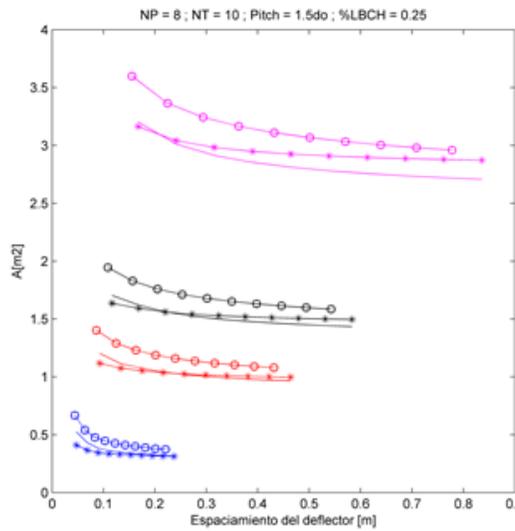
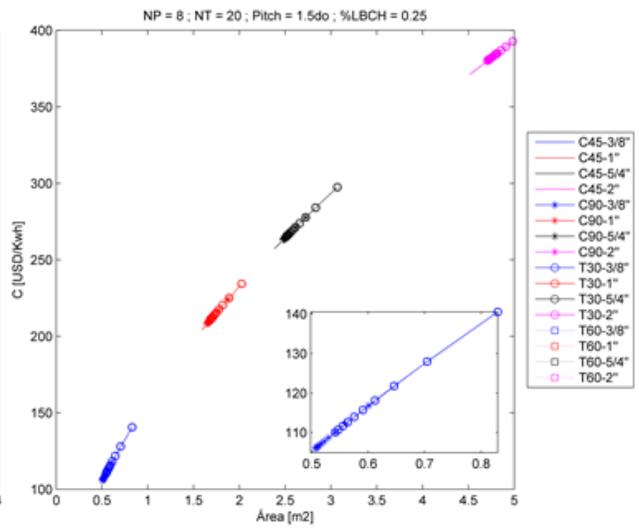
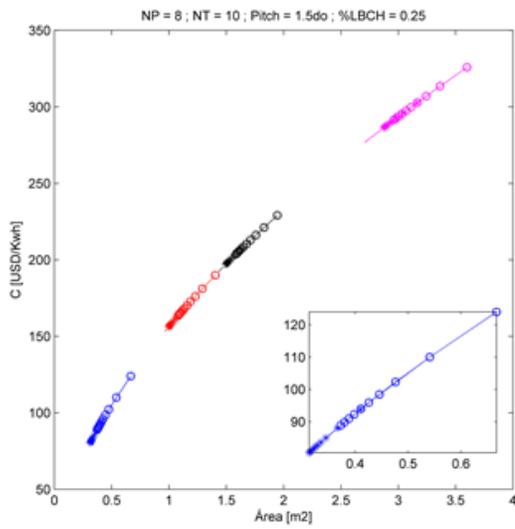
Condiciones del análisis de sensibilidad: LBCH=0.25, NT=10 y 20, NP=2, Pitch=1.5*do

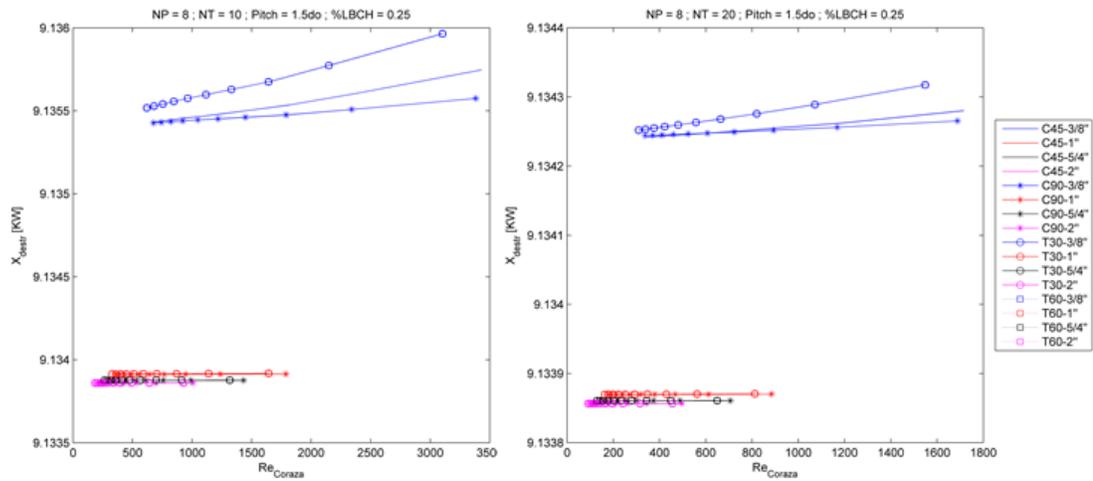




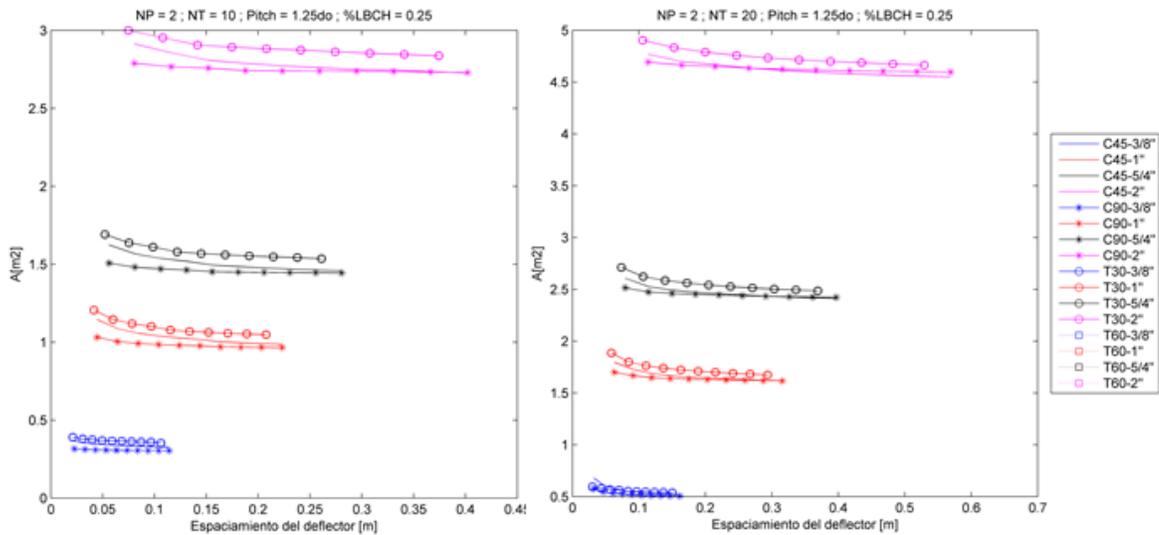
Condiciones del análisis de sensibilidad: LBCH=0.25, NT=10 y 20, NP=8, Pitch=1.5*do

