



Caracterización de un intercambiador de calor de tubos concéntricos de simple fase para aplicaciones sanitarias en la industria farmacéutica.

Tubón Calderón, Santiago Fernando

Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Carrera de Ingeniería Mecánica

Trabajo de integración curricular, previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico

Ing. Olmedo Salazar, José Fernando MSc

11 de agosto del 2022



**Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica
Carrera de Ingeniería Mecánica**

Certificación

Certifico que el trabajo de integración curricular: **“Caracterización de un intercambiador de calor de tubos concéntricos de simple fase para aplicaciones sanitarias en la industria farmacéutica”** fue realizado por el señor **Tubón Calderón, Santiago Fernando**; el mismo que cumple con los requisitos legales, teóricos, científicos, técnicos y metodológicos establecidos por la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, además fue revisado y analizado en su totalidad por la herramienta de prevención y/o verificación de similitud de contenidos; razón por la cual me permito acreditar y autorizar para que se lo sustente públicamente.

Sangolquí, 11 de agosto de 2022

Firma:

**Ing. Olmedo Salazar, José
Fernando**

C. C. 1708186307



Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Carrera de Ingeniería Mecánica

Responsabilidad de autoría

Yo, Tubón Calderón, Santiago Fernando, con cédula de ciudadanía n° 1718528720, declaro que el contenido, ideas y criterios del trabajo de integración curricular: **“Caracterización de un intercambiador de calor de tubos concéntricos de simple fase para aplicaciones sanitarias en la industria farmacéutica”** es de mi autoría y responsabilidad, cumpliendo con los requisitos legales, teóricos, científicos, técnicos, y metodológicos establecidos por la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, respetando los derechos intelectuales de terceros y referenciando las citas bibliográficas.

Sangolquí, 11 de agosto de 2022

Firma:

Tubón Calderón, Santiago Fernando

C.C. 1718528720



Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Carrera de Ingeniería Mecánica

Autorización de publicación

Yo, Tubón Calderón, Santiago Fernando, con cédula de ciudadanía n° 1718528720, autorizo a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE publicar el trabajo de integración curricular: **“Caracterización de un intercambiador de calor de tubos concéntricos de simple fase para aplicaciones sanitarias en la industria farmacéutica”** en el Repositorio Institucional, cuyo contenido, ideas y criterios son de mi responsabilidad.

Sangolquí, 11 de agosto de 2022

Firma:

Tubón Calderón, Santiago Fernando

C.C. 1718528720

Dedicatoria

A mis padres, que estuvieron junto a mí desde el primer momento de mi carrera universitaria, me enseñaron a superarme, luchar por mis sueños y nunca rendirme, con su afecto y paciencia siempre confiaron en mí, siendo mi motivación e inspiración diaria.

Agradecimiento

A Dios por permitirme vivir experiencias maravillosas en esta etapa de mi vida.

A mi familia, por acompañarme y confiar en mí.

A mi tutor, por la orientación académica en la realización del presente trabajo.

A la Universidad de las Fuerzas Armadas – ESPE y al Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica por el conocimiento compartido a lo largo de la carrera.

Índice de contenidos

Resultado Copyleaks	2
Responsabilidad de autoría	4
Autorización de publicación	5
Dedicatoria.....	6
Agradecimiento.....	7
Índice de contenidos.....	8
Índice de Tablas.....	11
Índice de Figuras	13
Resumen	16
Abstract.....	17
Capítulo I Generalidades	18
Antecedentes	18
Justificación.....	19
Alcance.....	19
Objetivos	20
General.....	20
Específicos.....	20
Capítulo II Fundamentos de la Teoría de los Intercambiadores de Calor	21
Transferencia de calor	21
Conducción.....	21
Convección.....	22
Radiación.....	22
Intercambiadores de calor	23
Intercambiadores de calor según su estructura	24
Intercambiadores de calor según su operación.....	25

Intercambiadores de calor en aplicaciones sanitarias	29
Análisis de un intercambiador de calor de tubos concéntricos	29
Software ANSYS Workbench	34
Generalidades	34
Análisis térmico	35
Modelado de problemas térmicos.	36
Análisis de fluidos.....	36
Capítulo III Descripción del LOOP de agua inyectable	37
Descripción general del diagrama P&ID	37
Elementos principales	38
Intercambiador de calor de tubos concéntricos E5	38
Intercambiador de calor de tubos concéntricos E4	40
Intercambiador de calor de placas E3	40
Bomba principal de recirculación B-05.....	41
Tanque de almacenamiento de agua inyectable TK2	41
PLC-HMI	42
Válvulas principales.....	42
Puntos de uso.....	43
Sensores de presión	43
Sensores de temperatura.....	45
Capítulo IV Caracterización del equipo.....	48
Diseño de experimentos	48
Consideraciones para el estudio	51
Memoria de cálculo.....	51
Propiedades termofísicas	51
Flujos volumétricos	52

	10
Número de Reynolds	55
Número de Prandtl	56
Número de Nusselt	57
Coefficiente de convección	58
Temperatura media logarítmica	59
Coefficiente global de transferencia de calor	60
Potencia térmica transferida	64
Capítulo V Diseño de experimentos por la metodología de superficies de respuesta (MSR)	66
Metodología de superficie de respuesta	66
Regresión lineal múltiple de segundo orden	66
Variables de respuesta	67
Análisis de las superficies de respuesta en MINITAB.....	67
Cálculo del punto óptimo	69
Capítulo VI Simulación numérica computacional en ANSYS Fluent	72
Preprocesamiento	72
Geometría	72
Mallado	73
Simulación	74
Ecuación de la energía.....	74
Modelo de turbulencia realizable $k - \epsilon$	75
Materiales	75
Condiciones de frontera	76
Métodos	76
Monitors.....	77
Reports.....	78
Postprocesamiento	79

	11
Perfil de temperatura	79
Perfil de presión	80
Vectores	80
Capítulo VII Análisis de resultados.....	82
Cálculo de variables de respuesta con datos obtenidos en simulación	82
Diseño de experimentos por metodología MSR para datos simulados	82
Análisis de las superficies de respuesta en MINITAB para datos de simulación	83
Cálculo del punto óptimo para datos de simulación	83
Análisis de las gráficas con datos experimentales versus simulados	84
Optimización conjunta	90
Capítulo VIII Conclusiones y Recomendaciones	93
Conclusiones	93
Recomendaciones	93
Bibliografía	95
Apéndices.....	98

Índice de Tablas

Tabla 1 Intercambiadores de calor según su estructura	24
Tabla 2 Intercambiadores de calor según su operación	26
Tabla 3 Requisitos de diseño para intercambiadores de calor sanitarios	29
Tabla 4 Correlaciones de convección para flujo en tubos circulares	31
Tabla 5 Diferentes análisis tratables en Ansys	35
Tabla 6 Válvulas principales del sistema	42
Tabla 7 Sensores de presión del <i>LOOP</i> de agua inyectable de menor volumen	44
Tabla 8 Sensores de presión utilizados para la toma de datos	44
Tabla 9 Sensores de temperatura del <i>LOOP</i> de agua inyectable de menor volumen.....	45

Tabla 10 Sensores de temperatura utilizados para la toma de datos	46
Tabla 11 Factores y niveles del diseño de experimentos tipo factorial	49
Tabla 12 Toma de datos experimentales	50
Tabla 13 Temperaturas y presiones medias datos experimentales	52
Tabla 14 Flujos volumétricos de agua inyectable	53
Tabla 15 Tabla de capacidades válvula reguladora de presión VM-20.....	53
Tabla 16 Flujos máxicos promedio de agua inyectable y vapor industrial para datos experimentales	54
Tabla 17 Números de Reynolds de agua inyectable y vapor industrial para datos experimentales	55
Tabla 18 Números de Prandtl para agua inyectable y vapor industrial para datos experimentales	56
Tabla 19 Condiciones de la correlación de Gnielinski	57
Tabla 20 Números de Nusselt y factor de fricción agua inyectable y vapor industrial para datos experimentales	58
Tabla 21 Coeficiente de transferencia de calor por convección agua inyectable y vapor industrial para datos experimentales	59
Tabla 22 Diferencia de temperatura media logarítmica para datos experimentales	59
Tabla 23 Potencia térmica transferida para datos experimentales.....	65
Tabla 24 Variables de respuesta en el estudio	67
Tabla 25 Modelos ajustados de las variables de respuesta para datos experimentales	69
Tabla 26 Punto óptimo de las variables de respuesta para datos experimentales	71
Tabla 27 Dominios sólidos y de flujo en el sistema	73
Tabla 28 Preprocesamiento <i>Named Selections</i>	74
Tabla 29 Datos obtenidos para la simulación.....	78
Tabla 30 Variables de respuesta para datos simulados.....	82

Tabla 31 Modelos ajustados de las variables de respuesta para datos simulados83

Tabla 32 Punto óptimo de las variables de respuesta para datos simulados83

Índice de Figuras

Figura 1 Conducción a través de un cuerpo sólido.....21

Figura 2 Convección desde una superficie hacia un fluido en movimiento.....22

Figura 3 Intercambio de radiación entre dos superficies23

Figura 4 Intercambio de calor de carcasa y tubos.....25

Figura 5 Intercambiador de calor de placas25

Figura 6 Intercambiador de calor de flujo paralelo27

Figura 7 Intercambiador de calor de contraflujo.....28

Figura 8 Intercambiador de calor de flujo cruzado28

Figura 9 Intercambiador de calor de paso simple28

Figura 10 Intercambiador de calor de paso múltiple28

Figura 11 Representación de los diámetros de los tubos en un intercambiador de calor de tubos concéntricos32

Figura 12 Esquema de resistencias para un intercambiador de calor de tubos concéntricos33

Figura 13 Esquema P&ID *LOOP* de agua inyectable de menor volumen37

Figura 14 Esquema intercambiador de calor de tubos concéntricos E5.....39

Figura 15 Esquema 3D intercambiador de calor de tubos concéntricos E539

Figura 16 Medidas de interés intercambiador de calor de tubos concéntricos E5.....40

Figura 17 Conexiones y sensores principales tanque de almacenamiento TK241

Figura 18 Representación de un diseño factorial completo 3^2 en unidades codificadas50

Figura 19 Rugosidad aritmética superficial60

Figura 20 Esquema de resistencias térmicas intercambiadores de calor E562

Figura 21 Aletas en la región anular.....62

Figura 23 Ingreso de datos al software MINITAB68

Figura 24 Diagrama de Pareto de la potencia térmica	68
Figura 25 Potencia térmica \dot{Q} (W) vs; x_1 (%); x_2 (psi)	69
Figura 26 Cálculo del punto óptimo de la potencia térmica transferida (Q)	70
Figura 27 Geometría del intercambiador de calor E5 en <i>DesignModeler</i>	72
Figura 28 Mallado del intercambiador de calor E5 en <i>Fluid Flow</i>	73
Figura 29 Propiedades termofísicas Acero inoxidable 316L	76
Figura 30 <i>Residuals Monitors</i>	77
Figura 31 Residuos vs iteraciones ANSYS	78
Figura 32 Plano excéntrico 1	79
Figura 33 Perfil de temperatura	79
Figura 34 Perfil de presión	80
Figura 35 Vectores de Velocidad.....	81
Figura 36 Gráficas experimentales, potencia térmica Q (W) vs; x_1 (%); x_2 (psi).....	84
Figura 37 Gráficas simulación, potencia térmica Q (W) vs; x_1 (%); x_2 (psi)	84
Figura 38 Gráficas experimentales, coeficiente global de transferencia de calor interno U_i (W/m ² K) vs; x_1 (%); x_2 (psi)	85
Figura 39 Gráficas simulación, coeficiente global de transferencia de calor interno U_i (W/m ² K) vs; x_1 (%); x_2 (psi)	85
Figura 40 Gráficas experimentales, coeficiente global de transferencia de calor externo U_o (W/m ² K) vs; x_1 (%); x_2 (psi).....	86
Figura 41 Gráficas simulación, coeficiente global de transferencia de calor externo U_o (W/m ² K) vs; x_1 (%); x_2 (psi)	86
Figura 42 Gráficas experimentales, diferencia de temperatura de agua ΔT_w (°C) vs; x_1 (%); x_2 (psi)	87
Figura 43 Gráficas simulación, diferencia de temperatura de agua ΔT_w (°C) vs; x_1 (%); x_2 (psi).....	87

Figura 44 Gráficas experimentales, diferencia de temperatura de vapor ΔT_s ($^{\circ}\text{C}$) vs; x_1 (%); x_2 (psi)	88
Figura 45 Gráficas simulación, diferencia de temperatura de vapor ΔT_s ($^{\circ}\text{C}$) vs; x_1 (%); x_2 (psi)	88
Figura 46 Gráficas experimentales, diferencia de presión de agua ΔP_w (psi) vs; x_1 (%); x_2 (psi).	89
Figura 47 Gráficas simulación, diferencia de presión de agua ΔP_w (psi) vs; x_1 (%); x_2 (psi).....	89
Figura 48 Gráficas experimentales, diferencia de presión de vapor ΔP_s (psi) vs; x_1 (%); x_2 (psi).	90
Figura 49 Gráficas simulación, diferencia de presión de vapor ΔP_s (psi) vs; x_1 (%); x_2 (psi).....	90
Figura 50 Optimización conjunta, ponderaciones de las variables de respuesta datos experimentales	91
Figura 51 Optimización conjunta análisis experimental, solución para las variables independientes	91
Figura 52 Optimización conjunta análisis por simulación, solución para las variables independientes	91

Resumen

El estudio se realizará en Laboratorios Industriales Farmacéuticos Ecuatorianos (LIFE), cuyo requerimiento es conseguir agua inyectable a temperaturas superiores a 80 °C que recircule en el *LOOP* de agua inyectable del área de producción de la planta para el abastecimiento de equipos como: lavadoras de ampollas, llenadoras de frascos, túneles de esterilización, etc.

En el intercambiador de calor de tubos concéntricos de simple fase, circula vapor industrial por las secciones anulares y por la sección central fluye agua inyectable, el diseño de este tipo de intercambiador difiere de un intercambiador común ya que en la sección anular se integran dos secciones tipo “media luna” o corazas acopladas mediante pernos abrazando la tubería sanitaria, de esta forma, se garantiza que el agua inyectable no se contamine debido a que no existen uniones soldadas en el equipo, requerimiento exhaustivo en la industria farmacéutica.

Se realizó un estudio experimental para determinar la combinación de flujos máscicos de agua inyectable y vapor industrial mas óptima en la que el equipo pueda entregar su eficiencia máxima, calculando parámetros y variables de interés como potencia térmica, coeficiente global de transferencia de calor, diferencia de temperatura y presión, etc. Posteriormente se realizará un análisis comparativo con los resultados obtenidos en la simulacion computacional del equipo ejecutada en el software ANSYS Fluent.

Como parte del proceso experimental, se utilizó el diseño de experimentos por la metodología de superficie de respuesta con dos variables independientes (flujos máscicos de agua y vapor) y tres niveles cuantitativos de dichas variables, obteniéndose nueve experimentos en total, de esta manera, se analizarán distintas variables de respuesta que serán de interés para visualizar la significancia con las variables independientes y hallar su combinación mas óptima.

Palabras clave: intercambiador de calor, diseño de experimentos, simulación computacional

Abstract

The study will be carried out in Laboratorios Industriales Farmacéuticos Ecuatorianos (LIFE), whose requirement is to obtain injectable water at temperatures above 80 °C that recirculates in the injectable water LOOP of the production area of the plant for the supply of equipment such as: ampoule washing machines, bottle fillers, sterilization tunnels, etc.

In the single-phase concentric tube heat exchanger, industrial steam circulates through the annular sections and injectable water flows through the central section. The design of this type of exchanger differs from a common exchanger since two sections are integrated in the annular section, two shells are attached to the sanitary pipe by bolts, in this way, it is guaranteed that the injectable water is not contaminated due to the fact that there are no welded joints in the equipment, an exhaustive requirement in the pharmaceutical industry.

The experimental study was carried out to determine the most optimal combination of mass flows of injectable water and industrial steam in which the equipment can deliver its maximum efficiency, calculating parameters and important variables such as thermal power, global heat transfer coefficient, difference in temperature and pressure. Subsequently, a comparative analysis will be carried out with the results obtained in the computer simulation of the equipment executed in the ANSYS Fluent software.

As part of the experimental process, the design of experiments was used by the response surface methodology with two independent variables (mass flows of water and steam) and three quantitative levels of said variables, obtaining nine experiments in total, in this way, They will analyze different response variables that will be of interest to visualize the significance with the independent variables and find their most optimal combination.

Keywords: heat exchanger, design of experiments, computational simulation

Capítulo I Generalidades

Antecedentes

Los estudios realizados con intercambiadores de calor y respaldados por simulación numérica han entregado excelentes resultados, al contrastar los resultados obtenidos en la experimentación versus la simulación computacional fluidodinámica.

La simulación se realizará utilizando el software ANSYS Fluent, esta herramienta proporciona excelentes resultados sí que quiere realizar un análisis comparativo tomando como referencia variables dependientes e independientes y así obtener conclusiones sobre que configuración de diseño del equipo es más eficiente y óptima, tal es el caso mostrado por Kishan et al. (2020) donde presentan tres tipos de intercambiadores de calor con diferentes arreglos de tubos, el objetivo es encontrar el arreglo más eficiente tomando como variable dependiente el ancho del tubo y como variable independiente la mayor diferencia de temperatura entre la coraza del intercambiador y el tubo (Kishan et al., 2020).

El control de procesos industriales en la industria farmacéutica requiere gran precisión, los diferentes ciclos diseñados para tratar el agua inyectable incluyen calentamiento y enfriamiento, tal como lo indica Benitez y Rivas (2014), donde se muestra la importancia de controlar la temperatura de un intercambiador de calor tipo coraza y tubos para tratar agua inyectable en la industria farmacéutica, allí se menciona como el agua debe superar los 85° C para eliminar microorganismos contaminantes y posteriormente entrar en un ciclo de enfriamiento acorde a los requerimientos de los equipos del área (Benitez y Rivas, 2014).

El diseño de elementos por la metodología de superficie de respuesta consiste en determinar la interacción significativa entre dos o mas variables independientes o factores y una variable de respuesta, el objetivo es encontrar la combinación precisa de variables independientes para optimizar un sistema o proceso, tal como lo indica Martinez et al. (2009) donde aplica la metodología de superficie de respuesta para la optimización de parámetros de soldadura en función de la distribución térmica resultante, con el objetivo de disminuir la

aparición de defectos optimizando parámetros relevantes de soldadura como intensidad, eficiencia, tensión y potencia (Martinez et al., 2009).

Justificación

El sistema de control del *LOOP* de agua inyectable se compone de distintos elementos que dependen directamente de la eficiencia del intercambiador de calor, si dicho equipo es eficiente se generará un ahorro energético, económico, productivo, etc. El proceso consta de un ciclo de calentamiento con el agua purificada inyectable hasta llegar a 80°C, temperatura a la que se asegura la eliminación de microorganismos, de esta manera el agua continuará recirculando por el *LOOP* hasta que se alcance dicha temperatura, posteriormente, si el personal operativo del área de inyectables requiere el uso del agua para actividades en contacto directo con su integridad, accionan un pulsador en las cabinas de lavado que activa el proceso de enfriamiento del agua hasta aproximadamente 40°C, una vez que los operadores hayan realizado sus actividades de lavado manual de instrumentos, desactivan el pulsador y se desactiva el ciclo de enfriamiento.

Al caracterizar el equipo y hallar parámetros como: coeficiente global de transferencia de calor, potencia térmica transferida, diferencia de temperatura, diferencia de presión, etc., y contrastar los resultados experimentales versus los resultados de simulación respaldado por la metodología de superficie de respuesta, se establecerán conclusiones verificables acerca de la combinación mas óptima de las variables independientes, además, según los resultados obtenidos, se proponen recomendaciones a futuro sobre este nuevo diseño de intercambiador de calor que servirán para mejorar los procesos de calentamiento y enfriamiento que dependen en gran parte de la configuración de las variables independientes que influyen directamente en la eficiencia del equipo.

Alcance

Se caracterizará el intercambiador de calor, obteniendo datos concretos respaldados por experimentación en campo, esta primera etapa se llevará a cabo instalando los elementos

de instrumentación que nos permitan tomar los datos necesarios para el cálculo de las variables de interés, además se realizará un diseño de experimentos según la metodología de superficie de respuesta para optimizar el proceso y analizar la interacción significativa que existe entre las variables independientes y las variables de respuesta.

Una vez que se obtengan los datos experimentales, se realizarán los estudios de transferencia de calor mediante simulaciones computacionales basadas en CFD utilizando el software ANSYS Fluent, a través de todas estas herramientas se establecerán conclusiones finales sobre la eficiencia del equipo, optimización del proceso y se presentarán recomendaciones basadas en los resultados obtenidos sobre la influencia del intercambiador de calor en el *LOOP*.

Objetivos

General

Caracterizar un intercambiador de calor de tubos concéntricos de simple fase para aplicaciones sanitarias en la industria farmacéutica.

Específicos

- Calcular los parámetros y variables de interés en el equipo e identificar la dependencia funcional de las variables dependientes utilizando el diseño de experimentos por la metodología de superficie de respuesta.
- Simular el proceso mediante el software ANSYS Fluent y comparar los resultados obtenidos con los resultados experimentales.
- Determinar la combinación de flujos máxicos más óptima con la cual el intercambiador de calor entregue el mayor rendimiento posible.

