

ANÁLISIS TÉRMICO DEL SISTEMA DE EVAPORACIÓN-CONDENSACIÓN
PARA EL TRATAMIENTO DE AGUAS RESIDUALES AVÍCOLAS

DANIELA JULIANA REY BENAVIDES

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
MAESTRÍA EN INGENIERÍA MECÁNICA
2022

ANÁLISIS TÉRMICO DEL SISTEMA DE EVAPORACIÓN-CONDENSACIÓN
PARA EL TRATAMIENTO DE AGUAS RESIDUALES AVÍCOLAS

DANIELA JULIANA REY BENAVIDES

MONOGRAFÍA PRESENTADA PARA OBTENER EL TÍTULO DE MAGÍSTER
EN INGENIERÍA MECÁNICA

DIRECTOR

PhD. ING. JULIÁN ERNESTO JARAMILLO IBARRA
DOCTOR EN INGENIERÍA TÉRMICA

CO-DIRECTOR

MSc. OMAR ARMANDO GELVEZ AROCHA
INGENIERO MECÁNICO

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

2022

DEDICATORIA

A Dios por ser mi roca fuerte

A mi Padre Jorge mi madre Adriana por su amor incondicional

A mi hermana Gabriela, por su alegría y amor

*En memoria de mi abuelo Marcos y mi amiga Lesly siempre vivirán en mi
corazón*

A mi familia Benavides Hernández por todos sus consejos

A Pablo Andrés Rozo por ser un soporte en los momentos difíciles

A mi familia de corazón por tanto cariño y lealtad

AGRADECIMIENTOS

Un agradecimiento muy especial para mi director de proyecto, Prof. Julián Jaramillo por tanta comprensión en tantos momentos relacionados con el desarrollo de este proyecto. También al Comité de Posgrados de la Escuela de Ingeniería Mecánica por la diligencia y soporte en el desarrollo de mi maestría.

TABLA DE CONTENIDO

INTRODUCCIÓN	11
2. OBJETIVOS	14
2.1 OBJETIVO GENERAL	14
2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	14
3. MARCO TEÓRICO	15
3.1 AGUA RESIDUAL	15
3.2 TRATAMIENTO APLICADO EN PLANTAS DE BENEFICIO AVÍCOLA PARA EL TRATAMIENTO DE AGUAS RESIDUALES	17
3.3 TRATAMIENTOS DE AGUAS RESIDUALES CON PROCESOS TÉRMICOS	20
3.4 ANTECEDENTES	21
4. METODOLOGÍA	25
4.1 MODELAMIENTO MATEMÁTICO DE SISTEMAS DE EVAPORACIÓN AL VACÍO PARA TRATAMIENTO	27
4.1.1 Configuración uno: sistema de evaporación al vacío con evaporador y condensador de tubos horizontales y bomba de calor	27
4.1.2 Configuración dos: sistema de evaporación al vacío con evaporador condensador de tubos horizontales, bomba de calor y colector solar	50
4.1.3 Configuración tres: sistema de evaporación al vacío con evaporador y condensador de tubos horizontales	55
4.1.4 Configuración cuatro: sistema de evaporación al vacío precalentador (evaporador de película descendente)	70
4.1.5 Evaluación energética de sistemas de evaporación al vacío para tratamiento de aguas residuales avícolas	81
4.2 CREACIÓN DE LOS MÓDULOS DE SIMULACIÓN (TRYSYS)	86
4.3 SIMULACIÓN EN ESTADO ESTABLE DE LAS CONFIGURACIONES DE LOS SISTEMAS DE EVAPORACIÓN AL VACÍO PARA TRATAMIENTO DE AGUAS RESIDUALES AVÍCOLAS	92
4.3.1 Análisis paramétrico y diseño térmico de la configuración uno	92
4.3.2 Análisis paramétrico y diseño térmico de la configuración dos	101
4.3.3 Análisis paramétrico y diseño térmico de la configuración tres	102
4.3.4 Análisis paramétrico y diseño térmico de la configuración cuatro	110
4.3.5 Resultado del análisis energético	120
CONCLUSIONES	128
RECOMENDACIONES	130
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	131
ANEXOS	133

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Proceso de coagulación-floculación [8]	17
Figura 2. Proceso de beneficio avícola [9]	18
Figura 3. Bomba de calor	27
Figura 4. Ciclo de compresión de vapor.....	28
Figura 5. Configuración uno: sistema de evaporación al vacío con evaporador de tubos horizontales y bomba de calor	29
Figura 6. Diagrama de flujo para la bomba de calor y compresor	32
Figura 7. Diagrama de flujo del modelo matemático para el evaporador (agua residual)-condensador (refrigerante).....	40
Figura 8. Diagrama de flujo del condensador (agua residual)-evaporador (refrigerante).....	47
Figura 9. Corte transversal de un intercambiador de aleta y tubo [Fundamental]	48
Figura 10. Diagrama del flujo del modelo matemático del condensador auxiliar	50
Figura 11. Colector de tubos evacuados.....	51
Figura 12. Configuración 2: sistema de evaporación al vacío con evaporador de tubos horizontales, bomba de calor y colectores solares	52
Figura 13. Type 71 Colector de tubos evacuados	53
Figura 14. Diagrama de flujo de colector de tubos evacuados.....	54
Figura 15. Configuración 3: sistema de evaporación al vacío con evaporador (agua residual)-condensador (vapor de agua) de tubos horizontales y precalentador	56
Figura 16. Diagrama de flujo para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor y la longitud del evaporador de tubos horizontales.....	58
Figura 17. Sección longitudinal de un intercambiador de calor TEMA tipo E.....	59
Figura 18. Parámetros geométricos del intercambiador de coraza y tubos □	60
Figura 19. Partes de un intercambiador de coraza y tubos TEMA tipo E	62
Figura 20. Diagrama de flujo para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor y la longitud del condensador	69
Figura 21. Configuración cuatro: sistema de evaporación al vacío con precalentador y evaporador de película descendente.....	71
Figura 22. Diagrama de flujo para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor del precalentador	75
Figura 23. Diagrama de flujo para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor del evaporador de película descendente.....	80
Figura 24. Volumen de control en las configuraciones del sistema de evaporación al vacío tratamiento de aguas residuales avícolas: a) configuración uno b) configuración dos c) configuración tres d) configuración	83
Figura 25. Interfaz de inicio de TRNSYS.....	86
Figura 26. Ventana New Component.....	87
Figura 27. Ventana Variables.....	87
Figura 28. Ventana Settings Pestaña Directories	88
Figura 29. Aviso de Simulation Studio.....	89

Figura 30. Código fuente del nuevo módulo (type) en C++ y librería dinámica.	91
Figura 31. Evaporador (agua residual) configuración uno.	92
Figura 32. Longitud de condensación (L_{cond}) respecto la temperatura de condensación (T_{15}).	94
Figura 33. Condensador (agua residual) configuración uno.	95
Figura 34. Longitud de evaporación (L_{evap}) respecto a la temperatura de evaporación (T_{16}).	97
Figura 35. Flujo másico de refrigerante (m_{16}) respecto la temperatura de evaporación (T_{16}).	97
Figura 36. Resultados del diseño térmico de la configuración uno.	100
Figura 37. Resultados del diseño térmico de la configuración dos.	101
Figura 38. Evaporador (agua residual) configuración dos.	103
Figura 39. Longitud de condensación (L_{cond}) respecto la temperatura de entrada del vapor (T_{15}).	105
Figura 40. Condensador configuración tres.	106
Figura 41. Precalentador (configuración cuatro).	110
Figura 42. Longitud del haz de tubos del precalentador respecto al flujo volumétrico del agua de calentamiento.	112
Figura 43. Longitud del haz de tubos del precalentador (L_{prec}) respecto la temperatura de entrada del agua de calentamiento (T_5).	113
Figura 44. Evaporador de película descendente (configuración cuatro).	114
Figura 45. Longitud del haz de tubo del evaporador de película descendente (L_{evap}) respecto a la temperatura de entrada del agua de calentamiento (T_{12}).	116
Figura 46. Resultados del diseño térmico de la configuración cuatro.	118
Figura 47. Resultados análisis energético configuración uno.	122
Figura 48. Resultados análisis energético configuración dos.	122
Figura 49. Resultados análisis energético configuración tres.	123
Figura 50. Resultados análisis energético configuración cuatro.	124

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Análisis fisicoquímico de afluente de planta de beneficio avícola	19
Tabla 2. Estados de la bomba de calor	30
Tabla 3. Correlaciones para el cálculo del número de Nusselt.....	72
Tabla 4. Parámetros de análisis energético para las configuraciones del sistema de evaporación al vacío para tratamiento de aguas residuales avícolas.	84
Tabla 5. Parámetros geométricos del evaporador (agua residual)-condensador (refrigerante) y variables de entrada fijas.....	93
Tabla 6. Resultados análisis paramétrico del evaporador (configuración uno).	93
Tabla 7. Parámetros geométricos y variables de entrada fijas del condensador (configuración uno).....	95
Tabla 8. Análisis paramétrico del condensador (configuración uno).....	96
Tabla 9. Parámetros geométricos y variables de entrada fijas del evaporador (configuración dos).....	104
Tabla 10. Resultados análisis paramétrico del evaporador (configuración dos).	105
Tabla 11. Parámetros geométricos y variables de entrada fijas del condensador (configuración tres).	106
Tabla 12. Análisis paramétrico del condensador (configuración tres).	107
Tabla 13. Parámetros geométricos y variables de entrada fijas del precalentador (configuración cuatro).	111
Tabla 14. Resultados del análisis paramétrico del precalentador.....	112
Tabla 15. Parámetros geométricos y variables de entrada fijas del evaporador de película descendente (configuración cuatro).....	114
Tabla 16. Resultados del análisis energético.	125

RESUMEN

TITULO: ANALISIS TÉRMICO DEL SISTEMA DE EVAPORACIÓN-CONDENSACIÓN PARA EL TRATAMIENTO DE AGUAS RESIDUALES AVÍCOLAS

AUTOR: DANIELA JULIANA REY BENAVIDES*

PALABRAS CLAVES:

CONTENIDO: EVAPORACIÓN AL VACÍO, EVAPORADOR, CONDENSADOR, BOMBA DE CALOR, SISTEMA DE TRATAMIENTO DE AGUAS RESIDUALES

DESCRIPCIÓN:

La energía eléctrica y el agua potable son de vital importancia para el desarrollo de la sociedad, el exponencial crecimiento poblacional disminuye la disponibilidad de recursos no renovables como los combustibles fósiles y el agua potable. Al tiempo, el sector industrial demanda cada vez más una mayor cantidad de bienes y servicios como grandes cantidades de energía y agua: para el año 2050 se pronostica que el aumento del uso del agua de un 10% respecto a la actual. Hoy más de 2.000 millones de personas viven en países que sufren una fuerte escasez de agua, aproximadamente 4.000 millones de personas padecen una grave escasez de este recurso durante al menos un mes al año, esto seguirá aumentando a medida que crezca la demanda y se intensifiquen los efectos del cambio climático.

En este trabajo se analizan los procesos térmicos de los sistemas de evaporación al vacío para tratamiento de aguas residuales avícolas. Se desarrolla un modelo matemático que permite dimensionar cuatro configuraciones de sistemas de evaporación al vacío de aguas residuales, compuestos por intercambiadores de calor como precalentadores, evaporadores y condensadores. Se tiene en cuenta la transferencia de calor de los intercambiadores debido a la forma como se establecen los flujos de agua residual, vapor de calentamiento, agua de enfriamiento y refrigerante R134a.

El modelo matemático fue implementado en el software para simulación de sistemas térmicos TRNSYS, en donde cada intercambiador corresponde a un módulo creado y luego se conectaron entre sí conformando cada una de las configuraciones del sistema que se presentan en este trabajo. Como resultado se obtuvieron las dimensiones finales de los intercambiadores de calor y sistemas de bombeo de cada una de las configuraciones, según los requerimientos para tratar agua proveniente de una planta de beneficio avícola y se establece el requerimiento energético de cada uno de éstas y su respectiva comparación.

* Trabajo de Grado para obtener el grado de Magíster en Ingeniería.

** Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: PHD. Julián Ernesto Jaramillo Ibarra, Ingeniero Mecánico., Codirector: Omar Armando Gelvez Arocha

ABSTRACT

TITLE: THERMAL ANALYSIS OF EVAPORATION-CONDENSATION SYSTEM FOR WASTEWATER TREATMENTS

AUTHORS:

Daniela Juliana Rey Benavides *

KEYWORDS:

EVAPORATION, CONDENSATION, HEAT EXCHANGER, WASTEWATER TREATMENT

DESCRIPTION:

Electric power and drinking water are of vital importance for the development of society. The exponential population growth decreases the availability of non-renewable resources such as fossil fuels and drinking water. Consequently, the industrial sector needs to create more goods and services to meet demand, which translates into large amounts of energy and water that have to be used. By the year 2050, it is predicted that the increase in water use will be 20 to 30% compared to today. More than 2 billion people live in countries experiencing severe water scarcity, and approximately 4 billion people experience severe water scarcity for at least one month of the year. Scarcity levels will continue to rise as water demand grows and the effects of climate change intensify.

This work shows a research study of the thermal processes of vacuum evaporation systems for poultry wastewater treatment. A mathematical model is developed that allows the design of four configurations of vacuum evaporation systems of thermal wastewater, composed of heat exchangers such as preheaters, evaporators, and condensers. The heat transfer of the exchangers is studied due to how the wastewater, heating steam, cooling water, and refrigerant R134a flows are established.

The mathematical model was implemented in the software for simulation of thermal systems TRNSYS, where each exchanger corresponds to a created module, and they were connected forming each of the configurations of the system that are presented in this work. As a result, the final dimensions of the heat exchangers and pumping systems of each one of the configurations according to requirements for treating water coming from a poultry benefit plant were obtained and it is established the energy requirement of each of these and their respective comparisons.

* Master Degree Thesis

** Physical Mechanical Engineer Faculty. Mechanical Engineering School. Director: PHD. Julián Ernesto Jaramillo Ibarra, Mechanical Engineer. Co-director: Omar Armando Gelvez Arocha

INTRODUCCIÓN

La energía eléctrica y el agua potable son de vital importancia para el desarrollo de la sociedad, el exponencial crecimiento poblacional disminuye la disponibilidad de recursos no renovables como los combustibles fósiles y el agua potable. Por su parte, el sector industrial necesita crear mayor cantidad de bienes y servicios para satisfacer la demanda, lo que se traduce en grandes cantidades de energía y agua a utilizar; para el año 2050 se pronostica que el aumento del uso del agua será del 20 al 30 % respecto a la actual. Hoy más de 2.000 millones de personas viven en países que sufren una fuerte escasez de agua y aproximadamente 4.000 millones de personas padecen una grave escasez de agua durante al menos un mes al año, esto seguirá aumentando a medida que crezca la demanda y se intensifiquen los efectos del cambio climático [1].

El informe de calidad del Agua de la Corporación Autónoma de la Defensa de la Meseta de Bucaramanga (CDMB) [2], muestra resultados en 65 puntos de monitoreo ubicados en las afluentes hídricas principales (Río Lebrija, Río de Oro, Río Suratá y Río Frio), de los cuales se puede establecer que el 68 % es agua de calidad buena, 14 % dudosa, 14 % inadecuada y 5 % pésima. Por su parte, el estado colombiano a través del Ministerio del Medio Ambiente ha reglamentado por medio de los decretos 1594 de 1984 [3], 3930 de 2010 [4] y 4728 de 2010 [5], el tratamiento de aguas residuales. A pesar de la normativa existente el Ministerio manifiesta que la pequeña y mediana industria en Colombia no realiza un tratamiento adecuado del agua que interviene en sus procesos.

La actividad avícola puede tener impactos ambientales negativos, en el caso de las granjas, esta situación se da por el uso ineficiente del agua en operaciones de lavado o por vertimiento directo a las fuentes hídricas sin ningún tratamiento, así como por arrastre de la gallinaza y pollinaza, si éstas se encuentran almacenadas inadecuadamente. La principal causa de la toxicidad de estas aguas residuales es porque su demanda bioquímica es muy alta. En una planta de beneficio avícola se realizan los procesos como: escaldado, evisceración,

enfriamiento y lavado general: estos procesos son los que producen más volumen de vertimientos de agua residual, a temperaturas entre los 4 °C y 55 °C [2].

Los tratamientos biológicos y químicos han sido ampliamente utilizados en el tratamiento de aguas residuales industriales, pero tienen desventajas como grandes costos energéticos, producción de lodos y el requerimiento de grandes áreas de instalación. De otro lado, los tratamientos térmicos (evaporación al vacío) para las aguas residuales permiten menor costo energético, ya que pueden ser utilizadas energías residuales provenientes de otros procesos de producción, para obtener una calidad de agua dentro de la normatividad establecida por el Ministerio del Medio Ambiente. El desarrollo de este trabajo de investigación se centra en el estudio de los sistemas para tratamiento de aguas residuales térmicos; que tienen como característica principal calentar el fluido hasta que sus componentes más volátiles pasen a la fase de vapor (evaporador) y enfriar el vapor para recuperar dichos componentes en forma líquida (condensador).

Para ello, el conocimiento del fenómeno de ebullición en evaporadores es necesario para establecer las condiciones de la transferencia de calor y masa, con el fin de replicar el desarrollo del proceso en la realidad e identificar variables claves para diseñar y mejorar el comportamiento térmico del equipo. La metodología de desarrollo del trabajo de investigación consistió en el diseño y simulación de cuatro configuraciones de sistemas térmicos integradas principalmente por intercambiadores de calor:

- Sistema de evaporación al vacío con evaporador (agua residual)-condensador(refrigerante), condensador (agua residual)-evaporador (refrigerante) de tubos horizontales y bomba de calor
- Sistema de evaporación al vacío con evaporador (agua residual)-condensador(refrigerante), condensador (agua residual)-evaporador (refrigerante) de tubos horizontales, colector solar de tubos evacuados y bomba de calor.

- Sistema de evaporación al vacío con evaporador (agua residual)-condensador (vapor de agua), condensador (agua tratada) de tubos horizontales y precalentador.
- Sistema de evaporación al vacío con evaporador (agua residual) de película descendente, condensador (agua tratada) de tubos horizontales y precalentador.

La simulación se realizó por medio de TRNSYS, un software de simulación de sistemas térmicos, donde cada equipo térmico es representado gráficamente por un módulo (denominado TYPE), dentro de él se encuentra un código fuente en lenguaje de programación C++ que contiene el modelo termodinámico y de transferencia de calor. Se seleccionan las variables de entrada, parámetros y variables de salida de cada uno de los módulos y las conexiones entre sí y se implementa un modelo matemático cero dimensional que tiene en cuenta un algoritmo que contempla los balances de masa y energía, las correlaciones para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor, temperatura, flujos de calor y eficiencia en evaporadores y condensadores; para los otros componentes (bombas y tanques) se utilizaron módulos predefinidos en el software. El objetivo es analizar el comportamiento térmico de sistemas de evaporación al vacío para tratamiento de aguas residuales avícolas y cuyos resultados permitirán evaluar cuál de las configuraciones es más adecuada para implementar en la industria avícola.

2. OBJETIVOS

2.1 OBJETIVO GENERAL

Analizar el comportamiento térmico de sistemas de evaporación al vacío para tratamiento de aguas residuales avícolas con el uso de herramientas computacionales.

2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Desarrollar e implementar un modelo matemático cero-dimensional en estado estable para cada una de las configuraciones del sistema de evaporación al vacío para tratamiento de aguas residuales.

Validar el modelo matemático implementado en los intercambiadores de calor con datos de la literatura científica.

Evaluar el comportamiento térmico de las configuraciones del sistema de evaporación al vacío para tratamiento de aguas residuales obtenido de las simulaciones de éstos en una herramienta computacional.

Establecer cuál es la mejor combinación entre eficiencia energética y flujo másico de agua tratada entre las configuraciones desarrolladas.

3. MARCO TEÓRICO

3.1 AGUA RESIDUAL

Según el Programa de las Naciones Unidas para el Desarrollo, dentro del objetivo número seis: “Agua Limpia y Saneamiento”, señala que la escasez de agua afecta a más del 40 por ciento de la población mundial, una cifra alarmante que probablemente crecerá con el aumento de las temperaturas globales producto del cambio climático. Aunque 2.100 millones de personas han conseguido acceso a mejores condiciones de agua y saneamiento desde 1990, la decreciente disponibilidad de agua potable de calidad es un problema importante que aqueja a todos los continentes. En 2011, 41 países experimentaban estrés hídrico; 10 de ellos estaban a punto de agotar su suministro de agua dulce renovable y ahora dependen de fuentes alternativas. El aumento de las sequías y la desertificación ya está empeorando estas tendencias y se estima que al menos una de cada cuatro personas se verá afectada por escasez recurrente de agua para 2050 [6].

Con el fin de garantizar el acceso universal al agua potable segura y asequible para todos en 2030, es necesario realizar inversiones adecuadas en infraestructura, proporcionar instalaciones sanitarias y fomentar prácticas de higiene en todos los niveles. Si se pretende mitigar la escasez de agua, es fundamental proteger y recuperar los ecosistemas relacionados con este recurso, como los bosques, montañas, humedales y ríos. También se requiere más cooperación internacional para estimular la eficiencia hídrica y apoyar tecnologías de tratamiento en los países en desarrollo [6]. Para lograr esto, las metas que plantea este objetivo de desarrollo sostenible son:

- Lograr el acceso universal y equitativo al agua potable a un precio asequible para todos.
- Lograr el acceso a servicios de saneamiento e higiene adecuados y equitativos para todos y poner fin a la defecación al aire libre, prestando especial atención a las necesidades de las mujeres y las niñas y las personas en situaciones de vulnerabilidad.

- Mejorar la calidad del agua reduciendo la contaminación, eliminando el vertimiento y minimizando la emisión de productos químicos y materiales peligrosos, reduciendo a la mitad el porcentaje de aguas residuales sin tratar y aumentando considerablemente el reciclado y la reutilización sin riesgos a nivel mundial.
- Aumentar considerablemente el uso eficiente de los recursos hídricos en todos los sectores, asegurar la sostenibilidad de la extracción y el abastecimiento de agua dulce para hacer frente a la escasez de agua y reducir considerablemente el número de personas que sufren falta de agua.
- Implementar la gestión integrada de los recursos hídricos a todos los niveles, incluso mediante la cooperación transfronteriza.
- Proteger y restablecer los ecosistemas relacionados con el agua, incluidos los bosques, las montañas, los humedales, los ríos, los acuíferos y los lagos
- Ampliar la cooperación internacional y el apoyo prestado a los países en desarrollo para la creación de capacidad en actividades y programas relativos al agua y el saneamiento, como los de captación de agua, desalinización, uso eficiente de los recursos hídricos, tratamiento de aguas residuales, reciclado y tecnologías de reutilización.
- Apoyar y fortalecer la participación de las comunidades locales en la mejora de la gestión del agua y el saneamiento.

El desarrollo de las actividades humanas requiere consumos elevados de agua y produce residuos líquidos como consecuencia de estas actividades, productos denominados aguas residuales. Su grado de toxicidad es alto y poseen gran cantidad de sustancias y microorganismos que hacen obligatoria su deposición. La polución del agua es una modificación de la calidad del agua, que afecta gravemente el uso del agua para el consumo humano, la industria, la agricultura y la pesca. Es una práctica común utilizar aguas residuales, sin tratamiento previo para el riego de cosechas de alimentos, representando un riesgo para la salud humana; practica que incluso puede causar la muerte inmediata por envenenamiento o efectos graduales como enfermedades o lesiones que se agravan en el largo plazo [7].

3.2 TRATAMIENTO APLICADO EN PLANTAS DE BENEFICIO AVÍCOLA PARA EL TRATAMIENTO DE AGUAS RESIDUALES

Actualmente el proceso de tratamiento de aguas residuales en una planta de beneficio avícola consiste en un tratamiento químico que comprende dos procesos: coagulación y floculación. La coagulación consiste en añadir un coagulante al agua afluyente para crear una atracción entre las partículas en suspensión. La mezcla se agita lentamente para inducir la agrupación de partículas entre sí para formar “flóculos”, posteriormente el agua se traslada a un depósito tranquilo de sedimentación para sólidos (figura 1).



Figura 1. Proceso de coagulación-floculación [8]

La planta modelo tiene una capacidad para tratar 1200 m³/día de afluentes provenientes de todos los procesos que comprende la etapa de beneficio del pollo, que se enuncian a continuación:

- La insensibilización de las aves mediante un choque eléctrico, después del cual se procede al degüello; se dejan desangrar por un tiempo mínimo de 90 segundos.
- La etapa de escaldado consiste en sumergir las aves en un tanque con agua caliente (58- 62°C) con el propósito de facilitar la remoción de

plumas en la etapa posterior y dar choque térmico para eliminar parte de la carga microbiana.

- La etapa de evisceración, aislada de las demás áreas de la planta, es donde se realiza el corte de cabezas y cloacas, y se abre el animal para extraer las vísceras.
- La etapa de enfriamiento donde las vísceras pasan a un enfriador (*Chiller*) o tanque de lavado con agua fría donde permanecen de 30 a 40 minutos, removiendo la mayor parte de residuos de sangre y grasa; de éste, se trasladan al enfriador por otros 30 a 40 minutos y salen con una temperatura máxima de 4 °C. Luego las vísceras se empacan y son almacenadas en cuartos fríos donde se inicia la cadena de frío. Durante la operación de la planta se realiza un lavado general intermedio para retirar la sangre y despojos que se acumulan en el área de faenado.

Al finalizar la jornada de trabajo se realiza el lavado completo y desinfección de las instalaciones y equipos que entran en contacto con las aves, canales y vísceras (figura 2). La temperatura promedio de los afluentes que llegan a los tanques de almacenamiento de agua residual es de 26.1°C, en general el sistema de tratamiento de agua de una planta de beneficio funciona 20 horas al día. La capacidad de los sistemas a modelar y simular corresponde a 120 m³/día (10% de la capacidad total de la planta de agua residual modelo).

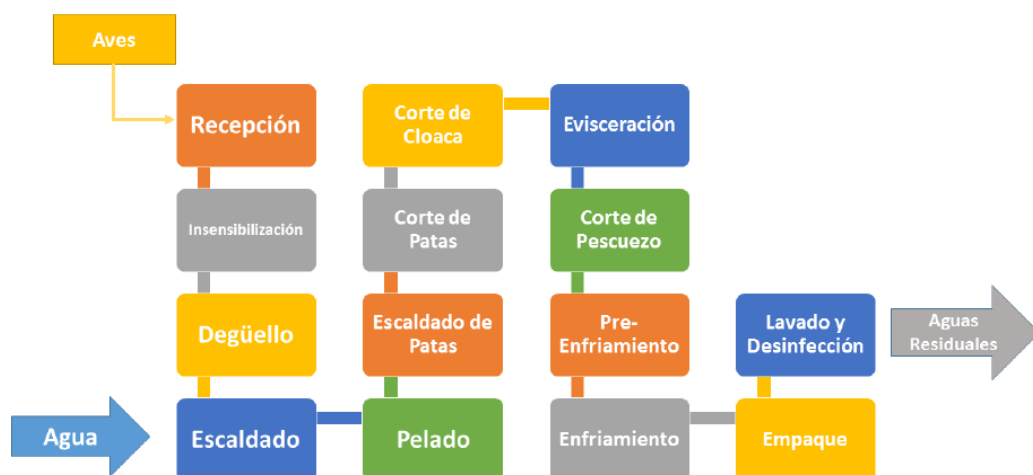


Figura 2. Proceso de beneficio avícola [9]

El análisis fisicoquímico presentado en la tabla 1 muestra la composición química y biológica del agua residual medida en afluente y efluente. Para determinar el comportamiento de cada uno de los agentes contaminantes en el tratamiento de coagulación-floculación que está funcionando en la planta de beneficio avícola se presenta el porcentaje de remoción o aumento según cada componente. Se establece que el proceso de coagulación -floculación es muy acertado en un 99% para la remoción de demanda química de oxígeno, demanda bioquímica de oxígeno y sólidos suspendidos. Asimismo, variables como la dureza, los cloruros y los nitratos aumentan después de la aplicación del proceso químico de tratamiento de agua residual.

Tabla 1. Análisis fisicoquímico de afluente de planta de beneficio avícola

Análisis físico químico de agua residual				
Variable	Resultado Afluente	Resultado Efluente	Unidades	Porcentaje de remoción (-) o aumento
Alcalinidad total	128	74,1	mgCaCO ₃ /L	42% (-)
Dureza total	48,6	71,6	mgCaCO ₃ /L	47 %(+)
Dureza Cálctica	16,0	38,8	mgCaCO ₃ /L	133% (+)
Cloruros	175	238	mgCaCO ₃ /L	36% (+)
Fosforo total	35,5	4,38	mg P/L	88 %
Ortofosfatos	22,5	3,86	mg P-PO ₄ /L	83 % (-)
Nitrógeno Total	236	89,9	mg N/L	61 % (-)
Nitratos	<0,1	0,22	Mg NO ₃ /L	120 % (+)
Nitritos	0,047	0,037	Mg NO ₃ -N/L	21 % (-)
Nitrógeno Amoniacal	23,0	21,0	mg N/L	21,0 (-)
Sulfatos	80,6	40,2	mg SO ₄ /L	40,2 % (-)
DQO	5242	633	mg O ₂ /L	87 % (-)
DBQ	3257	296	mg O ₂ /L	90% (-)
Grasas y aceites	1069	6,3	mg/L	99% (-)
Solidos suspendidos totales	1900	18,7	mg/L	99% (-)
Acidez Total	195	76,8	mgCaCO ₃ /L	60% (-)

3.3 TRATAMIENTOS DE AGUAS RESIDUALES CON PROCESOS TÉRMICOS

Los sistemas de tratamientos de aguas residuales térmicos (evaporación al vacío) tienen como característica principal calentar el fluido hasta que sus componentes más volátiles pasen a la fase de vapor (evaporador) y enfriar el vapor para recuperar dichos componentes en forma líquida (condensador). Para ello, es necesario el conocimiento del fenómeno de ebullición en evaporadores, a fin de establecer las condiciones de la transferencia de calor y masa, con el fin de replicar el desarrollo del fenómeno en la realidad e identificar variables claves para optimizar y mejorar el comportamiento térmico del equipo.

Estos sistemas de evaporación se encargan de hervir el agua residual mediante la aplicación de la energía suficiente para provocar la ebullición a baja temperatura, lo cual permite la separación de dos o más líquidos con temperaturas de ebullición diferentes, que se encuentren mezclados o de un soluto y un disolvente que al encontrarse permiten reducir la temperatura de ebullición del líquido a evaporar, lo que reduce la cantidad de calor a utilizar en el proceso de ebullición y condensación [10]. La evaporación es una operación que permite obtener una calidad adecuada de acuerdo con las normas ambientales establecidas para el vertimiento de aguas residuales industriales [11], las ventajas del sistema son:

- Pueden tratar efluentes más complejos.
- Diseño flexible y compacto de las máquinas.
- Muy práctico para tratar bajas cantidades de agua residual.
- Es una tecnología de fácil uso y requiere poco mantenimiento.
- Alta reducción y concentración de los residuos líquidos.

3.4 ANTECEDENTES

Diferentes referencias pueden ser encontradas sobre estudios específicos en sistemas de evaporación al vacío para tratamiento de aguas residuales, resaltando investigaciones sobre simulaciones del fenómeno de ebullición en evaporadores en diferentes geometrías y análisis paramétricos de sistemas de evaporación al vacío por bomba de calor, híbrido y compresión térmica de vapor.

Meerholz et al [12] planteó que, a nivel industrial, los tratamientos de aguas residuales deben ser implementados con la mejor tecnología al menor costo, pero también se debe asegurar la sostenibilidad ambiental y social. La evaluación de diferentes tecnologías tiene que ser determinada por parámetros técnicos como: la confiabilidad (desempeño de la planta de tratamiento), simplicidad (operación y mantenimiento) y la eficiencia (mejoramiento de la calidad del agua).

Hou et al. [13] realizaron una simulación numérica de un evaporador de película descendente horizontal utilizada en procesos de desalinización. Encontraron el vapor no se distribuye de manera uniforme en los tubos y que la masa y el flujo de calor del vapor se auto compensan entre los tubos. El coeficiente global de transferencia de calor alcanza un máximo de 3300 (W^2/mK) en la región de entrada de cada paso de tubos y decrece gradualmente en la dirección del flujo. Se demostró que, a menor flujo másico de agua de mar, mayor es la salinidad del concentrado. Los modelos matemáticos gobernantes correspondientes se aplicaron según la parte del evaporador: por donde pasa el vapor de calentamiento y por donde pasa el agua de mar, para la turbulencia utilizaron el modelo $k-\epsilon$ y para el acoplamiento de presión-velocidad, el algoritmo SIMPLE.

Abraham y Mani [14], realizaron el análisis de un evaporador de película descendente por medio de los modelos y técnicas de CFD usando ANSYS FLUENT. Evaluaron los efectos del flujo másico de alimentación (agua a tratar), el diámetro de los tubos y la temperatura de la superficie en la transferencia de calor. Usando el modelo de volumen de fluido (VOF) para flujos bifásicos, la

simulación permitió concluir que el coeficiente de transferencia de calor en película incrementa y se estabiliza con el aumento del número de Reynolds y el grosor de la película; ésta última también aumenta con el flujo másico de alimentación, lo que se traduce en mayores coeficientes de transferencia de calor en la zona del flujo completamente desarrollado. Así mismo, el coeficiente de transferencia de calor disminuye con el incremento del diámetro de los tubos del evaporador, teniendo una reducción de un 15-20% si el fluido de alimentación es una solución de agua con otros componentes, respecto al agua pura, a las mismas condiciones de operación. Para el número de Reynolds en película se encontró un intervalo óptimo entre 500-800 para una transferencia de calor efectiva.

Waheed [15] comprobó que la recompresión de vapor tiene el potencial de reducir los requerimientos energéticos, por medio de la bomba de calor y proveer calor al recalentador. Estos modelos son desarrollados para reducir las pérdidas de calor y el tamaño de la bomba de calor, tecnología que permite presurizar vapor desde una fuente de calor de baja temperatura hasta una de alta temperatura, con el uso de potencia mecánica y debido a esto la presión del vapor provee el efecto de condensación.

Kumar [16] realizó una simulación dinámica de evaporación multiefecto, para resolver los balances de masa y energía, por medio de la utilización de MATLAB, con subrutinas `fsolve` (Gauss-Newton para la solución de ecuaciones algebraicas no lineales) y `ODE 45` (método numérico de Runge Kutta), que permitió obtener las propiedades termodinámicas y de transferencia de calor para estimar la respuesta dinámica del sistema de evaporación.

Guoping et al.[17] realizaron una simulación numérica de un evaporador de placas corrugadas utilizado en la evaporación multiefecto para procesos de desalinización. El objetivo de este trabajo fue analizar en detalle el flujo bifásico y las características de la transferencia de calor con relación a variaciones

geométricas usando CFD. Variables como el flujo másico, la fracción de calidad del vapor, la relación entre el número de Nusselt y el número de Reynolds equivalente son estudiadas para caracterizar la transferencia de calor por ebullición. Concluyeron que, en la dirección del flujo, la fracción de calidad del vapor de agua incrementa mientras la calidad del agua salada decrece gradualmente.

Juarez-Trujillo et al. [18] realizaron un análisis paramétrico de un sistema híbrido de salinización en TRNSYS, en el cual plantearon que por medio de colectores solares de tubos evacuados se calienta el agua a tratar, cuya temperatura debe ser lo más alta posible, para maximizar la cantidad de vapor. Este análisis permitió estudiar el efecto del número de colectores solares utilizados, el volumen de almacenamiento y el flujo másico de agua sobre la tasa de destilación. Encontraron puntos óptimos de operación y concluyeron que, a mayor número de colectores solares utilizados, mayor es la tasa de destilación; a mayor flujo másico de agua a tratar, menor es la tasa de destilación y que el número de colectores solares es directamente proporcional al volumen del tanque de almacenamiento.

Nitsche y Gbadamosi [19] plantearon en la evaporación al vacío, los coeficientes de transferencia de calor son menores porque las burbujas de vapor son más grandes y cubren más superficie de calentamiento. Los coeficientes de transferencia de calor de mezclas son más pequeños debido a que los componentes de alto punto de ebullición aumentan el punto de burbuja en la superficie de calentamiento. La mezcla debe ser calentada en la evaporación de la burbuja punto hasta el punto de rocío.

García-Silva [20] diseñaron y construyeron un prototipo para el tratamiento de aguas residuales avícolas que consiste en un sistema de evaporación doble efecto para tratar 150 l/h. Dentro de la operación del prototipo estipulado en 6.5 horas se obtuvo una producción de condensado promedio de 149 l/h y un

consumo energético específico de 0.917 KWh/m³. Los análisis de laboratorio del condensado evidenciaron que el sistema es altamente efectivo para disminuir los niveles de DBO, SST y cloruros respecto a lo exigido en la resolución 0635 del 2015 del Ministerio de Medio Ambiente y Saneamiento básico.

Gómez [21] propuso un prototipo de evaporación al vacío multiefecto utilizando como fuente de energía un generador de vapor. El equipo tiene una capacidad de tratar 60 L/h de agua. Concluye que para el sistema operado en simple efecto se requiere 2828 KJ y en multiefecto 1513,04 KJ por litro de agua tratada. Según Gómez [21] los factores más influyentes que afectan la producción y calidad del agua destilada son el caudal del vapor, el efecto de la reposición de agua y el nivel de vacío del sistema.

