



**UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA QUÍMICA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA QUÍMICA**



**DESARROLLO DE UN SOFTWARE DE SIMULACIÓN PARA EL SISTEMA
EVAPORADOR-CONDENSADOR DEL LABORATORIO DE
INGENIERÍA QUÍMICA DE LA UNIVERSIDAD
DE CARABOBO**

Autores:

Prof. Juan Cristóbal García
Tutor Académico

Juan Francisco León T.
Jon Ander Aguinaco P.

Valencia, febrero de 2007



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA QUÍMICA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA QUÍMICA



CONSTANCIA DE APROBACIÓN

Los abajo firmantes, miembros del jurado designado para estudiar el Trabajo Especial de Grado titulado: **DESARROLLO DE UN SOFTWARE DE SIMULACIÓN PARA EL SISTEMA EVAPORADOR-CONDENSADOR DEL LABORATORIO DE INGENIERÍA QUÍMICA DE LA UNIVERSIDAD DE CARABOBO**, realizado por los bachilleres Juan Francisco León T., C.I.: 16.318.047 y Jon Ander Aguinaco P., C.I.: 16.425.053, hacemos constar que hemos revisado y aprobado dicho trabajo y que no nos hacemos responsables de su contenido, pero lo encontramos correcto en su forma y presentación.

Prof. Juan Cristóbal García

Presidente

Prof. Donato Magarelli

Jurado

Prof. Tony Espinoza

Jurado

Valencia, 21 de febrero de 2007



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA QUÍMICA



VEREDICTO

Los suscritos, Prof. Juan Cristóbal García, Prof. Donato Magarelli y Prof. Tony Espinoza, miembros del jurado designado para estudiar el Trabajo Especial de Grado titulado: **DESARROLLO DE UN SOFTWARE DE SIMULACIÓN PARA EL SISTEMA EVAPORADOR-CONDENSADOR DEL LABORATORIO DE INGENIERÍA QUÍMICA DE LA UNIVERSIDAD DE CARABOBO**, realizado por los bachilleres:

Juan Francisco León T.

Jon Ander Aguinaco P.

Para optar al título de Ingeniero Químico en la Ilustre Universidad de Carabobo, hacen constar que han examinado el mismo otorgándole la calificación de:

VEINTE PUNTOS

Valencia, febrero de 2007

***Dedicado a Dios
y a nuestros padres***

AGRADECIMIENTOS

A Dios, por darnos la vida y la fuerza para luchar y culminar con éxito esta carrera y por acompañarnos el resto de nuestras vidas.

A nuestros padres, por darnos su apoyo incondicional ante todas las situaciones difíciles a lo largo de este trabajo y creer en nuestra capacidad para el desarrollo del trabajo en todo momento.

Al equipo de trabajo del Laboratorio de Ingeniería Química; José Luciano, Tony Espinosa y Manuel Rojas; por toda la atención prestada, mostrar interés en nuestro trabajo y por los consejos recibidos para ayudar a resolver algunos problemas en la realización de éste.

A Juan P. Capobianco, por brindarnos su apoyo como técnico en la fase experimental del presente trabajo durante las vacaciones e involucrase en las mejoras realizadas al sistema evaporador-condensador.

A Silvia Aldana, Angela Aldana y Rodrigo Aldana, por brindarnos su casa incondicionalmente para ser nuestro sitio de reunión, además de toda la colaboración prestada en algunos de los momentos difíciles durante la realización de este trabajo.

A toda la tropa y amigos, por ser nuestros hermanos aquí en Valencia y compartir con nosotros durante toda la carrera, en las buenas y malas; tanto en cosas académicas como personales y motivarnos en la realización de este trabajo, esperamos nunca perder su amistad y contar con ustedes siempre y viceversa.

JON ANDER AGUINACO PERAZA

A mi hermano Federico, por estar siempre ahí con sus bromas y disipar el estrés en los momentos más oportunos.

A mi compañero de tesis Juan León, por ser más que un compañero, un hermano, y finalizar este trabajo contigo fue un placer y como dije una vez somos imparables si nos lo proponemos, espero nunca perder tu amistad y cuando necesites ayuda aquí estaremos para ayudar.

A la Sra. Betty de León y el Sr. Héctor León, por toda la atención prestada y acogerme como un integrante más de la familia.

**A todos muchísimas gracias y que Dios les bendiga.
Cuenten conmigo siempre...**

JUAN FRANCISCO LEÓN TORRENS

A mi hermano Héctor León, por apoyarme siempre y motivarme a seguir adelante.

A mi abuelo Francisco Torrens, por ser la persona que fue y por enseñarme en gran parte a ser la persona que soy hoy en día, ojala hubieses estado presente para compartir esta nueva etapa.

A mi compañero de tesis Jon Aguinaco, por ser casi un hermano y recordarme en los momentos más difíciles que podemos lograr grandes cosas si nos las proponemos. Así como también, por la dedicación y seriedad que mostró ante el presente trabajo.

A la Sra. Yrma de Aguinaco y el Sr. José M. Aguinaco, por toda la atención y apoyo.

A todos muchas gracias...

RESUMEN

En el presente trabajo se desarrolla un software de simulación para el sistema evaporador-condensador del Laboratorio de Ingeniería Química a fin de brindar una herramienta operativa, didáctica y de investigación.

Este trabajo se desarrolla con la finalidad de cumplir con los requisitos exigidos por la Universidad de Carabobo para optar al título de Ingeniero Químico; así como también para afianzar y ampliar los conocimientos adquiridos en el transcurso de la carrera.

A fin de cumplir con los objetivos establecidos, se estudian las variables como: temperaturas de entrada y salida de los fluidos en el sistema, las masas de condensado en el sistema, el tiempo de recolección de éstas masas, la presión de operación en la coraza del evaporador, el nivel de líquido en los tubos del evaporador y el caudal del rotámetro ubicado a la entrada del líquido de enfriamiento que circula por la coraza del condensador; siendo las tres últimas variables las de mayor importancia, debido a que las mismas son directamente manipulables y controlables. Entre los modelos matemáticos más importantes se encuentran los balances de masa, de energía y las correlaciones que describen los diferentes coeficientes convectivos.

La fase experimental del trabajo se realizó en el sistema evaporador-condensador, ubicado en el Laboratorio de Ingeniería Química de la Universidad de Carabobo. El sistema consta de dos equipos de intercambio térmico tipo tubo y coraza dispuestos verticalmente (un evaporador y un condensador), un separador de fases, un mecanismo de vasos comunicantes y un equipo de intercambio térmico tipo doble tubo.

La metodología utilizada para alcanzar los objetivos propuestos fue la realización de veinticinco (25) experimentos, con la finalidad de determinar una correlación para el coeficiente convectivo interno balanceado del evaporador, en los cuales se toman en cuenta la presión de operación en la coraza del evaporador (P_{op}), el nivel de líquido en los tubos del evaporador (N) y el caudal del rotámetro ubicado a la entrada del líquido de enfriamiento que circula por la coraza del condensador (Q) como variables fundamentales en el comportamiento del coeficiente antes mencionado. Adicionalmente, se realizan otros experimentos para la validación de la correlación

propuesta y luego se desarrollan las subrutinas y la interfaz del programa de simulación. Finalmente, se valida el software de simulación mediante el uso de métodos estadísticos.

Entre los resultados obtenidos en el trabajo de investigación se concluye que el poder predictivo de la correlación es excelente, siendo la desviación máxima reportada de 1,6899%. Además, el comportamiento de la temperatura de pared del condensador que mejor se adapta es el caso A (cuando se comporta como el fluido caliente). Por otra parte, la incorporación de la correlación propuesta en el objetivo 2 genera resultados más reales para presiones de operación y niveles de líquidos elevados; y para presiones y niveles de líquidos bajos, las ecuaciones bibliográficas genera resultados más reales que los arrojados con la incorporación de la nueva correlación.

Finalmente, se recomienda incluir las pérdidas de calor al ambiente en las correlaciones del simulador, ya que para éstas se asumió un sistema adiabático; y colocar deflectores en el equipo del condensador con el fin mejorar la transferencia de calor en el equipo debido al aprovechamiento del área de transferencia, corrigiendo a la vez el comportamiento errático del perfil de temperatura del fluido que circula por la coraza.

ÍNDICE GENERAL

	pág.
INTRODUCCIÓN	
CAPÍTULO I. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	3
1.1. Descripción del problema.....	3
1.2. Formulación del problema.....	7
1.2.1. Situación actual.....	7
1.2.2. Situación deseada.....	8
1.3. Objetivos.....	8
1.3.1. Objetivo general.....	8
1.3.2. Objetivos específicos.....	8
1.4. Justificación.....	9
1.5. Limitaciones.....	10
CAPÍTULO II. MARCO TEÓRICO.....	11
2.1. Antecedentes.....	11
2.2. Bases teóricas.....	15
2.2.1. Mecanismos de transferencia de calor.....	16
2.2.1.1. Conducción.....	16
2.2.1.2. Convección.....	17
2.2.1.3. Radiación.....	17
2.2.2. Transferencia de calor sin cambio de fase.....	18
2.2.3. Transferencia de calor con cambio de fase.....	20
2.2.3.1. Condensación.....	22
2.2.3.2. Ebullición.....	24
2.2.4. Coeficiente global de transferencia de calor.....	25
2.2.5. Promedio logarítmico de la diferencia de temperatura.....	25
2.2.6. Diseño de experimentos.....	28
2.2.7. Diseño factorial.....	29
2.2.8. Metodología Taguchi.....	30
2.2.9. Análisis dimensional.....	30
2.2.9.1. Teorema π de Buckingham.....	31

	pág.
2.2.10. Pruebas paramétricas.....	33
2.2.11. Pruebas no paramétricas.....	35
CAPÍTULO III. MARCO METODOLÓGICO.....	37
3.1. Descripción del equipo.....	37
3.1.1. Evaporador.....	37
3.1.2. Separador de fases.....	39
3.1.3. Condensador.....	39
3.1.4. Intercambiador de doble tubo.....	39
3.2. Descripción del proceso.....	40
3.3. Datos técnicos del sistema.....	41
3.4. Metodología de operación.....	42
3.4.1. Arranque.....	42
3.4.2. Operación.....	44
3.4.3. Parada.....	45
3.4.4. Medida de seguridad.....	45
3.5. Procedimientos y actividades desarrolladas.....	46
3.5.1. Caracterización del sistema evaporador-condensador.....	46
3.5.2. Proposición de una correlación del coeficiente convectivo interno del evaporador.....	50
3.5.3. Establecimiento de los modelos matemáticos necesarios para la simulación del sistema.....	54
3.5.4. Desarrollo de las subrutinas necesarias en el lenguaje de programación a utilizar.....	69
3.5.5. Diseño de la interfaz gráfica del programa de simulación.....	70
3.5.6. Validar el software de simulación mediante los métodos estadísticos más adecuados.....	71
3.6. Diagrama de flujo del simulador.....	73
3.7. Módulos del programa.....	73
3.8. Bases de datos del programa.....	76

	pág.
CAPÍTULO IV. RESULTADOS Y DISCUSIONES.....	77
4.1 Caracterización del sistema evaporador-condensador.....	77
4.2. Proposición de una correlación del coeficiente convectivo interno del evaporador.....	86
4.3. Establecimiento de los modelos matemáticos necesarios para la simulación del sistema.....	96
4.4. Desarrollo de las subrutinas necesarias en el lenguaje de programación a utilizar.....	107
4.5. Diseño de la interfaz gráfica del programa de simulación.....	110
4.6. Validación del software de simulación mediante los métodos estadísticos más adecuados.....	113
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	118
Conclusiones.....	118
Recomendaciones.....	119
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	120
APÉNDICE A. CÁLCULOS TÍPICOS.....	123
A.1. Calibración del rotámetro.....	123
A.2. Determinación de los flujos máxicos promedios.....	125
A.3. Determinación del coeficiente convectivo interno balanceado del evaporador.....	127
A.4. Determinación del coeficiente convectivo externo del condensador.....	136
A.5. Determinación de los resultados obtenidos por el simulador.....	151
A.5.1. Cálculos relacionados con el condensador.....	151
A.5.2 Cálculos relacionados con el evaporador mediante el uso de ecuaciones bibliográficas.....	168
A.5.3 Cálculos relacionados con el evaporador mediante el uso de la correlación propuesta en el objetivo 2.....	173
APÉNDICE B. TABLAS DE PROPIEDADES.....	185
APÉNDICE C. DATOS EXPERIMENTALES.....	194
APÉNDICE D. DATOS ESTADÍSTICOS.....	227

	pág.
APÉNDICE E. VALORES DE LA CORRELACIÓN PROPUESTA.....	229
ANEXOS.....	233



ÍNDICE DE TABLAS

	pág.
Tabla 2.1	Muestra del listado de de las variables involucradas con sus símbolos y dimensiones..... 32
Tabla 3.1	Datos técnicos del evaporador..... 41
Tabla 3.2	Datos técnicos del condensador..... 41
Tabla 3.3	Datos técnicos del separador de fases..... 42
Tabla 3.4	Datos técnicos del intercambiador de doble tubo..... 42
Tabla 3.5	Flujos máxicos promedios del sistema evaporador-condensador para diversas condiciones de operación..... 48
Tabla 4.1	Flujos máxicos promedios del sistema evaporador-condensador para diversas condiciones de operación..... 80
Tabla 4.2	Flujos máxicos promedios del sistema evaporador-condensador para diversas condiciones de operación (1ª réplica)..... 82
Tabla 4.3	Flujos máxicos promedios del sistema evaporador-condensador para diversas condiciones de operación (2ª réplica)..... 84
Tabla 4.4	Flujos máxicos promedios del sistema evaporador-condensador para la validación del simulador..... 85
Tabla 4.5	Listado de las variables involucradas con sus símbolos y dimensiones..... 89
Tabla 4.6	Validación del poder predictivo de la correlación del coeficiente convectivo balanceado interno del evaporador..... 95
Tabla 4.7	Resultados obtenidos por el simulador utilizando ecuaciones bibliográficas e introduciendo la nueva correlación a una presión de operación de $(4,0 \pm 0,5)$ psig..... 101
Tabla 4.8	Resultados obtenidos por el simulador utilizando ecuaciones bibliográficas e introduciendo la nueva correlación a una presión de operación de $(8,0 \pm 0,5)$ psig..... 102
Tabla 4.9	Resultados obtenidos por el simulador utilizando ecuaciones bibliográficas e introduciendo la nueva correlación a una presión de operación de $(12,0 \pm 0,5)$ psig..... 103



	pág.	
Tabla 4.10	Resultados obtenidos por el simulador utilizando ecuaciones bibliográficas e introduciendo la nueva correlación a una presión de operación de $(16,0 \pm 0,5)$ psig.....	104
Tabla 4.11	Resultados obtenidos por el simulador utilizando ecuaciones bibliográficas e introduciendo la nueva correlación a una presión de operación de $(20,0 \pm 0,5)$ psig.....	105
Tabla 4.12	Resultados obtenidos por el simulador de las condiciones seleccionadas para la validación.....	106
Tabla 4.13	Aplicación de la prueba de rango con signo de Wilcoxon a los resultados obtenidos por el simulador.....	114
Tabla 4.14	Resultados de las pruebas estadísticas para la validación del simulador utilizando ecuaciones bibliográficas.....	116
Tabla 4.15	Resultados de las pruebas estadísticas para la validación del simulador incorporando la nueva correlación	117
Tabla B.1	Conductividad térmica del acero inoxidable y galvanizado.....	185
Tabla B.2	Propiedades de saturación del agua.....	186
Tabla B.3.	Propiedades del agua subenfriada	189
Tabla B.4	Propiedades del agua sobrecalentada.....	192
Tabla C.1	Datos de temperaturas experimentales del sistema evaporador-condensador trabajando a una presión de operación de $(4,0 \pm 0,5)$ psig.....	195
Tabla C.2	Datos para el cálculo de los flujos máxicos experimentales del sistema evaporador-condensador trabajando a una presión de operación de $(4,0 \pm 0,5)$ psig.....	196
Tabla C.3	Datos de temperaturas experimentales del sistema evaporador-condensador trabajando a una presión de operación de $(8,0 \pm 0,5)$ psig.....	197
Tabla C.4	Datos para el cálculo de los flujos máxicos experimentales del sistema evaporador-condensador trabajando a una presión de	198



	pág.
operación de $(8,0 \pm 0,5)$ psig.....	
Tabla C.5 Datos de temperaturas experimentales del sistema evaporador-condensador trabajando a una presión de operación de $(12,0 \pm 0,5)$ psig.....	199
Tabla C.6 Datos para el cálculo de los flujos máxicos experimentales del sistema evaporador-condensador trabajando a una presión de operación de $(12,0 \pm 0,5)$ psig.....	200
Tabla C.7 Datos de temperaturas experimentales del sistema evaporador-condensador trabajando a una presión de operación de $(16,0 \pm 0,5)$ psig.....	201
Tabla C.8 Datos para el cálculo de los flujos máxicos experimentales del sistema evaporador-condensador trabajando a una presión de operación de $(16,0 \pm 0,5)$ psig.....	202
Tabla C.9 Datos de temperaturas experimentales del sistema evaporador-condensador trabajando a una presión de operación de $(20,0 \pm 0,5)$ psig.....	203
Tabla C.10 Datos para el cálculo de los flujos máxicos experimentales del sistema evaporador-condensador trabajando a una presión de operación de $(20,0 \pm 0,5)$ psig.....	204
Tabla C.11 Datos de temperaturas experimentales del sistema evaporador-condensador trabajando a una presión de operación de $(4,0 \pm 0,5)$ psig (réplica 1).....	205
Tabla C.12 Datos para el cálculo de los flujos máxicos experimentales del sistema evaporador-condensador trabajando a una presión de operación de $(4,0 \pm 0,5)$ psig (réplica 1).....	206
Tabla C.13 Datos de temperaturas experimentales del sistema evaporador-condensador trabajando a una presión de operación de $(8,0 \pm 0,5)$ psig (réplica 1).....	207
Tabla C.14 Datos para el cálculo de los flujos máxicos experimentales del sistema evaporador-condensador trabajando a una presión de	208



	pág.
operación de $(8,0 \pm 0,5)$ psig (réplica 1).....	
Tabla C.15 Datos de temperaturas experimentales del sistema evaporador- condensador trabajando a una presión de operación de $(12,0 \pm 0,5)$ psig (réplica 1).....	209
Tabla C.16 Datos para el cálculo de los flujos máxicos experimentales del sistema evaporador-condensador trabajando a una presión de operación de $(12,0 \pm 0,5)$ psig (réplica 1).....	210
Tabla C.17 Datos de temperaturas experimentales del sistema evaporador- condensador trabajando a una presión de operación de $(16,0 \pm 0,5)$ psig (réplica 1).....	211
Tabla C.18 Datos para el cálculo de los flujos máxicos experimentales del sistema evaporador-condensador trabajando a una presión de operación de $(16,0 \pm 0,5)$ psig (réplica 1).....	212
Tabla C.19 Datos de temperaturas experimentales del sistema evaporador- condensador trabajando a una presión de operación de $(20,0 \pm 0,5)$ psig (réplica 1).....	213
Tabla C.20 Datos para el cálculo de los flujos máxicos experimentales del sistema evaporador-condensador trabajando a una presión de operación de $(20,0 \pm 0,5)$ psig (réplica 1).....	214
Tabla C.21 Datos de temperaturas experimentales del sistema evaporador- condensador trabajando a una presión de operación de $(4,0 \pm 0,5)$ psig (réplica 2).....	215
Tabla C.22 Datos para el cálculo de los flujos máxicos experimentales del sistema evaporador-condensador trabajando a una presión de operación de $(4,0 \pm 0,5)$ psig (réplica 2).....	216
Tabla C.23 Datos de temperaturas experimentales del sistema evaporador- condensador trabajando a una presión de operación de $(8,0 \pm 0,5)$ psig (réplica 2).....	217
Tabla C.24 Datos para el cálculo de los flujos máxicos experimentales del sistema evaporador-condensador trabajando a una presión de	218



	pág.
operación de $(8,0 \pm 0,5)$ psig (réplica 2).....	
Tabla C.25 Datos de temperaturas experimentales del sistema evaporador- condensador trabajando a una presión de operación de $(12,0 \pm 0,5)$ psig (réplica 2).....	219
Tabla C.26 Datos para el cálculo de los flujos máxicos experimentales del sistema evaporador-condensador trabajando a una presión de operación de $(12,0 \pm 0,5)$ psig (réplica 2).....	220
Tabla C.27 Datos de temperaturas experimentales del sistema evaporador- condensador trabajando a una presión de operación de $(16,0 \pm 0,5)$ psig (réplica 2).....	221
Tabla C.28 Datos para el cálculo de los flujos máxicos experimentales del sistema evaporador-condensador trabajando a una presión de operación de $(16,0 \pm 0,5)$ psig (réplica 2).....	222
Tabla C.29 Datos de temperaturas experimentales del sistema evaporador- condensador trabajando a una presión de operación de $(20,0 \pm 0,5)$ psig (réplica 2).....	223
Tabla C.30 Datos para el cálculo de los flujos máxicos experimentales del sistema evaporador-condensador trabajando a una presión de operación de $(20,0 \pm 0,5)$ psig (réplica 2).....	224
Tabla C.31 Datos de temperaturas experimentales del sistema evaporador- condensador utilizadas para la validación.....	225
Tabla C.32 Datos para el cálculo de los flujos máxicos experimentales del sistema evaporador-condensador utilizadas para la validación.....	226
Tabla D.1 Valores críticos para la prueba t.....	227
Tabla D.2 Valores críticos para la prueba de rangos con signos de wilcoxon....	228
Tabla E.1 Comparación del coeficiente convectivo interno balanceado del evaporador obtenido por diversos métodos y desviación relativa entre los mismo para diferentes condiciones.....	230

ÍNDICE DE FIGURAS

		pág
Figura 1.1	Diagrama de flujo del sistema evaporado-condensador del Laboratorio de Ingeniería Química.....	4
Figura 2.1	Flujo de calor a través de una pared.....	16
Figura 2.2	Comportamiento de la temperatura de los fluidos a lo largo de un intercambiador de calor.....	26
Figura 2.3	Comportamiento de la temperatura de los fluidos a lo largo de un intercambiador de calor con cambio de fase.....	27
Figura 3.1	Diagrama de instrumentación y tuberías del sistema evaporador-condensador del LIQ.....	43
Figura 3.2	Ruta de cálculo para la determinación del coeficiente convectivo interno balanceado del evaporador.....	53
Figura 3.3	Ruta de cálculo para la modelación matemática del evaporador mediante ecuaciones bibliográficas.....	57
Figura 3.4	Ruta de cálculo para la modelación matemática del evaporador incorporación la correlación propuesta en el objetivo 2.....	58
Figura 3.5	Comportamiento de la temperatura de pared del condensador.....	59
Figura 3.6	Ruta de cálculo para la modelación matemática del condensador asumiendo el comportamiento de la temperatura de pared como la del fluido caliente.....	62
Figura 3.7	Comportamiento lineal de la temperatura de pared con dos puntos conocidos.....	64
Figura 3.8	Ruta de cálculo para la modelación matemática del condensador asumiendo el comportamiento de la temperatura de pared como la del fluido frío.....	65
Figura 3.9	Ruta de cálculo para la determinación del coeficiente convectivo externo del condensador asumiendo el comportamiento de la temperatura de pared como la del fluido caliente.....	67

	pág.
Figura 3.10 Ruta de cálculo para la determinación del coeficiente convectivo externo del condensador asumiendo el comportamiento de la temperatura de pared como la del fluido frío.....	69
Figura 3.11 Diagrama de flujo general del simulador.....	73
Figura 4.1 Matriz de selección de los experimentos.....	78
Figura 4.2 Experimentos seleccionados para la validación.....	79
Figura 4.3 Vista del sistema evaporador-condensador durante la instalación del aislante.....	86
Figura 4.4 Indicador digital de temperatura (Fluke 54 II).....	88
Figura 4.5 Comportamiento del coeficiente a diferentes valores del grupo adimensional.....	92
Figura 4.6 Comportamiento del coeficiente convectivo interno balanceado del evaporador a diferentes condiciones.....	94
Figura 4.7 Archivo de salida del simulador.....	110
Figura 4.8 Introducción de los datos al simulador mediante cuadros de texto.....	111
Figura 4.9 Selección del nivel de líquido y ruta de cálculo para el evaporador.....	112
Figura 4.10 Selección del caudal en el rotámetro.....	112

INTRODUCCIÓN

La investigación realizada tiene como finalidad desarrollar un software de simulación para el sistema evaporador-condensador del Laboratorio de Ingeniería Química. Para el desarrollo de la investigación es necesario caracterizar dicho sistema con el objeto de conocer su comportamiento. También se requiere proponer una correlación del coeficiente convectivo interno del evaporador con la finalidad de obtener un modelo más real del proceso. Además de establecer los modelos matemáticos necesarios para la simulación del sistema, con el objeto de describir y predecir el comportamiento del mismo. Se hace necesario desarrollar las subrutinas en el lenguaje de programación a utilizar, con el fin de incorporarlas en el programa de simulación y diseñar la interfaz gráfica del programa de simulación, a fin de mejorar su comprensión y manejo. Finalmente, se valida el software de simulación mediante los métodos estadísticos más adecuados con el propósito de comprobar la confiabilidad y adaptabilidad de los modelos utilizados.

Por otra parte, las áreas de estudio abarcadas en este trabajo corresponden a los fenómenos de transporte de calor, lenguaje de programación, simulación, estadística y metodología de la investigación.

Con la finalidad de determinar una correlación para el coeficiente convectivo interno balanceado del evaporador se realizan veinticinco (25) experimentos en los cuales se toman en cuenta la presión de operación en la coraza del evaporador (P_{op}), el nivel de líquido en los tubos del evaporador (N) y el caudal del rotámetro ubicado a la entrada del líquido de enfriamiento que circula por la coraza del condensador (Q) como variables fundamentales en el comportamiento del coeficiente antes mencionado. Adicionalmente, se realizan otros experimentos para la validación de la correlación propuesta y luego se desarrollan las subrutinas y la interfaz del programa de simulación. Finalmente, se valida el software de simulación mediante el uso de métodos estadísticos.

Para una mejor comprensión de este trabajo se estructura en cuatro capítulos: el capítulo I, en el cual se plantea el problema en estudio, especificándose su propósito, la situación actual y deseada, así como los objetivos general y específicos de la

investigación, justificación y limitaciones. En el capítulo II se expone y cita una serie de trabajos, investigaciones y proyectos con fines semejantes a la presente investigación; además, se presentan los fundamentos y conceptos básicos relacionados con los temas tratados en esta investigación. En el capítulo III se muestra la metodología de operación, datos técnicos del equipo, la descripción del proceso y de los equipos; así como también, la metodología llevada a cabo para el cumplimiento de los objetivos formulados. Además, se presenta el diagrama de flujo, los módulos y las bases de datos del simulador. En el capítulo IV se presentan la discusión y análisis de cada uno de los resultados obtenidos. Finalmente, se muestran las conclusiones y las recomendaciones pertinentes.

Esta investigación posee gran relevancia debido a que se crea una herramienta que contribuye a la enseñanza-aprendizaje de los estudiantes, ofreciéndoles la posibilidad de conocer el sistema, previo a ir al Laboratorio de Ingeniería Química. Además de brindar al personal que labora en el mismo la posibilidad de realizar evaluaciones con modificaciones de diseño sin costo alguno. Desde el punto de vista teórico es de gran interés, tanto para la Universidad de Carabobo como para los autores, ya que ampliará los conocimientos referentes a la elaboración de un software y validación del mismo; además de la obtención de una nueva correlación de coeficiente convectivo.



CAPÍTULO I. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

En esta sección se dará a conocer el problema en estudio, especificándose su propósito, la situación actual y deseada, así como el objetivo general y los específicos de la investigación. De igual forma se presentan las razones que justifican la investigación, las limitaciones y el alcance de la misma.

1.1. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

El Laboratorio de Ingeniería Química, se encuentra ubicado en la Facultad de Ingeniería de la Universidad de Carabobo. En las instalaciones de este Laboratorio se ofrecen las cátedras Laboratorio de Ingeniería Química I y II, en las cuales se desarrollan experimentos que permiten comprobar y validar los conocimientos impartidos por las cátedras de Operaciones Unitarias y Fenómenos de Transporte I y II, en la Escuela de Ingeniería Química.

Con el propósito de fortalecer los conocimientos de transferencia de momento, calor y masa, adquiridos por los estudiantes en los cursos teóricos, el Laboratorio de Ingeniería Química cuenta con diversos equipos para el desarrollo de experiencias prácticas, estos son: uno para el estudio de las pérdidas de energía, bombas centrífugas, aislantes y aletas, una torre de absorción, un generador de vapor, un evaporador-condensador vertical, una torre de enfriamiento, un autoclave, una extrusora, torres de rectificación de platos y de relleno, entre otros.

La investigación, se centra en el sistema evaporador-condensador vertical, el cual consta de dos equipos de intercambio térmico tipo tubo y coraza dispuestos verticalmente, un separador de fases, un mecanismo de vasos comunicantes y un equipo de intercambio térmico tipo doble tubo. Según el diagrama de flujo del proceso (Figura 1.1), el sistema se divide en cuatro etapas. La primera se refiere al proceso de vaporización que ocurre en el evaporador vertical, recubierto con lana mineral de cinco centímetros de espesor aproximadamente, con tubos largos de acero inoxidable que utiliza agua proveniente de Hidrocentro, como fluido de trabajo, esta agua se conecta con los tubos del evaporador por medio de un mecanismo de vasos comunicantes. A dicho equipo también está conectada una tubería para el suministro de vapor proveniente de la caldera, el cual circula por la coraza, con el propósito de evaporar el agua que circula por los tubos del mismo.

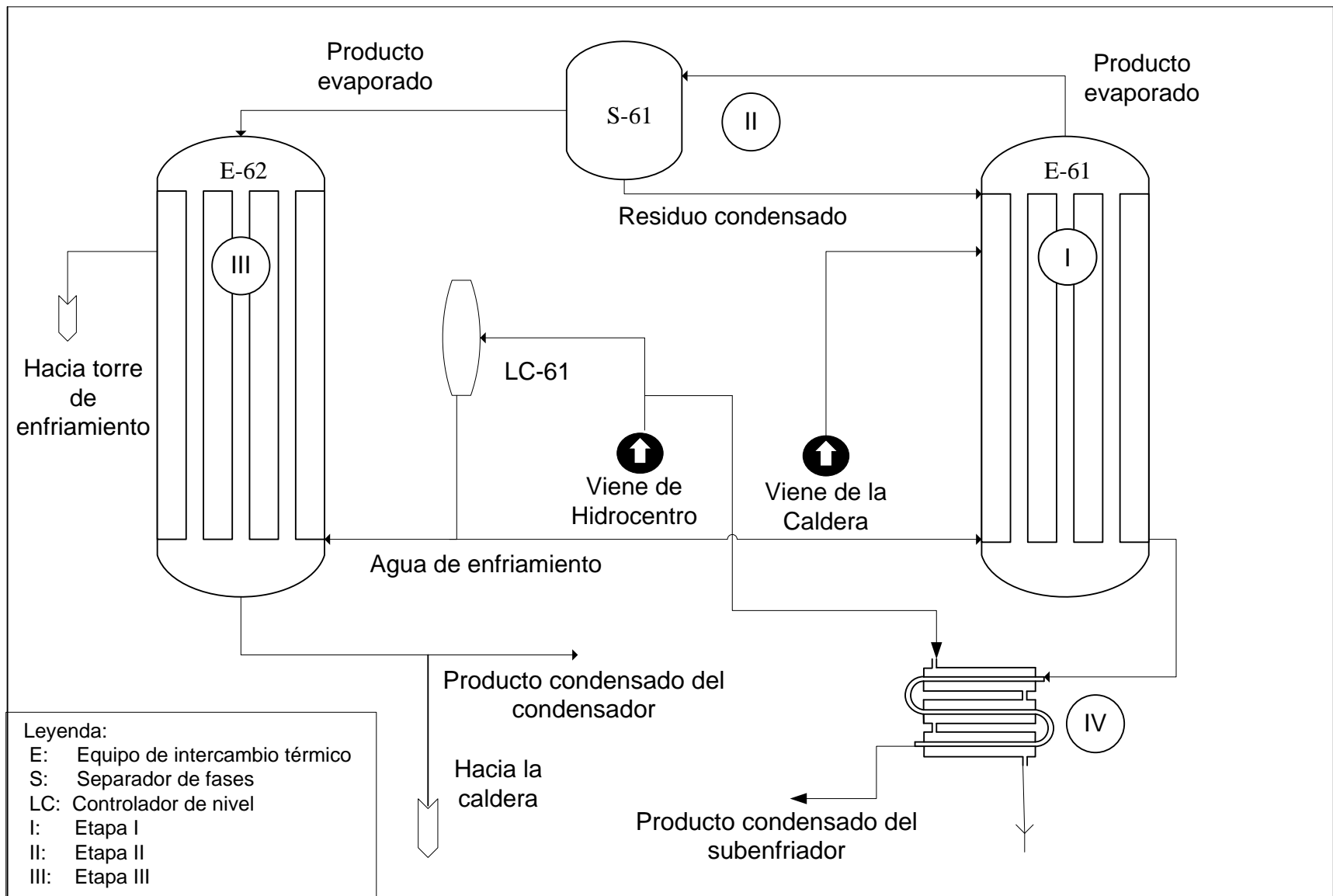


Figura 1.1 Diagrama de flujo del sistema evaporado-condensador del Laboratorio de Ingeniería Química.



La segunda etapa viene dada por un separador de fases recubierto con lana mineral de cinco centímetros de espesor aproximadamente y que tiene la función de recircular al evaporador cualquier traza de condensado que se haya arrastrado a la salida del mismo y garantizar la entrada de vapor saturado al condensador. La tercera etapa ocurre en el condensador vertical, de tubos largos de igual capacidad que el evaporador, y que utiliza como medio de enfriamiento la misma agua suministrada para establecer el nivel de líquido en el evaporador; en esta etapa el agua de enfriamiento circula por la coraza mientras que el vapor proveniente del evaporador circula por los tubos. La cuarta y última etapa se lleva a cabo en un equipo de doble tubo compuesto por un tubo exterior de 2", uno interior de 1¼" y tres horquillas, en éste se emplea como líquido refrigerante agua proveniente de Hidrocentro, la cual circula por la región anular; dicho equipo se utiliza con la finalidad de sub-enfriar el condensado proveniente del evaporador.

Los principios básicos de funcionamiento del evaporador, el condensador y el equipo de doble tubo se fundamentan en el área de transferencia de calor. En el ámbito de las labores docentes que se realizan en el Laboratorio de Ingeniería Química, la práctica concerniente al sistema en estudio tiene como finalidad determinar, a través de dos métodos (por convección y balance de energía), las pérdidas de calor al ambiente para diferentes condiciones de operación, evaluar la condiciones de subenfriamiento en el condensador y sobrecalentamiento en el sistema y su influencia en la velocidad de transferencia de calor, y evaluar la eficiencia térmica del evaporador y del condensador.

Para la consecución de esta práctica se establecen diferentes condiciones de trabajo, haciendo circular agua por la coraza del condensador y por los tubos del evaporador. Se opera a dos presiones distintas, y para cada una de ellas se fijan dos niveles de agua en los tubos del evaporador, donde para cada nivel se trabaja con dos caudales de operación.