Capítulo II Fundamentos de la Teoría de los Intercambiadores de Calor

Transferencia de calor

La transferencia de calor es la energía térmica que transita debido a una diferencia de temperatura. Existen tres mecanismos de transferencia de calor que son: conducción, convección y radiación (Incropera, 1999).

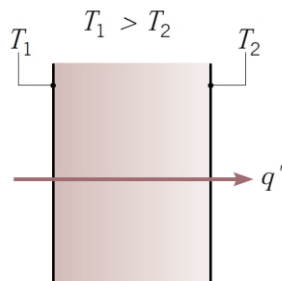
Conducción

La conducción es la transferencia de energía de las partículas más energéticas a las menos energéticas de una sustancia debido a las interacciones entre las partículas (Incropera, 1999).

La Figura 1 muestra el mecanismo de conducción a través de un cuerpo sólido.

Figura 1

Conducción a través de un cuerpo sólido



Nota. Tomado de (Incropera, 1999).

La Ley de Fourier es la ecuación que describe su comportamiento y se expresa de la siguiente manera:

$$q_x = kA \frac{T_1 - T_2}{L} = kA \frac{\Delta T}{L} \quad (1)$$

Donde:

q_x : Flujo de calor transferido en la dirección x. (W)

k : Conductividad térmica de cada material. $\left(\frac{W}{mK}\right)$

A : Área transversal a la dirección de transferencia.

$\frac{\Delta T}{L}$: Gradiente de temperatura en la dirección de transferencia de calor.

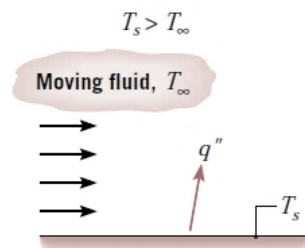
Convección

La transferencia de calor por convección se compone de dos mecanismos, uno debido a la difusión, y el segundo, debido al movimiento masivo o macroscópico del fluido, que, en presencia de un gradiente de temperatura, contribuye a la transferencia de calor (Incropera, 1999).

La Figura 2 muestra el mecanismo de convección desde una superficie hacia un fluido en movimiento.

Figura 2

Convección desde una superficie hacia un fluido en movimiento



Nota. Tomado de (Incropera, 1999).

La ley de enfriamiento de Newton es la ecuación que describe su comportamiento y se expresa de la siguiente manera:

$$q = hA(T_s - T_\infty) \quad (2)$$

Donde:

- q : Flujo de calor transferido. (W)
- h : Coeficiente de transferencia de calor por convección. $\left(\frac{W}{m^2}\right)$
- A : Área de la superficie de transferencia.
- T_s : Temperatura de superficie.
- T_∞ : Temperatura del ambiente circundante.

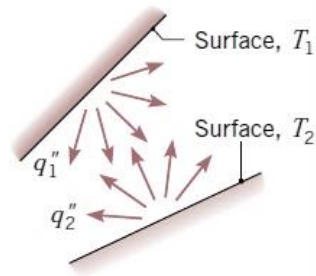
Radiación

La transferencia de calor por radiación está relacionada con la energía liberada como resultado de las oscilaciones de los electrones que constituyen la materia (Incropera, 1999).

La Figura 3 muestra como se intercambia radiación entre dos superficies.

Figura 3

Intercambio de radiación entre dos superficies



Nota. Tomado de (Incropera, 1999).

La ley de Stefan - Boltzmann describe su comportamiento y se expresa con la siguiente ecuación.

$$q = A\varepsilon\sigma(T_s^4 - T_\infty^4) \quad (3)$$

Donde:

- q : Flujo de calor transferido. (W)
- A : Área de la superficie de transferencia.
- ε : Emisividad de la superficie radiante.
- σ : Constante de Stefan – Boltzmann. $5,67 \times 10^{-8} \left(\frac{W}{m^2 K^4} \right)$
- T_s : Temperatura de superficie. (K)
- T_∞ : Temperatura del ambiente circundante. (K)

Intercambiadores de calor

Son equipos que permiten transferir calor de un fluido, ya sea líquido o gas, a otro; para que suceda, los fluidos involucrados deben estar a temperaturas diferentes. En los intercambiadores de calor los fluidos utilizados no están en contacto entre ellos, la potencia térmica es transferida del fluido con mayor temperatura hacia el de menor temperatura al encontrarse ambos fluidos en contacto térmico con las paredes metálicas que los separan (Jaramillo, 2007).

Los intercambiadores de calor se pueden presentar en función de su construcción y de su forma de operar; esto se detalla a continuación.

Intercambiadores de calor según su estructura

Los intercambiadores de calor se presentan en una gran variedad de formas y tamaños, los dos tipos de construcción que sobresalen son de carcasa y tubo, y de placas. En la Tabla 1 se detallan los tipos de intercambiadores mencionados.

Tabla 1

Intercambiadores de calor según su estructura

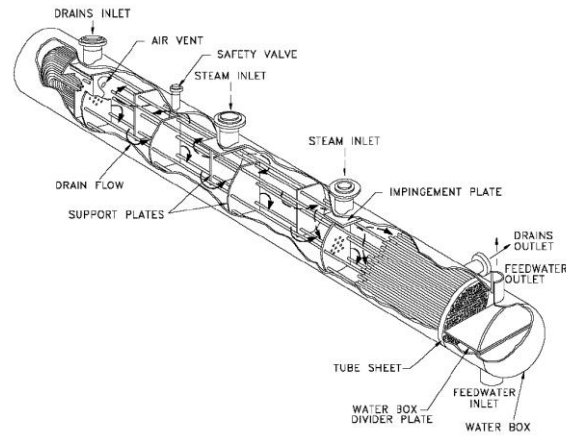
Tipo	Descripción
Carcasa y tubo	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Consiste en un conjunto de tubos en un contenedor llamado carcasa. ▪ El flujo de fluido dentro de los tubos se le denomina flujo interno y aquel que fluye en el interior del contenedor como fluido externo. ▪ En los extremos de los tubos, el fluido interno es separado del fluido externo de la carcasa por las placas del tubo. ▪ Los tubos se sujetan o se sueldan a una placa para proporcionar un sello adecuado. ▪ Las placas de soporte actúan como baffles para dirigir el flujo del líquido dentro de la cáscara hacia adelante y hacia atrás a través de los tubos.
Placas	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Está constituido de placas que separan a los dos fluidos caliente y frío. ▪ Los líquidos calientes y fríos se alternan entre cada uno de las placas y los baffles dirigen el flujo del líquido entre las placas. ▪ Las placas proveen un área extremadamente grande de transferencia de calor. ▪ Es capaz de transferir mucho más calor con respecto a un intercambiador de carcasa y tubos con volumen semejante. ▪ No se utiliza extensamente debido a la inhabilidad de sellar de manera confiable las juntas entre cada una de las placas.

Nota. Adaptada de (Jaramillo, 2007)

La Figura 4 y Figura 5 muestran un intercambiador de carcasa y tubo y un intercambiador de calor de placas respectivamente, ambas con sus partes constitutivas.

Figura 4

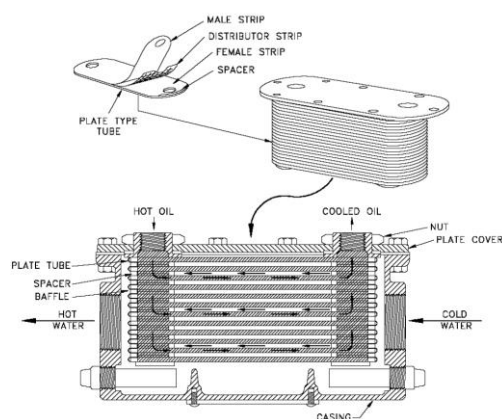
Intercambio de calor de carcasa y tubos



Nota. Tomado de (Jaramillo, 2007).

Figura 5

Intercambiador de calor de placas



Nota. Tomado de (Jaramillo, 2007).

Intercambiadores de calor según su operación

Una forma de clasificar a los intercambiadores de calor es según la dirección relativa que existe entre los dos flujos. En la Tabla 2 se detallan los tipos principales para esta categoría.

Tabla 2

Intercambiadores de calor según su operación

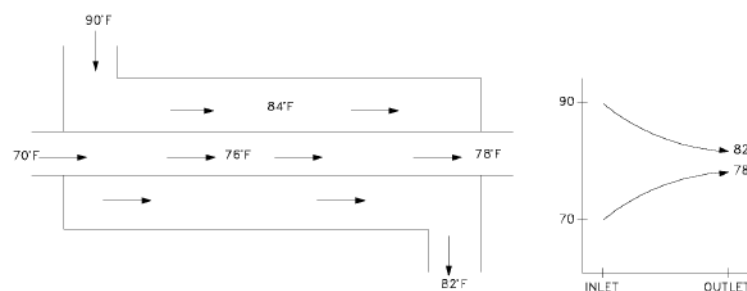
Tipo	Descripción
Flujo paralelo	<ul style="list-style-type: none"> ▪ En la configuración de carcasa y tubos, se da cuando el flujo interno y el flujo externo fluyen en la misma dirección. ▪ Ambos fluidos entran al intercambiador por el mismo extremo y estos presentan una diferencia de temperatura significativa. ▪ Las temperaturas de los fluidos se aproximan la una a la otra, por tanto, uno disminuye su temperatura y el otro la aumenta tratando de alcanzar el equilibrio térmico entre ellos. Ver Figura 6. ▪ El fluido con menor temperatura nunca alcanza la temperatura del fluido más caliente
Flujo contraflujo	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Se presenta un contraflujo cuando los dos fluidos fluyen en la misma dirección, pero en sentido opuesto. ▪ Cada uno de los fluidos entra al intercambiador por diferentes extremos ya que el fluido con menor temperatura sale en contraflujo del intercambiador de calor en el extremo donde entra el fluido con mayor temperatura. Ver Figura 7. ▪ Resulta ser más eficiente que el intercambiador con flujo en paralelo. ▪ 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.
Flujo cruzado	<ul style="list-style-type: none"> ▪ En este caso, uno de los fluidos fluye de manera perpendicular al otro fluido, esto es, uno de los fluidos pasa a través de tubos mientras que el otro pasa alrededor de dichos tubos formando un ángulo de 90°. Ver Figura 8. ▪ Son comúnmente usados cuando uno de los fluidos presenta cambio de fase y por tanto se tiene un fluido pasado por el intercambiador en dos fases bifásico.

Tipo	Descripción
De simple paso	<ul style="list-style-type: none"> Se presenta cuando en el intercambia calor el fluido se intercambia en una sola vez. En la Figura 9 se muestra un ejemplo de este caso.
De paso múltiple	<ul style="list-style-type: none"> Se presenta cuando los fluidos del intercambiador intercambian calor más de una vez. Para su propósito, el intercambiador de múltiples pasos invierte el sentido del flujo en los tubos al utilizar dobleces en forma de "U" en los extremos, esto permite al fluido fluir de regreso e incrementar el área de transferencia del intercambiador. Ver <i>Figura 10</i>. Se pueden insertar baffles o platos dentro del intercambiador para implementar múltiples pasos.
Regenerativos y no regenerativos	<ul style="list-style-type: none"> Es aquel donde se utiliza el mismo fluido (el fluido caliente y el fluido frío es el mismo), es decir, el fluido caliente abandona el sistema cediendo su calor a un regenerador y posteriormente regresando al sistema. Utilizados en sistemas con temperaturas altas donde una porción del fluido del sistema se remueve del proceso principal y éste es posteriormente integrado al sistema.

Nota. Adaptada de (Jaramillo, 2007)

Figura 6

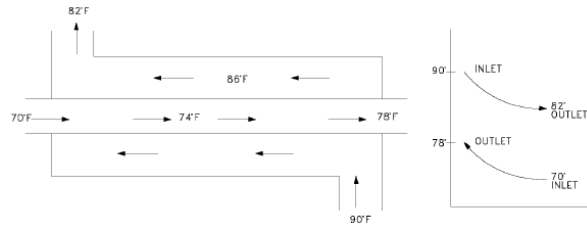
Intercambiador de calor de flujo paralelo



Nota. Tomado de (Jaramillo, 2007).

Figura 7

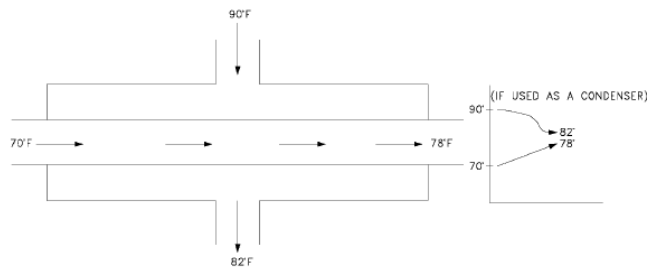
Intercambiador de calor de contraflujo



Nota. Tomado de (Jaramillo, 2007).

Figura 8

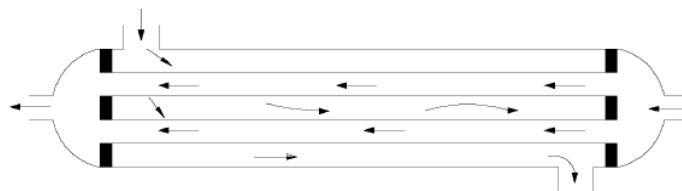
Intercambiador de calor de flujo cruzado



Nota. Tomado de (Jaramillo, 2007).

Figura 9

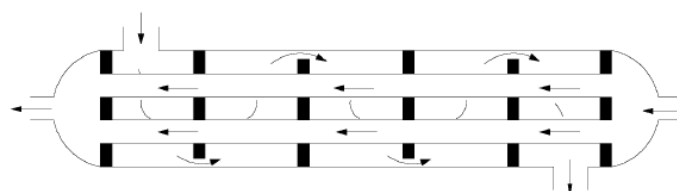
Intercambiador de calor de paso simple



Nota. Tomado de (Jaramillo, 2007).

Figura 10

Intercambiador de calor de paso múltiple



Nota. Tomado de (Jaramillo, 2007).

Intercambiadores de calor en aplicaciones sanitarias

Los intercambiadores de calor diseñados para aplicaciones sanitarias combinan bajo mantenimiento, alta eficiencia y separación confiable de fluidos. A menudo se requieren en las industrias alimentaria y farmacéutica, por tal razón tienen requisitos de diseño especiales que se muestran en la Tabla 3 (Delta T Heat Exchangers , 2016).

Tabla 3

Requisitos de diseño para intercambiadores de calor sanitarios

Requisitos de diseño	
Sellos de juntas soldadas.	Contar con superficies pulidas.
Accesorios sanitarios de triple abrazadera.	Utilizar materiales de sellado como teflón en las juntas.
Fabricación según normas 3A de estándares sanitarios.	Orientado a limpieza CIP (Clean in Place).
Utilizar accesorios sanitarios según ASME BPE.	Totalmente compatible con ASME BPE.

Nota. Adaptada de (Delta T Heat Exchangers , 2016).

Análisis de un intercambiador de calor de tubos concéntricos

Para comenzar con el análisis en el intercambiador de calor, es necesario determinar las propiedades termofísicas de los fluidos que intervienen en el proceso de transferencia de calor en el equipo. Se sabe que las propiedades del fluido varían con la temperatura, presión y, por consiguiente, con la posición a lo largo de la capa límite.

Para tomar en consideración la variación de las propiedades con la temperatura, las propiedades de los fluidos suelen evaluarse en la temperatura media, que es el promedio aritmético de las temperaturas de entrada y salida del flujo libre. De esta forma, se supone que las propiedades del fluido se mantienen constantes en esos valores a lo largo de todo el flujo (Çengel y Ghajar, 2011).

$$\bar{T} = \frac{T_i + T_o}{2} \quad (4)$$

Una vez encontrada la temperatura media, es posible encontrar las propiedades en tablas desarrolladas para cada fluido; las propiedades requeridas son: densidad $\rho \left[\frac{kg}{m^3} \right]$, conductividad térmica $k \left[\frac{w}{m^{\circ}C} \right]$, viscosidad dinámica $\mu_f [Pa \cdot s]$ o a sus vez la viscosidad cinemática. Además es posible encontrar el valor del número de Prandtl Pr en estas tablas.

El flujo en un intercambiador sigue líneas de corriente, por lo que puede ser laminar o turbulento; a velocidades bajas es laminar, y a medida que la velocidad incrementa y sobrepasa un valor crítico, el flujo se vuelve turbulento.

La transición de flujo laminar a turbulento no ocurre de manera repentina; más bien, se presenta sobre algún intervalo de velocidad, donde el flujo fluctúa entre laminar y turbulento antes de volverse por completo turbulento (Çengel y Ghajar, 2011).

En condiciones prácticas, el flujo en un tubo es laminar para $Re < 2300$, turbulento para $Re > 10000$ y, en los valores intermedios, de transición. Para enfoques prácticos de tipo conservador, se considera que el flujo se vuelve completamente turbulento para $Re > 4000$ (Çengel y Ghajar, 2011).

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

$$Re_D = \frac{4\dot{m}}{\pi * D_h * \mu_f} \quad (5)$$

Donde:

- \dot{m} : Flujo másico
- D_h : Diámetro hidráulico del tubo
- μ_f : Viscosidad dinámica

Además, es necesario tener en cuenta el número de Nusselt, ya que en el análisis de convección, este proporciona una medida de la transferencia de calor por convección en relación con la conducción que ocurre en la superficie; y se define como:

$$Nu_D = \frac{hD_h}{k_f} \quad (6)$$

Donde:

h : Coeficiente de transferencia de calor por convección $\left(\frac{W}{m^2 \cdot K}\right)$

D_h : Diámetro hidráulico del tubo (m)

k_f : Conductividad térmica del fluido $\left(\frac{W}{mK}\right)$

Sin embargo, existe una cantidad limitada de correlaciones empíricas para el número de Nusselt. Por ejemplo, en la Tabla 4 se muestran las correlaciones principales que se pueden emplear dependiendo el caso.

Tabla 4

Correlaciones de convección para flujo en tubos circulares

Correlación	Condición
$\overline{Nu}_D = 3,66 + \frac{0,0668 \left(\frac{D_h}{L}\right) Re_D Pr}{1 + 0,04 \left[\left(\frac{D_h}{L}\right) Re_D Pr\right]^{2/3}}$	Flujo laminar $Pr \geq 5$ Ts uniforme
$Nu_D = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) (Re_D - 1000) Pr}{1 + 12,7 \left(\frac{f}{8}\right)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)}$	Flujo turbulento completamente desarrollado $0,5 \leq Pr \leq 2000$ $3000 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6$ $\frac{L}{D} \geq 10$
$f = (0,790 \ln(Re_D) - 1,64)^{-2}$	Flujo turbulento completamente desarrollado $3000 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6$

Nota. Adaptada de (Incropera, 1999).

Como se pudo notar, el número de Reynolds así como el número de Nusselt y el factor de fricción se basan en el diámetro hidráulico. Para secciones de tipo circular este parámetro se expresa con la siguiente ecuación:

$$D_h = \frac{4A_c}{P} = \frac{4\pi \frac{D^2}{4}}{\pi D} = D \quad (7)$$

Donde:

A_c : Área de la sección transversal.

P : Perímetro de la sección transversal.

Por tanto, el diámetro hidráulico para la sección anular de un intercambiador de calor de tubos concéntricos, como se muestra en la Figura 11, es:

$$D_h = \frac{4\pi(D_2^2 - D_1^2)}{4\pi(D_2 + D_1)} = D_2 - D_1 \quad (8)$$

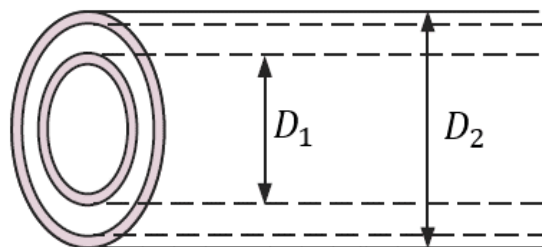
Donde:

D_1 : Diámetro interior del intercambiador.

D_2 : Diámetro exterior del intercambiador.

Figura 11

Representación de los diámetros de los tubos en un intercambiador de calor de tubos concéntricos



Nota. Tomado de (Çengel y Ghajar, 2011).

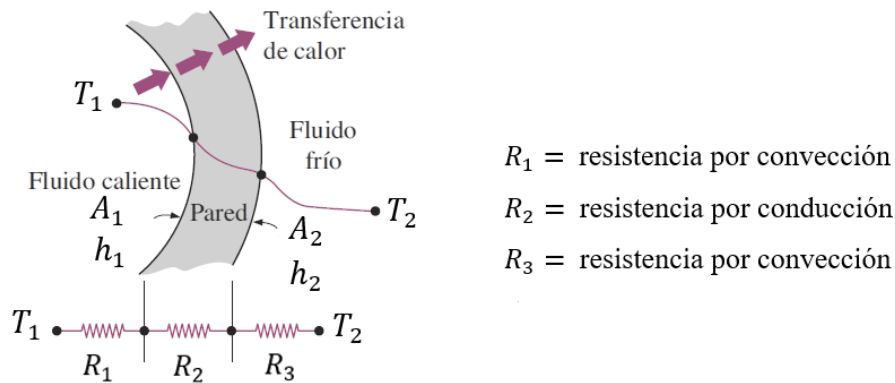
En el intercambiador de calor de tubos concéntricos, los fluidos de trabajo fluyen separados por una pared sólida. Primero, el calor se transfiere del fluido caliente hacia la pared por convección, después a través de la pared por conducción y, por último, de la pared

hacia el fluido frío de nuevo por convección. Los efectos de la radiación suelen incluirse en los coeficientes de transferencia de calor por convección (Çengel y Ghajar, 2011).