4. METODOLOGÍA

TRNSYS es un software adecuado para diseñar, optimizar y hacer un análisis detallado de cualquier sistema cuyo comportamiento sea dependiente del paso del tiempo. Es usado por ingenieros e investigadores de todo el mundo para validar nuevos desarrollos energéticos, desde sistemas de agua caliente sanitaria hasta el diseño y simulación de edificios y sus equipos, incluyendo estrategias de control y sistemas alternativos de energía (eólica, fotovoltaica, solar, sistemas de hidrógeno, etc).

La forma de generar un proyecto en TRNSYS resulta muy intuitiva: se conectan gráficamente los componentes del sistema (types) por medio del interfaz visual Simulation Studio. Cada uno de los types se describe con un modelo matemático mediante lenguaje de programación C++ y lleva asociado un Proforma en el Simulation Studio. Éste describe el componente como una caja negra por medio de entradas, salidas y parámetros; las salidas de cada componente actúan como entradas de otro.

Este proyecto de investigación se desarrolla mediante las siguientes etapas para simular las configuraciones del sistema de evaporación al vacío para tratamientos de aguas residuales:

1. Modelamiento matemático: en esta etapa se busca establecer los balances de masa y energía, las correlaciones para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor, temperatura, flujos de calor y eficiencia en evaporadores y condensadores, las expresiones para el cálculo de la capacidad de los otros componentes como compresor, válvulas, bombas, colector solar entre otros. Además, en esta etapa deben ser definidas las variables de entrada, las variables de salida y las variables controladas. Este modelamiento matemático será implementado dentro de los módulos que integran la simulación en TRNSYS.

2. Preparación de módulos de simulación (TYPE): en esta etapa, se denomina módulos de simulación TYPE (según el lenguaje de TRNSYS) a los componentes que conforman un sistema. Para el caso del evaporador y el condensador, estos módulos se deben programar dentro de la herramienta computacional con base en el modelo matemático establecido. Para los otros componentes se van a utilizar módulos predefinidos en el software, aunque si es necesario también se programarán según el modelo matemático. Estos módulos se realizan en el lenguaje de programación C++. en el cual están basados los módulos (types) del software TRNSYS.

3. Simulación de las cuatro configuraciones del sistema de tratamiento de aguas residuales en el software TRNSYS. Donde se realiza el análisis paramétrico de cada uno de los intercambiadores (precalentadores, evaporadores y condensadores), la simulación en estado estable para obtener las dimensiones finales que constituyen el diseño térmico.

4. Presentación de análisis y resultados

4.1 MODELAMIENTO MATEMÁTICO DE SISTEMAS DE EVAPORACIÓN AL VACÍO PARA TRATAMIENTO

4.1.1 Configuración uno: sistema de evaporación al vacío con evaporador y condensador de tubos horizontales y bomba de calor

La configuración uno (figura 5), es un sistema de tratamiento de agua residual de evaporación al vacío con bomba de calor. La bomba de calor es una máquina térmica capaz de forzar el flujo de calor en otra dirección, con un bajo consumo de energía eléctrica. La bomba de calor aprovecha el calor cedido por el condensador y no el absorbido por el evaporado, permitiendo recuperación energética en procesos que producen energía de desecho.

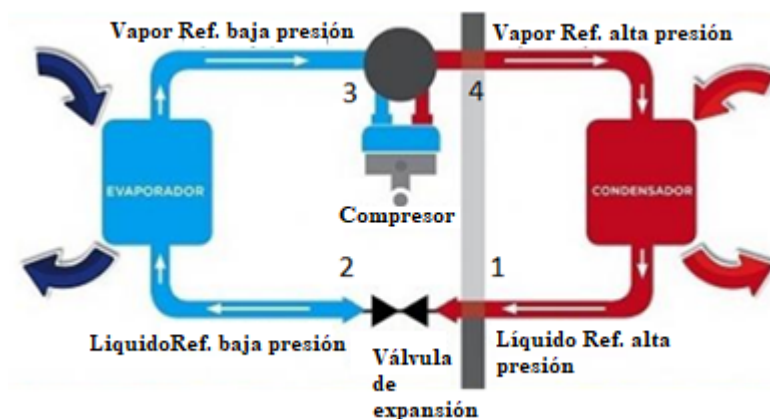


Figura 3. Bomba de calor

La bomba de calor está compuesta por un condensador, un evaporador, un compresor y una válvula de expansión como se muestra en la figura 3. El principio de funcionamiento es: un refrigerante extrae calor de un medio que se encuentra a baja temperatura por medio del evaporador, luego el refrigerante a baja temperatura y en forma de vapor saturado ingresa al compresor donde a través de este, el fluido aumenta a su temperatura y su presión de condensación, para entrar como vapor sobrecalentado entrando en la condensación, de donde la extracción del calor, el refrigerante pasa al estado de líquido saturado y por medio de la válvula de expansión, el refrigerante disminuye más su temperatura

para volver a comenzar el ciclo. El ciclo del refrigerante dentro del sistema de bomba de calor, se comporta como un ciclo termodinámico de compresión de vapor según la figura 4, que corresponde a un diagrama presión respecto a la entalpía.

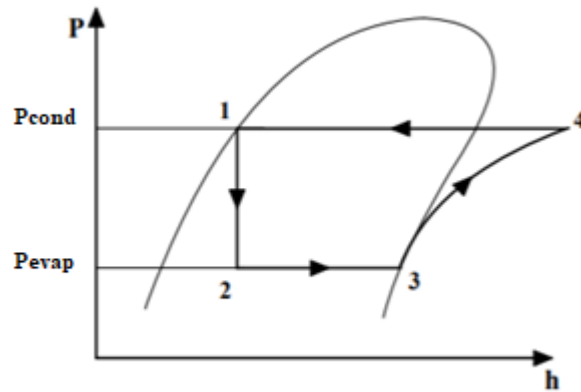


Figura 4. Ciclo de compresión de vapor

En las bombas de calor usadas para tratamiento de aguas residuales, el evaporador es el equipo que produce el vapor de agua (por la coraza) pero condensa el refrigerante (por los tubos), y el condensador produce el agua condensada (en la coraza) y evapora el refrigerante (por los tubos). En la figura 5 se observa que el agua residual sale del tanque de almacenamiento aproximadamente a $T_1=26.1^{\circ}\text{C}$, y es introducido al evaporador de tubos horizontales, por la coraza del intercambiador, en el cual se va llenando hasta el 60% de su volumen total (6 m^3 de agua residual). Cuando el agua residual se encuentra en el nivel requerido en tanque del evaporador de tubos horizontales, va fluyendo el refrigerante R134a y se va condensando a la temperatura de condensación dada por la capacidad del compresor.

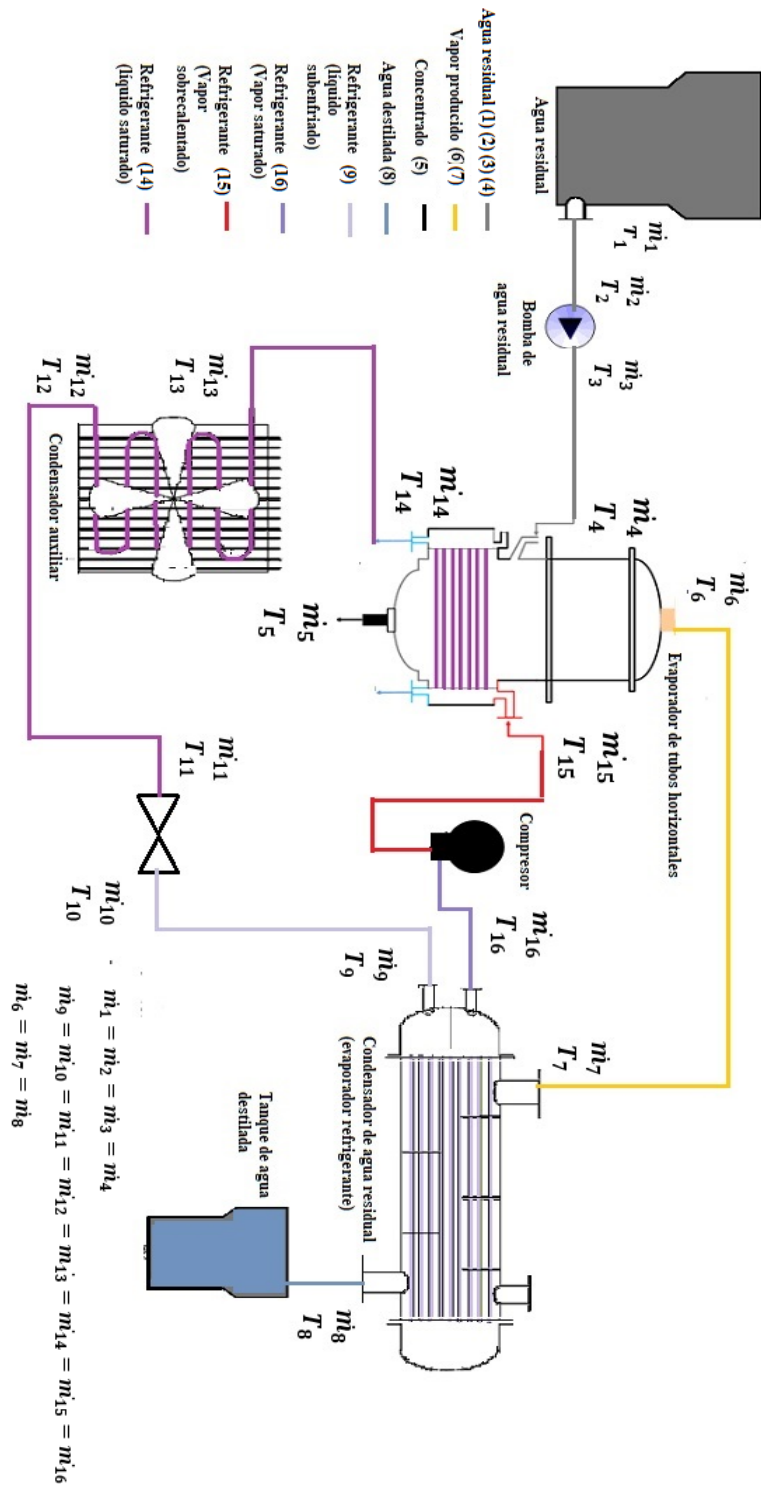


Figura 5. Configuración uno: sistema de evaporación al vacío con evaporador de tubos horizontales y bomba de calor

Para el diseño de la bomba de calor se determina el calor requerido para tratar el volumen de agua residual en el sistema. Según la figura 5, el flujo másico de

agua residual es \dot{m}_4 , entonces el calor requerido para evaporar el agua residual es (1):

$$Q_4 = \dot{m}_4 * h_{fg} \quad (1)$$

La evaporación del agua residual a presión atmosférica requiere una importante cantidad de energía. Por lo cual se tiene que establecer el nivel de vacío en las corazas de los intercambiadores (evaporador y condensador de agua residual) tal que se puedan conseguir temperaturas de saturación del agua entre 40 y 50 °C [19]. En la tabla 2, se definen los estados del flujo másico del refrigerante que recorre la bomba de calor establecida para la configuración uno (figura 5):

Tabla 2. Estados de la bomba de calor

Flujo másico	Estado del fluido
\dot{m}_9	Líquido subenfriado
\dot{m}_{16}	Vapor saturado
\dot{m}_{15}	Vapor sobrecalentado
\dot{m}_{14}	Líquido saturado

La variable de diseño que limita las condiciones de todo el sistema es la capacidad de la bomba de calor (CAP), dada por el compresor, que condiciona la cantidad de calor de intercambio que permitirá la evaporación del agua residual y la condensación del vapor producto de la separación del agua residual y sus componentes contaminantes. Siendo:

$$Q_4 = CAP \quad (2)$$

La capacidad de enfriamiento (CAP) (2), está determinada por la masa del refrigerante y el cambio de entalpía a la entrada y salida de la evaporación del refrigerante en el condensador de agua residual. Las entalpías (h_{16} y h_{14}) (3) y

(4). son calculadas a la temperatura de evaporación (T_{evap}) y a la temperatura de condensación (T_{cond})

$$H_{16} = \text{entalpía}(\text{Refri}; T = T_{evap}; X = 1) \quad (3)$$

$$H_{14} = \text{entalpía}(\text{Refri}; T = T_{cond}; X = 0) \quad (4)$$

$$CAP = \dot{m}_{ref} * (h_{16} - h_9) \quad (5)$$

Igualando (5) y (1) la masa de refrigerante para el sistema está determinada por (6):

$$\dot{m}_{ref} = \frac{\dot{m}_4 h_{fg}}{(h_{16} - h_9)} \quad (6)$$

La masa del refrigerante calculada y la capacidad de la bomba de calor son las variables de entrada para la selección del compresor. En el anexo A, se pueden observar los datos técnicos para el compresor de refrigeración seleccionado para la configuración uno.

Se calcula la presión de evaporación (P_{evap}) y la presión de condensación (P_{cond}) del sistema de bomba de calor, en función de la temperatura de evaporación (T_{evap}) y condensación (T_{cond}) respectivamente. Así mismo se establecieron las funciones de la entropía (S_1), con lo cual se obtuvo la entalpía de salida del compresor ideal (asumiendo el proceso isoentrópico en el compresor) ($hr2s$) y con la ecuación (7) se calcula la entalpía de salida real del compresor, afectado por la eficiencia (n_c) que se define por:

$$hr2r = hr1m + \left(\frac{hr2s - hr1m}{n_c} \right) \quad (7)$$

Para finalmente calcular la potencia consumida por el motor del compresor:

$$W = \dot{m}_{ref}(hr2r - hr1m) \quad (8)$$

Este modelo matemático se implementó en un nuevo módulo de TRNSYS, cuyo código fuente se observa en el anexo B (Type 141). En la figura 6 se muestra el diagrama de flujo del cálculo de la bomba de calor y compresor, donde se aprecia el orden en el que se realizaron las operaciones dentro de la simulación.

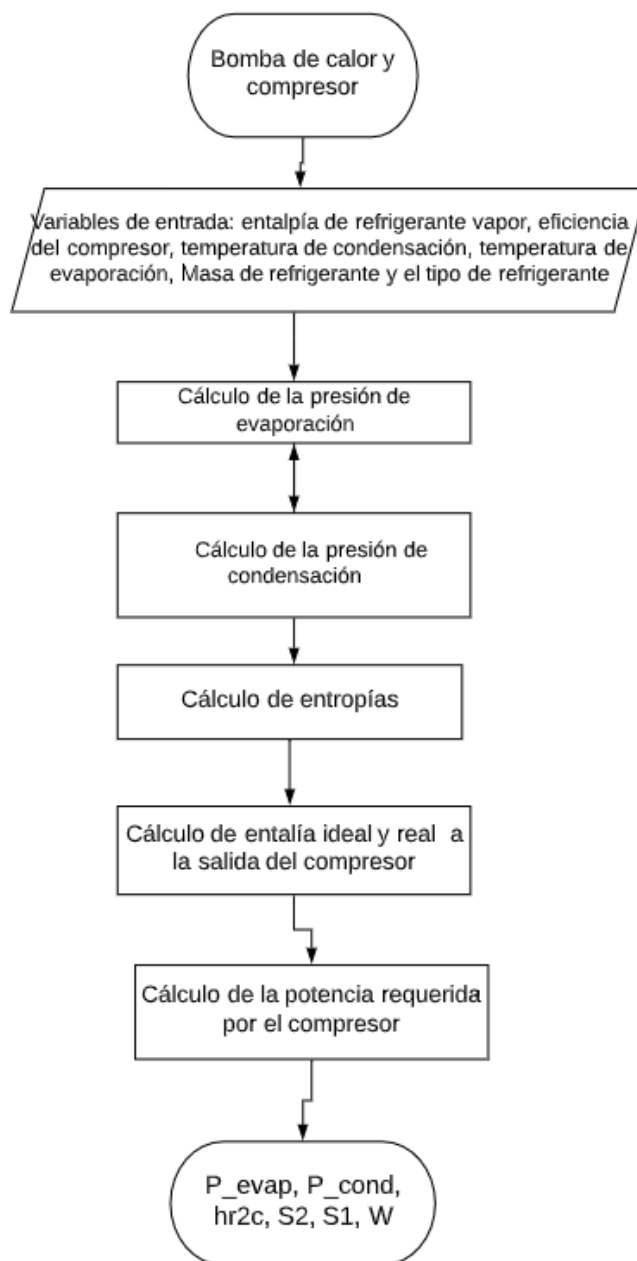


Figura 6. Diagrama de flujo para la bomba de calor y compresor

El evaporador de agua residual es un intercambiador de calor (evaporador de tubos horizontales) donde se encuentra el agua residual almacenada y la condensación del refrigerante en el haz de tubos, permite la ebullición nucleada, por lo cual, se permite la separación del vapor de agua de los componentes contaminantes. El modelamiento matemático que permite el dimensionamiento y el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor tiene las siguientes condiciones:

- Estado Estable
- Sin pérdidas hacia el exterior
- Despreciable el efecto de la radiación
- Sin efectos de generación de calor
- El agua residual proveniente de los tanques de almacenamiento entra en un proceso de llenado a los evaporadores de tubos horizontales, una vez completado el nivel del tanque entra el refrigerante los tubos donde se condensa a medida del recorrido de los tubos.
- El tanque de agua residual está a la presión de vacío.
- La caída de presión en los tubos es despreciable.

Cálculo de los parámetros geométricos: los parámetros geométricos consisten en las dimensiones del haz de tubos y el tanque donde reside el agua residual. Se tiene en cuenta el área superficial ($A_{tubos_{ext}}$) el área transversal de los tubos ($A_{tubos_{int}}$).

El área de evaporación externa con la ecuación (9)

$$A_{tubos_{ext}} = \pi * d_o * L_{tubos} * N_t \quad (9)$$

El área de evaporación interna con la ecuación (10)

$$A_{tubos_{int}} = \pi * d_i * L_{tubos} * N_t \quad (10)$$

El área de transferencia total con la ecuación (9):

$$A_{tubos} = A_{tubos_{ext}} + A_{tubos_{int}} \quad (11)$$

Cálculo de la temperatura de saturación externa: la función para el cálculo de la temperatura de saturación del agua residual se obtuvo mediante el programa EES, estableciendo un vector de presiones de vacío (P_{vac}) y utilizando la función (12), se obtienen los coeficientes de una función polinómica de la temperatura de saturación externa (T_{sat}) respecto a P_{vac} (13).

$$T_{Sat_{ext}} = T_{SAT}(Water; P = P1) \quad (12)$$

$$T_{sat_{ext}} = (6.37117274 + 6.1341965 * P_{vac} - 2.8744513 * 10^{-1} * P_{vac}^2 + 7.80336816 * 10^{-3} * P_{vac}^3 - 1.1392912 * 10^{-4} * P_{vac}^4 + 8.37339247 * 10^{-7} * P_{vac}^5 - 2.4299287 * 10^{-9} * P_{vac}^6) \quad (13)$$

Propiedades termodinámicas del agua residual en la coraza: En el anexo B, se presentan las funciones obtenidas por medio de EES de las propiedades termodinámicas como densidad ($\rho_{v_{ev}}$ y $\rho_{l_{ev}}$), calor específico ($C_{p_{ev}}$), Número de Prandtl (P_{ev}), viscosidad dinámica (μ_{ev}) y conductividad térmica (k_{ev}).

Cálculo de entalpías: se presentan las ecuaciones (14), (15) y (16) [Incropera] donde se calculan la entalpía de líquido saturado, entalpía de vapor de agua y la entalpía de vaporización

$$hf_{ev} = 4.1878 * T_{sat} + 0.016; \left[\frac{KJ}{Kg} \right] \quad (14)$$

$$hg_{ev} = 1.7521 * T_{sat} + 2502.5; \left[\frac{KJ}{Kg} \right] \quad (15)$$

$$hf_{g_{ev}} = hg_{ev} - hf_{ev}; \left[\frac{KJ}{Kg} \right] \quad (16)$$

Calor requerido de evaporación para el agua residual: el flujo de calor por unidad de área (q_{47}) (17) corresponde al calor calculado en la ecuación (1):

$$q_{47} = \frac{Q_{47}}{A_{tubo_{s_{ext}}}} \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad (17)$$

Cálculo de coeficiente de transferencia de calor de evaporación de agua residual: En el agua residual, el mecanismo de transferencia de calor para la separación del vapor de agua con los solutos contaminantes es la ebullición nucleada. Esta se presenta cuando la diferencia entre la temperatura de la superficie y la temperatura de saturación está dentro del intervalo de 5 a 30 °C, siendo la temperatura de exceso (18). De acuerdo con esto se establece que el flujo de calor por ebullición nucleada se determina por medio de la ecuación (19) cuyos parámetros están en función de propiedades como la densidad, el calor específico, el número de Prandtl, la viscosidad dinámica tanto del líquido y el vapor en la condición de saturación [21]. Las propiedades termodinámicas están calculadas en función de a temperatura de saturación y se presentan en el anexo B.

$$\Delta T_e = T_{sat_{ext}} - T_s \quad (18)$$

Donde T_s es la temperatura de la superficie del haz de tubos

$$q_s = \mu_{lev} * h_{fg_{ev}} * \left(\frac{g * (\rho_{lev} - \rho_{v_{ev}})}{\sigma} \right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{C p_{lev} * \Delta T_e}{C_{sf} * h_{fg_{ev}} * Pr_l^n} \right)^3 \quad (19)$$

Siendo el coeficiente de transferencia de calor por ebullición nucleada igual a

$$h_{ev_{ext}} = \frac{q_s}{\Delta T_e} \left[\frac{W}{m^2 * K} \right] \quad (20)$$

Cálculo de las propiedades termodinámicas del refrigerante: estas se calculan con la temperatura media entre la temperatura de condensación (T_{cond}) y la temperatura de la superficie (T_s) asumida. Con EES, se obtienen las funciones polinómicas con los respectivos coeficientes, que están consignadas en el anexo B.

Cálculo del calor sensible del agua residual: el cambio de temperatura que presenta el agua residual desde el llenado en el evaporador hasta la temperatura de saturación debe ser cuantificado como parte del calor total que es intercambiado en el evaporador. Se establece la temperatura media en este caso la temperatura del agua residual en el tanque lleno (T_4) y la temperatura de saturación ($T_{sat_{ext}}$) y se calcula el calor específico en función de la temperatura media siendo el calor sensible (21):

$$Q_{47s} = \dot{m}_4 C_{p_{liq_{in}}} (T_{sat_{ext}} - T_4) \quad [W] \quad (21)$$

Cálculo de coeficiente de transferencia de calor de condensación del refrigerante

El fenómeno de transferencia de calor para el refrigerante es la condensación interna en tubos horizontales. Las correlaciones para calcular el coeficiente de transferencia de calor están presentadas en [23]. Para su aplicación correcta, se deben tener en cuenta los siguientes parámetros:

- Diámetro interno (d_i) de los tubos debe estar dentro del intervalo de 2 a 49 mm.
- La presión reducida (p_r) debe estar dentro del intervalo de 0.0008 a 0.905.

- El flujo másico (G_{cond}) debe estar dentro del intervalo de 4 a 820 Kg/(m²S).
- La fracción de vapor (x) debe estar dentro del intervalo de 0.01 a 0.99.

El coeficiente de transferencia de calor por condensación interna en tubos horizontales está dado por las siguientes expresiones matemáticas:

El área transversal de los tubos:

$$A_{tub_{tras}} = \left(\frac{\pi d_i^2}{4} \right) N_t \quad [m^2] \quad (22)$$

La velocidad másica:

$$G_{cond} = \frac{\dot{m}_{12}}{A_{tub_{tras}}} \quad (23)$$

La velocidad del vapor adimensional (J_g) está dada por la ecuación (24)

$$J_g = \frac{x G_{cond}}{\left(g d_i \rho_g (\rho_l - \rho_g) \right)^{0.5}} \quad (24)$$

$$Z = \left(\frac{1}{x} - 1 \right)^{0.8} pr^{0.4} \quad (25)$$

El número de Reynolds, se presenta según los regímenes en los que sucede la transferencia de calor por condensación interna:

$$Re_{lt} = \frac{G d_i}{\mu_f} \quad (26)$$

$$Re_{ls} = \frac{G d_i (1 - x)}{\mu_f} \quad (27)$$

$$Re_{gs} = \frac{G d_i x}{\mu_g} \quad (28)$$

$$n = 0.0058 + 0.557 pr \quad (29)$$

$$h_{LT} = 0.023 Re_{lt}^{0.8} Pr_f^{0.4} \quad (30)$$

Se presenta el régimen III si Re_{ls} y $Re_{gs} < 500$ o si

$$J_g \leq 0.95 * (1.254 + 2.27 * Z^{1.249})^{-1} \quad (31)$$

El coeficiente de transferencia de calor por condensación interna en tubos horizontales es $h_{TP} = h_{Nu}$

$$h_{NU} = 1.32 + Re_{ls}^{-\frac{1}{3}} \left(\frac{\rho_l (\rho_l - \rho_g) g k_f^3}{\mu_f^2} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (32)$$

Si se presenta el régimen II, el coeficiente de transferencia de calor por condensación interna en tubos horizontales es $h_{TP} = h_i + h_{Nu}$ siendo h_i igual a la ecuación (33)

$$h_i = h_{LT} * \left(\frac{\mu_f}{14\mu_g} \right)^n \left((1-x)^{0.8} + \frac{3.8x^{0.76}(1-x)^{0.04}}{pr^{0.38}} \right) \quad (33)$$

El régimen I se presenta si se cumple la ecuación (24)

$$J_g \geq 0.98 * (Z + 0.263)^{-0.62} \quad (34)$$

Entonces se tiene el coeficiente de transferencia de calor por condensación interna en tubos horizontales $h_{TP} = h_{Nu}$.

Coeficiente de transferencia de calor por condensación en tubos horizontales (35)

$$h_{ev_i} = \frac{h_{TP} k_{cond_{in}}}{d_i} \left[\frac{W}{m^2 K} \right] \quad (35)$$

Cálculo del coeficiente global del evaporador agua residual: el coeficiente global de transferencia de calor es definido por las resistencias térmicas que están constituidas por el intercambio de calor entre el agua residual y la superficie externa del tubo ($R_{ext_{ev}}$), la resistencia por ensuciamiento externo (R_{of}), la resistencia térmica por conducción en el tubo ($R_{con_{ev}}$), la resistencia térmica por ensuciamiento interno (R_{if}) y la resistencia térmica dada por el intercambio de calor entre el refrigerante y la superficie ($R_{int_{ev}}$):

$$R_{ext_{ev}} = \frac{1}{h_{ev_{ext}}} \quad (36)$$

$$R_{con_{ev}} = \frac{\left(d_o \ln \left(\frac{d_o}{d_i} \right) \right)}{(2 * Kw)} \quad (37)$$

$$R_{int_{ev}} = \left(\frac{1}{h_{ev_i}} \frac{d_o}{d_i} \right) \quad (38)$$

$$\frac{1}{U_o} = \left((R_{ext_{ev}} + R_{of} + (R_{con_{ev}})) + \left(R_{if} \frac{d_o}{d_i} \right) + R_{int_{ev}} \right) \left[\frac{W}{K} \right] \quad (39)$$

Cálculo de la longitud de los tubos y de la altura del tanque del evaporador de tubos horizontales

El área superficial (41) es calculada en función del calor total (Q_{47}) (40) y el coeficiente global de transferencia de calor del evaporador presentado anteriormente en la ecuación (39) y a continuación se calcula la longitud de los tubos (42):

$$Q_{47} = (\dot{V}_4 \rho_{ev_{in}} (T_{sat_{ext}} - T_4) C_{p_{ev_{in}}}) + \dot{m}_4 h_{fg_{ev_{in}}} \quad (40)$$

$$A_{sup_{calc}} = \frac{Q_{47}}{(U_o (T_{cond} - T_{sat_{ext}}))} \quad (41)$$

$$L_{tubos_{calc}} = \frac{A_{sup_{calc}}}{(\pi d_o N_t)} \quad (42)$$

El valor calculado para la longitud de los tubos en (42) se compara con la longitud asumida de los tubos, y se realiza la iteración hasta que las dos variables sean iguales. De acuerdo con esto se procede a calcular la altura del tanque, estableciendo que la longitud de los tubos del condensador del refrigerante, se divide entre un número de tramos, lo que determina el diámetro del tanque de evaporación, según la ecuación 43:

$$L_{tram} = \frac{L_{tubos}}{N_{tram}} \quad (43)$$

$$L_{tanque} = 0.5 + (N_{tram} * D_s) + (0.10 * N_{tram}) \quad (44)$$

El volumen real corresponde al volumen ocupado por los arreglos de tubos dispuestos en el intercambiador, de acuerdo a la longitud de tanque calculada en la ecuación (45).

$$Vol_{real} = \left(\frac{\pi * L_{tram}^2}{4} \right) L_{tanque} \quad (45)$$

Por consiguiente, se procede a calcular la longitud ocupada por el vapor de agua limpia que se va produciendo en el tanque del evaporador.

$$L_{vap} = \left(\frac{\left(\frac{\dot{m}_4}{\rho_{v_l}} \right) * 4}{\pi * L_{tram} * L_{tram}} \right) \quad (46)$$

Para finalizar el volumen total del evaporador de tubos horizontales está determinado por:

$$Vol_{total} = Vol_{real} + Vol_{vap} \quad (47)$$

Este modelo matemático se implementó en un nuevo módulo de TRNSYS (TYPE), cuyo código fuente se observa en el anexo B. En la figura 7 se muestra el diagrama de flujo del cálculo del evaporador (agua residual)-condensador(refrigerante) el orden en el que se realizaron las operaciones dentro de la simulación.

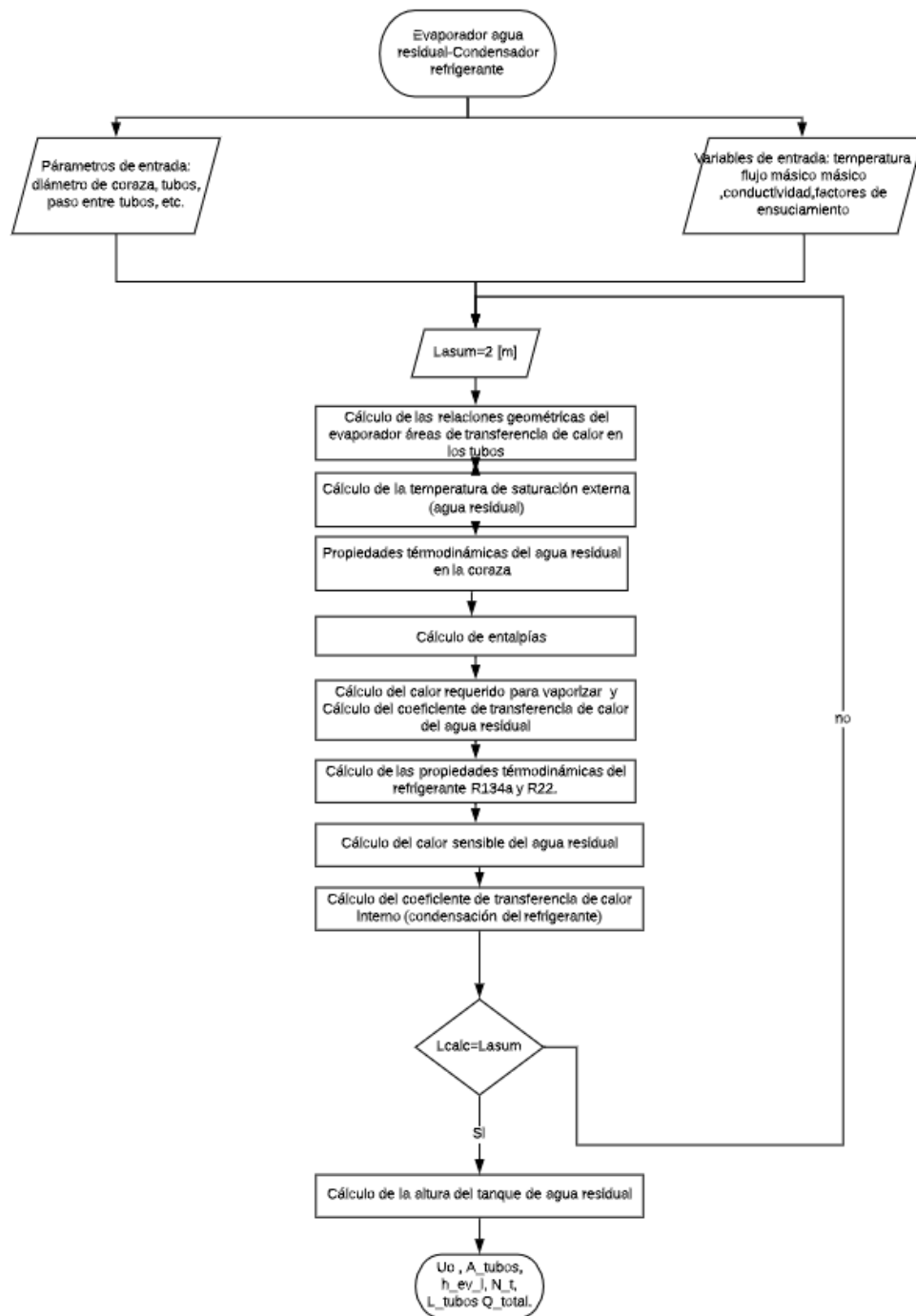


Figura 7. Diagrama de flujo del modelo matemático para el evaporador (agua residual)-condensador (refrigerante)

Condensador de tubos horizontales: es un este intercambiador de coraza y tubos tipo E donde el vapor de agua tratada (\dot{V}_7) fluye a través de la coraza. En el haz de tubos del intercambiador circulan el refrigerante donde la fase líquida y vapor coexisten. El modelamiento matemático que permite el

dimensionamiento y el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor tiene las siguientes condiciones:

- Estado estable
- Sin pérdidas hacia el exterior
- Depreciable el efecto de la radiación
- Sin efectos de generación de calor
- La coraza del condensador está a la presión de vacío.
- La caída de presión en los tubos y en la coraza no se tienen en cuenta para este caso (no requieren sistemas de bombeo)
- La coraza del condensador no tiene baffles o deflectores.
- No se consideran las pérdidas de vapor en el recorrido del intercambiador.

Cálculo de los parámetros geométricos: para este intercambiador los parámetros geométricos a calcular corresponden a los presentados en las ecuaciones 9, 10 y 11.

Cálculo de la temperatura de saturación: la temperatura de saturación de evaporación del agua residual es igual a la temperatura de saturación en la condensación del vapor de agua tratada. Corresponde a la ecuación 13.

Cálculo de propiedades del vapor de agua: en el anexo B, se presentan las funciones obtenidas por medio de EES de las propiedades termodinámicas como densidad ($\rho_{v_{cond}}$ y $\rho_{l_{econ}}$), calor específico ($C_{p_{cond}}$), Número de Prandtl (Pr_{cond}), viscosidad dinámica (μ_{cond}) y conductividad térmica (k_{cond}). Las propiedades del vapor de agua son calculadas en función de la temperatura de superficie asumida ($T_{s_{asumida}}$) (48) y la temperatura media calculada (Tm_{cond_o}) en (49).

$$T_{s_{asumida}} = T_{evap} + 5 \text{ [}^{\circ}\text{C]} \quad (48)$$

$$Tm_{cond_o} = \frac{(T_{sat} + T_{s_{asumida}})}{2} \quad (49)$$

Cálculo de la entalpía para condensación del agua residual: se usan las ecuaciones (14), (15) y (16) para calcular h_{fg} , y utilizando la ecuación (50) se

calcula la entalpía para condensación del agua residual en función del calor específico (Cp_{cond}), temperatura de saturación (T_{sat}) y temperatura de superficie ($T_{s_{asumida}}$):

$$h_{fg}^* = h_{fg} + 0.68Cp_{cond_o}(T_{sat} - T_{s_{asumida}}) \left[\frac{KJ}{Kg} \right] \quad (50)$$

Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por la coraza (agua residual): la correlación que se presenta en la ecuación 51, corresponde al fenómeno de condensación de película en tubos horizontales [Incropera]. Se presenta como una relación entre las propiedades termodinámicas del vapor de agua tratada, temperatura de saturación, temperatura de la superficie y el diámetro externo de los tubos

$$h_{o_{cond}} = 0.729 \left(\frac{g\rho_{lecon}(\rho_{lecon} - \rho_{v_{cond}})k_{cond}^3 h_{fg}^*}{\mu_{cond}(T_{sat} - T_s)d_o} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (51)$$

Cálculo del calor de condensación, efecto refrigerante: por medio de la ecuación (52) se calcula el calor necesario para condensar el vapor de agua tratado en función del flujo másico ($\dot{m}_8 = \dot{m}_7$) y la entalpía de condensación calculada en (50):

$$Q_{89} = \dot{m}_8 h_{fg}^* \quad (52)$$

Así mismo el efecto refrigerante (ER) puede ser calculado en función de la entalpía de la entrada del refrigerante al intercambiador en estado líquido (h_{r5}) y la entalpía a la salida en estado vapor (h_{r1}), para finalmente obtener la masa de refrigerante \dot{m}_{ref} :

$$ER = (h_{r1} - h_{r5}) \quad (53)$$

$$\dot{m}_{ref} = \frac{Q_{89}}{ER} \quad (54)$$

Cálculo de propiedades del refrigerante: para calcular el coeficiente de transferencia de calor de evaporación del refrigerante, las propiedades del refrigerante se deben calcular en función de la temperatura de evaporación T_{evap} .

Con EES, se obtienen las funciones polinómicas con los respectivos coeficientes, que están consignadas en el anexo C.