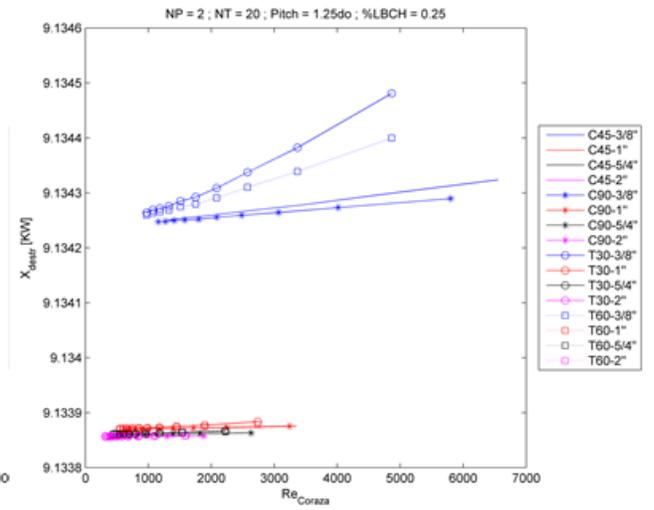
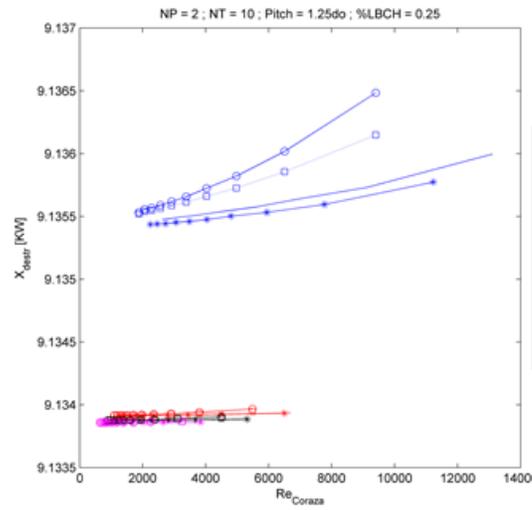
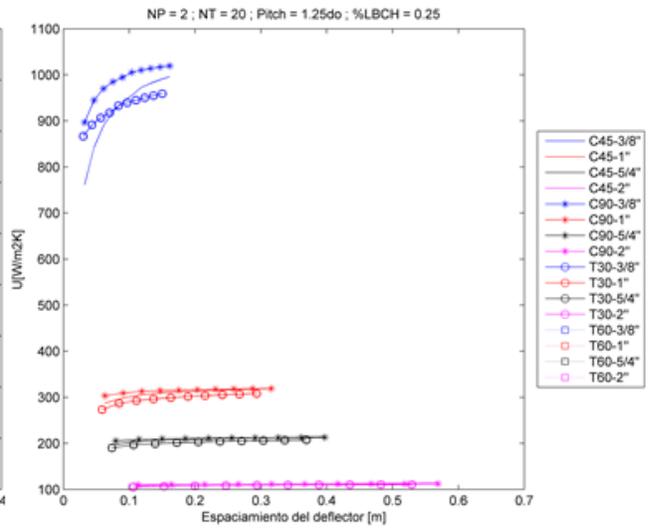
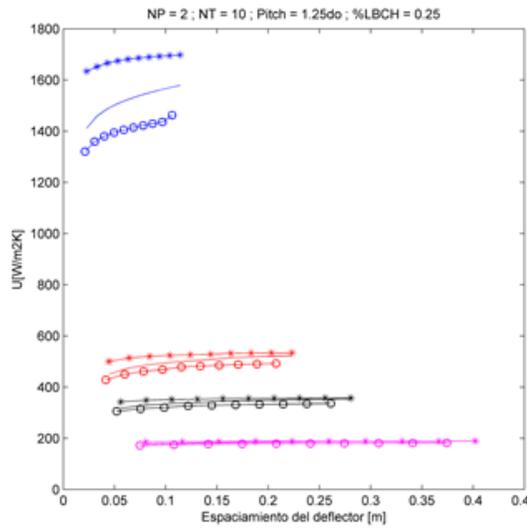


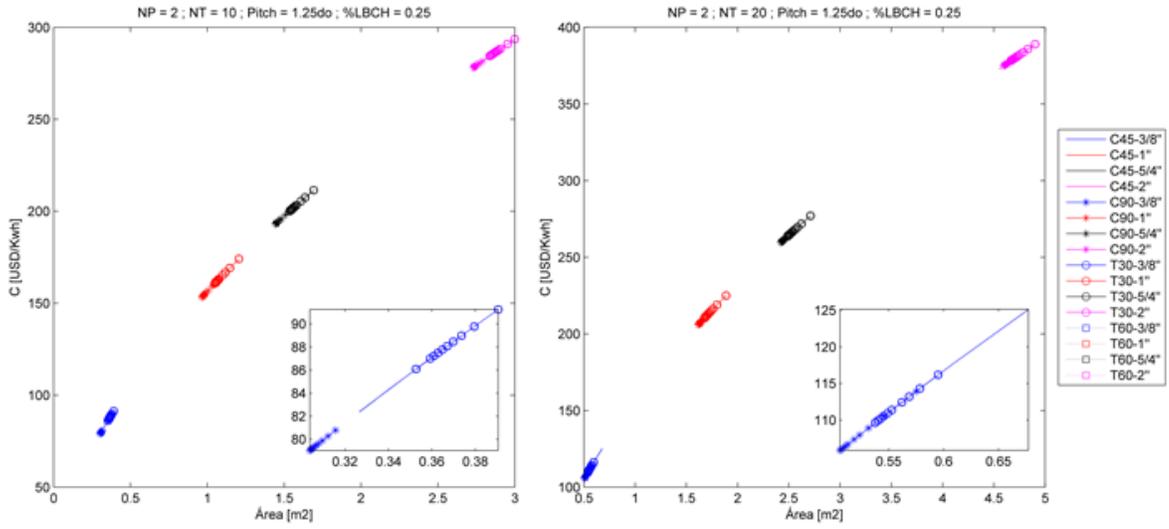




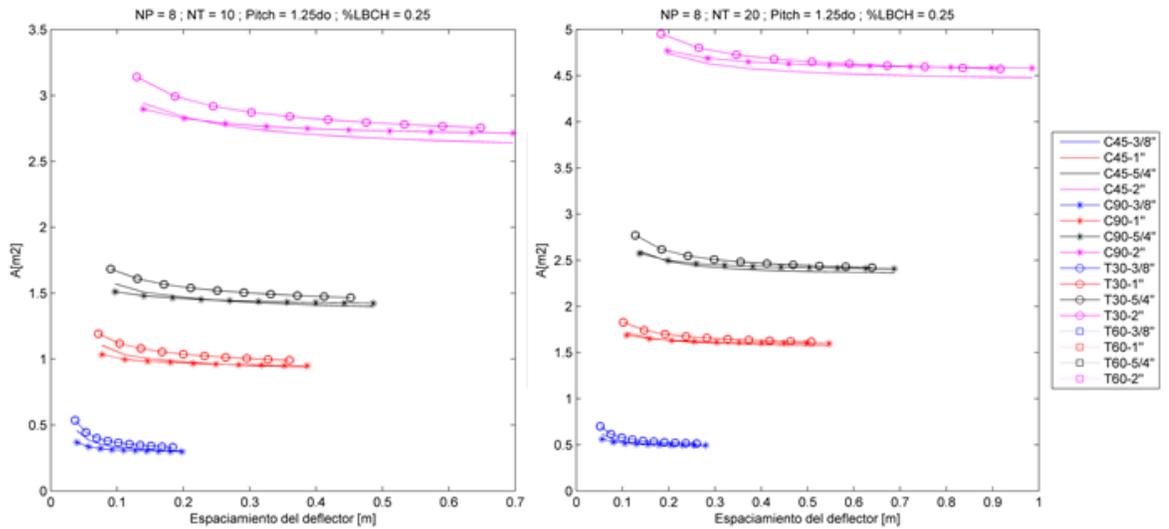
Condiciones del análisis de sensibilidad: LBCH=0.25, NT=10 y 20, NP=2, Pitch=1.25*do