En la Figura 12 se muestra un esquema del circuito térmico asociado a este proceso.

Figura 12

Esquema de resistencias para un intercambiador de calor de tubos concéntricos



Nota. Tomado de (Çengel y Ghajar, 2011).

Para un intercambiador de calor con configuración semejante a la Figura 12, la resistencia térmica asociada viene dada por la resistencia total que equivale a la suma de todas las resistencias térmicas que se encuentran en la trayectoria del flujo de calor del fluido caliente hacia el frío; esta se expresa de la siguiente manera:

$$\sum R = \frac{1}{h_1 \cdot A_1} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi L k_1} + \frac{1}{h_2 \cdot A_2} \quad (9)$$

Donde:

h_1 : Coeficiente de transferencia de calor del fluido caliente. $\left(\frac{W}{m^2}\right)$

h_2 : Coeficiente de transferencia de calor del fluido frío. $\left(\frac{W}{m^2}\right)$

A_1 : Área de la superficie interior de la pared que separa los fluidos.

A_2 : Área de la superficie exterior de la pared que separa los fluidos.

k_1 : Conductividad térmica del material de la pared. $\left(\frac{W}{mK}\right)$

La razón de la transferencia de calor entre los dos fluidos se describe con la siguiente ecuación:

$$Q = U_1 A_1 \Delta T_{ml} = U_2 A_2 \Delta T_{ml} = U A \Delta T_{ml} \quad (10)$$

Donde:

A : Área de transferencia de calor.

U : Coeficiente global de transferencia de calor. $\left(\frac{W}{m^2}\right)$

ΔT_{ml} : Temperatura media logarítmica.

El coeficiente de transferencia de calor total U de un intercambiador de calor siempre se especifica según el área a la que se refiere (interna o externa), puede expresarse con la siguiente ecuación:

$$U = \frac{1}{A \cdot \sum R} \quad (11)$$

El cálculo de la tasa de transferencia de calor Q se basa en la diferencia de temperatura media logarítmica, ΔT_{ml} para flujo paralelo viene dada por la siguiente ecuación:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (12)$$

Donde:

ΔT_1 : Diferencia de temperatura a la entrada del intercambiador.

ΔT_2 : Diferencia de temperatura a la salida del intercambiador.

Software ANSYS Workbench

ANSYS es un software de simulación CAE que incluye módulos de preprocesamiento, de resolución y de posprocesamiento; todo en un entorno unificado de interfaz gráfica de usuario (GUI).

Generalidades

El software ofrece una amplia variedad de herramientas destinadas para el correcto análisis de problemas relacionados con física estructural, térmica, de fluidos, eléctrica,

magnética y electromagnética. En la Tabla 5 se muestran los tipos de análisis que el software puede realizar.

Tabla 5

Diferentes análisis tratables en Ansys

Análisis	Descripción
Estructural	<ul style="list-style-type: none"> • Incluye pandeo lineal y no lineal, fractura, fatiga, contacto con y sin fricción, juntas, uniones y puntos de soldadura. • Puede usar modelos de materiales lineales y no lineales que incluyen plasticidad, hiperelasticidad, viscoelasticidad y fluencia dependientes e independientes de la velocidad.
Térmico	<ul style="list-style-type: none"> • Incluye conducción, convección, radiación, cambio de fase o alguna combinación de los cuatro.
De fluidos	<ul style="list-style-type: none"> • Incluye flujo compresible e incompresible laminar y turbulento, flujo multifásico, superficies libres, medios porosos, ventiladores o bombas, paredes lisas o rugosas, cavitación, transporte de múltiples especies, rastreo de partículas y remolino. • Productos ANSYS CFD, como ANSYS CFD, ANSYS Fluent, ANSYS CFX, ANSYS CFD-Flot o ANSYS Polyflows.

Nota. Adaptada de (Thompson & Thompson, 2017)

Los módulos que presenta se pueden usar tanto para realizar un análisis de elementos finitos completo, como para llevar a cabo una etapa específica de dicho análisis, como puede ser el modelado de un sólido o el mallado del mismo.

Análisis térmico

Su objetivo es comprender la respuesta y el comportamiento de una estructura bajo diferentes condiciones de carga térmica; para esto, se llevan a cabo estudios de distribución de temperaturas y de flujos de calor.

Modelado de problemas térmicos. En el método de elementos finitos, la conducción se modela resolviendo las ecuaciones de balance de calor resultantes para las temperaturas nodales en condiciones de contorno específicas; la convección se modela como una carga superficial con un coeficiente de transferencia de calor especificado por el usuario y una temperatura general dada del fluido circundante; mientras que la radiación, normalmente se modela mediante el uso de elementos de enlace de radiación o elementos de efecto de superficie con la opción de radiación (Chen y Liu, 2015).

Las propiedades del material, como la densidad, la conductividad térmica y el calor específico, son necesarios como parámetros de entrada para el análisis térmico transitorio, mientras que el análisis térmico de estado estacionario solo necesita la conductividad térmica del material. Para el análisis de estrés térmico, los parámetros de entrada del material incluyen el módulo de Young, el coeficiente de Poisson y el coeficiente de expansión térmica (Chen y Liu, 2015).

Análisis de fluidos

Proporciona capacidades de modelado integrales para una amplia gama de problemas de flujo de fluidos incompresibles y compresibles, laminares y turbulentos. Se pueden realizar análisis de estado estacionario o transitorio; este combina una amplia gama de modelos matemáticos para fenómenos de transporte como transferencia de calor y reacciones químicas, teniendo la capacidad de modelar geometrías complejas.

Tiene la capacidad de resolver problemas que incluyen flujos laminares no newtonianos en equipos de proceso; transferencia de calor en turbomaquinaria, combustión en calderas, aerodinámica, flujos a través de compresores, bombas y ventiladores; y flujos multifásicos (ANSYS, 2011).

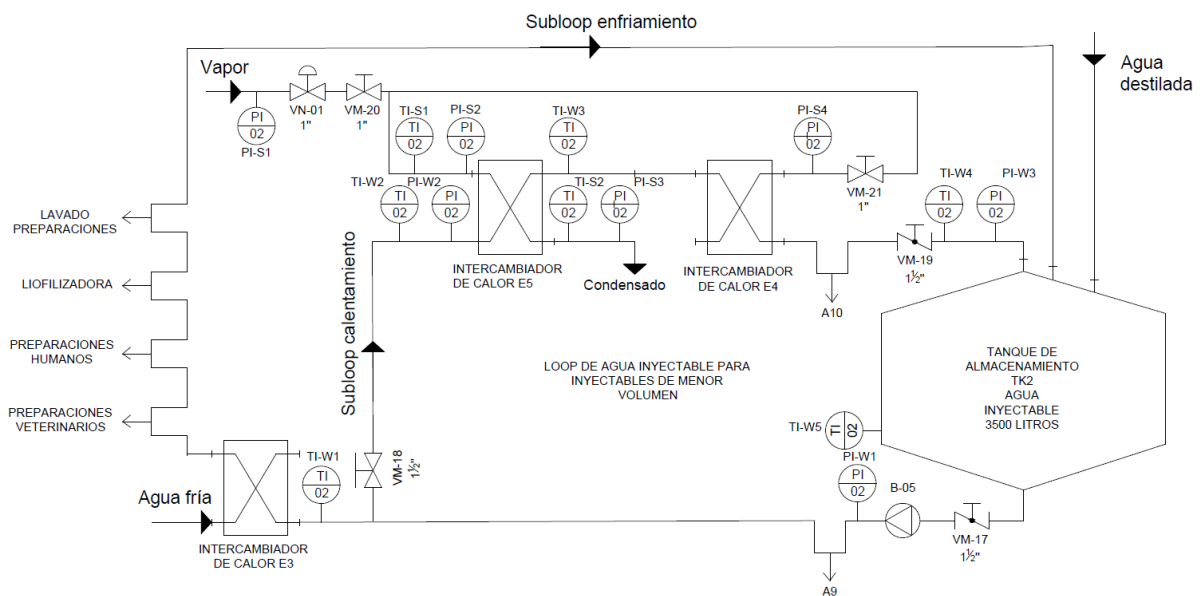
Capítulo III Descripción del LOOP de agua inyectable

Descripción general del diagrama P&ID

El plano P&ID mostrado en la Figura 13 representa el proceso de control del LOOP de agua inyectable de menor volumen WFI (*Water for injection*), el agua llega al tanque de almacenamiento TK2 desde el LOOP de agua inyectable de mayor volumen a una temperatura aproximada de 80°C, por motivos de seguridad, el personal de preparaciones requiere agua a menor temperatura que será manipulada directamente en el lavado de equipos e instrumentos, operación normal de equipos, etc.

Figura 13

Esquema P&ID LOOP de agua inyectable de menor volumen



Nota. Tomado de (Laboratorios LIFE, 2022).

Quando inicie la producción en el área de inyectables de menor volumen, el personal operativo activará un selector que envía una señal al PLC para que se accionen las bombas de recirculación de agua fría desde las torres de enfriamiento, el intercambio de calor con el agua inyectable a 80°C se produce en el intercambiador de calor de placas E3, y de esta manera se enfría el agua para el área en el SUBLOOP de la izquierda. Una vez que el personal operativo haya finalizado las actividades productivas, desactivarán el selector enviando una señal al PLC

para que apaguen las bombas de recirculación de agua fría, sin embargo, por requerimientos de aseguramiento de la calidad, el agua inyectable debe permanecer recirculando por el *LOOP* y su temperatura no deberá disminuir de 80°C por tiempos excesivos.

Cuando la temperatura del agua disminuye de 80°C, el sensor de temperatura TI-W5 ubicado en el fondo del tanque TK2 envía una señal al PLC para que se active la válvula neumática en el *SUBLOOP* de calentamiento (derecha) permitiendo el paso de vapor hacia los intercambiadores de calor de calentamiento E4 y E5, el sistema de control mantendrá activado el flujo de vapor industrial proveniente del sistema de calderos, la presión de circulación del *LOOP* de vapor industrial es aproximadamente de 80 psi, la válvula reguladora VM-20 se encarga de reducir la presión del vapor de 80 a 60 psi, valor recomendado por el fabricante del intercambiador de calor E4. Una vez que el agua haya superado la temperatura de 80°C, el PLC cierra la válvula neumática y suspende el paso de vapor, sin embargo el agua inyectable continuará recirculando.

Elementos principales

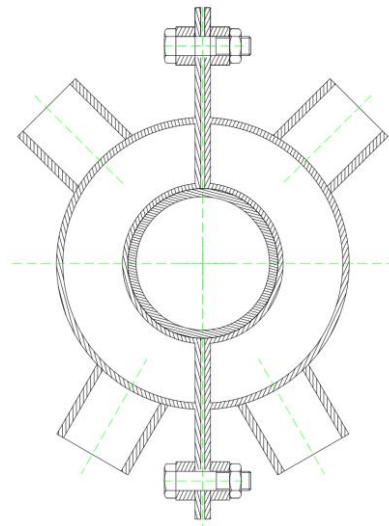
Intercambiador de calor de tubos concéntricos E5

Equipo principal del estudio, el diseño de este intercambiador fue planificado con el objetivo de evitar la contaminación cruzada que podrían generar los defectos en la soldadura en un intercambiador de calor de tubos concéntricos común, cualquier picadura o deterioro de material en las juntas puede ocasionar fugas de agua inyectable y en consecuencia, contaminación cruzada, cabe recalcar que el vapor utilizado como fluido caliente en el intercambiador no es vapor limpio sino vapor industrial.

En la Figura 14 se muestra la estructura del equipo, consiste en dos carcasas acopladas mediante pernos en sus extremos, además, se diseñaron con dos agujeros laterales superiores para la conexión de ingreso de vapor, dos agujeros laterales superiores para la conexión de salida de vapor y dos agujeros laterales inferiores para el desfogue de condensado.

Figura 14

Esquema 2D intercambiador de calor de tubos concéntricos E5

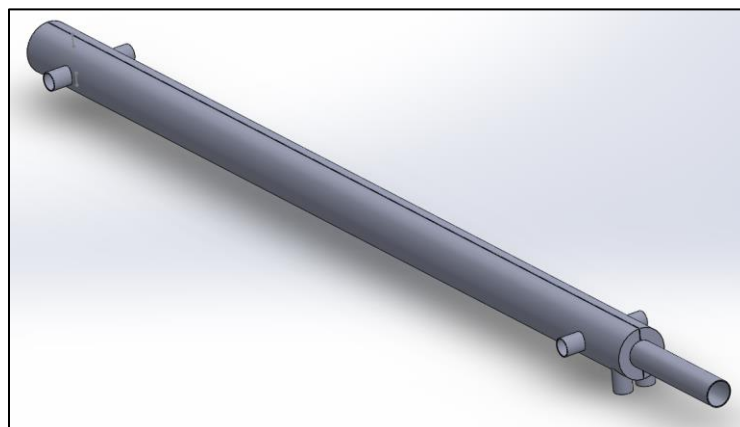


Nota. Tomado de (Laboratorios LIFE, 2022).

En total, se instalaron tres intercambiadores de 1.5 metros de longitud cada uno conectados en serie, el modelo isométrico de un solo intercambiador se muestra en la Figura 15, la conexión desde la línea de vapor llega desde una derivación de la línea principal hacia el primer intercambiador de calor pasando por una válvula reguladora de presión y desde la salida del primer intercambiador se conecta al segundo y tercero, las conexiones inferiores se acoplan de la misma forma hacia una línea de condensado que tiene instalada una trampa de vapor mecánica para impedir el paso de vapor.

Figura 15

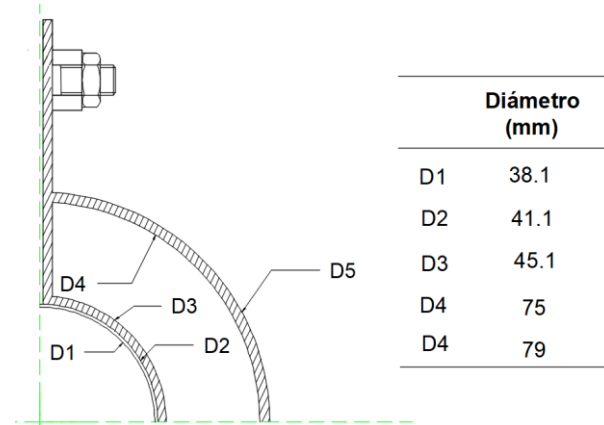
Esquema 3D intercambiador de calor de tubos concéntricos E5



Las medidas de interés del equipo se muestran en la Figura 16. Las tuberías sanitarias principales utilizadas en el *LOOP* son de ½ pulgada fabricadas en acero inoxidable 316L de 1.5 mm de espesor y 38.1 mm de diámetro interior.

Figura 16

Medidas de interés intercambiador de calor de tubos concéntricos E5



Nota. Tomado de (Laboratorios LIFE, 2022).

Intercambiador de calor de tubos concéntricos E4

Intercambiador de calor de tubos concéntricos convencional ubicado a continuación de los intercambiadores de calor E5 en la línea de agua inyectable, este intercambiador de calor tiene 3 horquillas en flujo contracorriente y consta de uniones soldadas convencionales. La conexión desde la línea de vapor tiene una válvula de paso para realizar cualquier intervención o mantenimiento, cabe recalcar que el estudio se realizó con la válvula de paso totalmente cerrada, de modo que el intercambiador E4 no influya en el desempeño de los intercambiadores de calor E5. En funcionamiento normal, ambos intercambiadores E4 y E5 trabajan con sus respectivas válvulas de paso totalmente abiertas, favoreciendo el tiempo de calentamiento del agua inyectable.

Intercambiador de calor de placas E3

Intercambiador de calor de placas apropiado para aplicaciones sanitarias marca ALFA LAVAL, este equipo está conectado al *SUBLOOP* de enfriamiento y realiza el intercambio de

calor con agua a bajas temperaturas que llega impulsada por las bombas P13 y P14 desde las torres de enfriamiento.

Bomba principal de recirculación B-05

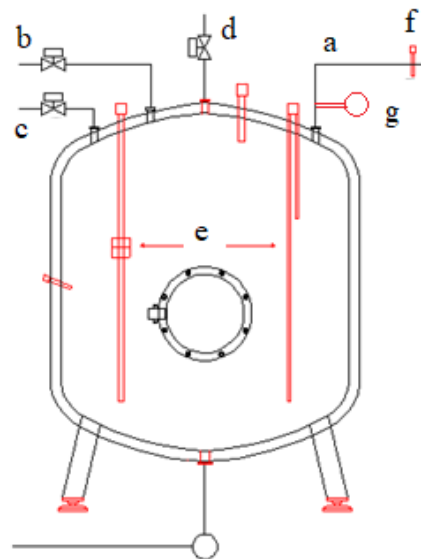
Bomba centrífuga trifásica con un motor de 10 HP que recircula el agua inyectable por el circuito cerrado controlada por el sistema PLC-HMI.

Tanque de almacenamiento de agua inyectable TK2

Recipiente a presión de 3500 litros de capacidad fabricado en acero inoxidable, el tanque tiene dos sensores de nivel, si se detecta nivel bajo de agua, se activa la válvula de ingreso desde el *LOOP* de agua inyectable de mayor volumen (agua destilada), la temperatura del agua de ingreso es aproximadamente 80°C. Además el recipiente tiene otra conexión de ingreso para el *LOOP* de agua inyectable de menor volumen que se mantiene en recirculación.

Figura 17

Conexiones y sensores principales tanque de almacenamiento TK2



Nota. Tomado de (Laboratorios LIFE, 2022).

En la Figura 17, se indican las conexiones y sensores principales de ingreso al tanque; (a) línea de calentamiento de agua inyectable; (b) línea de enfriamiento de agua inyectable; (c) línea de ingreso de agua destilada; (d) línea de ingreso de vapor limpio; (e) sensores de nivel

tipo varilla ubicados en el tanque; (f) sensor de temperatura de agua de recirculación de ingreso al tanque y (g) sensor de presión de agua de recirculación de ingreso al tanque.

PLC-HMI

El controlador lógico SIMATIC S7-1200 1214C y el HMI KTP600 Basic Mono PN, manejan el control del sistema conjuntamente, entre las operaciones de interés para el control del intercambiador de calor se tienen; (a) apertura y cierre de válvula neumática de paso de vapor hacia el intercambiador de calor según la temperatura del agua; (b) encendido de las bombas de recirculación de agua fría hacia el *LOOP* y (c) registro de temperatura de ingreso del agua de recirculación al tanque.

Válvulas principales

Las válvulas neumáticas y manuales del sistema se muestran en la Tabla 6.

Tabla 6

Válvulas principales del sistema

Código	Descripción
VM-17	<ul style="list-style-type: none"> Válvula de mariposa manual ubicada a la salida en la parte inferior del tanque TK2, en la línea de recirculación de agua inyectable.
VM-18	<ul style="list-style-type: none"> Válvula de globo manual ubicada al inicio del <i>SUBLOOP</i> de calentamiento de agua inyectable, se utilizó para regular el caudal de ingreso a los intercambiadores de calor E5.
VM-19	<ul style="list-style-type: none"> Válvula de mariposa manual ubicada a la entrada en la parte superior del tanque TK2 desde la línea de calentamiento de agua inyectable.
VM-20	<ul style="list-style-type: none"> Válvula reguladora y reductora de presión de diafragma ubicada en la línea de vapor, se utilizó para regular el caudal de ingreso de vapor a los intercambiadores de calor E5.

Código	Descripción
VM-21	<ul style="list-style-type: none"> • Válvula de globo manual ubicada en la línea de vapor antes del intercambiador de calor E4, para el estudio experimental, esta válvula permaneció totalmente cerrada.
VN-01	<ul style="list-style-type: none"> • Válvula neumática de asiento inclinado, conectada a la línea de vapor, esta válvula recibe la señal del PLC, y habilita el paso de vapor hacia los intercambiadores E4 y E5 cuando la temperatura en el tanque es menor a 80°C.

Puntos de uso

Los puntos de uso se distribuyen de acuerdo a las subáreas principales; (a) lavado preparaciones; (b) liofilizadora; (c) preparaciones humanos y (d) preparaciones veterinarios, cada subárea contiene distintas líneas de producción con sus respectivos equipos. Según la planificación de la producción, los operadores activarán el selector para el enfriamiento del agua inyectable, considerando que en algunos casos estarán en contacto directo con el fluido, una vez que la producción finalice, el operador encargado desactivará el selector de enfriamiento para que el agua inyectable recupere rápidamente su temperatura normal de recirculación en el *LOOP*.

Sensores de presión

En la Tabla 7 se muestran los sensores de presión de interés para el estudio, en la Figura 13, en la codificación de los indicadores de presión y temperatura, la letra “W” hace referencia a la línea de agua inyectable y la letra “S” hace referencia a la línea de vapor industrial.

Tabla 7


Sensores de presión del LOOP de agua inyectable de menor volumen




Código	Descripción
PI-W1	<ul style="list-style-type: none"> Manómetro de presión analógico colocado a la salida de la bomba centrífuga principal para monitorear el correcto funcionamiento del equipo de bombeo.
PI-W3	<ul style="list-style-type: none"> Manómetro de presión analógico colocado a la entrada del tanque de almacenamiento TK2 en la línea de agua de calentamiento, se utilizó para medir la caída de presión después de los intercambiadores de calor E5.
PI-S1	<ul style="list-style-type: none"> Manómetro de presión analógico utilizado para monitorear la presión de entrada del vapor a la válvula reductora de presión VM-20, la presión normal de la línea es 80 psi.