Coeficiente de transferencia de calor por evaporación interna en flujo bifásico del refrigerante: el patrón de flujo que se desarrolla depende de la fracción másica de líquido, las propiedades del fluido en cada fase y el flujo másico. En el tubo de un evaporador la fracción másica decrece a medida que aumenta la longitud del tubo, que produce una serie de cambios en los patrones de flujo de líquido-vapor. En el intercambiador de calor condensador del agua residual para la configuración uno y dos, el refrigerante por los tubos presenta el fenómeno de transferencia de calor de ebullición forzada en flujo bifásico, y a continuación según Kandlikar [23], es posible calcular el coeficiente de transferencia de calor asociado:

Las correlaciones por utilizar son apropiadas para agua, y refrigerantes tales como R-11, R-12, R-22, R-113, R-114, R134a, R-22. El tamaño de la tubería debe estar entre 6 y 31 [mm].

Cálculo de la velocidad másica:

$$A_{tub_{tras}} = \frac{(\pi * (d_i)^2)}{(4 * N_t)} [m^2] \quad (55)$$

$$G_{evap} = \frac{(m_{refri})}{A_{tub_{tras}}} \left[\frac{Kg}{m^2 s} \right] \quad (56)$$

Cálculo del número de Reynolds:

$$Re_{evap_l} = \frac{G_{evap} (1 - x) d_i}{\mu_{evap_l}} \quad (57)$$

El número de Froude esta dado por:

$$Fr_l = \frac{G_{evap}}{\rho_{evap_l}^2 g (d_i)} \quad (58)$$

Para $Fr_l < 0.04$, en tubos horizontales,

$$f_2(Fr_l) = (25Fr_l)^{0.3} \quad (59)$$

Sino

$$f_2 = 1 \quad (60)$$

El flujo de calor por unidad de área está dado por:

$$q = \left(\frac{Q_{89}}{A_{evap_{int}}} \right) [W] \quad (61)$$

Y el número de evaporación es:

$$Bo = \frac{(Q_{89})}{\left(G (h_{fg_{ev_{in}}}) 1000 \right)} \quad (62)$$

El factor de fricción corresponde a la expresión:

$$f = [1.58 * \ln(Re_{evap_l}) - 3.28]^{-2} \quad (63)$$

Para valores del número de Prandtl $0.5 \leq Pr_l \leq 2000$ y para valores del número de Reynolds $10^4 \leq Re_l \leq 5 * 10^6$.

$$h_f = \frac{(Re_{evap_l} Pr_l \left(\frac{f}{2}\right) (k_l/d_i))}{(1.07 + 12.7 \left(Pr_l^{\frac{2}{3}} - 1\right) \left(\frac{f}{2}\right)^{0.5}} \left[\frac{W}{m^2 K} \right] \quad (64)$$

Para valores del número de Prandtl $0.5 \leq Pr_l \leq 2000$ y para valores del número de Reynolds $2300 \leq Re_l \leq 10^4$.

$$h_f = \frac{(Re_{evap_l} - 1000) Pr_l \left(\frac{f}{2}\right) (k_l/d_i))}{(1 + 12.7 \left(Pr_l^{\frac{2}{3}} - 1\right) \left(\frac{f}{2}\right)^{0.5}} \left[\frac{W}{m^2 K} \right] \quad (65)$$

Asimismo, se calcula, Co que es una expresión en función la fracción másica del vapor y las densidades de vapor y líquido del refrigerante, que corresponde a la ecuación (65):

$$Co = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.8} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.5} \quad (66)$$

Si se cumple la condición $Co \leq 0.65$, la ebullición del refrigerante va a ser convectiva dominante y el cálculo del coeficiente está determinado por la ecuación (67), sino será ebullición nucleada dominante (ecuación 68).

Ebullición convectiva dominante:

$$\frac{h_{evap}}{h_f} = 1.136 * \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0.45} x^{0.72} (1-x)^{0.08} f_2(Fr_l) + 667.2Bo^{0.7} (1-x)^{0.8} F_{fl} \quad (67)$$

Ebullición nucleada dominante:

$$\frac{h_{evap}}{h_f} = 0.6683 \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0.1} x^{0.16} (1-x)^{0.64} f_2(Fr_l) + 1058Bo^{0.17} (1-x)^{0.8} F_{fl} \quad (68)$$

Cálculo del coeficiente global del condensación agua residual: el coeficiente global de transferencia de calor, está definido por las resistencias térmicas que constituyen el intercambio de calor entre el agua residual y la superficie externa del tubo ($R_{ext_{cond}}$), la resistencia por ensuciamiento externo (R_{of}), la resistencia térmica por conducción en el tubo ($R_{con_{cond}}$), la resistencia térmica por ensuciamiento interno (Ri_f) y la resistencia térmica dada por el intercambio de calor entre el refrigerante y la superficie ($R_{int_{cond}}$):

$$R_{ext_{cond}} = \frac{1}{h_{o_{cond}}} \quad (69)$$

$$R_{con_{cond}} = \frac{\left(d_o * \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)\right)}{(2 * kw)} \quad (70)$$

$$R_{in_{cond}} = \left(\frac{1}{h_{evap}} * \frac{d_o}{d_i}\right) \quad (71)$$

$$\frac{1}{U_o} = \left((R_{ext_{cond}} + R_{of} + (R_{con_{cond}})) + \left(Ri_f * \frac{d_o}{d_i}\right) + R_{int_{cond}} \right) \left[\frac{W}{K}\right] \quad (72)$$

Cálculo del área superficial, longitud del intercambiador y la temperatura superficial: para el condensador (agua residual) se calcula el área superficial total función del calor de condensación, el coeficiente global de transferencia de calor U_o , la temperatura de saturación del agua residual T_{sat} y la temperatura de evaporación del refrigerante T_{evap} :

$$A_{sup_{calc}} = \frac{Q_{89}}{U_o * (T_{sat} - T_{evap})} \quad [m^2] \quad (73)$$

Por consiguiente, se calcula la longitud del intercambiador calculada que será comparada con la longitud asumida:

$$L_{calc} = \frac{A_{sup_{calc}}}{\pi * d_o * N_t} [m] \quad (74)$$

Por último, se obtiene la temperatura de la superficie calculada que es comparada con la temperatura de la superficie asumida:

$$T_{s_{calc}} = T_{evap} + \left(\frac{Q_{89}}{h_{evap} * A_{evap_{int}}} \right) [^{\circ}C] \quad (75)$$

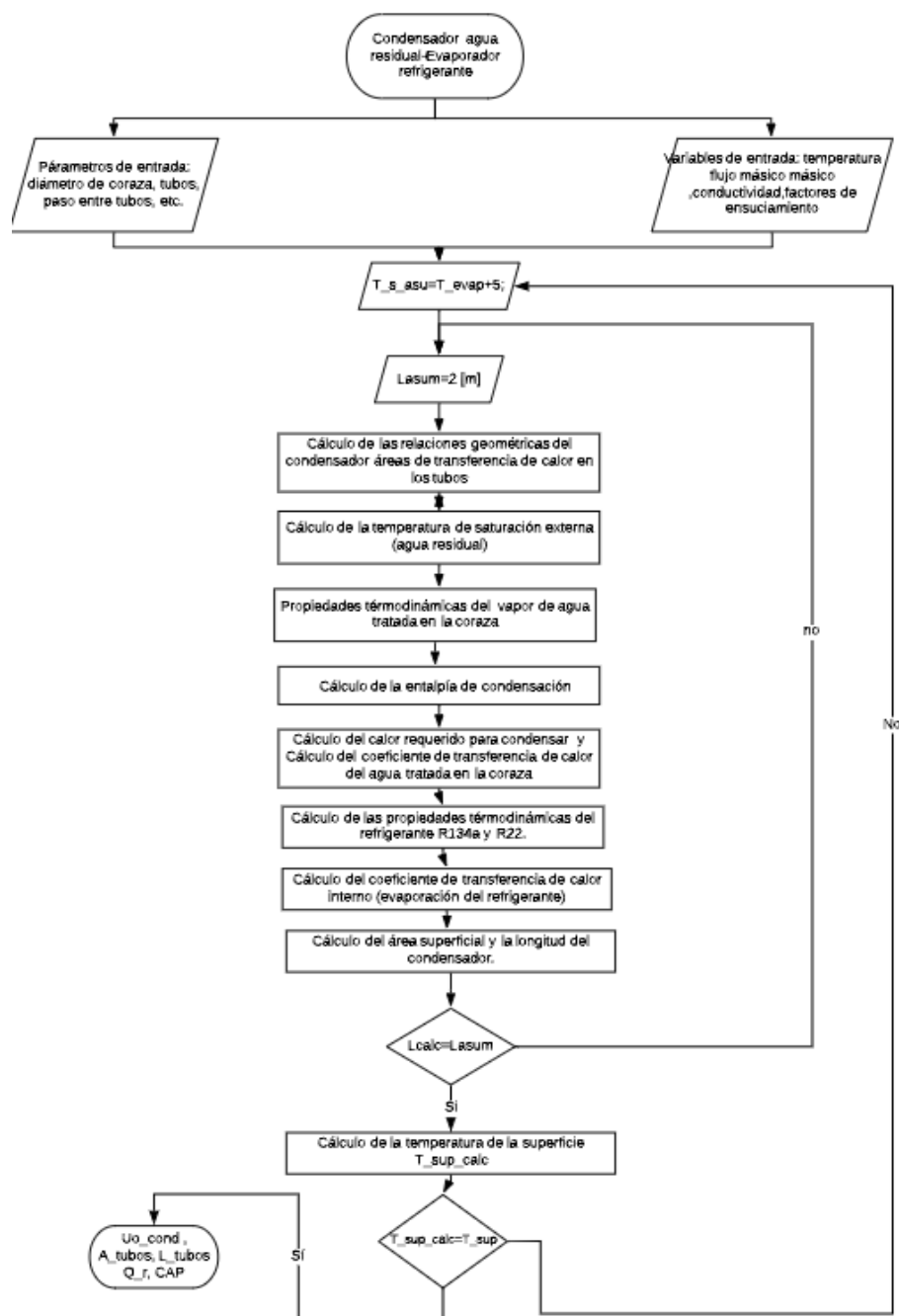


Figura 8. Diagrama de flujo del condensador (agua residual)-evaporador (refrigerante)

En la figura 8 se observa el diagrama de flujo, donde se establece el orden en el que se ejecuta el modelo matemático del condensador (agua residual)-evaporador (refrigerante). Este intercambiador tiene la particularidad que se realiza una doble iteración, debido a que se debe asumir la temperatura de la superficie y la longitud del condensador, que deben ser comparadas con las

variables calculadas, encontrar los valores reales y actualizar todos los valores de las variables calculadas del modelo.

Condensador auxiliar de refrigerante enfriado por aire. Es un intercambiador de calor que permite rechazar el calor de exceso con el que sale el refrigerante del evaporador (agua residual)

Condensador del refrigerante. Es un intercambiador de aletas y tubos (figura 9), compuesto por un ventilador que provee el aire necesario para enfriar el refrigerante, para que entre como líquido subenfriado al condensador (agua residual)-evaporador. En el anexo D se presenta el modelo matemático detallado. En esta sesión se presenta el cálculo de los parámetros geométricos ya que su configuración es diferente a los dos intercambiadores estudiados. En la figura 10 se muestra el diagrama de flujo para este intercambiador.

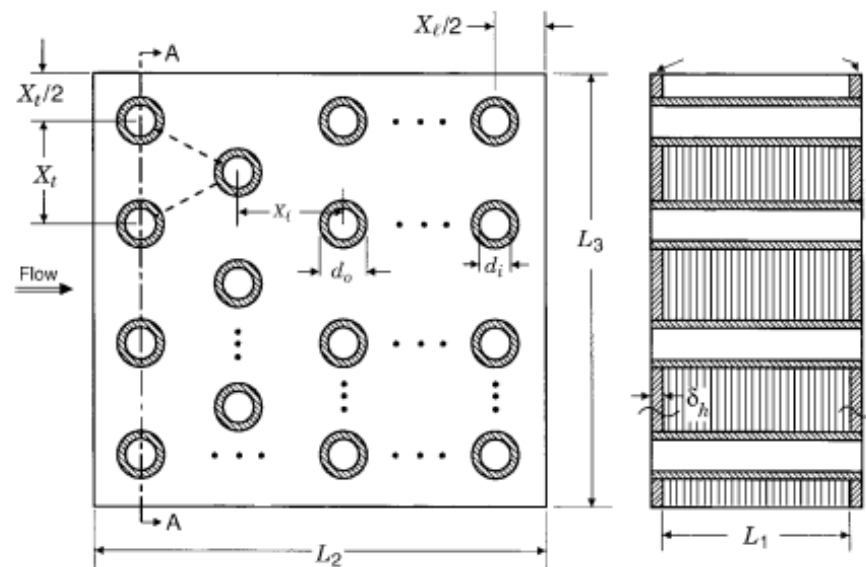


Figura 9. Corte transversal de un intercambiador de aleta y tubo [Fundamental]

Cálculo de los parámetros geométricos y del área de transferencia de calor:

Según [25] se presentan las siguientes ecuaciones que permite dimensionar este tipo de intercambiador de calor:

Paso transversal:

$$X_t = d_o + 5 \text{ [mm]} \quad (76)$$

Paso Longitudinal:

$$Xl = d_o + 6 \text{ [mm]} \quad (77)$$

Número de tubos:

$$Nt = \frac{(L2 * L3)}{(Xt * Xl)} \quad (78)$$

Área primaria:

$$aid = (\pi * d_o * (L_t - (Nf * Yf * L_t)) * Nt) \text{ [mm}^2\text{]} \quad (79)$$

Área primaria 2:

$$bid = 2 * (L2 * L3 - (\pi * d_o^2 * Nt * 0.25)) \text{ [mm}^2\text{]} \quad (80)$$

Área de superficie:

$$cid = 2 * (L2 * L3 - (\pi * d_o^2 * Nt * 0.25)) * Nf * L_t \text{ [mm}^2\text{]} \quad (81)$$

Área de bordes iniciales y finales:

$$did = 2 * L3 * Yf * Nf * L_t \text{ [mm}^2\text{]} \quad (82)$$

Área de Transferencia de calor:

$$A_{om} = aid + bid + cid + did \text{ [mm}^2\text{]} \quad (83)$$

$$A_o = A_{om} * (1e - 6) \text{ [m}^2\text{]} \quad (84)$$

Área Mínima es el área bloqueada por las aletas planas. Las dimensiones au y bu son para modificar el área bloqueadas por aletas planas lisas. Se evalúa la condición y de acuerdo a esto se calcula el área mínima:

$$au = ((St - d_o) - ((St - d_o) * Yf * Nf)) \quad (85)$$

$$bu = ((\left(\frac{St}{2} + (Sl^2)\right)^{0.5} - d_o - ((St - d_o) * Yf * Nf)) \quad (86)$$

Se evalúa la condición y de acuerdo a esto se calcula el área mínima

$$\text{cond1} = au;$$

$$\text{cond2} = 2bu;$$

Si $\text{cond1} < \text{cond2}$ entonces $Cu = \text{cond1}$ sino $Cu = \text{cond2}$

Entonces el área mínima de transferencia de calor es:

$$A_{min} = L_t * \left[\left(\frac{L^3}{x_t} - 1 \right) * Cu * (X_t - d_o) - (X_t - d_o) * \delta f * Nf \right] [mm^2] \quad (87)$$

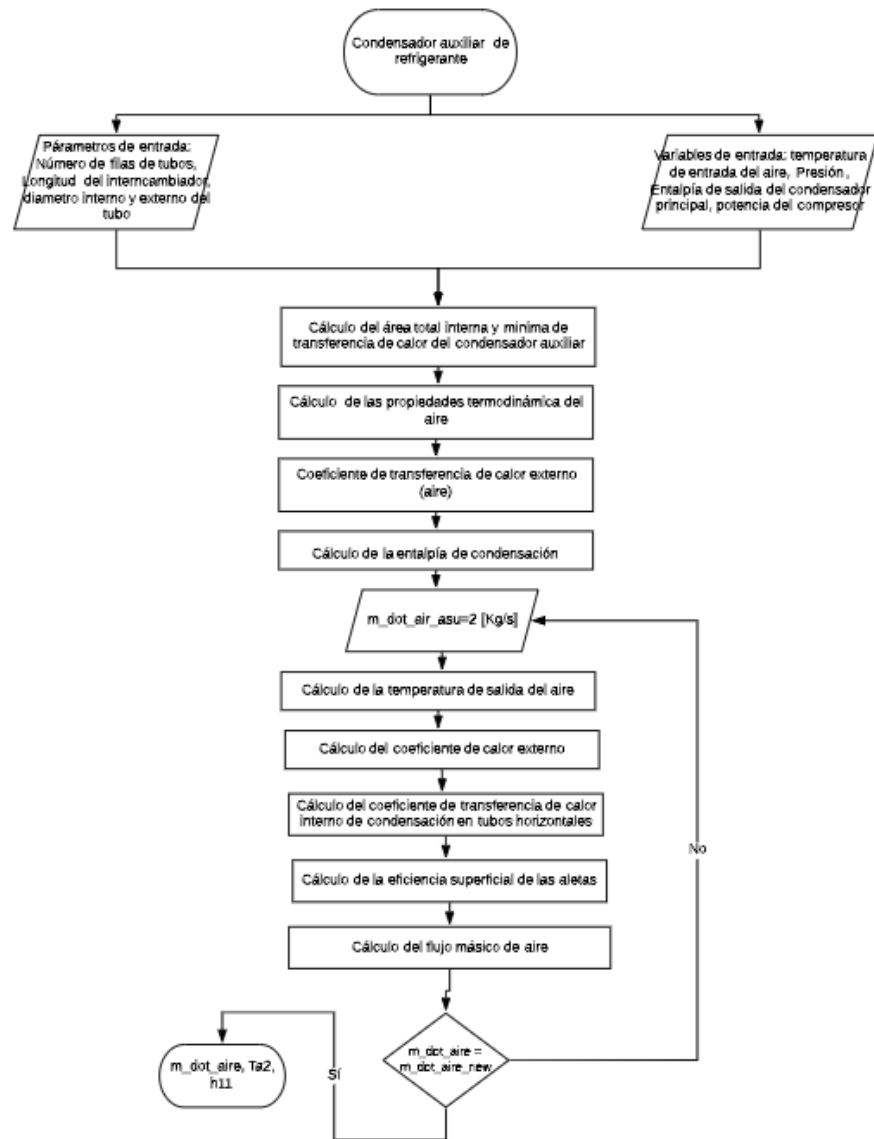


Figura 10. Diagrama del flujo del modelo matemático del condensador auxiliar

4.1.2 Configuración dos: sistema de evaporación al vacío con evaporador condensador de tubos horizontales, bomba de calor y colector solar.

Con el fin de reducir la potencia eléctrica consumida por el compresor, en la configuración 2 se utiliza un área considerable de colectores solares de tubos

evacuados. La energía solar es una forma de energía renovable y limpia, cuya tecnología se adapta con el fin de generar ganancias energéticas que apoyen a los sistemas de transferencia de calor. Para este sistema, el colector solar de tubos evacuados permite calentar el refrigerante que sale del evaporador del refrigerante; para asegurar que el refrigerante entre en estado de vapor sobrecalentado al compresor, siendo el delta de entalpías menor entre la entrada y la salida del compresor, se asegura un ahorro importante en el consumo energético del compresor (figura 12). Un colector de tubos al vacío (figura 11) es un sistema captador de energía solar en el cual efecto aislante se logra mediante un vacío en un tubo de vidrio o en el espacio de dos tubos concéntricos, lo cual permite aumentar la eficiencia del colector significativamente respecto a los colectores de placa plana. Hay dos tipos de colectores de tubos evacuados: flujo directo y tubo de calor.

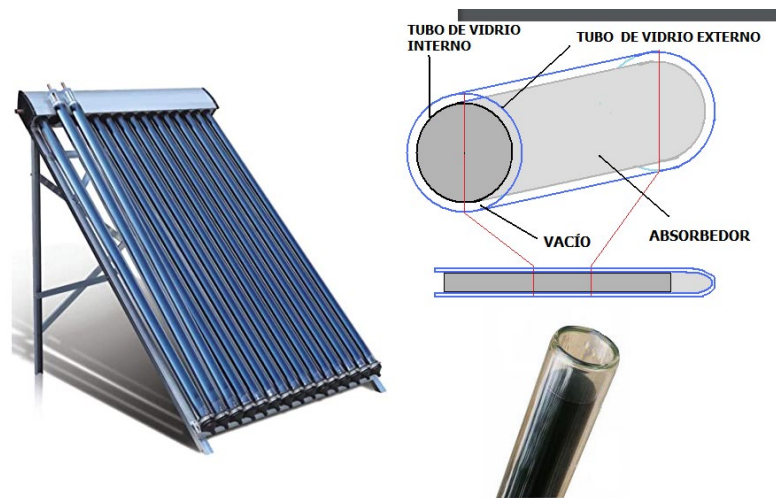


Figura 11. Colector de tubos evacuados

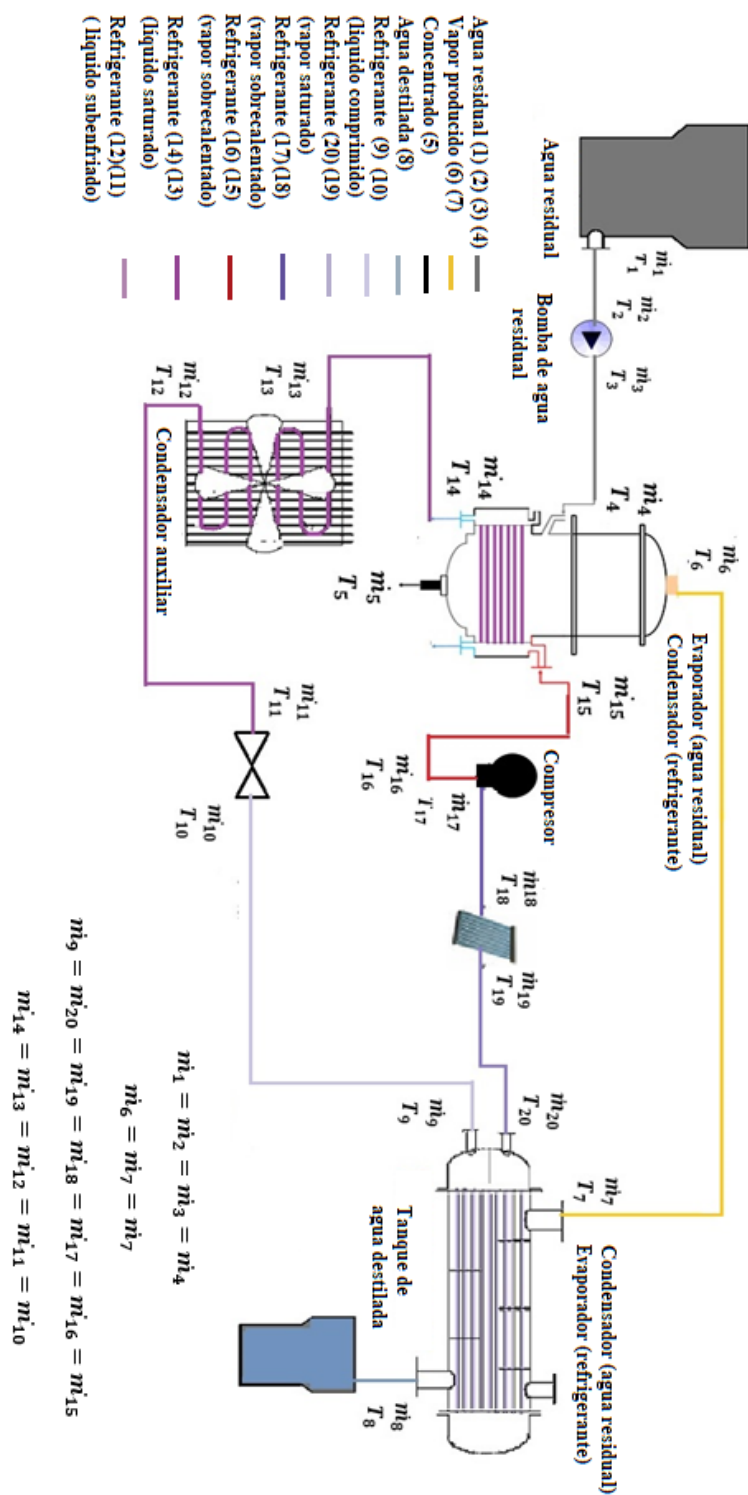


Figura 12. Configuración 2: sistema de evaporación al vacío con evaporador de tubos horizontales, bomba de calor y colectores solares.

El modelo matemático para el evaporador (agua residual)-condensador(refrigerante), el condensador (agua residual)-evaporador (refrigerante) y el condensador auxiliar es el mismo. La diferencia radica en que cambian los subíndices de los estados termodinámicos en cada punto, ya que la anexión del colector solar de tubos evacuados se da en la entrada del compresor según se puede observar en la figura 12.

Para el colector solar de tubos evacuados se utiliza el Type 71 de TRNSYS (figura 13). El modelo matemático fue desarrollado por los programadores del software y ha sido sometido a tres revisiones; con lo cual, no se ve la necesidad de crear un nuevo modelo desde cero; sino establecer los valores para los parámetros y las variables de entrada. Se tiene como objetivo analizar en el capítulo de resultados el funcionamiento del colector solar de tubos evacuados, acoplado con los otros intercambiadores y cómo este afecta el dimensionamiento y la operación de ellos. En el anexo E se puede ver el código fuente del colector de tubos evacuados.

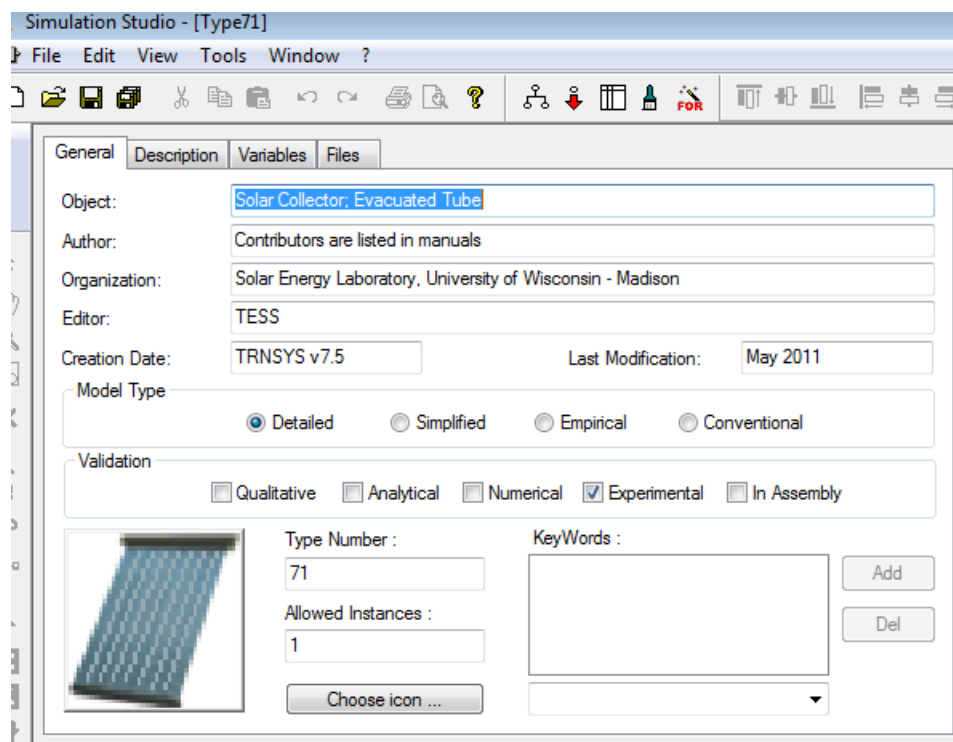


Figura 13. Type 71 Colector de tubos evacuados

En la figura 14 se muestra el diagrama de flujo y el proceso de cálculo del colector solar de tubos evacuados. Los datos de la posición solar, radiación y temperatura ambiente se establecen según la posición geográfica donde se instale el colector.

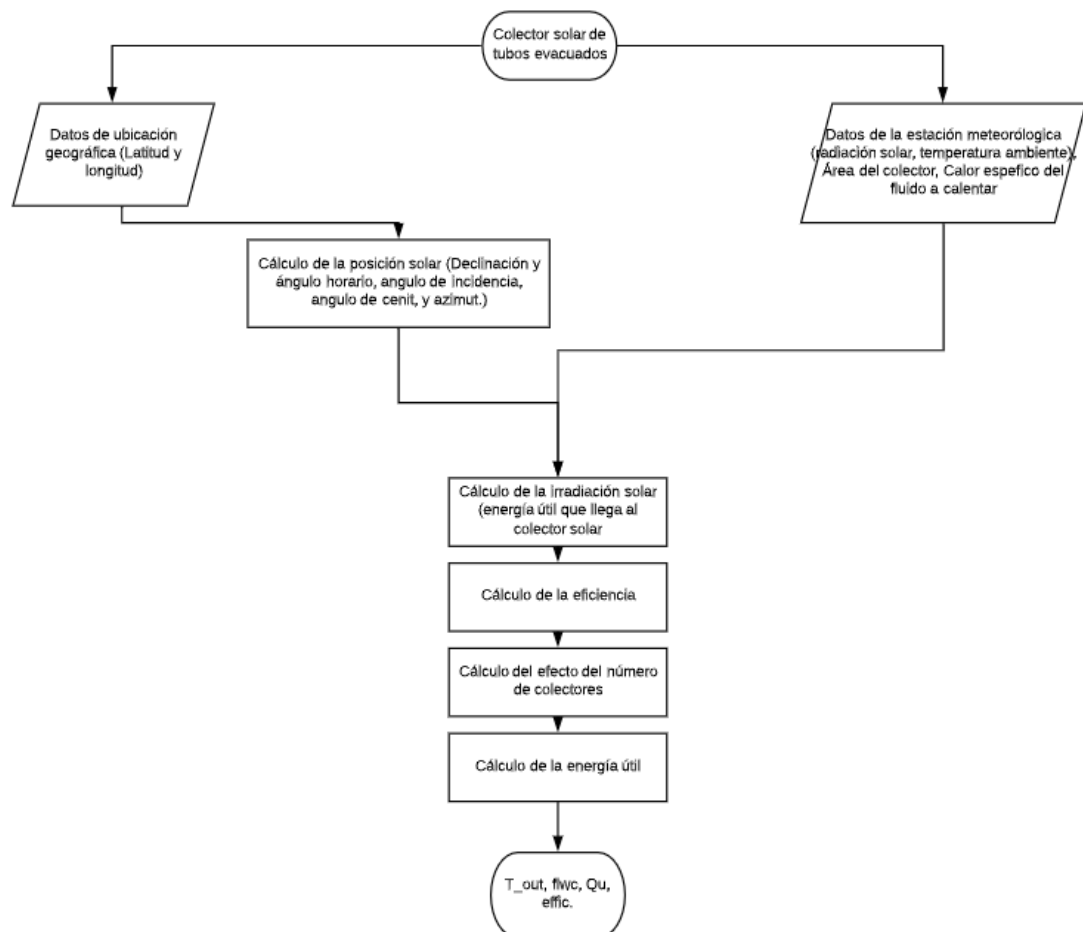


Figura 14. Diagrama de flujo de colector de tubos evacuados

4.1.3 Configuración tres: sistema de evaporación al vacío con evaporador y condensador de tubos horizontales

El sistema de evaporación al vacío con vapor de agua tiene como fuente de energía agua caliente de alta temperatura, que proviene de algún proceso en la planta de beneficio de avícola. Para este sistema (figura 15), se establece la utilización de tres intercambiadores de calor (dos evaporadores de tubos horizontales conectados en paralelo) y un condensador enfriado por agua. El flujo volumétrico de agua residual de 6 m³/h se distribuye entre los dos evaporadores de tubos horizontales. El llenado de los tanques del evaporador debe completar mínimo el 60 % del volumen de diseño, para que el agua de calentamiento fluya por los dos evaporadores. El intercambio de calor entre los fluidos de trabajo debe garantizar el aumento de la temperatura del agua residual hasta la temperatura de saturación; permitir la ebullición nucleada para la separación del vapor limpio y el concentrado con los residuos contaminantes; y la condensación del vapor de calentamiento en los tubos.

El evaporador (agua residual) presenta un modelamiento matemático que permite el dimensionamiento y el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor tiene las siguientes condiciones:

- Estado estable
- Sin pérdidas hacia el exterior
- Depreciable el efecto de la radiación
- Sin efectos de generación de calor
- El agua residual proveniente de los tanques de almacenamiento entra en un proceso de llenado a los evaporadores de tubos horizontales, una vez terminado el llenado, entra el vapor de calentamiento a los tubos donde se intercambia calor hasta que el agua residual llega a la temperatura de saturación y comienza el proceso de evaporación. Para el proceso de diseño se debe definir su volumen, establecer el tiempo de llenado en el

tanque, y la tasa de vapor que se pretende conseguir para el dimensionamiento del intercambiador.

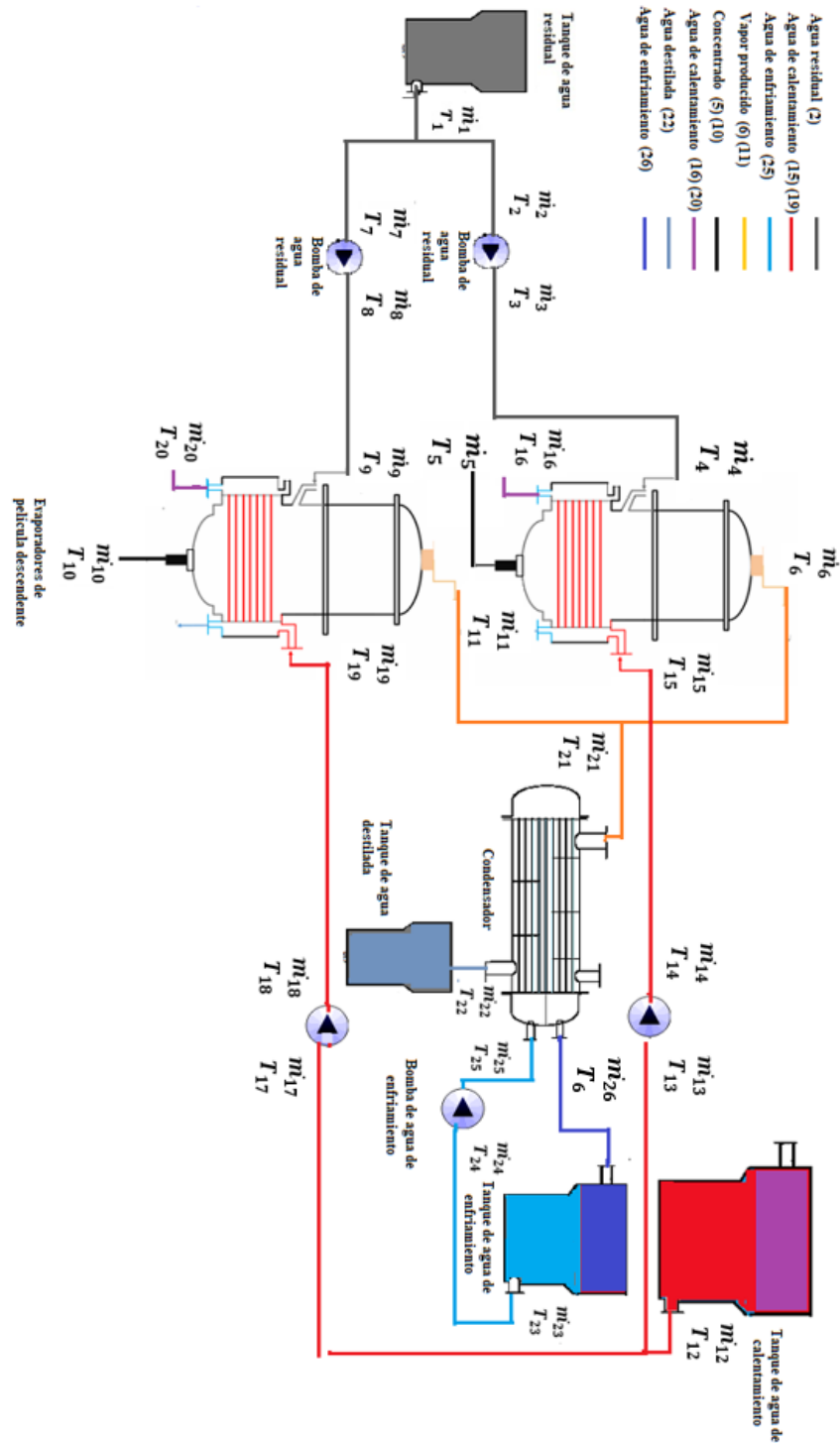


Figura 15. Configuración 3: sistema de evaporación al vacío con evaporador (agua residual)-condensador (vapor de agua) de tubos horizontales y precalentador

El modelamiento matemático para establecer las dimensiones y condiciones de operación de un intercambiador evaporador de tubos horizontales que son análogas con la configuración uno y dos; y todas las ecuaciones (9 a la 47) que comprenden el modelo fueron presentadas en la sección 4.1.1, las diferencias radican que este intercambiador, es que el haz de tubo, la condensación se da con vapor de agua.