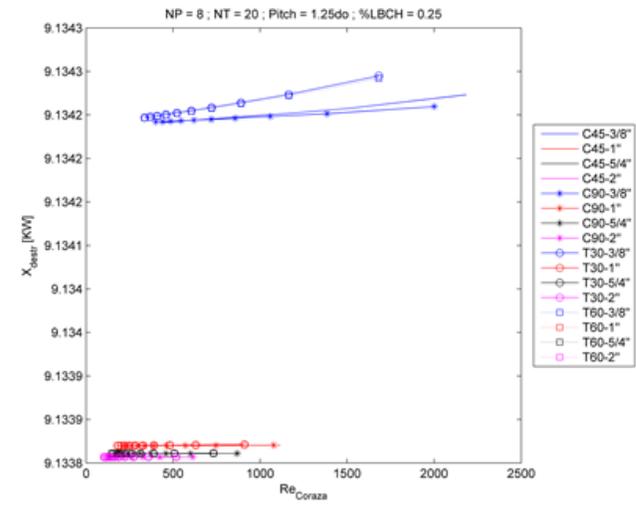
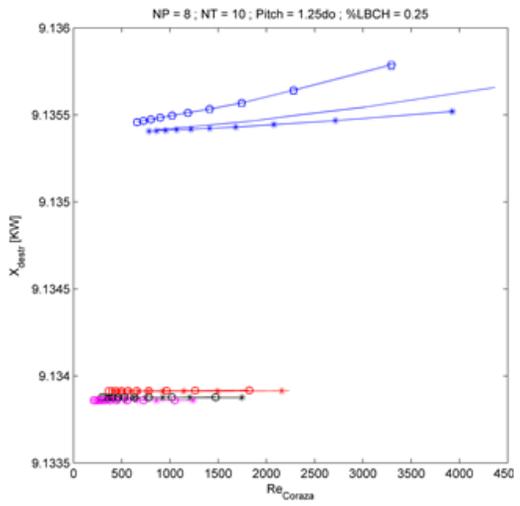
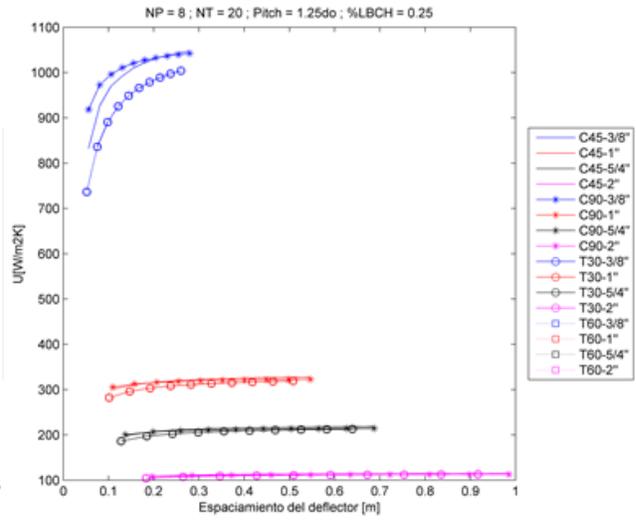
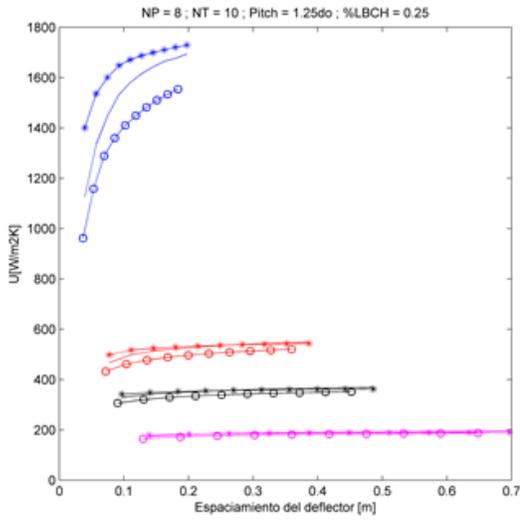


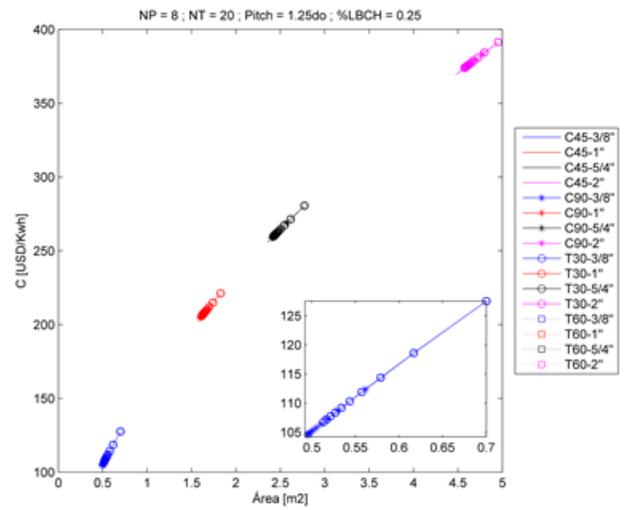
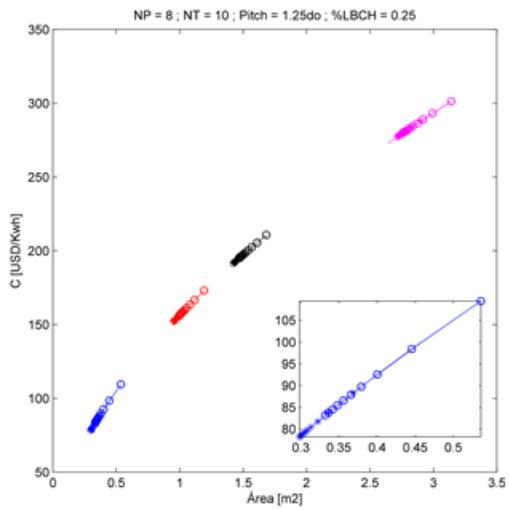




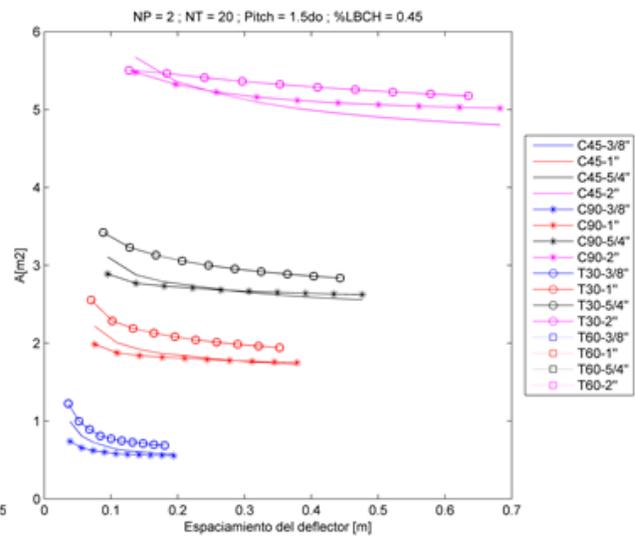
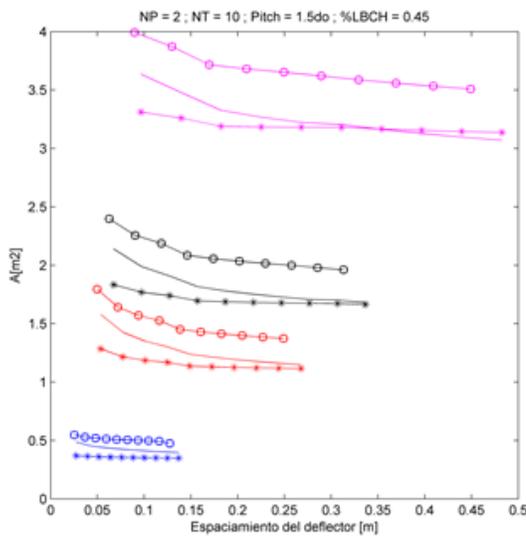
Condiciones del análisis de sensibilidad: LBCH=0.25, NT=10 y 20, NP=8, Pitch=1.25*do