En la Tabla 8 se muestran los sensores de presión utilizados para la toma de datos en el estudio de los intercambiadores de calor E5.

Tabla 8

Sensores de presión utilizados para la toma de datos

Código	Figura	Descripción
PI-S2		<ul style="list-style-type: none"> Manómetro de presión analógico PFQSERIES 0-160 psi, colocado en la línea de vapor antes de los intercambiadores de calor E5, a la salida de la válvula reguladora de presión.

Código	Figura	Descripción
PI-S3		<ul style="list-style-type: none"> Manómetro de presión analógico GAUGE 0-150 psi, colocado en la línea de vapor después de los intercambiadores de calor E5.
PI-W2		<ul style="list-style-type: none"> Manómetro de presión analógico PFQSERIES 0-60 psi, colocado en la línea de agua inyectable antes de los intercambiadores de calor E5.
PI-W3		<ul style="list-style-type: none"> Manómetro de presión analógico RITHERM 0-100 psi, ubicado en la línea de agua inyectable de calentamiento antes de la entrada al tanque de almacenamiento TK2.

Sensores de temperatura

En la Tabla 9 se muestran los sensores de temperatura de interés para el estudio.

Tabla 9

Sensores de temperatura del LOOP de agua inyectable de menor volumen



Código	Descripción
TI-W1	<ul style="list-style-type: none"> Indicador analógico de temperatura, muestra la temperatura del agua antes de entrar al intercambiador de calor de placas E3 en el <i>SUBLOOP</i> de enfriamiento



Código	Descripción
TT-W4	<ul style="list-style-type: none"> Transmisor de temperatura tipo termocupla, envía la señal al PLC de la temperatura del agua de calentamiento en recirculación en la entrada al tanque.
TT-W5	<ul style="list-style-type: none"> Transmisor de temperatura tipo termocupla ubicado en el fondo del tanque, envía la señal al PLC de la temperatura de la mezcla de agua de enfriamiento y calentamiento, si esta temperatura es menor a 80°C, se activará el ciclo de calentamiento.

En la Tabla 10 se muestran los sensores de temperatura utilizados para la toma de datos en el estudio de los intercambiadores de calor E5.

Tabla 10

Sensores de temperatura utilizados para la toma de datos

Código	Figura	Descripción
TI-W2		<ul style="list-style-type: none"> Indicador analógico de temperatura ALFA LAVAL 0-120 °C, muestra la temperatura del agua inyectable antes de entrar a los intercambiadores de calor de E5.
TI-W3		<ul style="list-style-type: none"> Indicador analógico de temperatura OLSA 0-150 °C, muestra la temperatura del agua inyectable a la salida de los intercambiadores de calor de E5.

Código	Figura	Descripción
TT-S1		<ul style="list-style-type: none"> • Transmisor de temperatura tipo RTD PT100 0-200°C, ubicado a la entrada de los intercambiadores de calor E5 en la línea de vapor.
TT-S2		<ul style="list-style-type: none"> • Transmisor de temperatura tipo RTD PT100 0-200°C, ubicado a la salida de los intercambiadores de calor E5 en la línea de vapor.
TI-SN		<ul style="list-style-type: none"> • Registrador de temperatura OMRON, muestra la temperatura del transmisor TT-S1.
TI-SN		<ul style="list-style-type: none"> • Registrador de temperatura BTC9300, muestra la temperatura del transmisor TT-S2..

Capítulo IV Caracterización del equipo

Diseño de experimentos

El análisis se realizará en base al diseño de experimentos según la metodología de superficie de respuesta (MSR), según Fernández (2020), como primer paso, se seleccionan los factores o variables independientes, dichos factores deben ser controlables e influyentes directamente en el desempeño del proceso (Fernández, 2020).

Se seleccionaron los flujos máxicos de agua inyectable y vapor industrial como factores o variables independientes involucradas en el rendimiento de los intercambiadores de calor E5. Es posible controlar dichos factores con la ayuda de las válvulas VM-18 y VM-20 respectivamente, además, para la selección de los niveles de las variables independientes, se utilizaron tres niveles de flujo máxico, acorde a las carreras de cada válvula, en el caso de la válvula VM-18 se tiene una carrera conmutada total de 10 vueltas, partiendo de este dato, se medirán los 3 niveles de flujo máxico a 9, 6 y 3 vueltas de abertura de la válvula respectivamente.

Para el caso del vapor industrial, la válvula VM-20 es una válvula reguladora y reductora de presión de diafragma, en condiciones normales de operación, la válvula reduce la presión de entrada de 80 a 60 psi, valor máximo recomendado por los fabricantes del intercambiador de calor E4. Tomando 60 psi como el nivel máximo, se medirán los 3 niveles de flujo máxico a una presión de salida de la válvula de 60, 40 y 20 psi respectivamente, la Tabla 11, muestra los factores y niveles seleccionados, cabe mencionar que los flujos máxicos se representarán indirectamente con el porcentaje de abertura de la válvula VM-18 para el agua y la presión de salida de la válvula VM-20 para el vapor.

Tabla 11*Factores y niveles del diseño de experimentos tipo factorial*

Factor	Nivel	Valor referencial
Flujo másico de agua inyectable (% abertura válvula VM-18)	Nivel 1	90 % abertura válvula VM-18
	Nivel 2	60 % abertura válvula VM-18
	Nivel 3	30 % abertura válvula VM-18
Flujo másico de vapor industrial (Presión de salida válvula reductora VM-20)	Nivel 1	Reducción de 80 a 60 psi válvula VM-20
	Nivel 2	Reducción de 80 a 40 psi válvula VM-20
	Nivel 3	Reducción de 80 a 20 psi válvula VM-20

Según Pulido et al. (2012), la metodología de superficie de respuesta tiene como objetivo encontrar el punto óptimo en la región de operabilidad delimitada por el intervalo de valores de operación del proceso, encontrar el punto óptimo, implica hallar la mejor combinación posible en toda la región de operabilidad (Pulido et al, 2012).

Para obtener una caracterización acertada de la superficie con un buen modelamiento, se seleccionó un diseño de segundo orden para todas las variables de respuesta; (a) potencia térmica transferida; (b) coeficiente global de transferencia de calor; (c) diferencia de temperatura en el agua y vapor y (d) caída de presión en las líneas de agua y vapor.

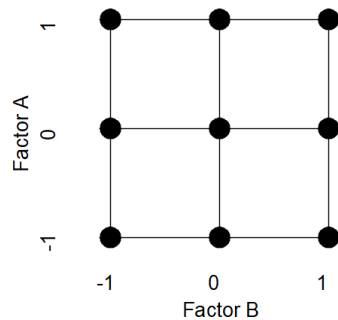
Según las condiciones del proceso, se trabajará con el modelo de diseño factorial completo 3^k , siendo k el número de factores con 3 niveles, el total de observaciones se determina por la siguiente ecuación:

$$N = 3^k \quad (13)$$

Reemplazando el valor de $k = 2$, en la ecuación 13, obtenemos un total de 9 observaciones, considerando los factores y niveles para el estudio, la Figura 18 muestra una representación gráfica de la combinación de las observaciones con una codificación de 1, 0 y -1 para los niveles alto, medio y bajo respectivamente.

Figura 18

Representación de un diseño factorial completo 3² en unidades codificadas



Para minimizar el error en la toma de datos, se repitió un total de 3 veces cada experimento, generando un promedio para cada observación. La toma de datos se realizó primero activando el selector de enfriamiento en el área hasta que el agua se enfríe a una temperatura aproximada de 60°C, posteriormente se desactiva el selector para que el intercambiador E5 caliente el agua hasta una temperatura aproximada de 75°C leída en el indicador de temperatura TI-W4, este procedimiento se repitió para las 9 observaciones.

Tabla 12

Toma de datos experimentales

Unidades Codificadas		Unidades Originales		AGUA INYECTABLE				VAPOR INDUSTRIAL			
Factor A: x ₁	Factor B: x ₂	Porcentaje Abertura VM-18 (%)	Presión de salida VM-20 (psi)	Ti (°C)	To (°C)	Pi (psi)	Po (psi)	Ti (°C)	To (°C)	Pi (psi)	Po (psi)
1	1	90	60	71,00	75,43	43,33	40,33	137,54	91,34	60,00	52,00
1	0	90	40	71,33	75,07	43,07	40,00	126,21	90,64	40,00	31,33
1	-1	90	20	71,33	74,11	43,47	42,00	105,26	86,34	20,00	14,67
0	1	60	60	69,33	75,77	41,73	38,00	142,87	91,78	60,00	52,00
0	0	60	40	68,67	74,85	41,47	38,00	128,40	91,11	40,00	32,00
0	-1	60	20	70,67	75,10	41,33	40,00	111,17	86,34	20,00	11,33
-1	1	30	60	65,33	75,90	39,87	36,33	145,15	92,04	60,00	51,33
-1	0	30	40	66,67	74,92	40,67	36,67	135,89	90,17	40,00	28,67
-1	-1	30	20	68,67	75,03	40,27	38,00	113,21	88,17	20,00	10,67

Consideraciones para el estudio

Entre las consideraciones relevantes para el estudio analítico de los intercambiadores de calor:

- La transferencia de calor desde el medio exterior hacia las paredes externas del equipo es despreciable.
- Las propiedades termofísicas de ambos fluidos se evaluarán a la temperatura y presión promedio de entrada y salida, utilizando el software *SteamCalculator*, que facilita la opción de ingresar datos de presión y temperatura para tener una mejor aproximación en los resultados.
- Se desprecia el efecto de la fricción en las paredes internas del intercambiador de calor.

Memoria de cálculo

El objetivo de la metodología analítica es hallar la potencia térmica transferida y el coeficiente global de transferencia de calor para las diferentes configuraciones planteadas, esto incluye el cálculo de las propiedades termofísicas y números adimensionales relevantes según las correlaciones apropiadas.

Propiedades termofísicas

A partir de la Tabla 12, como primer paso se obtiene el promedio entre las temperaturas y presiones de entrada y salida para el agua y el vapor mostradas en la Tabla 13.

De acuerdo a las condiciones de temperatura y presión, es interesante notar que para cada una de las observaciones, ambos fluidos se encuentran en condición de líquido comprimido, *SteamCalculator* tiene la posibilidad de mostrar las propiedades termofísicas considerando no solo la temperatura sino también la presión del fluido, en el caso del agua, si bien la variación de las propiedades termofísicas reales en comparación con las propiedades en condiciones de saturación es mínima, el software muestra los datos exactos para el estado

real del fluido. Para el caso del vapor industrial se tomaron las propiedades en condición de saturación a la presión media.

Tabla 13

Temperaturas y presiones medias

Unidades Codificadas		AGUA INYECTABLE		VAPOR INDUSTRIAL	
Factor A: x_1	Factor B: x_2	\bar{T}_w (°C)	\bar{P}_w (kPa)	\bar{T}_s (°C)	\bar{P}_s (kPa)
1	1	73.22	288.43	144.44	386.11
1	0	73,20	286,36	108,43	245,91
1	-1	72,72	294,64	95,80	119,51
0	1	72,55	274,87	117,33	386,11
0	0	71,76	273,95	109,76	248,21
0	-1	72,88	280,39	98,76	108,02
-1	1	70,62	262,69	118,6	383,81
-1	0	70,79	266,61	113,03	236,72
-1	-1	71,85	269,81	100,69	105,72

Flujos volumétricos

Debido a que no se tienen sensores de flujo en el LOOP, los cálculos de ambos flujos volumétricos se realizaron analíticamente. Para el caso del agua inyectable, con la bomba principal de recirculación B-05 apagada, se desacopló una unión tipo clamp, colocando un recipiente de 25 litros de capacidad a la salida, posteriormente, se activó el selector de encendido de la bomba en el tablero principal, registrando el tiempo de llenado del recipiente para cada configuración seleccionada de la válvula manual VM-18 (3, 6 y 9 vueltas), como se muestra en la Tabla 14.

Tabla 14*Flujos volumétricos de agua inyectable*

Porcentaje de abertura Válvula VM-18 (%)	Tiempo (s)	Flujo volumétrico (L/s)
90	7.78	3.213
60	8.91	2.806
30	10.36	2.413

Cabe recalcar que los valores de flujo volumétrico mostrados en la Tabla 14 corresponden a los flujos volumétricos de entrada, sin embargo, para los cálculos de los números adimensionales se utilizó un flujo másico específico para cada observación obtenido con la densidad media de la observación respectiva como se muestra en la ecuación 14.

$$\dot{m}_i = Q_w * \rho_i \quad i = 1, 2, \dots, 9 \quad (14)$$

Donde:

\dot{m}_i : Flujo másico del agua según la i-ésima observación.

Q_w : Caudal volumétrico de entrada de agua.

ρ_i : Densidad del agua según la i-ésima observación.

Para el caso del vapor industrial, se tomó como referencia el manual del fabricante de la válvula reguladora de presión VM-20, donde se indica una tabla de capacidades de flujo másico para vapor según la caída de presión en la válvula.

Tabla 15*Tabla de capacidades válvula reguladora de presión VM-20*

Presión (kPa)		Flujo másico \dot{m}_s (kg/h)
ENT.	SAL.	
5,30	1,00	100,00
7,00		127,00
5,30	2,10	120,00
7,00		152,00

Presión (kPa)		Flujo másico \dot{m}_s (kg/h)
ENT.	SAL.	
5,30		129,00
7,00	3,50	183,00

Nota. Adaptado de (Varymex, s.f.).

Tomando como referencia la Tabla 15, interpolamos los valores de flujo másico de entrada, y de acuerdo a la densidad entrada del vapor en cada observación, obtenemos el flujo volumétrico de entrada según la ecuación 15.

$$Q_s = \frac{\dot{m}_i}{\rho_i} \quad i = 1, 2, \dots, 9 \quad (15)$$

Donde:

Q_s : Caudal volumétrico de entrada de agua.

\dot{m}_i : Flujo másico del vapor de entrada según la i-ésima observación.

ρ_i : Densidad del vapor de entrada según la i-ésima observación.

Los valores de flujo másico promedio de vapor se obtienen utilizando las densidades promedio de entrada y salida y el caudal volumétrico de entrada. En la Tabla 16, se muestran los valores de flujo másico promedio para el agua inyectable y el vapor industrial.

Tabla 16

Flujos másicos promedio de agua inyectable y vapor industrial datos experimentales

Unidades Codificadas		Unidades Originales	
Factor A:	Factor B:	\dot{m}_w	\dot{m}_s
x_1	x_2	(kg/h)	(kg/h)
1	1	11290,45	135,83
1	0	11290,56	115,48
1	-1	11293,84	94,99
0	1	9862,43	135,83
0	0	9867,08	116,50

Unidades Codificadas		Unidades Originales	
Factor A:	Factor B:	\dot{m}_w	\dot{m}_s
x_1	x_2	(kg/h)	(kg/h)
0	-1	9860,50	86,42
-1	1	8491,76	135,07
-1	0	8490,91	111,44
-1	-1	8485,61	84,70

Número de Reynolds

Los resultados se muestran en la Tabla 17, cabe mencionar que tanto para el agua como para el vapor se obtienen flujos en régimen turbulento.

Tabla 17

Números de Reynolds agua inyectable y vapor industrial datos experimentales

Unidades Codificadas		Re_w	Re_s
Factor A: x_1	Factor B: x_2		
1	1	270973,55	117037,08
1	0	270915,64	103540,39
1	-1	269271,81	90405,42
0	1	234613,36	117037,08
0	0	232234,44	104363,91
0	-1	235605,85	82908,82
-1	1	196799,83	116444,81
-1	0	197251,29	100237,02
-1	-1	199968,19	81394,84

El número de Reynolds se calculó en base a los flujos volumétricos promedio. Para el caso del agua inyectable tomando en cuenta el diámetro interior de la tubería sanitaria:

$$Re_w = \frac{4 \cdot \dot{m}_w}{\pi \cdot D_i \cdot \mu_w} \quad (16)$$

Para el caso del vapor industrial, se requiere el cálculo del diámetro hidráulico para una sección no circular según la ecuación 17.

$$D_h = D_3 - D_2 \quad (17)$$

Finalmente, se calcula el número de Reynolds:

$$Re_s = \frac{4 \cdot \dot{m}_s}{\pi \cdot D_h \cdot \mu_s} \quad (18)$$

Número de Prandtl

Para el cálculo del número de Prandtl, en ambos fluidos se utiliza la siguiente ecuación:

$$Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{k} \quad (19)$$

Donde:

- μ : Viscosidad dinámica en (Pa·s).
- c_p : Calor específico a presión constante (J/kg·K).
- k : Conductividad térmica (W/m·K).

En la Tabla 18 se muestran los resultados:

Tabla 18

Números de Prandtl agua inyectable y vapor industrial datos experimentales

Unidades Codificadas		Pr_w	Pr_s
Factor A: x_1	Factor B: x_2		
1	1	2,48	1,02
1	0	2,52	1,03
1	-1	2,53	1,05
0	1	2,45	1,02
0	0	2,49	1,03
0	-1	2,46	1,05
-1	1	2,45	1,02
-1	0	2,44	1,03
-1	-1	2,43	1,05

Número de Nusselt

Según Incropera (1999), tomando en cuenta los números adimensionales de Prandtl, Nusselt y el régimen de flujo turbulento para ambos fluidos, la correlación de Gnielinski es la más adecuada con una alta aproximación (Incropera, 1999).

$$Nu_D = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12,7\left(\frac{f}{8}\right)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (20)$$

Tabla 19

Condiciones correlación Gnielinski

Condiciones requeridas		Condiciones actuales			
Intervalo Prandtl	Intervalo Reynolds	Intervalo Prandtl		Intervalo Reynolds	
		Agua	Vapor	Agua	Vapor
$0.5 < Pr < 2000$	$3000 < Re < 5 \times 10^6$	$2.4 < Pr_w < 2.5$	$1.01 < Pr_s < 1.05$	$19800 < Re_w < 28000$	$8 \times 10^4 < Re_w < 2.8 \times 10^4$

La ecuación 20, requiere que se cumplan las condiciones mostradas en la Tabla 19, donde además se indican los intervalos de las variables de interés en el análisis, observando que se cumplen las condiciones de la correlación.

Además de las condiciones mostradas anteriormente, Incropera (1999), indica que el cociente entre la longitud y el diámetro interno del intercambiador de calor debe ser mayor a 10, tal como se muestra en la ecuación 21 (Incropera, 1999).

$$\frac{L}{D_1} \geq 10 \quad (21)$$

En el presente análisis se tomará la longitud total de los 3 intercambiadores de calor en serie de 4.5 metros cumpliendo la condición para un diámetro interno de ½ pulgadas.

En el caso del factor de fricción (f) de la ecuación 22, Incropera (1999), sugiere el uso de la correlación de Pethukov para superficies lisas con flujo en régimen turbulento, cabe mencionar que por el tipo de aplicación de las tuberías sanitarias, es mandatorio que las

superficies internas estén totalmente libres de impurezas, esto se controla con sanitizaciones térmicas periódicas en el LOOP (Incropera, 1999).

$$f = (0.790 \cdot \ln(Re_D) - 1.64)^{-2} \quad 3000 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6 \quad (22)$$

Los resultados se muestran en la Tabla 20:

Tabla 20

Números de Nusselt y factor de fricción agua inyectable y vapor industrial datos experimentales

Unidades Codificadas		Nu_w	Nu_s	f_w	f_s
Factor A:	Factor B:				
x_1	x_2				
1	1	839,11	259,94	0,01472	0,01741
1	0	839,07	233,19	0,01472	0,01786
1	-1	837,88	207,52	0,01474	0,01838
0	1	747,20	259,94	0,01513	0,01741
0	0	745,40	234,71	0,01516	0,01783
0	-1	747,95	193,57	0,01512	0,01873
-1	1	654,41	258,84	0,01566	0,01743
-1	0	654,76	227,07	0,01566	0,01798
-1	-1	656,94	190,73	0,01561	0,01880

Coefficiente de convección

Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección para ambos fluidos, se utiliza la ecuación 23 (Çengel y Ghajar, 2011).

$$h = \frac{k \cdot Nu_D}{D} \quad (23)$$

Donde:

k : Conductividad térmica del agua/vapor (W/m·K).

Nu_D : Número de Nusselt del agua/vapor.

D : Diámetro; (a) interno para el agua y (b) hidráulico para el vapor (m).

Los resultados se muestran en la Tabla 21:

Tabla 21

Coefficiente de transferencia de calor por convección agua inyectable y vapor industrial datos experimentales

Unidades Codificadas		h_w (W/m ² K)	h_s (W/m ² K)
Factor A: x_1	Factor B: x_2		
1	1	14660,11	264,93
1	0	14659,1	221,1
1	-1	14630,76	177,83
0	1	13044,77	264,93
0	0	13001,72	222,86
0	-1	13062,56	163,76
-1	1	11399,81	263,54
-1	0	11408,14	214,06
-1	-1	11459,88	160,92

Temperatura media logarítmica

Los resultados obtenidos se muestran en la Tabla 22:

Tabla 22

Diferencia de temperatura media logarítmica datos experimentales

Unidades Codificadas		ΔT_{ml} (°C)
Factor A: x_1	Factor B: x_2	
1	1	35,38
1	0	31,20
1	-1	21,26
0	1	37,73
0	0	33,41
0	-1	22,83
-1	1	39,84
-1	0	35,68
-1	-1	25,72

Los intercambiadores de calor E5, están ubicados en configuración de flujo paralelo con la tubería sanitaria de agua inyectable, además, el fluido frío (agua inyectable) atraviesa la región central y el fluido caliente (vapor industrial) la región anular, la temperatura media logarítmica se calcula utilizando la ecuación 12 (Çengel y Ghajar, 2011).