Cálculo del calor sensible del vapor de agua y el cálculo de la masa de vapor de agua: en la configuración tres, el flujo másico de vapor de agua calentamiento (\dot{m}_{14}) requerido es una variable a calcular. Para ello se calcula el calor sensible (ecuación 88) que presenta el vapor de agua para alcanzar la temperatura de saturación a la que se va a condensar el vapor dentro de los tubos. Luego el calor de condensación se presenta en la ecuación 89 y por último la masa del vapor de agua (\dot{m}_{12}) (ecuación 90) necesaria para evaporar el agua residual:

$$q_{sen_{cond}} = Cp_{cond_{in}} * (T_{12} - T_{sat}) \left[\frac{W}{Kg} \right] \quad (88)$$

$$q_{evap_{cond}} = h_{fg_{asterisco}} + q_{sen_{cond}} \left[\frac{W}{Kg} \right] \quad (89)$$

$$\dot{m}_{12} = \frac{Q_{47}}{q_{evap_{cond}}} \quad (90)$$

Finalmente, en la figura 16, se puede observar el orden en que se ejecuta el modelamiento matemático para el evaporador (agua residual)-condensado (vapor de agua) dentro del TYPE desarrollado para este intercambiador. El código fuente se encuentra en el anexo F (Type 140).

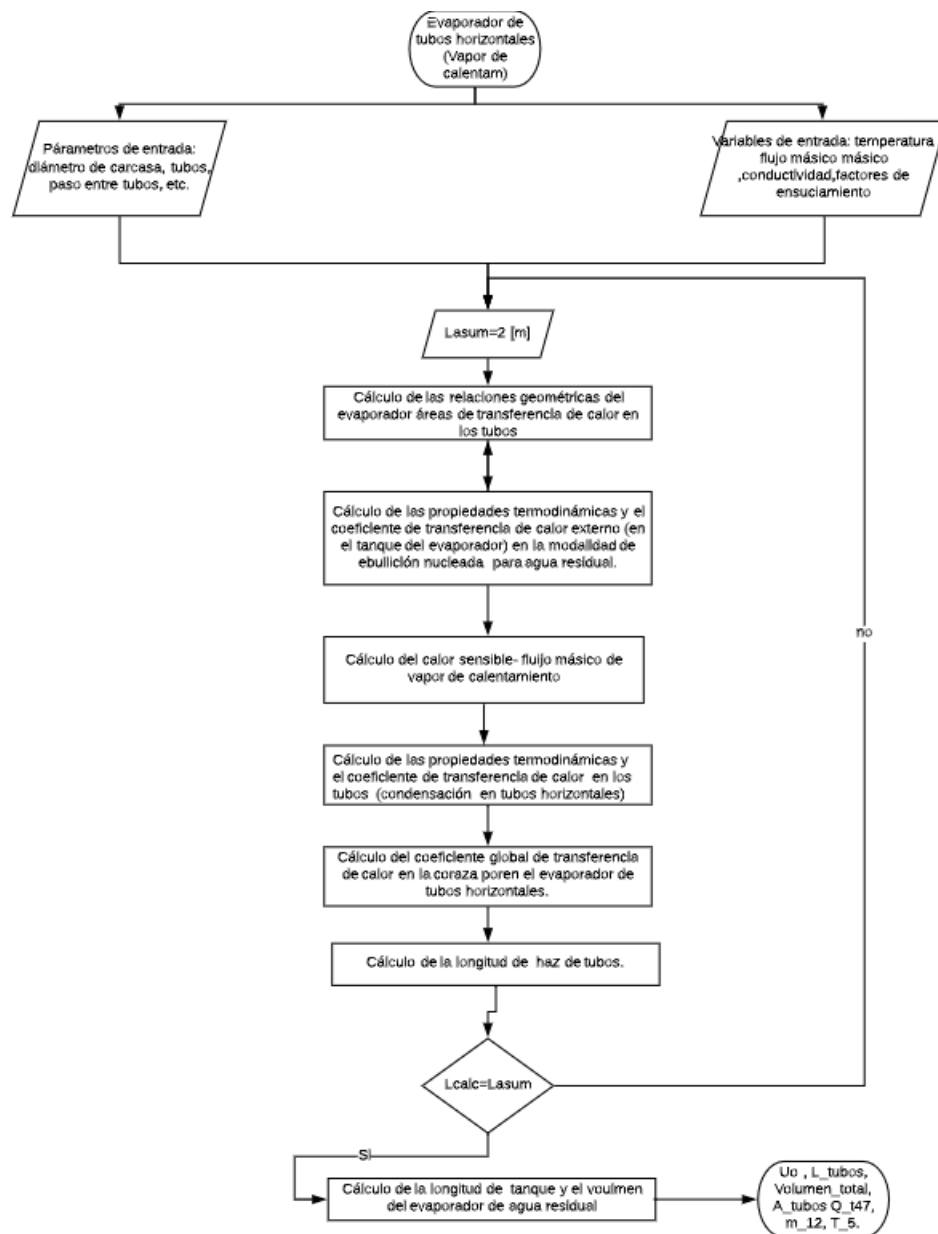


Figura 16. Diagrama de flujo para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor y la longitud del evaporador de tubos horizontales.

El condensador de vapor de agua tratada Es un intercambiador de calor de casco y tubos, donde el vapor saturado circula por la coraza y por los tubos el agua de enfriamiento de la temperatura, para producir el cambio de fase.

Condiciones de la simulación del condensador:

- Estado estable
- Sin pérdidas hacia el exterior.
- Despreciable el efecto de la radiación.
- Sin efectos de generación de calor.
- Flujo en contracorriente.
- El flujo másico de cada fluido está distribuido uniformemente a través del equipo dentro de cada paso.
- Apreciable la caída de presión tanto en el casco como en los tubos.
- Intercambiador de calor latente: su función es condensar el vapor proveniente del evaporador de película descendente, por el lado del casco y por los tubos se presenta el agua de enfriamiento.
- Se diseñó para un flujo volumétrico de vapor de $6 \text{ m}^3/\text{h}$
- La temperatura de saturación se obtuvo a través de un vacío de 10 kPa.

Cálculo de los parámetros geométricos: El modelamiento de la geometría de los intercambiadores diseñados en este trabajo de investigación corresponde a intercambiadores de calor de casco y tubos tipo E (figura 17). La información geométrica está dada por el método Bell-Delaware. Según la figura 18, es la sección transversal del intercambiador, que será diseñado según el procedimiento de Taborrek [24].

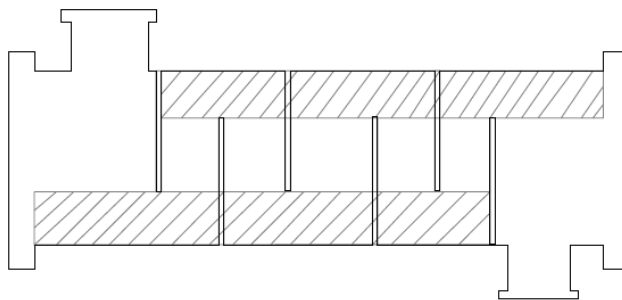


Figura 17. Sección longitudinal de un intercambiador de calor TEMA tipo E.

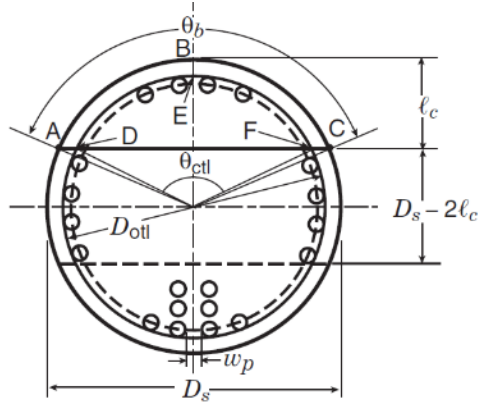


Figura 18. Parámetros geométricos del intercambiador de coraza y tubos []

El intercambiador tipo E está dividido en tres secciones: flujo cruzado interno, ventana, entrada y salida; con lo cual es necesario calcular estas características geométricas para ver su incidencia en el modelamiento térmico del intercambiador

Número de tubos

Para un intercambiador de casco y tubos, el cálculo del número de tubos está dado por un cálculo indirecto que involucra el diámetro medido hasta el centro de los tubos periféricos (D_{ctl}) (ecuación 90), un factor dado por la disposición angular de los tubos (C_t), y el paso entre tubos (p_t); se tiene la siguiente expresión para un solo paso entre tubos (ecuación 91):

$$D_{ctl} = D_{otl} - d_o \quad (90)$$

$$N_t = \frac{\left(\frac{\pi}{4} * (D_{ctl}^2)\right)}{(C_t (p_t^2))} \quad (91)$$

$C_t=0.866$ para ángulos de 30° y 60° y $C_t=1.00$ para 45° y 90° .

El ángulo θ_{ctl} está dado por la ecuación 92:

$$\theta_{ctl} = 2\cos^{-1}\left(\frac{D_s - 2l_c}{D_{ctl}}\right) \quad (92)$$

El ángulo θ_b está dado por la ecuación 93:

$$\theta_b = 2\cos^{-1}\left(1 - \frac{2l_c}{D_s}\right) \quad (93)$$

Sección de ventana en el intercambiador: el cálculo del área de la sección de ventana (figura 18) está definida por:

La fracción de tubos en la ventana corresponde a:

$$F_w = \frac{\theta_{ctl}}{2\pi} - \left(\frac{\sin(\theta_{ctl})}{(2\pi)} \right) \quad (94)$$

Número de tubos en la ventana corresponde a:

$$N_{t_w} = F_w * N_t \quad (95)$$

Área transversal de los tubos que componen la ventana:

$$A_{f_r_t} = \frac{\pi}{4} * (d_o^2) * F_w * N_t \quad (96)$$

Área transversal que compone la ventana:

$$A_{f_r_w} = \frac{(D_s^2)}{4} * \left(\frac{\theta_b}{2} - \left(1 - \frac{2 l_c}{D_s} \right) * \left(\sin \left(\frac{\theta_b}{2} \right) \right) \right) \quad (97)$$

El área neta ocupada por una ventana:

$$A_{o_w} = A_{f_r_w} - A_{f_r_t} \quad (98)$$

Para calcular el número de filas de tubos en flujo cruzado en la ventana, se calcula la longitud efectiva entre deflectores o baffles (99) y luego se procede a calcular $N_{r_{cw}}$ (100):

$$L_{c_{eff}} = l_c - \frac{1}{2} * (D_s - D_{ctl}) \quad (99)$$

$$N_{r_{cw}} = 0.8 * \frac{L_{c_{eff}}}{Xl} \quad (100)$$

Sección de flujo cruzado en el intercambiador: comprende la zona central de los deflectores, donde el flujo de los tubos y de la coraza son perpendiculares. Para ello se deben calcular la fracción de tubos en la zona de flujo cruzado F_c (101) en función de la fracción de tubos en ventana:

$$F_c = 1 - 2 * F_w \quad (101)$$

Con F_c (101), se procede a calcular la cantidad de tubos en flujo cruzado, $N_{r_{cc}}$ (102):

$$N_{r_{cc}} = \frac{(D_s - 2 * l_c)}{Xl} \quad (102)$$

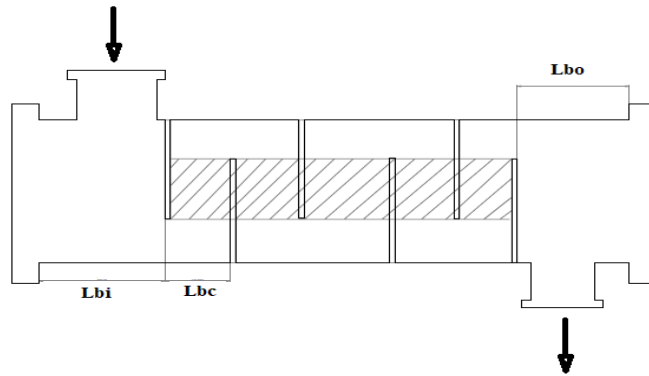


Figura 19. Partes de un intercambiador de coraza y tubos TEMA tipo E

Según la figura 19, para calcular Lb_c , Lb_i y Lb_o se tienen las siguientes ecuaciones:

$$Lb_c = Lasum(2.2 + (Nb - 1)) \quad (103)$$

$$Lb_i = 1.1 * Lb_c \quad (104)$$

$$Lb_o = 1.1 * Lb_c \quad (105)$$

Y finalmente el área de flujo cruzado Ao_{cr} :

$$Ao_{cr} = \left(D_s - Dotl + \left(2 * \frac{Dctl}{Xt} \right) * (pt - d_o) \right) * Lb_c \quad (106)$$

Área de flujo disponible para las corrientes de derivación asociadas con una sección de flujo transversal, normalizada con respecto al área abierta de flujo cruzado en o cerca de la línea central de la coraza, es:

$$Ao_{bp} = (D_s - Dotl + (0.5 * Np * wp)) * Lb_c \quad (107)$$

$$F_{bp} = \frac{Ao_{bp}}{Ao_{cr}} \quad (108)$$

$$d1 = d_o + \delta_{tb} \quad (109)$$

Y por consiguiente el área de fuga entre el tubo y el deflector:

$$Ao_{tb} = \frac{(\pi * d_o * (d1 - d_o) * N_t * (1 - Fw))}{2} \quad (110)$$

Y por último se calcula el área fuga entre el tubo y la coraza:

$$Ao_{sb} = \pi * D_s * \frac{\delta_{sb}}{2} * \left(1 - \frac{\theta_b}{(2 \pi)} \right) \quad (111)$$

El número de tubos por paso corresponde:

$$Nt_p = \frac{N_t}{Np} \quad (112)$$

Y finalmente el área total

$$A_{tub} = \frac{\pi}{4} * (di^2 * Nt_p) \quad (113)$$

El cálculo de la temperatura de saturación externa en el condensador está determinada por las ecuaciones 12 y 13, las propiedades termodinámicas del vapor de agua (coraza) se encuentran consignadas en el anexo G, el cálculo de entalpía de condensación del vapor de agua tratada está determinada por las ecuaciones 14,15 y 16; y por último, el cálculo de coeficiente de transferencia de calor de condensación del vapor de agua residual externa no afectado por los deflectores está determinado por la ecuación 51. Los factores de corrección para el coeficiente de transferencia de calor real en la coraza del condensador según el método de Bell-Dellaware [24] son:

J_c : es el factor de corrección por la configuración del bafle (corte del bafle y espaciado). Se tiene en cuenta la transferencia de calor en la ventana y conduce al promedio de todo el intercambiador. Es dependiente de la fracción del total de tubos en contraflujo entre las puntas de los deflectores; este valor es 1.0 para un intercambiador que no tiene tubos en las ventanas e incrementa a 1.15 para pequeños cortes de deflectores. Para un intercambiador de calor bien diseñado, el valor es cercano a 1.0.

$$J_c = 0.55 + 0.72 * F_c \quad (114)$$

J_l : factor de corrección para los efectos de filtración de los bafles, incluidos las filtraciones entre tubo-bafle y bafle-carcaza. Es una función de la razón del área de filtración por bafle al área de flujo cruzado entre los bafles adyacente y también la razón de la coraza del área de filtración con el área de filtración de tubo-bafle. Si los bafles están muy cerca, J_l será más pequeños debido a los altos flujos de filtración. Los valores típicos de J_l están dentro del rango de 0.7 a 0.8.

$$r_s = \frac{Ao_{sb}}{Ao_{sb} + Ao_{tb}} \quad (115)$$

$$r_{lm} = \frac{Ao_{sb} + Ao_{tb}}{Ao_{cr}} \quad (116)$$

$$J_l = 0.44(1 - r_s) + [1 - 0.44 * (1 - r_s)]e_{lm}^{-2.2r} \quad (117)$$

Jb: puede ser incrementado de 0.7 a 0.9 por el uso apropiado de empaques. Factor de corrección por el arreglo y el paso de bypass de los flujos que van de la sección de flujo cruzado y la ventana. Este varía desde 0.9 para un huelgo relativamente pequeño entre los tubos más externos y la coraza para la placa fija de tubos a 0.7 para grandes huelgos en la construcción de la cabeza flotante.

$$r_b = \frac{Ao_{bp}}{Ao_{cr}} \quad (118)$$

$$Nss_{plus} = \frac{Nss}{Nr_{cc}} \quad (119)$$

$$Jb = \begin{cases} 1 & \text{para } Nss_{plus} \geq \frac{1}{2} \\ e^{-Crb \left[1 - (2Nss_{plus})^{\frac{1}{3}} \right]} & \text{para } Nss_{plus} \leq \frac{1}{2} \end{cases} \quad (120)$$

Js: es el factor de corrección para los espaciamientos de las secciones de entrada y salida, respecto al espaciamiento del deflector central. Las ubicaciones de las boquillas dan como resultado un espaciamiento del deflector del extremo: mayor y menores velocidades; y, por lo tanto, menores coeficientes de transferencia de calor. Js generalmente varía de 0.85 a 1.0.

$$Li_{plus} = \frac{Lb_i}{Lb_c} \quad (121)$$

$$Lo_{plus} = \frac{Lb_o}{Lb_c} \quad (122)$$

$$n = \begin{cases} 0.6 & \text{para flujo turbulento} \\ \frac{1}{3} & \text{para flujo laminar} \end{cases} \quad (123)$$

$$J_s = \frac{(N_b - 1 + Li_{plus}^{1-n} + Lo_{plus}^{1-n})}{N_b - 1 + Li_{plus} + Lo_{plus}} \quad (124)$$

Jr: es el factor de corrección para cualquier gradiente de temperatura acumulado en flujos laminares. Esta corrección solo aplica para números de Reynolds por encima de 100 o menores de 20, de lo contrario el factor de corrección es igual a 1.

$$Nr_c = Nr_{cc} + Nr_{cw} \quad (124)$$

$$J_r = \begin{cases} 1 & \text{para } Re_{pro} \geq 100 \\ \left(\frac{10}{Nr_c}\right)^{0.18} & \text{para } Re_{pro} \leq 20 \end{cases} \quad (125)$$

Finalmente, el coeficiente de transferencia de calor por condensación de vapor de agua tratada externo es:

$$h_{co_{real}} = Jc * Jl * Js * Jr * Jb * pot_{h_{co}} \quad (126)$$

Cálculo de los coeficientes de transferencia de calor por los tubos: el fenómeno de transferencia de calor que se presenta es convección forzada interna. Se usan tuberías circulares generalmente para transportar fluidos, porque hay menor fricción; y, por lo tanto, menor caída de presión y mayor transferencia de calor. La velocidad del fluido en un tubo cambia de cero en la superficie, debido a la condición de no deslizamiento, hasta un máximo en el centro de este. En el flujo de fluidos, resulta conveniente trabajar con una velocidad promedio, V_{prom} , la cual se mantiene constante en el flujo incompresible, cuando el área de la sección transversal del tubo es constante.

Se calcula el número de Reynolds para saber el régimen de flujo (laminar o turbulento):

$$Re_{cond_i} = \frac{\dot{m} * di}{Ao_t * \mu_{pin}} \quad (127)$$

Si el régimen de flujo es laminar y completamente desarrollado el número de Nusselt corresponde a:

$$Nu_{cond} = 4.36 \quad (128)$$

Si el régimen de flujo es turbulento y cumple con las siguientes condiciones:

$$Si Re_{cond_i} > 2300 \text{ es Turbulento } (129) \text{ Y } 0.7 < Pr_{cond_i} < 160 \quad (130)$$

Por consiguiente, con la siguiente correlación propuesta por Dittus Boelter [22] se realiza el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección forzada interna en los tubos para el condensador (h_{cond_i}).

Se calcula el número de Nusselt (131):

$$Nu_{cond_i} = 0.023 * Re_{cond_i}^{0.8} * Pr_{cond_i}^c \quad (131)$$

El valor c, puede ser c=0.3 para enfriamiento del fluido y c=0.4 para calentamiento del fluido dentro de los tubos. Y de acuerdo con esto se calcula el coeficiente de transferencia de calor por los tubos:

$$h_{cond_i} = \frac{(Nu_{cond_i} * k_{cond_i})}{d_i} \quad (132)$$

Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor: el coeficiente global de transferencia de calor es definido por las resistencias térmicas que están constituidas por el intercambio de calor entre el fluido caliente y la superficie externa del tubo ($R_{ext_{cond}}$), la resistencia por ensuciamiento externo (R_{of}), la resistencia térmica por conducción en el tubo ($R_{con_{cond}}$), la resistencia térmica por ensuciamiento interno (R_{if}) y la resistencia térmica dada por el intercambio de calor entre el agua residual y la superficie ($R_{int_{cond}}$):

$$R_{ext_{cond}} = \frac{1}{h_{c_{oreal}}} \quad (133)$$

$$R_{con_{cond}} = \frac{\left(d_o \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)\right)}{(2 Kw)} \quad (134)$$

$$R_{int_{cond}} = \left(\frac{1}{h_{cond_i}} \frac{d_o}{di} \right) \quad (135)$$

$$\frac{1}{U_o} = \left(\left(R_{ext_{pre}} + R_{of} + \left(R_{con_{prec}} \right) \right) + \left(R_{if} \frac{d_o}{di} \right) + R_{int_{pre}} \right) \left[\frac{W}{K} \right] \quad (136)$$

Cálculo del NTU, la longitud de tubos del condensador y el área del condensador: se utiliza el método e-NTU debido a que se conocen las temperaturas de entradas (coraza y tubos) de los fluidos y los flujos másicos. Se requiere el conocimiento de la longitud del intercambiador y las temperaturas de salida del fluido por la coraza en esas condiciones. Por esta razón se realizan los siguientes cálculos cuando el intercambiador tiene cambio de fase de fluido por la coraza (condensación de vapor de agua tratada) y calentamiento de agua por los tubos:

- Cálculo de la capacitancia térmica del agua limpia que circula por los tubos que están en función el flujo másico y el calor específicos evaluados en las temperaturas medias:

$$C_{cond_i} = \dot{m}_{10} C_{p_{pr_{in}}} \quad (137)$$

- Cálculo de las capacitancias térmicas mínima

$$C_{min} = C_{cond_i} \quad (138)$$

- Cálculo del calor máximo en función de la capacitancia térmica mínima y la diferencia de temperatura más alta, que concierne a las temperaturas de entrada entre la coraza y los tubos:

$$q_{max} = C_{min} (T_{sat} - T_{10}) \quad (139)$$

- Cálculo del calor de condensación:

$$Q_{89} = \dot{m}_{10} C_{p_{cond_{in}}} (T_{10} - T_{11}) \quad (140)$$

- Cálculo de la efectividad siendo la relación entre el calor máximo y el calor que se necesita para llevar el agua residual a la temperatura determinada,

permite cuantificar el aprovechamiento del potencial de intercambio de calor [Incropera]:

$$eff = \frac{Q_{89}}{q_{max}} \quad (141)$$

$$NTU = -\log(1 - eff) \quad (142)$$

- Finalmente se calcula la longitud del condensador (143) y el área de transferencia de calor obtenida (144), para la capacidad de intercambio de calor establecida:

$$L_{prec} = \frac{C_{min}NTU}{(\pi U_o N_t d_o)} \quad (143)$$

$$A_{cond} = \pi(d_o + di)L_{cond}N_t \quad (144)$$

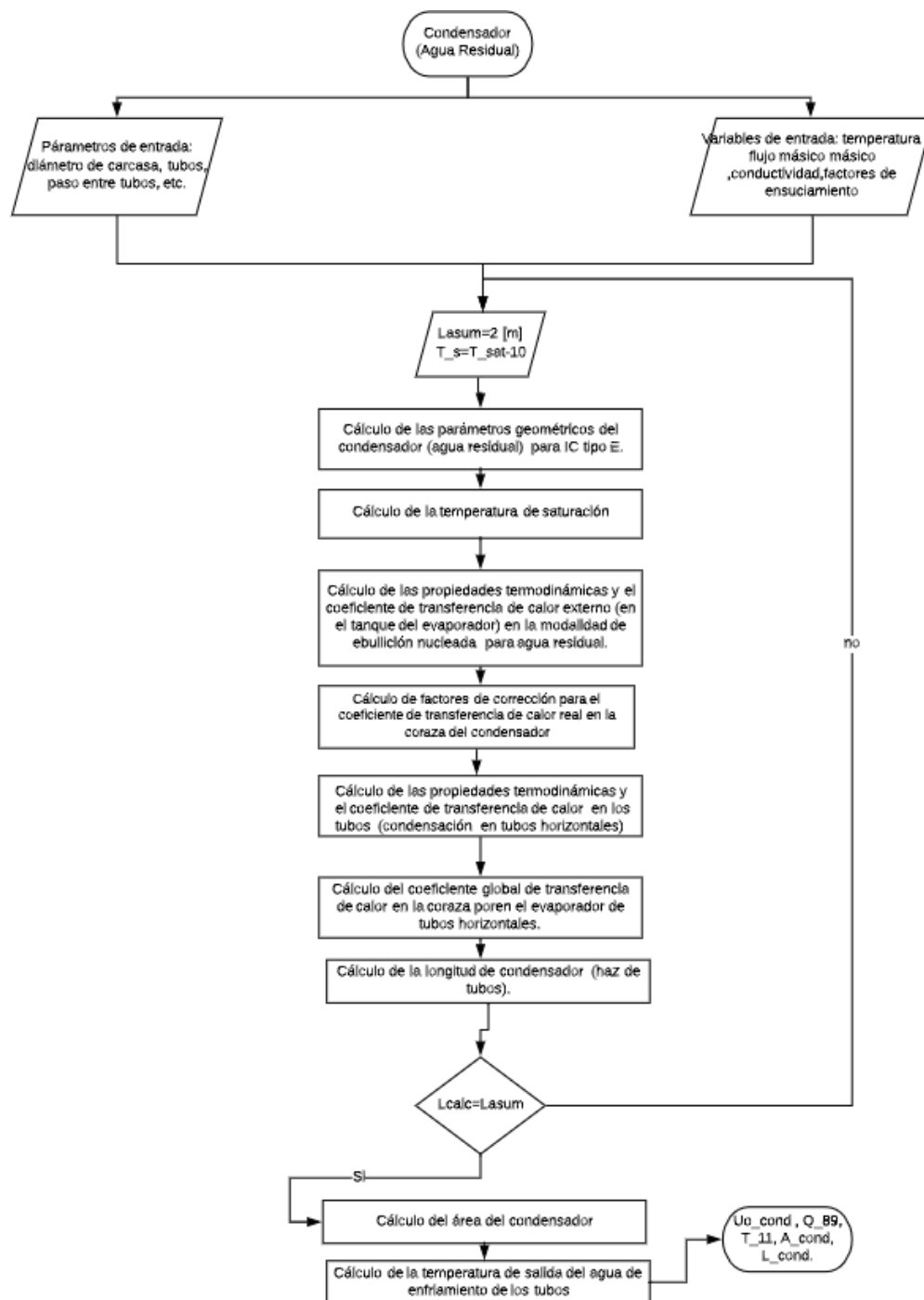


Figura 20. Diagrama de flujo para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor y la longitud del condensador.

4.1.4 Configuración cuatro: sistema de evaporación al vacío precalentador (evaporador de película descendente)

En la figura 21 se puede observar que la configuración cuatro está compuesta por tres intercambiadores de calor (precalentador, evaporador de película descendente, condensador). El fluido (vapor o agua) de calentamiento proviene de una fuente externa y entra al evaporador en un ciclo anterior al comienzo de la circulación del agua residual por el sistema. El precalentador es un intercambiador de calor de coraza y tubos que permite incrementar la temperatura del agua residual mediante un fluido caliente, que corresponde a gases de combustión, vapor sobrecalentado, o condensado de vapor o agua caliente proveniente de otro proceso.

Condiciones de la simulación del precalentador (Intercambiador de coraza y tubos):

- Estado estable.
- Sin pérdidas hacia el exterior.
- Despreciable el efecto de la radiación.
- Sin efectos de generación de calor.
- Flujo en contracorriente.
- El flujo másico de cada fluido está distribuido uniformemente a través del equipo dentro de cada paso.
- Caída de presión en coraza y tubos.
- Intercambiador de calor sensible: su función es calentar el agua residual hasta mínimo 42 °C, para ello se dimensiona, para que siempre se alcance la misma temperatura haciendo regulación del flujo másico, con el flujo de condensado del evaporador de película descendente.
- El fluido que circula por la coraza es agua caliente limpia y el fluido que circula por los tubos es el agua residual.

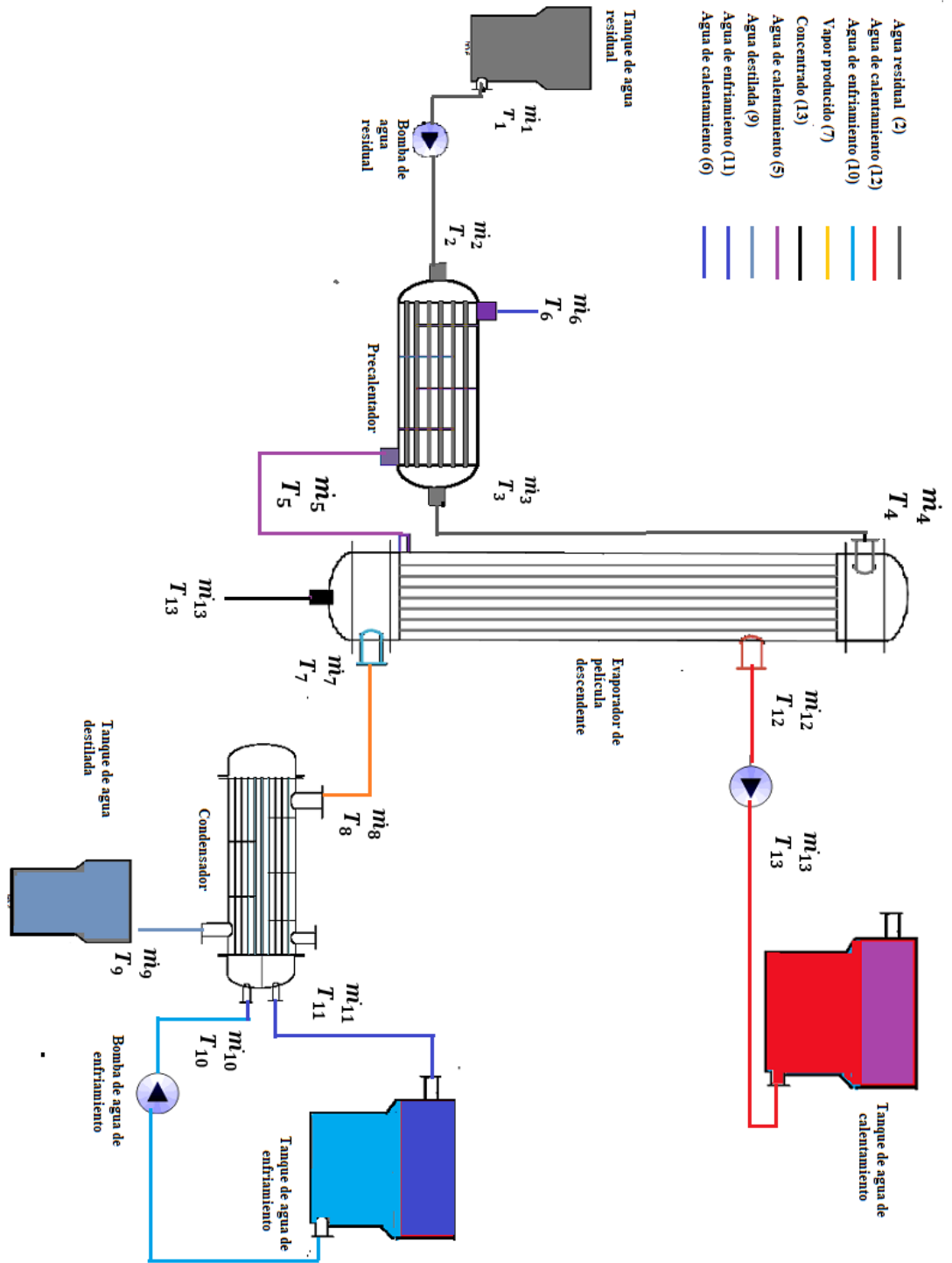


Figura 21. Configuración cuatro: sistema de evaporación al vacío con precalentador y evaporador de película descendente.

El modelamiento matemático del precalentador es análogo al condensador (agua residual) presentado en la sección 4.1.4, la diferencia radica que el fluido por la coraza es enfriado y no cambia de fase. El cálculo de los parámetros geométricos del precalentador está determinado por las ecuaciones 90 a 113. Para el cálculo de las propiedades termodinámicas del agua residual en el precalentador se calculan en función de la temperatura media entre temperatura de entrada al precalentador (agua residual) (T_2) y la temperatura de salida del precalentador (agua residual) (T_3) (se presentan las funciones en el anexo H). Asimismo, las propiedades del agua que fluye por la coraza se calculan con las funciones consignadas en el anexo H, en función de la temperatura media calculada entre la temperatura de salida del agua asumida ($T_{6_{asum}}$) y la temperatura de entrada del agua por la coraza (T_5). El cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección forzada interna está determinado por las ecuaciones 127 a 132.

Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección externa: por la coraza del precalentador, el fenómeno de transferencia de calor es convección forzada externa en banco de tubos. Utilizando las correlaciones de Zukauskas [22], que según el tipo de arreglo de tubos y el valor del número de Reynolds calculado se puede calcular el número de Nusselt respectivo según lo presentado en la tabla 3.

Tabla 3. Correlaciones para el cálculo del número de Nusselt

Arreglo de Tubos	Rango del Número de Reynolds	Correlación
Alineado	0-100	$Nu_D = 0.9 Re_D^{0.4} Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0.25} (145)$
	100-1000	$Nu_D = 0.52 Re_D^{0.5} Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0.25}$
	1000 – 2×10^5	$Nu_D = 0.27 Re_D^{0.63} Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0.25}$
	$2 \times 10^5 - 2 \times 10^6$	$Nu_D = 0.033 Re_D^{0.8} Pr^{0.4} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0.25}$
Escalonados	0-500	$Nu_D = 1.04 Re_D^{0.4} Pr^{0.56} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0.25}$
	500-1000	$Nu_D = 0.71 Re_D^{0.5} Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0.25}$
	1000 – 2×10^5	$Nu_D = 0.35 * \left(\frac{Xt}{Xl} \right)^{0.2} Re_D^{0.8} Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0.25}$
	$2 \times 10^5 - 2 \times 10^6$	$Nu_D = 0.031 \left(\frac{Xt}{Xl} \right)^{0.2} * Re_D^{0.8} Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0.25}$

El coeficiente de transferencia de calor por convección forzada externa en la coraza está determinado por:

$$h_{pr_o} = \frac{(Nu_{pr_o} * K_{pr_o})}{d_o} \quad (146)$$

Cálculo de la efectividad y número de unidades de transferencia de calor (NTU): Se utiliza el método e-NTU debido a que se conocen las temperaturas de entradas de los fluidos y la temperatura de salida por los tubos, se requiere el conocimiento de la longitud del intercambiador y las temperaturas de salida del fluido en esas condiciones. Por esta razón se realizan los siguientes cálculos:

- Cálculo de las capacitancias térmicas de los fluidos por la coraza y por los tubos que están en función de los flujos másicos y los calores específicos evaluados en las temperaturas medias:

$$C_{pr_i} = \dot{m}_2 C_{p_{pr_{in}}} \quad (147)$$

$$C_{pr_o} = \dot{m}_5 C_{p_{pr_o}} \quad (148)$$

- Cálculo de las capacitancias térmicas mínimas y máximas:

$$C_{min} = \min(C_{pr_i}, C_{pr_o}) \quad (149)$$

$$C_{max} = \max(C_{pr_i}, C_{pr_o}) \quad (150)$$

- Cálculo del calor máximo en función de la capacitancia térmica mínima y la diferencia de temperatura más alta, que concierne a las temperaturas de entrada entre la coraza y los tubos:

$$q_{max} = C_{min} (T_5 - T_2) \quad (151)$$

- Cálculo del calor dado en los tubos por donde circula el agua residual:

$$Q_{23} = \dot{m}_2 C_{p_{pr_{in}}} (T_{3asum} - T_2) \quad (152)$$

- Cálculo de la efectividad siendo la relación entre el calor máximo y el calor que se necesita para llevar el agua residual a la temperatura determinada,

permite cuantificar el aprovechamiento del potencial de intercambio de calor:

$$\varepsilon = \frac{Q_{23}}{q_{max}} \quad (153)$$

- Con el cálculo de la relación de la capacitancia (C^*) en la ecuación (154):

$$C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (154)$$

- Cálculo del número de unidades de transferencia de calor (NTU) (155) en función de la efectividad que derivan las ecuaciones (156), (157) y (158):

$$F = \left(\varepsilon C_r - \frac{1}{\varepsilon} - 1 \right)^{\frac{1}{n}} \quad (155)$$

$$\varepsilon_1 = \frac{F - 1}{F - C_r} \quad (156)$$

$$E = \frac{2/\varepsilon_1 - (1 + C_r)}{(1 + C_r^2)^{\frac{1}{2}}} \quad (157)$$

$$NTU = -(1 + Cr^2)^{-\frac{1}{2}} \ln \left(\frac{E - 1}{E + 1} \right) \quad (158)$$

Cálculo de la longitud del precalentador (159) y el área de transferencia de calor obtenida (160), para la capacidad de intercambio de calor establecida:

$$L_{prec} = \frac{C_{min} NTU}{(\pi * U_o * N_t * d_o)} \quad (159)$$

$$A_{prec} = \pi(d_o + di)L_{prec}N_t \quad (160)$$

Cálculo de la temperatura de salida del agua de calentamiento por la coraza (T_6) se calcula con la siguiente expresión:

$$T_6 = T_5 - eff * c^* * (T_5 - T_2) \quad (161)$$

El diagrama de flujo que presenta el algoritmo en que se desarrolla el modelo matemático para el cálculo de la longitud del precalentador se observa en la figura 22.