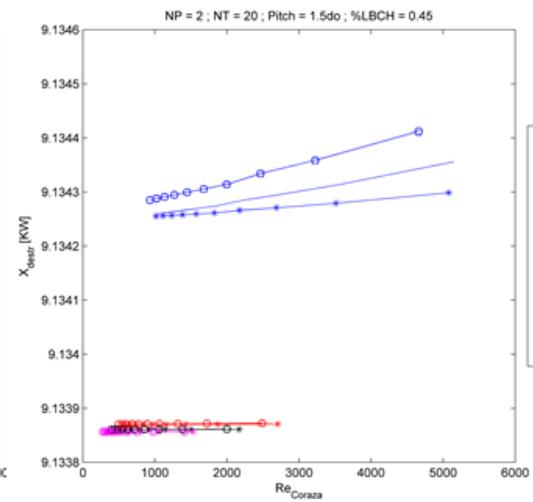
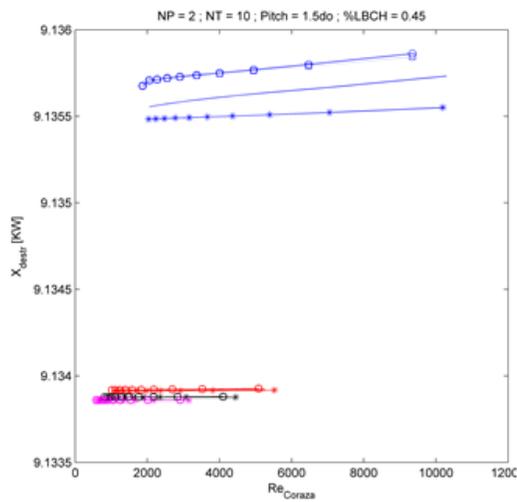
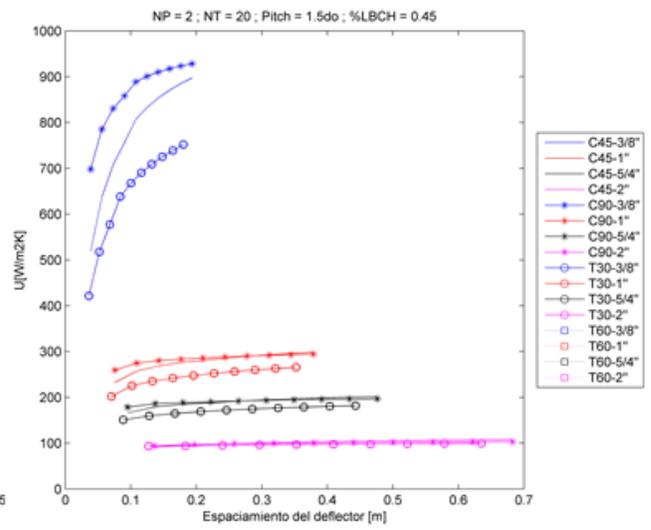
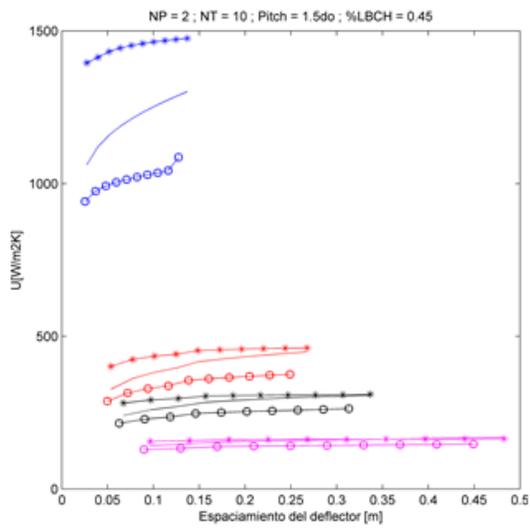


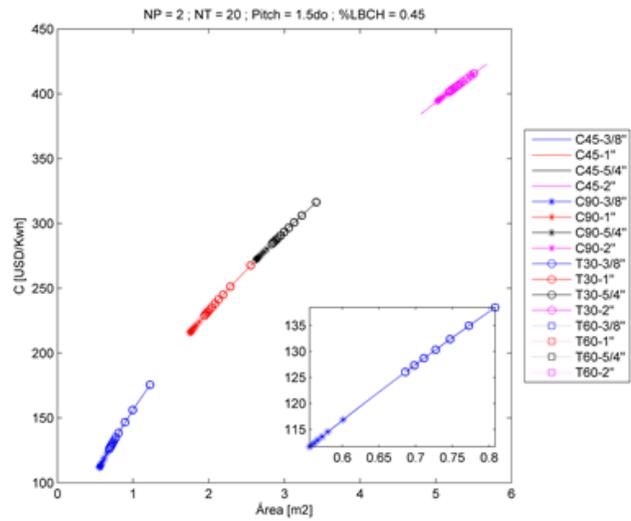
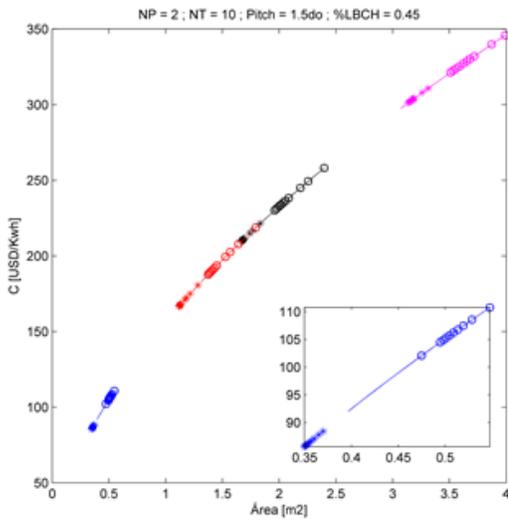