Coefficiente global de transferencia de calor

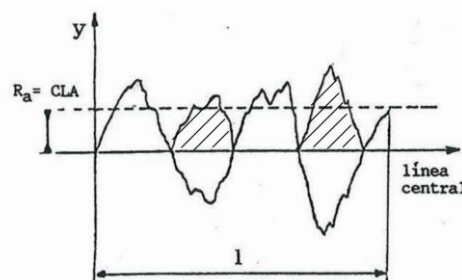
Para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor es necesario mencionar varias consideraciones por el tipo de estructura de los intercambiadores E5.

Las tuberías sanitarias se fabrican en acero inoxidable 316L bajo la norma ASTM A270, específico para aplicaciones alimentarias y farmacéuticas, el acabado superficial es de tipo pulido y pasivado químicamente, según Ferrituvalco (s.f.), proveedor de las tuberías, la rugosidad superficial media R_a no supera los $0.25 \mu m$, este valor representa la media aritmética de los valores absolutos de las desviaciones desde la línea central hasta el perfil de rugosidad, como se muestra en la Figura 19 (Ferrituvalco, s.f.).

En el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor se considera una resistencia por acabado superficial R_{as} que toma en cuenta el valor de la rugosidad de la superficie exterior de la tubería sanitaria y de las superficies interiores de ambas carcasas de los intercambiadores de calor, considerando que las carcasas están acopladas a la tubería por uniones empernadas en su perímetro, la transferencia de calor entre las superficies metálicas se hace por contacto directo entre ambas.

Figura 19

Rugosidad aritmética superficial



Nota. Tomado de (Baró, 2012).

La rugosidad superficial Ra de $0.25 \mu m$ se considerará para ambas superficies, y según la Figura 19, se tomará el valor máximo de rugosidad duplicando el valor de Ra para una sola superficie, y recalculando para el diámetro de ambas superficies, se tiene 8 rugosidades medias en total.

$$R_{at} = 8 \cdot R_a \quad (24)$$

Donde:

R_{at} : Rugosidad aritmética media total

R_a : Rugosidad aritmética media de $0.25 \mu m$

La resistencia por acabado superficial R_{as} se calcula como una resistencia de pared, con un diámetro adicional D_t que incluye la distancia de la rugosidad máxima en ambas superficies cilíndricas, además, para esta distancia $D_t - D_3$ se estima al aire como fluido de trabajo considerando los casos de pequeñas superficies que no hagan contacto.

$$R_{as} = \frac{\ln\left(\frac{D_t}{D_3}\right)}{2\pi L k_{aire}} \quad (25)$$

Donde:

D_t : Diámetro 2 sumado la tolerancia por rugosidad (m).

D_3 : Diámetro exterior de la tubería sanitaria (m).

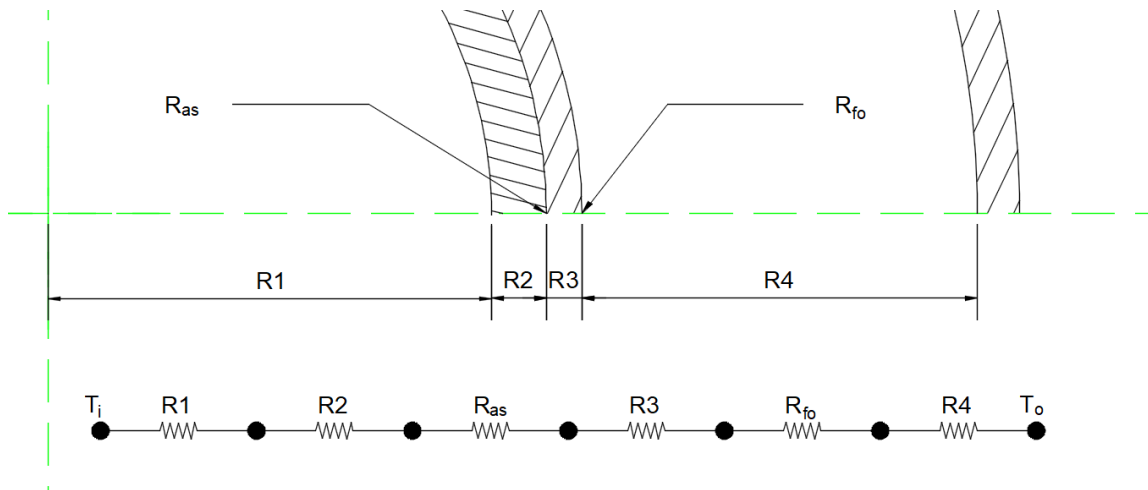
L : Longitud de los intercambiadores de calor E5 (m).

k_{aire} Conductividad térmica del aire (W/m·K).

En la región anular de los intercambiadores de calor E5, fluye vapor industrial generado por los calderos de la planta, según Çengel y Ghajar (2011), se debe considerar una resistencia por incrustación R_{fo} para vapor de agua libre de aceite de $0.0001 \text{ m}^2\text{C/W}$, en la Figura 20 se muestra el esquema de resistencias general (Çengel y Ghajar, 2011).

Figura 20

Esquema de resistencias térmicas intercambiadores de calor E5

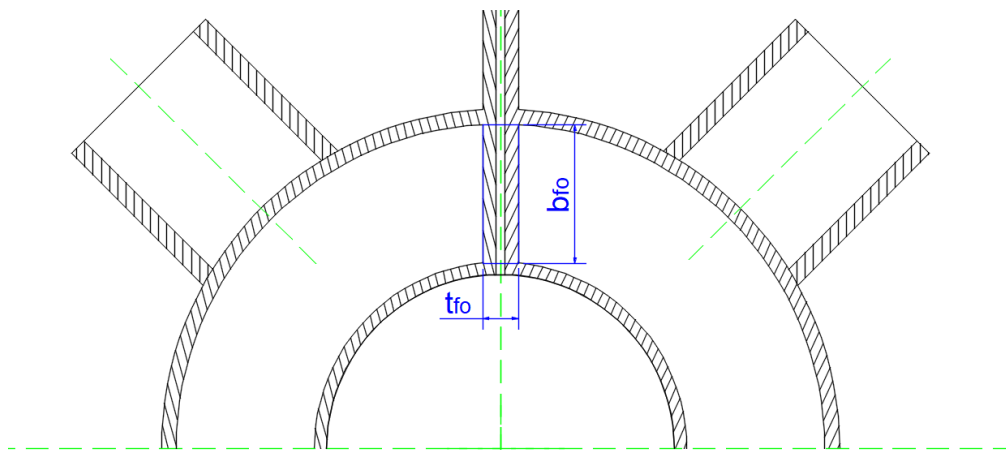


Nota. Tomado de (Laboratorios LIFE, 2022).

Para el cálculo del área exterior, se considera el área lateral interior de ambas carcasas como una sola aleta superior e inferior, como se muestra en la Figura 21.

Figura 21

Aletas, región anular



Nota. Tomado de (Laboratorios LIFE, 2022).

Donde t_{fo} representa el ancho de la aleta y b_{fo} la altura de la aleta, estas dimensiones influyen directamente en el valor del área de la región anular A_o , según Jaramillo (2007), las áreas superficiales de las aletas se muestran en la ecuación 26 (Jaramillo, 2007).

$$A_{fo} = 2 \cdot n \cdot b_{fo} \cdot L \quad (26)$$

Donde:

n : Número de aletas dentro de la región anular.

El área de superficie exterior considerando ambas aletas se calcula mediante la ecuación 27.

$$A_o = [\pi \cdot D_3 + n(2b_{fo} - t_{fo})]L \quad (27)$$

El área de superficie interior es entonces:

$$A_i = \pi \cdot D_1 \cdot L \quad (28)$$

Finalmente el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor considerando las áreas; (27) exterior e (28) interior, se muestran a continuación:

$$U_o = \frac{1}{A_o \left\{ \frac{1}{h_w A_i} + \frac{1}{2\pi L k_{acero}} \left[\ln \left(\frac{D_3}{D_1} \right) \right] + \frac{R_{fo}}{A_o} + \frac{1}{h_s A_o} + \frac{1}{2\pi L k_{aire}} \left[\ln \left(\frac{D_t}{D_2} \right) \right] \right\}} \quad (29)$$

$$U_i = \frac{1}{A_i \left\{ \frac{1}{h_w A_i} + \frac{1}{2\pi L k_{acero}} \left[\ln \left(\frac{D_3}{D_1} \right) \right] + \frac{R_{fo}}{A_o} + \frac{1}{h_s A_o} + \frac{1}{2\pi L k_{aire}} \left[\ln \left(\frac{D_t}{D_2} \right) \right] \right\}} \quad (30)$$

Donde:

A_o : Área de superficie exterior (0.87096 m²).

A_i : Área de superficie interior (0.53863 m²).

h_w : Coeficiente de transferencia de calor por convección de agua (W/m²K).

h_s : Coeficiente de transferencia de calor por convección de vapor (W/m²K).

L : Longitud total de los intercambiadores de calor E5 (4.5 m).

R_{fo} : Resistencia por incrustación en la región anular (0.0001 m²C/W).

k_{acero} Conductividad térmica del acero inoxidable (16.3 W/mK)

k_{aire} Conductividad térmica del aire (0.024 W/mK).

En la Tabla 23 se muestra el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor exterior e interior.

Tabla 23

Coefficiente global de transferencia de calor datos experimentales

Unidades Codificadas		U_o (W/m ² K)	U_i (W/m ² K)
Factor A: x_1	Factor B: x_2		
-1	-1	229,04	370,25
0	-1	195,53	316,08
1	-1	160,91	260,10
-1	0	228,33	369,10
0	0	196,36	317,42
1	0	149,00	240,86
-1	1	226,38	365,94
0	1	188,88	305,32
1	1	146,28	236,46

Cabe mencionar que se cumple la relación $U_i A_i = U_o A_o$, y tomando como referencia la Tabla 23, se observa que el coeficiente interior es mayor que el exterior, sin embargo, el área exterior considera el área de las aletas, siendo mucho mayor que el área interior.

Potencia térmica transferida

Para el cálculo de la potencia térmica transferida desde el vapor hacia el agua inyectable se utiliza la ecuación 31 (Çengel y Ghajar, 2011).

$$\dot{Q} = U_i A_i \Delta T_{ml} \quad (31)$$

En la Tabla 24 se muestra el cálculo del flujo de calor para las 9 observaciones.

Tabla 24*Potencia térmica transferida*

Unidades Codificadas		\dot{Q} (W)
Factor A: x_1	Factor B: x_2	
-1	-1	7056,01
0	-1	5312,56
1	-1	2979,16
-1	0	7501,49
0	0	5712,25
1	0	2961,57
-1	1	7852,12
0	1	5867,48
1	1	3275,87

Capítulo V Diseño de experimentos por la metodología de superficies de respuesta (MSR)

Metodología de superficie de respuesta

El objetivo de la metodología de superficie de respuesta es encontrar las condiciones que favorezcan el resultado más efectivo en un proceso, hallando la mejor combinación entre las variables independientes para encontrar el punto óptimo que maximice o minimice la variable de respuesta (Pulido et al., 2012).

Según Pulido et al. (2012), se definirá la región de operabilidad de las variables independientes por los rangos de experimentación, en el análisis de los intercambiadores de calor se tomarán como límites máximos y mínimos los valores de abertura de las válvulas reguladoras de agua y vapor como se muestra en la Tabla 11 (Pulido et al., 2012).

Regresión lineal múltiple de segundo orden

Se trabajará con un modelo de segundo orden por su excelente aproximación, además, el análisis cuenta con la cantidad de observaciones mínima para hallar todos los coeficientes del modelo cuadrático como se muestra en la ecuación 32 (Pulido et al., 2012).

$$N_{min} = 1 + 2k + \frac{k(k-1)}{2} \quad (32)$$

Donde:

N_{min} : Número mínimo de observaciones

k : Número de factores

Tomando como referencia la ecuación 32, para $k = 2$ factores, el número mínimo de observaciones es 6, el modelo cuadrático general se muestra en la ecuación 33 (Pulido et al., 2012).

$$Y = \beta_0 + \sum_{i=1}^k \beta_i x_i + \sum_{i=1}^k \beta_{ii} x_i^2 + \sum_{i=1}^k \sum_{j=1, j \neq i}^k \beta_{ij} x_i x_j + \varepsilon \quad (33)$$

Donde β_i son los coeficientes de cada término, para $k = 2$ factores x_1 y x_2 , el modelo de segundo orden es entonces:

$$Y = \beta_0 + \beta_1x_1 + \beta_2x_2 + \beta_{12}x_1x_2 + \beta_{11}x_1^2 + \beta_{22}x_2^2 + \varepsilon \quad (34)$$

Variables de respuesta

Para la selección de las variables de respuesta de interés o variables dependientes se consideró la eficiencia del intercambiador de calor para el calentamiento del agua inyectable como parámetro general, por lo tanto, las variables cuantitativas que influyen directamente en la eficiencia del intercambiador que fueron medidas experimentalmente y calculadas analíticamente se tomarán como variables de respuesta como se muestra en la Tabla 25.

Tabla 25

Variables de respuesta en el estudio

No.	Variable de respuesta Y	Objetivo
1	Potencia térmica transferida (W)	Maximizar
2	Coeficiente global de transferencia de calor interno U_i (W/m ² K)	Maximizar
3	Coeficiente global de transferencia de calor externo U_o (W/m ² K)	Maximizar
4	Diferencia de temperatura de agua ΔT_w (°C)	Maximizar
5	Diferencia de temperatura de vapor ΔT_s (°C)	Maximizar
6	Diferencia de presión de agua ΔP_w (psi)	Maximizar
7	Diferencia de presión de vapor ΔP_s (psi)	Maximizar

En la metodología MSR, se optimizará cada una de las variables de respuesta, para todos los casos se requiere una maximización de las variables.

Análisis de las superficies de respuesta en MINITAB

En el software MINITAB es posible ingresar los datos tomados de las 9 observaciones y las variables de respuesta mostradas en la Tabla 25. En cuanto a las variables independientes, se realizará el análisis en el software considerando los 3 porcentajes de abertura de la válvula VM-18 (30, 60 y 90%) para el agua y la presión de entrada del vapor (60, 40 y 20 psi), despreciando así la variación de flujo másico por la densidad para un mismo valor de

porcentaje de abertura y presión de entrada, esta consideración se realiza porque al utilizarse un diseño factorial tipo 3^2 , es necesario tener 3 niveles únicamente. En la Figura 23 se muestra el ingreso de datos al software, se utilizó el diseño de Taguchi L-9 de 2 factores y 3 niveles para las combinaciones de las variables independientes.

Figura 22

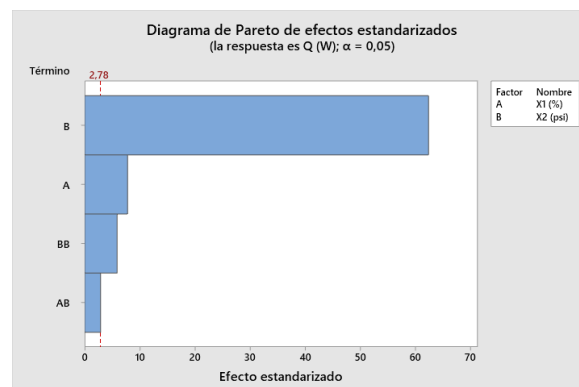
Ingreso de datos al software MINITAB

+	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8	C9
	X1 (%)	X2 (psi)	Q (W)	Ui (W/m ² K)	Uo (W/m ² K)	ΔT_w (C)	ΔT_s (C)	ΔP_w (C)	ΔP_s (C)
1	90	60	7056,01	370,249	229,045	4,4333	46,20	3,00000	8,0000
2	90	40	5312,56	316,079	195,533	3,7333	35,57	3,06667	8,6667
3	90	20	2979,16	260,103	160,906	2,7767	18,92	1,46667	5,3333
4	60	60	7501,49	369,095	228,331	6,4367	51,09	3,73333	8,0000
5	60	40	5712,25	317,420	196,363	6,1833	37,29	3,46667	8,0000
6	60	20	2961,57	240,861	149,002	4,4333	24,83	1,33333	8,6667
7	30	60	7852,12	365,943	226,380	10,5667	53,11	3,53333	8,6667
8	30	40	5867,48	305,320	188,878	8,2533	45,72	3,99667	11,3333
9	30	20	3275,87	236,457	146,278	6,3667	25,04	2,26667	9,3333

Se trabajará inicialmente con un modelo cuadrático para el análisis de las 7 variables de respuesta, verificando la significancia de todos los términos de las ecuaciones de acuerdo a un nivel de confianza del 95%, si un término está por debajo del límite crítico de significancia, se eliminará y se realizará un ajuste de modelo, en la Figura 24 se muestra el diagrama de Pareto para la potencia térmica como variable de respuesta, para el ajuste del modelo se eliminó el término cuadrático del Factor A (porcentaje de abertura de la válvula VM-18) que se encontraba bajo el límite crítico de significancia.

Figura 23

Diagrama de Pareto potencia térmica



Las ecuaciones resultantes con su respectivo coeficiente de determinación R^2 se muestran en la Tabla 26

Tabla 26

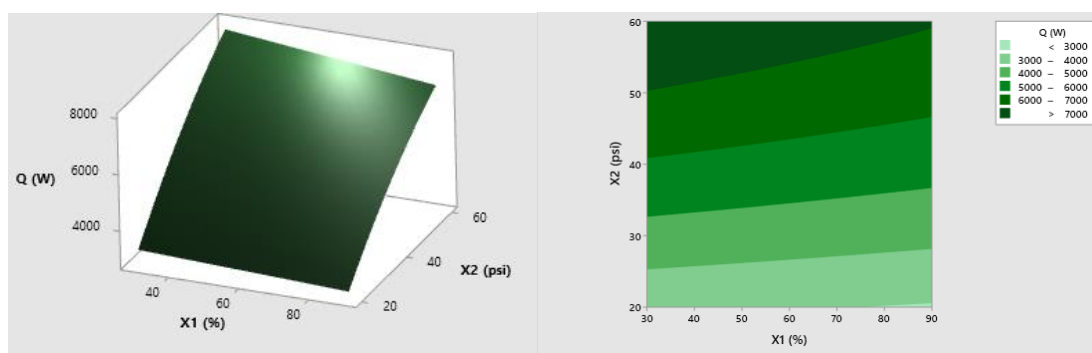
Modelos ajustados de las variables de respuesta datos experimentales

Modelo ajustado	R^2 (%)
$\dot{Q} = -156 - 0,83 x_1 + 194,4 x_2 - 0,899 x_2^2 - 0,2081 x_1 x_2$	95,45
$U_i = 173,53 + 0,2151 x_1 + 3,066 x_2$	97,66
$U_o = 107,35 + 0,1330 x_1 + 1,8964 x_2$	97,66
$\Delta T_w = 5,49 - 0,0367 x_1 + 0,1291 x_2 - 0,001060 x_1 x_2$	93,05
$\Delta T_s = 8,07 - 0,1288 x_1 + 1,279 x_2 - 0,00749 x_2^2$	95,25
$\Delta P_w = -1,287 - 0,01257 x_1 + 0,2342 x_2 - 0,002386 x_2^2$	85,18
$\Delta P_s = 9,3333 - 1,333 x_1 - 1,333 x_2^2 + 0,833 x_1 x_2$	46,52

De acuerdo a la Tabla 26, en el software MINITAB es posible obtener las gráficas de superficie y de contorno, en la Figura 24 se muestran las gráficas de la potencia térmica versus las variables independientes x_1 y x_2 , en el capítulo VII se analizará cada una de las gráficas en detalle.