Durante el desarrollo de las actividades, anteriormente descritas, se utilizan instrumentos de medición (termopares y manómetros) poco confiables en cuanto a la selección, mantenimiento, apreciación y medición inadecuada por parte de los operadores. Además, se aprecian procedimientos inapropiados de la manipulación de algunos variables implicadas en las condiciones de operación, que afectan la



estabilidad del proceso, como lo son la presión de operación en la coraza del evaporador y nivel de agua por los tubos del evaporador. Esta situación refleja las siguientes dificultades:

- ✓ Incompatibilidad en el comportamiento de las variables involucradas en el proceso de cálculo de las pérdidas de calor al ambiente por convección (temperaturas de pared).
- ✓ Discrepancias significativas en los valores de pérdidas de calor al ambiente obtenidos por balance de energía y por convección natural.
- ✓ Obtención de resultados inconsistentes para una misma condición de operación.
- ✓ Cambio repentino en alguna de las variables fijadas implicadas en las condiciones de operación del sistema, como por ejemplo la presión de operación en la coraza del evaporador.

Lo expuesto anteriormente, hace que la información obtenida en la práctica no sea acertada ni representativa de la realidad del proceso de transferencia de calor en estos equipos, de tal forma que los conocimientos referidos a los modelos teóricos existentes no se logren afianzar y contrastar.

Por otra parte, la simulación de los equipos industriales representa una herramienta de gran importancia, debido a que por medio de ésta pueden realizarse pruebas de manera virtual, a fin de determinar las mejores condiciones de operación del mismo, sin la necesidad de hacer modificaciones reales al proceso y sin costo alguno. Además, se puede estudiar el comportamiento del sistema con respecto a diversas variables y la sensibilidad del mismo.

En la actualidad el sistema evaporador-condensador no se encuentra simulado, generando dificultades a la hora de realizar cambios de diseño, como lo son trabajar a presiones mas altas de las habituales, cambio del número de tubos, familiarizar a los estudiantes con el sistema antes de realizar la práctica en el mismo y analizar más a profundidad los fenómenos que en él ocurren.

Tomando en cuenta esta situación, se requiere ofrecer un instrumento que cubra las necesidades antes descritas; a través de un software de simulación del sistema evaporador-condensador, con el propósito de brindar una herramienta didáctica,



operativa y de investigación, además de determinar una correlación del coeficiente convectivo interno del evaporador con la finalidad de obtener un modelo más real del proceso.

1.2. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

En la actualidad el sistema evaporador-condensador no se encuentra simulado, generando un total desconocimiento de su comportamiento ante situaciones no experimentadas anteriormente, como: trabajar a presiones más altas de lo habitual, operar el sistema a condiciones extremas de diseño, entre otros; trayendo como consecuencia la imposibilidad de dar a conocer a los estudiantes los resultados que se deben esperar del sistema antes de realizar la práctica en el mismo y analizar más a profundidad los fenómenos que en él ocurren.

Tomando en cuenta esta situación, se plantea la posibilidad de simular el sistema mediante el uso de modelos matemáticos que representen el comportamiento del mismo; con la finalidad de ofrecer una herramienta que facilite cambios de diseño, mejore la comprensión del sistema por parte de los estudiantes y a su vez permita realizar estudios de mayor profundidad en el sistema.

1.2.1. SITUACIÓN ACTUAL

El Laboratorio de Ingeniería Química no posee de una herramienta que le permita verificar el comportamiento del sistema evaporador-condensador con respecto a variaciones en las condiciones de operación, así como modificaciones de diseño. Es por esto que la práctica realizada en este sistema no permite al estudiante efectuar un estudio apropiado del fenómeno que en él ocurre, debido a los errores experimentales producidos por las medidas de temperatura, la estabilidad de la presión durante la experiencia, el mal manejo del sistema por parte de los estudiantes, entre otros; esto trae como consecuencia la poca confiabilidad en los datos obtenidos durante la práctica.

Por otra parte, no se han realizado modificaciones al sistema, sin tener una total certeza de que esta modificación realmente mejora el funcionamiento del mismo, debido a la inexistencia de un programa de simulación que permita verificarlo.

Si el Laboratorio de Ingeniería Química no trata de incursionar en el campo de la simulación del sistema evaporador-condensador traería como consecuencias:



- ✓ Dificultad de realizar cambios de diseño.
- ✓ Imposibilidad de brindar a los estudiantes una herramienta que pueden usar a fin de conocer mejor el sistema antes del desarrollo de sus prácticas.
- ✓ Dificultad de comprobar la confiabilidad de los datos obtenidos por los estudiantes.

1.2.2. SITUACIÓN DESEADA

El Laboratorio de Ingeniería Química requiere de una herramienta que le permita verificar el comportamiento del sistema evaporador-condensador con respecto a variaciones en las condiciones de operación, así como modificaciones de diseño. Debido a esto se produce la necesidad de simular dicho sistema, ofreciendo un instrumento didáctico, operativo y de diseño.

En cuanto al alcance, se propone disminuir los inconvenientes que se puedan presentar en los posibles cambios de diseño del sistema, como saber si el cambio a realizar mejorará el funcionamiento del sistema o no; lograr que los estudiantes realicen la práctica con pleno conocimiento sobre los datos y resultados que se deberían esperar durante la misma y obtener una descripción de los fenómenos que ocurren para así conocer con mayor detalle el comportamiento del sistema.

1.3. OBJETIVOS

1.3.1. OBJETIVO GENERAL

Desarrollar un software de simulación para el sistema evaporador-condensador del Laboratorio de Ingeniería Química a fin de brindar una herramienta operativa, didáctica y de investigación.

1.3.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

1. Caracterizar el sistema evaporador-condensador con el objeto de conocer su comportamiento.
2. Proponer una correlación del coeficiente convectivo interno del evaporador con la finalidad de obtener un modelo más real del proceso.
3. Establecer los modelos matemáticos necesarios para la simulación del sistema con el objeto de describir y predecir el comportamiento.
4. Desarrollar las subrutinas necesarias en el lenguaje de programación a utilizar con el fin de incorporarlas en el programa de simulación.



5. Diseñar la interfaz gráfica del programa de simulación a fin de mejorar su comprensión y manejo.
6. Validar el software de simulación mediante los métodos estadísticos más adecuados con el propósito de comprobar la confiabilidad y adaptabilidad de los modelos utilizados.

1.4. JUSTIFICACIÓN

Esta investigación posee gran relevancia académica debido a que se crea una herramienta que contribuye a la enseñanza de los estudiantes, ofreciéndoles la posibilidad de conocer el sistema, previo a ir al Laboratorio de Ingeniería Química. Además de brindar al personal que labora en el Laboratorio la posibilidad de realizar evaluaciones con modificaciones de diseño sin costo alguno.

En cuanto a la conveniencia, este proyecto permite la realización de pruebas para posibles modificaciones de diseño del sistema, proporciona un instrumento fundamental para la preparación de los estudiantes. Cabe destacar que para la elaboración de esta investigación se realizarán prácticas en el sistema, logrando reforzar y profundizar en muchos de los conocimientos adquiridos a lo largo de la carrera universitaria, específicamente en las áreas de fenómenos de transporte; así como también incrementar conocimientos en el manejo de lenguajes de programación, esenciales para la elaboración del simulador.

Entre las implicaciones prácticas se encuentra el hecho de dar una solución a dificultades que se generan a la hora de realizar cambios de diseño, familiarizar a los estudiantes con el sistema antes de realizar la práctica en el mismo y analizar más a profundidad los fenómenos que en él ocurren.

Desde el punto de vista teórico es de gran interés, tanto para la Universidad de Carabobo como para los autores, ya que ampliará los conocimientos referentes a la elaboración de un software y validación del mismo; además de la obtención de una nueva correlación de coeficiente convectivo.

De igual forma, esta investigación presenta un aporte metodológico ya que proporcionará una estrategia para el conocimiento de los datos y resultados a esperar en las prácticas del Laboratorio de Ingeniería Química referentes a dicho sistema y así realizar una recolección más eficaz de los mencionados datos.



1.5. LIMITACIONES

El trabajo de investigación presenta algunas restricciones que pudieran limitar la realización del mismo, siendo de mayor importancia la disponibilidad del sistema evaporador-condensador para la adquisición de datos necesarios para la caracterización del sistema y la comparación de éstos datos con los obtenidos por la simulación. Además de la poca experiencia en el manejo de diversos lenguajes de programación, necesarios para la elaboración de la simulación y la carencia de instrumentos de medición de temperaturas (termopar) y presión (manómetro) confiable y con una apreciación adecuada al estudio que se desea realizar.

CAPÍTULO II. MARCO TEÓRICO

Este capítulo comprende los antecedentes referidos a la investigación, así como los fundamentos teóricos que sustentan los fenómenos de ebullición y condensación implicados en el sistema en estudio. Además, se presentan los aspectos básicos del lenguaje de programación utilizado para la realización del software de simulación, así como también los métodos estadísticos empleados para la validación del mismo.

2.1. ANTECEDENTES

En esta sección se presentan trabajos especiales de grado, investigaciones y proyectos que presenten fines semejantes a los de la investigación y sirvan de sustento a la misma. Además, se indica de cada antecedente el objetivo general y los objetivos específicos que guarden relación con la investigación, así como las conclusiones de los mismos. De igual forma se indican las semejanzas y diferencias de éstos con la investigación.

Zerpa, Sergio (2004). **Evaluación de las condiciones de operación del sistema evaporador-condensador vertical del Laboratorio de Ingeniería Química.** Universidad de Carabobo. Facultad de Ingeniería. Escuela de Ingeniería Química.

El objetivo de este trabajo es evaluar las condiciones de operación del sistema evaporador-condensador vertical del Laboratorio de Ingeniería Química, a fin de mejorar los resultados del proceso de transferencia de calor experimentado en dicho sistema y de su eficiencia. Se presenta como conclusión más importante, el tratamiento ganador que garantiza una condición de mayor capacidad del sistema y mejor eficiencia en la producción de agua destilada es: presión de $(12,0 \pm 0,5)$ psig, nivel igual a $(55,0 \pm 0,01)$ cm y caudal de $(9,0 \pm 0,5)$ gpm.

La similitud con el trabajo en desarrollo radica que en ambos se trata de estudiar como opera el sistema frente a condiciones diferentes y de los fenómenos físicos que ocurren en el mismo y como controlarlos. Por el contrario, este trabajo difiere del presente en que el trabajo a desarrollar tratará de predecir el comportamiento del sistema en cuestión mediante un software.

Harb, Rabij (2001). **Simulación de un proceso de hidrocrqueo de gasóleos provenientes de la destilación al vacío de crudos pesados.** Universidad de Carabobo. Facultad de Ingeniería. Escuela de Ingeniería Química.

Este trabajo de investigación tiene como objetivo general desarrollar la fase II de un programa de simulación de reactores de hidrocrqueo de gasóleos provenientes de la destilación al vacío de crudos pesados. En base a los resultados obtenidos se puede concluir que de acuerdo a los valores de los métodos estadísticos de Wilcoxon y de la Prueba T para datos pareados, el simulador puede predecir rendimientos y calidades reales.

Este antecedente presenta similitud con la investigación que se va a llevar a cabo principalmente en el uso de herramientas estadísticas para la validación de los datos arrojados por el simulador, mediante una comparación con los datos reales. La diferencia básica es que esta investigación parte de un programa existente de simulación al cual se realizó mejoras, mientras que en el presente trabajo de investigación el programa de simulación no existe y se va a ser elaborado completamente.

Contaste, José (2001). **Desarrollo de un modulo de cálculo de diseño de intercambiadores de calor de tubo y coraza compatible con el programa SIMESTUC.** Universidad de Carabobo. Facultad de Ingeniería. Escuela de Ingeniería Química.

Este trabajo de investigación posee como objetivo general desarrollar un modulo de cálculo de diseño de intercambiadores de calor de tubo y coraza compatible con el programa SIMESTUC, y como objetivo específicos tiene determinar la desviación de los resultados del programa de cálculo de diseño de intercambiadores de calor de tubo y coraza respecto a los resultados de un simulador comercial (HYSYS) con la finalidad de presentar el margen de precisión, exactitud o error presente en el mencionado cálculo.

Como principal similitud con el presente trabajo, se encuentra que los dos tratan de representar y predecir el comportamiento de un intercambiador de calor de tubo y coraza. Como diferencia se encuentra que en este trabajo se comprobarán los

resultados con valores reportados por un simulador comercial mientras que en el trabajo a desarrollar se determinará la desviación con valores obtenidos experimentalmente.

Arrieché, Milagros (2000). **Simulación del sistema de absorción, enfriamiento del ácido y generación de vapor de una planta de H₂SO₄**. Universidad de Carabobo. Facultad de Ingeniería. Escuela de Ingeniería Química.

Este trabajo de investigación tiene por objetivo general simular el sistema de absorción, enfriamiento del ácido y generación de vapor de la planta II de H₂SO₄ del complejo petroquímico Morón, utilizando el paquete de simulación ASPEN PLUS. Entre los objetivos específicos, verificar el esquema de simulación propuesto con datos de operación y de diseño. En base a los resultados obtenidos se puede concluir que la verificación del esquema con datos de diseño arrojó excelente resultados en cada una de las etapas en las cuales se divide el esquema de simulación dando un error de 1,01% para el sistema de secado de aire, 1,50% para el sistema de generación de vapor y errores de 0,35% y 0,40% para los sistemas de absorción intermedia y absorción final respectivamente.

Este antecedente presenta similitud con la investigación que se va a llevar a cabo, en la realización de una simulación de equipos entre los que se encuentra un intercambiador de calor, en la metodología realizada para cumplir algunos objetivos y en la manera en que se van a comparar los datos. Que a diferencia; en este trabajo se van a comparar con los valores reales o datos experimentales; por otra parte la simulación de los equipos se realizó en un simulador comercial, ASPEN PLUS, mientras que en el caso en cuestión se va a realizar un software completamente nuevo para la simulación específica del sistema de evaporador-condensador del Laboratorio de Ingeniería Química de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de Carabobo.

García, Octavio (2000). **Simulación numérica y validación experimental de evaporadores, condensadores y tubos capilares. Integración en sistemas de refrigeración por compresión**. Universidad Politécnica de Cataluña. España.

Esta tesis centra la atención en la simulación numérica y validación experimental del comportamiento térmico y fluido-dinámico de flujos bifásicos (líquido-vapor), así como su aplicación en sistemas y equipos térmicos, propios del campo de la refrigeración y del aire acondicionado. Consecuencia del estudio realizado ha sido la elaboración de códigos informáticos para la simulación numérica de condensadores, evaporadores y dispositivos de expansión del tipo capilar, en base a la formulación de las ecuaciones gobernantes sobre volúmenes de control finitos. La Tesis también aborda la simulación de sistemas frigoríficos completos en base a algoritmos que acoplan la resolución de los elementos que lo integran. Y como conclusión importante se obtuvo que el modelo implementado para la simulación de condensadores y evaporadores de tipo tubular concéntricos, se estructuró en base a un algoritmo de forma segregada e iterativa.

Este trabajo posee gran similitud con el que se llevará a cabo en el hecho de que los dos realizarán una simulación y validación experimental de equipos de intercambio de calor, pero con la diferencia que el presente trabajo tendrá como propósito, además de realizar una investigación, la implantación o desarrollo de una herramienta didáctica para el estudio de este sistema en el Laboratorio de Ingeniería Química.

Ochoa, Manuel (1997). **Incorporación de interfaces gráficas a la simulación de tejidos jacquard mediante hardware estándar**. Universidad Politécnica de Cataluña. España.

Uno de los motivos que promueven la realización de este trabajo es impulsar el desarrollo de la investigación sobre diseños textiles, mediante ordenadores estándares. Con este trabajo se pretende ayudar a los no especialistas informáticos que requieren programar aspectos gráficos de diseño, utilizando el PC, ya que no existe información asequible y fácil de comprender, haciendo que se puedan despreocupar de algunos aspectos que no llevan incorporados los lenguajes de programación.

La semejanza de este trabajo con el caso en cuestión está en el diseño de una interfaz gráfica amigable con el usuario y no dependiente de un software determinado. Mientras que, la diferencia está en que la simulación es para equipos utilizados en las

industrias textiles que por el contrario a la presente investigación, se basa en la simulación de equipos de intercambio térmico.

Ciro J. Nacci (1985). **Manual de programación para cálculos en transferencia de calor**. Universidad de Carabobo. Facultad de Ingeniería. Escuela de Ingeniería Química.

El objetivo de este trabajo es proponer un método de presentación y resolución de problemas de transferencia de calor, buscando una futura integración de la librería de programas para el departamento de Ingeniería Química de la Universidad de Carabobo. Como conclusión fundamental se encontró que la aplicación de los programas desarrollados a la solución de los problemas es muy eficiente, ya que arroja resultados con un 98% de exactitud promedio respecto a lo reportada en la bibliografía.

Como similitud entre este trabajo y el que se encuentra en desarrollo se encuentra que los dos hacen un estudio de los fenómenos de transferencia de calor para una posterior codificación en un programa computacional de ayuda didáctica. La gran diferencia se encuentra en que en el trabajo a realizar se especificará en un sistema en especial y cuya finalidad es conocer su comportamiento frente a unas condiciones específicas, mientras que este trabajo hará un análisis general para una serie de equipos y cuya finalidad es resolver problemas presentados.

2.2. BASES TEÓRICAS

Los fundamentos básicos que contribuyen al entendimiento de los principales fenómenos físicos más importantes, involucrados en el desarrollo de la presente investigación están relacionados con el área de los fenómenos de transporte, específicamente transferencia de calor. De igual forma, se hace referencia al diseño de experimentos como estrategia metodológica, empleada para lograr el alcance de los objetivos.

Es importante señalar, que el contenido presentado a continuación constituye una síntesis de diferentes autores y de la interpretación personal de dichos textos y otros trabajos de investigación.

2.2.1. MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Existen tres formas básicas en las que el calor puede pasar de un cuerpo caliente a otro más frío, estas son: conducción, convección y radiación.

2.2.1.1. CONDUCCIÓN

La conducción es la forma de transferencia de calor en la cual el intercambio de energía ocurre de la región de mayor a la de menor temperatura por el movimiento cinético o el impacto directo de las moléculas como en el caso de los fluidos en reposo o por el arrastre de los electrones, como en el caso de los metales. La ley básica de la conducción de calor basada en observaciones experimentales, proviene de Biot, pero en general se conoce con el nombre del físico matemático francés Joseph Fourier (Necati, 1979).

La ley de Fourier afirma que la velocidad de transferencia de calor de un cuerpo por unidad de área transversal es proporcional al gradiente de temperatura que existe en el cuerpo con el signo cambiado. El factor de proporcionalidad se llama conductividad térmica, y depende del material del compuesto. Esto se puede ilustrar en la siguiente figura:

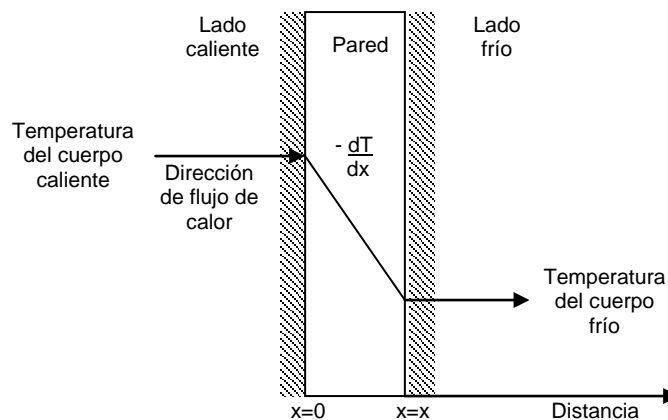


Figura 2.1 Flujo de calor a través de una pared.

La dirección de flujo de calor es en ángulos rectos a la pared, suponiendo que las superficies de la pared son isotérmicas y el cuerpo es homogéneo e isotrópico. La fuente de calor se encuentra del lado izquierdo y el receptor a la derecha de la pared.

Entonces se puede representar la interacción de calor a través de dicha pared como sigue:

$$q = k \cdot A \cdot \left(-\frac{dT}{dx} \right) \quad (2.1) \quad (\text{Kern, 1981})$$

donde:

q = Flujo de transferencia de calor (W).

k = Conductividad térmica de la pared (W/mK).

A = Área transversal de la pared (m^2).

dT = Diferencial de temperatura de la pared en una distancia x (K).

dx = Diferencial de espesor de la pared (m).

2.2.1.2. CONVECCIÓN

Este tipo de transferencia de calor se da entre partes relativamente calientes y frías en un fluido por medio de mezcla. Si se calienta un líquido este disminuye su densidad, debido a la expansión que sufre, por lo que tiende a desplazarse hacia la parte del fluido más frío y denso, transfiriendo así el calor y realizando un movimiento del fluido. Este tipo de transferencia de calor se llama *convección natural o convección libre*. Si se produce una mezcla por influencia de un agente externo, por ejemplo un agitador esta pasa a llamarse *convección forzada* (Kern, 1981).

La transferencia de calor por convección puede ser descrita por una ecuación muy parecida a la conducción y es:

$$q = h \cdot A \cdot \Delta T \quad (2.2) \quad (\text{Kern, 1981})$$

donde:

h = Coeficiente convectivo de transferencia de calor ($W/m^2 K$).

A = Área de transferencia de calor (m^2).

ΔT = Diferencia de temperatura entre la pared y la temperatura media del fluido (K).

La constante de proporcionalidad h , se llama coeficiente de transferencia de calor o coeficiente convectivo y es influenciado por la naturaleza del fluido así como la forma de agitación o no del mismo.

2.2.1.3. RADIACIÓN

La forma radiativa de la transmisión del calor se caracteriza porque la energía se transporta en forma de ondas electromagnéticas, que se propagan a la velocidad de la luz. El transporte de energía por radiación se puede realizar entre superficies separadas por el vacío; así por ejemplo, el Sol transmite energía a la Tierra por radiación a través del espacio que, una vez interceptada por la Tierra, se transforma en otras fuentes de energía, que por el contrario de la conducción y la convección necesitan de un medio para realizar la transferencia de calor (Kern, 1981).

$$q = \sigma \cdot \varepsilon \cdot A \cdot T^4 \quad (2.3) \text{ (Kern, 1981)}$$

donde:

ε = Emisividad (adimensional).

σ = Constante de Stefan-Boltzmann ($5,67 \times 10^{-8} \text{ W/ m}^2\text{K}^4$).

A = Área (m^2)

2.2.2. TRANSFERENCIA DE CALOR SIN CAMBIO DE FASE

Las correlaciones que describen a los procesos donde no existe cambio de fase varía de una a otra debido a diversos factores, como lo son: los autores, el régimen en el que se encuentran (laminar, transición y turbulento), geometría del sólido, entre otros. Para efectos de esta investigación se hace hincapié en el proceso de convección forzada, específicamente para un flujo interno a una tubería.

⊕ Para flujo interno (convección forzada)

En el fluido interno el líquido permanece confinado por una superficie (por ejemplo en una tubería). Por lo que la capa límite no puede producirse sin quedar finalmente restringida. Por otro lado en el flujo interno, el coeficiente de transmisión de calor es teóricamente infinito en el lugar en que se inicia la transmisión. Este coeficiente disminuye rápidamente y se hace constante, de tal modo que, al cabo de cierta longitud, el coeficiente promedio en la conducción de calor es independiente de la longitud (Perry, 2001).

Para este caso existen diferentes tipos de correlaciones y entre las correspondientes para un flujo laminar ($Re < 2100$) se encuentran:

 Propuestas por Sieder y Tate

$$h = 1,86 \cdot \frac{K_F}{Di} \cdot \left(Pe_D \frac{Di}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (2.4) \quad (\text{Incropera, 1999})$$

donde:

K_F = Conductividad térmica del fluido (W/mK).

Di = Diámetro interno de la tubería (m).

Pe_D = Número de Peclet (adimensional).

L = Longitud de la tubería (m).

μ = Viscosidad del fluido (Pa s).

μ_w = Viscosidad del fluido evaluada a la temperatura de pared (Pa s).

Solo aplicable cumpliendo con las siguientes restricciones

$$10 < Pe_D \frac{Di}{L} < 10^4 \quad \text{y} \quad 0,5 < Pr < 16000$$

Y

$$h = 0,027 \cdot \frac{K_F}{Di} \cdot Re_D^{4/5} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (2.5) \quad (\text{Incropera, 1999})$$

donde:

Pr = Número de Prandtl (adimensional).

Re_D = Número de Reynolds (adimensional).

Para las siguientes condiciones:

$$\frac{L}{Di} > 10 \quad , \quad 0,7 < Pr < 16700 \quad \text{y} \quad Re \geq 10000$$

Propuesta por Hausen

$$h = \frac{K_F}{Di} \left[3,66 + \frac{0,0668 \cdot Pe_D \frac{Di}{L}}{1 + 0,045 \cdot \left(Pe_D \frac{Di}{L} \right)^{2/3}} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \right] \quad (2.6) \quad (\text{Incropera, 1999})$$

Aplicable cumpliendo con las siguientes restricciones

$$100 < Pe_D \frac{Di}{L} < 1500 \quad \text{y} \quad Pr > 0,7$$

Propuesta por Bays y McAdams

$$h = 0,50 \cdot \left(\frac{K_F^2 \cdot \rho^{4/3} \cdot Cp \cdot g^{2/3}}{L \cdot \mu^{1/3}} \right)^{1/3} \cdot (Re_D)^{1/9} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (2.7) \quad (\text{Perry, 2001})$$

donde:

ρ = Densidad del fluido (kg/m^3).

Cp = Capacidad calórica del fluido (W/m K).

g = Constante de gravedad ($9,81 \text{ m/s}^2$).

Para el caso correspondiente a un flujo en la región de transición ($2100 < Re < 10000$), no existe ninguna ecuación simple que permita realizar una transición matemática suave del flujo laminar al turbulento. De entre las correlaciones propuestas, la ecuación que se muestra a continuación se ajusta bastante bien tanto para el extremo laminar como para el extremo completamente turbulento.

$$h = 0,116 \cdot \frac{K_F}{Di} \left(Re_D^{2/3} - 125 \right) \cdot Pr^{1/3} \left[1 - \left(\frac{Di}{L} \right)^{2/3} \right] \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (2.8) \quad (\text{Perry, 2001})$$

2.2.3. TRANSFERENCIA DE CALOR CON CAMBIO DE FASE

La vaporización o ebullición implica el cambio de agregación de una sustancia del estado líquido al gaseoso, de forma contraria el cambio de estado gaseoso o vapor a estado líquido se denomina condensación. Según Kern (1981):

Es importante señalar que las cantidades de calor involucradas en la condensación o vaporización de una unidad de masa de fluido son idénticas. Para el caso específico de fluidos puros a una presión dada, el cambio de líquido a vapor o viceversa, ocurren isotérmicamente a temperatura de saturación o de equilibrio. Cuando un vapor se remueve después de su formación y no se le permiten contactos posteriores con el líquido, la adición de calor al vapor produce sobrecalentamiento; de igual forma una remoción de calor al líquido saturado produce subenfriamiento. (p.301).

Los fenómenos de condensación y ebullición en relación con la convección forzada sin cambio de fase, presentan altos coeficientes convectivos de transferencia de calor, que ha conducido a los diseñadores a tomar en cuenta estos principios para propósitos de calentamiento y enfriamiento; mas allá de la aplicación de éstos para la generación de ciclos de potencia.

Por otra parte, el cambio del estado líquido al de vapor debido a la ebullición se sostiene por la transferencia de calor desde la superficie sólida; de manera inversa, la condensación de un vapor en líquido tiene como resultado la transferencia de calor a la superficie sólida.

Dado que implican movimientos de fluidos, la ebullición y condensación se clasifican como formas del modo de transferencia de calor por convección. Sin embargo, se caracterizan por propiedades únicas. Debido a que existe un cambio de fase, la transferencia de calor hacia o desde el fluido que puede ocurrir sin influir en la temperatura del mismo. De hecho, a través de la ebullición o condensación, se pueden alcanzar transferencias de calor grandes con pequeñas diferencias de temperaturas. Además del calor latente h_{fg} , son importantes otros dos parámetros para caracterizar el proceso, a saber, la tensión superficial σ entre la interfaz líquido-vapor y la diferencia de densidad entre las dos fases. Esta diferencia induce una fuerza de empuje, que es proporcional a $g(\rho_L - \rho_V)$. A causa de los efectos combinados del calor latente y del

flujo impulsado por empuje, los coeficientes y transferencia de calor por ebullición y condensación son por lo general mucho mayores que los característicos de la transferencia de calor por convección sin cambio de fase. (Incropera, 1999)

Puesto que es difícil desarrollar ecuaciones de gobierno para los procesos de ebullición y condensación, los parámetros adimensionales apropiados se obtienen mediante el teorema π Buckingham. Para ambos procesos, el coeficiente de convección puede depender de la diferencia entre las temperaturas de la superficie y de saturación, $\Delta T = |T_w - T_{sat}|$, la fuerza de cuerpo que surge de la diferencia de densidad líquido-vapor, $g(\rho_L - \rho_V)$, el calor latente h_{fg} , la tensión superficial σ , una longitud característica L , y las propiedades termo físicas del líquido o del vapor: ρ, C_p, k, μ . Es decir,

$$h = h[\Delta T, g(\rho_L - \rho_V), h_{fg}, \sigma, L, \rho, C_p, k, \mu] \quad (2.9) \text{ (Incropera, 1999)}$$

2.2.3.1. CONDENSACIÓN

La condensación ocurre cuando un vapor reduce su temperatura hasta por debajo de su temperatura de saturación, a la presión a la cual se encuentra, de manera tal que ocurre la formación de líquido. En equipo industrial, este proceso normalmente ocurre con el contacto entre el vapor y una superficie fría. El calor latente del vapor se libera, se transmite hacia la superficie, y se forma la condensación (Kern, 1981).

⊕ Mecanismos de condensación

Existen dos formas principales de efectuarse la condensación, ellos son: la condensación de película y la condensación de gotas. La primera, por lo general se origina en superficies limpias no contaminadas y consiste en una delgada capa de líquido que cubre la superficie fría y que va aumentando de espesor a medida que ocurre la condensación haciendo que la resistencia térmica vaya aumentando.

En lo que respecta al segundo mecanismo, se origina en superficies que se encuentre recubierta por una sustancia que impide que la misma se moje; las gotas se forman en grietas, hoyos y cavidades sobre la superficie y pueden crecer y unirse a través de la condensación. Normalmente, mas del 90% de la superficie está cubierta

por gotas, que van de unos pocos micrómetros de diámetro a aglomeraciones visibles a simple vista.

Sin importar si está en forma de película o de gotas, la condensación proporciona una resistencia a la transferencia de calor entre el vapor y la superficie. Debido a que esta resistencia se incrementa con el espesor del condensado, que aumenta en la dirección del flujo, es deseable utilizar superficies verticales cortas o cilindros horizontales para en situaciones que implican condensación de película. De estos mecanismos la condensación por gotas provee un mayor flujo de calor y por ende una mayor velocidad de condensación, es por ello que a nivel industrial es importante tratar de mantener este mecanismo.

Para inhibir el humedecimiento y estimular este mecanismo se agregan a las superficies de intercambio térmico sustancias como: silicones, teflón, y una variedad de ceras y ácidos grasos. Sin embargo estos recubrimientos pierden de forma gradual su efectividad debido a la oxidación, obstrucción o eliminación completa, y finalmente ocurre la condensación de película.

Aunque es deseable alcanzar la condensación de gotas en aplicaciones industriales, a menudo es difícil mantener esta situación. Por tal razón y como los coeficientes de convección para la condensación de película son más pequeños que para la condensación por gotas, los cálculos del diseño de condensadores con frecuencia se basan en la suposición de condensación de película (Kern, 1981).

⊕ Condensación pelicular

Cuando un vapor toca una superficie que se encuentra a una temperatura inferior a su temperatura de vaporización ocurre la condensación. Esta condensación es pelicular cuando, como su nombre lo indica, se forma una película de condensado en la superficie cuyo espesor, por unidad de longitud, aumenta al incrementarse la extensión de la superficie (Perry, 2001). Para un banco tubos verticales se tiene que:

$$h = 1,47 \cdot \sqrt[3]{\frac{N_t \cdot \pi \cdot D \cdot \mu_L}{4 \cdot \dot{m}_c}} \cdot \sqrt[3]{\frac{g \cdot K_L^3}{\nu_L^2}} \quad (2.10) \quad (\text{Perry, 2001})$$

donde:

N_t = Número de tubos (adim.).

D = Diámetro externo o interno de los tubos dependiendo de donde ocurra la condensación (m).

μ_L = Viscosidad de líquido saturado (N s/ m²).

m_c = Flujo másico del condensado (kg/s).

g = Aceleración de la gravedad (9,81 m/ s²).

K_L = Conductividad de líquido saturado (W/ m²K).

ν_L = Viscosidad cinemática de líquido saturado (m²/s).

Todas las propiedades se evalúan a una temperatura promedio entre la temperatura de pared y la temperatura de saturación.

2.2.3.2. EBULLICIÓN

Se denomina ebullición el proceso en el cual ocurre la evaporación en una interfaz sólido-líquido. Este proceso ocurre cuando la temperatura de la superficie se encuentra a una temperatura mayor que la temperatura de saturación del líquido a la presión a la que se encuentra el mismo (Kern, 1981).

⊕ Ebullición nucleada de alberca o estanque

Este tipo de ebullición tiene como características: que el fluido está en reposo y el movimiento en la superficie se debe a la convección libre y a la mezcla inducida por el crecimiento de las burbujas y su separación, en este régimen se forman burbujas aisladas en los lugares de nucleación y se separan de la superficie, la mayor parte de la interacción de calor es a través de la transferencia directa de la superficie al líquido en movimiento en la superficie, y no a través de burbujas de vapor que se elevan de la superficie (Perry, 2001).

Se pueden delinear diferentes regímenes de ebullición de acuerdo a la diferencia de temperatura entre la temperatura de pared y la de saturación del líquido (ΔT_e). La ebullición nucleada existe cuando dicha diferencia de temperatura cumple con la siguiente condición: $5^\circ C \leq \Delta T_e \leq 30^\circ C$.

El coeficiente de convección para éste régimen se define mediante la siguiente correlación, desarrollada por Rohsenow:

$$h = \frac{\mu_L \cdot h_{fg}}{T_w - T_{sat}} \sqrt{\frac{g \cdot (\rho_L - \rho_v)}{\sigma}} \left[\frac{C_{p_l} \cdot (T_w - T_{sat})}{C_{s,f} \cdot h_{fg} \cdot Pr_L^n} \right]^3 \quad (2.11) \quad (\text{Incropera, 1999})$$

donde:

h_{fg} = Calor latente de vaporización (J/kg).

ρ_L = Densidad de líquido saturado (kg/m³).

ρ_v = Densidad de vapor saturado(kg/m³).

σ = Tensión superficial (N/m).

C_{p_l} = Capacidad calorífica de líquido saturado (J/kg K).

Pr_L = Número de Prandtl de líquido saturado (adim.).

$C_{s,f}$ y n = Parámetros que dependen de la combinación superficie-líquido (adim.).

Todas las propiedades están evaluadas a temperatura de saturación y para este caso los parámetros serán iguales a 0,0130 y 1 respectivamente por ser una superficie de acero inoxidable y agua el fluido de trabajo.