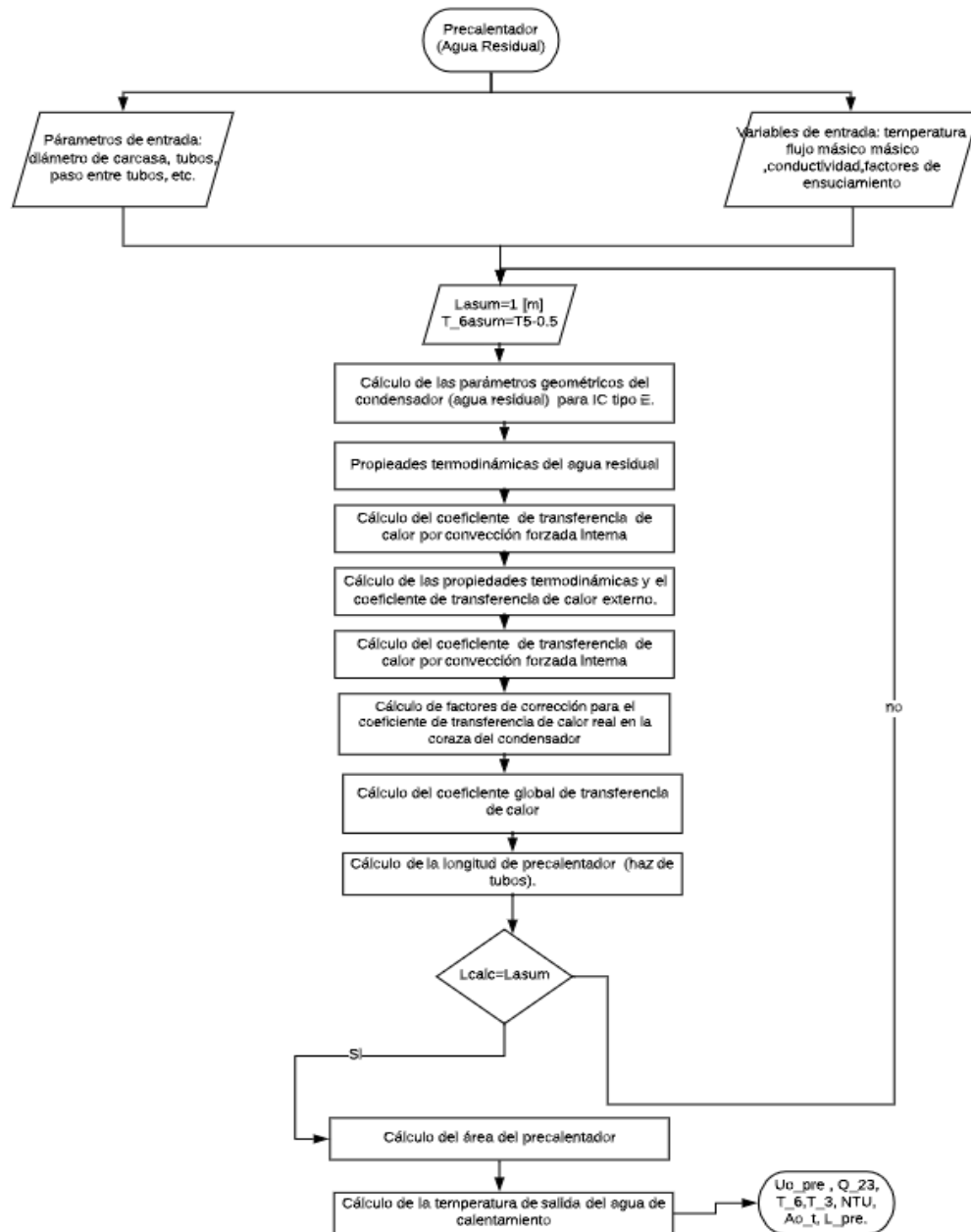


Figura 22. Diagrama de flujo para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor del precalentador

El evaporador de película descendente es el intercambiador principal de todo el sistema. Su diseño debe ser cuidadoso, porque en él se realiza la concentración del soluto, que contiene los contaminantes del agua proveniente

del proceso de beneficio avícola. El vacío en el intercambiador se puede dar por el lado de los tubos o en todo el intercambiador. El agua residual entra al cabezal y por medio de un distribuidor se establece su circulación por los tubos. Por la coraza puede circular agua caliente (con un delta de temperatura de mínimo 5 grados), vapor saturado y vapor sobrecalentado.

El recorrido del agua residual a lo largo del evaporador de película descendente presenta dos fases: la primera, fase de calor sensible (sección A del evaporador), donde el agua residual se conserva en estado líquido; y la segunda, la fase de calor latente, (sección B del evaporador) donde se presenta la ebullición del agua y la separación de los componentes contaminantes.

Para la fase de calor sensible cuyo modelamiento matemático se describe de la siguiente manera: el cálculo de los parámetros geométricos se explicó en la sección 4.1.3 en las ecuaciones del 90 al 113. El cálculo de propiedades termodinámicas para el agua residual (calor sensible) se encuentran consignadas en el anexo I y son calculadas en función de la temperatura media entre T_4 y T_{sat} . Las propiedades termodinámicas del agua de calentamiento de la coraza se encuentran en el anexo I y están en función de la temperatura media entre T_{12} (temperatura del agua de calentamiento a la entrada de la coraza) y la temperatura del agua de calentamiento a la salida de la coraza que se asume (T_5).

El cálculo de las entalpías está determinado por las ecuaciones 14, 15 y 16; el cálculo del calor de vaporización del agua residual por la ecuación 17; el cálculo del calor sensible y la efectividad está determinado por las ecuaciones 147 a 154. Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección forzada interna, el agua residual se calienta en el paso por los tubos, es decir no hay cambio de fase, por lo tanto, se tienen en cuenta las correlaciones presentadas en las ecuaciones 127 a 132. El cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección forzada externa está determinado por las ecuaciones 145 y 146. Con los coeficientes de transferencia de calor para la

coraza y los tubos en la sección A, se procede a calcular coeficiente global de transferencia de calor con las ecuaciones 133 a 136 para la sección A. A continuación, se procede a calcular la NTU con las ecuaciones 155 a 158 y por último el cálculo de temperatura de salida del agua de calentamiento (T_{5a}) determinada por la ecuación 161.

Para fase de calor latente (sección B del evaporador), el modelo matemático se conserva análogo, es decir se utilizan las mismas ecuaciones. La diferencia radica en que en este sector de la coraza, los deflectores se encuentran distribuidos a lo largo del evaporador, con lo cual se deben calcular los factores de corrección y el coeficiente de transferencia de calor real en la coraza (convección forzada externa) por medio de las ecuaciones 114 a 126.

El cálculo del coeficiente de transferencia de calor para la evaporación en película descendente en los tubos se realiza a través de las correlaciones obtenidas de Nitsche [19], que plantea las correlaciones para el fenómeno de evaporación por película descendente:

Se calcula la viscosidad cinemática con la ecuación (162):

$$\nu_{evsib} = \frac{\mu_{evl_{inb}}}{\rho_{evl_{inb}}} \quad (162)$$

La relación entre la viscosidad cinemática y la gravedad se calcula con la ecuación (160):

$$l_b = \left(\frac{\nu_{evsib} * \nu_{evsib}}{g} \right) \quad (163)$$

$$l_{b_{pot}} = l_b^{0.333} \quad (164)$$

La velocidad de carga de chorro está presenta con la ecuación (165):

$$V_u = \frac{3600\dot{V}_4}{\pi d_i N_t} \quad (165)$$

El número de Reynolds en función de la velocidad de carga de chorro, se presenta en la ecuación (165):

$$Re_{evs_{ib}} = \frac{V_u}{\left(3600 \frac{\mu_{evl_{inb}}}{\rho_{evl_{inb}}}\right)} \quad (165)$$

$$pot_{Re_{evs_{ib}}} = Re_{evs_{ib}}^{0.44} \quad (166)$$

$$pot_{Pr_{evl_{inb}}} = Pr_{evl_{inb}}^{0.4} \quad (167)$$

Finalmente, el coeficiente de transferencia de calor en los tubos de un evaporador de película descendente es está determinado por la ecuación (168) [18],

$$h_{evs_{ib}} = 0.0055 * \left(K_{evs_{inb}} * l_{b_{pot}}\right) * pot_{Re_{evs_{ib}}} * pot_{Pr_{evl_{inb}}} \quad (168)$$

Para la sección B del evaporador se calcula el coeficiente global de transferencia de calor, el cálculo de la NTU y la temperatura de salida del agua de calentamiento por la coraza (T_{5b}) están determinadas por las mismas expresiones matemáticas utilizadas en la sección A del evaporador.

Siendo las expresiones finales que agrupan la sección A y sección B, la longitud del evaporador de película descendente corresponde a (169):

$$L_{total} = L_{asum} + L_{asumb} [m] \quad (169)$$

El coeficiente global de transferencia de calor del evaporador de película descendente corresponde a (169):

$$U_{o_{total}} = U_o + U_{ob} \left[\frac{W}{m^2 K} \right] \quad (170)$$

El calor total necesario para tratar el agua residual en el evaporador de película descendente es (171)

$$Q_{total} = Q_{47} + Q_{47b} [W] \quad (171)$$

Y finalmente el área total de transferencia de calor del evaporador de película descendente es (172):

$$A_{total} = \pi(d_o + d_i)L_{total}N_t \text{ [m}^2\text{]} \quad (172)$$

En la figura 23 se presenta el diagrama de flujo con el cual se utiliza el modelo matemático a continuación para obtener la longitud del intercambiador y establecer las condiciones de operación en estado estacionario del evaporador de película descendente. El condensador de la configuración cuatro, es análogo al utilizado en la configuración tres cuyo modelo matemático fue explicado anteriormente.

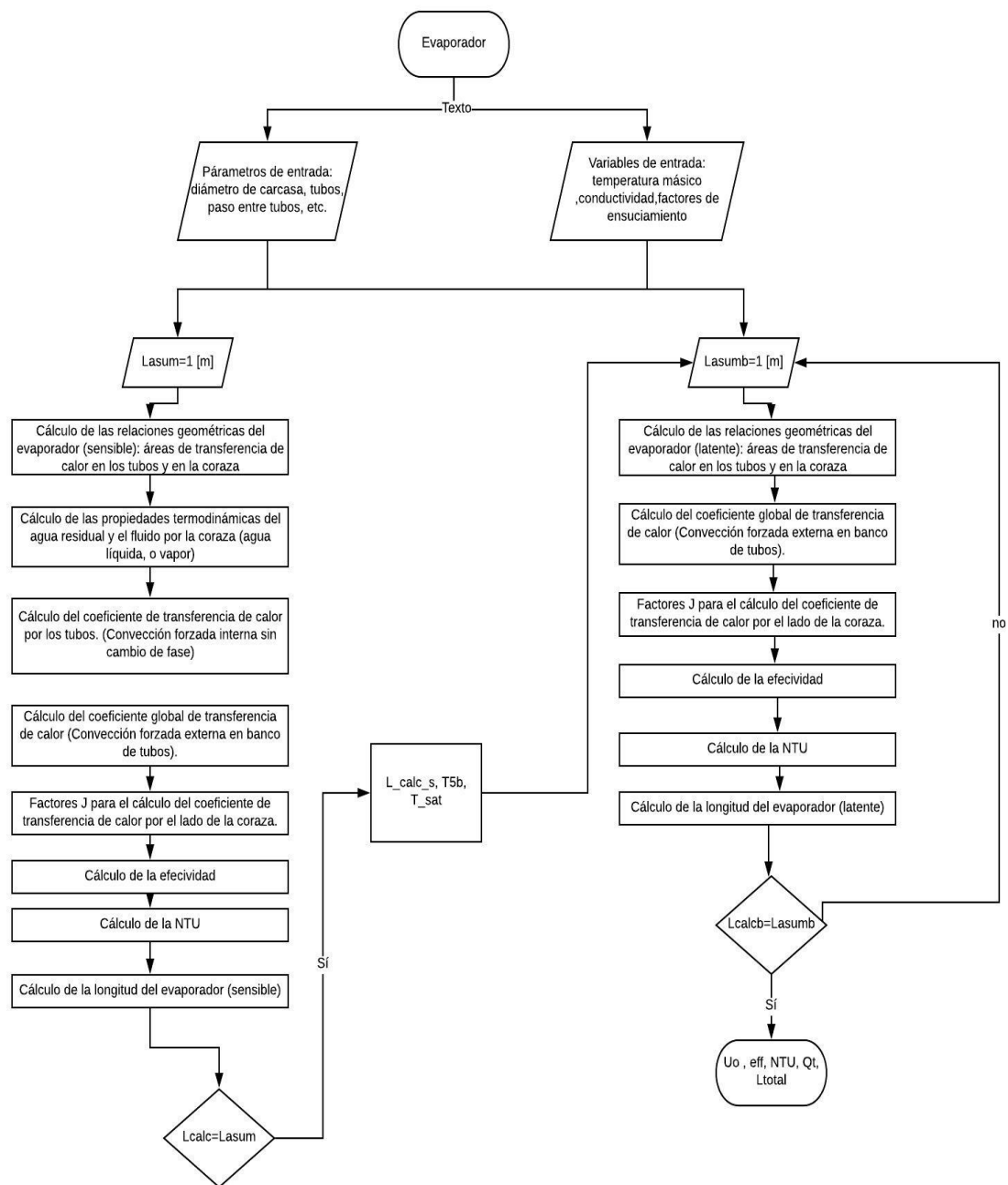


Figura 23. Diagrama de flujo para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor del evaporador de película descendente.

4.1.5 Evaluación energética de sistemas de evaporación al vacío para tratamiento de aguas residuales avícolas

Se selecciona como volumen de control todo el sistema incluyendo todos los intercambiadores de calor, en la figura 24 se observa los flujos de energía de entrada y de salida del sistema para las cuatro configuraciones. No teniendo en cuenta el termino de acumulación energética, el balance de energía del sistema queda como se establece en la ecuación (173):

$$E_{ent} + W_{bombeo} - E_{sal} = 0 \quad (173)$$

La potencia de bombeo (W_{bombeo}), los accesorios de tubería y las líneas de tubería designadas para cada configuración (longitudes y diámetros) están consignados en el anexo J. Se calculan las entalpías en función de cada una de las temperaturas y las presiones, en los puntos de análisis del sistema y las variables para analizar. Para caracterizar el sistema de tratamiento de aguas residuales se define la eficiencia del sistema (η_s), siendo la relación entre la energía de agua destilada respecto a la energía de entrada del sistema incluyendo la energía de bombeo:

$$\eta_s = \frac{E_{sal}}{E_{ent} + W_{bombeo}} \quad (174)$$

Para cuantificar la relación de la energía eléctrica consumida directamente por los sistemas de bombeo del sistema de agua residual respecto a la cantidad de agua tratada obtenida del sistema se define el coeficiente de rendimiento eléctrico como:

$$CRE = \frac{E_{electrica}}{V_{agua tratada}} \quad (195)$$

Siendo la energía de bombeo:

$$E_{bombeo} = Pot_{bombeo} * [hr] [KWh] \quad (138)$$

Asimismo, se utiliza la relación de rendimiento PR, que es la cantidad de agua tratada por unidad de energía térmica.

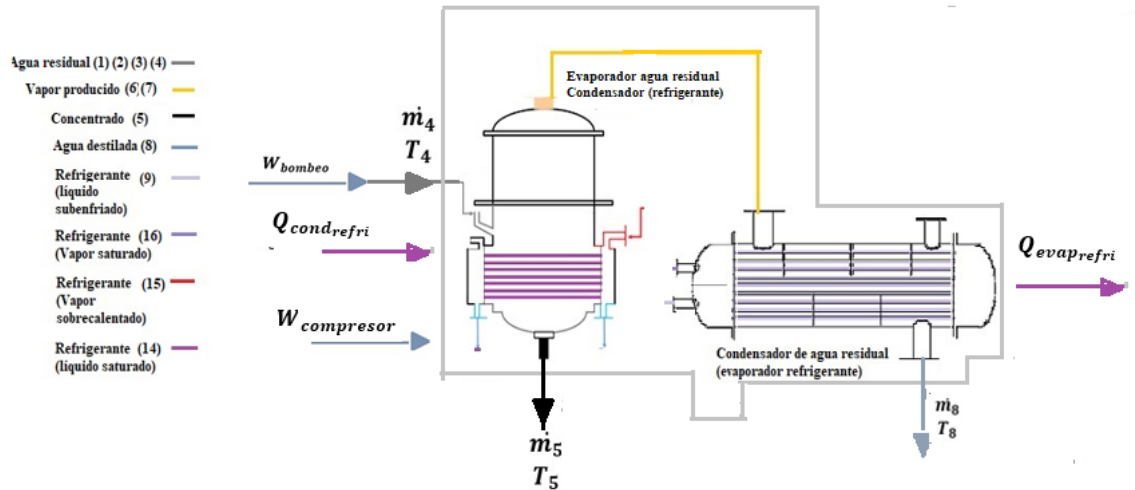
$$PR = \frac{m_{aguatratada}}{E_{ent}} \quad (196)$$

Siendo $E_{ent} = Pot_{ent} * 3600 \text{ [KJ]}$

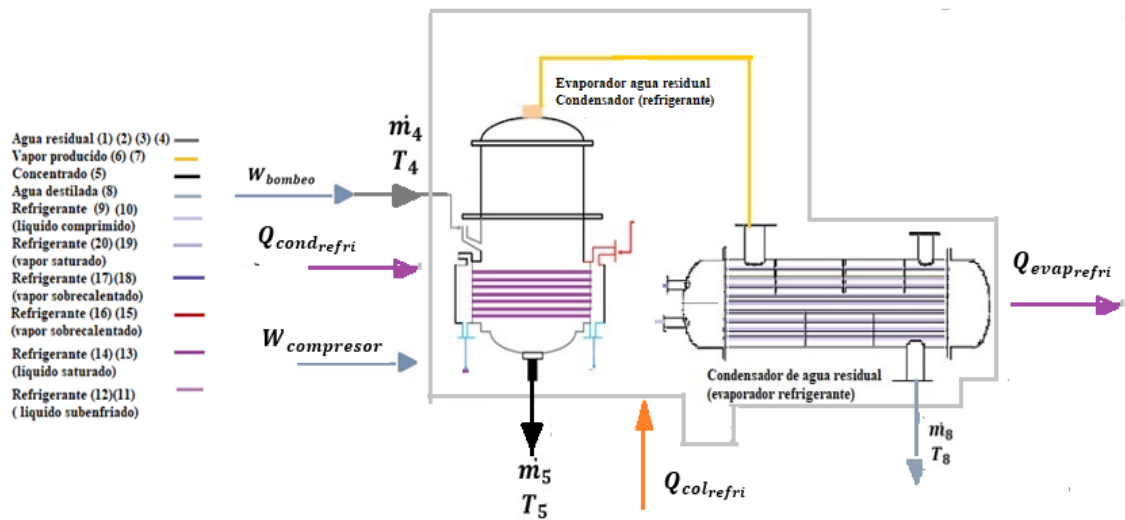
Y el factor de concentración es la relación con la masa de agua residual en la entrada al evaporador (agua residual) respecto a la diferencia de las masas de agua de residual y el agua tratada:

$$CF = \frac{m_{aguaresidual}}{m_{aguaresidual} - m_{aguatratada}} \quad (197)$$

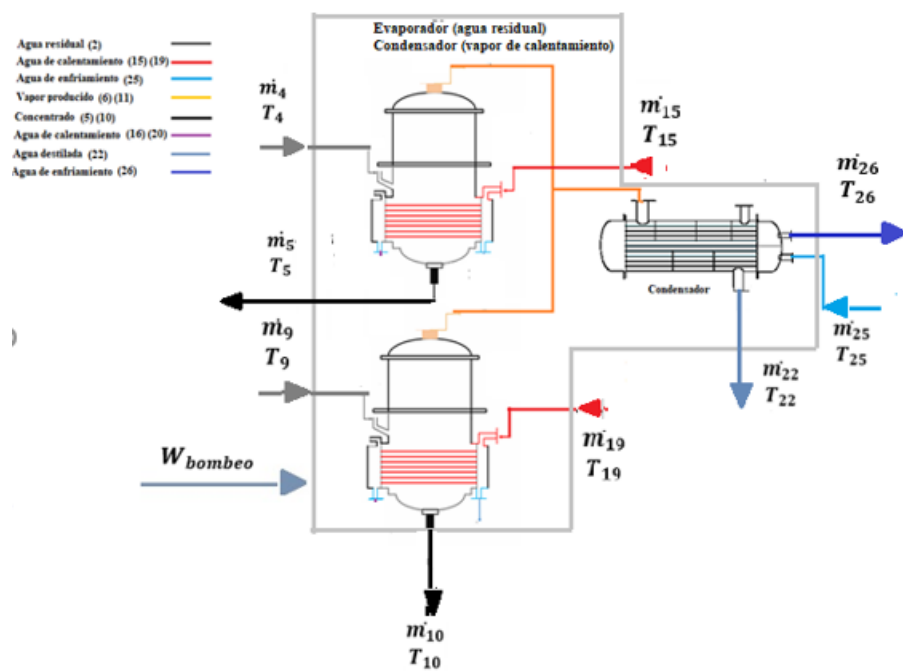
a)



b)



c)



d)

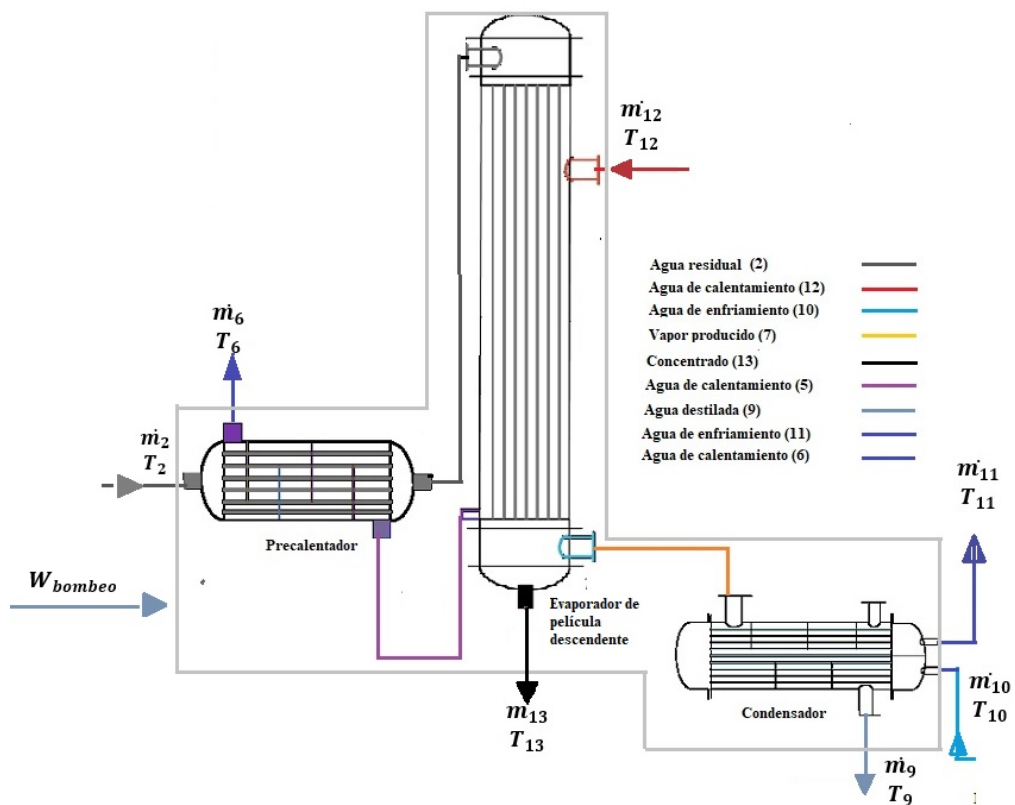


Figura 24. Volumen de control en las configuraciones del sistema de evaporación al vacío tratamiento de aguas residuales avícolas: a) configuración uno b) configuración dos c) configuración tres d) configuración.

En la tabla 4 se presentan las ecuaciones de cada uno de los factores para el análisis energético entre las configuraciones del sistema de evaporación al vacío para tratamiento de aguas residuales.

Tabla 4. Parámetros de análisis energético para las configuraciones del sistema de evaporación al vacío para tratamiento de aguas residuales avícolas.

a)

Parámetro de análisis energético	Configuración uno
Eficiencia del sistema (η_s)	$\eta_s = \frac{\dot{m}_5 * h_5 + \dot{m}_8 * h_8 + Q_{evap_{refri}}}{(\dot{m}_4 * h_4 + W_{compresor} + Q_{cond_{refri}} + W_{bombeo})}$
El coeficiente de rendimiento eléctrico (CRE)	$CRE = \frac{E_{bomba} + E_{compresor}}{V_8} \left[\frac{KWh}{m^3} \right]$
Relación de rendimiento (PR)	$PR = \frac{\dot{m}_8}{\dot{m}_4 * h_4 + Q_{cond_{refri}}}$
El factor de concentración (CF)	$CF = \frac{\dot{m}_4}{\dot{m}_4 - \dot{m}_8}$

b)

Parámetro de análisis energético	Configuración dos
Eficiencia del sistema (η_s)	$\eta_s = \frac{\dot{m}_5 * h_5 + \dot{m}_8 * h_8 + Q_{evap_{refri}}}{(\dot{m}_4 * h_4 + W_{compresor} + Q_{cond_{refri}} + W_{bombeo} + Q_{col})}$
El coeficiente de rendimiento eléctrico (CRE)	$CRE = \frac{E_{bomba} + E_{compresor}}{V_8}$
Relación de rendimiento (PR)	$PR = \frac{\dot{m}_8}{\dot{m}_4 * h_4 + Q_{cond_{refri}} + Q_{col}}$
El factor de concentración (CF)	$CF = \frac{\dot{m}_4}{\dot{m}_4 - \dot{m}_8}$

c)

Parámetro de análisis energético	Configuración tres
eficiencia del sistema (η_s)	$\eta_s = \frac{\dot{m}_{22} * h_{22} + \dot{m}_5 * h_5 + \dot{m}_{10} * h_{10} + \dot{m}_{26} * h_{26}}{(\dot{m}_4 * h_4 + \dot{m}_9 * h_9 + \dot{m}_{25} * h_{25} + \dot{m}_{15} * h_{15} + \dot{m}_{19} * h_{19} + W_{bombeo})}$
el coeficiente de rendimiento eléctrico (CRE)	$CRE = \frac{E_{bombeo}}{V_{22}}$
Relación de rendimiento (PR)	$PR = \frac{\dot{m}_{22}}{\dot{m}_4 * h_4 + \dot{m}_9 * h_9 + \dot{m}_{25} * h_{25} + \dot{m}_{15} * h_{15} + \dot{m}_{19} * h_{19}}$
El factor de concentración (CF)	$CF = \frac{\dot{m}_{25}}{\dot{m}_{25} - \dot{m}_{22}}$

d)

Parámetro de análisis energético	Configuración cuatro
eficiencia del sistema (η_s)	$\eta_s = \frac{\dot{m}_9 * h_9 + \dot{m}_{11} * h_{11} + \dot{m}_{13} * h_{13} + \dot{m}_6 * h_6}{(\dot{m}_2 * h_2 + \dot{m}_{10} * h_{10} + \dot{m}_{12} * h_{12}) + W_{bombeo}}$
el coeficiente de rendimiento eléctrico (CRE)	$CRE = \frac{E_{bombeo}}{V_{22}} \left[\frac{KWh}{m^3} \right]$
Relación de rendimiento (PR)	$PR = \frac{\dot{m}_9}{(\dot{m}_2 * h_2 + \dot{m}_{10} * h_{10} + \dot{m}_{12} * h_{12})} \left[\frac{Kg}{MJ} \right]$
El factor de concentración (CF)	$CF = \frac{\dot{m}_{10}}{\dot{m}_{10} - \dot{m}_9}$

4.2 CREACIÓN DE LOS MÓDULOS DE SIMULACIÓN (TRYSYS)

Los módulos o TYPES son los elementos que conforman el sistema térmico dentro del software. Para el desarrollo este trabajo, se requiere la creación de módulos (TYPES) con código fuente propio, que considere las correlaciones específicas para los mecanismos de transferencia de calor para los intercambiadores de calor como precalentador, evaporador de película descendente y evaporador de tubos horizontales. Para crear un módulo o TYPE se ingresa al entorno de Simulation Studio (TRNSYS) y se selecciona pestaña File/New, a continuación, se despliega una ventana con las opciones y se da clic en New Component (Figura 25).

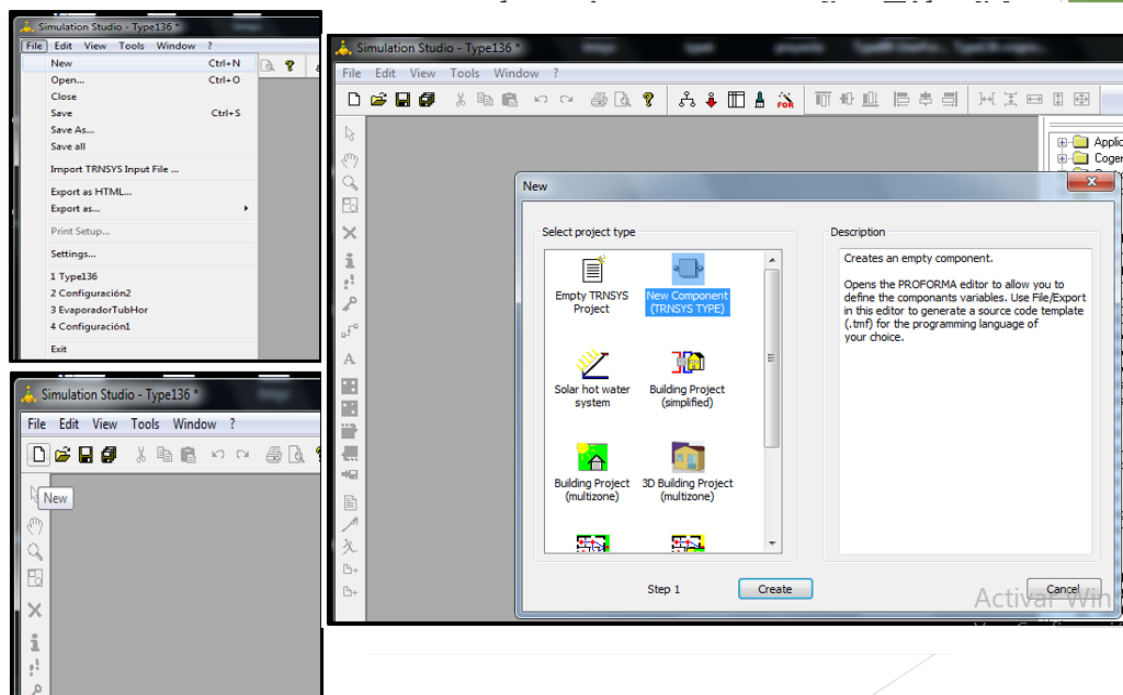


Figura 25. Interfaz de inicio de TRNSYS

En la figura 26 se observa que de la acción anterior se despliega una ventana, en donde la pestaña General contiene las partes que configuran el módulo como el nombre del componente, autor, organización, tipo de modelado, tipo de validación, el número de TYPE, con el cual va ser nombrado dentro de las

librerías del software y la opción de insertar la imagen que se verá en la pantalla en blanco de la interfaz de TRNSYS Simulation Studio.

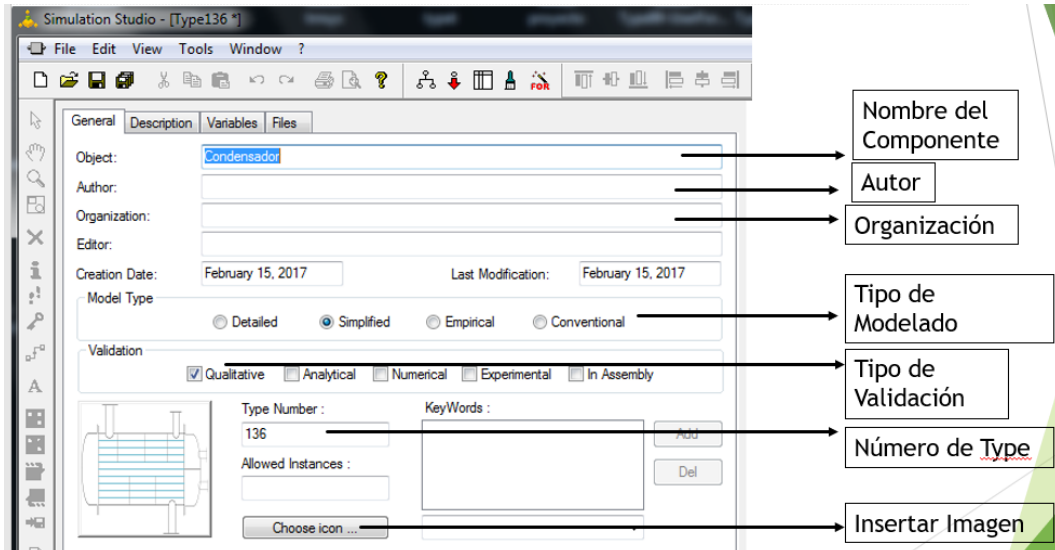


Figura 26. Ventana New Component

En la figura 27 se ha activado la pestaña Variables, donde se definen las variables de entrada (inputs) y las variables de salida (output), éstas son las que se pueden conectar entre módulos y los parámetros que son los valores fijos.

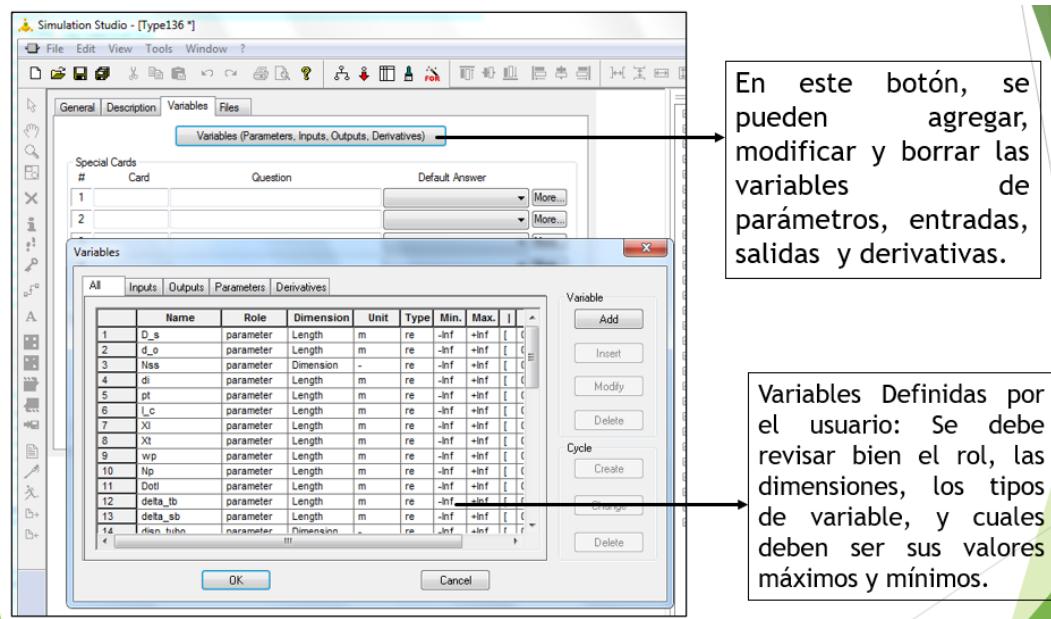


Figura 27. Ventana Variables

En la figura 28 en la ventana Settings, se configura el archivo ejecutable (.exe) del compilador en C++.

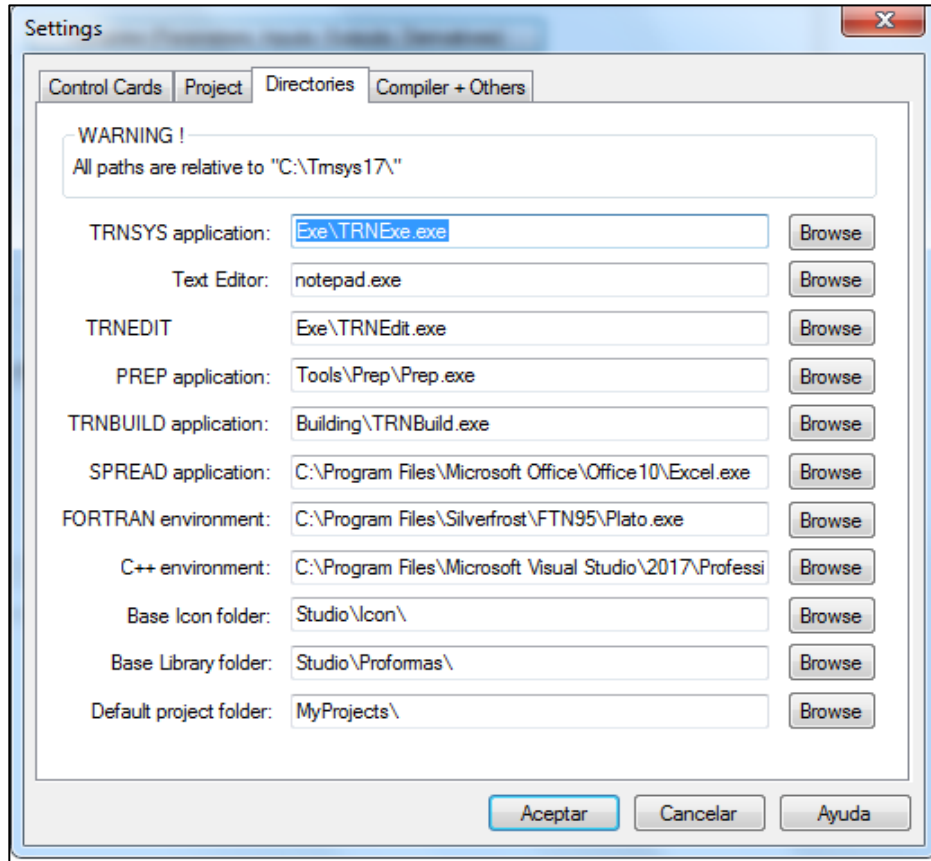


Figura 28.Ventana Settings Pestaña Directories.