Figura 24

Potencia térmica Q (W) vs; x_1 (%); x_2 (psi)



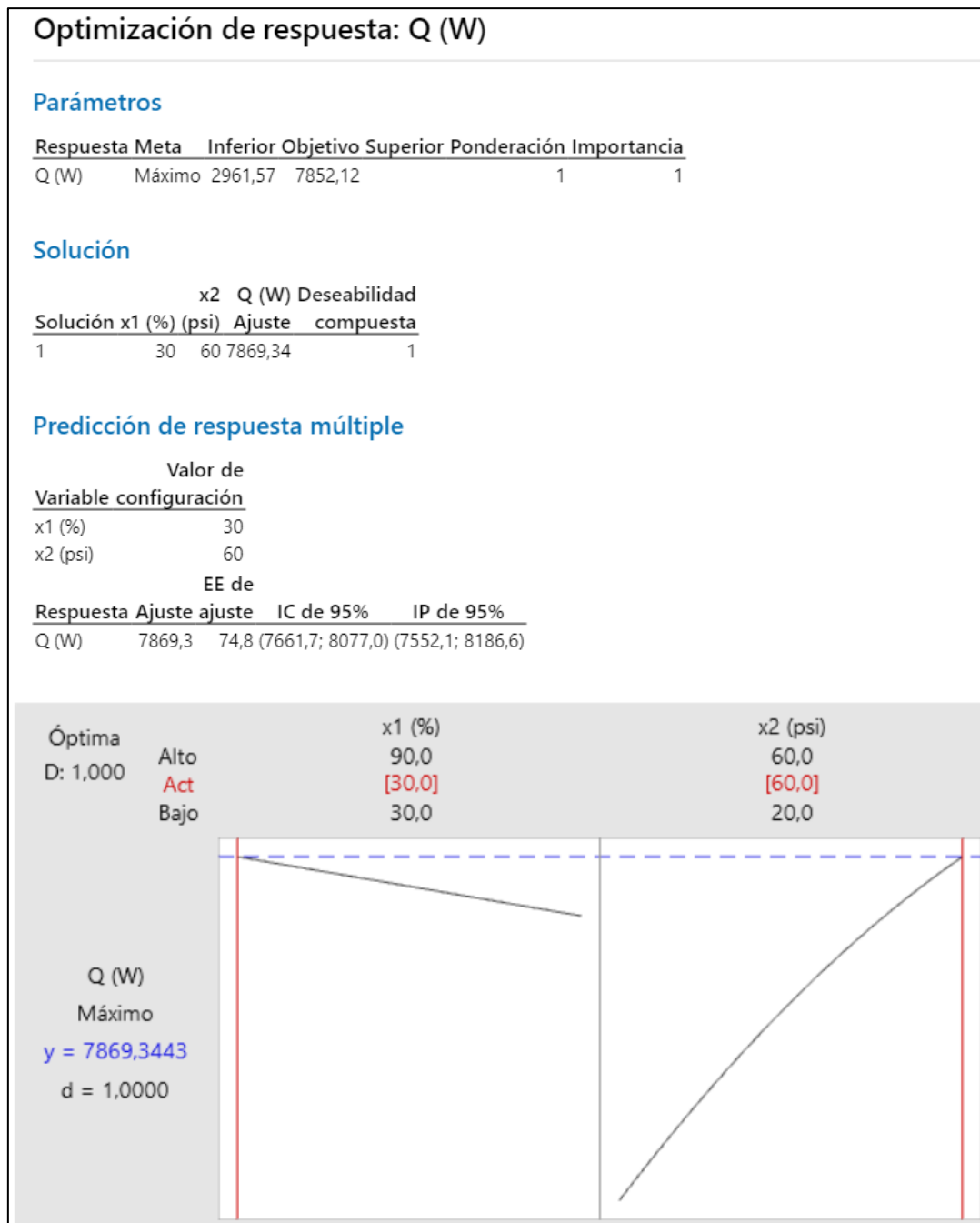
Cálculo del punto óptimo

Para el cálculo del punto óptimo se utilizó la opción “Optimizador de respuesta” del software MINITAB, el cual nos permite elegir la meta en la optimización, como se mencionó

anteriormente, es de interés que la respuesta se maximice para todos los casos, en la Figura 25 se muestra hoja de trabajo del software para el caso de la optimización de la potencia térmica Q, MINITAB muestra las coordenadas del punto óptimo para que la respuesta sea la máxima.

Figura 25

Cálculo del punto óptimo potencia térmica transferida (\dot{Q})



En la Tabla 27 se muestran las coordenadas según los factores (x_1 , x_2) del punto óptimo para todas las variables de respuesta.

Tabla 27

Punto óptimo de las variables de respuesta datos experimentales

Variable de respuesta Y	Punto optimo		Valor optimo Y
	x1 (%)	x2 (psi)	
Potencia térmica transferida \dot{Q}	30	60	7869,34 W
Coficiente global de transferencia de calor interno U_i	90	60	376,822 W/m ² K
Coficiente global de transferencia de calor externo U_o	90	60	233,11 W/m ² K
Diferencia de temperatura de agua ΔT_w	30	60	10,229 °C
Diferencia de temperatura de vapor ΔT_s	30	60	53,11 °C
Diferencia de presión de agua ΔP_w	30	49	4,0837 psi
Diferencia de presión de vapor ΔP_s	30	34	10,7969 psi

Capítulo VI Simulación numérica computacional en ANSYS Fluent

Preprocesamiento

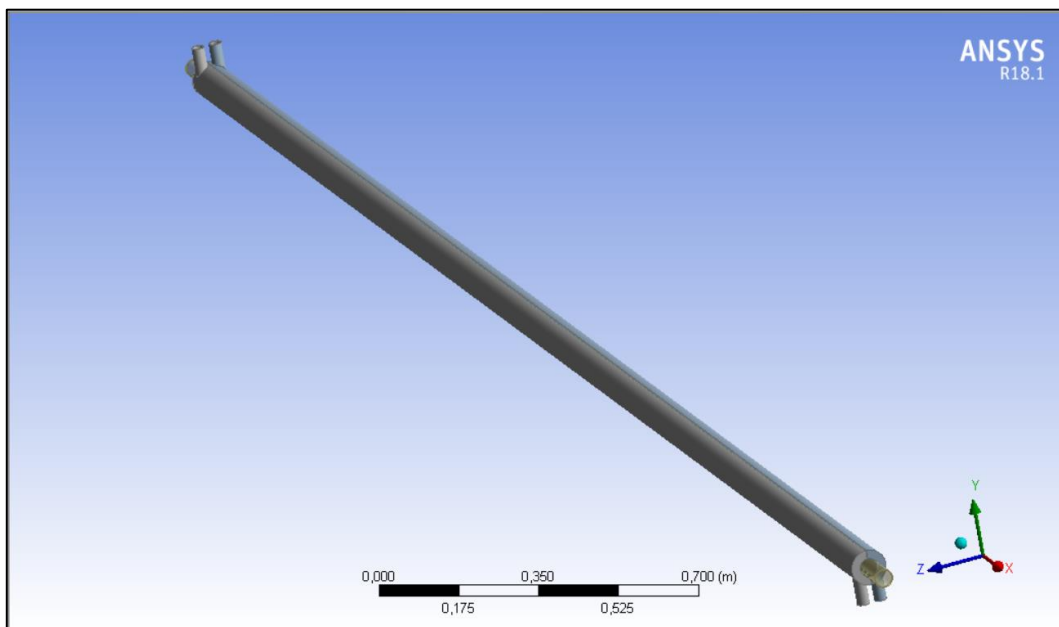
El objetivo principal es comparar los valores de las variables de salida simuladas versus experimentales, utilizando las mismas herramientas descritas anteriormente; metodología de superficie de respuesta, análisis de graficas de superficie y cálculo del punto óptimo de trabajo.

Geometría

Se utilizó la aplicación de *ANSYS DesignModeler* para la construcción de la geometría del intercambiador de calor, cabe mencionar que para simplificar la simulación se combinaron los 3 intercambiadores de calor de 1.5 metros de longitud en uno solo de 4.5 metros de longitud, con ambas entradas y salidas de vapor en las corazas tal como se muestra en la Figura 27.

Figura 26

Geometría del intercambiador de calor E5 en DesignModeler



Se utilizará la metodología de transferencia de calor conjugada, que incluye la conducción y la convección del sistema en el software, por lo tanto, es necesario definir los dominios sólidos por los que circularán los fluidos y los dominios propios de los fluidos,

utilizando las herramientas *Thin/Surface* y *Fill* se obtienen los dominios mostrados en la Tabla 28.

Tabla 28

Dominios sólidos y de flujo en el sistema

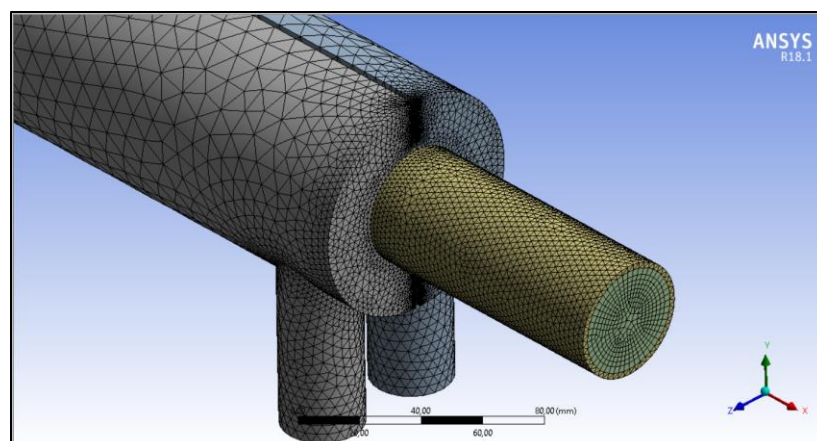
Dominio	Descripción
Shell L Wall	Dominio sólido de las paredes de la carcasa izquierda
Shell R Wall	Dominio sólido de las paredes de la carcasa derecha
Tube Wall	Dominio sólido de las paredes del tubo central interior
Shell L Domain	Dominio del fluido interno de la carcasa izquierda
Shell R Domain	Dominio del fluido interno de la carcasa derecha
Tube Domain	Dominio del fluido interno del tubo central interior

Mallado

En la metodología de transferencia de calor conjugada es necesario realizar un mallado conjunto entre los dominios sólidos y fluidos para integrar la transferencia de calor por conducción y convección en el sistema. Se realizó un mallado con la opción *Relevance Center* tipo *Fine*, además, por el tipo de geometría de las carcasas exteriores existen muchos ángulos rectos que podrían afectar la convergencia, es así que se utilizó la herramienta *Edge Sizing* para mallar uniformemente todos los bordes internos y externos de los dominios sólidos y fluidos que presentes ángulos rectos.

Figura 27

Mallado del intercambiador de calor E5 en Fluid Flow



Para definir las condiciones de frontera, es necesario nombrar los dominios sólidos, fluidos y las superficies de entrada y salida del agua y el vapor utilizando la herramienta *Named Selections*.

Tabla 29

Named Selections

Named Selections	Descripción
Hot inlet 1	Superficie de ingreso de vapor carcasa izquierda
Hot inlet 2	Superficie de ingreso de vapor carcasa derecha
Hot outlet 1	Superficie de salida de vapor carcasa izquierda
Hot outlet 2	Superficie de salida de vapor carcasa derecha
Shell L Wall	Dominio sólido de las paredes de la carcasa izquierda
Shell R Wall	Dominio sólido de las paredes de la carcasa derecha
Tube Wall	Dominio sólido de las paredes del tubo central interior
Shell L Fluid Domain	Dominio del fluido interno de la carcasa izquierda
Shell R Fluid Domain	Dominio del fluido interno de la carcasa derecha
Tube Fluid Domain	Dominio del fluido interno del tubo central interior
Cold Inlet	Superficie de ingreso de agua inyectable en el tubo interior
Cold outlet	Superficie de salida de agua inyectable en el tubo interior

Simulación

Se realizarán en total 9 simulaciones, ingresando la presión y temperatura de entrada del agua y vapor mostradas en la Tabla 12 con el objetivo de comparar las presiones y temperaturas de salida obtenidas en cada simulación.

El sistema se considera en estado transitorio con cambios de fase en el vapor, además, se toma en cuenta los efectos de la gravedad para un mejor modelamiento del condensado en la región anular.

Ecuación de la energía

Es necesario activar la ecuación de la energía, ANSYS resuelve la ecuación diferencial mostrada a continuación (ANSYS, 2011).

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot (\vec{v}(\rho E + p)) = \nabla \cdot \left(k_{eff} \nabla T - \sum_j h_j \vec{J}_j + (\bar{\tau}_{eff} \cdot \vec{v}) \right) + S_h \quad (28)$$

Donde; (a) k_{eff} es la conductividad efectiva; (b) \vec{J}_j representa el flujo difusión; (c) E representa la energía; (d) h_j la entalpía sensible; (e) T la temperatura; (f) S_h fuentes de energía adicionales; (g) \vec{v} campo de velocidades y (g) ρ la densidad. El segundo término de la izquierda hace referencia a la presión y energía cinética del sistema, los 3 primeros términos de la derecha indican la transferencia de calor por conducción, difusión y disipación viscosa respectivamente, ANSYS resuelve dicha ecuación considerando todas las variables mencionadas para el sistema, cabe mencionar que no se tendrán fuentes adicional de calor por ser un sistema adiabático y se considera al agua interior como un fluido incompresible (ANSYS, 2011).

Modelo de turbulencia realizable $k - \varepsilon$

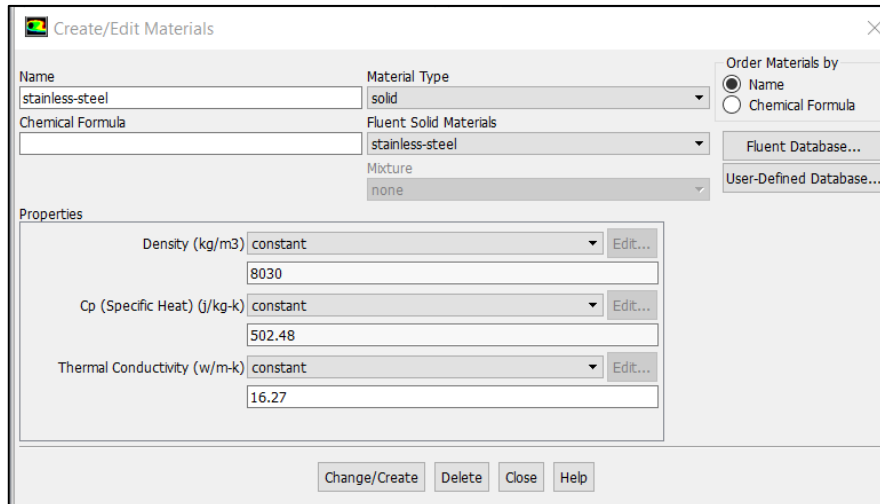
Para la aproximación de la turbulencia en el sistema, se trabajará con el modelo de turbulencia *realizable $k - \varepsilon$* , modelo que ha dado muy buenos resultados con flujos turbulentos que presenten una fuerte curvatura, vórtices y rotación, dado los agujeros de salida y entrada de vapor son perpendiculares al plano de las carcasas y están separados una distancia de 25 mm desde la cara lateral al centro del agujero, van a existir puntos a los costados donde se genere verticidad y rotación (ANSYS, 2011).

Materiales

En la selección de materiales, para los fluidos se trabajará con agua líquida y con vapor saturado con propiedades termofísicas variables a lo largo del proceso, para las paredes y carcasas se ingresan las propiedades del acero inoxidable 316L constantes como se muestra en la Figura 28.

Figura 28

Propiedades termofísicas Acero inoxidable 316L



Condiciones de frontera

Las condiciones de frontera serán del tipo *pressure-inlet* herramienta que permite ingresar la presión y temperatura de entrada del fluido sobre una superficie con el fin de tener aproximación más exacta ingresando los datos que se tomaron directamente de los instrumentos indicadores, puesto que todo el control de los flujos se hace según la presión mostrada en los manómetros PI-S2 y PI-W2 para la línea de vapor y agua inyectable respectivamente, las condiciones se aplicarán sobre las superficies de entrada; (a) cold inlet; (b) hot inlet 1 y (c) hot inlet 2.

Métodos

En la opción *Scheme* se selecciona el algoritmo *Coupled* que ofrece excelentes resultados al trabajar con flujos en estado transitorio, dicho algoritmo se caracteriza porque resuelve las ecuaciones de momento y continuidad conjuntamente (ANSYS, 2011).

En la opción *Gradient*, se selecciona el método para el cálculo de gradientes, es decir, difusión y derivadas de velocidad, se selecciona el método de mínimos cuadrados (*Least Squares Cell-Based*) debido a su alta precisión con mallados de estructura irregular, además, es el método menos demandante en el cálculo (ANSYS, 2011).

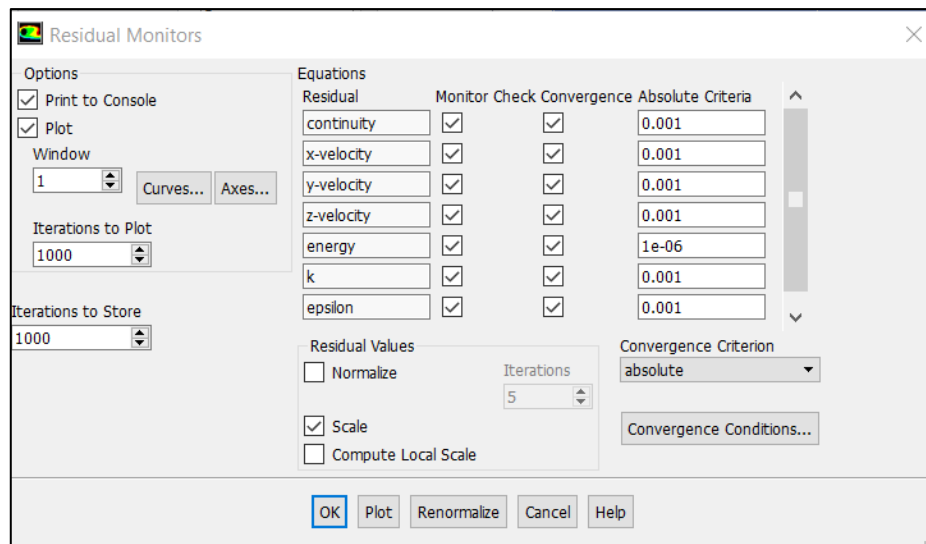
En las opciones: *Momentum, Turbulent Kinetic Energy, Turbulent Disipation Rate y Energy*, para cada una, se selecciona el método de segundo orden que ofrece una mayor precisión para el cálculo de las ecuaciones de la cantidad de movimiento, turbulencia, difusión y energía (ANSYS, 2011).

Monitors

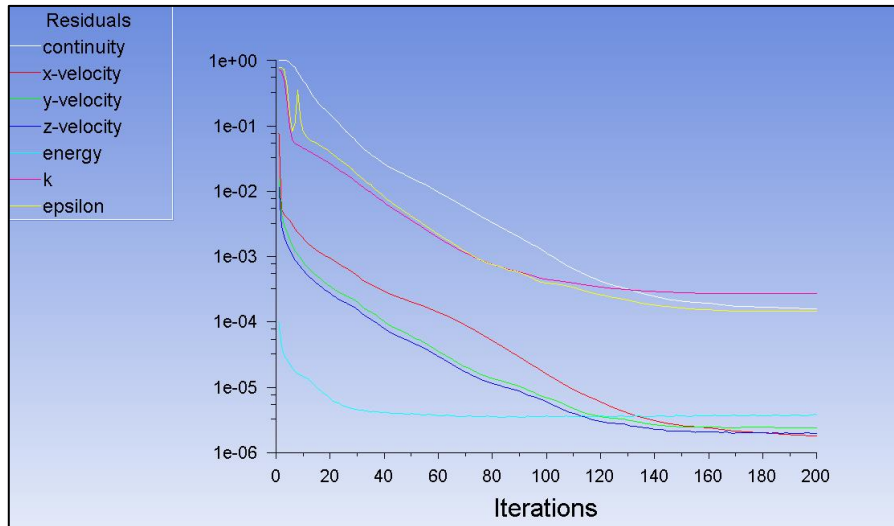
En la opción *Monitors/Residuals*, se configura la convergencia de la simulación, al finalizar cada iteración de obtiene un valor residual que idealmente tenderá a cero, este parámetro depende mucho de la capacidad del computador, el valor residual seleccionado para las ecuaciones mencionadas anteriormente se muestra en la Figura 29.

Figura 29

Residuals Monitors



Los valores mostrados en la Figura 29 se obtuvieron mediante prueba y error hasta obtener una gráfica de convergencia nivelada con 200 iteraciones como se muestra en la Figura 30.

Figura 30*Residuos vs iteraciones***Reports**

En la opción *Reports/Surface Integrals* es posible obtener un promedio de los valores de presión y temperatura en las superficies de salida del equipo, de esta forma, para las 9 simulaciones se obtuvieron los datos mostrados en la Tabla 30.

Tabla 30*Datos obtenidos para la simulación*

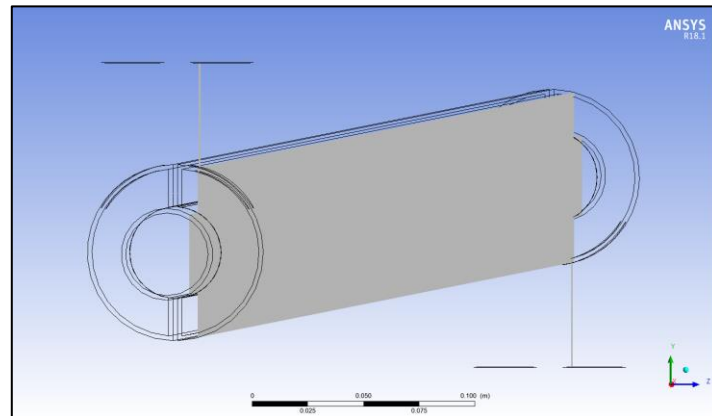
U. Codificadas		U. Originales		AGUA INYECTABLE				VAPOR INDUSTRIAL			
Factor A: x_1	Factor B: x_2	% AB VM-18	Pi VM-20 (psi)	Ti (°C)	To (°C)	Pi (psi)	Po (psi)	Ti (°C)	To (°C)	Pi (psi)	Po (psi)
1	1	90	60	71,00	80,55	43,33	21,53	137,54	110,02	60,00	26,57
1	0	90	60	71,33	79,19	43,07	21,35	126,21	102,95	40,00	17,63
1	-1	90	60	71,33	76,15	43,47	21,58	105,26	90,34	20,00	8,75
0	1	60	40	69,33	80,07	41,73	20,57	142,87	112,49	60,00	26,57
0	0	60	40	68,67	77,38	41,47	20,39	128,40	103,10	40,00	17,63
0	-1	60	40	70,67	76,55	41,33	20,30	111,17	91,38	20,00	8,75
-1	1	30	20	65,33	77,25	39,87	19,45	145,15	112,21	60,00	26,70
-1	0	30	20	66,67	76,86	40,67	19,91	135,89	106,61	40,00	17,63
-1	-1	30	20	68,67	75,22	40,27	19,66	113,21	91,61	20,00	8,74

Postprocesamiento

Para la visualización de los resultados se trabajará con un plano excéntrico paralelo que cruce por la carcasa izquierda y la región central interior como se muestra en la Figura 31.