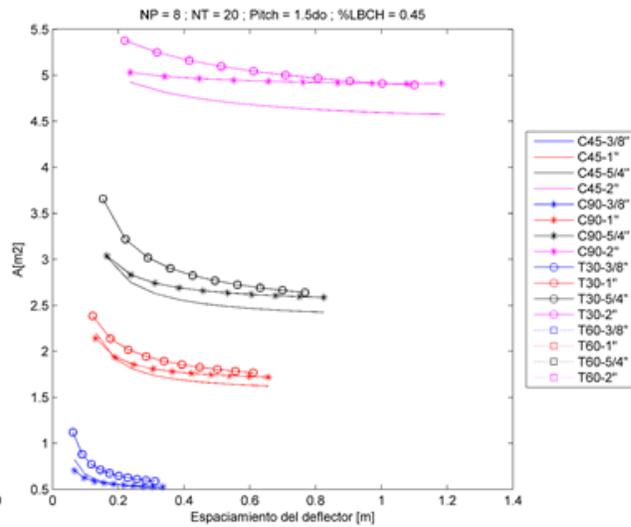
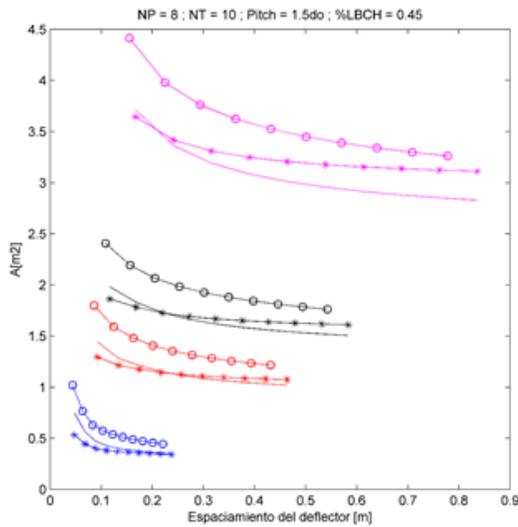
Condiciones del análisis de sensibilidad: LBCH=0.45, NT=10 y 20, NP=2, Pitch=1.5*do

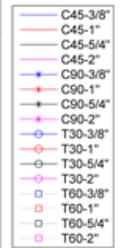
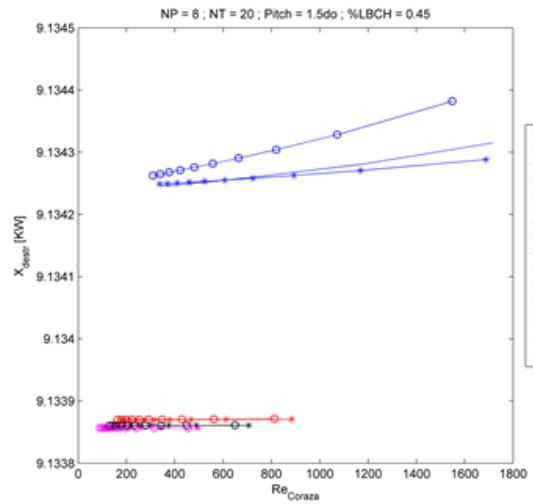
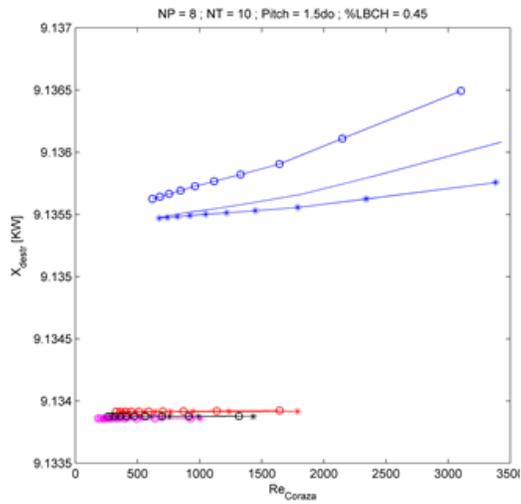
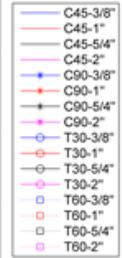
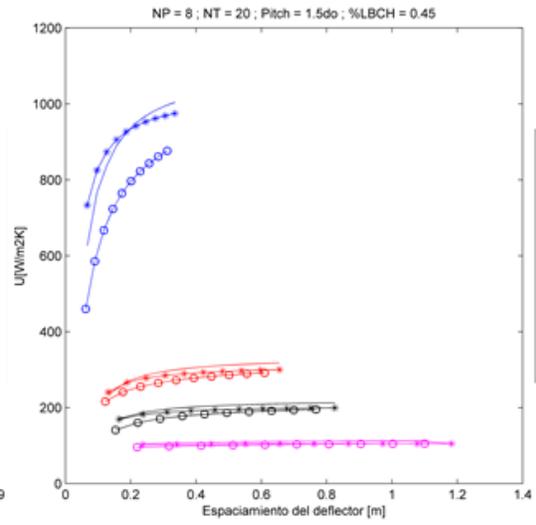
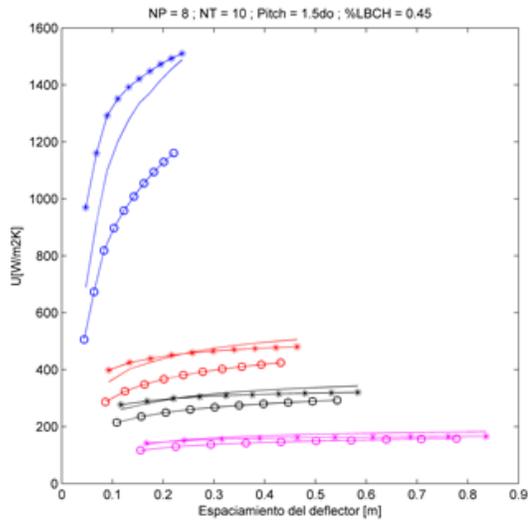


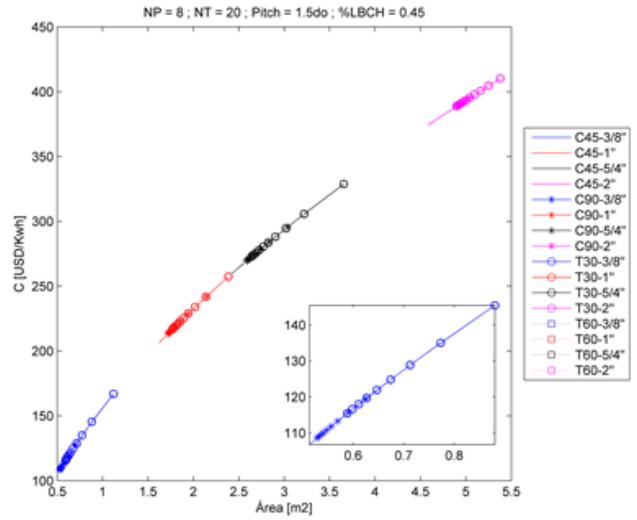
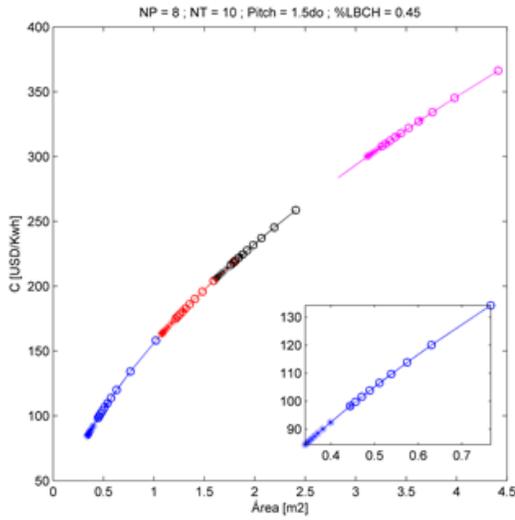