En el paso siguiente a la creación del TYPE, en el menú, se da la opción Export as/C++ como lo muestra la figura 28. Al guardar, Simulation Studio, otorga la siguiente notificación de la generación de dos archivos: uno .cpp (archivo fuente) y uno espacio de trabajo .dsp. Al dar aceptar, si está bien configurado debe abrirse el compilador designado (figura 29).

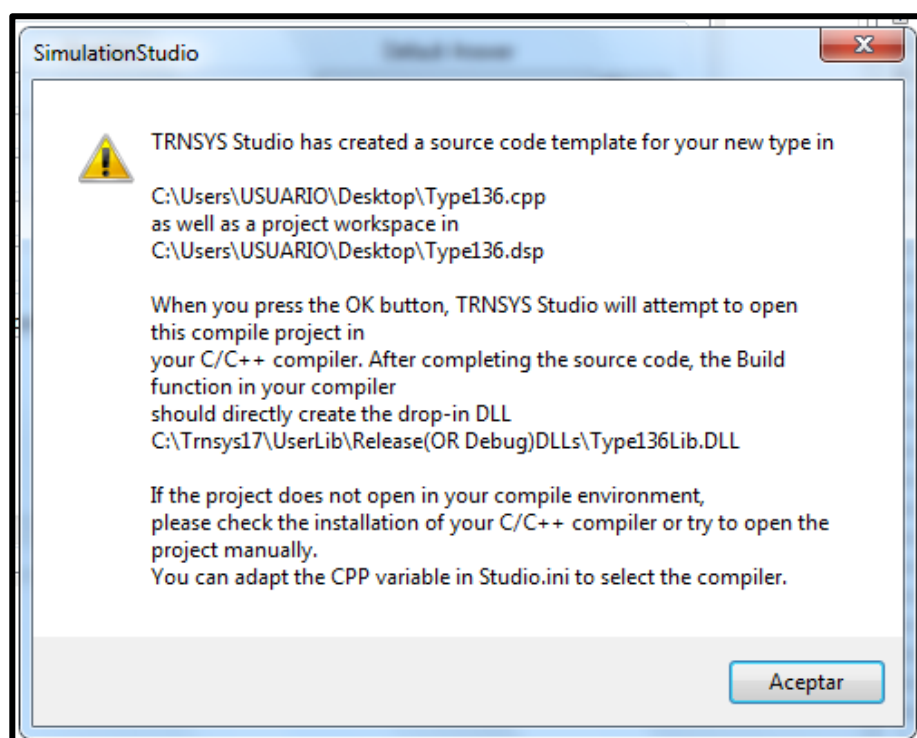


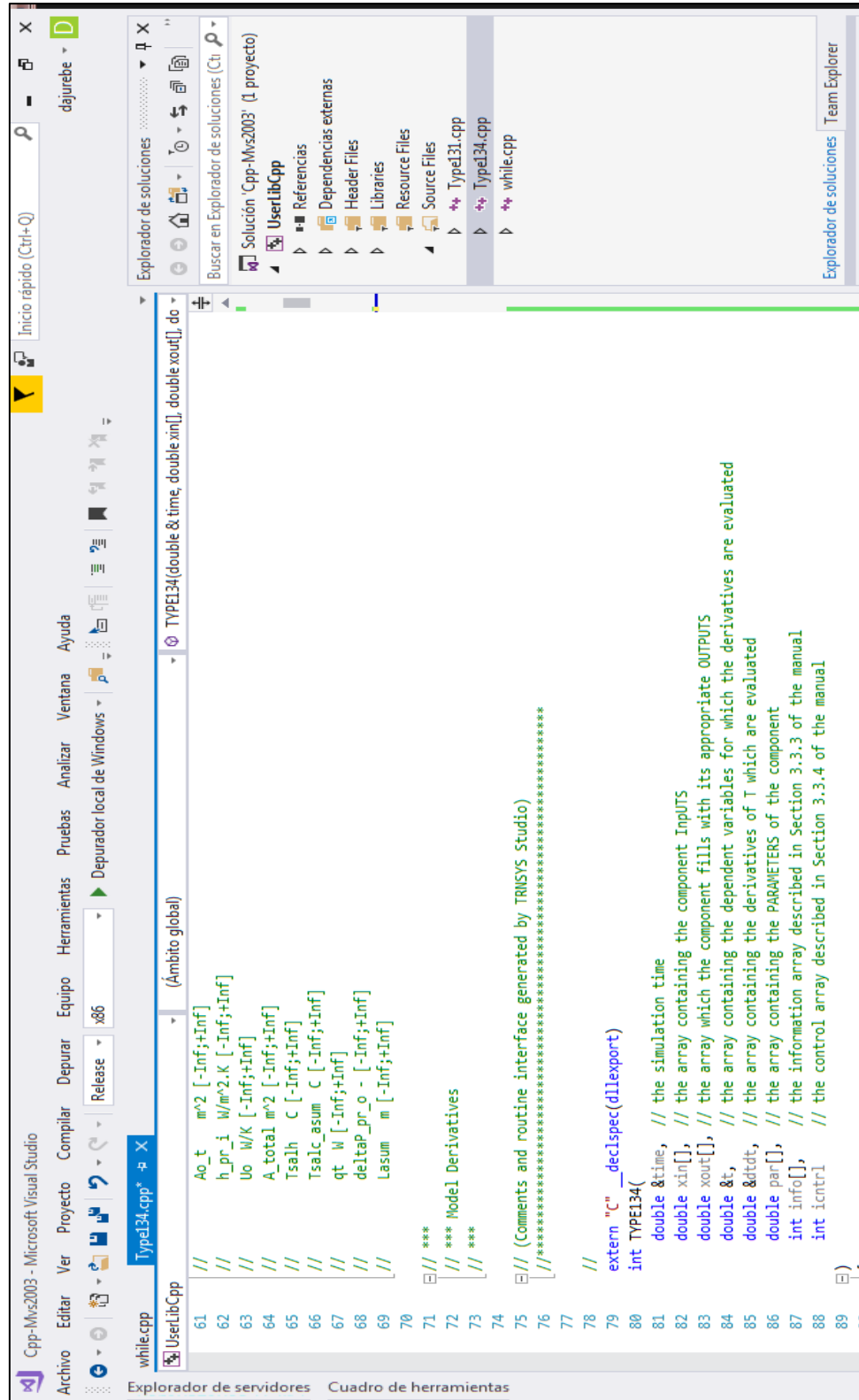
Figura 29. Aviso de Simulation Studio

De acuerdo con el proceso anterior, se abre el entorno de Microsoft Visual Studio con el código preestablecido para el TYPE donde se muestra el número de entradas, salidas y parámetros (inputs, outputs and parameters) según la figura 30. Este código fuente debe ser copiado y guardado en otra ubicación. Para generar el archivo .dll (librería dinámica), éste contiene la información del modelo matemático del nuevo TYPE creado, compilado con los demás TYPES ya preconfigurados en el entorno de TRNSYS.

En el explorador de Windows, se busca la dirección C:\TRNSYS17\Compilers\Cpp-Mvs2003 y se ubica el archivo Cpp-Mvs2003.sln (archivo solución de Microsoft Visual Studio). Una vez abierto este archivo, se ubica en el panel derecho, el fichero Source file, y se crea un archivo donde se copiará el código fuente del type creado. Luego se compila todo, creando el archivo UserLibCpp.dll. éste último se debe cortar y pegar en la dirección C:\Users\Trnsys17\Compilers\Cpp-Mvs2003\UserLibCpp\Release (Figura 30b),

lo que permite que el type pueda ejecutarse con el código fuente incorporado desde el entorno de Simulation Studio.

a)



b)

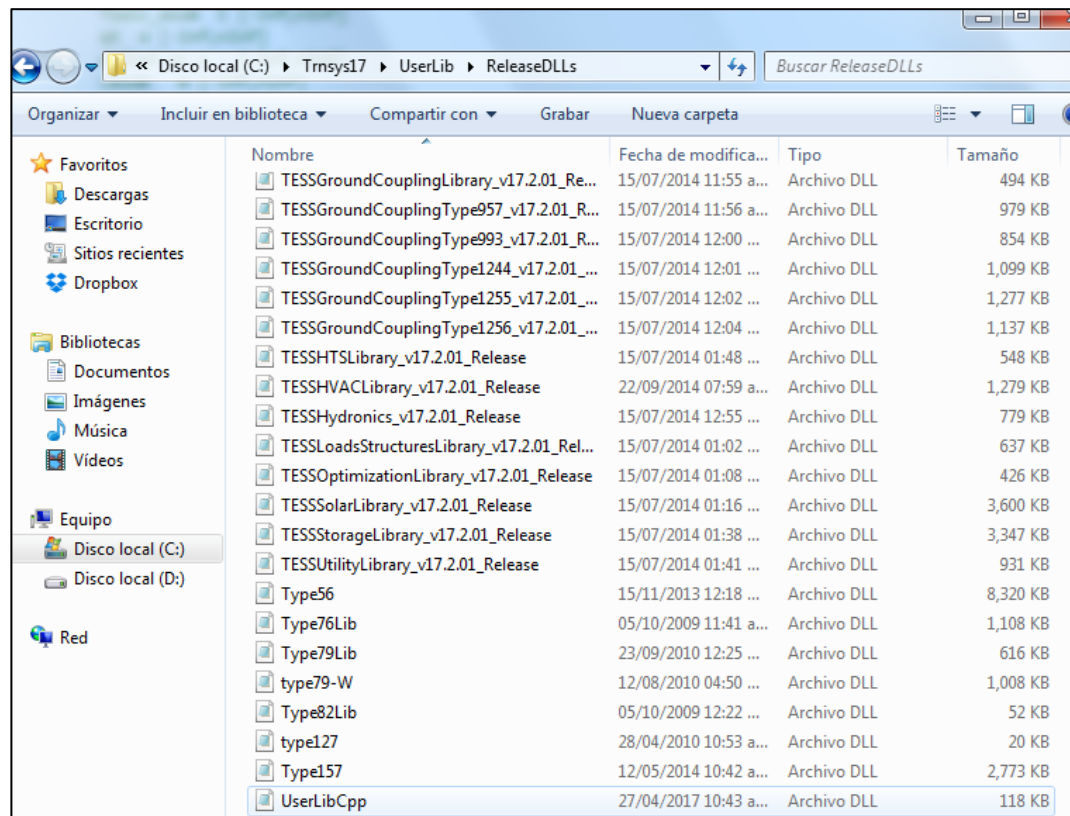


Figura 30. Código fuente del nuevo módulo (type) en C++ y librería dinámica.

4.3 SIMULACIÓN EN ESTADO ESTABLE DE LAS CONFIGURACIONES DE LOS SISTEMAS DE EVAPORACIÓN AL VACÍO PARA TRATAMIENTO DE AGUAS RESIDUALES AVÍCOLAS

4.3.1 Análisis paramétrico y diseño térmico de la configuración uno

La configuración uno está compuesto principalmente por los siguientes intercambiadores de calor: Evaporador (agua residual), condensador (agua residual), condensador auxiliar-refrigerante R134a, compresor, el tanque de agua residual y el sistema de bombeo. El modelo matemático para el diseño de éstos, se presentó en la sección 4.1.1. El análisis paramétrico del evaporador (agua residual) (figura 31) se basa en los valores de parámetros geométricos que se presentan en la tabla 18, que están establecidos según [23], [24] y [25]. Con este fin se seleccionan tres variables de entrada: agua residual en el tanque (T_4), el flujo másico (\dot{m}_4) y la temperatura de condensación del refrigerante R134a (T_{15}).

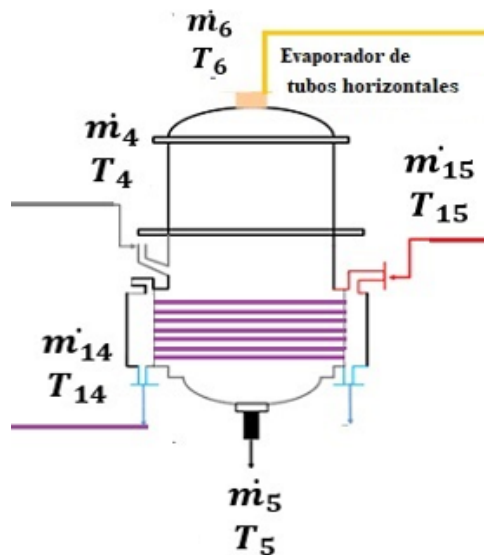


Figura 31. Evaporador (agua residual) configuración uno

Los valores obtenidos para el análisis paramétrico para evaporador (agua residual) de la configuración uno, está representados en la tabla 6. La variable de análisis es la longitud del tubo de condensación refrigerante (L_{cond}), porque

condiciona notablemente el desempeño del intercambiador, define el diseño y la capacidad de intercambio de calor para las condiciones de operación designadas.

Tabla 5. Parámetros geométricos del evaporador (agua residual)-condensador (refrigerante) y variables de entrada fijas.

Parámetros		
Variable	Valor	Unidades
Diámetro del haz de tubos externo (D_s)	0.642	m
Diámetro del haz de tubos ($Dotl$)	0.58	m
Paso entre tubos (pt)	0.03125	m
Diámetro externo del tubo (d_o)	0.019	m
Diámetro interno del tubo (d_i)	0.015	m
Variables de entrada fijas		
Presión de vacío (P_{vac})	10	KPa
Factor de ensuciamiento interno (Rf_i)	0.0002	-
Factor de ensuciamiento externo (Rf_o)	0.000528	-
Conductividad térmica del tubo (Kw)	400	W/m*K
Tipo de refrigerante	R134a	-

Según la tabla 6, para un intervalo de temperatura del agua residual en el tanque del evaporador (T_4) de 25 a 44.5 °C se obtuvo un rango de valores para longitud de condensación entre 10.764 y 10.364 m. Por lo tanto, se establece que a medida que aumenta la temperatura, disminuye la longitud del haz de tubos del condensador (refrigerante), es decir, por cada °C de aumento la longitud disminuye 0.022 m.

Tabla 6. Resultados análisis paramétrico del evaporador (configuración uno).

Variable de entrada	Variable de salida (análisis)
$T_4 = [25 \text{ a } 44.50 \text{ °C}]$	$L_{cond} = [10.764 \text{ a } 10.364 \text{ m}]$
$\dot{m}_4 = [0.052 \text{ a } 2 \text{ Kg/s}]$	$L_{cond} = [0.247 \text{ a } 12.564 \text{ m}]$
$T_{15} = [51.55 \text{ a } 80 \text{ °C}]$	$L_{cond} = [420.15 \text{ a } 7.28 \text{ m}]$

El flujomásico de agua residual (\dot{m}_4) en un intervalo de 0.052 a 2 Kg/s, dio como resultado un aumento significativo en la longitud del tubo de condensación (L_{cond}), por lo cual se obtuvo un rango de valores de 0.247 a 12.56 m. Por consiguiente, el calor intercambiado (Q_{47}) dio como resultado un intervalo de 160.74 a 4916.78 kW. En estos casos vale aclarar que el flujo másico es una variable significativa que afecta el tamaño del intercambiador y la cantidad de energía necesaria para la ebullición del agua residual dentro de éste. La temperatura de condensación (T_{15}) está determinada por la presión de salida del compresor, se estableció el rango de operación entre 51.55 y 80 °C, según el catálogo del compresor presentado en el anexo A.

En la tabla 6 se observa que con el intervalo propuesto para T_{15} , la longitud de tubo de condensación se encuentra en el intervalo entre 420.15 y 7.28 m. En síntesis, mientras la temperatura de condensación (T_{15}) aumenta, la longitud del tubo de condensación (L_{cond}) disminuye de forma no lineal como se muestra en la figura 32. Por consiguiente, se deben utilizar temperaturas de condensación desde 70 [°C], para que la longitud del tubo de condensación sea menor y el intercambiador mucho más compacto; esto de acuerdo con lo mencionado anteriormente sobre el criterio de seleccionar 70 [°C], como la temperatura de condensación adecuada para el funcionamiento del sistema.

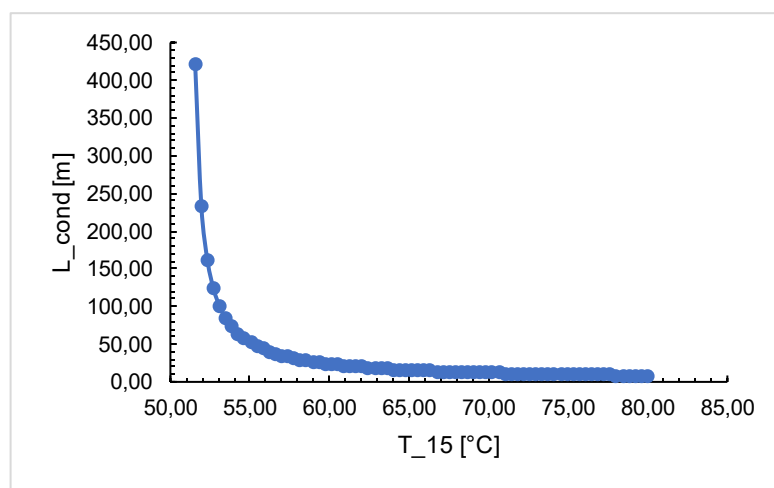


Figura 32. Longitud de condensación (L_{cond}) respecto la temperatura de condensación (T_{15}).

El análisis paramétrico para el condensador (agua residual) (figura 33) para este intercambiador de calor, se realiza de acuerdo con los valores de parámetros y variables de entrada fijas que se presentan en la tabla 19. La longitud de evaporación (L_{evap}) y el flujo de vapor de refrigerante (\dot{m}_9) son analizadas en función de la temperatura de evaporación del refrigerante (T_{16}) y el flujo volumétrico del vapor de agua (\dot{V}_7).

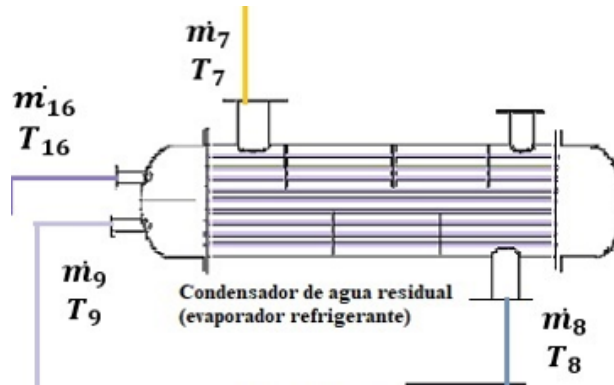


Figura 33. Condensador (agua residual) configuración uno

Tabla 7. Parámetros geométricos y variables de entrada fijas del condensador (configuración uno).

Parámetros		
Variable	Valor	Unidades
Diámetro de la coraza (D_s)	0.5080	m
Diámetro externo del tubo (d_o)	0.1580	m
Diámetro interno del tubo (d_i)	0.0138	m
Paso entre tubos (pt)	0.0281	m
Longitud de corte de bafle (l_c)	0.1270	m
Paso longitudinal de tubos (Xl)	0.0168	m
Paso longitudinal de tubos (Xt)	0.0168	m
Número de pasos por tubo (Np)	2	
Diámetro del haz de tubos ($Dotl$)	0.5000	m
Disposición de tubos ($disp_{tubo}$)	45	°
Variables de entrada fijas		
Presión de vacío (P_{vac})	10	KPa
Factor de ensuciamiento interno (Rf_i)	0.00008	
Factor de ensuciamiento externo (Rf_o)	0.000176	
Conductividad térmica del tubo (Kw)	400	W/mK
Flujo másico del refrigerante del agua de enfriamiento (\dot{m}_9)	24.87	Kg/s
Número de bafles (Nb)	5	

Los valores obtenidos para el análisis paramétrico para condensador (agua residual) están representados en la tabla 8. El flujo volumétrico de vapor de agua tratada (\dot{V}_7) de 0.19 a 7.2 m³/h, da como resultado un rango de valores entre 0.13 y 4.13 m para la longitud de evaporación. Se presenta una relación lineal entre estas variables, por lo tanto, se establece que a medida que aumenta el flujo volumétrico, aumenta la longitud del haz de tubos del evaporador (refrigerante); es decir, por cada m³/h de aumento la longitud aumenta 0.68 m. Con el mismo intervalo de flujo volumétrico (\dot{V}_7), se obtuvo un rango de valores de 0.85 a 32.23 Kg/s para flujo másico de refrigerante, la relación entre las variables es lineal y por cada m³/h, el flujo másico aumenta 4.47 Kg/s, siendo una variable que afecta significativamente el coeficiente de transferencia de calor y el proceso de condensación del agua residual.

Tabla 8. Análisis paramétrico del condensador (configuración uno).

Variable de entrada	Variable de salida (análisis)
$\dot{V}_7 = [0.19 \text{ a } 7.2 \text{ m}^3/\text{h}]$	$L_{evap} = [0.13 \text{ a } 4.13 \text{ m}]$
$\dot{V}_7 = [0.19 \text{ a } 7.2 \text{ m}^3/\text{h}]$	$\dot{m}_{16} = [0.85 \text{ a } 32.23 \text{ Kg/s}]$
$T_{16} = [-21 \text{ a } 15 \text{ }^\circ\text{C}]$	$L_{evap} = [2.80 \text{ a } 5.19 \text{ m}]$
$T_{16} = [-21 \text{ a } 15 \text{ }^\circ\text{C}]$	$\dot{m}_{16} = [29.29 \text{ a } 24.52 \text{ Kg/s}]$

La temperatura de evaporación (T_{16}) se presentó en un intervalo de -21 a 15°C, con lo cual se obtuvo una longitud de evaporación de 2.80 a 5.19 m. Según la figura 34, se observa que la relación entre las variables T_{16} y \dot{V}_7 no es lineal y el aumento se presenta de forma gradual, en un intervalo de 46 °C. Por consiguiente, para el mismo intervalo de T_{16} , el flujo de másico de refrigerante se presenta en un intervalo de 29.29 a 24.52 [Kg/s], disminuyendo de forma no lineal, como se muestra en la figura 35. La razón de esta variación radica en que el flujo másico refrigerante está constituido por la entalpía de entrada de evaporación (h_g), que está en una función polinómica respecto a la temperatura

de evaporación. Según lo anterior, se puede destacar que la temperatura de evaporación (T_{16}) cercana a 15 °C permite menores requerimientos de fluido refrigerante, lo que constituye un ahorro energético.

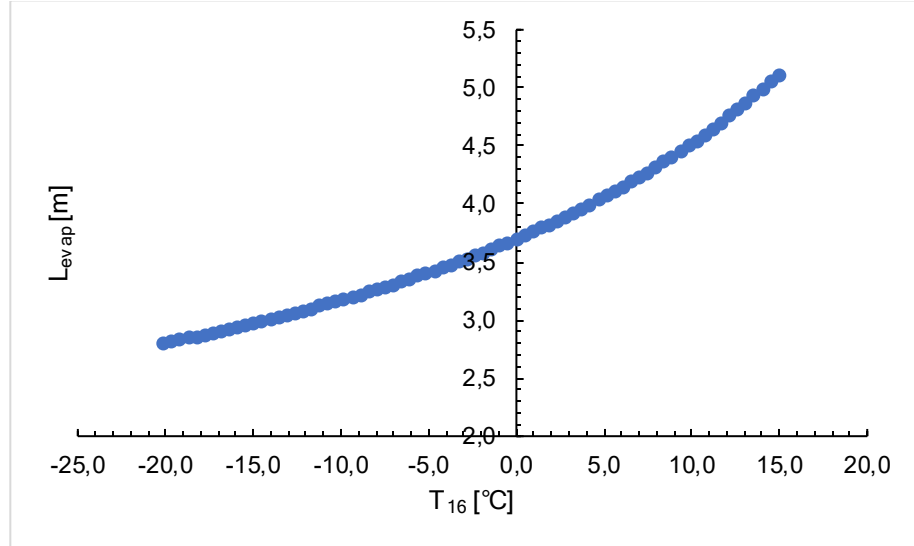


Figura 34. Longitud de evaporación (L_{evap}) respecto a la temperatura de evaporación (T_{16}).

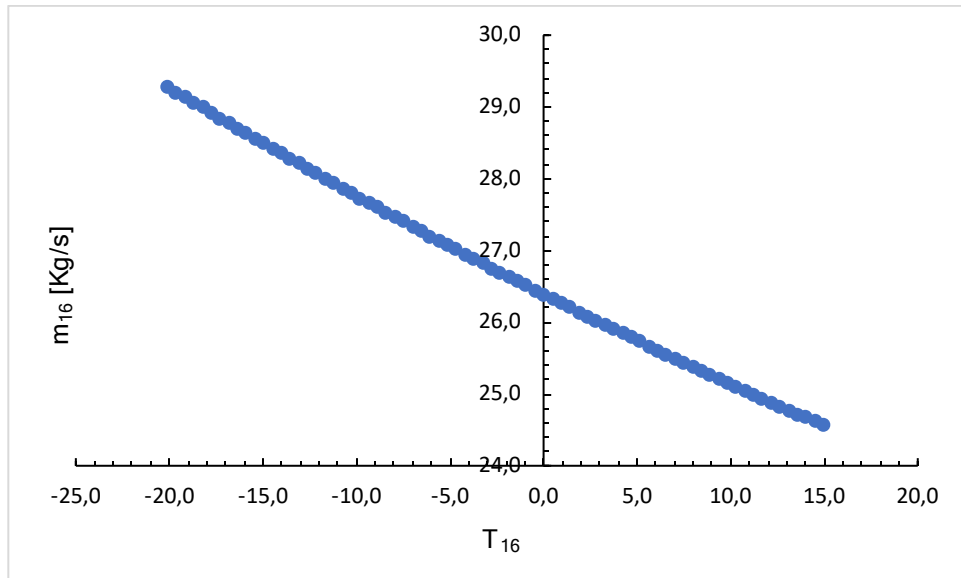


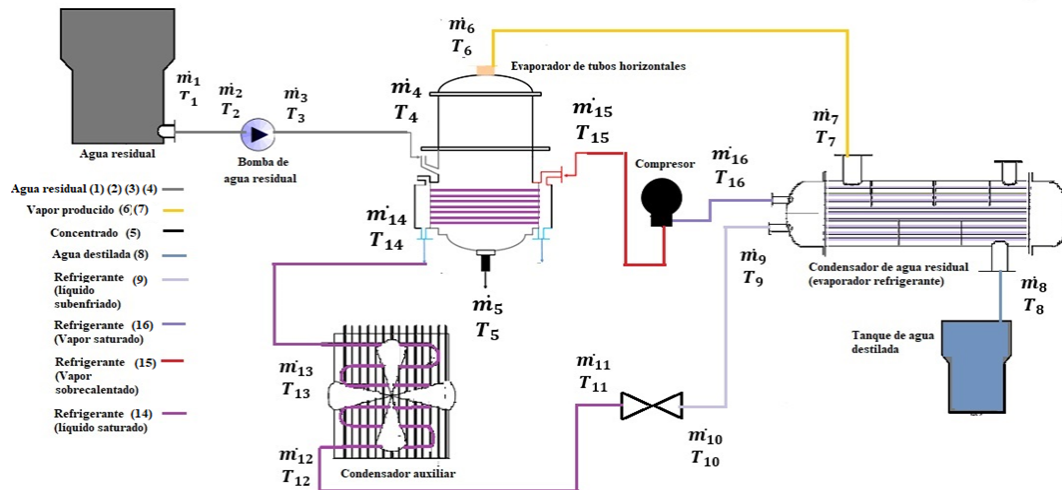
Figura 35. Flujo másico de refrigerante (m_{16}) respecto la temperatura de evaporación (T_{16}).

La herramienta de simulación realizada en TRNSYS, permitió realizar una interconexión entre los componentes de la configuración uno como se representa en la figura 36. El diseño térmico de la configuración uno consiste en el cálculo de los coeficientes globales de transferencia de calor, áreas de transferencia de

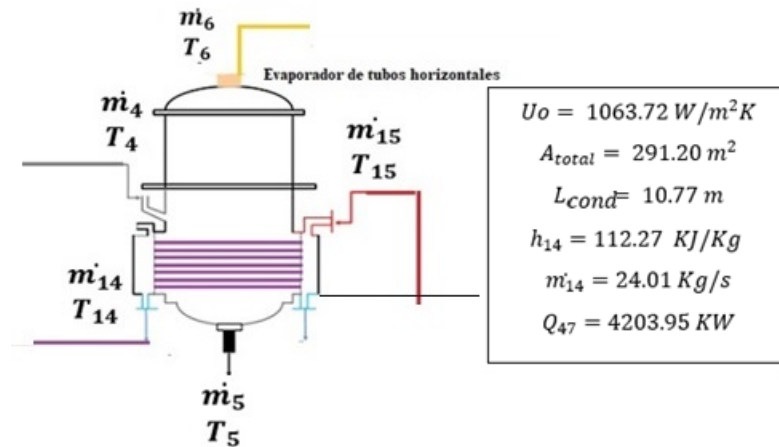
calor, calor intercambiado, entre otras variables en función de los parámetros y las variables de entradas que según los requerimientos de capacidad establecidos para realizar el tratamiento de agua residual avícola. En el anexo K se presentan los parámetros y las variables de entrada de diseño. Estos valores fueron revisados y seleccionados según los criterios de diseño especificados en [23], [24] y [25].

El evaporador de agua residual está interconectado con el compresor, que le provee variables de entrada como la entalpía de condensación (h_{15}) y el flujo másico de refrigerante (\dot{m}_{15}). En las variables de salida, el evaporador de agua residual provee el valor de flujo volumétrico de vapor de agua al condensador (V_6) y la entalpía de condensación del fluido refrigerante (h_{14}) al condensador auxiliar de refrigerante. En la figura 36a, se presentan los resultados de las variables de salida del evaporador de agua residual: el coeficiente global de transferencia de calor (U_o) que representa los fenómenos de transferencia de calor, ebullición nucleada para el agua residual y la condensación en tubos horizontales de un refrigerante en flujo bifásico, es de 1063.72 W/m²K.

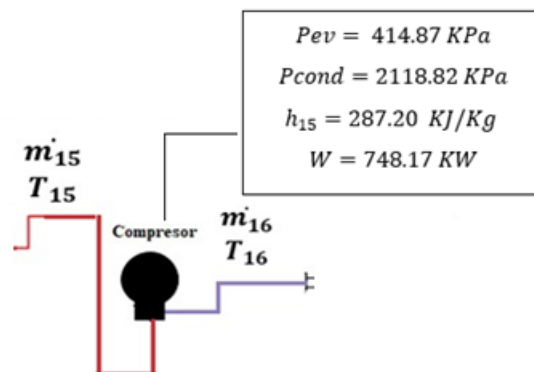
El área de intercambio de calor (A_{total}) que representa el área interna y externa del haz de tubos da resultado 291.20 m², que es directamente proporcional a la longitud de condensación del haz de tubos de 10.77 m., que es calculada mediante la iteración dentro del código fuente del TYPE explicada en la figura 7. La entalpía de condensación da como resultado 112.27 KJ/s y el calor obtenido para vaporizar un flujo másico de agua residual de 1.66 Kg/s o 6 m³/h es de 4203.95 kW.



a)



b)



c)

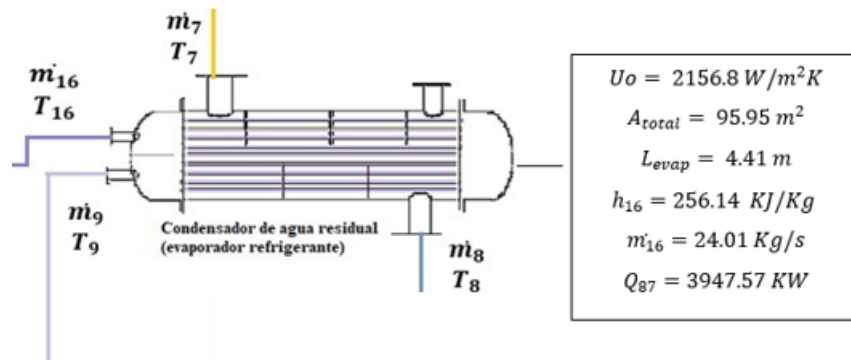


Figura 36. Resultados del diseño térmico de la configuración uno

El compresor está interconectado con el condensador, que le proporciona el valor del flujo másico de refrigerante (\dot{m}_{16}) y la entalpía de evaporación (h_{16}). Los parámetros y las variables de entradas fijas para el compresor se encuentran en el anexo K. En la figura 36b, se presentan los resultados obtenidos de la simulación para el compresor: presión de evaporación de refrigerante (P_{evap}) igual 418.87 kPa, presión de condensación del refrigerante (P_{cond}) igual 2118.85 KPa, la entalpía de salida del compresor (vapor sobrecalentado) igual 287.20 KJ/Kg y la potencia eléctrica del compresor es de 748.17 kW.

Para el condensador de agua residual cuyas interconexiones en la configuración ya fueron especificadas, se obtuvieron los resultados según la figura 36c. el coeficiente global de transferencia de calor (U_o) que representa los fenómenos de transferencia de calor, ebullición nucleada para el agua residual y la condensación en tubos horizontales de un refrigerante en flujo bifásico: de 2156.8 W/m²K. El área de intercambio de calor (A_{total}) que representa el área interna y externa del haz de tubos da como resultado 95.95 m², que es directamente proporcional a la longitud de condensación del haz de tubos de 4.41 m que es calculada mediante la iteración dentro del código fuente del TYPE explicada en la figura 8. La entalpía de evaporación da como resultado 256.14 KJ/s y el calor obtenido para vaporizar un flujo másico de agua residual de 1.66 Kg/s o 6 m³/h es de 3947.57 kW.

4.3.2 Análisis paramétrico y diseño térmico de la configuración dos

El análisis paramétrico para la configuración dos es análogo al desarrollado en la sección 4.3.1. El enfoque de esta configuración es el aporte energético del colector solar al sistema, debido que se requiere reducir el requerimiento de potencia eléctrica del compresor. Los resultados del diseño térmico de la configuración dos respecto al evaporador y condensador de agua residual, que fueron obtenidos según los valores de parámetros y variables de entrada consignadas en el anexo K corresponden a los representados en la figura 36a y 36c. En anexo K, también se encuentran los parámetros y variables de entrada del colector solar.

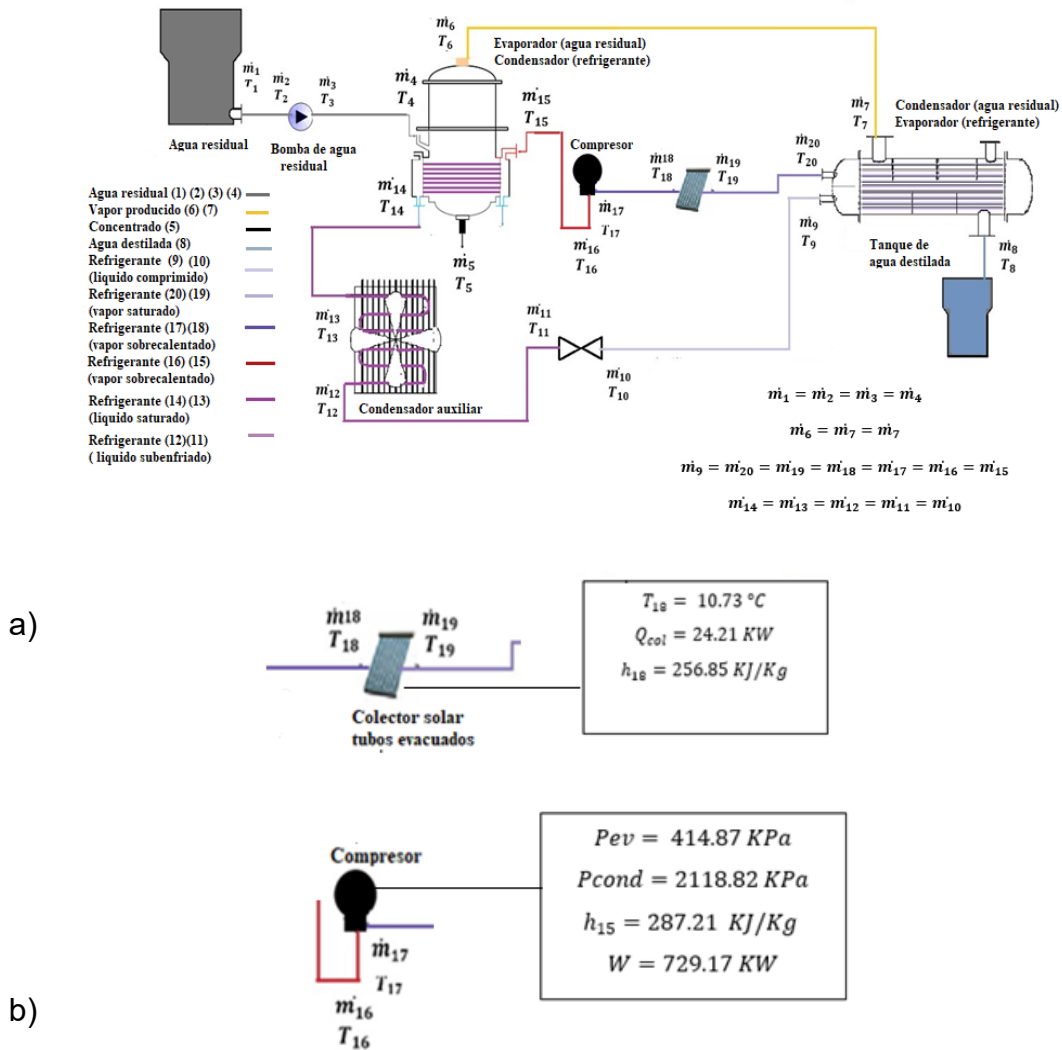


Figura 37. Resultados del diseño térmico de la configuración dos.