Figura 31

Plano excéntrico 1

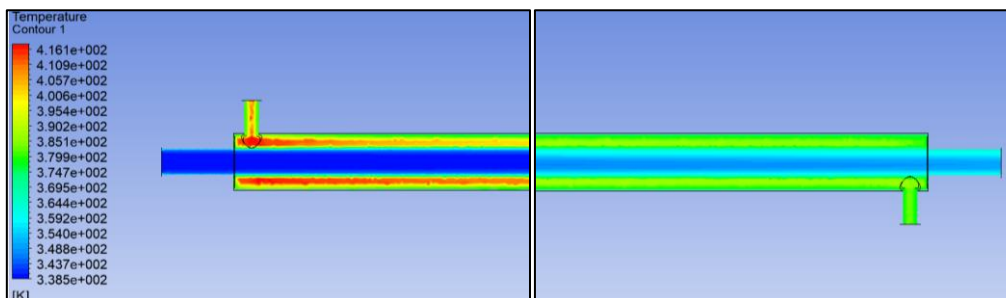


Perfil de temperatura

Puesto que la geometría del intercambiador tiene una longitud de 4.5 metros, se dificulta visualizar el perfil completo a lo largo de toda la longitud, en la Figura 32 se muestran las partes derecha (entrada de vapor) e izquierda (salida de vapor) para la configuración de 30 % de abertura de la válvula VM-18 y 60 psi de salida de la válvula VM-20.

Figura 32

Perfil de temperatura



En la Figura 32 se observa como el vapor ingresa a aproximadamente 140 °C que es la temperatura máxima en la escala y va recorriendo toda la longitud hasta salir por el lado

derecho a aproximadamente a 110 °C, es interesante notar como el condensado se va ubicando por gravedad y diferencia de densidad en la parte inferior de la carcasa. El agua inyectable está ingresando aproximadamente a 65°C y se calienta uniformemente desde los extremos de las paredes del tubo .

Perfil de presión

En la Figura 33 se muestra el perfil de presión para el sistema, se observa que ambos fluidos pierden presión a lo largo de su recorrido, sin embargo, en el caso del vapor industrial, el agujero de salida provoca un estrangulamiento brusco que ocasiona una pérdida muy grande de presión desde aproximadamente 240 kPa antes de salir por el agujero hasta 180 kPa aproximadamente.

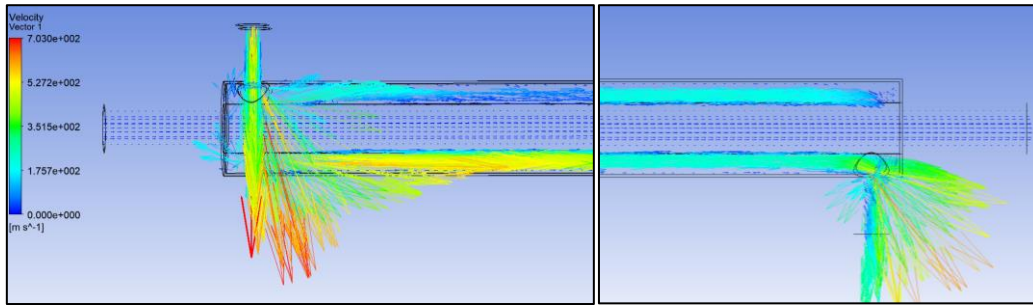
Figura 33

Perfil de presión



Vectores

En la Figura 34 se observan los vectores de la velocidad, es importante notar como en los espacios laterales de las carcasas entre los agujeros y las paredes interiores se genera rotación, además, se observa como la velocidad se estabiliza en el recorrido intermedio de la carcasa mientras que en los estrangulamientos de los agujeros la aumenta significativamente.

Figura 34*Vectores de Velocidad*

Capítulo VII Análisis de resultados

Cálculo de variables de respuesta con datos obtenidos en simulación

Partiendo de los datos de la Tabla 30 se realiza el mismo proceso analítico para el cálculo de las variables de respuesta en las 9 simulaciones; (a) potencia térmica transferida; (b) coeficiente global de transferencia de calor interno; (c) coeficiente global de transferencia de calor externo; (d) diferencia de temperatura de agua; (e) diferencia de presión de agua; (f) diferencia de temperatura de vapor y (g) diferencia de presión de vapor.

Tabla 31

Variables de respuesta datos simulados

U. Codificadas		\dot{Q} (W)	U_i (W/m ² K)	U_o (W/m ² K)	ΔT_w (°C)	ΔT_s (°C)	ΔP_w (psi)	ΔP_s (psi)
Factor A: x_1	Factor B: x_2							
1	1	7460,54	304,31	188,25	9,55	27,52	21,81	33,43
1	0	5389,32	269,17	166,51	7,86	23,26	21,71	22,37
1	-1	2761,98	226,41	140,06	4,81	14,92	21,89	11,25
0	1	8207,39	303,53	187,77	10,74	30,38	21,17	33,43
0	0	5838,40	268,52	166,12	8,71	25,30	21,07	22,37
0	-1	3109,97	225,99	139,80	5,89	19,79	21,04	11,25
-1	1	8863,38	302,82	187,33	11,91	32,94	20,42	33,30
-1	0	6740,65	267,75	165,64	10,19	29,28	20,75	22,37
-1	-1	3418,31	225,38	139,42	6,55	21,60	20,61	11,26

Cabe mencionar que para el cálculo de las variables de interés de la Tabla 31 se siguió la misma metodología que para los datos experimentales, con las variables independientes (factores) de porcentaje de abertura de la válvula VM-18 (x_1) y presión de salida de la válvula reguladora VM-20 (x_2).

Diseño de experimentos por metodología MSR para datos simulados

Se considera la misma metodología descrita en el capítulo V utilizando los datos simulados, según la Tabla 24 se tiene el mismo objetivo (maximización) para todas las variables de respuesta.

Análisis de las superficies de respuesta en MINITAB para datos de simulación

Para el análisis de las superficies de respuesta se parte del modelo cuadrático y con un nivel de confiabilidad del 95% se evalúa la significancia de cada término, los modelos ajustados de las variables de respuesta para datos simulados se muestran en la Tabla 32.

Tabla 32

Modelos ajustados de las variables de respuesta datos simulados

Modelo ajustado	R² (%)
$\dot{Q} = -111-6.51 x_1 + 216.2x_2 -0.881x_2^2-0.311x_1x_2$	99.07
$U_i = 175.040 + 0,01422x_1 + 2.6772x_2-0.009350x_2^2 + 0.000192x_1x_2$	100.00
$U_o = 108.263 + 0,00883x_1 + 1.65725x_2-0.005796x_2^2 + 0.000117x_1x_2$	100.00
$\Delta T_w = 3.367-0,03572x_1 + 0,2602x_2-0,001696x_2^2$	98.32
$\Delta T_s = 14.79 - 0,10067x_1 + 0.572x_2-0,00355x_2^2$	96.99
$\Delta P_w = 20 + 0,02017x_1-0.00117x_2$	90.37
$\Delta P_s = 22.37 + 11.0667x_2-0.05x_2^2 + 0,0350x_1x_2$	100.00

Cálculo del punto óptimo para datos de simulación

En la Tabla 33 se muestran los valores de los puntos óptimos según las variables de respuesta x_1 y x_2 para datos simulados, el valor óptimo se calculó según las ecuaciones respectivas de la Tabla 32.

Tabla 33

Punto óptimo de las variables de respuesta datos simulados

Variable de respuesta Y	Punto optimo		Valor optimo Y
	x1 (%)	x2 (psi)	
Potencia térmica transferida \dot{Q}	30	60	8932.15 W
Coefficiente global de transferencia de calor interno U_i	90	60	304.325 W/m2K
Coefficiente global de transferencia de calor externo U_o	90	60	188.258 W/m2K
Diferencia de temperatura de agua ΔT_w	30	60	11.805 °C
Diferencia de temperatura de vapor ΔT_s	30	60	33.3 °C
Diferencia de presión de agua ΔP_w	90	20	21.7917 psi
Diferencia de presión de vapor ΔP_s	90	60	33.4217 psi

Análisis de las gráficas con datos experimentales versus simulados

A continuación, se realizará un análisis comparativo entre las gráficas de superficie y de contorno para datos obtenidos por experimentación versus datos obtenidos por simulación.

Figura 35

Gráficas experimentales, potencia térmica \dot{Q} (W) vs; x_1 (%); x_2 (psi)

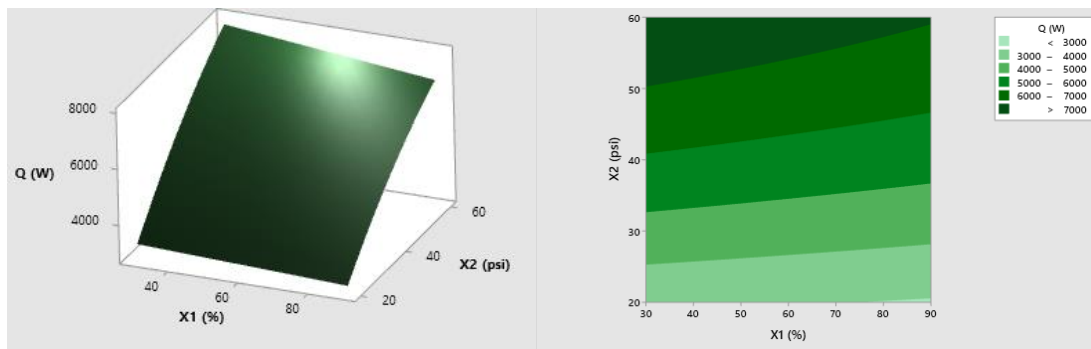
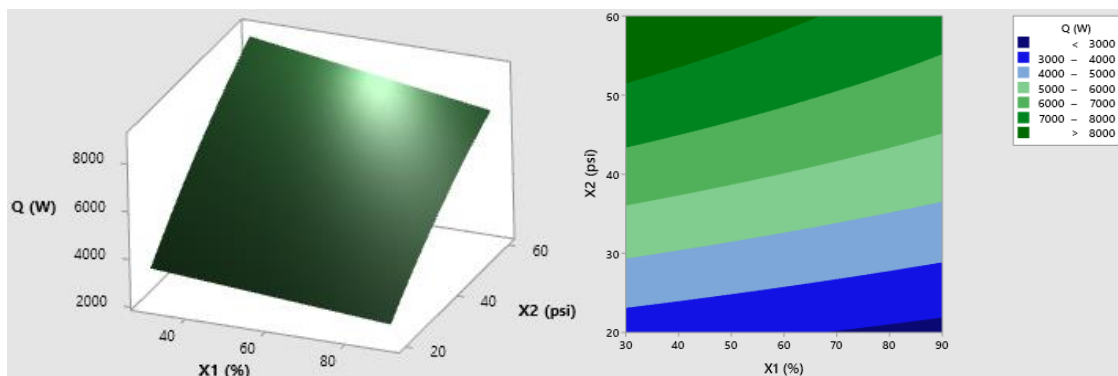


Figura 36

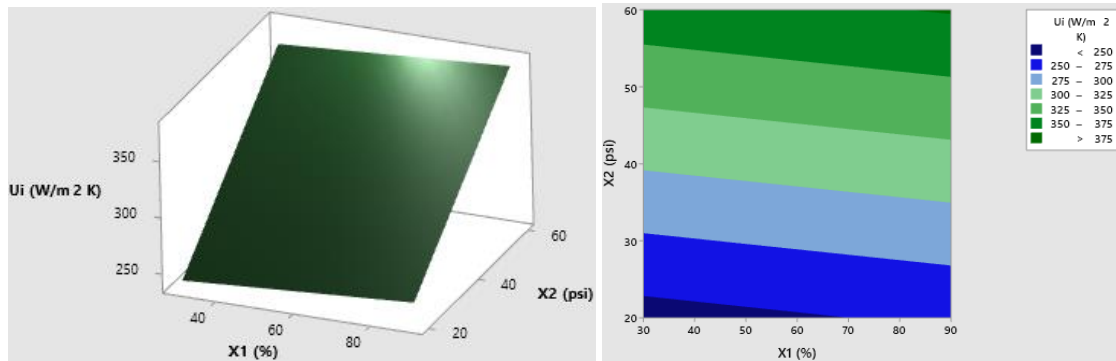
Gráficas simulación, potencia térmica \dot{Q} (W) vs; x_1 (%); x_2 (psi)



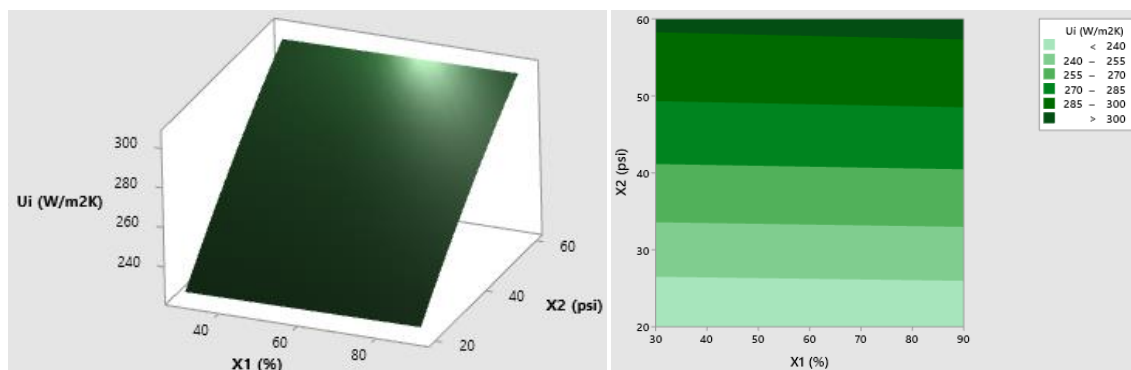
En las Figuras 35 y 36 es evidente que a medida que aumenta el caudal de vapor, la potencia térmica aumenta, además se observa que el caudal de agua no tiene una interacción significativa apreciable con la variable de respuesta \dot{Q} , esto se verifica en los valores relativamente bajos de las pendientes en las gráficas de contorno.

Figura 37

Gráficas experimentales, coeficiente global de transferencia de calor interno U_i (W/m^2K) vs; x_1 (%); x_2 (psi)

**Figura 38**

Gráficas simulación, coeficiente global de transferencia de calor interno U_i (W/m^2K) vs; x_1 (%); x_2 (psi)



En las Figuras 37 y 38 se observa que a medida que aumenta el caudal de vapor y el caudal de agua, el coeficiente global de transferencia de calor interno también aumenta, es apreciable que el caudal de agua tiene una mayor interacción con el coeficiente global en la experimentación, generando una mayor pendiente en la gráfica de contorno, no es así el caso de la gráfica de simulación cuya pendiente tiende a ser nula.

En las Figuras 39 y 40 se muestra el coeficiente global de transferencia de calor externo, el análisis es muy similar al del coeficiente global interno, la única diferencia es el rango de valores de los coeficientes, por la estructura del intercambiador de calor, el área

exterior es mucho mayor que el área interior, razón por la cual el coeficiente externo es menor que el coeficiente interno.

Figura 39

Gráficas experimentales, coeficiente global de transferencia de calor externo U_o (W/m^2K) vs; x_1 (%); x_2 (psi)

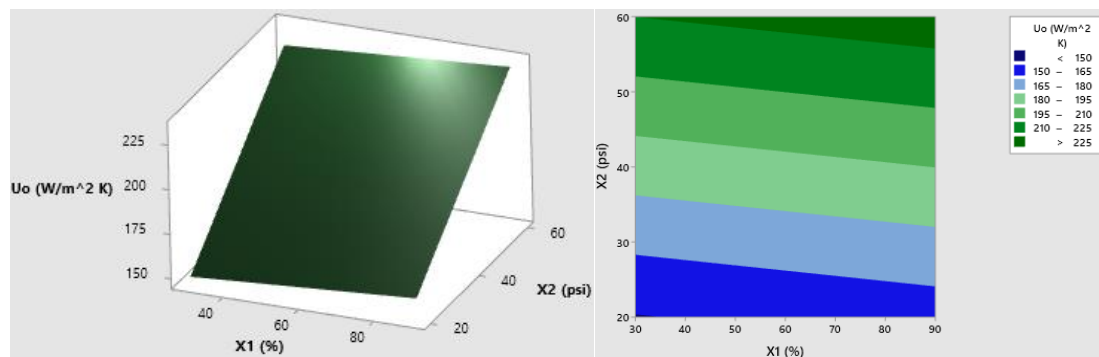
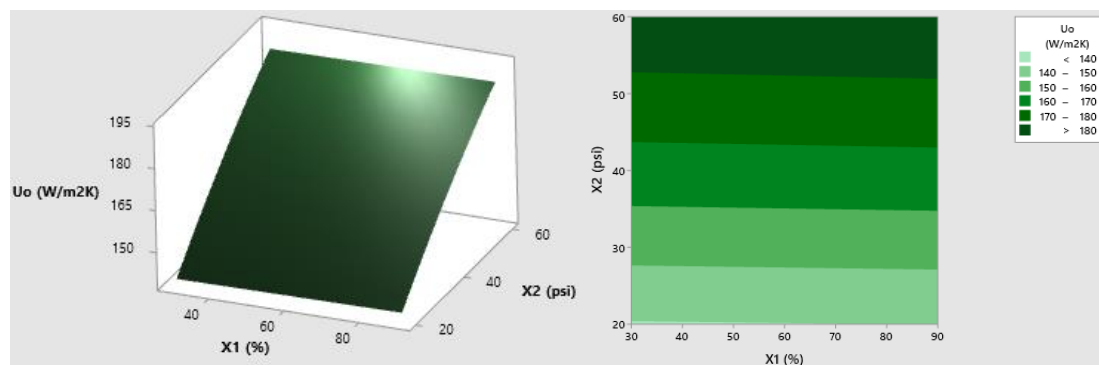


Figura 40

Gráficas simulación, coeficiente global de transferencia de calor externo U_o (W/m^2K) vs; x_1 (%); x_2 (psi)



En las Figuras 41 y 42 se muestra la diferencia de temperatura de entrada y salida de agua, ambas gráficas son similares, sin embargo, la gráfica de simulación presenta una curvatura considerable, mientras que en la experimental los términos cuadráticos no presentaron significancia con la variable de respuesta. La gráfica de simulación tiene un mayor coeficiente de determinación, por lo que es más confiable y es preciso señalar que ambos caudales son significativos para la diferencia de temperatura de agua, observándose

curvaturas pronunciadas en las gráficas de contorno, las mayores diferencias de temperatura se obtienen con menores caudales de agua y mayores caudales de vapor.