2.2.4. COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Existen ciertos tipos de problemas, principalmente relacionados con intercambiadores de calor, donde es conveniente simplificar el cálculo del calor, esto se realiza incorporando el concepto de coeficiente global de transferencia de calor, U, el cual se relaciona con el calor mediante la siguiente ecuación:

$$q = U \cdot A \cdot \Delta T \quad (2.12) \quad (\text{Kern, 1981})$$

donde:

U= Coeficiente global de transferencia de calor (W/m²K).

Con relación a la analogía eléctrica podríamos señalar que el coeficiente Global de transferencia de calor se obtiene al reducir todo el circuito eléctrico análogo, a una sola resistencia total, la cual se relaciona con, U , a través de:

$$R_{total} = \sum R_i = \frac{\Delta T}{q} = \frac{1}{U \cdot A} \quad (2.13) \quad (\text{Kern, 1981})$$

2.2.5. PROMEDIO LOGARÍTMICO DE LA DIFERENCIA DE TEMPERATURA

La diferencia de temperaturas es la fuerza impulsora para la transferencia de calor, pero ¿Cómo se mide esa diferencia de temperatura en un equipo de intercambio térmico donde existen dos fluidos a diferentes temperaturas?, es aquí donde tiene sentido la definición del promedio logarítmico de la diferencia de temperatura. Para entender veamos la siguiente figura:

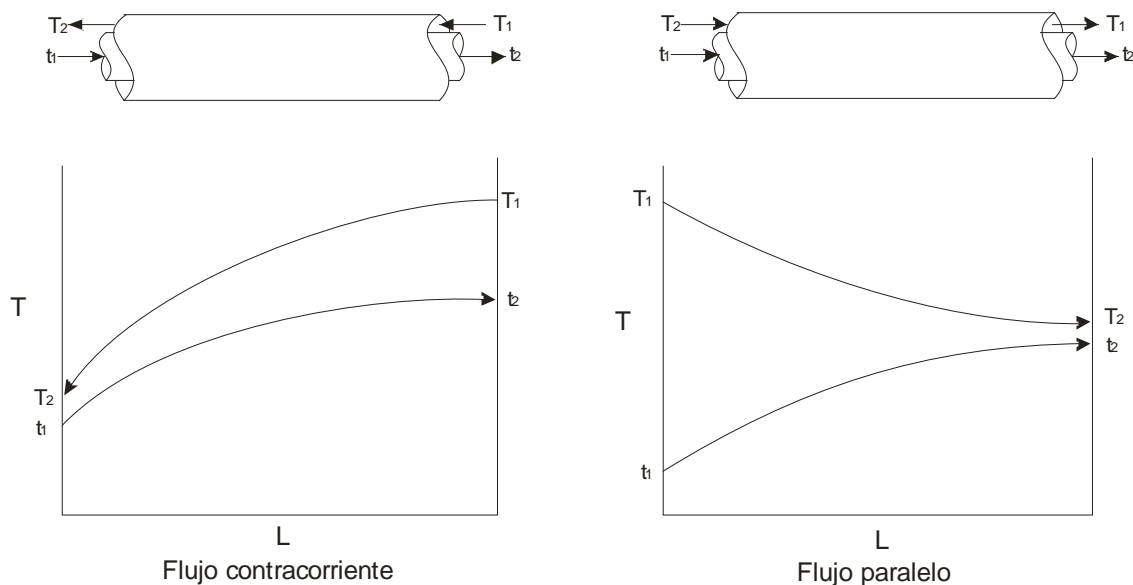


Figura 2.2 Comportamiento de la temperatura de los fluidos a lo largo de un intercambiador de calor.

En la Figura 2.2 los dos fluidos cambian de temperatura simultáneamente (es el caso más común) y dicha variación no es una línea recta en función de la longitud de la tubería lo que hace que la fuerza impulsora de la velocidad de transferencia de calor sea variable en función de la longitud, es por esto que el promedio logarítmico de la diferencia de temperatura representa un promedio de las diferencias de temperaturas a

lo largo del equipo. Para la derivación de la diferencia de temperatura entre dos fluidos en contracorriente, se deben hacer las siguientes suposiciones:

- ✓ El coeficiente global de transferencia de calor U es constante a lo largo de la tubería.
- ✓ El flujo másico de los fluidos es constante obedeciendo a los requerimientos de estado estacionario.
- ✓ El calor específico es constante en toda la trayectoria.
- ✓ No hay cambios parciales de fase en el sistema, por ejemplo, vaporización o condensación. La derivación es aplicable para cambios en el calor sensible y cuando la vaporización o condensación es isotérmica en su trayectoria.
- ✓ Las pérdidas de calor son despreciables (Kern, 1981).

La expresión que representa el promedio logarítmico de la diferencia de temperatura entre dos fluidos en contracorriente se muestra en la siguiente ecuación:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \left[\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1} \right]} \quad (2.14) \quad (\text{Welty, 1991})$$

donde:

ΔT_{ml} = Promedio logarítmico de la diferencia de temperatura (K).

T_1 = Temperatura de entrada del fluido caliente (K).

T_2 = Temperatura de salida del fluido caliente (K).

t_1 = Temperatura de entrada del fluido frío (K).

t_2 = Temperatura de salida del fluido frío (K).

Para los sobrecalentadores-condensadores-subenfriadores se requiere de una nueva manera de cálculo de la verdadera diferencia de temperatura o promedio logarítmico de la diferencia de temperatura, $\Delta T_{ml, \text{balanceado}}$. En la Figura 2.3 se muestra el comportamiento de la temperatura de un vapor puro a lo largo de un intercambiador de este tipo.

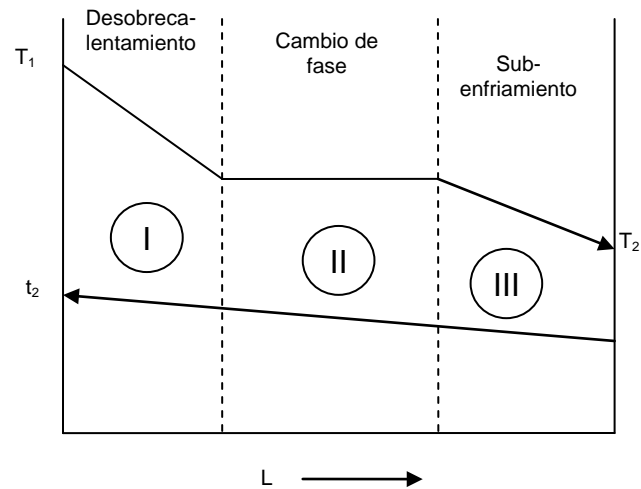


Figura 2.3 Comportamiento de la temperatura de los fluidos a lo largo de un intercambiador de calor con cambio de fase.

Para conseguir esto es conveniente dividir el intercambiador en partes en serie, una donde ocurre el subenfriamiento (I), otra donde ocurre el cambio de fase (II) y por último donde ocurre el subenfriamiento (III); entonces, El calor total, Q , se podría separar en tres calores, uno para cada sección del intercambiador, por ejemplo, q_s , q_{cf} y q_{se} respectivamente, entonces el promedio quedara de la siguiente manera:

$$\Delta TmI_{balanceado} = \frac{Q}{\frac{q_s}{\Delta TmI_s} + \frac{q_{cf}}{\Delta TmI_{cf}} + \frac{q_{se}}{\Delta TmI_{se}}} \quad (2.15) \quad (\text{Kern, 1981})$$

Donde los valores de ΔTmI_s , ΔTmI_{cf} y ΔTmI_{se} son los valores de los promedios logarítmicos de la diferencia de temperaturas respectivos de cada fase del intercambiador.

2.2.6. DISEÑO DE EXPERIMENTOS

El diseño experimental tiene sus orígenes en los trabajos de Ronald Fisher (1890-1962), en el Reino Unido, donde introdujo el concepto de aleatorización y el análisis de varianza. A lo largo de varias décadas, la teoría del diseño de experimentos y sus aplicaciones se consolidaron y expandieron, y, en años recientes, recibieron un fuerte

impulso por las contribuciones de Genichi Taguchi, un estadístico japonés ampliamente conocido en Occidente.

El diseño experimental estudia procesos. Puede considerarse a un proceso como una caja negra a la cual ingresan diversas variables que interactúan para producir un resultado. Las variables que ingresan al proceso se denominan variables de entrada, y el resultado, variable de salida. El nivel de la variable de salida depende de los niveles que adopten las variables de entrada.

La búsqueda de combinaciones óptimas de las variables de entrada da lugar al diseño experimental, que es una prueba (o un conjunto de pruebas) durante la cual se realizan cambios sistemáticos y controlados a las variables de entrada para medir el efecto sobre la variable de salida. El diseño experimental utiliza técnicas como la regresión múltiple, la respuesta superficial y varias extensiones del análisis de varianza. (Yacuzzi, 2006).

A continuación se presentan algunos términos y conceptos comunes aplicados en el diseño de experimentos:

- ✓ **Experimento:** se refiere a una prueba o serie de pruebas en las que se hacen cambios deliberados en las condiciones de operación de un sistema o proceso, a fin de observar, evaluar, identificar y medir las implicaciones de dichas acciones en una o varias propiedades del producto.
- ✓ **Variable de respuesta:** es la característica, variable de salida o propiedad del producto.
- ✓ **Factores de diseño:** son aquellos en los cuales se desea basar el análisis. Se dividen en:
 - **Factores constantes:** estos pueden tener un efecto significativo en la respuesta, pero no pueden ser variados para efectos de experimento, por lo cual son mantenidos fijos en un nivel específico.
 - **Factores potenciales del diseño:** son las variables que se investigan en el experimento para observar como afectan o influyen en la variable de respuesta.
- ✓ **Niveles:** son los diferentes valores que se asignan a cada factor estudiado en un diseño de experimento.

- ✓ **Réplica:** se define como la repetición independiente del experimento básico, es decir, implica correr más de una vez un tratamiento o combinación de factores.
- ✓ **Aleatorización:** es la asignación aleatoria de tratamientos a las unidades experimentales. Proporciona estimaciones válidas de la varianza del error para los métodos de inferencia estadística justificados para la estimación y pruebas de hipótesis en el experimento.

2.2.7. DISEÑO FACTORIAL

Este tipo de diseño de experimento permite estudiar el efecto individual y de interacción de varios factores sobre una o varias variables de respuestas. Específicamente, el diseño o arreglo factorial, se define como el conjunto de puntos experimentales o tratamientos que pueden formarse considerando todas las posibles combinaciones de los distintos niveles de cada factor. Dichos factores pueden ser de tipo *cualitativo*, cuando sus niveles toman valores discretos o de tipo nominal que no pueden ser fracciones, y de tipo *cuantitativo* cuando sus niveles de prueba pueden tomar cualquier valor dentro de cierto intervalo.

El número de experimentos para este tipo de diseño viene dado por la siguiente ecuación:

$$\text{Nº experimentos} = (\text{niveles})^{\text{factores}} \quad (2.16) \quad (\text{Von der Becke, 2000})$$

2.2.8. METODOLOGÍA TAGUCHI

El método del Dr. Taguchi para el diseño de experimentos utiliza técnicas que implican bajos costos y que son aplicables a los problemas y requerimientos de la industria moderna. El propósito que se tiene en el diseño del producto es encontrar aquella combinación de factores que nos proporcione el desempeño más estable y confiable al precio de manufactura más bajo.

Taguchi empleó experimentos de diseño usando especialmente una tabla conocida como "arreglos ortogonales" para tratar los procesos de diseño. Los arreglos ortogonales son un conjunto especial de cuadros latinos, construidos por Taguchi para planear los experimentos del diseño del producto.

El análisis del arreglo ortogonal de Taguchi es usado para producir los mejores parámetros para el diseño óptimo del proceso, con el mínimo número de experimentos

(pruebas). Los resultados obtenidos para los arreglos ortogonales son analizados para obtener los siguientes objetivos:

A) Estimar la contribución de los factores individuales que influyen en la calidad en la etapa del diseño del producto.

B) Ganar la mejor condición para un proceso o un producto, así que las características en una buena calidad puedan ser sostenidas. (Rodríguez, 2003)

2.2.9. ANÁLISIS DIMENSIONAL

En todas las ecuaciones la homogeneidad dimensional es de gran importancia; la idea de consistencia dimensional se puede usar por medio de un procedimiento conocido como análisis dimensional, para agrupar variables de una situación dada en parámetros carentes de dimensión, menos numerosos que las variables originales. Este procedimiento resulta muy útil en los trabajos experimentales en los que el número de variables significativas, en si, representa una pesada tarea de recolección. (Welty, 1991)

En el análisis dimensional se deben establecer ciertas dimensiones como fundamentales y expresar todas las demás en términos de éstas. Todas las cantidades significativas en cuanto a la transferencia de calor se pueden expresar en términos de masa (M), temperatura (T), longitud (L), tiempo (t) y energía (E). (Incropera, 1999)

2.2.9.1. TEOREMA π DE BUCKINGHAM

El teorema pi de Buckingham es un procedimiento general para el análisis dimensional que se puede emplear ventajosamente en situaciones en donde no hay ninguna ecuación diferencial principal que se pueda aplicar.

Para usar este método inicialmente se debe obtener un listado de las variables significativas para un problema en cuestión. Luego, es necesario determinar el número de parámetros adimensionales en los que se pueden agrupar las variables. Éste número se puede determinar usando el teorema pi de Buckingham, que establece lo siguiente según Welty (1991):

El número de grupos sin dimensión que se utilizan para describir una situación dada que involucre a n variables es igual a $n - r$, donde r es el rango de la matriz dimensional de las variables.

Por lo descrito anteriormente se obtiene:

$$i = n - r \quad (2.17) \quad (\text{Welty, 1991})$$

donde:

i = Número de grupos independientes, adimensionales.

n = Número de variables principales.

r = Rango de matriz dimensional.

La matriz dimensional no es más que la matriz formada al tabular los exponentes de las dimensiones fundamentales que aparecen en cada una de las variables involucradas. (Welty, 1991)

El procedimiento general para la aplicación del teorema pi de Buckingham se presenta a continuación.

- El primer paso es construir una tabla de las variables y sus dimensiones.

TABLA 2.1
MUESTRA DEL LISTADO DE LAS VARIABLES INVOLUCRADAS CON SUS
SÍMBOLOS Y DIMENSIONES

Variable	Símbolo	Dimensiones*
Variable 1	V_1	$M^a T^b L^c t^d E^e$
Variable 2	V_2	$M^f T^g L^h t^i E^j$
Variable 3	V_3	$M^k T^l L^m t^n E^ñ$
Variable 4	V_4	$M^o T^p L^q t^r E^s$
Variable 5	V_5	$M^t T^u L^v t^w E^x$
Coefficiente convectivo	H	$T^{-1} L^{-2} t^{-1} E$

* Los subperíndices que se muestran en cada una de las dimensiones son constantes y dependen del tipo de variables involucrada.

- Antes de determinar el número de grupos independientes i , se debe conocer el valor de r (número de dimensiones involucradas), el cual para este caso es igual a 5. Por lo tanto, ya conocido el número de variables n involucradas, el número de parámetros que se pueden formar se encuentra aplicando la ecuación 2.17.

$$i = 6 - 5 = 1$$

- El parámetro adimensional tendrá el símbolo π_1 y puede formarse de varias maneras. Se debe escoger, inicialmente, un grupo básico de r variables, que consistirá en las variables que aparecen en cada uno de los grupos π_i y, entre todas, contengan todas las dimensiones fundamentales. Una forma de escoger este grupo básico es excluir de él todas las variables cuyo efecto se desee aislar. Para este ejemplo la variables que se va a excluir del grupo básico será el coeficiente convectivo, por lo tanto el grupo básico va a estar formado por el resto de las variables V_1, V_2, V_3, V_4 y V_5 , las cuales como se observa incluyen todas las dimensiones entre ellas.
- Ahora para que el grupo π_i sea adimensional se deben elevar las variables involucradas en el grupo básico a ciertos exponentes, de la siguiente manera:

$$\pi_1 = V_1^A V_2^B V_3^C V_4^D V_5^E h$$

y dimensionalmente:

$$(MTLE)^0 = (M^a T^b L^c t^d E^e)^A (M^f T^g L^h t^i E^j)^B (M^k T^l L^m t^n E^{\tilde{n}})^C (M^o T^p L^q t^r E^s)^D (M^t T^u L^v t^w E^x)^E T^{-1} L^{-2} t^{-1} E$$

- Si se igualan los exponentes de M, T, L, t y E en ambos lados de la expresión, se tiene, para M, el valor:

$$0 = a \cdot A + f \cdot B + k \cdot C + o \cdot D + t \cdot E$$

para T,

$$0 = b \cdot A + g \cdot B + l \cdot C + p \cdot D + u \cdot E - 1$$

para L,

$$0 = c \cdot A + h \cdot B + m \cdot C + q \cdot D + v \cdot E - 2$$

para t,

$$0 = d \cdot A + i \cdot B + n \cdot C + r \cdot D + w \cdot E - 1$$

y para E,

$$0 = e \cdot A + j \cdot B + \tilde{n} \cdot C + s \cdot D + x \cdot E + 1$$

- A partir de estos valores se encuentran los siguientes: $A = \alpha$, $B = \phi$, $C = \gamma$, $D = \lambda$, $E = \beta$, donde $\alpha, \phi, \gamma, \lambda, \beta$ son los valores resultantes del sistema de ecuaciones presentado anteriormente, de manera que:

$$\pi_1 = V_1^\alpha V_2^\phi V_3^\gamma V_4^\lambda V_5^\beta h$$

2.2.10. PRUEBAS PARAMÉTRICAS

En estadística paramétrica se asume que la población de la cual la muestra es extraída es normal o aproximadamente normal. Esta propiedad es necesaria para que la prueba de hipótesis sea válida.

Las pruebas paramétricas asumen que los datos de las variables a comparar se distribuyen de igual forma, pero que entre ellos existe un desplazamiento fijo; es decir, para cada valor de una muestra hay un valor igual pero incrementado en un valor constante (K), al que podríamos llamar desplazamiento. Si este valor constante se acerca al valor 0, no habría diferencias entre los grupos, ya que existiría un solapamiento entre los valores a comparar. Cuanto más se aleje del valor 0, mayores serán las diferencias. (Montgomery, 1996)

La prueba paramétrica seleccionada para este caso en particular se describe a continuación:

⊕ Prueba t pareada

La prueba de hipótesis para distribuciones normales es la prueba t pareada (Montgomery, D y Runger, G, 1996, 418) la cual también consiste en analizar las diferencias entre un par de valores aportados por ambos métodos (simulador y real), dichos valores en principio se suponen iguales. De esta manera si no existen diferencias entre los valores, entonces la media de las diferencias debe ser cero. El estadístico de prueba es:

$$t_o = \frac{\bar{d}}{s_d / \sqrt{n}} \quad (2.18)$$

donde:

\bar{d} = Media de las diferencias (°C ó kg).

s_d = Desviación estándar de las medidas (°C ó kg).

t_o = Valor del parámetro de la distribución t para un nivel de confianza de (1- α)% y u grados de libertad (adimensional).

n = Número de par de resultados (adimensional).

$$\bar{d} = \frac{\sum_{j=1}^n d_j}{n} \quad (2.19)$$

donde:

d_j = Diferencia entre un valor calculado y uno real (°C ó kg).

$$sd^2 = \frac{\sum_{j=1}^n d_j^2 - \left[\left(\sum_{j=1}^n d_j \right)^2 / n \right]}{n-1} \quad (2.20)$$

Debe rechazarse $H_0: m_1=m_2$ ($H_0: m_D=0$) si el valor del estadístico de prueba $t_o > t_{\alpha/2, n-1}$ o si $t_o < -t_{\alpha/2, n-1}$.

2.2.11. PRUEBAS NO PARAMÉTRICAS

Se denominan pruebas no paramétricas aquellas que no presuponen una distribución de probabilidad para los datos, por ello se conocen también como de distribución libre. En la mayor parte de ellas los resultados estadísticos se derivan únicamente a partir de procedimientos de ordenación y recuento, por lo que su base lógica es de fácil comprensión. Cuando trabajamos con muestras pequeñas ($n < 10$) en las que se desconoce si es válido suponer la normalidad de los datos, conviene utilizar pruebas no paramétricas, al menos para corroborar los resultados obtenidos a partir de la utilización de la teoría basada en la normal.

En estos casos se emplea como parámetro de centralización la mediana, que es aquel punto para el que el valor de X está el 50% de las veces por debajo y el 50% por encima. (Walpole, 1999)

La prueba no paramétrica seleccionada para este caso en particular se describe a continuación:

⊕ Prueba de rango con signo de Wilcoxon

Debido a que no se conoce si las temperaturas y los flujos máxicos reportados por el simulador y los obtenidos por experimentos (reales) siguen una distribución normal se aplica en primer lugar un método de prueba de hipótesis no paramétrico. Para aplicar la prueba de rango con signo de Wilcoxon (Montgomery, D y Runger, G, 1996, 819) se

debe suponer que la distribución es continua y simétrica (la media es igual a la mediana). La hipótesis de esta prueba se basa en suponer que la diferencia entre los valores reportados por el simulador y los reales es nula. Esta prueba consiste en clasificar las diferencias entre cada par de resultado en orden ascendente en cuanto a sus valores absolutos y luego enumerarlas en igual orden, colocándole el signo de la diferencia. La suma absoluta de las numeraciones positivas es llamada W^+ , mientras que la suma absoluta de las numeraciones negativas es llamada W^- , y W como el mínimo entre W^- y W^+ ($W = \text{Min}[W^-, W^+]$). Si el valor observado W es tal que $W_{\alpha} \geq W$, entonces se rechaza la hipótesis nula $H_0: m_1 = m_2$ ($H_0: m_D = 0$), donde W_{α} se obtiene de la Tabla D.2 (ver Apéndice D), considerando un $\alpha = 0,05$ y el valor de n correspondiente.

CAPÍTULO III. MARCO METODOLÓGICO

En el presente capítulo se define el tipo de investigación, la descripción del equipo y del proceso en estudio, así como también se detallan las especificaciones, partes constituyentes y el método de operación para la realización del experimento. Además, se presentan los pasos seguidos para el desarrollo y logro de cada uno de los objetivos formulados, así como las técnicas y herramientas manejadas durante su ejecución. Asimismo se describe brevemente la estructura del simulador.

De acuerdo a los objetivos planteados, la investigación a nivel de profundidad es de tipo predictiva; ya que se predice con una probabilidad de confianza el resultado del comportamiento del sistema ante situaciones futuras o antes de la experimentación en el mismo (Tamayo, 1988).

En cuanto a la estrategia o diseño de la investigación, es de tipo experimental, debido a que se controlarán las variables a diferentes condiciones de operación (Tamayo, 1988) a fin de caracterizar el sistema evaporador-condensador con el objeto de conocer su comportamiento y de esta manera comparar los datos obtenidos a través de la simulación con los reales, comprobando la confiabilidad y adaptabilidad de los modelos utilizados.

3.1. DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO

El sistema objeto de esta investigación denominado evaporador-condensador vertical, está constituido por cuatro etapas de proceso. La primera consiste en un evaporador vertical de tubos largos destinado al fenómeno de ebullición. La segunda, es un separador de fases ubicado a la salida del evaporador, con la finalidad de recircular el líquido saturado arrastrado por el vapor. La tercera etapa se refiere al condensador vertical, utilizado para condensar el vapor proveniente del evaporador. Finalmente, la cuarta etapa es un intercambiador de doble tubo empleado para subenfriar el condensado proveniente del evaporador.

3.1.1. EVAPORADOR

El diseño básico consiste en un evaporador vertical de tubo y coraza tipo 1-1 con un haz de 19 tubos en arreglo triangular, de acero inoxidable y una pulgada de diámetro externo. Posee un controlador de nivel de agua en los tubos por vasos comunicantes,

éste controlador es un dispensador cilíndrico que purga el exceso de agua alimentada al evaporador restituyendo así instantáneamente el nivel cuando se produce la evaporación.

El fluido interno consiste en agua proveniente de Hidrocentro, la cual pasa por el controlador y luego llega al interior de los tubos del evaporador, en donde experimenta un intercambio de calor con el fluido externo correspondiente al vapor saturado de agua.

Para establecer diferentes alturas de nivel, el controlador se encuentra acoplado a una tubería por medio de una perilla que fija la altura de nivel en un valor deseado. Entre el evaporador y el separador de fases existe un visor de vidrio, donde se visualiza el nivel fijado por el controlador y la estabilidad del mismo en condiciones de operación.

En el cabezal superior del evaporador se encuentra ubicado un termopar de inmersión fijo (tipo K), que mide la temperatura del vapor generado. En la línea de alimentación del lado de la coraza se encuentran dos válvulas, una de bola y otra de diafragma a través de las cuales se regula la presión, registrada en el indicador PI-1. El cabezal inferior del evaporador posee una válvula de accionamiento rápido ubicada en la parte inferior con el objeto de drenar hacia el desagüe el agua remanente, una vez concluido el proceso.

La línea de salida del condensado producido en la coraza, posee una trampa de vapor de tipo balde invertido; después de ésta se encuentra conectado un intercambiador de calor de doble tubo con el objeto de sub-enfriar el condensado proveniente del vapor y cuantificar con mayor precisión dicha masa. Justo a la salida de la trampa de vapor, se encuentra instalado un termopar de inmersión fijo (tipo K), con la finalidad de medir la temperatura de salida del condensado.

La parte exterior de la superficie del evaporador se encuentra completamente recubierta por un aislante térmico compuesto de lana mineral de 2 pulgadas de espesor, el cual se encuentra protegido por un encofrado de aluminio de $\frac{1}{2}$ milímetros de espesor. El sistema de tubería en la línea de vapor se encuentra recubierto por lana mineral.

3.1.2. SEPARADOR DE FASES

El separador de fases representa la segunda etapa del sistema; consiste en un cilindro cuya función es aprovechar la diferencia de densidades de las fases vapor y líquido; posee una capacidad de casi treinta litros, con una altura aproximada de sesenta centímetros. Por la parte superior del separador, fluye el vapor hacia el condensador y por la parte inferior se recircula el líquido saturado al evaporador por dos vías. La primera recircula al líquido a través del visor; mientras la segunda, comunica al separador con el evaporador a través del sifón. Cuando la válvula ubicada debajo del sifón se mantiene abierta durante la operación, el líquido condensado drena hacia el desagüe; en caso contrario, el líquido saturado se recircula por los tubos del evaporador. Es importante destacar que el separador de fases está recubierto de igual forma que el evaporador.

3.1.3. CONDENSADOR

La tercera etapa del sistema es el condensador vertical, es de tipo 1-1 y posee un haz de 19 tubos en arreglo triangular, de acero inoxidable y una pulgada de diámetro externo. La alimentación de éste viene dada por el vapor proveniente del separador de fases. En el cabezal superior, se encuentra instalado un termopar de inmersión fijo (tipo K) y un manómetro bourdon con escala de vacío (-30inHg a 30psig). En la salida del lado de los tubos, el condensado se drena hacia el desagüe, donde normalmente se lleva a cabo su recolección. El cabezal inferior se caracteriza por ser de mayor tamaño que el superior.

La línea de entrada del agua de enfriamiento tiene instalada un rotámetro con una apreciación de 1 gpm y rango (3-32) gpm, un termopar de inmersión fijo (tipo K) TI-1; de forma similar la línea de salida del agua de enfriamiento posee un termopar de características similares al anteriormente descrito.

3.1.4. INTERCAMBIADOR DE DOBLE TUBO

La cuarta y última etapa del sistema consta de un intercambiador de doble tubo de bronce, con un tubo exterior de 2" y uno interior de 1¼". Este equipo posee una longitud efectiva de 41 cm, 3 horquillas y se conecta al evaporador, a través de la tubería que se encuentra a la salida de la trampa de vapor. El fluido interno es el condensado

proveniente del evaporador mientras que el que circula por la región anular es agua proveniente de Hidrocentro.

3.2. DESCRIPCIÓN DEL PROCESO

El proceso que ocurre en el sistema de estudio, consiste en la generación y condensación del vapor. En el laboratorio, el objetivo de este proceso se remite a evaluar el fenómeno de transferencia de calor a través de la determinación de eficiencias, pérdidas de calor al ambiente por dos métodos (balance de energía y convección), etc.

En este sentido, inicialmente se alimenta agua de Hidrocentro al sistema, mediante dos líneas: la primera suministra el agua necesaria para garantizar un nivel fijo en los tubos; mientras que la segunda asegura el paso de agua como medio refrigerante en el condensador.

La presión de operación del vapor de agua que entra por la coraza del evaporador se regula a través de una válvula de diafragma, este vapor cede calor latente de vaporización al agua contenida en los tubos del evaporador. Una vez que comienza el proceso de ebullición, el vapor se desprende del seno del líquido arrastrando consigo gotas de agua. Al llegar al separador de fases, el vapor se dirige hacia el condensador y el líquido se recircula hacia el evaporador.

Es importante destacar que al inicio del proceso de ebullición parte del líquido saturado que se retira en el separador de fases es producto tanto de la condensación como del arrastre. Esto último se debe a que en el arranque del proceso existe un período no estacionario de estabilización en el que las temperaturas de pared se encuentran por debajo de su valor final, razón por la cual el flujo de líquido saturado producto de la condensación es mayor en el arranque de la operación que en sus condiciones estables.

En el condensador, el vapor entra por los tubos en contracorriente con el agua de enfriamiento, antes mencionada. Una vez condensado el vapor, éste se recolecta a la salida del equipo.

Por otra parte, el condensado proveniente del evaporador, se hace circular por un equipo de doble tubo con la finalidad de subenfriar esta corriente y evitar la pérdida de vapor en el flujo bifásico que se produce a la salida de la trampa de vapor, debido a el

cambio abrupto de presión; facilitando así su recolección y eliminando la necesidad de estimar dicho vapor.

3.3. DATOS TÉCNICOS DEL SISTEMA

A continuación se especifican los datos técnicos de diseño del sistema en estudio:

TABLA 3.1
DATOS TÉCNICOS DEL EVAPORADOR

Tipo:	Vertical de tubos largos
Capacidad:	0,0905 m ³ (90,52 L)
Material de haz de tubos:	Acero inoxidable
Presión máxima:	1200 psig
Diámetro de la coraza:	10 plg
Diámetro de los tubos:	1 plg (Do)
Número de tubos:	19
Número de pasos por los tubos:	1
Altura de los tubos	1,47 m
Tipo de arreglo:	Triangular

TABLA 3.2
DATOS TÉCNICOS DEL CONDENSADOR

Tipo:	Condensador subenfriador vertical
Capacidad:	0,0677 m ³ (67,72 L)
Material de haz de tubos:	Acero galvanizado
Diámetro de la coraza:	10 plg
Diámetro de los tubos:	1 plg (Do)
Número de tubos:	19
Número de pasos por los tubos:	1
Altura de los tubos	1,12 m
Tipo de arreglo:	Triangular

TABLA 3.3
DATOS TÉCNICOS DEL SEPARADOR DE FASES

Capacidad:	0,0295 m ³ (29,5 L)
Diámetro interno:	0,25 m
Altura	0,6 m

TABLA 3.4
DATOS TÉCNICOS DEL INTERCAMBIADOR DE DOBLE TUBO

Tipo:	Intercambiador tipo doble tubo
Longitud efectiva:	0,41 m
Material del equipo:	Bronce
Diámetro del tubo externo:	2 plg
Diámetro del tubo interno:	1¼ plg
Número de horquillas:	3
Longitud total:	2,46 m

3.4. METODOLOGÍA DE OPERACIÓN

En esta sección se presenta de manera ordenada los pasos a seguir para la realización de la fase experimental de la investigación con el apoyo de la Figura 3.1.

3.4.1. ARRANQUE

1. Verificar que la caldera se encuentre en operación.
2. Verificar que todas las válvulas del sistema estén cerradas.
3. Abrir HV-14 completamente hasta drenar el agua que se encuentre en el evaporador.
4. Cerrar HV-14.
5. Abrir la válvula de globo HV-1 lentamente, luego girar con cuidado en sentido horario la válvula de diafragma HV-2 hasta que la aguja del indicador PI-1 se mueva (en ese momento se verifica la entrada del vapor).
6. Abrir las válvulas HV-4 y HV-42, inmediatamente se regula la presión de operación deseada con la válvula de diafragma HV-2.

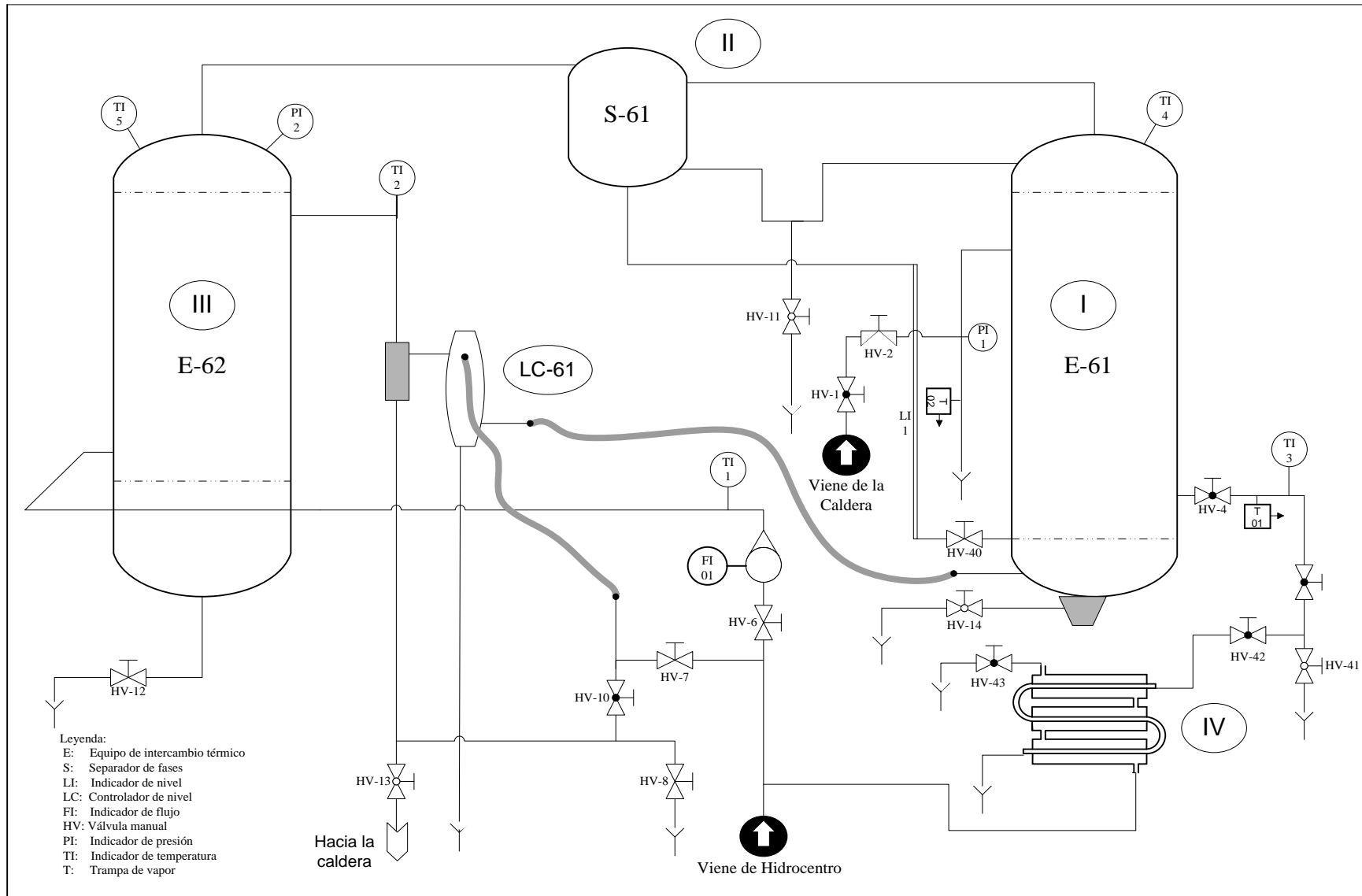


Figura 3.1 Diagrama de instrumentación y tuberías del sistema evaporador-condensador del Laboratorio de Ingeniería Química.