Estos valores corresponden al área del colector, el calor específico del fluido de trabajo (refrigerante 134a), temperatura ambiente, la radiación solar incidente y la radiación solar difusa. La radiación solar es una variable instantánea, medidas en estaciones meteorológicas. Para efectos de la simulación, se utilizó un archivo de datos de radiación, medida durante un año.

Dentro de la simulación de la configuración dos, el colector solar de tubos evacuados está interconectado con el condensador de agua residual, del cual recibe el flujo másico de refrigerante (\dot{m}_{20}) y la temperatura de evaporación del refrigerante (T_{20}). Los resultados obtenidos para el colector son: la temperatura del refrigerante R134a a la salida del colector (T_{18}) igual a 10.73 °C, el calor útil del colector igual a 24.21 kW y la entalpía del refrigerante R134a (h_{18}) igual 256.85 kJ/Kg. En la configuración dos, el compresor está interconectado con el colector solar de tubos evacuados, del cual recibe la temperatura (T_{18}) y la entalpía (h_{18}), lo cual permitió obtener los siguientes resultados: presión de evaporación de refrigerante (P_{evap}) igual 414.87 kPa, presión de condensación del refrigerante (P_{cond}) igual 2118.82 KPa, la entalpía de salida del compresor (vapor sobrecalentado) (h_{16}) igual 287.21 KJ/Kg y la potencia eléctrica del compresor es de 729.17 kW.

La utilización de colectores solares de tubos evacuados en la configuración dos, con la función designada, permite un ahorro energético de 19 kWh, correspondiente con un 3% por hora. El aumento del porcentaje de ahorro energético requiere mayor área de colectores solares, flujos másicos de refrigerante menores de 10 Kg/s para poder alcanzar mayores valores para el delta de temperatura del fluido en el colector y el calor útil.

4.3.3 Análisis paramétrico y diseño térmico de la configuración tres

La configuración tres está compuesta por: evaporador (agua residual), condensador (agua residual), el tanque de agua residual, el sistema de bombeo del agua residual, tanque de agua de calentamiento, sistema de bombeo de agua

de calentamiento, tanque de agua de enfriamiento y sistema de bombeo de agua de enfriamiento. El modelo matemático para el diseño los intercambiadores de calor (evaporador y condensador) se presentó en la sección 4.1.3. En la interfaz gráfica de TRNSYS, los tanques de almacenamiento (agua residual, calentamiento y enfriamiento) corresponden al TYPE 39 y los sistemas de bombeo corresponden al TYPE 3. Estos son predeterminados y no se realizó ninguna modificación a su código fuente.

El análisis paramétrico del evaporador (agua residual) para la configuración tres (figura 38) está basado en los valores de parámetros geométricos que se presentan en la tabla 9, que fueron establecidos según [23], [24] y [25]. Con este fin se seleccionaron dos variables de entrada: agua residual en el tanque (T_4), el y la temperatura de entrada del agua de calentamiento (T_{15}).

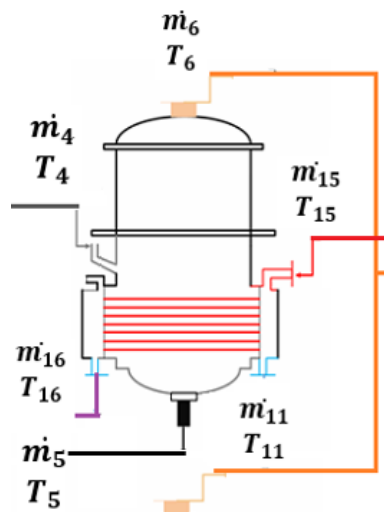


Figura 38. Evaporador (agua residual) configuración dos.

Tabla 9. Parámetros geométricos y variables de entrada fijas del evaporador (configuración dos).

Parámetros		
Variable	Valor	Unidades
Diámetro externo del haz de tubos (D_s)	0.508	m
Diámetro del haz de tubos interno (D_{otl})	0.500	m
Diámetro externo (d_o)	0.0190	m
Diámetro interno del tubo (d_i)	0.0158	m
Número de pasos por el tubo (N_p)	1	-
Paso entre tubos (pt)	0.02381	m
Disposición de tubos ($disp_{tubo}$)	45	-
Variables de entrada fijas		
Presión de vacío (P_{vac})	10	KPa
Factor de ensuciamiento interno (Rf_i)	0.0001	-
Factor de ensuciamiento externo (Rf_o)	0.000528	-
Conductividad térmica del tubo (K_w)	13	W/m*K
Volumen de agua residual en el tanque (V_4)	3	m ³

Los valores obtenidos para el análisis paramétrico para evaporador (agua residual) están representados en la tabla 6. La variable de análisis es la longitud del haz de tubos de condensación del vapor de calentamiento (L_{cond}), porque condiciona notablemente el desempeño del intercambiador, define el diseño y la capacidad de intercambio de calor para las condiciones de operación designadas.

Según la tabla 10, para un intervalo de temperatura del agua residual en el tanque del evaporador (T_4) de 25 a 44.5 °C se obtuvo un rango de valores para longitud de condensación entre 7.08 m y 6.86 m. Por lo tanto, se establece que a medida que aumenta la temperatura, disminuye la longitud del haz de tubos de condensación del vapor de calentamiento; es decir, por cada °C de aumento la longitud disminuye 0.012 m. Por lo tanto, se considera que el aumento la temperatura del agua residual no representa un cambio significativo en la longitud del haz de tubos.

Tabla 10. Resultados análisis paramétrico del evaporador (configuración dos).

Variable de entrada	Variable de salida (análisis)
$T_4 = [25 \text{ a } 44.5 \text{ } ^\circ\text{C}]$	$L_{\text{cond}} = [7.08 \text{ m a } 6.86 \text{ m}]$
$T_{15} = [61.05 \text{ a } 90 \text{ } ^\circ\text{C}]$	$L_{\text{cond}} = [16.62 \text{ a } 4.3 \text{ m}]$

Para la temperatura de entrada del vapor de calentamiento (T_{15}), en un intervalo de 61.05 a 90 $^\circ\text{C}$, dio como resultado una disminución no lineal en la longitud del tubo de condensación (L_{cond}) de 16.62 a 4.3 m., de acuerdo con lo observado en la figura 39. Así mismo se observa que si la temperatura es mayor de 70 $^\circ\text{C}$, disminuye la longitud del haz de tubos de condensación en 4.6 [m] para un aumento en la temperatura de 20 $^\circ\text{C}$, lo que significa que una temperatura del vapor de calentamiento (T_{15}) mayor de 70 $^\circ\text{C}$ permite tener un evaporador de tubos horizontales de menor tamaño que cumple con los requerimientos de operación que se le han establecido.

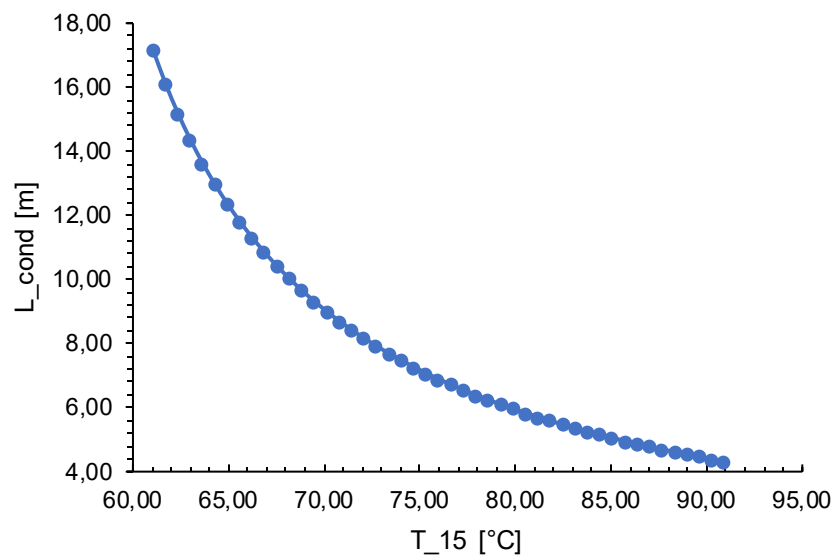


Figura 39. Longitud de condensación (L_{cond}) respecto la temperatura de entrada del vapor (T_{15}).

El análisis paramétrico para el condensador (agua residual) de la configuración dos (figura 40) se realiza de acuerdo con los valores de parámetros y variables de entrada fijas que se presentan en la tabla 11. La longitud del haz de tubos del fluido de enfriamiento (L_{enf}) y la temperatura de salida del fluido de enfriamiento (T_{26}) son analizadas en función de la temperatura de entrada del fluido de enfriamiento (T_{25}) y el flujo volumétrico del vapor de agua (\dot{V}_{21}).

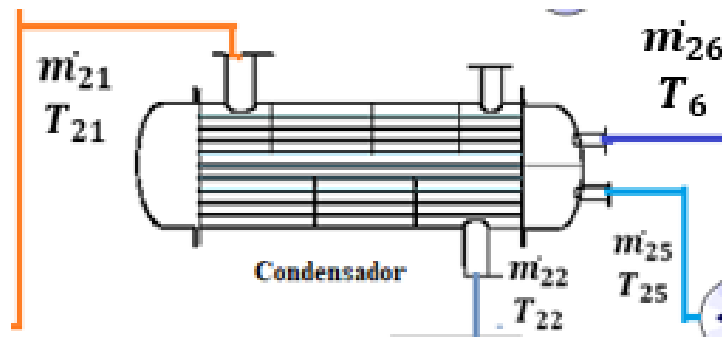


Figura 40. Condensador configuración tres

Tabla 11. Parámetros geométricos y variables de entrada fijas del condensador (configuración tres).

Parámetros		
Variable	Valor	Unidades
Díametro de haz de tubos externo (D_s)	0.508	m
Díametro del haz de tubos interno (D_{ott})	0.500	m
Díametro externo de tubo (d_o)	0.015875	m
Díametro interno de tubo (d_i)	0.013385	m
El paso entre tubos (p_t)	0.02381	m
Longitud del corte de baffle (l_c)	0.127	m
Paso longitudinal entre tubos (Xl)	0.01683	m
Paso transversal entre tubos (Xt)	0.01683	m
Ancho de la línea de derivación (wp)	0.019	m
Número de paso de tubos (Np)	2	
Disposición de los tubos ($disptub$)	45	°
Variables de entradas fijas		
Presión de vacío (P_{vac})	10	KPa
Factor de ensuciamiento interno (Rf_i)	0.000176	
Factor de ensuciamiento externo (Rf_o)	0.0001	
Conductividad térmica del tubo (Kw)	13	W/mK
Flujo volumétrico del agua de enfriamiento (V_{25})	0.09	m ³ /h
Número de baffles (Nb)	5	

Los valores obtenidos para el análisis paramétrico para condensador (agua residual) para la configuración tres están representados en la tabla 8. El flujo volumétrico de vapor de agua tratada (\dot{V}_{21}) en un intervalo de 0.78 a 15.86 m³/h, dio como resultado un rango de valores entre 0.48 y 44.85 m para la longitud del haz de tubos del fluido de enfriamiento (L_{enf}). Se presenta una relación no lineal entre estas variables que está representada en la figura 40. Este comportamiento no lineal se debe a que el fluido de enfriamiento no presenta cambio de fase, con lo cual su temperatura es cambiante a lo largo del condensador.

Con el mismo intervalo de flujo volumétrico (\dot{V}_{21}), se obtuvo un rango de valores de 21.33 a 48.08 °C para la temperatura de salida del fluido de enfriamiento (T_{26}), la relación entre las variables es lineal y por cada m³/h la temperatura de salida del fluido de enfriamiento aumenta 1.84 °C. Por consiguiente, en un condensador con las consideraciones geométricas establecidas, un mayor flujo volumétrico de vapor por la coraza caliente significativamente el agua, lo cual se considera que no es tan conveniente debido que para hacer mucho más eficiente la condensación del vapor de agua tratada la temperatura de la superficie del haz de tubos debe estar lo más cercana posible a 20 °C.

Tabla 12. Análisis paramétrico del condensador (configuración tres).

Variable de entrada	Variable de salida (análisis)
$\dot{V}_{21} = [0.78 \text{ a } 15.86 \text{ m}^3/\text{h}]$	$L_{enf} = [0.48 \text{ a } 44.85 \text{ m}]$
$\dot{V}_{21} = [0.78 \text{ a } 15.86 \text{ m}^3/\text{h}]$	$T_{11} = [21.33 \text{ a } 48.08 \text{ °C}]$
$T_{25} = [20 \text{ a } 30 \text{ °C}]$	$L_{enf} = [4.69 \text{ a } 8.60 \text{ m}]$

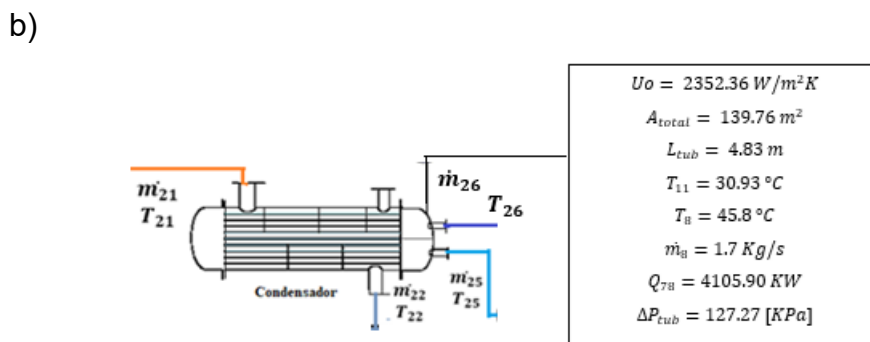
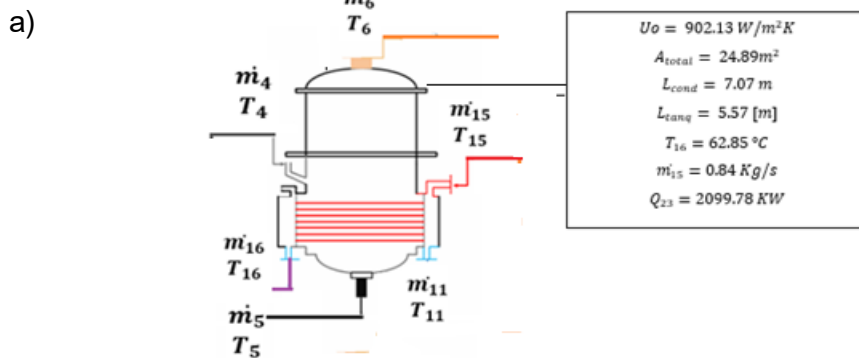
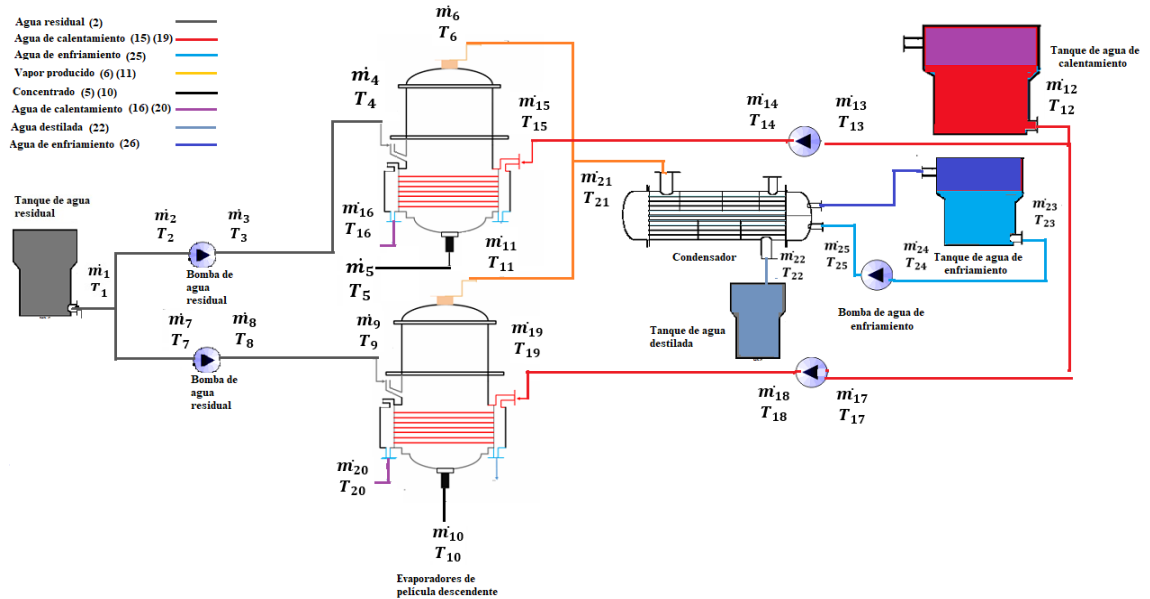
El diseño térmico de la configuración tres, tiene como objetivo encontrar las variables de dimensionamiento y las condiciones de operación nominal del sistema. Se presentan los parámetros y las variables de entrada de diseño, en el anexo K. Estos valores fueron revisados y seleccionados según los criterios de diseño especificados en [23], [24] y [25].

Los evaporadores de agua residual están interconectados con el sistema de bombeo de agua residual y con el sistema de bombeo del agua de calentamiento. Del primero se obtiene el flujo másico de agua residual (\dot{m}_4)(\dot{m}_9) y la temperatura de entrada del agua residual (T_4)(T_9). Del segundo, el flujo másico del agua de calentamiento para vaporizar-condensar (\dot{m}_{15})(\dot{m}_{19}) en el haz de tubos del evaporador y la temperatura de entrada de éste a los evaporadores (T_{15})(T_{19}). En las variables de salida, el evaporador de agua residual provee el valor de flujo volumétrico de vapor de agua al condensador (V_{21}).

En la figura 40a, se presentan los resultados de las variables de salida del evaporador de agua residual: el coeficiente global de transferencia de calor (U_o) que representa los fenómenos de transferencia de calor, ebullición nucleada para el agua residual y la condensación en tubos horizontales de un vapor de agua es de 902.13 W/m²K. El área de intercambio de calor (A_{total}) que representa el área interna y externa del haz de tubos se obtuvo como resultado 139.76 m², que es directamente proporcional a la longitud de condensación del haz de tubos de 7.07 m., que es calculada mediante la iteración dentro del código fuente del TYPE explicada en la figura 16. También se obtuvo el valor de la altura del tanque del evaporador, que corresponde 5.57 m, la temperatura de condensación del vapor de agua (T_{16})(T_{20}) dio como resultado 62.85 °C, el flujo másico de vapor de calentamiento (\dot{m}_{16})(\dot{m}_{20}) es igual 0.84 Kg/s, el calor para vaporizar un flujo másico de agua residual de 0.85 Kg/s o 3 m³/h en cada evaporador dio como resultado 2099.78 kW.

Para el condensador (agua residual) de la configuración tres, cuyos resultados según la figura 40b son: el coeficiente global de transferencia de calor (U_o) que representa los fenómenos de transferencia de calor, condensación en tubos horizontales para el vapor de agua tratada y la convección forzada interna del agua de enfriamiento de 2352.26 W/m²K. El área de intercambio de calor (A_{total}) que representa el área interna y externa del haz de tubos se obtuvo como resultado 139.76 m², que es directamente proporcional a la longitud del haz de tubos de 4.83 m., que es calculada mediante la iteración dentro del código fuente

del TYPE explicada en la figura 20. La temperatura de salida del fluido de enfriamiento (T_{26}) es igual a 30.93 °C, el calor calculado para vaporizar un flujo volumétrico de vapor de agua tratada de 6 m³/h es de 4105.90 kW. Por último, se obtuvo el resultado de la caída de presión del agua de enfriamiento dentro del haz del condensador, por el valor de 127.27 KPa.



4.3.4 Análisis paramétrico y diseño térmico de la configuración cuatro

La configuración cuatro está compuesta por un precalentador, un evaporador de película descendente (agua residual), condensador (agua residual), el tanque de agua residual, el sistema de bombeo del agua residual, tanque de agua de calentamiento, sistema de bombeo de agua de calentamiento, tanque de agua de enfriamiento y sistema de bombeo de agua de enfriamiento. El modelo matemático para el diseño los intercambiadores de calor (precalentador, evaporador y condensador) se presentó en la sección 4.1.4. En la interfaz gráfica de TRNSYS, los tanques de almacenamiento (agua residual, calentamiento y enfriamiento) están asignados como se estableció en la configuración tres.

El análisis paramétrico del precalentador (agua residual) para la configuración cuatro (figura 41) está basado en los valores de parámetros geométricos que se presentan en la tabla 13, que fueron establecidos según [23], [24] y [25]. Con este fin se seleccionaron dos variables de entrada: flujo volumétrico de agua residual (\dot{V}_2), temperatura de entrada del agua residual (T_2), el flujo volumétrico del agua de calentamiento (\dot{V}_5) y la temperatura de entrada del agua de calentamiento (T_5).

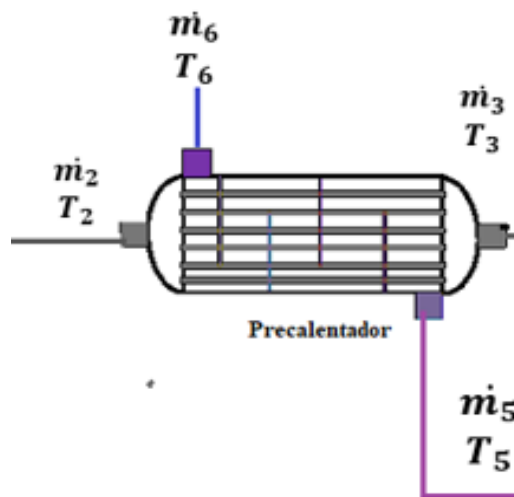


Figura 41. Precalentador (configuración cuatro).

Tabla 13. Parámetros geométricos y variables de entrada fijas del precalentador (configuración cuatro).

Parámetros		
Variable	Valor	Unidades
Diámetro de haz de tubos externo (D_s)	0.3615	m
Diámetro del haz de tubos interno (D_{otl})	0.356	m
Diámetro externo de tubo (d_o)	0.0254	m
Diámetro interno de tubo (d_i)	0.01982	m
El paso entre tubos (p_t)	0.03175	m
Longitud del corte de bafle (l_c)	0.0867	m
Paso longitudinal entre tubos (Xl)	0.0224	m
Paso transversal entre tubos (Xt)	0.0224	m
Ancho de la línea de derivación (wp)	0.019	m
Número de paso de tubos (Np)	2	
Disposición de los tubos ($disp_{tub}$)	45	°
Variables de entradas fijas		
Presión de vacío (P_{vac})	10	KPa
Factor de ensuciamiento interno (Rf_i)	0.000528	
Factor de ensuciamiento externo (Rf_o)	0.000176	
Conductividad térmica del tubo (Kw)	16	W/mK
Flujo volumétrico del agua de enfriamiento (V_5)	0.06	m ³ /h
Número de baffles (Nb)	5	

Los valores obtenidos para el análisis paramétrico para precalentador (agua residual) para la configuración cuatro están representados en la tabla 14. La variable de análisis son la longitud del haz de tubos de calentamiento (L_{prec}). En la tabla 14 se muestran los resultados obtenidos del análisis paramétrico del evaporador de película descendente. De acuerdo con lo anterior, para el flujo volumétrico de agua residual (V_2) presentado en un intervalo de 1 a 20 m³/h, la longitud de haz de tubos dio como resultado un rango de valores entre 1.31 y 7.27 m.

La relación entre las variables es lineal, por lo tanto, por cada m³ de incremento, la longitud del haz de tubos del precalentador aumenta 0.24 m; considerando la incidencia del flujo volumétrico de agua residual (V_2) se puede afirmar que es relevante sobre la longitud del intercambiador. Para un intervalo de temperatura de agua residual (T_2) de 20 hasta 30 °C, la longitud del haz de tubos del

precalentador dio como resultado una disminución lineal desde 4.06 a 2.71 m, es decir 0.12 m por cada °C de incremento.

Tabla 14. Resultados del análisis paramétrico del precalentador.

Variable de entrada	Variable de salida (análisis)
$T_2 = [20.14 \text{ a } 30.08 \text{ } ^\circ\text{C}]$	$L_{\text{prec}} = [3.74 \text{ a } 2.46 \text{ m}]$
$V_2 = [1 \text{ a } 20 \text{ m}^3/\text{h}]$	$L_{\text{prec}} = [1.31 \text{ a } 7.27 \text{ m}]$
$V_5 = [16 \text{ a } 216 \text{ m}^3/\text{h}]$	$L_{\text{prec}} = [8.59 \text{ a } 3.29 \text{ m}]$
$T_5 = [45 \text{ a } 80^\circ\text{C}]$	$L_{\text{prec}} = [5.10 \text{ a } 0.94 \text{ m}]$

En el flujo volumétrico de agua de calentamiento (V_5) presentado en un intervalo de 16 a 216 m³/h, la longitud de haz de tubos dio como resultado un rango de valores entre 8.59 a 3.29 m. La relación entre las variables no es lineal, según se muestra en la figura 42. Cabe destacar que para las condiciones en las que se realizó la simulación en el precalentador, para flujos volumétricos mayores de 50 m³/h, la longitud del haz de tubos del precalentador tiende a acercarse a 3 m. y ahí hasta el final del intervalo la disminución es del orden de las milésimas.

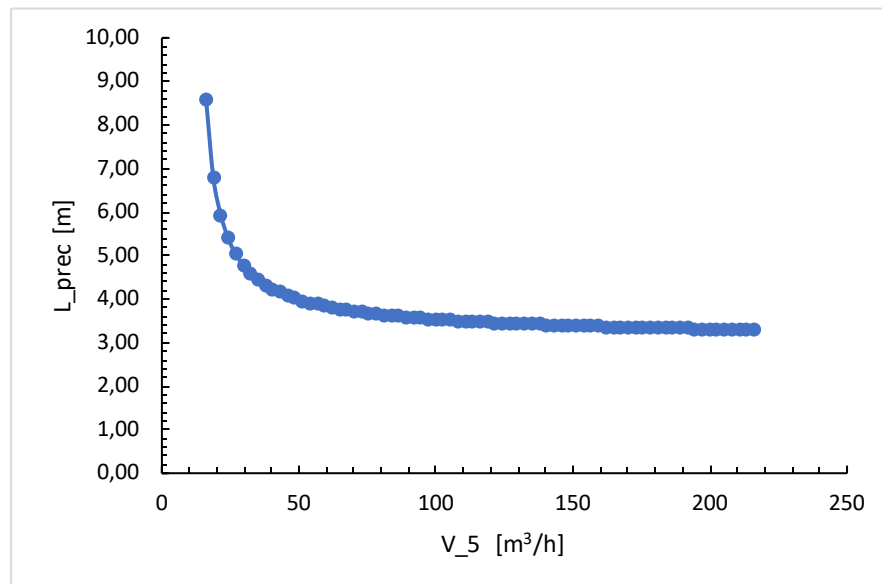


Figura 42. Longitud del haz de tubos del precalentador respecto al flujo volumétrico del agua de calentamiento.

Para la temperatura de entrada del agua de calentamiento (T_5) presentada en un intervalo de 45 a 80 °C, la longitud de haz de tubos dio como resultado un rango de valores entre 5.01 a 0.94 m. La relación entre las variables no es lineal, según se muestra en la figura 43. Siendo la temperatura de entrada del agua de calentamiento (T_5), presenta una incidencia significativa para el valor de la longitud del haz de tubos del precalentador.

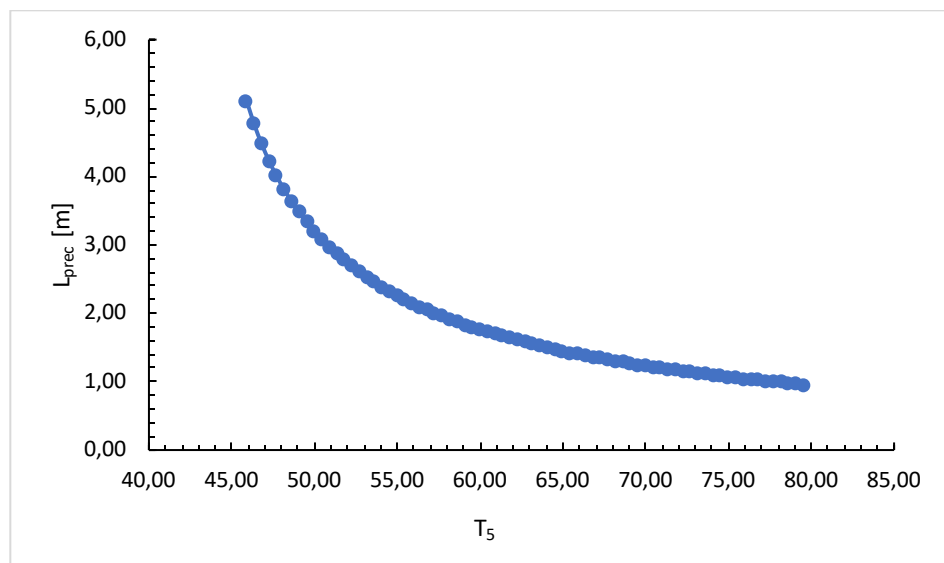


Figura 43. Longitud del haz de tubos del precalentador (L_{prec}) respecto la temperatura de entrada del agua de calentamiento (T_5).

El análisis paramétrico del evaporador de película descendente (agua residual) para la configuración cuatro (figura 44) está basado en los valores de parámetros geométricos que se presentan en la tabla 15, que fueron establecidos según [23], [24] y [25]. Con este fin se seleccionaron dos variables de entrada: flujo volumétrico de agua residual (\dot{V}_4), temperatura de entrada del agua residual (T_4), el flujo volumétrico del agua de calentamiento (\dot{V}_5) y la temperatura de entrada del agua de calentamiento (T_{12}).

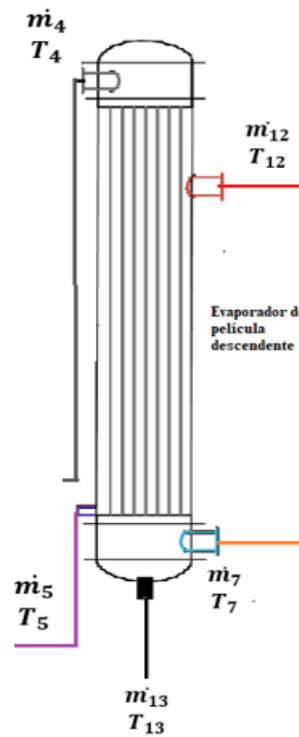


Figura 44. Evaporador de película descendente (configuración cuatro)

Tabla 15. Parámetros geométricos y variables de entrada fijas del evaporador de película descendente (configuración cuatro)

Parámetros		
Variable	Valor	Unidades
Diámetro de haz de tubos externo (D_s)	0.3615	m
Diámetro del haz de tubos interno (D_{ottl})	0.356	m
Diámetro externo de tubo (d_o)	0.0254	m
Diámetro interno de tubo (d_i)	0.0220	m
El paso entre tubos (p_c)	0.0381	m
Longitud del corte de bafle (l_c)	0.0903	m
Paso longitudinal entre tubos (Xl)	0.0269	m
Paso transversal entre tubos (Xt)	0.0269	m
Ancho de la línea de derivación (wp)	0.019	m
Número de paso de tubos (Np)	2	
Disposición de los tubos ($disp_{tub}$)	45	°
Variables de entradas fijas		
Presión de vacío (P_{vac})	10	KPa
Factor de ensuciamiento interno (Rf_i)	0.000176	
Factor de ensuciamiento externo (Rf_o)	0.000528	
Conductividad térmica del tubo (Kw)	16	W/mK
Número de baffles (Nb)	5	

Para el flujo volumétrico de agua residual (\dot{V}_4), se estableció un intervalo de 3 a 20 m³/h, el cual generó para la longitud del haz de tubos del evaporador (L_{evap}) un rango de valores entre 0.98 y 5.25 m. La relación de la longitud del evaporador respecto al aumento del flujo volumétrico es lineal, es decir que por cada m³/h, la longitud del evaporador aumenta 0.24 m. Se considera el flujo volumétrico de agua residual (\dot{V}_4) afecta significativamente el valor de la longitud del evaporador de película descendente.

Así mismo para la temperatura de entrada de agua residual (T_4), se estableció un intervalo de 25.52 a 43.98 °C, del cual se obtuvo como resultado para la longitud del haz de tubos del evaporador (L_{evap}) un rango de valores entre 4.85 y 3.74 m. La relación de la longitud del evaporador respecto al aumento de la temperatura de entrada del agua residual es lineal, es decir que por cada m³/h, la longitud del evaporador disminuye 0.07 m. Se considera la temperatura de entrada del agua residual (T_4) no afecta significativamente el valor de la longitud del evaporador de película descendente.

Variable de entrada	Variable de salida (análisis)
$\dot{V}_4 = [3 \text{ a } 20 \text{ m}^3/\text{h}]$	$L_{evap} = [0.98 \text{ a } 5.25 \text{ m}]$
$T_4 = [25.52 \text{ a } 43.98 \text{ °C}]$	$L_{evap} = [4.85 \text{ a } 3.74 \text{ m}]$
$T_{12} = [50 \text{ a } 65 \text{ °C}]$	$L_{evap} = [4.07 \text{ a } 3.72 \text{ m}]$
$T_{12} = [66 \text{ a } 98 \text{ °C}]$	$L_{evap} = [4.77 \text{ a } 4.96 \text{ m}]$

Por último, la temperatura de entrada del agua de calentamiento (T_{12}) tiene una variación que cubre el intervalo de 50 a 98 [°C]. Con base en la presión de vacío de 10 [KPa], se calcula una temperatura de saturación cuyo resultado es mayor de 45 °C. Por lo tanto, para el funcionamiento del intercambiador y asegurar la transferencia de calor, el agua de calentamiento debe tener una temperatura más

alta en la coraza. De acuerdo con la figura 45, la longitud del evaporador tiene dos tendencias: la primera, una relación decreciente hasta cuando la temperatura de entrada (T_{12}) alcanza el valor de 65 [°C], donde se obtuvo una longitud de evaporador mínimo de 3.72 [m]; a partir de allí, el valor de la longitud aumenta hasta 4.96 [m] aproximadamente cuando T_{12} alcanza 97.7 [°C].

Después de esa temperatura no se recomienda realizar la simulación, ya que genera inconvenientes en la convergencia y fiabilidad de los datos. Por lo tanto, el flujo volumétrico de agua de calentamiento que entra por la coraza, va decreciendo a medida que aumenta la temperatura de entrada en el intervalo de 45 a 98 [°C]. Se recomienda que el evaporador de película descendente tenga el menor requerimiento posible de agua de calentamiento, pero debe estar el agua en un rango de temperatura de 65 a 85 [°C]. También se garantiza que como el dispositivo está al vacío, no haya cambio de fase en la coraza y que el agua residual pueda evaporarse completamente.

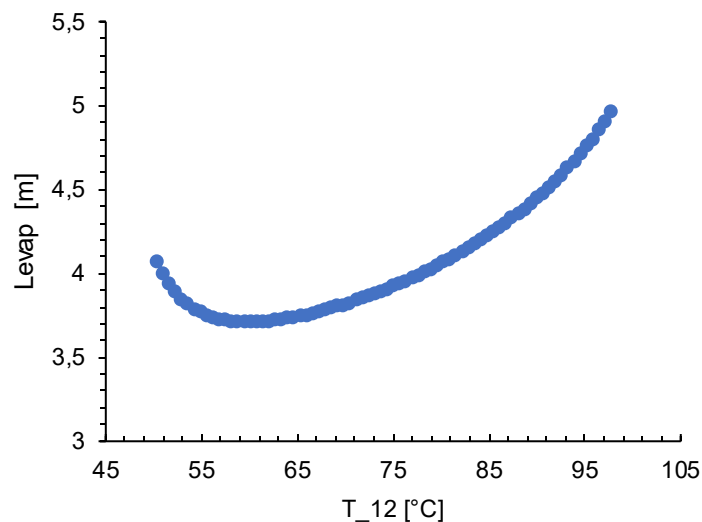
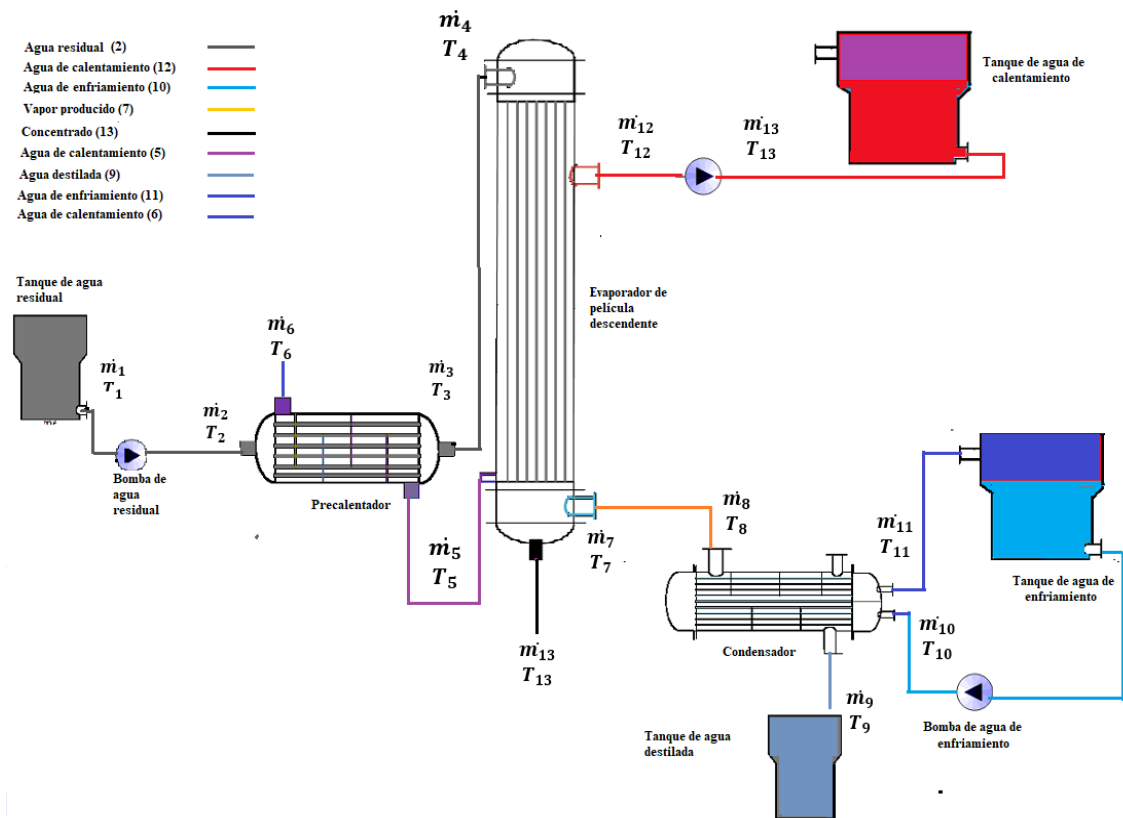


Figura 45. Longitud del haz de tubo del evaporador de película descendente (L_{evap}) respecto a la temperatura de entrada del agua de calentamiento (T_{12}).