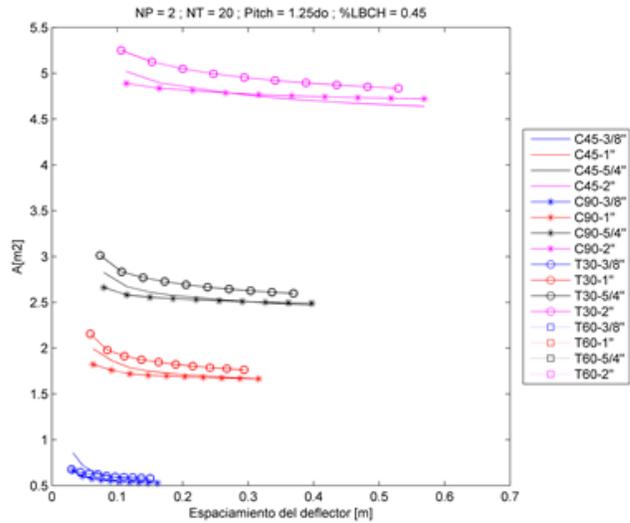
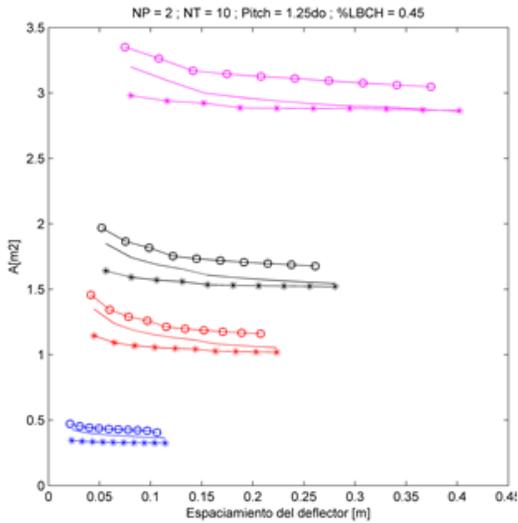
Condiciones del análisis de sensibilidad: LBCH=0.45, NT=10 y 20, NP=8, Pitch=1.5*do

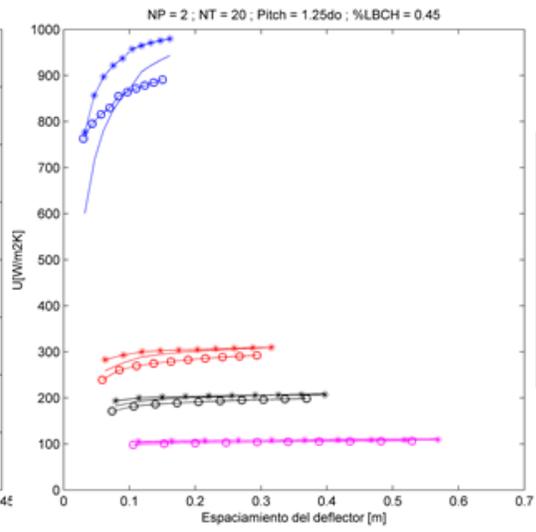
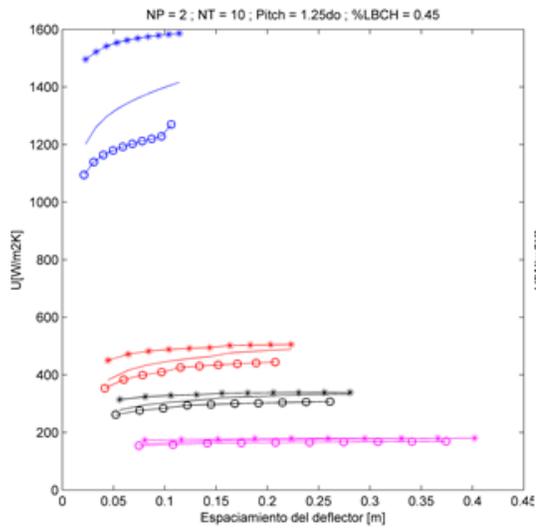




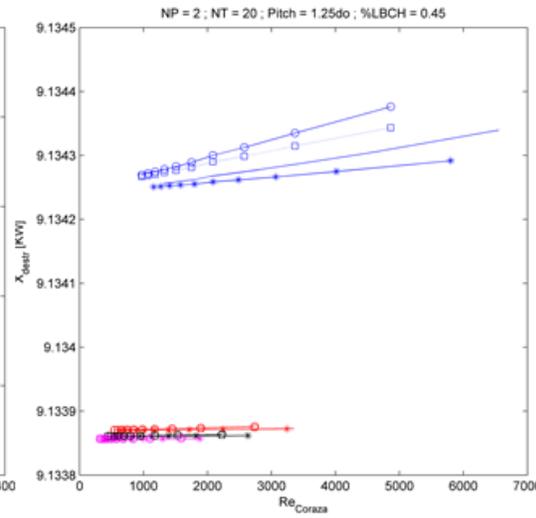
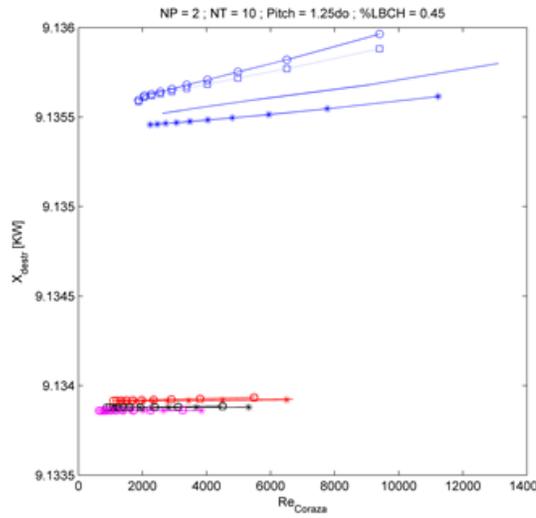


Condiciones del análisis de sensibilidad: LBCH=0.45, NT=10 y 20, NP=2, Pitch=1.25*do