7. Abrir HV-43 hasta asegurar el subenfriamiento de la corriente de condensado proveniente de la trampa de vapor.
8. Verificar que las válvulas que suministran agua de Hidrocentro al sistema estén completamente abiertas y que el flujo de agua solo vaya hacia el sistema en estudio.
9. Abrir las válvulas HV-12 y HV-8.
10. Fijar el nivel de agua deseado en los tubos del evaporador (se recomienda operar primero con los niveles pequeños).
11. Abrir las válvulas HV-6 y HV-7, con cuidado. Fijar el caudal deseado y esperar que se establezca el nivel de agua en los tubos.
12. Una vez que descienda la presión de operación, regularla de nuevo con la válvula HV-2.
13. Verificar que la presión de operación, el nivel de agua en los tubos y el caudal de agua de enfriamiento se encuentren en la posición establecida.
14. Si se desea trabajar sin recirculación, abrir la válvula HV-11 ubicada en el sifón; en caso contrario, mantener cerrada dicha válvula.
15. Medir la temperatura continuamente a la salida del agua de enfriamiento en el termopar TI-2 y el flujo de condensado a la salida del evaporador hasta que se estabilice.

3.4.2. OPERACIÓN

16. Medir la temperatura puntual del vapor condensado del evaporador, haciendo uso del indicador digital. Conectar el mismo a la conexión del termopar y esperar aproximadamente 12 segundos para que se estabilice el valor de temperatura. Registrar dicho valor.
17. Medir la temperatura puntual del agua condensada del condensador, colocando el bulbo del termómetro dentro de la columna de líquido condensado. Registrar dicho valor.
18. Recolectar el condensado proveniente del evaporador y del condensador en un beaker, tomando el tiempo en que se recolecta el condensado con un cronómetro (la cantidad de condensado recolectado debe ser acorde al tamaño del recipiente). Registrar los datos

19. Pesar el beaker. Registrar valor.
20. Vaciar y secar el beaker.
21. Repetir los pasos del 18 al 20 dos veces más.
22. Tomar nota de la temperaturas registradas por los indicadores TI-01, TI-02, TI-04 y TI-05.
23. Medir y registrar la temperatura de pared del evaporador vertical en tres posiciones diferentes (inicio, medio y final).
24. Repetir los pasos del 11 al 23 para cada uno de los caudales de trabajo.
25. Repetir los pasos del 10 al 23 para cada nivel de agua por los tubos.
26. Regular la presión de operación a la deseada con la válvula de diafragma HV-2. Esperar a que el flujo de condensado a la salida de la trampa de vapor se estabilice.
27. Repetir los pasos del 10 al 26 para cada presión de operación.

3.4.3. PARADA

28. Cerrar la válvula HV-2 hasta que el indicador PI-1 indique una lectura menor de 5 psig; luego cierre la válvula HV-1, seguida de HV-2 para eliminar el suministro de vapor al sistema.
29. Cerrar el suministro de agua hacia el condensador, el evaporador y el equipo de doble tubo, una vez que la temperatura del líquido que se encuentra por los tubos del evaporador descienda por debajo de los 45 °C., mediante las válvulas HV-6, HV-7 y HV-43.
30. Purgar el agua estancada en el cabezal inferior del evaporador, mediante la válvula HV-14.
31. Cerrar el suministro de agua de Hidrocentro al sistema.
32. Drenar el agua estancada en la coraza del condensador abriendo las válvulas HV-6, HV-7, HV-10 y HV-8.
33. Verificar que todas las válvulas queden cerradas y guardar todos los instrumentos utilizados en sus respectivos sitios.
34. Pesar el beaker utilizado (limpio y seco). Registrar valor.
35. Medir y registrar la temperatura y presión ambiente.

3.4.4. MEDIDAS DE SEGURIDAD

- ✓ Se debe evitar el contacto directo de la piel con las tuberías que están desprovistas de aislantes.
- ✓ Se debe evitar el contacto directo de la piel con el condensado recolectado.
- ✓ Usar guantes al manipular las válvulas que suministran el vapor al sistema.
- ✓ Manipular con mucho cuidado los beakers usados para la recolección del condensado, si es necesario usar guantes.
- ✓ Vigilar constantemente el valor de la presión y asegurarse de establecer valores comprendidos en el rango indicado por el técnico encargado.
- ✓ Informar al personal que se encuentre cerca del equipo del riesgo que corren, para que tomen las medidas correspondientes.
- ✓ Tener cuidado a la hora de recolectar el condensado, evitando derramamientos que puedan causar accidentes posteriores.
- ✓ Al momento de manipular la válvula de diafragma hacerlo con mucha precaución y cautela, ya que se puede salir del vástago de la misma y dañar la válvula.

3.5. PROCEDIMIENTOS Y ACTIVIDADES DESARROLLADAS

En esta sección se mencionan y describen los procedimientos requeridos y actividades desarrolladas para llevar a cabo los objetivos planteados. Además, se presentan los diferentes instrumentos de recolección de datos, en los que se registra toda la información necesaria para el desarrollo de cada objetivo.

3.5.1. CARACTERIZACIÓN DEL SISTEMA EVAPORADOR-CONDENSADOR

Esta etapa consta de la revisión y comprensión del material de apoyo para la realización de la práctica en el sistema en estudio. Dicho material de apoyo esta formado por cada uno de los pasos (método operatorio) para la realización de los experimentos, el cual se presenta en la sección anterior; así como también por el diagrama de instrumentación y tuberías del sistemas evaporador-condensador (Figura 3.1) en el cual se apoya el método operatorio.

⊕ Identificación de variables

La identificación de las variables es de mucha importancia para la caracterización del sistema. Apoyándose en el método operatorio (página 42) se determina a través de

un estudio previo al sistema, cuales variables son las necesarias para la caracterización del mismo. Las diferentes condiciones de operación a las cuales se va a realizar la caracterización del sistema vienen dadas directamente por las variables que se puedan manipular y controlar directamente, entre estas variables se encuentra el caudal, el nivel de líquido en los tubos del evaporador y la presión de operación. Los datos que se obtienen de los diversos experimentos se registran en tablas como las que se muestra en el Apéndice C.

⊕ **Determinación de los flujos máxicos promedio**

En la parte experimental de la investigación se recolecta condensado tanto del evaporador como del condensador en envases previamente pesados, los cuales una vez transcurrido cierto tiempo de recolección (que es reportado a su vez) se pesan. El flujo máxico se determina por la diferencia de masa entre el envase lleno y vacío; además del tiempo de recolección de esa masa, tal como se muestra a través de la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_i = \frac{M_{ell} - M_{ev}}{t} \quad (3.1)$$

donde:

\dot{m} = Flujo máxico de i (kg/s).

M_{ell} = Masa del envase lleno (kg).

M_{ev} = Masa del envase vacío (kg).

t = Tiempo de recolección (s).

i = Condensador ó Evaporador.

Una vez obtenido el flujo máxico para cada medición se procede a calcular el flujo máxico promedio a través de la ecuación 3.2.

$$\dot{m}_{pi} = \sum_{j=1}^n \frac{\dot{m}_i}{n} \quad (3.2)$$

donde:

\dot{m}_{pi} = Flujo máxico promedio de i (kg/s).

n = Número de medidas.

Los resultados que se obtienen de las ecuaciones anteriormente descritas se reportan en una Tabla como la que se muestra a continuación:

TABLA 3.5
FLUJOS MÁSICOS PROMEDIOS DEL SISTEMA EVAPORADOR-CONDENSADOR
PARA DIVERSAS CONDICIONES DE OPERACIÓN

Presión de operación ($P_{op} \pm 0,5$) psig	Nivel de trabajo fijado ($LC \pm 0,05$) cm	Caudal de operación ($q \pm 0,5$) gpm	Flujo másico promedio de condensado del condensador ($\dot{m}_{pC} \pm$) kg/s	Flujo másico promedio de condensado del evaporador ($\dot{m}_{pC} \pm$) kg/s

⊕ Establecimiento de experimentos

Para establecer el número de experimentos, es necesario conocer los factores involucrados y los niveles de éstos factores (ecuación 2.16). Tal como se mencionó anteriormente, los factores seleccionados para establecer las condiciones de operación de la fase experimental fueron tres (3): el caudal del rotámetro ubicado a la entrada del líquido de enfriamiento que circula por la coraza del condensador, el nivel de líquido en los tubos del evaporador y la presión de operación en la coraza del evaporador. Adicionalmente, para la selección de los niveles de los factores se realiza un estudio del rango de lectura y la apreciación de cada uno de ellos.

El manómetro donde se indica la presión de operación en la coraza del evaporador posee un rango de lectura 2-30 psig con una apreciación de 1 psig; sin embargo, la presión máxima permisible del equipo es de 25 psig, debido a esto la presión máxima por motivos de seguridad es de 20 psig.

En cuanto al rotámetro, donde se indica el caudal de operación, este posee un rango de lectura 3-32 gpm con una apreciación de 1 gpm; sin embargo, el caudal máximo de trabajo es de 21 gpm, debido a limitaciones del agua suministrada por Hidrocentro y el mínimo es de 5 gpm ya que para caudales menores existen condiciones extremas donde el condensador no es capaz de convertir todo el vapor a líquido por el alto flujo másico trayendo como consecuencias desviaciones en la toma de datos.

El controlador de nivel donde se indica el nivel de líquido en los tubos del evaporador posee un rango de lectura 0-97 cm con una apreciación de 0,05 cm; sin embargo, para un nivel mayor a los 73,50 cm aproximadamente, el nivel de líquido no es estable debido a la cercanía del líquido a la recirculación del líquido saturado del separador de fases y al gran volumen de arrastre de líquido producto de la brusca ebullición que ocurre.

La variación en el nivel de líquido debe ser relativamente significativa para que se observe la modificación en el sistema. De acuerdo a las fluctuaciones del nivel para un valor establecido se fijó un valor de 14,70 cm de diferencia entre cada nivel, siendo el primer nivel de 14,70 cm ya que para un nivel igual a 0 cm no existe área de transferencia de calor entre los fluidos. Con esta amplitud se obtienen 5 niveles para este factor (14,70 cm, 29,40 cm, 44,10 cm, 58,80 cm y 73,50 cm).

Análogamente, manteniendo los cinco niveles para la presión de operación se escogieron 5 valores que abarcasen lo más posible el máximo rango de trabajo, siendo estos: 4,0 psig, 8,0 psig, 12,0 psig, 16,0 psig y 20,0 psig. Del mismo modo se escogieron los caudales de operación, resultando: 5,0 gpm, 8,0 gpm, 12,0 gpm, 16,0 gpm y 21,0 gpm.

Una vez escogidos los factores y sus respectivos niveles se puede determinar el número de experimentos a través de la ecuación 2.16, como se muestra a continuación:

$$N^{\circ} \text{ experimentos} = (5)^3 = 125$$

Ya que se requiere la realización de replicas de los experimentos, a fin de comprobar la reproducibilidad de los mismos, el número de experimentos totales se

incrementará. Para el presente trabajo de investigación se selecciona trabajar con 2 replicas de los datos principales, resultando un total de 375 experimentos.

Debido a la poca disponibilidad del equipo en estudio para la realización de las experiencias prácticas y a los gastos asociados a la utilización del mismo, se plantea realizar una reducción de los experimentos a una fracción significativa de los totales.

3.5.2. PROPOSICIÓN DE UNA CORRELACIÓN DEL COEFICIENTE CONVECTIVO INTERNO DEL EVAPORADOR

Debido a que en la actualidad no existe una correlación para una ebullición de estanque tubular (fenómeno que ocurre en la parte interna de los tubos del evaporador) en esta etapa de la investigación se requiere proponer una correlación del coeficiente convectivo interno del evaporador para así adaptar el proceso a la realidad.

Las ecuaciones utilizadas en la determinación del coeficiente convectivo son las siguientes:

$$q_{evap} = m_{evap} \cdot [Cp_L \cdot (T_{sat_{Pamb}} - T_1) + h_{fg_{Pamb}} + Cp_g \cdot (T_4 - T_{sat_{Pamb}})] \quad (3.3)$$

donde:

m_{evap} = Flujo másico de vapor producido en el evaporador (kg/s).

Cp_L = Capacidad calorífica del agua líquida a una temperatura promedio entre T_1 y $T_{sat_{Pamb}}$ (kJ/kg K).

Cp_g = Capacidad calorífica del agua gaseosa a una temperatura promedio entre T_4 y $T_{sat_{Pamb}}$ (kJ/kg K).

$T_{sat_{Pamb}}$ = Temperatura de saturación del agua a la presión ambiente (K).

T_1 = Temperatura del agua proveniente de hidrocenro (K).

$h_{fg_{Pop}}$ = Calor latente de vaporización específico del agua a la presión ambiente (kJ/kg).

T_4 = Temperatura del vapor de salida de los tubos del evaporador (K).

$$q_{se} = m_{evap} \cdot Cp_L \cdot (T_{sat_{Pamb}} - T_1) \quad (3.4)$$

donde:

q_{se} = velocidad de transferencia de calor en la etapa de subenfriamiento (kJ/s).

$$q_{sat} = m_{evap} \cdot h_{fg Pamb} \quad (3.5)$$

donde:

q_{sat} = velocidad de transferencia de calor en la etapa de saturación (kJ/s).

$$q_{sc} = m_{evap} \cdot Cp_g \cdot (T_4 - T_{sat Pamb}) \quad (3.6)$$

donde:

q_{sc} = velocidad de transferencia de calor en la etapa de sobrecalentamiento (kJ/s).

$$T_{W_o} = T_{sat Pop} - \frac{q_{evap}}{ho \cdot \pi \cdot L \cdot Nt \cdot Do} \quad (3.7)$$

donde:

T_{W_o} = Temperatura de pared externa (K).

$T_{sat Pop}$ = Temperatura de saturación del agua a la presión de operación (K).

ho = Coeficiente de convección externo (W/kg m² K).

L = Longitud de los tubos del evaporador (m).

Do = Diámetro externo de los tubos (m).

Nt = Número de tubos (adim).

$$T_{W_i} = T_{W_o} - \frac{q_{evap} \cdot Ln(D_o/D_i)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot Nt \cdot Kt} \quad (3.8)$$

donde:

D_i = diámetro interno de los tubos (m).

K_t = Conductividad térmica del acero inoxidable a temperatura promedio entre T_{W_i} y T_{W_o} (W/m K).

$$hi_{BE} = \frac{q_{evap}}{\Delta Tml_i \cdot \pi \cdot Di \cdot L \cdot Nt} \quad (3.9)$$

donde:

ΔTml_i = Promedio logarítmico de la diferencia de temperatura por dentro de los tubos (K).

hi_{BE} = Coeficiente convectivo de interno del evaporador ($W/m^2 K$)

$$\Delta Tml_{sei} = \frac{T_1 - Tsat_{Pamb}}{Ln \left| \frac{Tw_i - Tsat_{Pamb}}{Tw_i - T_1} \right|} \quad (3.10)$$

donde:

ΔTml_{sei} = Promedio logarítmico de la diferencia de temperatura de subenfriamiento por dentro de los tubos (K).

$$\Delta Tml_{sci} = \frac{Tsat_{Pamb} - T_4}{Ln \left| \frac{Tw_i - T_4}{Tw_i - Tsat_{Pamb}} \right|} \quad (3.11)$$

donde:

T_4 = Temperatura de salida del vapor del evaporador (K).

ΔTml_{sci} = Promedio logarítmico de la diferencia de temperatura de sobrecalentamiento por dentro de los tubos (K).

$$\Delta Tml_i = \frac{q_{evap}}{\frac{q_{sc}}{\Delta Tml_{sci}} + \frac{q_{sat}}{Tw_i - Tsat_{Pamb}} + \frac{q_{se}}{\Delta Tml_{sei}}} \quad (3.12)$$

Finalmente:

$$ho = 1,47 \cdot \sqrt[3]{\frac{Nt \cdot \pi \cdot Do \cdot g \cdot K_L^3 \cdot \rho_L^2}{4 \cdot m_{conde} \cdot \mu_L}} \quad (3.13)$$

donde:

ho = Coeficiente convectivo externo del evaporador ($W/m^2 K$)

K_L = Conductividad térmica de líquido saturado a temperatura promedio entre $Tsat_{Pop}$ y Two ($W/m K$).

ρ_L = Densidad de líquido saturado a temperatura promedio entre $Tsat_{Pop}$ y Two (kg/m^3).

μ_L = viscosidad de líquido saturado a temperatura promedio entre $Tsat_{Pop}$ y Two ($Pa s$).

Apoyándose en los datos recolectados durante el transcurso de la fase experimental de la investigación, los cuales se encuentran reportados en el Apéndice C, y en las ecuaciones expuestas anteriormente, se determina la ruta de cálculo que permite obtener el coeficiente convectivo interno balanceado del evaporador para cada una de las condiciones de operación. En la Figura 3.2 se muestra ésta ruta de cálculo, donde cada bloque representa la variable que se desea obtener a partir de la ecuación señalada en la línea que antecede a dicho bloque.

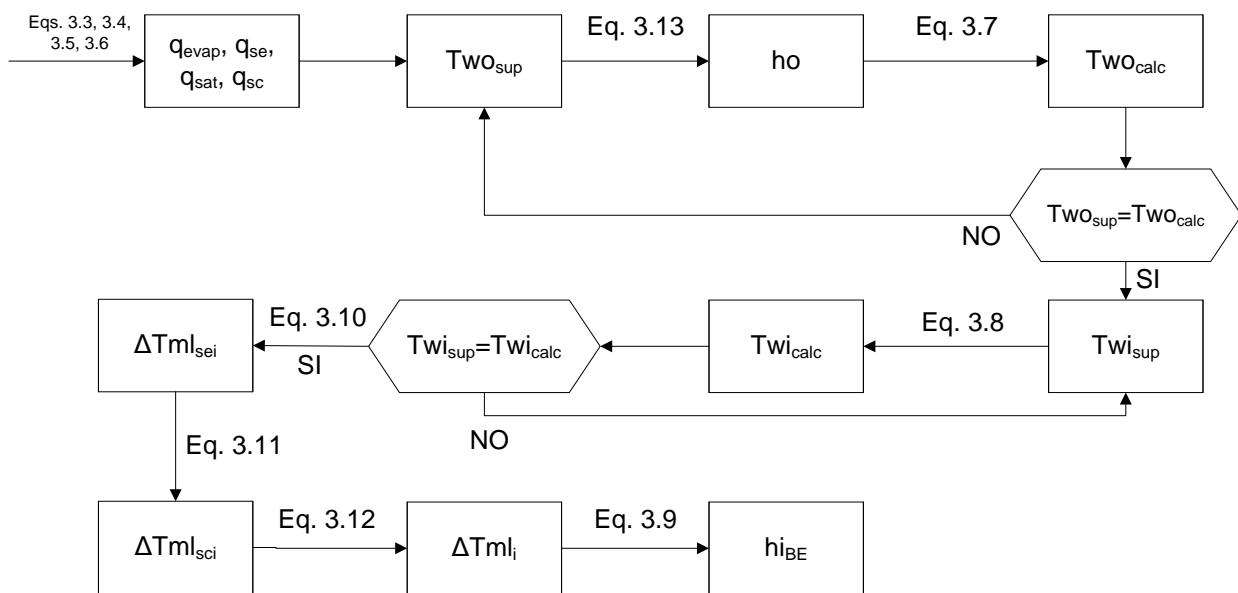


Figura 3.2 Ruta de cálculo para la determinación del coeficiente convectivo interno balanceado del evaporador.

Una vez obtenidos los coeficientes para las distintas condiciones de operación, se procede a determinar los grupos adimensionales que se encuentran involucrados en la correlación que se desea proponer. Este procedimiento se realiza a través del uso del Teorema π de Buckingham, descrito en el capítulo II, el cual se basa principalmente en el estudio de las variables involucradas en el proceso y de las dimensiones de dichas variables (análisis dimensional).

Finalmente, al obtener los grupos adimensionales involucrados se realizan diversas pruebas del comportamiento de estos grupos (apoyándose en los datos experimentales obtenidos en la fase práctica de la investigación), con el fin de

determinar la relación existente entre ellos y de esta manera obtener una correlación definida.

3.5.3. ESTABLECIMIENTO DE LOS MODELOS MATEMÁTICOS NECESARIOS PARA LA SIMULACIÓN DEL SISTEMA

Los modelos matemáticos utilizados para la modelación matemática del proceso son los que se presentan a continuación:

⊕ Evaporador

Por medio de los datos recolectados en la fase experimental del presente trabajo se observa la presencia de una zona de sobrecalentamiento en el evaporador (la temperatura T4 es mayor a la temperatura de saturación a la presión ambiente), por este motivo las ecuaciones del evaporador que se presentan a continuación contienen dicha zona.

$$m_{conde} = \frac{q_{evap}}{h_{fg Pop}} \quad (3.14)$$

donde:

m_{conde} = Flujo másico de agua condensada por la coraza del evaporador (kg/s)

q_{evap} = Velocidad de transferencia de calor transmitida al agua en los tubos (kJ/s)

$h_{fg Pop}$ = Calor latente de vaporización específico del agua a la presión de operación (kJ/kg).

$$\Delta Tml_i = \frac{q_{evap}}{hi_{BE} \cdot \pi \cdot Di \cdot L \cdot Nt} \quad (3.15)$$

donde:

ΔTml_i = Promedio logarítmico de la diferencia de temperatura por dentro de los tubos (K).

hi_{BE} = Coeficiente convectivo de interno del evaporador (W/m² K).

$$T_4 = T_{sat_{pamb}} - \Delta T_{ml_{sci}} \cdot Ln \left| \frac{T_{w_i} - T_4}{T_{w_i} - T_{sat_{pamb}}} \right| \quad (3.16)$$

donde:

T_4 = Temperatura de salida del vapor del evaporador (K).

$\Delta T_{ml_{sci}}$ = Promedio logarítmico de la diferencia de temperatura de sobrecalentamiento por dentro de los tubos (K).

$$\Delta T_{ml_{sci}} = \frac{q_{sc}}{\frac{q_{evap}}{\Delta T_{ml_i}} - \frac{q_{se}}{\Delta T_{ml_{sei}}} - \frac{q_{sat}}{T_{w_i} - T_{sat_{pamb}}}} \quad (3.17)$$

$$hi_{BE} = \frac{hi_{SE} \cdot L_{SE} + hi_{sat} \cdot L_{sat} + hi_{sc} (L - L_{sat} - L_{SE})}{L} \quad (3.18)$$

donde:

hi_{BE} = Coeficiente convectivo interno de vaporización ($W/m^2 K$).

hi_{SE} = Coeficiente convectivo interno en la etapa de subenfriamiento ($W/m^2 K$).

hi_{sat} = Coeficiente convectivo interno en la etapa de saturación ($W/m^2 K$).

hi_{sc} = Coeficiente convectivo interno en la etapa de sobrecalentamiento ($W/m^2 K$).

L_{SE} = Longitud del tubo donde ocurre la etapa de subenfriamiento (m).

L_{sat} = Longitud del tubo donde ocurre la etapa de saturación (m).

$$hi_{SE} = f(Re i)_{SE} \quad (3.19)$$

$$hi_{sc} = f(Re i)_{sc} \quad (3.20)$$

Las ecuaciones 3.19 y 3.20 van a depender del valor de Reynolds, el cual va a determinar el régimen en el que se encuentra el fluido (laminar si $Re \leq 2100$, transición si $2100 \leq Re \leq 10000$ y turbulento si $Re \geq 10000$).

$$Re_i = \frac{4 \cdot m_{evap}}{\pi \cdot Di \cdot Nt \cdot \mu_i} \quad (3.21)$$

donde:

Re_i = Número de Reynolds del flujo interno del evaporador (sub-enfriado ó sobrecalentado).

$$L_{se} = \frac{q_{se}}{hi_{se} \cdot \pi \cdot Di \cdot Nt \cdot \Delta Tm_{l_{sei}}} \quad (3.22)$$

$$L_{sat} = \frac{q_{sat}}{hi_{sat} \cdot \pi \cdot Di \cdot Nt \cdot (Twi - T_{sat_{Pamb}})} \quad (3.23)$$

$$hi_{sat} = \frac{\mu_L \cdot h_{fg_{Pamb}}}{Twi - T_{sat_{Pamb}}} \cdot \sqrt{\frac{g \cdot (\rho_L - \rho_v)}{\sigma_L}} \cdot \left[\frac{Cp_L \cdot (Twi - T_{sat_{Pamb}})}{0,013 \cdot h_{fg_{Pamb}} \cdot Pr_L} \right] \quad (3.24)$$

donde:

σ_L = Tensión superficial del agua (N/m).

Adicionalmente a las ecuaciones presentadas se utilizan las ecuaciones 3.3, 3.4, 3.5, 3.6, 3.7, 3.8, 3.10 y 3.13 expuestas en el desarrollo de la metodología del objetivo anterior. La ruta de cálculo a seguir es la siguiente:

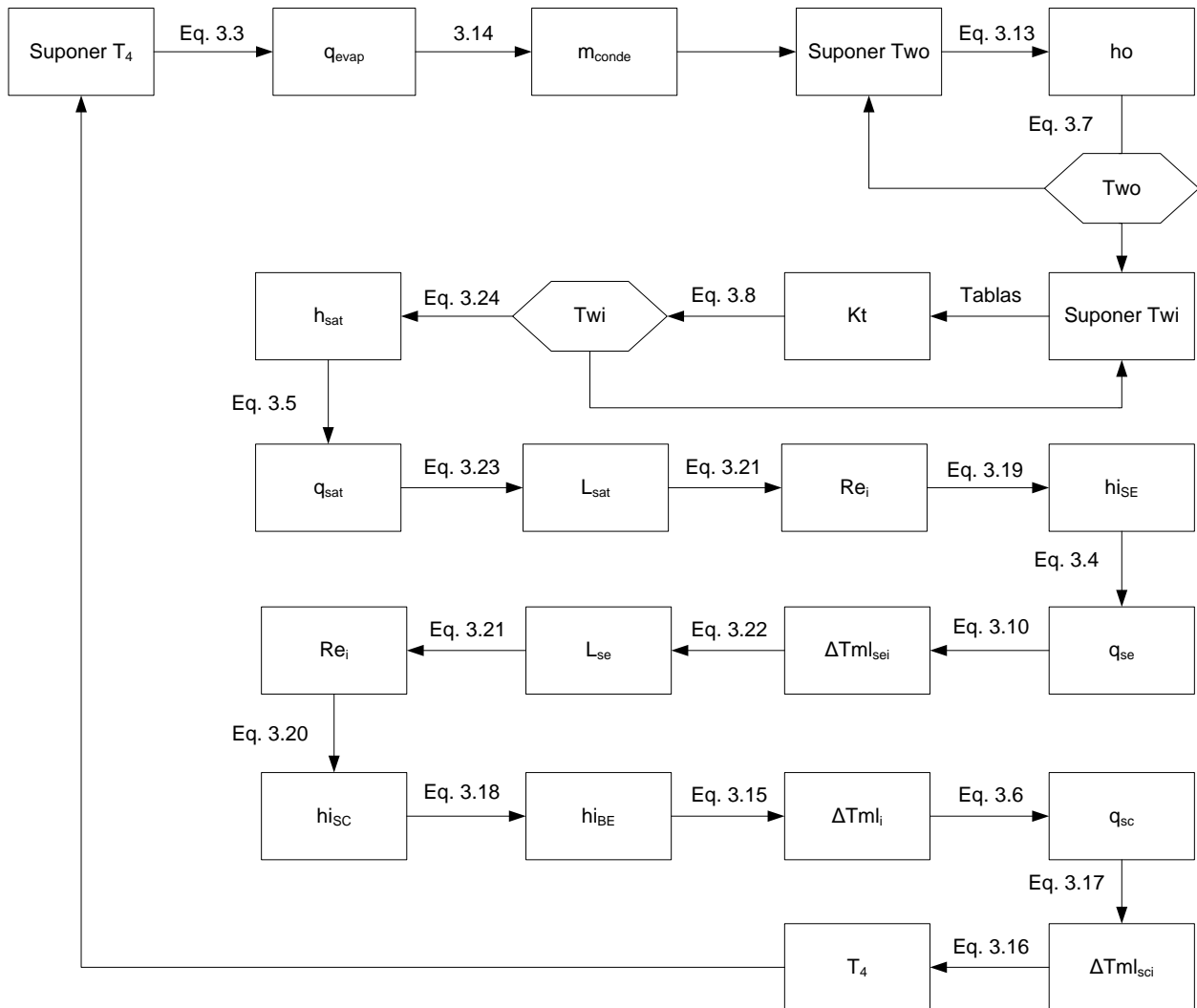


Figura 3.3 Ruta de cálculo para la modelación matemática del evaporador mediante ecuaciones bibliográficas.

Por otra parte, la incorporación de la correlación propuesta en el objetivo anterior modifica la ruta de cálculo expuesta en la Figura 3.3, producto de que las ecuaciones 3.18, 3.19, 3.20, 3.22, 3.23 y 3.24 se van a sustituir por dicha correlación.

La ruta de cálculo con la incorporación de la correlación propuesta en el objetivo anterior es la siguiente:

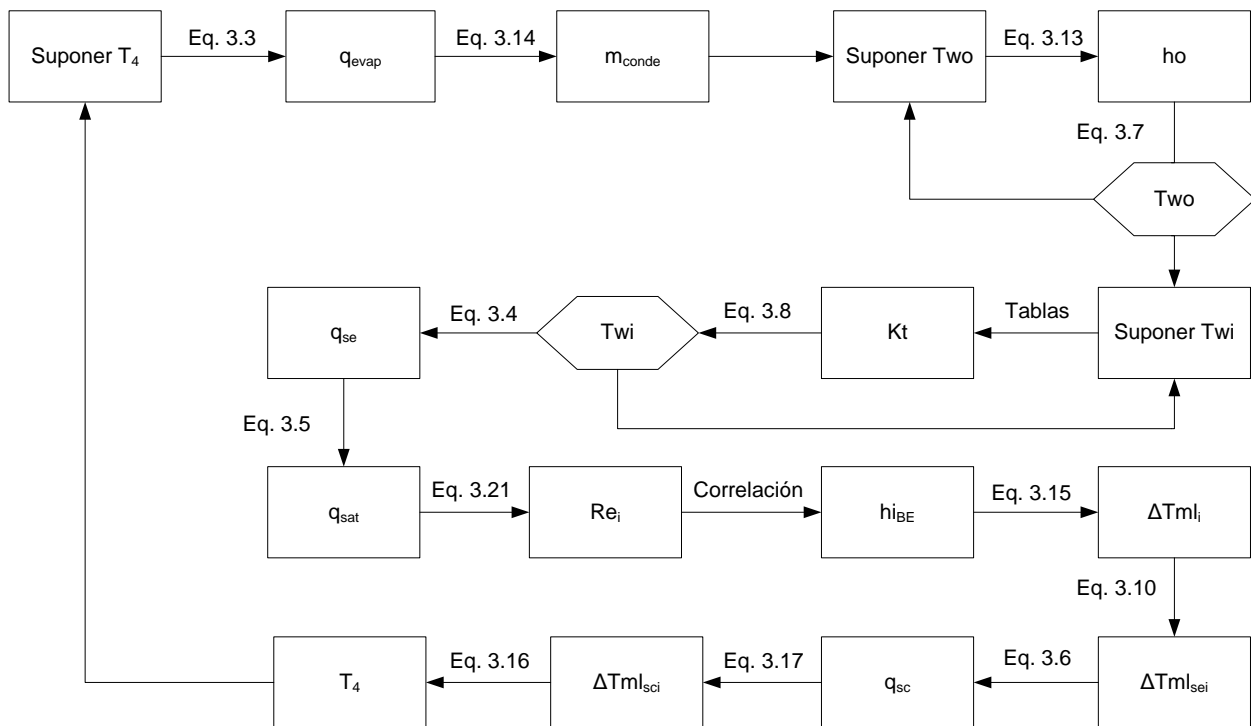


Figura 3.4 Ruta de cálculo para la modelación matemática del evaporador incorporación la correlación propuesta en el objetivo 2.

⊕ Condensador

La modelación matemática del condensador necesita ciertas suposiciones, entre las cuales se encuentran:

- ✓ La temperatura del fluido que proviene del evaporador T_5 (según se muestra en la Figura 3.1) se asume como la temperatura de saturación a la presión ambiente, debido a la presencia de un separador de fases (en el cual el condensado es separado del vapor y recirculado al evaporador, obteniendo vapor saturado a la entrada del condensador).
- ✓ Para lograr simplificaciones en el cálculo, se asume que la temperatura de pared interna y externa del condensador son iguales ($T_{wi} = T_{wo} = T_w$).
- ✓ Debido a la presencia de temperaturas de cruce, tal como se muestra en la Figura 3.5 y se comprueba en las tablas de datos del Apéndice C, no se puede asumir un comportamiento constante de la temperatura de pared del condensador. Para efecto de este trabajo se asume el comportamiento de ésta

temperatura de dos maneras, las cuales se ilustran en la Figura 3.5, éstas vías se denominan, caso a: cuando la temperatura de pared se comporta como el fluido caliente y caso b: cuando la temperatura de pared se comporta como el fluido frío.

- ✓ La temperatura de pared en el terminal frío (T_{W_f}) es igual al promedio de las temperaturas del fluido frío y caliente en el mismo terminal, como se muestra en la siguiente ecuación:

$$T_{W_f} = \frac{T_1 + T_6}{2} \quad (3.25)$$

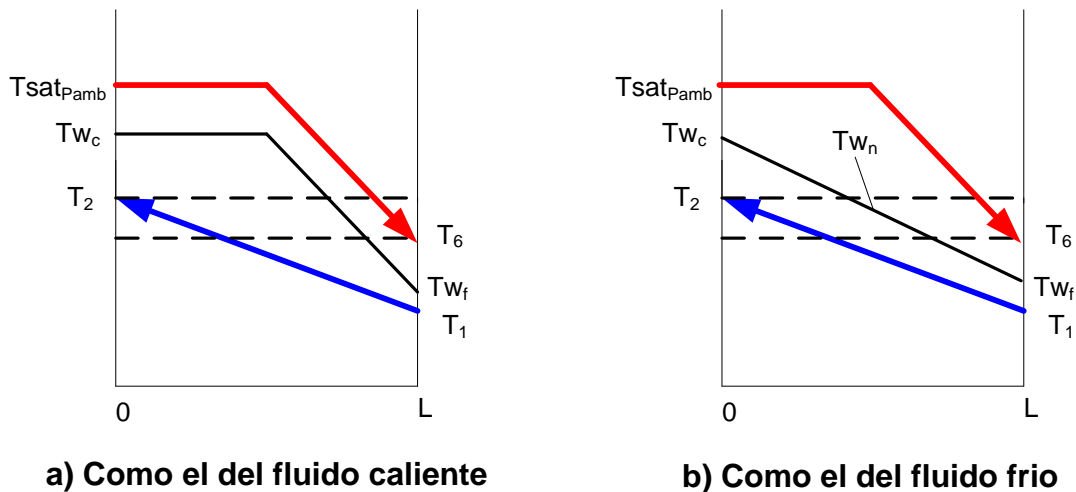


Figura 3.5 Comportamiento de la temperatura de pared del condensador.