Figura 41

Gráficas experimentales, diferencia de temperatura de agua ΔT_w ($^{\circ}\text{C}$) vs; x_1 (%); x_2 (psi)

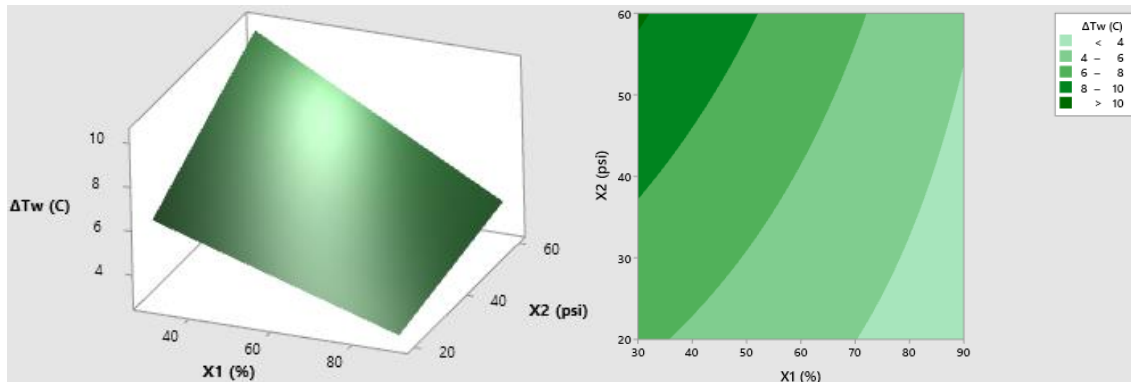
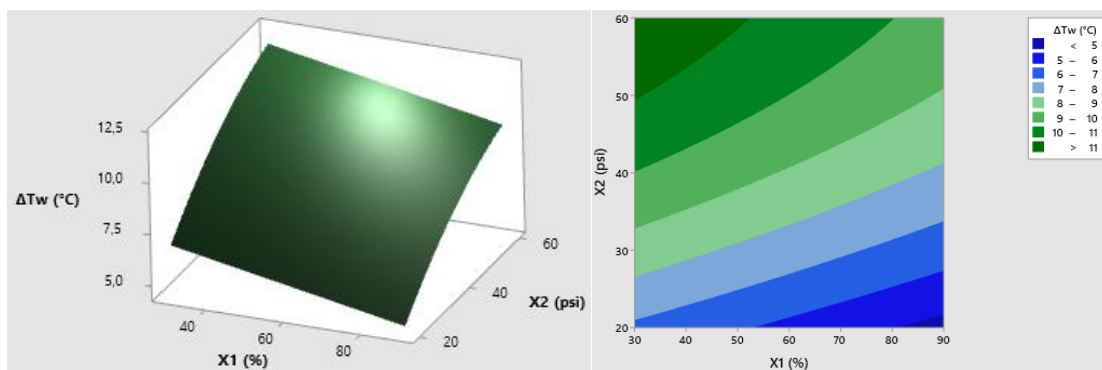


Figura 42

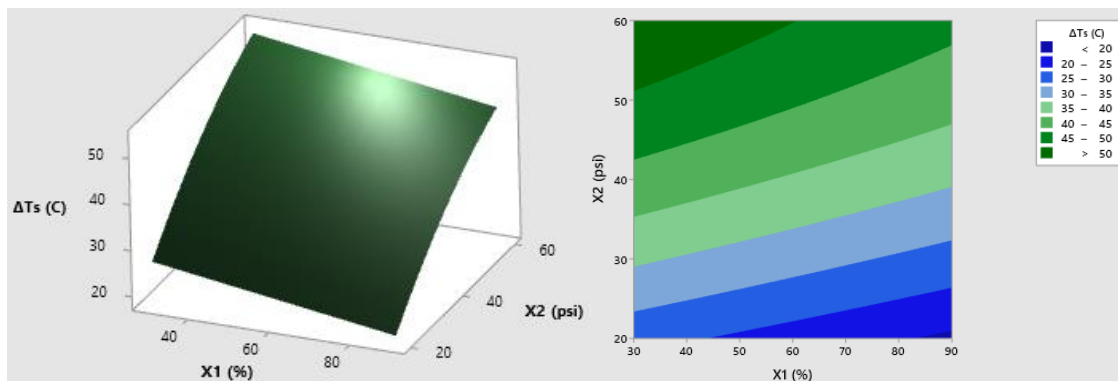
Gráficas simulación, diferencia de temperatura de agua ΔT_w ($^{\circ}\text{C}$) vs; x_1 (%); x_2 (psi)



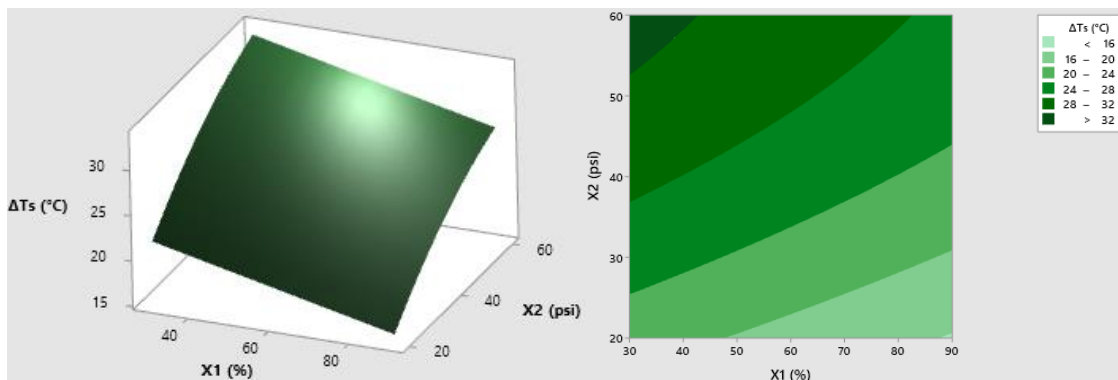
En las Figuras 43 y 44 se observa que las gráficas son muy similares, incluso en los modelos ajustados, ambas tienen los mismos términos, sin embargo, la diferencia de temperatura entre los valores experimentales y simulados es mucho mayor para valores altos de caudal de vapor en las gráficas experimentales, siendo el caudal de vapor la variable independiente que más interacción significativa tiene con la variable de respuesta.

Figura 43

Gráficas experimentales, diferencia de temperatura de vapor ΔT_s ($^{\circ}\text{C}$) vs; x_1 (%); x_2 (psi)

**Figura 44**

Gráficas simulación, diferencia de temperatura de vapor ΔT_s ($^{\circ}\text{C}$) vs; x_1 (%); x_2 (psi)



En las Figuras 45 y 46 se observa que las gráficas de diferencia de presión de agua son muy diferentes, el modelo de simulación tiene un mayor coeficiente de determinación, lo que favorece su análisis, y es evidente que a mayor caudal de agua las pérdidas de presión aumentan, al ser un modelo lineal, se observan rectas perpendiculares en la gráfica de contorno que indican la poca interacción del caudal de vapor en la diferencia de presión de agua. Analizando la Figura 46 se observa que para los datos experimentales se tiene un rango de diferencia de presión muy bajo, motivo que dificulta el modelamiento.

Figura 45

Gráficas experimentales, diferencia de presión de agua ΔP_w (psi) vs; x_1 (%); x_2 (psi)

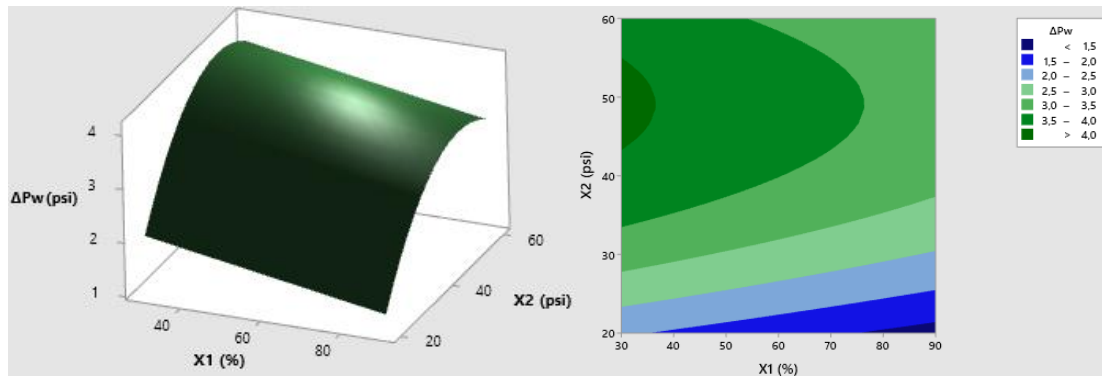
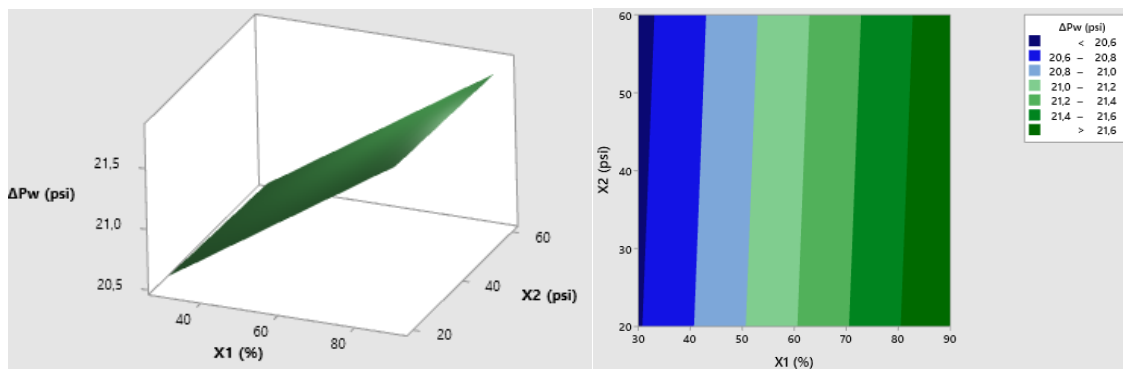


Figura 46

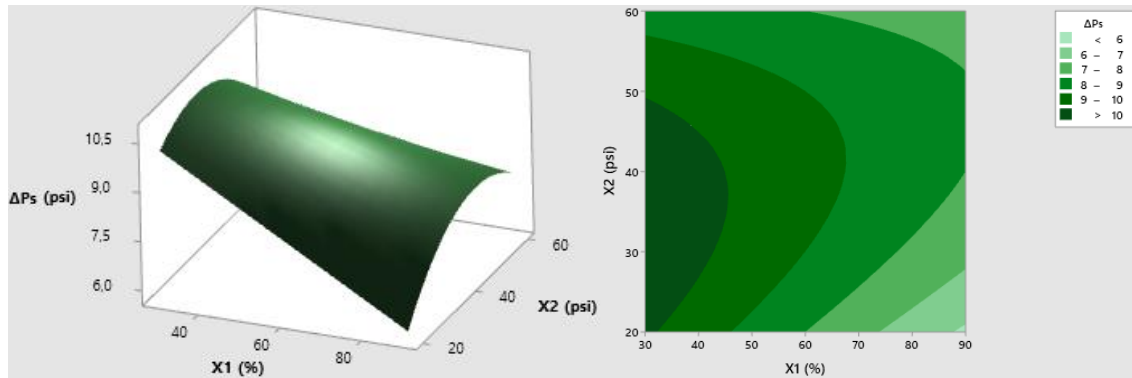
Gráficas simulación, diferencia de presión de agua ΔP_w (psi) vs; x_1 (%); x_2 (psi)



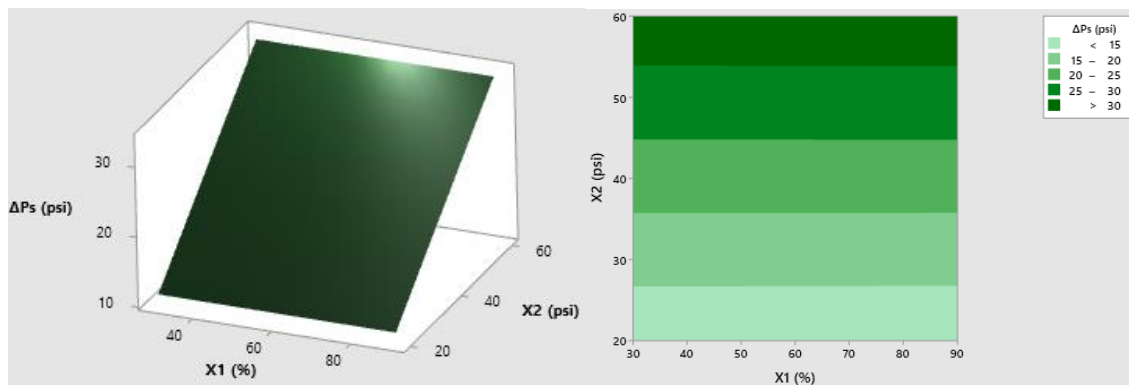
En las Figuras 47 y 48 se presenta un caso similar al análisis de la diferencia de presión de agua, para el caso de la diferencia de presión de vapor experimental, el coeficiente de determinación es considerablemente bajo, en el modelo de simulación, se observa que a mayor caudal de vapor, las pérdidas de presión son mayores, siendo el caudal de agua poco significativo en el modelo. Nuevamente se dificulta el análisis para datos experimentales debido al corto rango de la variable de respuesta.

Figura 47

Gráficas experimentales, diferencia de presión de vapor ΔP_s (psi) vs; x_1 (%); x_2 (psi)

**Figura 48**

Gráficas simulación, diferencia de presión de vapor ΔP_s (psi) vs; x_1 (%); x_2 (psi)



Optimización conjunta

MINITAB ofrece una herramienta de optimización de respuesta conjunta donde es posible asignar ponderaciones a cada variable de respuesta y determinar el punto óptimo conjunto de las variables independientes para satisfacer los objetivos específicos de maximización de cada una de las variables de respuesta, para el caso del análisis experimental, las ponderaciones seleccionadas se muestran en la Figura 49.

A criterio propio las variables dependientes de mayor importancia son; (a) potencia térmica transferida; (b) diferencia de temperatura entre la entrada y la salida de agua y (c) coeficiente global de transferencia de calor interno, a las variables (a) y (b) se les asigna una ponderación de 3, la variable (c) si bien es muy importante, la diferencia entre las

observaciones para un mismo caudal de vapor no es significativa por lo que se le asignará un valor de 2, para el resto de las variables se asigna un valor de 1.

Figura 49

Optimización conjunta, ponderaciones de las variables de respuesta datos experimentales

Respuesta	Meta	Inferior	Objetivo	Superior	Ponderación	Importancia
ΔP_s (C)	Máximo	5,33	11,33		1	1
ΔP_w (C)	Máximo	1,33	4,00		1	1
ΔT_s (C)	Máximo	18,92	53,11		1	1
ΔT_w (C)	Máximo	2,78	10,57		3	3
U_o (W/m ² K)	Máximo	146,28	229,04		1	1
U_i (W/m ² K)	Máximo	236,46	370,25		2	2
Q (W)	Máximo	2961,57	7852,12		3	3

Finalmente, en la Figura 50 se observan los resultados de la optimización conjunta para el análisis experimental.

Figura 50

Optimización conjunta análisis experimental, solución para las variables independientes

Solución		X2	ΔP_s (C)	ΔP_w (C)	ΔT_s (C)	ΔT_w (C)	U_o (W/m ² K)	U_i (W/m ² K)	Q (W)
Solución	X1 (%)	(psi)	Ajuste	Ajuste	Ajuste	Ajuste	Ajuste	Ajuste	Ajuste
1	30	60	8,50001	3,79944	53,9967	10,2290	225,128	363,918	7869,34

El punto óptimo considerando todas las variables y sus ponderaciones fue de 30 % de abertura de la válvula VM-18 en la línea de agua y 60 psi de salida de la válvula reductora VM-20 en la línea de vapor. La solución para el análisis de simulación considerando las mismas ponderaciones se muestra en la Figura 51.

Figura 51

Optimización conjunta análisis por simulación, solución para las variables independientes

Solución		X2	ΔP_s (psi)	ΔP_w (psi)	ΔT_s (°C)	ΔT_w (°C)	U_o (W/m ² K)	U_i (W/m ² K)
Solución	X1 (%)	(psi)	Ajuste	Ajuste	Ajuste	Ajuste	Ajuste	Ajuste
1	35,4545	60	33,3580	20,645	32,7509	11,6102	187,395	302,922
Solución	Q (W)		Ajuste					
1	8794,87							

El punto óptimo para el análisis de simulación fue de 35.4545 % de abertura de la válvula VM-18 en la línea de agua y 60 psi de salida de la válvula reductora VM-20 en la línea de vapor. Finalmente, promediando ambos valores de abertura de válvula, se obtiene un punto óptimo conjunto de 32.72% que para fines prácticos se toma como 30% y la presión de salida de la válvula reductora de 60 psi.

Capítulo VIII Conclusiones y Recomendaciones

Conclusiones

- El cálculo de las variables de interés que influyen directamente en la eficiencia del equipo fue satisfactorio, después de un análisis entre la significancia de las variables independientes con cada una de las variables de respuesta, se concluye que el intercambiador de calor ofrece una mayor eficiencia en su funcionamiento al configurar la abertura de la válvula VM-18 al 30 % en la línea de agua y la presión de salida de la válvula reductora VM-20 a 60 psi en la línea de vapor.
- Los resultados del análisis experimental versus el análisis de simulación fueron satisfactorios, no se obtuvieron mayores diferencias en las variables de respuesta, exceptuando las diferencias de presiones de entrada y salida de agua inyectable y vapor industrial en el análisis experimental, esto sucede por varios factores, por ejemplo, los instrumentos indicadores de la presión son analógicos con un tiempo de respuesta relativamente largo y considerando los flujos que se manejan a altas presiones y caudales que no siempre son constantes, las pérdidas de presión no llegan a evidenciarse en sus valores reales como si sucede en la simulación.
- Este nuevo diseño de intercambiador de calor es relativamente de fácil montaje y puede llegar a ser utilizado como un elemento complementario para el intercambio de calor entre fluidos, sin embargo, no cuenta con la suficiente eficiencia para ser instalado como un equipo principal considerando la alta diferencia de temperatura de vapor que se pierde para obtener una pequeña diferencia de temperatura de calentamiento en el agua inyectable y el tiempo que demora en el intercambio de calor siendo muy poco rentable energéticamente.

Recomendaciones

- Es recomendable configurar la abertura de la válvula VM-18 de la línea de agua inyectable al 30 % (aproximadamente 3 vueltas) y la presión de salida de la válvula

reductora VM-20 a 60 psi en la línea de vapor para obtener una mayor eficiencia de los intercambiadores de calor E5.

- Es recomendable enchaquetar las superficies exteriores de los intercambiadores de calor para evitar pérdidas energéticas, además, es necesario asegurarse continuamente que las carcasas estén debidamente ajustadas a la tubería sanitaria.
- Es recomendable utilizar un gel conductor térmico entre las superficies internas de las carcasas del intercambiador de calor y la superficie externa de la tubería sanitaria para asegurar que todas las paredes estén en contacto y garanticen la transferencia de calor por conducción evitando pérdidas.

Bibliografía

- Abeykoon, C. (2020). *Compact heat exchangers–Design and optimization with CFD*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 146, 118766.
- ANSYS. (2011). *ANSYS FLUENT Theory Guide*. Cannonsburg, United States.
- Baró Gadea, E. (2012). *Estudio de la rugosidad superficial mediante fresado (Projecte/Treball Final de Carrera)*. UPC, Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Industrial de Barcelona, Departament d'Enginyeria Mecànica.
- Benitez-Gonzalez, I. O., & Rivas-Perez, R. (2014). *Control de la temperatura de un intercambiador de calor en la empresa de Laboratorios Farmacéuticos AICA*. In I Congreso de Automatización y Mantenimiento Industrial. La Habana, Cuba.
- Bhola, M., Kumar, M. V., & Singh, D. S. (2015). *Heat Transfer Enhancement in Concentric Tube Heat Exchanger in ANSYS FLUENT 14.5*. IJSET-International Journal of Innovative Science, Engineering & Technology, 2(3).
- Çengel, Y., & Ghajar, A. (2011). *Transferencia de Calor y Masa (Cuarta ed.)*. México, D.F.: McGraw-Hill Interamericana Editores.
- Chen, X., & Liu, Y. (2015). *Finite Element Modeling and Simulation with ANSYS Workbench*. Boca Raton: CRC Press.
- Cruz Alvarado, M. J. (2018). *Diseño, cálculo y análisis de sensibilidad de intercambiador de calor para condensación de refrigerante R-134a en ciclo de refrigeración industrial*.
- Delta T Heat Exchangers . (2016). *T Heat Exchangers* . Retrieved from Sanitary Heat Exchangers: <http://www.deltathx.com/product/sanitary-heat-exchangers/>
- Fernández Bao, S. (2020). *Diseño de experimentos: Diseño factorial (Master's thesis, Universitat Politècnica de Catalunya)*.
- Ferrituvalco, (s.f.) *Acero inoxidable sanitario tuberías*. Retrieved from: <https://www.ferrituvalco.com/productos/acero-inoxidable-sanitario/tuberia.html>

- Gnielinski, V. (2009). *Heat transfer coefficients for turbulent flow in concentric annular ducts*. Heat transfer engineering, 30(6), 431-436.
- Gowthaman, P. S., & Sathish, S. (2014). *Analysis of segmental and helical baffle in shell and tube heat exchanger*. Int. J. Curr. Eng. Technol, 2, 625-628.
- Humberto, G. P., & De La Vara, R. (2008). *Análisis y diseño de experimentos*. Editorial Mc Graw Hill.
- Incropera, F. (1999). *Fundamentos de Transferencia de Calor (Cuarta ed.)*. México D.F.: Prentice Hall.
- Jaramillo, O. (2007, Noviembre 20). *Intercambiadores de calor*. Retrieved from https://www.academia.edu/29012114/INTERCAMBIADORES_DE_CALOR?from=cover_page
- Kishan, R., Singh, D., & Sharma, A. K. (2020). *CFD Analysis of Heat Exchanger Models Design Using Ansys Fluent*. International Journal of Mechanical Engineering and Technology, 11(2).
- Laboratorios LIFE. (2022). *LOOP de agua inyectable de menor volumen*. Quito, Ecuador.
- Martínez, E., Estrems, M., Miguel, V., Garrido, A., & Guillén, J. A. (2009). *Aplicación de la metodología de superficie de respuesta para la optimización de parámetros de soldadura en función de la distribución térmica resultante*.
- Pulido, H. G., De la Vara Salazar, R., González, P. G., Martínez, C. T., & Pérez, M. D. C. T. (2012). *Análisis y diseño de experimentos*. New York, NY, USA:: McGraw-Hill.
- Thompson, M., & Thompson, J. (2017). *ANSYS Mechanical APDL for Finite Element Analysis*. Oxford: Butterworth-Heinemann.
- Tiwari, A. K., Ghosh, P., Sarkar, J., Dahiya, H., & Parekh, J. (2014). *Numerical investigation of heat transfer and fluid flow in plate heat exchanger using nanofluids*. International Journal of Thermal Sciences, 85, 93-103.

Varymex, (s.f.) *Válvula reguladora y reductora de presión modelo 469*. Retrieved from:

<https://www.vayremex.com/producto/valvula-reguladora-y-reductora-de-presion-469>

Zhang, Z., & Li, Y. (2003). *CFD simulation on inlet configuration of plate-fin heat*

exchangers. *Cryogenics*, 43(12), 673-678.

Apéndices