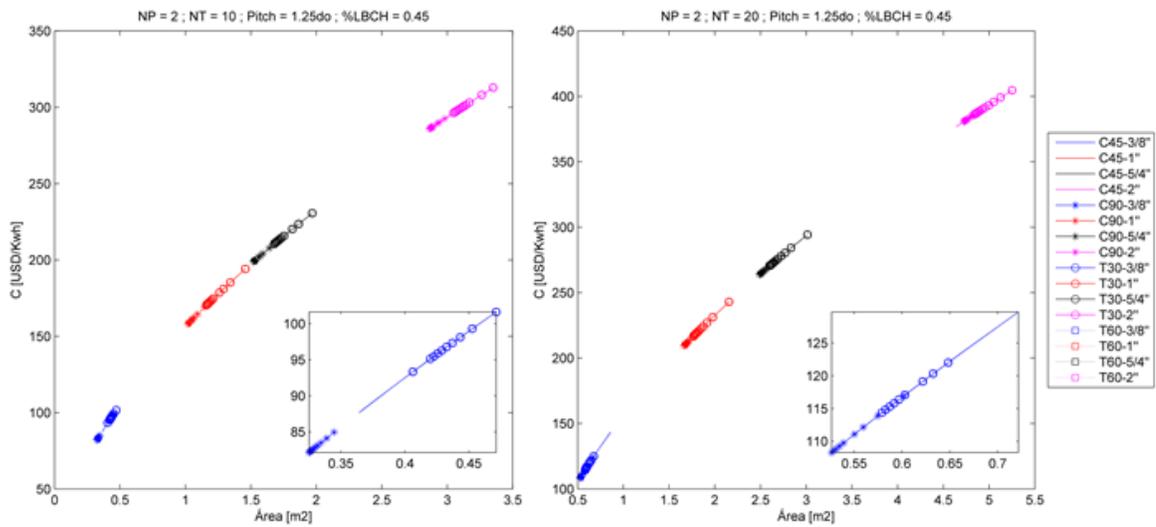




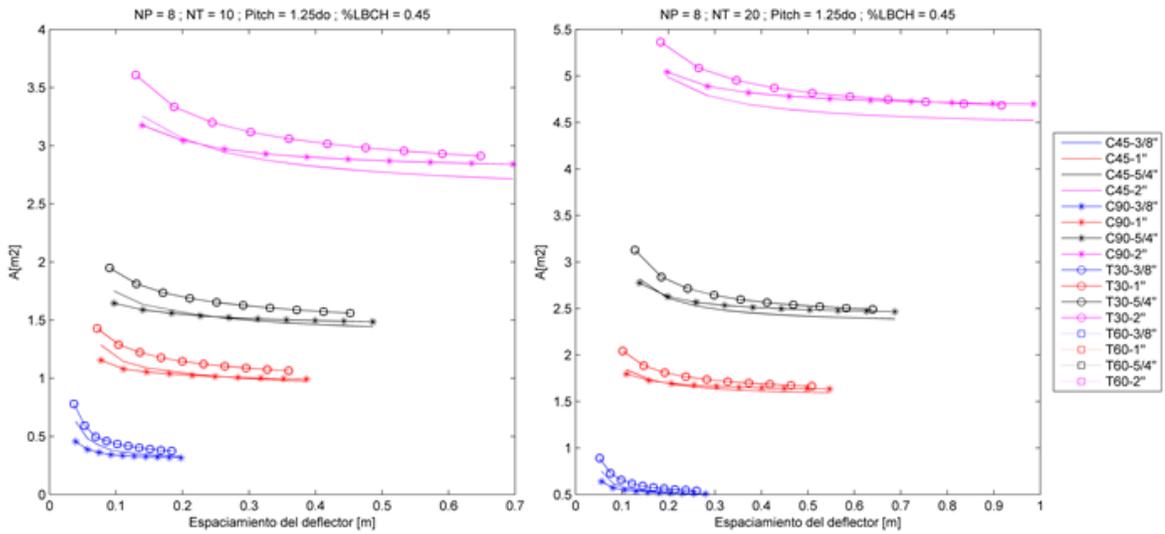
- C45-3/8"
- C45-1"
- C45-5/4"
- C45-2"
- C90-3/8"
- C90-1"
- C90-5/4"
- C90-2"
- T30-3/8"
- T30-1"
- T30-5/4"
- T30-2"
- T60-3/8"
- T60-1"
- T60-5/4"
- T60-2"

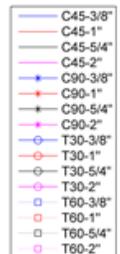
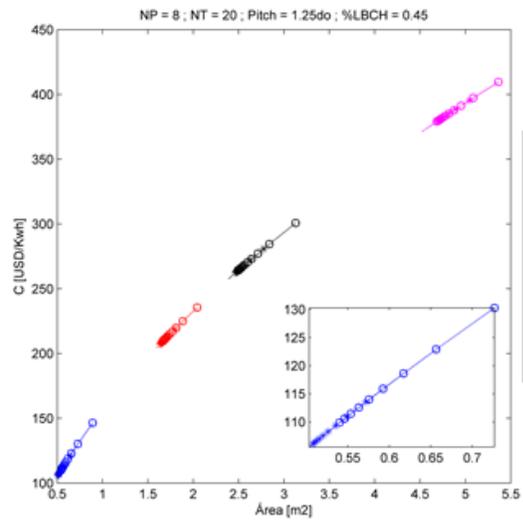
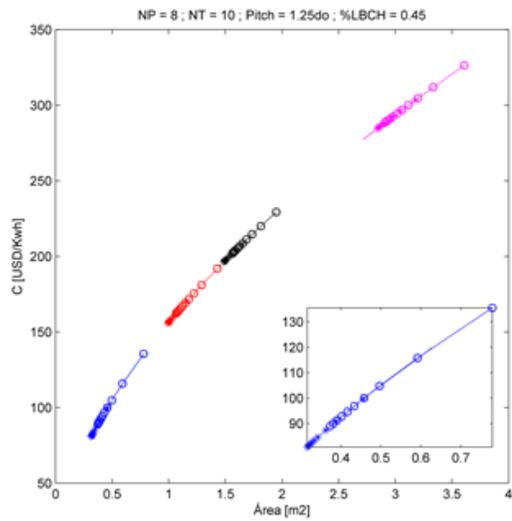
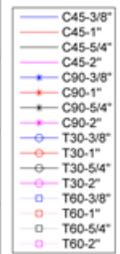
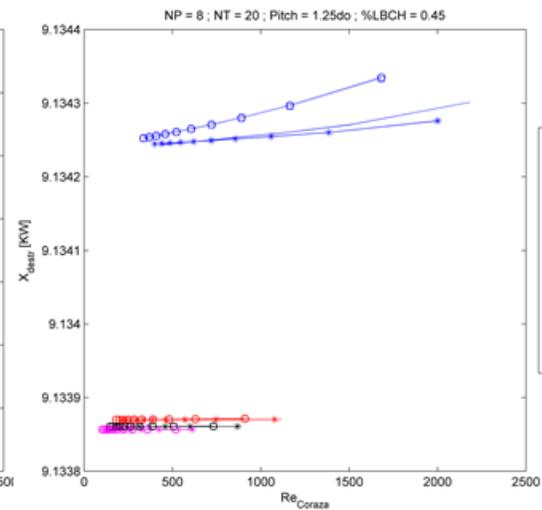
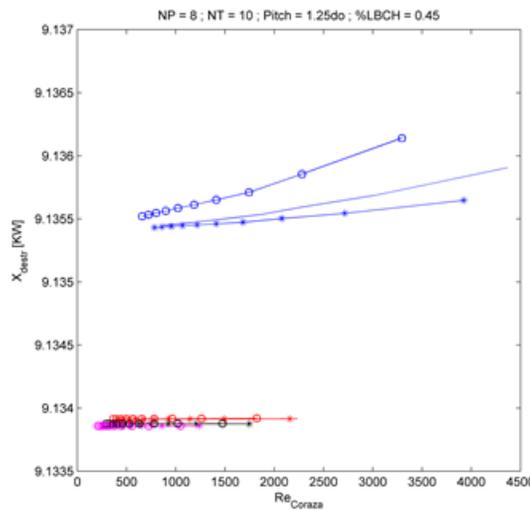
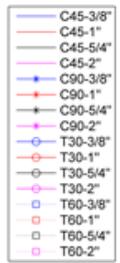
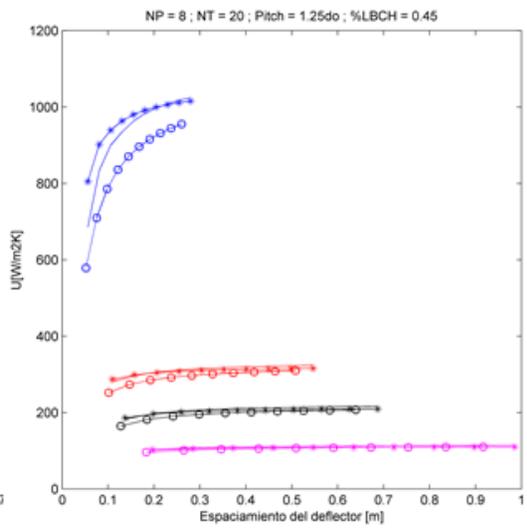
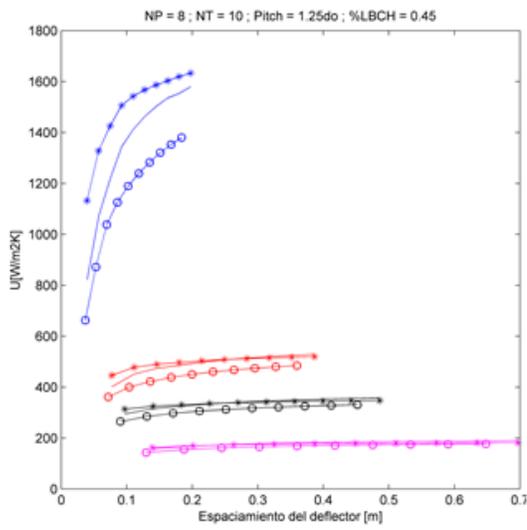