Caso A:

Las ecuaciones que permiten modelar el comportamiento del condensador matemáticamente son las siguientes:

$$q_{cond} = \rho_{H_2O} \cdot Q \cdot [Cp \cdot (T_2 - T_1)] \quad (3.26)$$

donde:

q_{cond} = Velocidad de transferencia de calor en el condensador (J/s).

ρ_{H_2O} = Densidad del agua de enfriamiento a la entrada del condensador a T_1 (Kg/m^3).

Q = Caudal del agua a la entrada del agua de enfriamiento (m^3/s).

T_1 = Temperatura del agua de enfriamiento a la entrada del condensador ($^{\circ}C$).

T_2 = Temperatura del agua de enfriamiento a la salida del condensador ($^{\circ}C$).

C_p = Capacidad calorífica del agua de enfriamiento del condensador a una temperatura promedio entre T_1 y T_2 (J/kg K).

$$m_{evap} = \frac{q_{cond}}{h_{fg\ Pamb} + Cp_L \cdot (T_{sat\ Pamb} - T_6)} \quad (3.27)$$

$$\Delta Tml_{BC} = \frac{q_{cond}}{hi_{BE} \cdot \pi \cdot Di \cdot L \cdot Nt} \quad (3.28)$$

$$q_{satc} = m_{evap} \cdot h_{fg\ Pamb} \quad (3.29)$$

$$q_{sec} = m_{evap} \cdot Cp_L \cdot (T_{sat\ Pamb} - T_6) \quad (3.30)$$

$$T_6 = T_{sat\ Pamb} - Tw_c + Tw_f - \Delta Tml_{iSE} \cdot Ln \left| \frac{T_{sat\ Pamb} - Tw_c}{T_6 - Tw_f} \right| \quad (3.31)$$

$$\Delta Tml_{iSE} = \frac{q_{sec}}{\frac{q_{cond}}{\Delta Tml_{BC}} - \frac{q_{satc}}{T_{sat\ Pamb} - Tw_c}} \quad (3.32)$$

$$hi_{sat} = 1,47 \cdot \sqrt[3]{\frac{Nt \cdot \pi \cdot Di \cdot g \cdot K_L^3 \cdot \rho_L^2}{4 \cdot m_{evap} \cdot \mu_L}} \quad (3.33)$$

$$L_{sat} = \frac{q_{sat}}{hi_{sat} \cdot \pi \cdot Di \cdot Nt \cdot (T_{sat\ Pamb} - Tw_c)} \quad (3.34)$$

$$hi_{SE} = f(Re)_{SE} \quad (3.35)$$

La ecuación 3.35, al igual que las ecuaciones 3.19 y 3.20, va a depender del valor de Reynolds, el cual va a determinar el régimen en el que se encuentra el fluido (laminar si $Re \leq 2100$, transición si $2100 \leq Re \leq 10000$ y turbulento si $Re \geq 10000$).

$$Re_i = \frac{4 \cdot m_{evap}}{\pi \cdot Di \cdot Nt \cdot \mu_i} \quad (3.36)$$

$$hi_{BC} = \frac{hi_{sat} \cdot L_{sat} + hi_{SE} \cdot (L - L_{sat})}{L} \quad (3.37)$$

$$\Delta Tml_{OSE} = \frac{q_{SEC}}{ho_{SEC} \cdot \pi \cdot Do \cdot (L - L_{sat}) \cdot Nt} \quad (3.38)$$

$$Tw_c = T_i + Tw_f - T_1 + \Delta Tml_{oSE} \cdot Ln \left| \frac{Tw_c - T_i}{Tw_f - T_1} \right| \quad (3.39)$$

$$Ti = T_2 - \frac{m_{evap} \cdot h_{fg \text{ Pamb}}}{\rho_{H_2O} \cdot Q \cdot Cp_L} \quad (3.40)$$

$$ho_{sec} = \frac{K_f \cdot \pi \cdot Do \cdot J_H \cdot Pr^{1/3}}{3,44 \cdot Pt^2 - \pi \cdot Do^2} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (3.41)$$

$$Re_o = \frac{(3,44 \cdot Pt^2 - \pi \cdot Do^2) \cdot \rho_{H_2O} \cdot Q \cdot Pt}{\pi \cdot Do \cdot Ds \cdot L \cdot (Pt - Do) \cdot \mu_0} \quad (3.42)$$

$$\Delta Tml_o = \frac{q_{cond}}{ho \cdot \pi \cdot Do \cdot L \cdot Nt} \quad (3.43)$$

$$ho = \frac{K_f \cdot \pi \cdot Do \cdot J_H \cdot Pr^{1/3}}{3,44 \cdot Pt^2 - \pi \cdot Do^2} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (3.44)$$

$$T_2 = T_i - \left[\frac{q_{sat}}{\frac{q_{cond}}{\Delta Tml_o} - \frac{q_{sec}}{\Delta Tml_{OSE}}} \right] \cdot Ln \left| \frac{Tw_c - T_2}{Tw_c - T_i} \right| \quad (3.45)$$

El parámetro J_H que se presenta en las ecuaciones 3.41 y 3.44 se busca en una gráfica que depende de dos parámetros principalmente, el Reynolds (el cual se calcula en ambos casos a través de la ecuación 3.42) y el corte de los deflectores. Para el equipo en estudio la utilización de ecuaciones bibliográficas que involucren este parámetro trae como consecuencia una gran desviación en los resultados, producto de que el condensador en estudio no presenta deflectores. Por tal razón es necesaria la proposición de una correlación del coeficiente convectivo externo del condensador, con la finalidad de evitar el error que se genera al emplear dichas ecuaciones y una modelación más real del equipo. La proposición de esta correlación se encuentra detallada más adelante.

La ruta de cálculo para este caso se observa en la Figura 3.6.

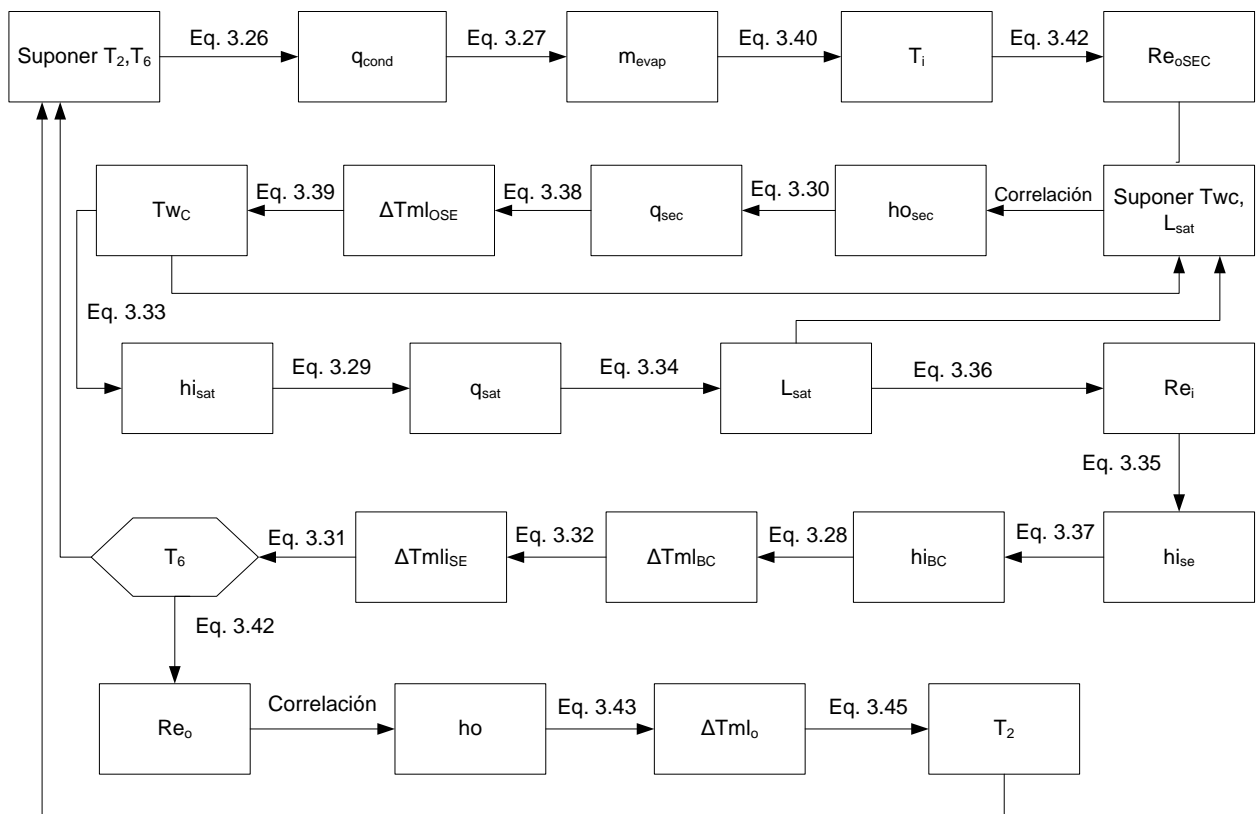


Figura 3.6 Ruta de cálculo para la modelación matemática del condensador asumiendo el comportamiento de la temperatura de pared como la del fluido caliente.

Caso B:

En este caso las ecuaciones empleadas para modelar el comportamiento del condensador matemáticamente son las planteadas anteriormente, exceptuando las ecuaciones 3.31, 3.32, 3.34, 3.39 y 3.45; las cuales son sustituidas por las siguientes ecuaciones:

$$T_6 = Tsat_{Pamb} - Tw_n + Tw_f - \Delta Tml_{iSE} \cdot Ln \left| \frac{Tsat_{Pamb} - Tw_n}{T_6 - Tw_f} \right| \quad (3.46)$$

$$\Delta Tml_{iSE} = \frac{q_{sec}}{\frac{q_{cond}}{\Delta Tml_{BC}} - \frac{q_{satc}}{\Delta Tml_{isat}}} \quad (3.47)$$

$$L_{sat} = \frac{q_{sat}}{hi_{sat} \cdot \pi \cdot Di \cdot Nt \cdot \Delta Tml_{isat}} \quad (3.48)$$

$$Tw_n = T_i + Tw_f - T_1 + \Delta Tml_{oSE} \cdot Ln \left| \frac{Tw_n - T_i}{Tw_f - T_1} \right| \quad (3.49)$$

$$T_2 = Tw_c - Tw_n + T_i - \Delta Tml_{osat} \cdot Ln \left| \frac{Tw_c - T_2}{Tw_n - T_i} \right| \quad (3.50)$$

La incorporación de estas ecuaciones originan dos nuevas incógnitas (ΔTml_{isat} y Tw_n), por lo que se requiere adicionar dos ecuaciones que involucren esas incógnitas para restaurar la homogeneidad en el sistema, la primera de dichas ecuaciones viene dada por la siguiente expresión:

$$\Delta Tml_{isat} = \frac{(Tsat_{Pamb} - Tw_c) - (Tsat_{Pamb} - Tw_n)}{Ln \left| \frac{Tsat_{Pamb} - Tw_c}{Tsat_{Pamb} - Tw_n} \right|} \quad (3.51)$$

Por otra parte, la expresión que relaciona la variable T_{w_n} con otras variables se obtiene a partir de la ecuación de la recta, ya que este es el comportamiento que presenta la temperatura de pared en este caso. Para definir la ecuación de una recta sólo hace falta conocer dos puntos, en este caso dichos puntos son conocidos, tal como se muestra en la Figura 3.7.

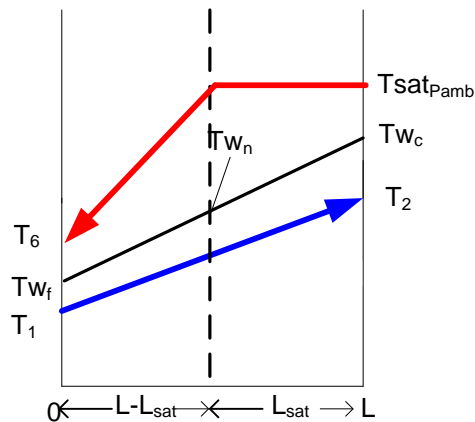


Figura 3.7 Comportamiento lineal de la temperatura de pared con dos puntos conocidos.

La ecuación de la recta viene dada por la siguiente expresión:

$$T(x) = ax + b \quad (3.52)$$

donde:

$T(x)$ = Temperatura de la pared del tubo del condensador en la longitud x del tubo ($^{\circ}\text{C}$).

a = Pendiente de la recta ($^{\circ}\text{C}/\text{m}$).

b = Ordenada de la recta ($^{\circ}\text{C}$).

x = Longitud de la tubería (m).

De la Figura 3.7 se obtienen tres condiciones; la primera para $x = 0 \rightarrow T(0) = T_{w_f}$, la segunda para $x = L \rightarrow T(L) = T_{w_c}$ y la tercera para $x = L - L_{sat} \rightarrow T(L - L_{sat}) = T_{w_n}$. Al sustituir las dos primeras condiciones (puntos conocidos) en la ecuación 3.52, se obtiene:

$$T_{w_f} = b \quad (3.53)$$

$$T_{w_c} = aL + b \quad (3.54)$$

A través de las ecuaciones 3.53 y 3.54 se obtienen los valores de $a = \frac{T_{W_c} - T_{W_f}}{L}$ y $b = T_{W_f}$. Al sustituir estos valores en la ecuación 3.52 y aplicar la tercera condición se obtiene:

$$T_{W_n} = \frac{T_{W_c} - T_{W_f}}{L} \cdot (L - L_{sat}) + T_{W_f} \quad (3.55)$$

La ruta de cálculo para modelar matemáticamente el condensador para el caso b es la siguiente:

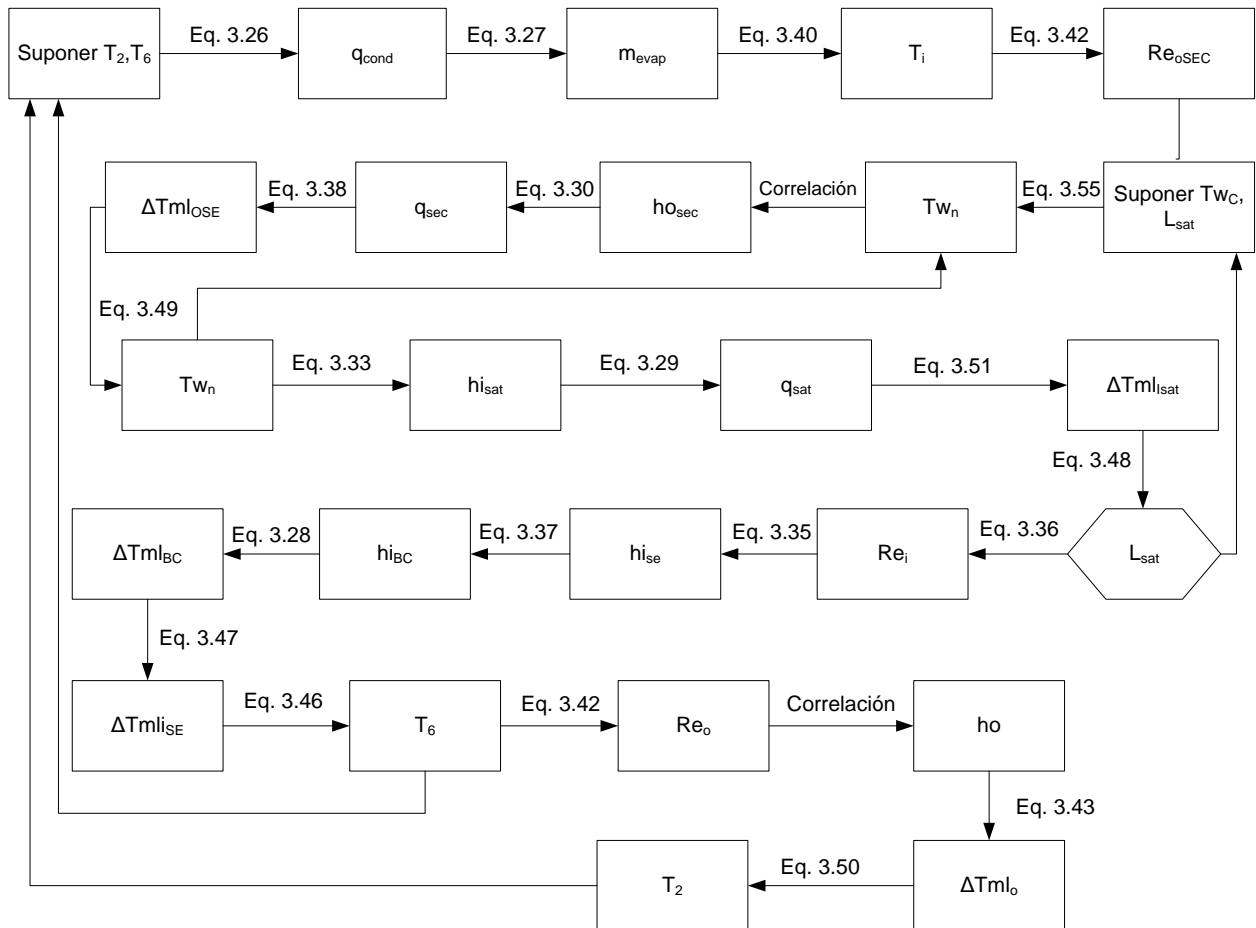


Figura 3.8 Ruta de cálculo para la modelación matemática del condensador asumiendo el comportamiento de la temperatura de pared como la del fluido frío.

⊕ Determinación del coeficiente convectivo externo del condensador

La determinación de una correlación del coeficiente convectivo externo del condensador es fundamental para erradicar el error que origina el uso de las ecuaciones bibliográficas 3.41 y 3.44 tal como se explicó anteriormente; para esto es necesario determinar el coeficiente convectivo externo del condensador para distintas condiciones de operación, apoyándose en los datos recolectados durante el transcurso de la fase experimental de la investigación, los cuales se encuentran reportados en el Apéndice C.

Esta etapa, al igual que en la que se modela matemáticamente el condensador, consta de dos casos debido a que depende del comportamiento de la temperatura de pared de la tubería del condensador. El caso donde el comportamiento de la temperatura de pared es como la del fluido caliente se le denomina caso A, siendo el caso B cuando el comportamiento de dicha temperatura es como la del fluido frío. Cabe destacar que las suposiciones realizadas en la etapa anterior (Condensador) son extrapolables a esta etapa.

Caso A:

Las ecuaciones empleadas en la determinación del coeficiente convectivo externo del condensador se presentan a continuación.

$$\Delta Tm_{iSE} = \frac{(T_{sat_{Pamb}} - Tw_c) - (T_6 - Tw_f)}{Ln \left| \frac{T_{sat_{Pamb}} - Tw_c}{T_6 - Tw_f} \right|} \quad (3.56)$$

$$\Delta Tm_{BC} = \frac{q_{cond}}{\frac{q_{sec}}{\Delta Tm_{iSE}} + \frac{q_{sat}}{T_{sat_{Pamb}} - Tw_c}} \quad (3.57)$$

$$hi_{BC} = \frac{q_{cond}}{\Delta Tm_{BC} \cdot \pi \cdot Di \cdot L \cdot Nt} \quad (3.58)$$

$$Tw_c = T_{sat_{Pamb}} - \frac{q_{sat}}{hi_{sat} \cdot \pi \cdot Di \cdot Nt \cdot L_{sat}} \quad (3.59)$$

$$L_{sat} = \frac{(hi_{BC} - hi_{SE})}{(hi_{sat} - hi_{SE})} \cdot L \quad (3.60)$$

$$\Delta Tml_o = \frac{q_{cond}}{q_{sat} \cdot Ln \left| \frac{Tw_c - T_2}{Tw_c - T_i} \right| - \frac{q_{sec} \cdot Ln \left| \frac{Tw_c - T_i}{Tw_f - T_1} \right|}{(Tw_c - T_{i2}) - (Tw_f - T)}} \quad (3.61)$$

$$ho = \frac{q_{cond}}{\pi \cdot Do \cdot Nt \cdot L \cdot \Delta Tml_o} \quad (3.62)$$

$$q_{cond} = m_{evap} \cdot [h_{fg Pamb} + Cp_L \cdot (T_{sat Pamb} - T_6)] \quad (3.63)$$

Adicionalmente a las ecuaciones antes expuestas, se utilizan las ecuaciones 3.29, 3.30, 3.33, 3.35 y 3.36. Por otra parte, la ruta de cálculo empleada se muestra en la Figura 3.9.

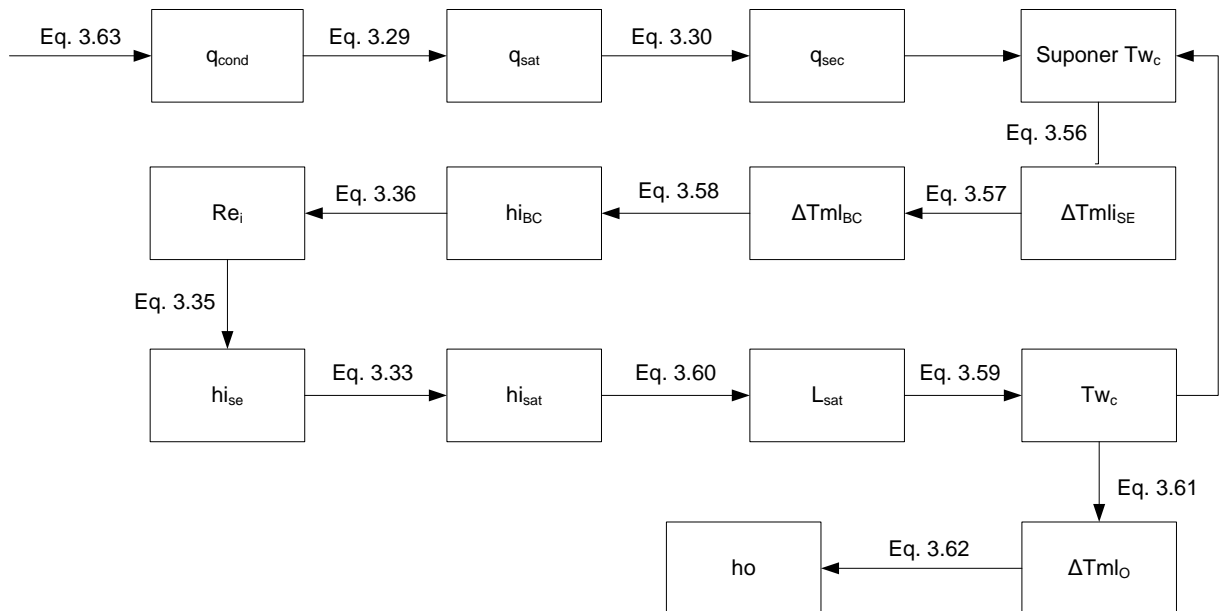


Figura 3.9 Ruta de cálculo para la determinación del coeficiente convectivo externo del condensador asumiendo el comportamiento de la temperatura de pared como la del fluido caliente.

Caso B:

Para este caso las ecuaciones empleadas para determinar el coeficiente convectivo externo del condensador son las presentadas a continuación:

$$\Delta Tm_{iSE} = \frac{(T_{sat_{Pamb}} - Tw_n) - (T_6 - Tw_f)}{Ln \left| \frac{T_{sat_{Pamb}} - Tw_n}{T_6 - Tw_f} \right|} \quad (3.64)$$

$$\Delta Tm_{BC} = \frac{q_{cond}}{\frac{q_{sec}}{\Delta Tm_{iSE}} + \frac{q_{satc}}{\Delta Tm_{isat}}} \quad (3.65)$$

$$\Delta Tm_{isat} = \frac{q_{sat}}{hi_{sat} \cdot \pi \cdot Di \cdot Nt \cdot L_{sat}} \quad (3.66)$$

$$\Delta Tm_o = \frac{(Tw_c - T_2) - (Tw_f - T_1)}{Ln \left| \frac{Tw_c - T_2}{Tw_f - T_1} \right|} \quad (3.67)$$

Adicionalmente a las ecuaciones anteriormente expuestas se emplean las ecuaciones 3.58, 3.60, 3.62 y 3.63. De forma similar al caso B de la etapa anterior se utilizan las ecuaciones 3.51 y 3.55 por la incorporación de dos nuevas incógnitas (las cuales se reportan en la etapa anterior), modificando la ruta de cálculo que se muestra en la Figura 3.9 de la siguiente manera:

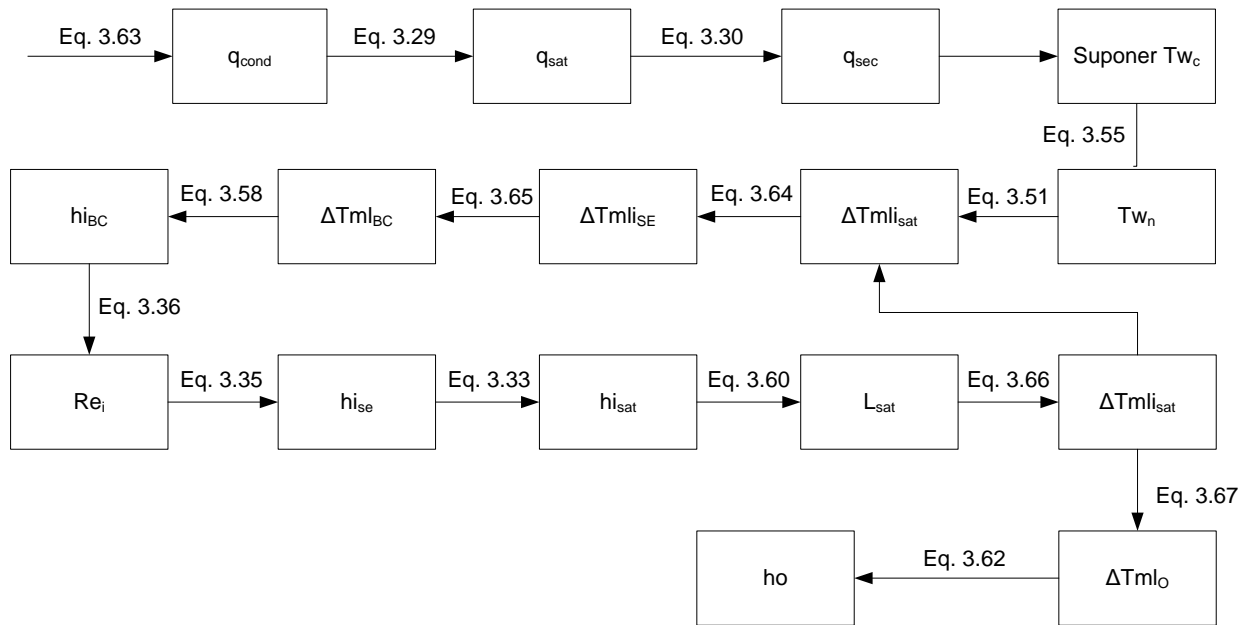


Figura 3.10 Ruta de cálculo para la determinación del coeficiente convectivo externo del condensador asumiendo el comportamiento de la temperatura de pared como la del fluido frío.

Una vez obtenidos los coeficientes para las distintas condiciones de operación, se procede de forma análoga a la determinación de la correlación planteada en la metodología del objetivo anterior.

3.5.4. DESARROLLO DE LAS SUBROUTINAS NECESARIAS EN EL LENGUAJE DE PROGRAMACIÓN A UTILIZAR

En la identificación del mejor lenguaje de programación se encuentra el lenguaje ANSI C ya que el mismo posee las siguientes ventajas:

- ✓ Lenguaje muy eficiente puesto que es posible utilizar sus características de bajo nivel para realizar implementaciones óptimas.
- ✓ El lenguaje C se conoce como un lenguaje compilado, es decir, convierte el código fuente en un fichero objeto y éste en un fichero ejecutable.
- ✓ A pesar de su bajo nivel es el lenguaje más portado en existencia, habiendo compiladores para casi todos los sistemas conocidos.

- ✓ Es un lenguaje portable, ya que permite utilizar el mismo código en diferentes equipos y sistemas informáticos: el lenguaje es independiente de la arquitectura de cualquier máquina en particular.
- ✓ Es un lenguaje relativamente pequeño; se puede describir en poco espacio y aprender rápidamente.
- ✓ Proporciona facilidades para realizar programas modulares y/o utilizar código o bibliotecas existentes.

El conocimiento del lenguaje de programación se fundamenta en aprender:

- ✓ Los elementos del lenguaje: crear un nuevo proyecto, configurarlo, guardarlo, ejecutarlo, depurarlo y manejar las librerías y funciones que provee el lenguaje.
- ✓ Los fundamentos de programación: utilizar identificadores, constantes, variables y punteros, conocer los tipos de datos provistos por el lenguaje y los propios, reconocer los operadores aritméticos, lógicos, de comparación, así como las librerías de las contenedoras de los mismos, de las estructuras de control, tales como If-Else, Switch.
- ✓ Las funciones del lenguaje: entre las cuales están las funciones matemáticas, la función scandf, la función printf. para la entrada y salida de datos por archivos.
- ✓ Las subrutinas, procedimientos y funciones.
- ✓ El manejo de flujos de información para la mejor gestión de las bases de datos.

3.5.5. DISEÑO DE LA INTERFAZ GRÁFICA DEL PROGRAMA DE SIMULACIÓN

Al identificar el lenguaje se encuentra que, el lenguaje que se utiliza es el Visual Basic el cual posee propiedades muy poderosas para la gestión de interfaz gráfica ya que Visual Basic es una herramienta de diseño de aplicaciones para Windows, en la que estas se desarrollan en una gran parte a partir del diseño de una interfaz gráfica. En una aplicación Visual Basic, el programa está formado por una parte de código puro, y otras partes asociadas a los objetos que forman la interfaz gráfica.

La creación de un programa bajo Visual Basic lleva los siguientes pasos:

- **Análisis** Es el estudio de las necesidades que han dado origen a la creación de ese programa.
- **Creación de un interfaz de usuario.** Esta interfaz será la principal vía de comunicación hombre máquina, tanto para salida de datos como para entrada.

- **Definición de las propiedades de los controles** – Se dará la forma, posición, y todas las características necesarias a los controles que hayamos colocado en ese formulario.
- **Generación del código asociado a los eventos que ocurran a estos controles.** A la respuesta a estos eventos (click, doble click, una tecla pulsada, etc.) le llamamos Procedimiento, y deberá generarse de acuerdo a las necesidades del programa.
- **Generación del código del programa.** Un programa puede hacerse solamente con la programación de los distintos procedimientos que acompañan a cada objeto. Sin embargo, VB ofrece la posibilidad de establecer un código de programa separado de estos eventos.

Pero ante de seguir estos pasos se debe estudiar y aprender con se usan sus comandos. Es por ello que este aprendizaje se enfoca principalmente en lo siguiente:

- ✓ Creación de ventanas, de los bloques de botones de las ventanas así como los menú.
- ✓ Asignación de las propiedades de los botones y de cada uno de los elementos existentes en la interfaz así como las respuestas a ciertos eventos originados o dados por el usuario.
- ✓ La creación de ficheros para la transición de datos entre la interfaz y el núcleo del programa que es un archivo ejecutable que es el que se encarga de realizar absolutamente todos los cálculos.
- ✓ La toma de información de datos de un fichero a la interfaz con el usuario una vez hecha la simulación.
- ✓ Creación de ventanas para avisos de sugerencia y errores como son las msgbox, ventanas para la abrir y guardar archivos.

3.5.6. VALIDAR EL SOFTWARE DE SIMULACIÓN MEDIANTE LOS MÉTODOS ESTADÍSTICOS MÁS ADECUADOS

En esta sección se determina si la diferencia entre los resultados aportados por el simulador y los valores reales es despreciable, a través de la aplicación de métodos estadísticos de pruebas de hipótesis.

⊕ Prueba de rango con signo de Wilcoxon

A continuación se describe el procedimiento para la aplicación de la prueba de rango con signo de Wilcoxon.

- ✓ Se determinan las diferencias entre cada par de resultados y luego se clasifican en orden ascendente en cuanto a sus valores absolutos.
- ✓ Posteriormente se enumeran en igual orden asignándole el signo de la diferencia correspondiente.
- ✓ Las numeraciones positivas se suman y el resultado se le asigna a la variable W^+ ; de la misma manera la suma absoluta de las numeraciones negativas se le asigna a la variable W^- .
- ✓ Por otra parte, el mínimo valor entre las dos variables antes mencionado se establece como el valor de W .
- ✓ Luego, conocido el número de resultados y escogido el nivel de significancia se determina el valor crítico (W_{α}') de la Tabla D.2 (Apéndice D) y se compara con W .
- ✓ Si el valor observado W es tal que $W_{\alpha}' \geq W$, entonces se rechaza la hipótesis nula $H_0: m_1=m_2$ ($H_0: m_D=0$).

⊕ Prueba t pareada

A continuación se describe el procedimiento para la aplicación de la prueba t pareada.

- ✓ Al igual que en el método anterior se determinan las diferencias entre cada par de resultados.
- ✓ Posteriormente se procede a determinar la media y la muestrales de las diferencias, a través de las ecuaciones 2.19 y 2.20, respectivamente.
- ✓ Una vez obtenidos estos valores se determina el estadístico de prueba a través de la ecuación 2.18.
- ✓ Luego, se determina el valor crítico de esta prueba, conociendo los grados de libertad y el nivel de significancia.

Finalmente, debe rechazarse $H_0: m_1=m_2$ ($H_0: m_D=0$) si el valor del estadístico de prueba $t_o > t_{\alpha/2, n-1}$ o si $t_o < -t_{\alpha/2, n-1}$.

3.6. DIAGRAMA DE FLUJO DEL SIMULADOR

En la Figura 3.11 se presenta el algoritmo general del modelaje del sistema evaporador-condensador.