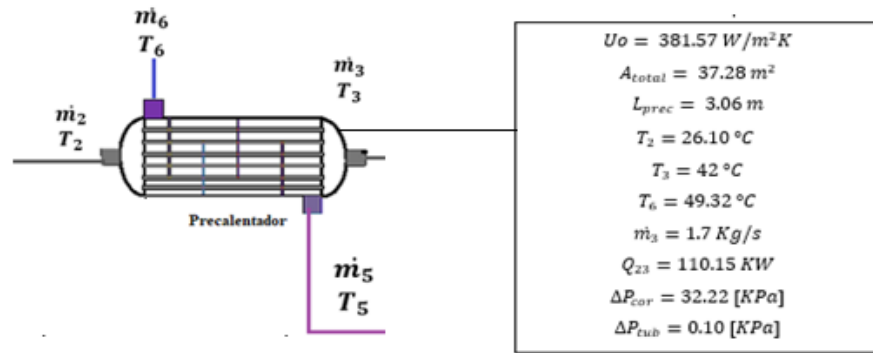
El diseño térmico de la configuración cuatro, tiene como objetivo encontrar las variables de dimensionamiento y las condiciones de operación nominal del

sistema. Se presentan los parámetros y las variables de entrada de diseño, en el anexo K. Estos valores fueron revisados y seleccionados según los criterios de diseño especificados en [23], [24] y [25]. El precalentador está interconectado: con el sistema de bombeo de agua residual y con el evaporador de película descendente.

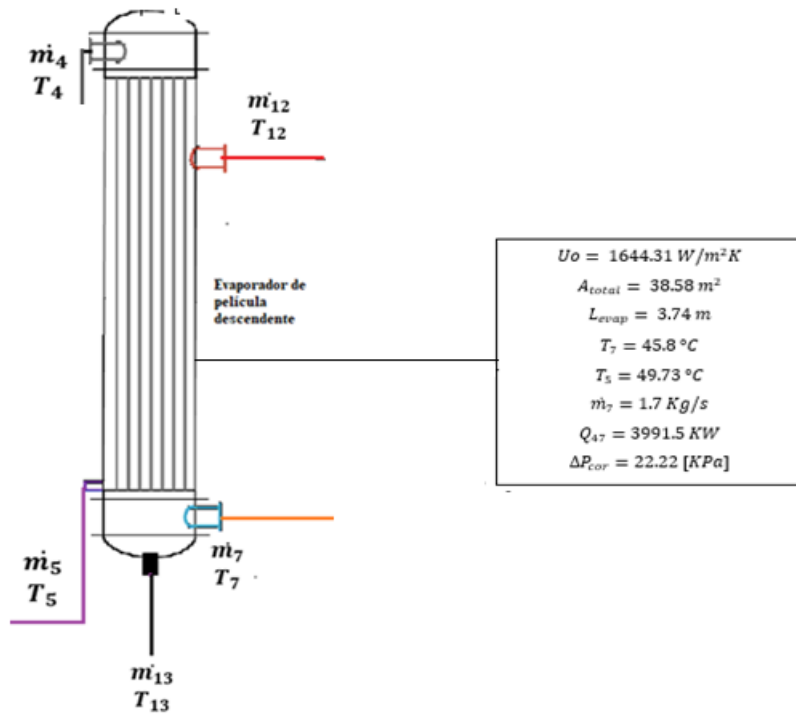
Del primero obtiene el flujo másico de agua residual (\dot{m}_2) y la temperatura de entrada de agua residual (T_2). Del evaporador, obtiene el flujo másico de agua de calentamiento (\dot{m}_5) y la temperatura de entrada del agua de calentamiento al precalentador (T_5). En las variables de salida, el precalentador provee el flujo másico de agua residual (\dot{m}_3) temperatura de salida del agua residual (T_3) al evaporador de película descendente.



a)



b)



c)

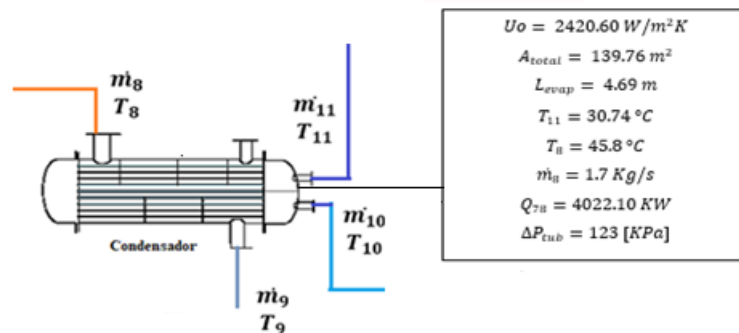


Figura 46. Resultados del diseño térmico de la configuración cuatro.

En la figura 46a, se presentan los resultados de las variables de salida del evaporador de agua residual: el coeficiente global de transferencia de calor (U_o) que representa los fenómenos de transferencia de calor, convección forzada interna para el agua residual dentro del haz de tubos y convección forzada externa para el agua de calentamiento, es de 381.57 W/m²K. El área de intercambio de calor (A_{total}) que representa el área interna y externa del haz de tubos da como resultado 37.28 m². La longitud del haz de tubos del precalentador fue calculada mediante la iteración en el código fuente del TYPE explicado en la figura 22, 3.06 m.

También se obtuvo la temperatura de salida del agua residual (T_3): dio como resultado 42 °C, la temperatura de salida del agua de calentamiento (T_3) dio como resultado 49.73 °C y el calor para precalentar 1.7 Kg/s de agua residual obtenido fue de 110.15 [kJ]. En el precalentador los fluidos no cambian de fase, por lo tanto, fue establecido que la caída de presión tanto en la coraza como en el haz de tubos es apreciable. Por consiguiente, se calculó una caída de presión de 32.2 KPa para la coraza del precalentador y una caída de presión en el haz de tubos de 0.1 kPa según el procedimiento enunciado en el anexo K.

Los evaporadores de película descendente para agua residual están interconectados: con el precalentador y con el sistema de bombeo del agua de calentamiento. Del primero se obtiene el flujo másico de agua residual (\dot{m}_4) y la temperatura de entrada del agua residual (T_4). Del segundo el flujo másico del agua de calentamiento que circula por la coraza del evaporador (\dot{m}_{12}) y la temperatura de entrada de éste a los evaporadores (T_{12}). En las variables de salida, el evaporador de película descendente de agua residual provee el valor de flujo volumétrico de vapor de agua al condensador (V_7).

En la figura 46b, se presentan los resultados de las variables de salida del evaporador de agua residual: el coeficiente global de transferencia de calor (U_o) que representa los fenómenos de transferencia de calor, ebullición en película descendente en los tubos para el agua residual y la convección forzada externa

en banco de tubos, es de 1694.31 W/m²K. El área de intercambio de calor (A_{total}) que representa el área interna y externa del haz de tubos se obtuvo como resultado 38.58 m². La longitud del haz de tubos del evaporador fue calculada mediante la iteración en el código fuente del TYPE explicado en la figura 21 y dio como resultado, 3.74 m.

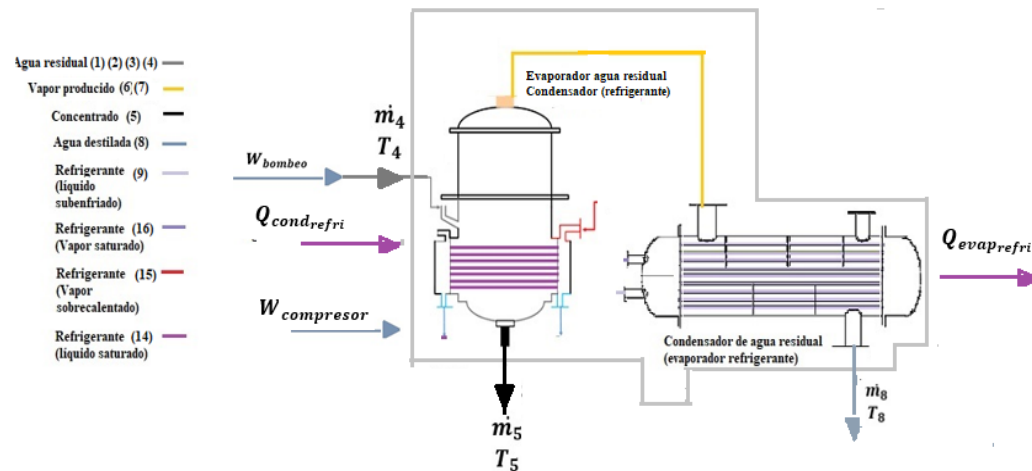
La temperatura del agua de calentamiento a la salida del evaporador (T_5) dio como resultado 49.73 °C. El calor para vaporizar un flujo másico de agua residual de 1.7 Kg/s o 6 m³/h en el evaporador de película descendente dio como resultado 3991.5 kW. Para la coraza del evaporador se estableció que la caída de presión es apreciable por lo tanto el valor obtenido de la simulación fue de 22 KPa.

Para el condensador (agua residual) de la configuración cuatro, cuyos los resultados según la figura 46c son: el coeficiente global de transferencia de calor (U_o) que representa los fenómenos de transferencia de calor, condensación en tubos horizontales para el vapor de agua tratada y la convección forzada interna del agua de enfriamiento, es de 2420 W/m²K. El área de intercambio de calor (A_{total}) que representa el área interna y externa del haz de tubos se obtuvo como resultado 139.76 m², que es directamente proporcional a la longitud del haz de tubos de 4.69 m que es calculada mediante la iteración dentro del código fuente del TYPE explicada en la figura 20. La temperatura de salida del fluido de enfriamiento (T_{11}) es igual a 30.74 °C, el calor calculado para vaporizar un flujo volumétrico de vapor de agua tratada de 6 m³/h es de 4022.10 kW. Por último, se obtuvo el resultado de la caída de presión del agua de enfriamiento dentro del haz del condensador, por el valor de 123 kPa.

4.3.5 Resultado del análisis energético

Con base en el diseño térmico de las configuraciones, se obtuvieron los resultados para los flujos másicos, temperaturas, calores y potencia eléctrica requerida en los sistemas de bombeo; con los cuales se procedió a calcular los parámetros energéticos que caracterizan cada una de las configuraciones. Del

diseño térmico de la configuración uno, en la figura 47, se encuentran los resultados obtenidos para los flujos másicos, calores, entalpías (calculadas en función de la temperatura en cada uno de los puntos designados), potencia eléctrica de compresor y potencia de bombeo del agua residual. Éstos son la energía de entrada al volumen de control delimitado entre el evaporador y condensador de agua residual. En la configuración dos (figura 48), se presenta la diferencia que tiene el calor útil del colector solar como una variable de energía de entrada adicional, el cual disminuye la potencia eléctrica del compresor requerida para operar el sistema.



\dot{m}_4	1.70 [kg/s]
H_4	109.40 [kJ/Kg]
\dot{m}_8	1.70 [Kg/s]
H_8	191.70 [kJ/Kg]
$Q_{evap_{cond}}$	4203.95 [kW]
$Q_{cond_{refri}}$	3947.57 [kW]
$W_{compresor}$	748.17 [kW]
W_{bombeo}	1.10 [kW]

Figura 47.Resultados análisis energético configuración uno

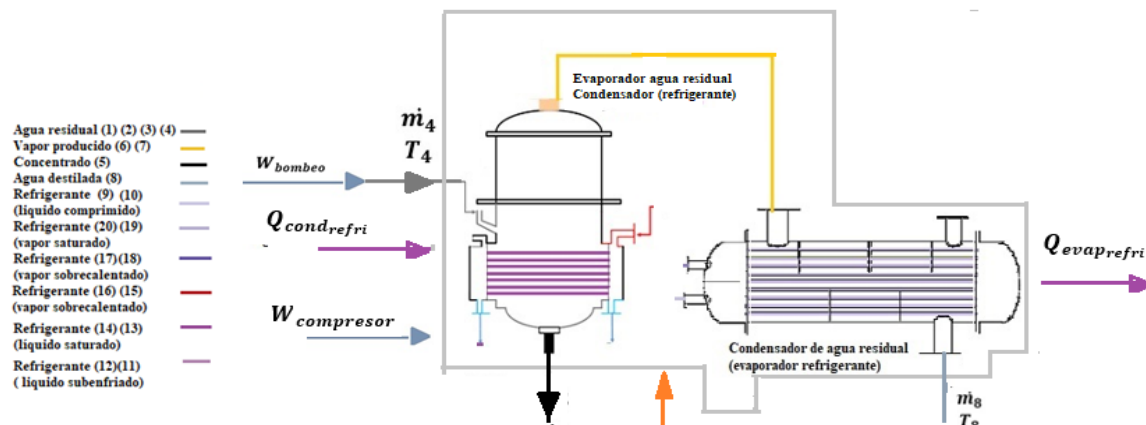
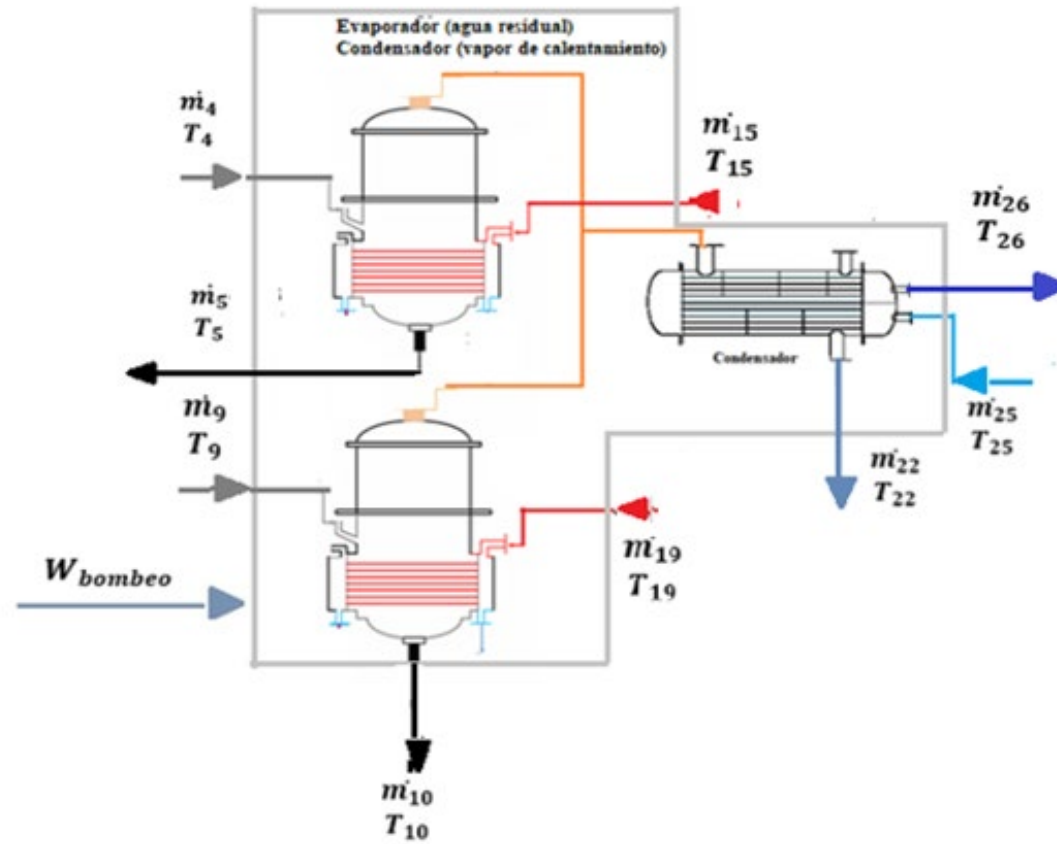


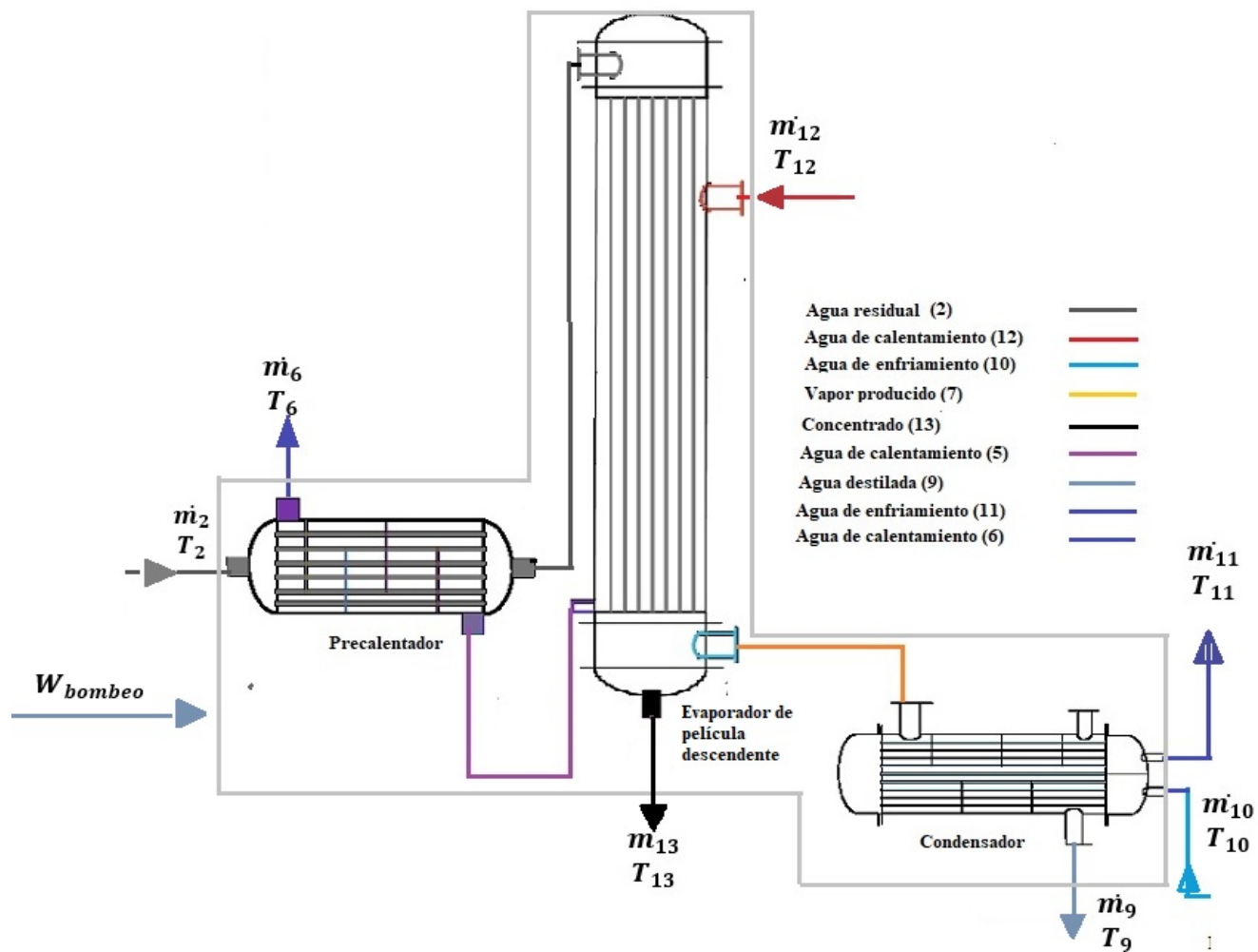
Figura 48.Resultados análisis energético configuración dos

\dot{m}_4	1.7 [Kg/s]
H_4	109.40 [kJ/Kg]
\dot{m}_8	1.7 [Kg/s]
H_8	191.70 [kJ/Kg]
$Q_{evap_{cond}}$	4203.95 [kW]
$Q_{cond_{refri}}$	3947.57 [kW]
$W_{compresor}$	729.17 [kW]
W_{bombeo}	1.10 [kW]
Q_{col}	24.21 [kW]



\dot{m}_4	0.8315 Kg/s
h_4	109.4 kJ/Kg
\dot{m}_9	0.8315 Kg/s
h_9	109.4 kJ/Kg
\dot{m}_{15}	0.84 Kg/s
h_{15}	314 kJ/Kg
\dot{m}_{19}	0.84 Kg/s
h_{19}	314 kJ/Kg
\dot{m}_{25}	30 Kg/s
h_{25}	83.84 kJ/Kg
\dot{m}_{22}	1.463 Kg/s
h_{22}	191.70 kJ/Kg
\dot{m}_{26}	30 Kg/s
h_{26}	129.60 kJ/Kg
\dot{m}_{10}	0.1 Kg/s
h_{10}	191.70 kJ/Kg
\dot{m}_5	0.1 Kg/s
h_5	191.70 kJ/Kg
W_{bombeo}	53.10 kW

Figura 49. Resultados análisis energético configuración tres



\dot{m}_2	1.663 Kg/s
h_2	109.4 kJ/Kg
\dot{m}_{10}	90 Kg/s
h_{10}	83.84 kJ/Kg
\dot{m}_{12}	58.5 Kg/s
h_{12}	272 kJ/Kg
\dot{m}_9	1.49 Kg/s
h_9	191.7 kJ/Kg
\dot{m}_{11}	90 Kg/s
h_{11}	124 kJ/Kg
\dot{m}_{13}	0.174 Kg/s
h_{13}	191.70 kJ/Kg
\dot{m}_6	58.5 Kg/s
h_6	209.3 kJ/Kg
W_{bombeo}	62.25 kWh

Figura 50.Resultados análisis energético configuración cuatro.

El flujo másico de concentrado que produce la ebullición del agua residual se asumió de valor cero, debido a que se requería encontrar valores máximos. En la operación real, si se debe tener en cuenta, porque su acumulación dentro de los evaporadores afectan el flujo másico o volumétrico de agua evaporada y el coeficiente global de transferencia de calor. En las figuras 49 y 50 para las configuraciones tres y cuatro se presentan los resultados de los flujos másicos, las entalpías y la potencia de bombeo calculada según el anexo L.

De acuerdo con los resultados anteriores, se calcularon los parámetros de análisis energético consignados en la tabla 16. De estos se puede establecer que la configuración uno presenta el menor valor con 0.908 o 90.23 %. La instalación de un colector solar entre el condensador de agua residual (evaporador del refrigerante) y el compresor reflejó una leve mejora en la eficiencia del 0.92 o 92%.

Tabla 16. Resultados del análisis energético.

Parámetros de análisis energético	Configuración uno	Configuración dos	Configuración tres	Configuración cuatro
Eficiencia del sistema (η_s)	0.908	0.92	1.23	1.02
El coeficiente de rendimiento eléctrico (CRE)	124.80 kWh/m ³	121.7 kWh/m ³	8.83 kWh/m ³	10.37 kWh/m ³
Relación de rendimiento (PR)	0.402 Kg/MJ	0.39 Kg/MJ	0.45 Kg/MJ	0.07 Kg/MJ
El factor de concentración (CF)	N/A	N/A	8.135	9.61
Consumo energético diario	15000 kWh	14600 kWh	1060 kWh	1250 kWh
Costo del volumen de agua tratada	88375 COP/m ³	86618 COP/m ³	6245 COP/m ³	7364 COP/m ³

En cuanto a la configuración tres y cuatro, los valores de la eficiencia del sistema fueron 1.23 y 1.02, es decir 123% y 102%; lo cual no constituye un error debido a que los flujos de agua de calentamiento y enfriamiento son elevados, es decir las configuraciones tres y cuatro entregan energía térmica a otros sistemas, debido al calentamiento del agua de enfriamiento del condensador.

Para el coeficiente de rendimiento eléctrico (CRE), las configuraciones uno y dos dieron como resultado 124.8 y 121.7 kWh/m³; y las configuraciones tres y cuatro valores de 8.83 y 10.37 kWh/m³. Es decir, las configuraciones uno y dos requieren aproximadamente 14 veces más energía para tratar 6 m³/h de agua residual.

Para la relación de rendimiento (PR), las configuraciones uno, dos y tres presentaron valores de 0.402, 0.39 y 0.45 Kg/MJ, debido que en estas configuraciones, en el evaporador de agua residual, el intercambio de calor se realizó entre fluidos que cambiaban de fase: uno se evaporaba y el otro se condensaba. El fluido calor portante siempre era el que se iba a condensar y los flujos máscicos requeridos tenían una relación de uno con el flujo máscico de agua residual a tratar. En cambio, para la configuración cuatro, el resultado fue de 0.07Kg/MJ, es decir la energía térmica requerida es alta; esto se debe a que el fluido que aporta calor al sistema (agua de calentamiento) no cambia de fase, se conserva líquido en todo el proceso, con lo cual para equiparar la cantidad de energía que demanda el agua residual para evaporar, necesita un flujo máscico considerablemente mayor que el flujo de agua residual.

Para el factor de concentración, en la configuración uno y dos, se aplica, ya que el flujo máscico de refrigerante está dentro del volumen de control. Para las configuraciones tres y cuatro, los valores obtenidos fueron 8.135 y 9.61, los cuales involucran el flujo de agua de enfriamiento que necesitan los condensadores para producir 6 m³/h.

Las configuraciones uno y dos obtuvieron como resultado un consumo eléctrico de 15000 kWh y 14600 kWh. La utilización de energía solar, de acuerdo a las

condiciones de simulación otorgan un 3 % de reducción en el consumo diario. El uso de una bomba de calor para tratar volúmenes de más de 1 m³/h, eleva demasiado el costo energético, por consiguiente, como resultado se tiene que por cada m³ de agua residual que se necesite tratar en estos sistemas, el costo es de \$88371 y \$86618. En contraste, las configuraciones tres y cuatro, tienen consumos energéticos de 1060 kWh y 1250 kWh, aproximadamente 10 veces menores que las anteriores configuraciones, debido a las delimitaciones del sistema; lo que consume energía eléctrica son los sistemas de bombeo, en los cuales sus motores pueden mover altos flujos sin necesidad de tanto consumo eléctrico. Por lo tanto, el costo del volumen de agua tratada es \$6245 y \$7364 por cada m³ de agua tratada producida.

CONCLUSIONES

Se desarrolló un modelo matemático cero-dimensional para cada una de las configuraciones del sistema de evaporación al vacío para tratamiento de aguas residuales. La realización de estos módulos constituyó un estudio detallado de la lógica de programación, las librerías y los manuales de TRNSYS.

Para el modelamiento de los evaporadores, condensador y precalentadores; se realizó un estudio detallado según mecanismos de transferencia de calor que son particulares a cada uno de ellos y se utilizaron las correlaciones ampliamente desarrolladas y validadas en la literatura para que el dimensionamiento de éstos fuera el más acorde a su funcionalidad en el sistema.

La validación del modelo matemático se efectuó de la siguiente manera: primero se realizó la programación al detalle de los algoritmos de programación con las respectivas ecuaciones que corresponden a los fenómenos estudiados. Los datos usados para probar los códigos están basados en los modelamientos de intercambiadores de calor que se encontraron [23], [24] y [25]. Se ejecutaba el código y se obtenían datos análogos, cuyas diferencias radicaban en décimas o centésimas, lo cual era aceptable y se aprobaba el código para ser implementado en la interfaz gráfica de TRNSYS.

El análisis paramétrico de cada uno de los intercambiadores que constituyen las configuraciones tuvo como objetivo determinar cómo las variables de entrada (temperaturas, flujos másicos y volumétricos) influyen en la longitud del intercambiador. Esto permitió establecer los intervalos de valores donde es operable cada intercambiador estudiado y los valores que se iban a dejar fijos para ser introducidos en la simulación del diseño térmico.

La simulación realizada para cada una de las configuraciones permitió definir el diseño térmico final de éstas con los parámetros y datos de entrada. Los resultados de este diseño térmico fueron presentados en este documento, el cual constituye una herramienta de diseño de ingeniería conceptual para sistemas de

tratamientos de aguas residuales térmicos. La herramienta computacional, permite escalar el diseño tal como el usuario lo crea conveniente.

Las configuraciones uno y dos del sistema de evaporación al vacío para tratamiento de agua residual avícola tienen la favorabilidad que no hay consumo de agua limpia para su funcionamiento, pero la limitación radica en el compresor de vapor. Los compresores tipo Scroll, usados en las bombas de calor, tienen la característica de que pueden sostener altas temperaturas de condensación (80°C) y tienen un máximo de capacidad térmica de 148.8 [KW] . Por lo tanto, se necesitarían más compresores para tratar $6 \text{ m}^3/\text{h}$, lo que se traduce en más consumo energético y mayor costo de instalación. Por lo anterior, las configuraciones uno y dos son aplicables donde los caudales de agua residual a tratar sean menores de $0.5 \text{ [m}^3/\text{h}]$ según los análisis paramétricos realizado dentro de la simulación de estado estable realizada en TRNSYS.

Los resultados de los análisis energéticos evidenciaron que las configuraciones tres y cuatro son las más viables energéticamente, debido a que son sistemas que tienen eficiencias del más de 100% por el alto flujo volumétrico que se requiere en el condensador (agua residual) para condensar 1.6 [Kg/s] de vapor de agua tratada. Esto indica también que la evaporación al vacío genera una ganancia energética para el agua de enfriamiento, ya que al tener un alto flujo másico (más de 30 Kg/s) es una gran cantidad de energía de baja temperatura que puede ser utilizada en otro proceso en la planta de beneficio avícola.

RECOMENDACIONES

La utilización de la herramienta computacional en TRNSYS, tiene muchas potencialidades para generar modelamientos matemáticos más complejos (modelo matemáticos unidimensionales, bidimensionales y tridimensionales), para el estudio de intercambiadores de calor y de sistemas interconectados que involucren estos equipos.

Este trabajo de investigación pretendió ser riguroso en los parámetros de diseño de este tipo de sistemas para tratamientos de agua residual, aplicada no solamente a la industria avícola sino a todo tipo de industria o para tratar agua residual doméstica.

Para un estudio posterior se debe realizar la caracterización de las propiedades termodinámicas del agua residual, para que la selección de los parámetros geométricos de diseño de los intercambiadores de calor y la simulación de la operación del sistema permita llegar a resultados más precisos.

Para un trabajo posterior se pueden implementar modelos unidimensionales y transitorios para todas las configuraciones del sistema de evaporación al vacío para tratamiento de aguas residuales. Adicionalmente se pueden realizar sistemas con evaporación multi-efecto.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] UNESCO, *Informe Mundial de Naciones Unidas sobre el Desarrollo de los Recursos Hídricos 2019*, 1st ed. Ciudad de México: Lucart Estudio S.A., 2019.
- [2] CDMB, *Informe de Calidad Ambiental 2017*, p.32 , 2017.
- [3] M. de Agricultura, *Decreto 1594*, 1984.
- [4] M. D. Ambiente and D. Territorial, *Decreto 3990 de 2010*, p. 29, 1993.
- [5] M. de Ambiente, *Decreto 4728 de 2010*, p. 3, 201
- [6] *Undp.org*, 2022. [Online]. Available: <https://www.undp.org/es/sustainable-development-goals>. [Visto 30- Dec- 2019].
- [7] Espigares García, M. y Pérez López, JA. Aspectos sanitarios del estudio de las aguas. Universidad de Granada. Servicio de Publicaciones. Granada. 1985.
- [8] *Koshland Science*. [Online]. Available: Fuente:<https://www.koshland-science-museum.org/water/html/es/Treatment/Coagulation-Flocculation.html> . [Visto 30- Dec- 2019].
- [9] C. G. Guauque Vasquez, "Impacto ambiental generado por planta de beneficio avícola," Tesis Doctoral, Universidad Industrial de Santander, 2012.
- [10] "Evaporadores al vacío para aguas residuales", *Condorchem Envitech*, 2016. [Online]. Available: <https://condorchem.com/es/evaporadores-al-vacio>. [Accessed: 10- Dec- 2019].
- [11] C. Pedraza y G. Espinoza, "Diseño y construcción de un prototipo de evaporador al vacío para depuración de aguas residuales industriales," Trabajo de grado, Universidad Industrial de Santander, 2014.
- [12] A. Meerholz and A. C. Brent, "Assessing the Sustainability of Wastewater Treatment Technologies in the Petrochemical Industry," no. 2011, 2012.
- [13] H. Hou, Q. Bi, and X. Zhang, "Numerical simulation and performance analysis of horizontal-tube falling-film evaporators in seawater desalination," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, no. 1, pp. 46–51, 2012.
- [14] R. Abraham and A. Mani, "Heat transfer characteristics in horizontal tube bundles for falling film evaporation in multi-effect desalination system," *Desalination*, vol. 375, pp. 129–137, 2015.

- [15] M. a. Waheed, a. O. Oni, S. B. Adejuyigbe, B. a. Adewumi, and D. a. Fadare, "Performance enhancement of vapor recompression heat pump," *Applied Energy*, vol. 114, pp. 69–79, 2014.
- [16] D. Kumar, V. Kumar, and V. P. Singh, "Modeling and dynamic simulation of mixed feed multi-effect evaporators in paper industry," *Applied Mathematical Modelling*, vol. 37, no. 1-2, pp. 384–397, 2013.
- [17] S. Guoping, L. Yun, Z. Hongguang, Z. Jianli and D. Xiaoze, "Numerical Simulation of Plate Evaporators in Multi-effect Distillation Seawater Desalination", 2014.
- [18] A. Juarez-Trujillo, I. R. Martín-Domínguez, and M. T. Alarcón-Herrera, "Using TRNSYS simulation to optimize the design of a solar water distillation system," *Energy Procedia*, vol. 57, pp. 2441–2450, 2014.
- [19] M. Nitsche and R. Gbadamosi, *Heat Exchanger Design Guide A Practical Guide*, E. servier, Ed.
- [20] W.Silva y J.Jauregui , "Diseño de un prototipo de un sistema térmico para el tratamiento de aguas residuales de la planta de harinas de avidesa MAC POLLO S.A mediante el aprovechamiento del vapor de desecho en la etapa de cocción de los subproductos del beneficio de pollos.", Trabajo de Grado, Universidad Industrial de Santander, 2020.
- [21] D. Gómez, "Diseño y construcción de un sistema de evaporación multiefecto (2 etapas) tipo banco de pruebas usando calor residual para el laboratorio de sistemas térmicos", Trabajo de grado, Universidad Industrial de Santander, 2022.
- [22] F. Incropera, *Fundamentos de transferencia de calor*, 4th ed. México: Pearson, 1999.
- [23] *2013 ASHRAE Handbook - Fundamentals (SI Edition)* : American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc, 2013.
- [24] Taborek, J. "Industrial heat exchanger design practices", En: *Boiler Evaporators, and Condenser*. New York , USA: Wiley. 1991. ISBN 978-0471621706
- [25] R. Shah, *Fundamentals of heat exchanger design*, 1st ed. 2003.
- [26] Mott, *Mecánica de fluidos*, 6 edición

ANEXOS

Con el fin de no dar más extensión a este documento, los anexos del proyecto podrán ser revisados en el siguiente repositorio:

<https://drive.google.com/drive/u/1/folders/1Ygnxla5ORSlukXJPKw6juAZkjhHx6vDI>

Siendo la lista de anexos que se encuentra en la carpeta:

ANEXO A. Catalogo Compresor

ANEXO B. Código fuente evaporador configuración uno

ANEXO C. Código fuente condensador de agua residual configuración uno

ANEXO D. Código fuente condensador auxiliar configuración uno y dos

ANEXO E. Código fuente colector solar configuración dos

ANEXO F. Código fuente evaporador de agua residual configuración tres

ANEXO G. Código fuente condensador de agua residual configuración tres

ANEXO H. Código fuente precalentador de agua residual configuración cuatro

ANEXO I. Código fuente evaporador de película descendente de agua residual configuración cuatro

ANEXO J. Cálculo de la caída de presión y diseño hidráulico de las configuraciones del sistema de tratamiento de agua residual

ANEXO K. Datos de entrada para la simulación del diseño térmico de las configuraciones del sistema de tratamiento de agua residual