- C45-3/8"
- C45-1"
- C45-5/4"
- C45-2"
- C90-3/8"
- C90-1"
- C90-5/4"
- C90-2"
- T30-3/8"
- T30-1"
- T30-5/4"
- T30-2"
- T60-3/8"
- T60-1"
- T60-5/4"
- T60-2"



Condiciones del análisis de sensibilidad: LBCH=0.45, NT=10, NP=8, Pitch=1.25*do





ANEXO 4 PROCESO DE OPTIMIZACIÓN

-Valores obtenidos a la hora de minimizar la exergía destruida bajo las condiciones plasmadas en la tabla 13.

Cuando NP= 2 y NT=10							Cuando NP= 2 y NT=20						
Tipo de Arreglo	Exergía Destruída [kW]	Coef. Global Transferencia de calor [W/m ² °C]	Área [m ²]	Costo del Condensado [USD/H]	Caída de presión en la coraza [Pa]	Caída de presión en el tubo [Pa]	Tipo de Arreglo	Exergía Destruída [kW]	Coef Global Transferencia de calor [W/m ² °C]	Área [m ²]	Costo del Condensado [USD/H]	Caída de presión en la coraza [Pa]	Caída de presión en el tubo [Pa]
Triangular 30°	9,1338603	151,3261433	3,40741	315,826	0,781	2,050	Triangular 30°	9,13385705	105,60584	4,88259	388,119	1,043	0,749
Triangular 60°	9,1338607	171,518396	3,00627	293,953	2,996	1,997	Triangular 60°	9,13385697	105,607487	4,88252	388,116	0,736	0,749
Cuadrado 45°	9,1338602	179,7815676	2,86810	286,134	1,413	1,979	Cuadrado 45°	9,13385688	109,36679	4,71469	380,414	0,413	0,746
Cuadrado 90°	9,1338603	184,1356519	2,80028	282,237	1,528	1,970	Cuadrado 90°	9,13385689	109,584158	4,70534	379,982	0,430	0,746

-Valores obtenidos a la hora de minimizar la exergía destruida bajo las condiciones plasmadas en la tabla 13.

Cuando NP= 8 y NT=10							Cuando NP= 8 y NT=20						
Tipo de Arreglo	Exergía Destruída [kW]	Coef Global Transferencia de calor [W/m ² °C]	Área [m ²]	Costo del Condensado [USD/H]	Caída de presión en la coraza [Pa]	Caída de presión en el tubo [Pa]	Tipo de Arreglo	Exergía Destruída [kW]	Coef Global Transferencia de calor [W/m ² °C]	Área [m ²]	Costo del Condensado [USD/H]	Caída de presión en la coraza [Pa]	Caída de presión en el tubo [Pa]
Triangular 30°	9,13386	171,2059161	3,01176	294,260	0,291	1,998	Triangular 30°	9,13385681	107,43676	4,79939	384,315	0,114	0,748
Triangular 60°	9,13386	171,2063065	3,01175	294,260	0,205	1,998	Triangular 60°	9,1338568	107,437319	4,79936	384,314	0,084	0,748
Cuadrado 45°	9,1338599	183,3342561	2,81252	282,943	0,116	1,971	Cuadrado 45°	9,13385679	112,043762	4,60205	375,179	0,050	0,744
Cuadrado 90°	9,1338599	181,1935183	2,84575	284,854	0,119	1,976	Cuadrado 90°	9,13385679	109,580108	4,70551	379,990	0,050	0,746

-Valores obtenidos a la hora de minimizar el área de transferencia de calor bajo las condiciones plasmadas en la tabla 14.

Cuando NP=2 y NT=10							Cuando NP=2 y NT=20						
Tipo de Arreglo	Exergía Destruída [kW]	Coef Global Transferencia de calor [W/m ² °C]	Área [m ²]	Costo del Condensado [USD/H]	Caída de presión en la coraza [Pa]	Caída de presión en el tubo [Pa]	Tipo de Arreglo	Exergía Destruída [kW]	Coef Global Transferencia de calor [W/m ² °C]	Área [m ²]	Costo del Condensado [USD/H]	Caída de presión en la coraza [Pa]	Caída de presión en el tubo [Pa]
Triángulo 30°	9,13553	1462,278	0,353	86,088	185,603	646,680	Triángulo 30°	9,13426	958,9170	0,5377	109,6402	51,9304	157,0575
Triángulo 60°	9,13552	1462,278	0,353	86,088	133,865	646,680	Triángulo 60°	9,13426	958,9170	0,5377	109,6402	34,6889	157,0575
Cuadrado 45°	9,13548	1579,056	0,327	82,381	117,516	631,134	Cuadrado 45°	9,13425	995,7709	0,5178	107,2964	17,7875	155,2947
Cuadrado 90°	9,13544	1697,585	0,304	79,034	93,113	617,543	Cuadrado 90°	9,13425	1019,4366	0,5058	105,8620	14,4185	154,2298

-Valores obtenidos a la hora de minimizar el área de transferencia de calor bajo las condiciones plasmadas en la tabla 14.

Cuando NP=8 y NT=10							Cuando NP=8 y NT=20						
Tipo de Arreglo	Exergía Destruída [kW]	Coef Global Transferencia de calor [W/m ² °C]	Área [m ²]	Costo del Condensado [USD/H]	Caída de presión en la coraza [Pa]	Caída de presión en el tubo [Pa]	Tipo de Arreglo	Exergía Destruída [kW]	Coef Global Transferencia de calor [W/m ² °C]	Área [m ²]	Costo del Condensado [USD/H]	Caída de presión en la coraza [Pa]	Caída de presión en el tubo [Pa]
Triangular 30°	9,13546	1553,917	0,332	83,142	14,011	634,283	Triangular 30°	9,13425	1004,199	0,513	106,779	5,526	154,910
Triangular 60°	9,13546	1553,917	0,332	83,142	9,070	634,283	Triangular 60°	9,13425	1004,199	0,513	106,779	3,720	154,910
Cuadrado 45°	9,13542	1694,118	0,304	79,127	7,752	617,914	Cuadrado 45°	9,13424	1047,771	0,492	104,212	3,072	153,018
Cuadrado 90°	9,13541	1729,125	0,298	78,205	6,367	614,241	Cuadrado 90°	9,13424	1042,138	0,495	104,534	2,616	153,254