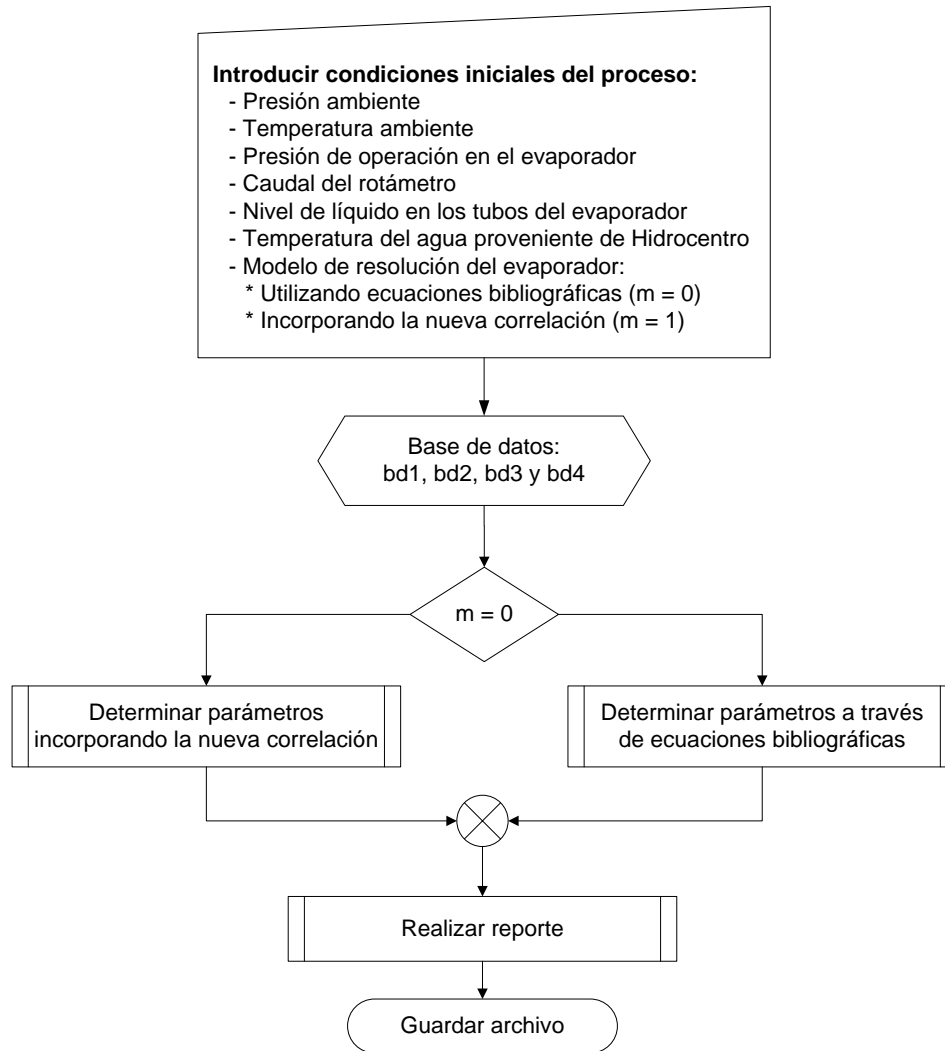


Figura 3.11 Diagrama de flujo general del simulador.

3.7. MÓDULOS DEL PROGRAMA

A continuación se listan las diferentes funciones empleados para el desarrollo del simulador.

- ✓ **Función BUSCAR (float):** Se encarga de buscar e interpolar, si es necesario, la propiedad que se está buscando, a través de la temperatura o la presión, para algunos casos. Para ello busca en la base de datos correspondiente a la propiedad incógnita.

- ✓ **Función DTMLI (float):** se encarga de arrojar el promedio logarítmico de la diferencia de temperaturas interno del evaporador.
- ✓ **Función DTMLISE (float):** se encarga de arrojar el promedio logarítmico de la diferencia de temperaturas interno del condensador en la zona de subenfriamiento.
- ✓ **Función DTMLOSE (float):** se encarga de arrojar el promedio logarítmico de la diferencia de temperaturas externo del condensador en la zona de subenfriamiento.
- ✓ **Función DTMLSCI (float):** se encarga de arrojar el promedio logarítmico de la diferencia de temperaturas interno del evaporador en la zona de sobrecalentamiento.
- ✓ **Función DTMLSEI (float):** se encarga de arrojar el promedio logarítmico de la diferencia de temperaturas interno del evaporador en la zona de subenfriamiento.
- ✓ **Función HIBE (float):** se encarga de encontrar el coeficiente convectivo interno balanceado en el evaporador.
- ✓ **Función HIBEC (float):** se encarga de encontrar el coeficiente convectivo interno balanceado en el condensador.
- ✓ **Función HISAT (float):** se encarga de encontrar el coeficiente convectivo interno de saturación en el evaporador.
- ✓ **Función HISATC (float):** se encarga de encontrar el coeficiente convectivo interno de saturación en el condensador.
- ✓ **Función HO (float):** se encarga de encontrar el coeficiente convectivo externo de saturación en el evaporador.
- ✓ **Función HOSESAT (float):** se encarga de encontrar el coeficiente convectivo externo de saturación y subenfriamiento en el condensador.
- ✓ **Función LSAT (float):** encuentra la longitud del tubo donde ocurre el cambio de fase.
- ✓ **Función LSE (float):** encuentra la longitud del tubo donde ocurre el subenfriamiento.

- ✓ **Función MCONDE (float):** encuentra el flujo másico del vapor que se condensa en la coraza del evaporador.
- ✓ **Función MEVAP (float):** encuentra el flujo másico del vapor que se condensa en los tubos del condensador.
- ✓ **Función PROM (float):** consigue el promedio aritmético entre dos números.
- ✓ **Función QCOND (float):** consigue el flujo de calor absorbido por el agua de enfriamiento en la coraza del condensador.
- ✓ **Función QEVAP (float):** consigue el flujo de calor total absorbido por el agua que se encuentra en los tubos del evaporador.
- ✓ **Función QSAT (float):** consigue el flujo de calor latente absorbido por el agua que se encuentra en los tubos del evaporador.
- ✓ **Función QSC (float):** consigue el flujo de calor sensible absorbido por el vapor que se encuentra en los tubos del evaporador.
- ✓ **Función QSE (float):** consigue el flujo de calor sensible absorbido por el agua líquida que se encuentra en los tubos del evaporador.
- ✓ **Función QSEC (float):** consigue el flujo de calor sensible absorbido por el agua líquida que se encuentra en los tubos del evaporador.
- ✓ **Función REI (float):** obtiene el número de reynolds para los flujos por los tubos del evaporador y condensador.
- ✓ **Función REOSAT (float):** obtiene el número de reynolds para los flujos por la coraza del evaporador y condensador.
- ✓ **Función TI (float):** consigue la temperatura intermedia del fluido frío (o caliente) en donde ocurre el cambio de fase del fluido caliente o (frío).
- ✓ **Función TT2 (float):** consigue la temperatura de salida de la coraza del condensador.
- ✓ **Función TT4 (float):** consigue la temperatura de salida de los tubos del evaporador.
- ✓ **Función TT6 (float):** consigue la temperatura de salida de la coraza del evaporador.
- ✓ **Función TWI23 (float):** consigue la temperatura de pared interna de los tubos del condensador.

- ✓ **Función TWI4 (float):** consigue la temperatura de pared interna de los tubos del evaporador.
- ✓ **Función TWO3 (float):** consigue la temperatura de pared externa de los tubos del evaporador.
- ✓ **Función TWO34 (float):** consigue la temperatura de pared externa de los tubos del condensador.

3.8. BASES DE DATOS DEL PROGRAMA

El programa utiliza 4 archivos de bases de datos en los cuales se encuentran las diferentes propiedades físicas necesarias para los diferentes cálculos, ellos son:

- ✚ **bd.txt:** Aquí se encuentran las propiedades del agua líquida a 704mmHg. Estas propiedades son: Temperatura ($^{\circ}\text{C}$), densidad (kg/m^3), capacidad calorífica ($\text{J}/\text{kg}^*\text{K}$), viscosidad (Pa^*s), conductividad térmica ($\text{W}/\text{m}^*\text{K}$); así mismo ordenadas en forma de columnas.
- ✚ **bd2.txt:** Aquí se encuentran las propiedades del agua en estado saturado a diferentes temperaturas y presiones. Estas propiedades son: presión (bar), Temperatura ($^{\circ}\text{C}$), densidad (kg/m^3), de líquido y vapor saturado, entalpía de vaporización (J/kg), viscosidad (Pa^*s), de líquido y vapor saturado, conductividad térmica ($\text{W}/\text{m}^*\text{K}$), de líquido y vapor saturado, tensión superficial (N/m) y el número de prandlt (adim), de líquido y vapor saturado; así mismo ordenadas en forma de columnas.
- ✚ **bd3.txt:** en este archivo se encuentran las conductividades térmicas del acero inoxidable y del acero galvanizado; ordenados de la siguiente forma: Temperatura ($^{\circ}\text{C}$), conductividad del acero inoxidable y del acero galvanizado ($\text{W}/\text{m}^*\text{K}$).
- ✚ **bd4.txt:** Aquí se encuentran las propiedades del agua sobrecalentada a 704mmHg. Estas propiedades son: Temperatura ($^{\circ}\text{C}$), densidad (kg/m^3), capacidad calorífica ($\text{J}/\text{kg}^*\text{K}$), viscosidad (Pa^*s), conductividad térmica ($\text{W}/\text{m}^*\text{K}$); así mismo ordenadas en forma de columnas.

CAPÍTULO IV. RESULTADOS Y DISCUSIONES

En este capítulo se presenta la discusión y el análisis de cada uno de los resultados obtenidos en el desarrollo de los objetivos planteados en éste trabajo de investigación.

4.1. CARACTERIZACIÓN DEL SISTEMA EVAPORADOR-CONDENSADOR

Las diferentes condiciones de operación a las cuales se realiza la caracterización del sistema vienen dadas directamente por las variables manipulables y controlables, entre estas variables se encuentran: el caudal, el nivel de líquido en los tubos del evaporador y la presión de operación. Adicionalmente, se trabajó con cinco niveles en cada variable (tal como se explicó en la metodología), los cuales fueron distribuidos de tal forma que abarcasen la mayor amplitud del rango de trabajo de las mismas.

Por consiguiente, el número de posibles combinaciones (experimentos) resultante de los cinco niveles y los tres factores (variables) es de 125; sin embargo, tal como se mencionó en la metodología se planteó la realización de 2 replicas de los datos con lo cual el número de experimentos se incrementa a 375.

Debido a la poca disponibilidad del equipo en estudio para la realización de las experiencias prácticas y a los gastos asociados a la utilización del mismo, se plantea realizar una reducción de los experimentos a una fracción significativa de los totales; para esto, se apoyó en la matriz ortogonal recomendada por Taguchi (aún cuando no se siguió la metodología propuesta por él).

En la Figura 4.1 se muestran las combinaciones recomendadas por Taguchi, donde los niveles del caudal de operación vienen representados en el eje de las abscisas y los del nivel de líquido por el eje de las ordenadas; además, a fin de simplificar la representación de las combinaciones en un plano bidimensional los niveles de las presiones (correspondiente al eje z en este caso) se presentan cada uno con una simbología y un color en particular donde $P1$ es el primer nivel de presión, $P2$ es el segundo nivel de presión y así sucesivamente.

Si los diferentes niveles de presiones son representados por un símbolo, se puede observar con mayor facilidad las combinaciones seleccionadas en un plano bidimensional para su posterior análisis. Para este caso en particular Taguchi propone una matriz compuesta por 25 combinaciones (lo cual resulta una quinta parte de las combinaciones totales), dicha matriz se presenta en la Figura 4.1. Las 25

combinaciones se encuentran distribuidas equitativamente en todos los factores; es decir, si se analiza la matriz detalladamente por cada factor involucrado con su respectivo nivel se observa que cada uno se encuentra representado, esto se debe a que cada factor a un nivel determinado cuenta con 5 combinaciones.

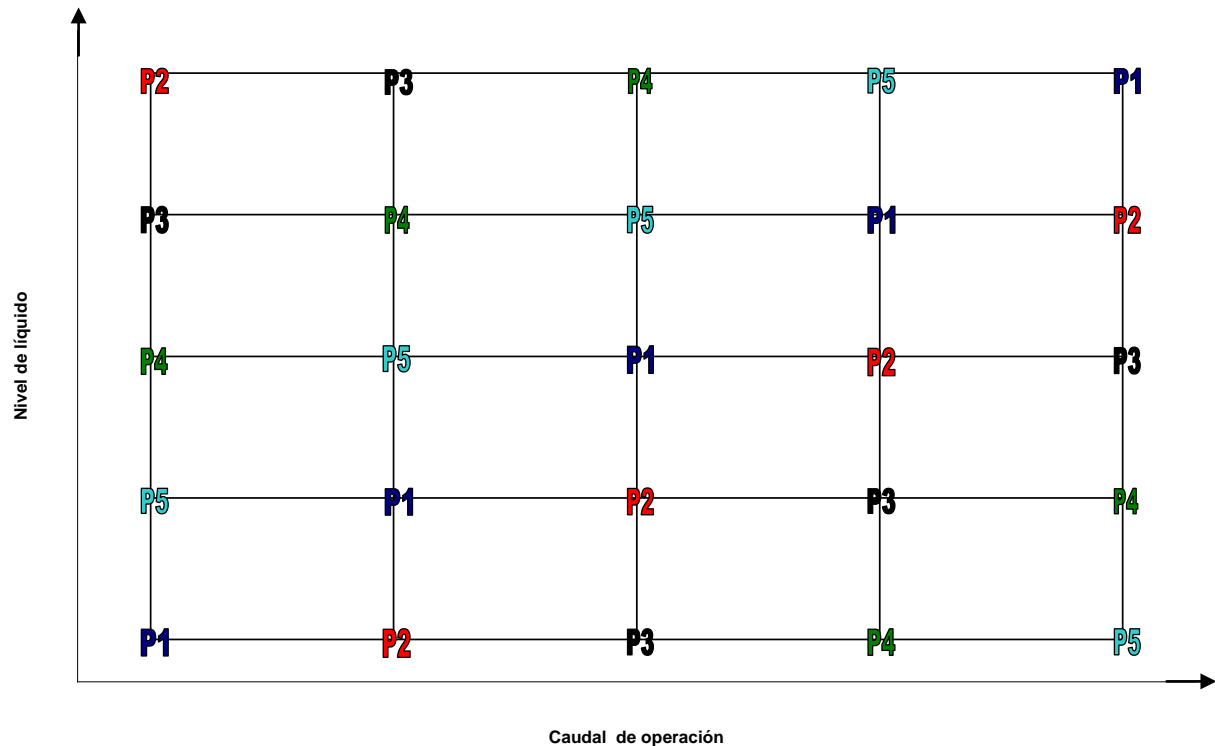


Figura 4.1 Matriz de selección de los experimentos.

Por otra parte, en la Figura 4.1 se observa que para la primera presión $P1$ se toman las combinaciones de nivel y caudal centrales; es decir, que se comienza con el menor nivel de ambos parámetros hasta llegar al mayor nivel de los mismos, aumentándolos de forma proporcional.

Para la segunda presión $P2$ se observa que la tendencia es similar a la presión anterior pero aumentando el nivel del caudal, combinando para el último nivel de líquido el primer nivel de caudal, lo cual resulta muy lógico ya que es una muestra opuesta a las combinaciones anteriores para la misma presión a fin de abarcar una mayor zona (ver Figura 4.1).

En la tercera presión $P3$ se realiza algo similar a lo realizado en la presión anterior, se combinan los primeros niveles de líquido con niveles de caudales un nivel

más alto que los anteriores y las combinaciones restantes se encuentran en el lado opuesto de las primeras con la finalidad antes mencionada.

Para la cuarta presión $P4$ se observa un comportamiento similar al descrito anteriormente; a su vez, la combinación éstos factores es completamente simétrica a la combinación realizada en la presión anterior con respecto a la tendencia que describe la combinación de los factores de la primera presión.

Finalmente, la combinación de los factores (caudal y nivel) para la quinta presión $P5$ es simétrica completamente con la combinación presentada para la presión $P2$ con respecto a la tendencia descrita por la combinación de los factores de la primera presión (Figura 4.1).

En conclusión, la matriz ortogonal recomendada por Taguchi es muy factible ya que involucra todas las 25 combinaciones posibles entre el caudal y el nivel de líquido; además, de presentar una excelente distribución de combinaciones para cada nivel de presión, tal como se analizó anteriormente. En base a lo expuesto se justifica el uso de las combinaciones de experimentos mostrada en la Figura 4.1 para la fase experimental del presente trabajo.

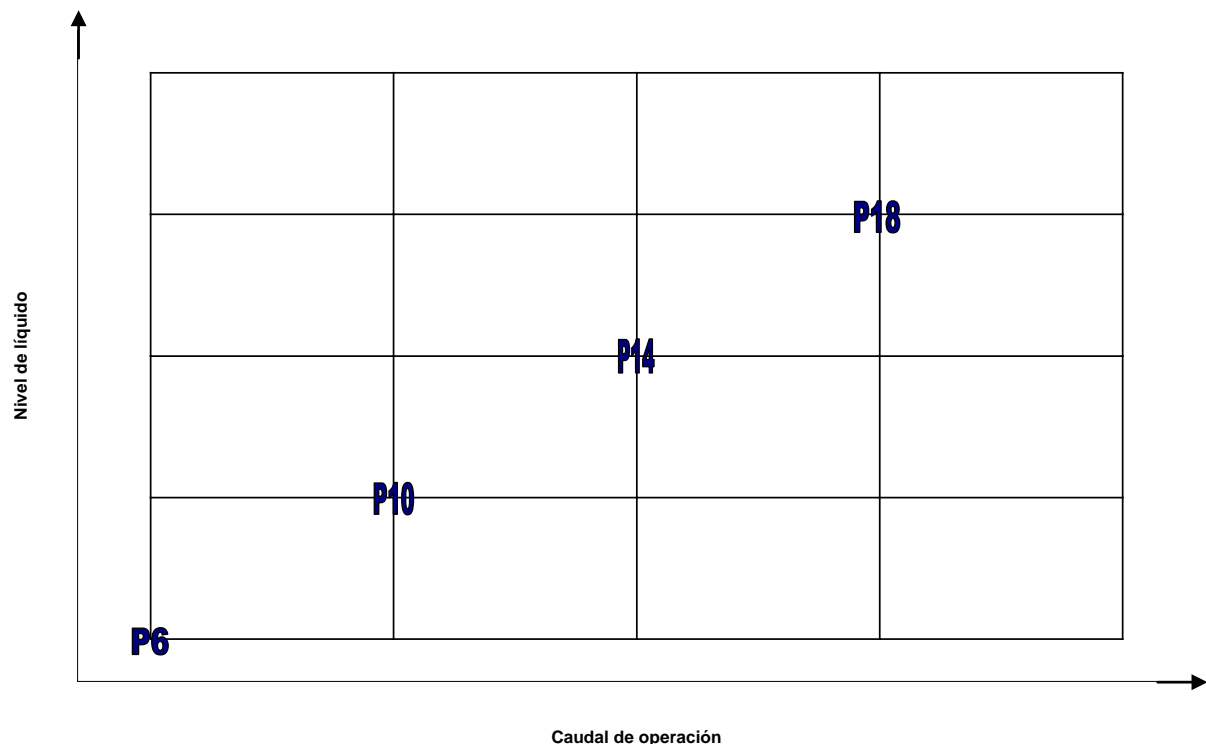


Figura 4.2 Experimentos seleccionados para la validación.

En cuanto a los experimentos necesarios para la validación del simulador se tomó una combinación de los factores (caudal y nivel de líquido) con el mismo comportamiento que el descrito para la primera presión, por ser la más simétrica. Con la finalidad de tener una muestra más representativa se seleccionaron niveles de presiones intermedios a los 5 niveles iniciales, los cuales se observan en la Figura 4.2.

Una vez seleccionados los experimentos a realizar y obtenidos los datos de los mismos en la fase experimental del presente trabajo, se procedió a determinar los valores de los flujos máxicos promedios del evaporador y del condensador para cada condición de operación, a través del procedimiento descrito en la metodología. Estos valores se encuentran tabulados en las Tablas 4.1, 4.2 y 4.3.

TABLA 4.1
FLUJOS MÁXICOS PROMEDIOS DEL SISTEMA EVAPORADOR-CONDENSADOR
PARA DIVERSAS CONDICIONES DE OPERACIÓN

Presión de operación ($P_{op} \pm 0,5$) psig	Nivel de trabajo fijado ($LC \pm 0,05$) cm	Caudal de operación ($q \pm 0,5$) gpm	Flujo máxico promedio de condensado del evaporador ($\dot{m}_{pE} \pm 0,00001$) kg/s	Flujo máxico promedio de condensado del condensador ($\dot{m}_{pC} \pm 0,00001$) kg/s
4,0	14,70	3,0	0,00343	0,00245
	14,70	5,0	0,00387	0,00267
	29,40	8,0	0,00585	0,00480
	44,10	12,0	0,00698	0,00584
	58,80	16,0	0,00694	0,00514
	73,50	21,0	0,00652	0,00477
8,0	14,70	8,0	0,00695	0,00571
	29,40	12,0	0,01179	0,00961
	44,10	16,0	0,01230	0,01003
	58,80	21,0	0,01241	0,00927
	73,50	5,0	0,01155	0,00855

TABLA 4.1 (Continuación)
FLUJOS MÁSICOS PROMEDIOS DEL SISTEMA EVAPORADOR-CONDENSADOR
PARA DIVERSAS CONDICIONES DE OPERACIÓN

Presión de operación ($P_{op} \pm 0,5$) psig	Nivel de trabajo fijado ($LC \pm 0,05$) cm	Caudal de operación ($q \pm 0,5$) gpm	Flujo másico promedio de condensado del evaporador ($\dot{m}_{pE} \pm 0,00001$) kg/s	Flujo másico promedio de condensado del condensador ($\dot{m}_{pC} \pm 0,00001$) kg/s
12,0	14,70	12,0	0,01097	0,00914
	29,40	16,0	0,01686	0,01397
	44,10	21,0	0,01777	0,01465
	58,80	3,0	0,01753	0,01339
	58,80	5,0	0,01695	0,01427
	73,50	8,0	0,01792	0,01336
16,0	14,70	16,0	0,01360	0,01287
	29,40	21,0	0,02050	0,01667
	44,10	5,0	0,02241	0,01805
	58,80	8,0	0,02210	0,01712
	73,50	12,0	0,02118	0,01598
20,0	14,70	21,0	0,01571	0,01351
	29,40	5,0	0,01963	0,01991
	44,10	8,0	0,02672	0,02158
	58,80	12,0	0,02617	0,01375
	73,50	16,0	0,02669	0,01970

TABLA 4.2
FLUJOS MÁSICOS PROMEDIOS DEL SISTEMA EVAPORADOR-CONDENSADOR
PARA DIVERSAS CONDICIONES DE OPERACIÓN (1ª RÉPLICA)

Presión de operación ($P_{op} \pm 0,5$) psig	Nivel de trabajo fijado ($LC \pm 0,05$) cm	Caudal de operación ($q \pm 0,5$) gpm	Flujo másico promedio de condensado del evaporador ($\dot{m}_{pE} \pm 0,00001$) kg/s	Flujo másico promedio de condensado del condensador ($\dot{m}_{pC} \pm 0,00001$) kg/s
4,0	14,70	5,0	0,00345	0,00270
	29,40	8,0	0,00588	0,00484
	44,10	12,0	0,00713	0,00586
	58,80	16,0	0,00722	0,00509
	73,50	21,0	0,00689	0,00466
8,0	14,70	8,0	0,00688	0,00563
	29,40	12,0	0,01184	0,00953
	44,10	16,0	0,01238	0,01012
	58,80	21,0	0,01240	0,00923
	73,50	5,0	0,01163	0,00865
12,0	14,70	12,0	0,01127	0,01004
	29,40	16,0	0,01590	0,01372
	44,10	21,0	0,01899	0,01463
	58,80	3,0	0,01773	0,01349
	58,80	5,0	0,01711	0,01406
	73,50	8,0	0,01742	0,01275

Analizando detalladamente los flujos másicos tabulados en las Tablas 4.1, 4.2 y 4.3 se observa que los mismos no presentan un comportamiento definido para las diferentes presiones con respecto al caudal; sin embargo, con respecto al nivel de líquido si presentan un comportamiento particular.

TABLA 4.2 (Continuación)
FLUJOS MÁSICOS PROMEDIOS DEL SISTEMA EVAPORADOR-CONDENSADOR
PARA DIVERSAS CONDICIONES DE OPERACIÓN (1ª RÉPLICA)

Presión de operación ($P_{op} \pm 0,5$) psig	Nivel de trabajo fijado ($LC \pm 0,05$) cm	Caudal de operación ($q \pm 0,5$) gpm	Flujo másico promedio de condensado del evaporador ($\dot{m}_{pE} \pm 0,00001$) kg/s	Flujo másico promedio de condensado del condensador ($\dot{m}_{pC} \pm 0,00001$) kg/s
16,0	14,70	16,0	0,01391	0,01123
	29,40	21,0	0,02112	0,01704
	44,10	5,0	0,02287	0,01795
	58,80	8,0	0,02193	0,01681
	73,50	12,0	0,02178	0,01697
20,0	14,70	21,0	0,01571	0,01344
	29,40	5,0	0,02388	0,01980
	44,10	8,0	0,02807	0,02126
	58,80	12,0	0,02653	0,02033
	73,50	16,0	0,02588	0,01874

En las Tablas antes mencionadas se muestra que los valores de flujo másicos aumentan a medida que el nivel se incrementa hasta que llegan a un máximo en el tercer nivel donde a partir de ahí comienza a descender el valor de flujo másico, producto del incremento de las perturbaciones ocasionadas por la recirculación del líquido proveniente del separador de fases ya que éste consume parte de la energía contenida en el vapor produciendo la condensación de una parte del mismo, disminuyendo de esta forma el flujo.

Dicho comportamiento se mantiene para los cuatro primeros niveles de presión, presentándose una variación en el quinto nivel de presión donde para el último nivel de líquido el flujo aumenta en vez de disminuir, esto se debe a que la ebullición es tan brusca que el tiempo de contacto del vapor con el líquido que se recircula es tan pequeño que resulta insuficiente para condensar significativamente el vapor.

TABLA 4.3
FLUJOS MÁSICOS PROMEDIOS DEL SISTEMA EVAPORADOR-CONDENSADOR
PARA DIVERSAS CONDICIONES DE OPERACIÓN (2ª RÉPLICA)

Presión de operación ($P_{op} \pm 0,5$) psig	Nivel de trabajo fijado ($LC \pm 0,05$) cm	Caudal de operación ($q \pm 0,5$) gpm	Flujo másico promedio de condensado del evaporador ($\dot{m}_{pE} \pm 0,00001$) kg/s	Flujo másico promedio de condensado del condensador ($\dot{m}_{pC} \pm 0,00001$) kg/s
4,0	14,70	5,0	0,00346	0,00257
	29,40	8,0	0,00591	0,00477
	44,10	12,0	0,00710	0,00580
	58,80	16,0	0,00728	0,00518
	73,50	21,0	0,00671	0,00471
8,0	14,70	8,0	0,00690	0,00575
	29,40	12,0	0,01179	0,00956
	44,10	16,0	0,01221	0,00994
	58,80	21,0	0,01249	0,00932
	73,50	5,0	0,01146	0,00850
12,0	14,70	12,0	0,01069	0,00899
	29,40	16,0	0,01612	0,01369
	44,10	21,0	0,01894	0,01447
	58,80	5,0	0,01726	0,01325
	73,50	8,0	0,01725	0,01270

Por otra parte, se observa que el valor de los flujos másicos se ven favorecidos a medida que se incrementa la presión de operación; sin embargo, a partir de valores altos de presión se observa una tendencia en donde un aumento de la presión favorece el flujo para ciertos niveles de líquido y lo perjudica para otros.

TABLA 4.3 (Continuación)
FLUJOS MÁSICOS PROMEDIOS DEL SISTEMA EVAPORADOR-CONDENSADOR
PARA DIVERSAS CONDICIONES DE OPERACIÓN (2ª RÉPLICA)

Presión de operación (Pop ± 0,5) psig	Nivel de trabajo fijado (LC±0,05)cm	Caudal de operación (q ± 0,5) gpm	Flujo másico promedio de condensado del evaporador ($\dot{m}_{pE} \pm 0,00001$) kg/s	Flujo másico promedio de condensado del condensador ($\dot{m}_{pC} \pm 0,00001$) kg/s
16,0	14,70	16,0	0,01346	0,01199
	29,40	21,0	0,01401	0,01703
	44,10	5,0	0,02278	0,01791
	58,80	8,0	0,02190	0,01675
	73,50	12,0	0,02239	0,01608
20,0	14,70	21,0	0,01561	0,01346
	29,40	5,0	0,02521	0,02013
	44,10	8,0	0,02732	0,02152
	58,80	12,0	0,02526	0,01987
	73,50	16,0	0,02497	0,01884

TABLA 4.4
FLUJOS MÁSICOS PROMEDIOS DEL SISTEMA EVAPORADOR-CONDENSADOR
PARA LA VALIDACIÓN DEL SIMULADOR

Presión de operación (Pop ± 0,5) psig	Nivel de trabajo fijado (LC±0,05)cm	Caudal de operación (q ± 0,5) gpm	Flujo másico promedio de condensado del evaporador ($\dot{m}_{pE} \pm 0,00001$) kg/s	Flujo másico promedio de condensado del condensador ($\dot{m}_{pC} \pm 0,00001$) kg/s
6,0	14,70	5,0	0,00505	0,00399
10,0	29,40	8,0	0,01426	0,01179
14,0	44,10	12,0	0,02033	0,01613
18,0	58,80	16,0	0,02449	0,01863

4.2. PROPOSICIÓN DE UNA CORRELACIÓN DEL COEFICIENTE CONVECTIVO INTERNO DEL EVAPORADOR

Para obtener una correlación del coeficiente convectivo interno del evaporador se debe determinar primero el coeficiente convectivo para diversas condiciones de operación a partir de los datos experimentales tabulados en el Apéndice C.

El cálculo de coeficiente convectivo interno del evaporador se realiza siguiendo la metodología descrita en el capítulo III, en la cual se observa que para dicho cálculo el equipo se supone adiabático; esto trae como consecuencia la necesidad poseer un aislante muy efectivo en el evaporador con la finalidad de que la transferencia de calor al ambiente sea mínima (generando menor desviación en los cálculos).

Actualmente, el aislante presente en el evaporador esta constituido por una mezcla de lana mineral y yeso, con un espesor muy irregular (no uniforme) a lo largo de todo el equipo, presentando desde ciertas protuberancias por exceso de aislante en algunas zonas hasta zonas completamente expuestas (tal como se observa en la Figura 4.3a) generando grandes desviaciones a la hora de realizar cálculos bajo la suposición de un sistema adiabático o al incorporar las pérdidas de calor al ambiente debido a su superficie irregular; además, el mismo se encuentra en un estado de deterioro significativo, presentando desprendimiento en la capa externa de éste por falta de la debida protección.



a) Antes



b) Después

Figura 4.3 Vista del sistema evaporador-condensador durante la instalación del aislante.

Todo lo expuesto anteriormente afirma la necesidad de sustituir el aislante actual del equipo por otro más efectivo y que cumpla con los requerimientos necesarios para solventar los problemas antes mencionados.

Por consiguiente, se procedió a instalar un aislante en el equipo de lana mineral, con un espesor recomendado de cinco centímetros aproximadamente; el cual fue cubierto con una lámina protectora de aluminio de 0,5 mm de espesor, con la finalidad de evitar el desprendimiento del aislante y protegerlo del contacto alargando así su vida útil. La vista del sistema una vez instalado el nuevo aislante se observa en la Figura 4.3b.

Las especificaciones del aislante incorporado y los valores de la temperatura de pared externa del evaporador se encuentran como información complementaria en los anexos.

Para la toma de datos de temperatura bajo las diferentes condiciones de operación (los cuales se encuentran tabulados en el Apéndice C) es necesario el uso de un instrumento indicador de temperaturas adaptable a termopares de inmersión tipo K. El equipo existente actualmente en el Laboratorio de Ingeniería Química se encuentra defectuoso, presentando una serie de irregularidades entre las que se pueden destacar las siguientes:

- ✓ Los valores de temperaturas expresadas por el equipo en sus diversas unidades no corresponden a las reales.
- ✓ El contacto que conecta el equipo con el termopar está deteriorado.
- ✓ El equipo no cuenta con un dispositivo de calibración.
- ✓ Poca confiabilidad de la curva de calibración del equipo.

Debido a estos inconvenientes y tomando en cuenta que los valores de temperatura son de gran importancia en los cálculos asociados al presente trabajo la adquisición de un nuevo equipo se hizo obligatoria.

El equipo adquirido fue el **Fluke 54II** mostrado en la Figura 4.4, este equipo tiene la capacidad de tomar dos medidas de temperaturas y la diferencia entre ellas simultáneamente; además, cuenta con la opción de almacenar hasta 500 valores de temperaturas junto a la hora en que fueron guardadas, en intervalos de tiempos

definidos por el usuario. Esto resulta de gran utilidad ya que el equipo puede ser aprovechado para múltiples usos.



Figura 4.4 Indicador digital de temperatura (Fluye 54 II).

Por otra parte, una vez realizados los pasos descritos en dicha metodología (en el Apéndice A se muestra un ejemplo del cálculo de este coeficiente) se obtuvieron los valores del coeficiente convectivo experimental, los cuales se encuentran tabulados en el Apéndice E.

Mientras que, para la selección de los parámetros involucrados en la correlación se apoyó en lo expuesto anteriormente en el capítulo II, donde mencionan que para los procesos de ebullición y condensación, los parámetros adimensionales apropiados se obtienen mediante el teorema π Buckingham. Para ambos procesos, el coeficiente de convección puede depender de la diferencia entre las temperaturas de la superficie y de saturación, $\Delta T = |T_w - T_{sat}|$, la fuerza de cuerpo que surge de la diferencia de densidad líquido-vapor, $g(\rho_L - \rho_V)$, el calor latente h_{fg} , la tensión superficial σ , una longitud característica L , y las propiedades termo físicas del líquido o del vapor: ρ, Cp, k, μ . Adicionalmente para este caso en particular se incorporó el flujo másico (\dot{m}), el diámetro interno de los tubos (Di) y el nivel de líquido en los mismos (N_L). Es decir,

$$h = h[\Delta T, g(\rho_L - \rho_V), h_{fg}, \sigma, L, \rho, Cp, k, \mu, \dot{m}, Di, N_L] \quad (4.1)$$

Para aplicar el teorema π de Buckingham se procede tal como se explicó en el capítulo II de esta investigación. Se debe obtener un listado de las variables

significativas (las cuales fueron indicadas anteriormente) y construir una tabla de estas variables y sus dimensiones, tal como se muestra a continuación.

TABLA 4.5

LISTADO DE LAS VARIABLES INVOLUCRADAS CON SUS SÍMBOLOS Y DIMENSIONES

Variable	Símbolo	Dimensiones
Coeficiente convectivo	h	$T^{-1} L^{-2} t^{-1} E$
Diferencia entre las temperaturas	ΔT	T
Fuerza de cuerpo que surge de la diferencia de densidad líquido-vapor	$g(\rho_L - \rho_V)$	$M L^{-2} t^{-2}$
Calor latente	h_{fg}	$M^{-1} E$
Tensión superficial	σ	$M t^{-2}$
longitud característica	L	L
Densidad	ρ	$M L^{-3}$
Capacidad calórica	C_p	$M^{-1} T^{-1} E$
Conductividad térmica	k	$T^{-1} L^{-1} t^{-1} E$
Viscosidad	μ	$M L^{-1} t^{-1}$
Flujo másico	\dot{m}	$M t^{-1}$
Diámetro interno de los tubos	D_i	L
Nivel de líquido en los tubos	N_L	L

A través de la Tabla 4.5 se observa que el número de dimensiones involucradas es igual a 5, distribuidas en las 13 variables presentes. El número de grupos adimensionales se obtiene por la ecuación 2.17.

$$i = 13 - 5 = 8$$

De la ecuación anterior se obtiene que la correlación va a estar formada por 8 grupos adimensionales, los cuales se denominaran con el símbolo π . La determinación de cada uno de estos grupos se muestra a continuación.

- Inicialmente se debe escoger un grupo básico de 5 variables, que aparecen en cada uno de los grupos π , que contengan todas las dimensiones fundamentales. Para efectos de esta correlación se escogieron las siguientes variables como grupo básico $k, \mu, Di, \Delta T, g(\rho_L - \rho_V)$.
- Para que el grupo π sea adimensional se deben elevar las variables involucradas en el grupo básico a ciertos exponentes, manteniendo las variables seleccionadas para cada grupo π con un exponente igual a 1. Para el coeficiente convectivo el grupo π sería.

$$\pi_1 = k^A \mu^B Di^C \Delta T^D g(\rho_L - \rho_V)^E h$$

y dimensionalmente:

$$(MTL^2E)^0 = (T^{-1}L^{-1}t^{-1}E)^A (M L^{-1}t^{-1})^B (L)^C (T)^D (M L^{-2}t^{-2})^E T^{-1}L^{-2}t^{-1}E$$

- Si se igualan los exponentes de M, T, L, t y E en ambos lados de la expresión, se tiene, para M, el valor:

$$0 = B + E$$

para T,

$$0 = -A + D - 1$$

para L,

$$0 = -A - B + C - 2 \cdot E - 2$$

para t,

$$0 = -A - B - 2E - 1$$

y para E,

$$0 = A + 1$$

- A partir de este sistema se obtienen los siguientes valores: $A = -1$, $B = 0$, $C = 1$, $D = 0$, $E = 0$, de manera que:

$$\pi_1 = \frac{h \cdot Di}{k_L} = Nu$$

- Análogamente se procede a determinar los grupos π restantes, obteniéndose.

$$\pi_2 = \frac{Cp_L \cdot \mu_L}{k_L} = Pr_L$$

$$\pi_3 = \frac{\rho_v \cdot g \cdot (\rho_L - \rho_v) \cdot D^3}{\mu_L^2}$$

$$\pi_4 = \frac{L}{Di}$$

$$\pi_5 = \frac{\sigma}{g \cdot (\rho_L - \rho_v) \cdot D^2}$$

$$\pi_6 = \frac{hfg \cdot \mu_L}{k_L \cdot \Delta T}$$

$$\pi_7 = \frac{N_L}{Di}$$

$$\pi_8 = \frac{\dot{m}}{\mu_L \cdot Di} \rightarrow \frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot Nt \cdot \mu_L \cdot Di} = Re$$

Finalmente, se obtiene que la correlación del coeficiente convectivo del evaporador depende de los siguientes grupos adimensionales.

$$Nu = f \left[Re, Pr_L, \frac{\sigma}{g \cdot (\rho_L - \rho_v) \cdot D^2}, \frac{g \cdot \rho_v \cdot (\rho_L - \rho_v) \cdot Di^3}{\mu_L^2}, \frac{L}{Di}, \frac{N_L}{Di}, \frac{h_{fg} \cdot \mu_L}{k_L \cdot \Delta T} \right]$$

Para el establecimiento de la correlación definitiva se realizaron varias corridas con ayuda de la herramienta Microsoft Excel, en las cuales se modificaron los exponentes para los diversos grupos adimensionales apoyándose en correlaciones existentes para los procesos de ebullición de estanque y de convección forzada flujo interno. A su vez, para cada suposición de exponentes se calculaba el cociente entre el coeficiente convectivo experimental y el obtenido por la combinación de los grupos π (constante de proporcionalidad) el cual debía ser un valor constante para las diversas condiciones, de tal forma que al incorporar dicho valor en la correlación se cumpliera la igualdad a las diversas condiciones. Sin embargo, para la relación de grupos que se muestra en la ecuación 4.2 se observó un comportamiento particular.

$$h = \frac{k_L}{Di} \cdot \frac{L}{Di} \cdot \text{Re} \cdot \frac{N_L}{Di} \cdot \left(\frac{g \cdot (\rho_L - \rho_V) \cdot D^2}{\sigma} \right)^{1/4} \cdot \left(\frac{g \cdot \rho_V \cdot (\rho_L - \rho_V) \cdot Di^3}{\mu_L^2} \right)^{-1/2} \cdot \frac{h_{fg} \cdot \mu_L}{k_L \cdot \Delta T} \cdot \text{Pr}_L \quad (4.2)$$

Para la relación antes mencionada se observó que el cociente entre el coeficiente convectivo experimental y el obtenido por la ecuación 4.2 para las diferentes condiciones varía; empero, dicho cociente mantiene valores constantes bajo las condiciones donde el nivel de líquido en los tubos del evaporador es igual, de tal forma se procedió a realizar una expresión donde se obtenga una relación de esta constante a partir del grupo adimensional que involucra el nivel de agua para así incluir esta expresión en la ecuación 4.2 y obtener una correlación definitiva que represente el coeficiente convectivo interno del evaporador. Esta expresión se observa en la Figura 4.5.

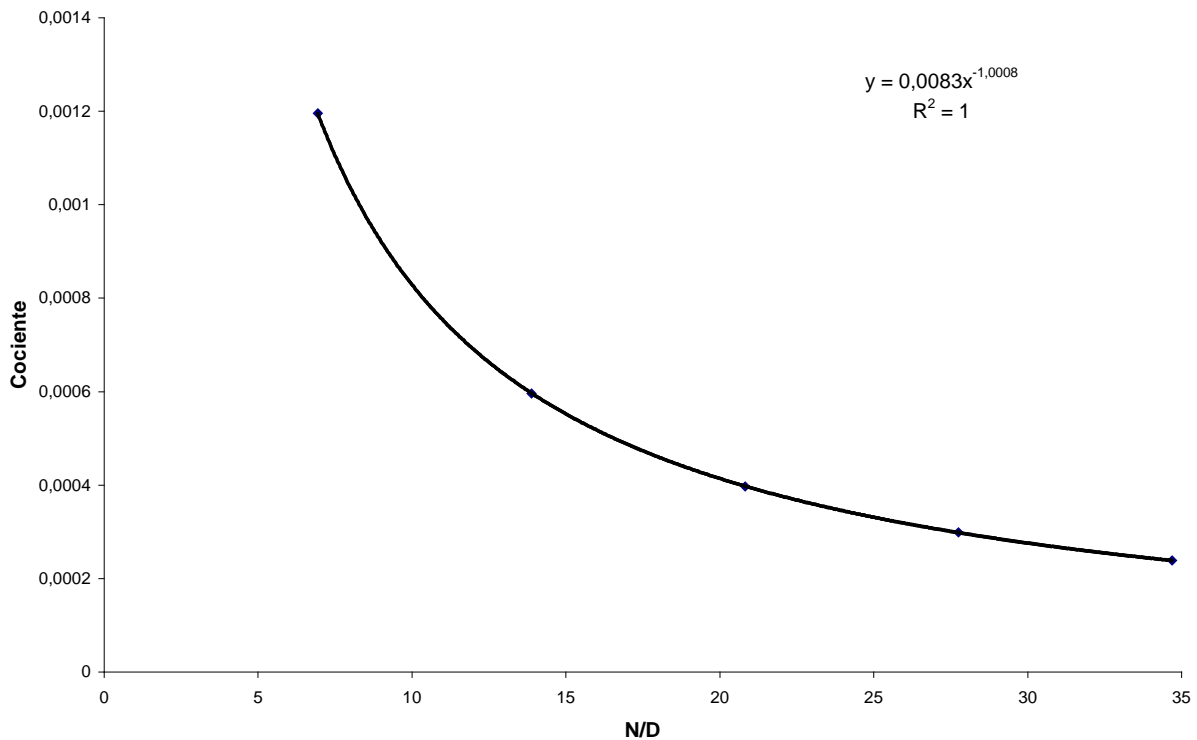


Figura 4.5 Comportamiento del coeficiente a diferentes valores del grupo adimensional π_7 .

Al incorporar la relación obtenida por la Figura 4.5 a la ecuación 4.2 se obtiene la correlación del coeficiente convectivo del evaporador, la cual se muestra a continuación.

$$h = 0,0083 \frac{k_L}{Di} \cdot \frac{L}{Di} \cdot \text{Re} \cdot \frac{h_{fg} \cdot \mu_L}{k_L \cdot \Delta T} \cdot \left(\frac{g \cdot (\rho_L - \rho_V) \cdot D^2}{\sigma} \right)^{1/4} \cdot \left(\frac{g \cdot \rho_V \cdot (\rho_L - \rho_V) \cdot Di^3}{\mu_L^2} \right)^{-1/2} \cdot \left(\frac{N_L}{Di} \right)^{-0,0008} \cdot \text{Pr}_L \quad (4.3)$$

Restricciones:

Cilindro vertical

$$27 < \text{Re} < 240$$

Todas las propiedades involucradas en la ecuación 4.3 se evalúan como líquido saturado a la temperatura de saturación, a excepción del parámetro ρ_V , el cual se evalúa a la misma temperatura de los otros pero bajo la condición de vapor saturado.

Debido a que el estudio para la determinación de la correlación tuvo ciertas limitaciones en cuanto a los parámetros involucrados es conveniente introducir algunas restricciones que deben cumplirse a fin de asegurar la confiabilidad de la correlación mostrada anteriormente. Tal como se observa, la correlación se emplea en tubos verticales donde el agua se encuentre estancada e involucre un proceso de ebullición, además el régimen de flujo debe estar dentro de un rango (el cual se muestra en la ecuación 4.3). Los valores obtenidos mediante la ecuación 4.3 se encuentran tabulados en el Apéndice E.

Una vez obtenidos los valores del coeficiente convectivo interno del evaporador por ambos métodos (el obtenido experimentalmente y el calculado por la ecuación 4.3) se procede a determinar la desviación de estos valores para las distintas condiciones. El cálculo de esta desviación viene dada por la siguiente expresión.

$$\% Desv = \frac{hi_{BEe} - hi_{BEe}}{hi_{BEe}} 100\% \quad (4.4)$$

donde:

$\% Desv$ = Desviación de coeficiente convectivo obtenido por la correlación propuesta con respecto al experimental (%).

hi_{BEe} = Coeficiente convectivo interno del evaporador experimental (W/m²K).

hi_{BEi} = Coeficiente convectivo interno del evaporador obtenido por la correlación propuesta (W/m^2K).

Los valores calculados mediante la ecuación 4.4 para las diversas condiciones se encuentran tabulados en el Apéndice E.

Por otra parte, se observa a través de la Figura 4.6 que la correlación propuesta a partir de la regresión de las 25 condiciones es muy efectiva ya que los valores obtenidos por ambos métodos son muy similares, siendo la desviación máxima con respecto a estos de 1,9878% (Tabla E.1, página 230).

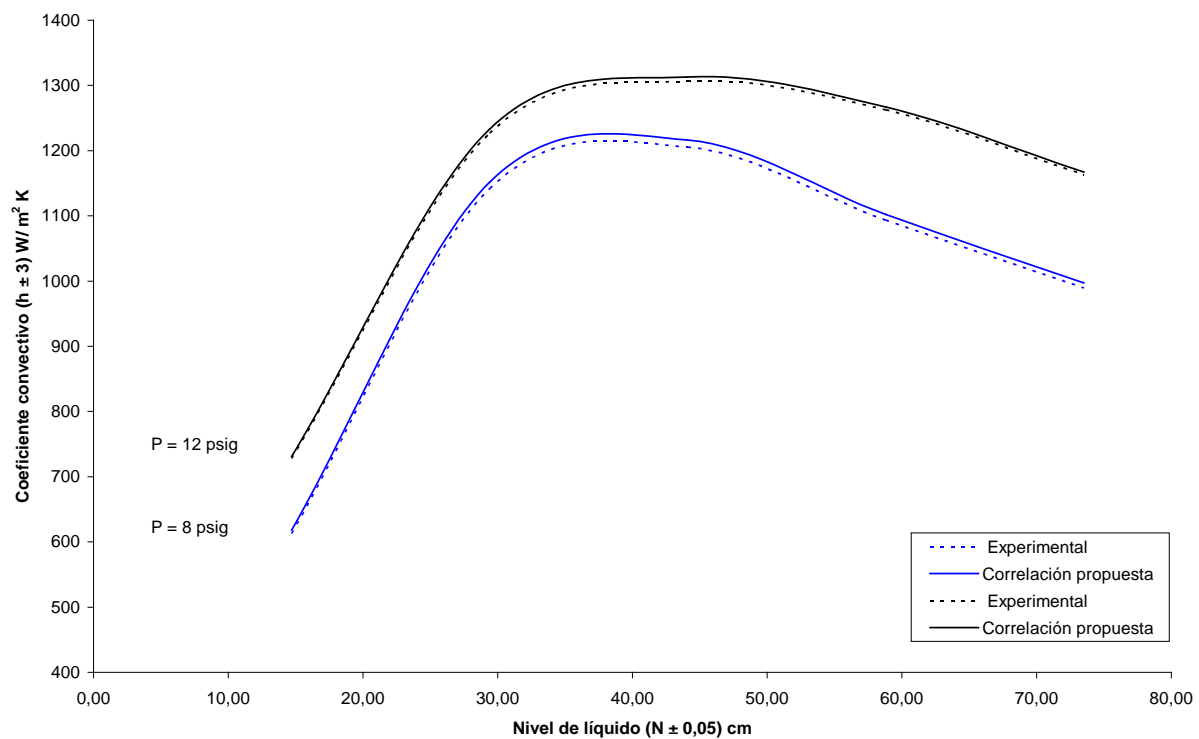


Figura 4.6 Comportamiento del coeficiente convectivo interno balanceado del evaporador a diferentes condiciones.

TABLA 4.6

VALIDACIÓN DEL PODER PREDICTIVO DE LA CORRELACIÓN DEL COEFICIENTE CONVECTIVO BALANCEADO INTERNO DEL EVAPORADOR

Presión de operación (Pop ±0,5) psig	Nivel de trabajo fijado (LC±0,05)cm	Caudal de operación (q ± 0,5) gpm	Coefficiente convectivo interno experimental del evaporador ($h_{iBEe} \pm 3$) W/m ² K	Coefficiente convectivo interno del evaporador obtenido por la nueva correlación ($h_{iBEi} \pm 2$) W/m ² K	Desviación relativa entre el coeficiente experimental y el obtenido por la nueva correlación (% $Desv \pm 0,0001$) Adim.
6,0	14,70	5,0	535	544	1,6899
10,0	29,40	8,0	1183	1195	1,0312
14,0	44,10	12,0	1289	1294	0,4158
18,0	58,80	16,0	1238	1237	0,1086

Finalmente, a fin de validar el poder predictivo de la correlación se realizaron una serie de experimentos adicionales a los utilizados en la regresión de los datos a partir de los cuales se obtuvo la correlación. Estos experimentos se realizaron con niveles de presiones intermedias a los 5 niveles iniciales (6 psig, 10 psig, 14 psig y 18 psig), con el objeto de obtener una mayor representación de la población y con respecto a las combinaciones de los niveles de caudal y nivel de líquido, se seleccionó la combinación propuesta por Taguchi para el primer nivel de presión por ser la más simétrica y representativa de todas. A partir de estos experimentos se calculó el coeficiente convectivo y se comparó con el obtenido por la correlación, comprobando un excelente poder predictivo de la misma ya que la desviación máxima reportada fue de 1,6899%.

Estos valores se encuentran reportados en la Tabla 4.6.

4.3. ESTABLECIMIENTO DE LOS MODELOS MATEMÁTICOS NECESARIOS PARA LA SIMULACIÓN DEL SISTEMA

En el establecimiento de los modelos matemáticos necesarios para la simulación del sistema, se presenta un inconveniente fundamental en cuanto al condensador se refiere, producto de la ausencia de deflectores en el exterior de los tubos; generando así la necesidad de determinar una correlación del coeficiente convectivo externo (tal como se mencionó en el capítulo III). Tomando en cuenta las suposiciones expuestas en la metodología, este coeficiente puede determinarse a través de dos vías; la primera, suponiendo el comportamiento de la temperatura de pared del condensador como el del fluido caliente y la segunda suponiendo el comportamiento de la temperatura de pared del condensador como el del fluido frío.

El coeficiente convectivo externo se calculó por ambas vías con ayuda de la herramienta Microsoft Excel, debido a que dicho cálculo implica un proceso iterativo (Figuras 3.9 y 3.10) la selección de la mejor vía se basó dos aspectos fundamentales: la que generara una convergencia más sencilla y rápida y en la que el comportamiento del coeficiente convectivo para las diversas condiciones mostrase una tendencia más representativa. En consecuencia, la primera vía resultó la más apropiada ya que fue la única que logró la convergencia del proceso iterativo para todas las condiciones.

Al mismo tiempo, para el cálculo de la temperatura intermedia (T_i) en el fluido de enfriamiento del condensador se utilizó una ecuación diferente a la ecuación 3.40

planteada en la metodología; puesto que dicha ecuación involucra la variable T_2 , la cual presentó en la toma de datos una variación significativa en cada condición de operación, es decir que no se estabilizaba en un valor único (bajo una misma condición) producto del comportamiento errático del fluido que circula por la coraza, como consecuencia de la ausencia de deflectores.

Éste comportamiento de la variable T_2 acarrea problemas en el uso de la ecuación 3.40 ya que bajo algunas condiciones el valor de T_i calculado por dicha ecuación se encontraba fuera de un rango lógico, que para este caso era desde el valor de T_1 hasta el valor de T_2 .

Esta ecuación surge de suponer que el perfil de temperatura del fluido de enfriamiento es lineal a lo largo de equipo. Procediendo de forma análoga a los pasos seguidos para determinar la ecuación correspondiente a T_{w_n} (página 64 y 65), se obtiene la siguiente expresión.

$$T_i = \frac{T_2 - T_1}{L} \cdot (L - L_{sat}) + T_1 \quad (4.5)$$

Asimismo, el cálculo del coeficiente convectivo interno sub-enfriado del condensador se realizó por varias ecuaciones con la finalidad de determinar cual de todas se adaptaba mejor y promoviera la convergencia del proceso iterativo antes mencionado.

Las ecuaciones utilizadas para determinar éste coeficiente fueron las siguientes: 2.4, 2.5, 2.6, 2.7, entre otras. A través de las corridas preliminares realizadas con la ayuda de Microsoft Excel se determinó que la correlación del coeficiente convectivo interno sub-enfriado del condensador que mejor se adapta y promueve la convergencia del sistema es la correspondiente a la ecuación 2.7.

Una vez obtenidos los valores del coeficiente convectivo externo del condensador se procedió a realizar una correlación que describa el comportamiento del mismo. Para determinar esta correlación se basó en modelos ya establecidos por diversos autores, los cuales proponen generalmente una correlación que involucra un factor de corrección por viscosidad y tres grupos adimensionales: Nusselt (Nu), Prandtl (Pr) y Reynolds (Re). Estos grupos se encuentran elevados a un exponente y multiplicados por una

constante de proporcionalidad, los cuales varían de un autor a otro, de esta manera la ecuación general que representa el comportamiento del coeficiente convectivo externo se presenta a continuación.

$$Nu = A \cdot Re^B \cdot Pr^C \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (4.6)$$

donde:

A, B y C= constantes.

Para determinar los valores de estas constantes se apoyó en los datos obtenidos experimentalmente; procediendo de modo similar a la determinación del coeficiente convectivo interno del evaporador, se realizó una regresión de los datos a fin de obtener el valor de las constantes A, B y C. Sin embargo, a diferencia del comportamiento único del coeficiente interno del evaporador para todas las condiciones, el coeficiente externo del condensador presentó dos comportamientos distintos, uno para cuando la presión de operación era inferior a 8 psig y otro comportamiento para presiones mayores o iguales a 8 psig.

Las ecuaciones que representan el comportamiento del coeficiente externo del condensador se presentan a continuación.

✓ **Para presiones menores de 8 psig**

$$Nu = 6,0904 \cdot Re^{0.4925} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (4.7)$$

Restricciones:

$$\text{Cilindro vertical} \quad 4.218 < Re < 27.517$$

✓ **Para presiones mayores o iguales a 8 psig**

$$Nu = 6450 \cdot Re^{0.0648} \cdot Pr^{-0.8} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (4.8)$$

Restricciones:

$$\text{Cilindro vertical} \quad 4.089 < Re < 28.551$$

Adicionalmente, se calculó el coeficiente convectivo externo en la zona de sub-enfriamiento (ho_{SEC}) a través de la incorporación de las ecuaciones 4.9 y 4.10 a la ruta de cálculo empleada para calcular el coeficiente convectivo externo del condensador (ho), la cual se observa en la Figura 3.9.

$$ho_{SEC} = \frac{q_{SEC}}{\Delta Tml_{OSE} \cdot \pi \cdot Do \cdot (L - L_{sat}) \cdot Nt} \quad (4.9)$$

$$\Delta Tml_{OSE} = \frac{(T_{w_c} - T_i) - (T_{w_f} - T_1)}{Ln \left| \frac{T_{w_c} - T_i}{T_{w_f} - T_1} \right|} \quad (4.10)$$

Al mismo tiempo, se observó que el comportamiento del coeficiente convectivo externo en la zona de sub-enfriamiento (ho_{SEC}) es diferente del coeficiente convectivo externo del condensador (ho); es decir, no se adapta al comportamiento descrito por las ecuaciones 4.7 y 4.8.

Por consiguiente, se presenta la necesidad de obtener una expresión que describa la tendencia de este coeficiente para las diversas condiciones. Al igual que el coeficiente convectivo externo del condensador, este coeficiente también muestra dos comportamientos diferentes bajo las mismas condiciones antes expuestas.

Las correlaciones correspondientes al coeficiente convectivo externo en la zona de sub-enfriamiento (ho_{SEC}) se muestran a continuación.

✓ **Para presiones menores de 8 psig**

$$Nu = 7,959 \cdot Re^{0,5698} \cdot Pr^{-0,8} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (4.11)$$

Restricciones:

Cilindro vertical

$$4.218 < Re < 27.517$$

✓ Para presiones mayores o iguales a 8 psig

$$Nu = 10157 \cdot Re^{-0,10211} \cdot Pr^{-0,77} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (4.12)$$

Restricciones:

Cilindro vertical

$$4.089 < Re < 28.551$$

Por otra parte, para el modelaje matemático del condensador se seleccionaron las mismas condiciones utilizadas para determinar el coeficiente convectivo externo del condensador (expuestas anteriormente), con la finalidad de facilitar la convergencia ya que las correlaciones empleadas en el mismo fueron obtenidas a través de una ruta de cálculo similar. Además, el modelaje matemático del evaporador se puede realizar por dos vías (ecuaciones bibliográficas ó incorporando la nueva correlación).

En las Tablas 4.7, 4.8, 4.9, 4.10 y 4.11 se observa que los valores de la temperatura de salida de los tubos del evaporador obtenidos mediante la incorporación de la nueva correlación son más parecidos a la realidad (ver Apéndice C) para presiones de operación elevadas y niveles altos; mientras que la temperatura de salida de los tubos del evaporador obtenidos mediante ecuaciones bibliográficas asumiendo procesos combinados de ebullición de estanque y convección forzada flujo interno se aproximan más a la realidad a presiones de operación y niveles de líquido relativamente bajos, lo cual resulta lógico ya que bajo esas condiciones el flujo másico que se evapora en los tubos es muy bajo (condición que favorece a la aproximación de un proceso de ebullición de estanque, el cual es el más relevante).

Los resultados obtenidos por el simulador de las condiciones seleccionadas para la validación del mismo se encuentran tabulados en la Tabla 4.12.

TABLA 4.7
RESULTADOS OBTENIDOS POR EL SIMULADOR UTILIZANDO ECUACIONES
BIBLIOGRÁFICAS E INTRODUCIENDO LA NUEVA CORRELACIÓN A UNA PRESIÓN
DE OPERACIÓN DE (4,0 ± 0,5) psig

Nivel de trabajo fijado (LC ± 0,05) cm	14,70	29,40	44,10	58,80	73,50
Caudal de operación (q ± 0,5) gpm	5,0	8,0	12,0	16,0	21,0
Temperatura de salida de la coraza del condensador (T ₂ ± 0,1) °C	35,8	34,1	33,5	32,4	31,8
Temperatura de salida de la coraza del evaporador (T ₃ ± 0,1) °C	98,0	98,0	98,0	98,0	98,0
Temperatura de salida de los tubos del evaporador (T ₄ ± 0,1) °C	102,2	101,8	100,9	101,8	100,9
Temperatura de salida de los tubos del evaporador introduciendo la nueva correlación (T _{4NC} ± 0,1) °C	104,2	104,1	103,7	103,8	103,7
Temperatura de entrada a los tubos del condensador (T ₅ ± 0,1) °C	98,0	98,0	98,0	98,0	98,0
Temperatura de salida de los tubos del condensador (T ₆ ± 0,5) °C	30,6	30,3	30,7	30,0	29,8
Flujo másico de condensado del condensador ($\dot{m}_C \pm 0,00001$) kg/s	0,00386	0,00442	0,00583	0,00552	0,00577
Flujo másico de condensado del evaporador ($\dot{m}_E \pm 0,00001$) kg/s	0,00440	0,00504	0,00665	0,00629	0,00657
Flujo másico de condensado del evaporador introduciendo la nueva correlación ($\dot{m}_{ENC} \pm 0,00001$) kg/s	0,00441	0,00505	0,00666	0,00631	0,00659

TABLA 4.8
RESULTADOS OBTENIDOS POR EL SIMULADOR UTILIZANDO ECUACIONES
BIBLIOGRÁFICAS E INTRODUCIENDO LA NUEVA CORRELACIÓN A UNA PRESIÓN
DE OPERACIÓN DE (8,0 ± 0,5) psig

Nivel de trabajo fijado ($LC \pm 0,05$)cm	14,70	29,40	44,10	58,80	73,50
Caudal de operación ($q \pm 0,5$) gpm	8,0	12,0	16,0	21,0	5,0
Temperatura de salida de la coraza del condensador ($T_2 \pm 0,1$) °C	35,2	34,4	33,9	32,5	45,4
Temperatura de salida de la coraza del evaporador ($T_3 \pm 0,1$) °C	98,0	98,0	98,0	98,0	98,0
Temperatura de salida de los tubos del evaporador ($T_4 \pm 0,1$) °C	105,2	103,9	102,3	102,2	102,3
Temperatura de salida de los tubos del evaporador introduciendo la nueva correlación ($T_{4NC} \pm 0,1$) °C	106,9	106,8	106,7	106,7	106,6
Temperatura de entrada a los tubos del condensador ($T_5 \pm 0,1$) °C	98,0	98,0	98,0	98,0	98,0
Temperatura de salida de los tubos del condensador ($T_6 \pm 0,5$) °C	29,3	29,7	30,5	30,1	30,8
Flujo másico de condensado del condensador ($\dot{m}_C \pm 0,00001$) kg/s	0,00562	0,00739	0,00898	0,00828	0,00928
Flujo másico de condensado del evaporador ($\dot{m}_E \pm 0,00001$) kg/s	0,00648	0,00850	0,01032	0,00952	0,01066
Flujo másico de condensado del evaporador introduciendo la nueva correlación ($\dot{m}_{ENC} \pm 0,00001$) kg/s	0,00649	0,00852	0,01036	0,00955	0,01070

TABLA 4.9
RESULTADOS OBTENIDOS POR EL SIMULADOR UTILIZANDO ECUACIONES
BIBLIOGRÁFICAS E INTRODUCIENDO LA NUEVA CORRELACIÓN A UNA PRESIÓN
DE OPERACIÓN DE (12,0 ± 0,5) psig

Nivel de trabajo fijado (LC ± 0,05) cm	14,70	29,40	44,10	58,80	73,50
Caudal de operación (q ± 0,5) gpm	12,0	16,0	21,0	5,0	8,0
Temperatura de salida de la coraza del condensador (T ₂ ± 0,1) °C	37,8	37,5	36,1	46,2	42,0
Temperatura de salida de la coraza del evaporador (T ₃ ± 0,1) °C	97,9	97,9	97,9	97,9	97,9
Temperatura de salida de los tubos del evaporador (T ₄ ± 0,1) °C	105,2	104,3	104,0	105,3	105,3
Temperatura de salida de los tubos del evaporador introduciendo la nueva correlación (T _{4NC} ± 0,1) °C	106,6	106,9	106,9	105,6	105,9
Temperatura de entrada a los tubos del condensador (T ₅ ± 0,1) °C	97,9	97,9	97,9	97,9	97,9
Temperatura de salida de los tubos del condensador (T ₆ ± 0,5) °C	33,1	37,7	39,2	31,2	33,0
Flujo másico de condensado del condensador ($\dot{m}_C \pm 0,00001$) kg/s	0,01186	0,01505	0,01567	0,00963	0,01150
Flujo másico de condensado del evaporador ($\dot{m}_E \pm 0,00001$) kg/s	0,01374	0,01741	0,01812	0,01115	0,01331
Flujo másico de condensado del evaporador introduciendo la nueva correlación ($\dot{m}_{ENC} \pm 0,00001$) kg/s	0,01375	0,01745	0,01816	0,01116	0,01332

TABLA 4.10
RESULTADOS OBTENIDOS POR EL SIMULADOR UTILIZANDO ECUACIONES
BIBLIOGRÁFICAS E INTRODUCIENDO LA NUEVA CORRELACIÓN A UNA PRESIÓN
DE OPERACIÓN DE (16,0 ± 0,5) psig

Nivel de trabajo fijado (LC ± 0,05) cm	14,70	29,40	44,10	58,80	73,50
Caudal de operación (q ± 0,5) gpm	16,0	21,0	5,0	8,0	12,0
Temperatura de salida de la coraza del condensador (T ₂ ± 0,1) °C	36,4	35,2	46,0	45,0	40,5
Temperatura de salida de la coraza del evaporador (T ₃ ± 0,1) °C	98,0	98,0	98,0	98,0	98,0
Temperatura de salida de los tubos del evaporador (T ₄ ± 0,1) °C	107,8	107,3	108,0	107,2	106,8
Temperatura de salida de los tubos del evaporador introduciendo la nueva correlación (T _{4NC} ± 0,1) °C	101,3	101,4	99,2	101,0	101,3
Temperatura de entrada a los tubos del condensador (T ₅ ± 0,1) °C	98,0	98,0	98,0	98,0	98,0
Temperatura de salida de los tubos del condensador (T ₆ ± 0,5) °C	35,1	38,5	82,5	55,5	55,5
Flujo másico de condensado del condensador ($\dot{m}_C \pm 0,00001$) kg/s	0,01345	0,01502	0,01045	0,01517	0,01630
Flujo másico de condensado del evaporador ($\dot{m}_E \pm 0,00001$) kg/s	0,01570	0,01753	0,01220	0,01770	0,01902
Flujo másico de condensado del evaporador introduciendo la nueva correlación ($\dot{m}_{ENC} \pm 0,00001$) kg/s	0,01562	0,01744	0,01212	0,01761	0,01893

TABLA 4.11
RESULTADOS OBTENIDOS POR EL SIMULADOR UTILIZANDO ECUACIONES
BIBLIOGRÁFICAS E INTRODUCIENDO LA NUEVA CORRELACIÓN A UNA PRESIÓN
DE OPERACIÓN DE (20,0 ± 0,5) psig

Nivel de trabajo fijado (LC ± 0,05) cm	14,70	29,40	44,10	58,80	73,50
Caudal de operación (q ± 0,5) gpm	21,0	5,0	8,0	12,0	16,0
Temperatura de salida de la coraza del condensador (T ₂ ± 0,1) °C	35,2	46,0	41,2	38,1	36,0
Temperatura de salida de la coraza del evaporador (T ₃ ± 0,1) °C	98,0	98,0	98,0	98,0	98,0
Temperatura de salida de los tubos del evaporador (T ₄ ± 0,1) °C	110,1	110,4	110,6	110,5	110,5
Temperatura de salida de los tubos del evaporador introduciendo la nueva correlación (T _{4NC} ± 0,1) °C	98,0	98,0	98,0	98,0	98,0
Temperatura de entrada a los tubos del condensador (T ₅ ± 0,1) °C	98,0	98,0	98,0	98,0	98,0
Temperatura de salida de los tubos del condensador (T ₆ ± 0,5) °C	37,7	82,5	87,2	90,2	92,0
Flujo másico de condensado del condensador ($\dot{m}_C \pm 0,00001$) kg/s	0,01500	0,01039	0,01201	0,01325	0,01358
Flujo másico de condensado del evaporador ($\dot{m}_E \pm 0,00001$) kg/s	0,01764	0,01222	0,01412	0,01558	0,01596
Flujo másico de condensado del evaporador introduciendo la nueva correlación ($\dot{m}_{ENC} \pm 0,00001$) kg/s	0,01747	0,01210	0,01398	0,01542	0,01580

TABLA 4.12
RESULTADOS OBTENIDOS POR EL SIMULADOR DE LAS CONDICIONES
SELECCIONADAS PARA LA VALIDACIÓN

Presión de operación (Pop ± 0,5) psig	6,0	10,0	14,0	18,0
Nivel de trabajo fijado (LC ± 0,05)cm	14,70	29,40	44,10	58,80
Caudal de operación (q ± 0,5) gpm	5,0	8,0	12,0	16,0
Temperatura de salida de la coraza del condensador (T ₂ ± 0,1) °C	34,6	41,5	38,0	36,0
Temperatura de salida de la coraza del evaporador (T ₃ ± 0,1) °C	97,9	97,9	97,9	97,9
Temperatura de salida de los tubos del evaporador (T ₄ ± 0,1) °C	105,1	103,6	106,5	109,0
Temperatura de salida de los tubos del evaporador introduciendo la nueva correlación (T _{4NC} ± 0,1) °C	106,9	107,7	105,7	101,9
Temperatura de entrada a los tubos del condensador (T ₅ ± 0,1) °C	97,9	97,9	97,9	97,9
Temperatura de salida de los tubos del condensador (T ₆ ± 0,5) °C	29,6	32,5	33,6	92,0
Flujo másico de condensado del condensador ($\dot{m}_C \pm 0,00001$) kg/s	0,00328	0,01149	0,01244	0,01379
Flujo másico de condensado del evaporador ($\dot{m}_E \pm 0,00001$) kg/s	0,00376	0,01326	0,01447	0,01615
Flujo másico de condensado del evaporador Introduciendo la nueva correlación ($\dot{m}_{ENC} \pm 0,00001$) kg/s	0,00377	0,01330	0,01446	0,01606

4.4. DESARROLLO DE LAS SUBRUTINAS NECESARIAS EN EL LENGUAJE DE PROGRAMACIÓN A UTILIZAR

Para el cálculo del sistema evaporador-condensador se emplearon diversas consideraciones, las cuales se muestran a continuación:

- ✓ Los equipos evaporador y condensador son adiabáticos (no existe transferencia de calor al ambiente).
- ✓ La temperatura de la pared interna y externa de los tubos del evaporador es constante a lo largo de los mismos.
- ✓ El vapor que circula por el lado de la coraza en el evaporador entra como vapor saturado y sale como líquido saturado.
- ✓ La presión interna en los tubos del evaporador y del condensador, así como la del separador de fases es igual a la presión ambiente.
- ✓ La temperatura del condensado proveniente de la trampa de vapor (T_3) es igual a la temperatura de saturación a la presión ambiente.
- ✓ En el modelaje matemático del evaporador, sin la incorporación de la correlación propuesta en el objetivo 2, el coeficiente convectivo interno saturado se calcula bajo la condición de una ebullición nucleada de alberca o estanque.
- ✓ Los efectos de la recirculación de flujo en el evaporador proveniente del separador de fases es despreciable.
- ✓ En el separador de fases se divide completamente el vapor saturado del líquido saturado.
- ✓ La temperatura de entrada del vapor proveniente del separador de fases al condensador (T_5) es igual a la temperatura de saturación a la presión ambiente.
- ✓ La temperatura de la pared interna y externa de los tubos del condensador es igual (se desprecia la resistencia térmica conductiva de los tubos).
- ✓ La temperatura de la pared de los tubos del condensador no es constante a lo largo de los mismos.
- ✓ El comportamiento de la temperatura de pared de los tubos del condensador es como la del fluido caliente en el mismo (Figura 3.5).

- ✓ La temperatura de pared de los tubos del condensador en el terminal caliente es igual al promedio de las temperaturas de los fluidos caliente y frío en el mismo terminal.
- ✓ La correlación empleada para determinar el coeficiente convectivo externo del condensador es la obtenida en el objetivo 3 a partir de los datos experimentales (tal como se explica en el capítulo III), debido a la incompatibilidad del uso de las ecuaciones 3.41 y 3.44 por la ausencia de deflectores.

Por otra parte, antes de la elaboración de las subrutinas que conforman el programa de simulación, se hacen, o transcriben, las bases de datos y en que modalidad se hacen. En este caso se hicieron cuatro ficheros en formato “.txt” ya que el mismo es muy fácil de utilizar y de maniobrar; desde el punto de vista de programación. Una desventaja, es que hace el flujo y transferencia de datos un poco lento por no ser un archivo de base de datos meramente, pero para las exigencias del software y la poca cantidad de datos lo hace el formato más ideal.

Estos ficheros son: “bd.txt “, “bd2.txt “, “bd3.txt “ y “bd4.txt “ en el primero se encuentran las propiedades de líquido comprimido tal y como se muestran en la Tabla B.3. En el segundo las propiedades de saturación del agua (Tabla B.2 del Apéndice B), en el tercer fichero se encuentra la conductividad térmica del acero inoxidable y acero galvanizado a diferentes temperaturas tal y como se muestra en la Tabla B.1, y por último se encuentran las propiedades de vapor sobrecalentado (ver Tabla B.4).

Dicha la manera de donde se obtienen los datos de propiedades para el fluido de trabajo, agua, es momento de explicar como se distribuyen los datos en el programa. Para ello se utiliza una función llamada BUSCAR, la cual tiene como argumentos: una constante que contiene un número que corresponde a la propiedad que se esta buscando, y el valor de la variable de la cual depende la propiedad que se desea buscar, por ejemplo la temperatura.

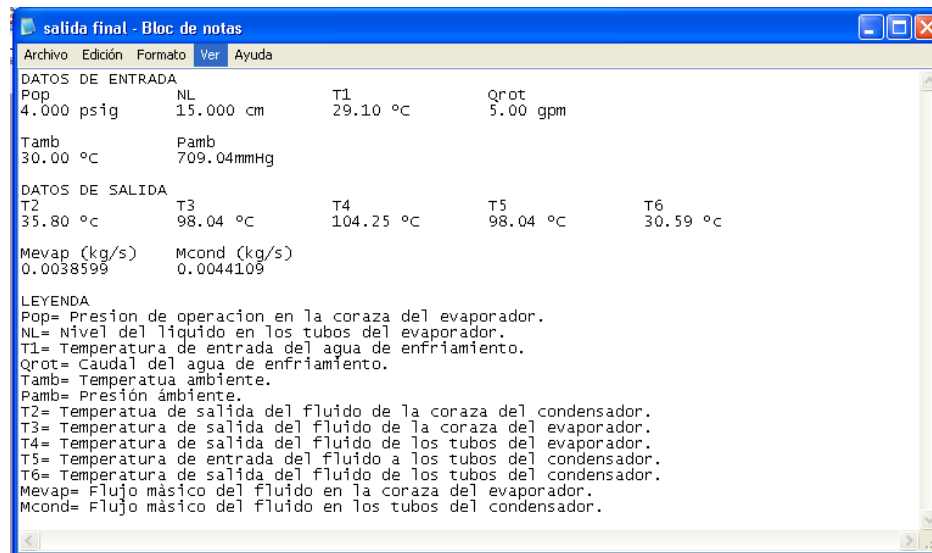
Esta función posee la particularidad de que con estos dos argumentos únicamente, se encarga de buscar el archivo donde puede encontrar la propiedad problema e interpolar linealmente si es necesario para encontrar la propiedad en la ubicación definida. Esto se logra mediante el uso de un comando llamado switch; además, se encarga de abrir y cerrar los archivos y detectar problemas al hacer dichas operaciones. Es por ello y por el gran uso de propiedades para realizar los cálculos que hace de esta función, la función corazón del programa.

Por otro lado, las demás funciones no tienen alguna particularidad especial ya que sólo se encargan de realizar los cálculos tal y como se muestran en el Apéndice A; sólo las funciones para hallar a las variables T_2 y T_6 tienen en sí un sistema iterativo, ya que las ecuaciones son implícitas, dicha iteración se realiza mediante el método numérico de bisección con el fin de acelerar la convergencia. Además, tienen la característica de evitar errores; es decir, debido a la existencia de un logaritmo al ocurrir que el argumento sea igual o menor a cero éste toma un valor por defecto.

Antes de la elaboración de éstas subrutinas primero se tuvo que escoger un lenguaje de programación adecuado para lograr el objetivo deseado; rapidez, facilidad de programación y práctico. Es por ello que el lenguaje ANSI C fue escogido para esto porque el mismo tiene como características principales: que es un lenguaje de nivel intermedio; es decir, que posee muchas características de lenguajes de bajo nivel lo que hace que las aplicaciones desarrolladas sean más óptimas y más rápidas en lo que respecta a procesamiento de datos; posee diversos compiladores que hacen del mismo un lenguaje portable para utilizarse en diferentes plataformas (Windows y Unix por ejemplo), además de muchas otras ventajas.

Al finalizar de hacer el programa de simulación se observa que el mismo es una aplicación .exe que es ejecutada desde MS-DOS la cual recibe como datos iniciales: la temperatura y el caudal del agua de entrada de Hidrocentro, la temperatura ambiente así como la presión ambiente leída en el manómetro, la presión del vapor que entra por la coraza del evaporador y el nivel de agua en los tubos del evaporador.

Adicionalmente, el programa origina un archivo de salida en donde se pueden obtener los valores de manera impresa en un archivo .txt, este archivo posee la siguiente forma:



```

salida final - Bloc de notas
Archivo Edición Formato Ver Ayuda
DATOS DE ENTRADA
Pop          NL          T1          Qrot
4.000 psig   15.000 cm   29.10 °C    5.00 gpm
Tamb         Pamb
30.00 °C     709.04mmHg
DATOS DE SALIDA
T2          T3          T4          T5          T6
35.80 °C    98.04 °C    104.25 °C   98.04 °C    30.59 °C
Mevap (kg/s)  Mcond (kg/s)
0.0038599    0.0044109
LEYENDA
Pop= Presion de operacion en la coraza del evaporador.
NL= Nivel del liquido en los tubos del evaporador.
T1= Temperatura de entrada del agua de enfriamiento.
Qrot= Caudal del agua de enfriamiento.
Tamb= Temperatura ambiente.
Pamb= Presion ambiente.
T2= Temperatura de salida del fluido de la coraza del condensador.
T3= Temperatura de salida del fluido de la coraza del evaporador.
T4= Temperatura de salida del fluido de los tubos del evaporador.
T5= Temperatura de entrada del fluido a los tubos del condensador.
T6= Temperatura de salida del fluido de los tubos del condensador.
Mevap= Flujo másico del fluido en la coraza del evaporador.
Mcond= Flujo másico del fluido en los tubos del condensador.

```

Figura 4.7 Archivo de salida del simulador.

Como se puede observar en la Figura 4.7, en este archivo se presentan los valores de entrada que recibió el simulador, así como los resultados que arroja el mismo. Este archivo es de fácil uso ya que posee formato txt y puede ser leído desde cualquier programa de codificador de texto; además de poseer una fácil impresión y portabilidad.

4.5. DISEÑO DE LA INTERFAZ GRÁFICA DEL PROGRAMA DE SIMULACIÓN

Al realizar la interfaz gráfica usando Visual Basic 6 se observa que es una manera muy fácil. Para esta tarea se diseña un diagrama del proceso en un editor de imagen como lo es CorelDraw y se exporta en formato jpeg de manera que pueda ser anexada en el formulario, que es la ventana receptora de todos los botones y demás controles.

Esta interfaz no hace más que hacer la interacción con el usuario más amigable, además facilita la introducción de los datos necesarios para la solución obteniendo las respuestas de la simulación de manera gráfica y más entendible.

Para este fin se aprecia que en la misma existen barras de desplazamiento y cuadros de texto para la introducción de los datos, haciendo además especies de animaciones de manera que se aprecie un poco el dinamismo del programa.

La entrada de la información se realiza únicamente mediante el uso de la interfaz gráfica, tal y como se muestra en las Figuras 4.8, 4.9 y 4.10.

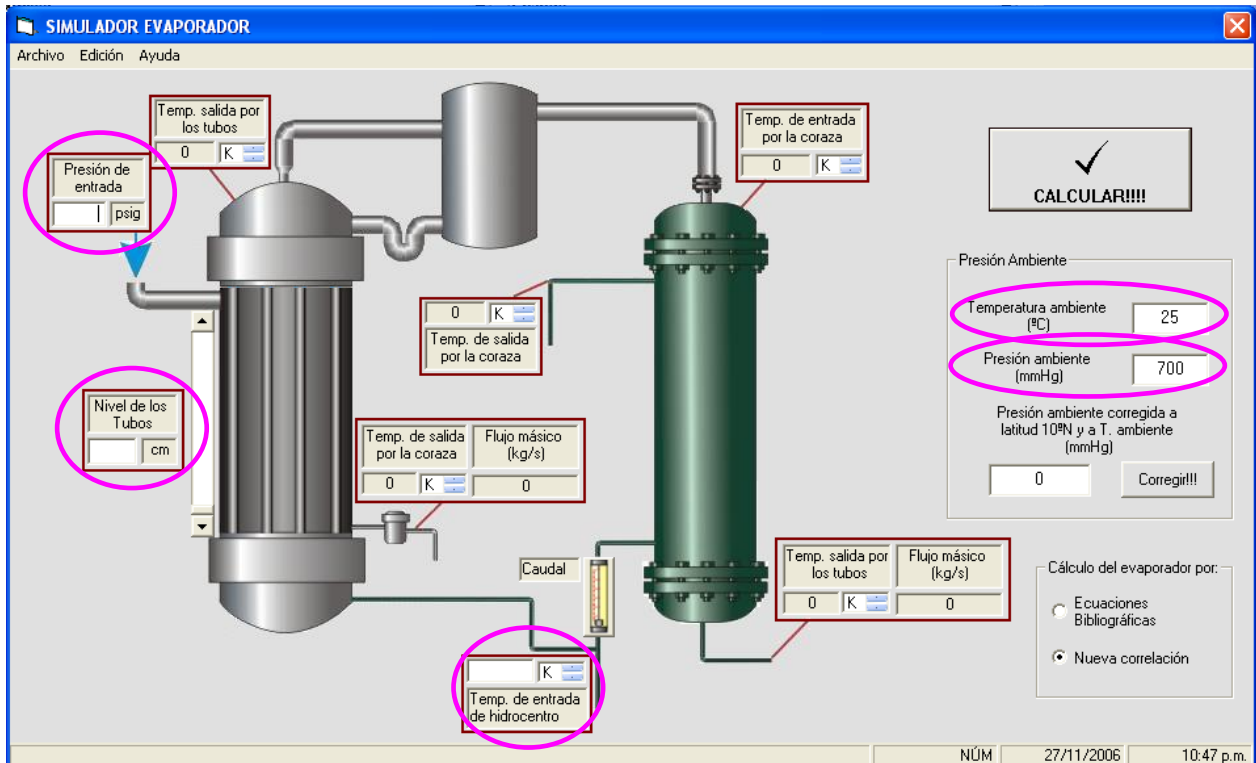


Figura 4.8 Introducción de los datos al simulador mediante cuadros de texto.

Adicionalmente, la información se introduce en los cuadros de texto respectivos a la etiqueta que se muestra en su parte superior o inferior de los mismos (Figura 4.8). Además, para fijar el nivel de líquido en los tubos del evaporador se puede utilizar una barra de desplazamiento, tal como se muestra en la Figura 4.9; a su vez, se puede introducir la manera en que se pueden hacer los cálculos por medio de un par de botones de opción que se encuentran a la derecha de la pantalla del simulador.

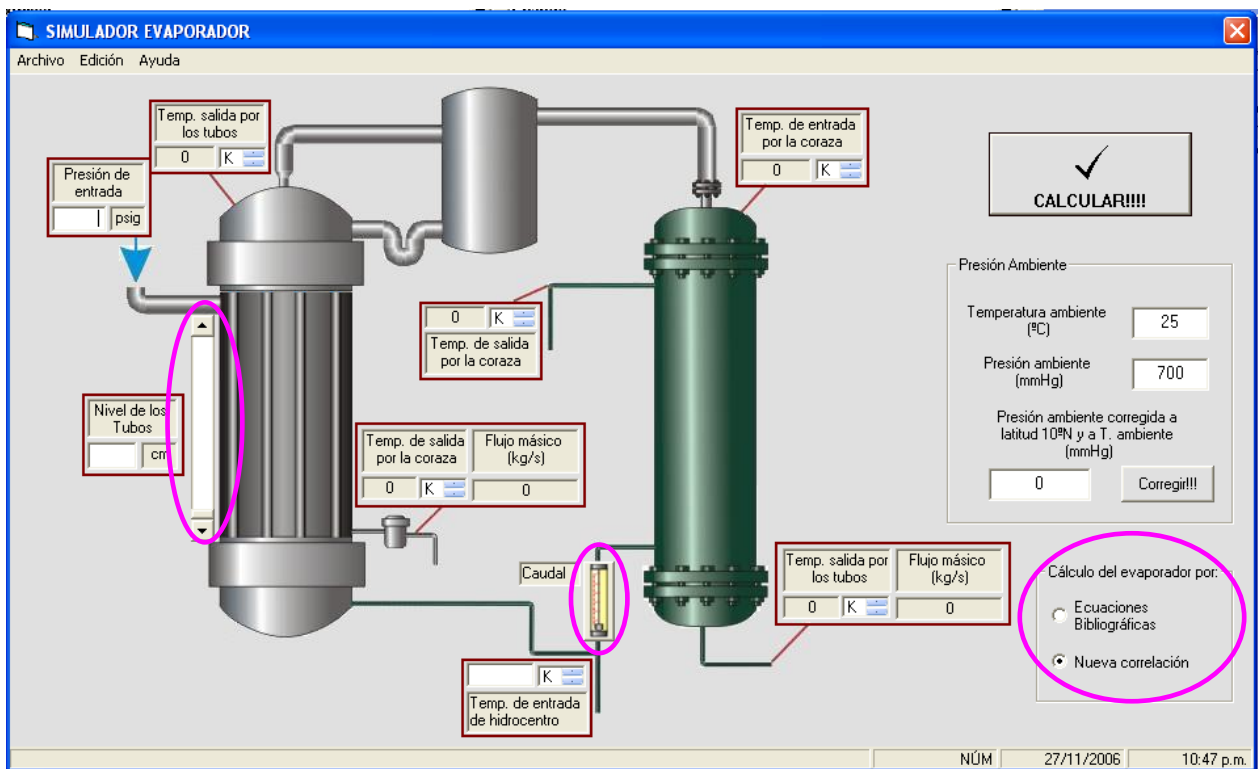


Figura 4.9 Selección del nivel de líquido y ruta de cálculo para el evaporador.

Por otra parte, para introducir el caudal del fluido de enfriamiento en la coraza del condensador se debe hacer clic sobre el botón en forma de rotámetro y aparecerá un cuadro de dialogo (Figura 4.10). El valor del caudal se introduce mediante el uso de una barra de desplazamiento, la cual a medida que se mueva modifica el valor correspondiente en el cuadro de texto, seguidamente se debe pulsar el botón aceptar para que el simulador pueda guardar el valor indicado de lo contrario dicho valor no se guardará.

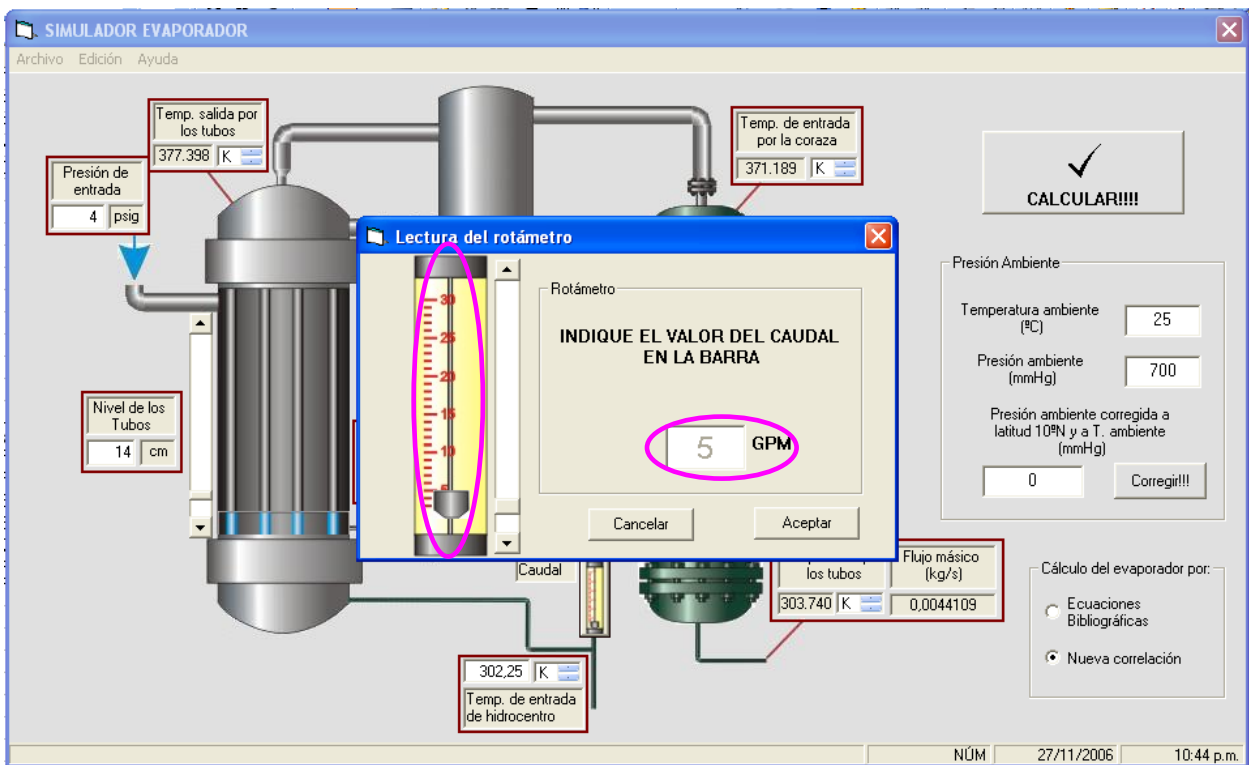


Figura 4.10 Selección del caudal en el rotámetro.

4.6. VALIDACIÓN DEL SOFTWARE DE SIMULACIÓN MEDIANTE LOS MÉTODOS ESTADÍSTICOS MÁS ADECUADOS

Los métodos estadísticos seleccionados en este caso, tal como se mencionó en la metodología, son dos; el primero, para pruebas paramétricas (prueba t pareada) y el segundo para pruebas no paramétricas (prueba de rango con signo se Wilcoxon).

En la Tabla 4.13 se aplica el procedimiento de Wilcoxon con el fin de determinar si los modelos empleados por el programa de simulación proporciona resultados estadísticamente iguales a los reales, esto se realiza a través de los resultados para la validación aportados por la Tabla 4.12, para la primera condición utilizando sólo ecuaciones bibliográficas. La hipótesis (nula) consiste en este caso en que la diferencia media absoluta entre los resultados generados por el simulador y los valores reales es nula.

TABLA 4.13
APLICACIÓN DE LA PRUEBA DE RANGO CON SIGNO DE WILCOXON A LOS
RESULTADOS OBTENIDOS POR EL SIMULADOR

Variable	Diferencia (d_j)	Rango con signo
T_2	0,00000	1
\dot{m}_C	-0,00071	-2
\dot{m}_E	-0,00129	-3
T_3	0,20000	4
T_5	-0,40000	-5
T_6	1,60000	6
T_4	6,80000	7

De la Tabla 4.13 se obtiene $W^+ = Abs(1+4+6+7) \rightarrow W^+ = 18$ y $W^- = Abs(-2-3-5) \rightarrow W^- = 10$ y de la Tabla D.2 (página 228) del Apéndice D se tiene que para un nivel de confianza del 95% ($\alpha = 0,05$) y $n = 7$, el valor crítico es $W'_{0,05} = 2$. Debido a que $W = Min(18,10) \rightarrow W = 10$ no es menor que $W'_{0,05} = 2$, no es posible rechazar la hipótesis (nula).

A través del método no paramétrico de Wilcoxon se llega a la conclusión de que no es posible rechazar la hipótesis de que el simulador proporciona resultados iguales que los valores reales.

La aplicación del método paramétrico de la prueba t pareada se realiza a continuación.

Utilizando las diferencias d_j tabuladas en la Tabla 4.13 se encuentra la media y la varianza de las diferencias a través de las ecuaciones 2.19 y 2.20 y finalmente el estadístico de prueba se obtiene por la ecuación 2.18. Debido a que para determinar la media, los parámetros involucrados deben poseer las mismas unidades se realizó una prueba para las temperaturas y otra para los flujos másicos.

✓ **Para las temperaturas**

Los valores obtenidos de la media y la varianza de las diferencias para las temperaturas fueron: $\bar{d} = 1,64$; $sd^2 = 8,888$. De tal forma el estadístico de prueba es:

$$t_o = \frac{1,64}{2,9813/\sqrt{5}} \rightarrow t_o = 1,230$$

Empleando un nivel de confianza del 95% ($\alpha = 0,05$) y el número de grados de libertad es $\nu = 5 - 1 = 4$, entonces se obtiene que $t_{\alpha/2,\nu} = t_{0,025,4} = 2,776$.

Puesto que $t_o = 1,230$ no es mayor que $t_{0,025,4} = 2,776$ y tampoco es menor que $t_{0,025,4} = -2,776$, no es posible rechazar la hipótesis (nula) de que el simulador proporciona resultados de temperaturas iguales que los valores reales.

✓ **Para los flujos máxicos**

Los valores obtenidos de la media y la varianza de las diferencias para los flujos máxicos fueron: $\bar{d} = -0,001$; $sd^2 = 1,682 \cdot E^{-7}$. De tal forma el estadístico de prueba es:

$$t_o = \frac{-0,001}{0,00041/\sqrt{2}} \rightarrow t_o = -3,448$$

Empleando un nivel de confianza del 95% ($\alpha = 0,05$) y el número de grados de libertad es $\nu = 2 - 1 = 1$, entonces se obtiene que $t_{\alpha/2,\nu} = t_{0,025,1} = 12,706$.

Puesto que $t_o = -3,448$ no es mayor que $t_{0,025,1} = 12,706$ y tampoco es menor que $t_{0,025,1} = -12,706$, no es posible rechazar la hipótesis (nula) de que el simulador proporciona resultados de los flujos máxicos iguales que los valores reales.

Análogamente se realiza el mismo procedimiento para las demás condiciones tabuladas en la Tabla 4.12, tanto para los resultados obtenidos por las educaciones bibliográficas como para los obtenidos a través de la incorporación de la nueva correlación. Los resultados de las pruebas para todas las condiciones se encuentran tabuladas en las Tablas 4.14 y 4.15.

En conclusión, se obtuvo que los modelos empleados por el programa de simulación proporciona resultados estadísticamente iguales a los reales.

TABLA 4.14
RESULTADOS DE LAS PRUEBAS ESTADÍSTICAS PARA LA VALIDACIÓN DEL SIMULADOR
UTILIZANDO ECUACIONES BIBLIOGRÁFICAS

Presión de operación (Pop ± 0,5) psig	Nivel de trabajo fijado (LC±0,05)cm	Caudal de operación (q ± 0,5) gpm	Prueba t pareada				Prueba de rango con signo de Wilcoxon	
			Estadístico de prueba (t_{o_i})		Resultado de la Hipótesis nula (H_o)		Estadístico de prueba (W)	Resultado de la Hipótesis nula (H_o)
			Temperatura	Flujo másico	Temperatura	Flujo másico		
6,0	14,70	5,0	1,230	-3,448	Aprobada	Aprobada	10	Aprobada
10,0	29,40	8,0	0,951	-1,857	Aprobada	Aprobada	14	Aprobada
14,0	44,10	12,0	-0,488	-4,401	Aprobada	Aprobada	6	Aprobada
18,0	58,80	16,0	1,054	-3,766	Aprobada	Aprobada	13	Aprobada

* Todas las pruebas fueron realizadas con un nivel de confianza de 95%

TABLA 4.15
RESULTADOS DE LAS PRUEBAS ESTADÍSTICAS PARA LA VALIDACIÓN DEL SIMULADOR
INCORPORANDO LA NUEVA CORRELACIÓN

Presión de operación (Pop ± 0,5) psig	Nivel de trabajo fijado (LC±0,05)cm	Caudal de operación (q ± 0,5) gpm	Prueba t pareada				Prueba de rango con signo de Wilcoxon	
			Estadístico de prueba (t_{o_i})		Resultado de la Hipótesis nula (H_o)		Estadístico de prueba (W)	Resultado de la Hipótesis nula (H_o)
			Temperatura	Flujo másico	Temperatura	Flujo másico		
6,0	14,70	5,0	1,188	-3,491	Aprobada	Aprobada	10	Aprobada
10,0	29,40	8,0	0,990	-1,909	Aprobada	Aprobada	14	Aprobada
14,0	44,10	12,0	-0,574	-4,385	Aprobada	Aprobada	6	Aprobada
18,0	58,80	16,0	0,831	-3.696	Aprobada	Aprobada	12	Aprobada

* Todas las pruebas fueron realizadas con un nivel de confianza de 95%

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

A continuación se indican las conclusiones más importantes del presente trabajo de investigación, así como también las recomendaciones más relevantes para la elaboración de futuros trabajos.

CONCLUSIONES

- ✓ El comportamiento de los flujos máscicos del evaporador son independientes del caudal del rotámetro.
- ✓ Los valores del los flujos máscicos del evaporador se favorecen con el aumento de la presión de operación hasta un límite.
- ✓ La correlación propuesta para la determinación del coeficiente convectivo interno balanceado del evaporador fue:

$$h = 0,0083 \frac{k_L}{Di} \cdot \frac{L}{Di} \cdot \text{Re} \cdot \frac{h_{fg} \cdot \mu_L}{k_L \cdot \Delta T} \cdot \left(\frac{g \cdot (\rho_L - \rho_V) \cdot D^2}{\sigma} \right)^{1/4} \cdot \left(\frac{g \cdot \rho_V \cdot (\rho_L - \rho_V) \cdot Di^3}{\mu_L^2} \right)^{-1/2} \cdot \left(\frac{N_L}{Di} \right)^{-0,0008} \cdot \text{Pr}_L$$

Restricciones :

Cilindro vertical

$$27 < \text{Re} < 240$$

- ✓ El poder predictivo de la correlación es excelente, siendo la desviación máxima reportada de 1,6899%.
- ✓ El comportamiento de la temperatura de pared del condensador que mejor se adapta es el caso A (cuando se comporta como el fluido caliente).
- ✓ La incorporación de la correlación propuesta en el objetivo 2 genera resultados más reales para presiones de operación y niveles de líquidos elevados.
- ✓ Para presiones y niveles de líquidos bajos las ecuaciones bibliográficas genera resultados más reales que los arrojados con la incorporación de la nueva correlación.
- ✓ El lenguaje de programación que mejor se adapta para el desarrollo de los módulos de cálculo para el simulador del presente trabajo es ANSI C.
- ✓ El lenguaje de programación que mejor se adapta para el desarrollo de una interfaz gráfica para el simulador del presente trabajo es Visual Basic.

- ✓ Para las diversas condiciones establecidas para la validación se comprobó, para ambas pruebas, que los resultados generados por el simulador y los reales son estadísticamente iguales.

RECOMENDACIONES

- ✓ Colocar deflectores en el equipo del condensador con el fin mejorar la transferencia de calor en el equipo debido al aprovechamiento del área de transferencia, corrigiendo a la vez el comportamiento errático del perfil de temperatura del fluido que circula por la coraza.
- ✓ Reemplazar la válvula HV-6 (ver Figura 3.1) con la cual se regula el caudal del agua de enfriamiento en el condensador, debido a que la misma se encuentra deteriorada, razón por la cual se dificulta mantener el caudal en el valor establecido.
- ✓ Incluir las pérdidas de calor al ambiente en las correlaciones del simulador, ya que para éstas se asumió un sistema adiabático.
- ✓ Eliminar las fugas de vapor que se producen en la válvula HV-1 ya que las mismas originan variaciones en la lectura de la presión del vapor que circula por la coraza del evaporador.
- ✓ Instalar un termopar de inmersión en el acumulador que se encuentra en la parte inferior de los tubos del condensador, a fin de obtener una medida de temperatura más real del condensado proveniente del interior de los mismos.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. Arrierche, M. (2000). *Simulación del sistema de absorción, enfriamiento del ácido y generación de vapor de una planta de H₂SO₄*. Trabajo de grado sin publicación, Universidad de Carabobo, Facultad de Ingeniería, Venezuela.
2. Ciro, J. (1985). *Manual de programación para cálculos en transferencia de calor*. Trabajo de grado sin publicación, Universidad de Carabobo, Venezuela.
3. Contaste, M. (2001). *Desarrollo de un modulo de cálculo de diseño de intercambiadores de calor de tubo y coraza compatible con el programa SIMESTUC*. Trabajo de grado sin publicación, Universidad de Carabobo, Venezuela.
4. García, O. (2000). *Simulación numérica y validación experimental de evaporadores, condensadores y tubos capilares. Integración en sistemas de refrigeración por compresión*. Trabajo de grado sin publicación, Universidad Politécnica de Cataluña, España.
5. Harb, R. (2001). *Simulación de un proceso de hidrocraqueo de gasóleos provenientes de la destilación de crudos pesados*. Trabajo de grado sin publicación, Universidad de Carabobo, Venezuela.
6. Incropera, F. P y DeWitt, D. (1999). *Fundamentos de transferencia de calor*. (4^a ed.). Prentice Hall. México.
7. Kern, D. (1981). *Procesos de transferencia de calor*. (15^a ed.). Continental. México D.F, México.
8. Mallard, W. (2005). *Base de Datos de Referencia Estándar del NIST*. [Libro en Línea]. Disponible: <http://webbook.nist.gov/chemistry>. [Consulta: 2006, Abril 9]

9. Montgomery, D. y Runger, G. (1996). *Probabilidad y estadística aplicadas a la ingeniería*. (1ª edición en español). McGraw-Hill. México.
10. Necati, M. (1979). *Transferencia de calor*. (Traducido de la 1ª ed. inglesa). McGraw-Hill. Bogotá, Colombia.
11. Ochoa, M. (1997). *Incorporación de interfaces gráficas a la simulación de tejidos jacquard mediante hardware estándar*. Trabajo de grado sin publicación, Universidad Politécnica de Cataluña, España.
12. Perry, R. y Green, D. (2001). *Manual de ingeniero químico*. (4ª ed. en español). McGraw-Hill. Madrid, España.
13. Rodríguez, J. (2003). *Ingeniería de Calidad*. [Curso en línea]. Disponible: <http://www.itchihuahua.edu.mx/academic/industrial/ingcalidad/index.html>. [Consulta: 2006, Mayo 12]
14. Tamayo, M. (1988). *Diccionario de la investigación*. (2ª ed.). Limusa. México D.F, México.
15. Von der Becke, C. (2000). *Glosario de Diseño de Experimentos*. [Trabajo en Línea]. Disponible: <http://club.telepolis.com/ohcop/doe4.html>. [Consulta: 2006, Junio 7]
16. Walpole, R., Myers, R. y Myers, S. (1999). *Probabilidad y estadística para ingeniería*. (6ª ed.). Prentice Hall. México.
17. Welty, J. y otros. (1991). *Fundamentos de transferencia de momento, calor y masa*. (4ª ed.). Limusa. México D.F, México.

18. Yacuzzi, E. y otros (s.f). *El diseño experimental y los métodos de Taguchi: conceptos y aplicaciones en la industria farmacéutica*. [Trabajo en Línea]. Disponible: <http://www.cema.edu.ar/publicaciones/download/documentos/258.pdf>. [Consulta: 2006, Abril 9]

19. Zepa, S. (2004). Evaluación de las condiciones de operación del sistema evaporador-condensador vertical del Laboratorio de Ingeniería Química. Trabajo de grado sin publicación, Universidad de Carabobo, Venezuela.

APÉNDICE A. CÁLCULOS TÍPICOS

A continuación se presentan los modelos matemáticos utilizados para determinar los parámetros necesarios para el desarrollo de este trabajo de investigación.

A.1. CALIBRACIÓN DEL ROTÁMETRO

⊕ CÁLCULO DEL CAUDAL INDIVIDUAL

Utilizando los valores reportados en la Tabla C.10, correspondientes a un caudal de 21gpm y la densidad tomada de la Tabla B.3 sustituyéndolos en la ecuación siguiente, se obtiene:

$$Q = \frac{m_{ell} - m_{ev}}{t \cdot \rho} \quad (A.1)$$

Donde:

Q= caudal (m³/s)

m_{ell}= masa del envase lleno (kg).

m_{ev}= masa del envase vacío (kg).

t= tiempo de recolección (s).

ρ= densidad del agua (kg/m³).

$$Q = \frac{(3,5385 - 0,3494) \text{ kg}}{2,27\text{s} \cdot 998,12 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 0,001407536 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$Q = \frac{(3,5385 - 0,3494) \text{ kg}}{2,27\text{s} \cdot 998,12 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 0,001407536 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

El error de esta variable se calcula por el método de las derivadas parciales, según se muestra a continuación:

$$\Delta Q = \left| \frac{\partial Q}{\partial t} \right| \cdot \Delta t + \left| \frac{\partial Q}{\partial m_{ell}} \right| \cdot \Delta m_{ell} + \left| \frac{\partial Q}{\partial m_{ev}} \right| \cdot \Delta m_{ev}$$

Derivando se obtiene:

$$\Delta Q = \left| \frac{m_{ell} - m_{ev}}{t^2 \cdot \rho} \right| \cdot \Delta t + \left| \frac{1}{t \cdot \rho} \right| \cdot \Delta m_{ell} + \left| -\frac{1}{t \cdot \rho} \right| \cdot \Delta m_{ev}$$

Sustituyendo:

$$\Delta Q = \left| \frac{(3,5385 - 0,3494) \text{kg}}{(2,27\text{s})^2 \cdot 998,12 \text{kg/m}^3} \right| \cdot 0,01\text{s} + \left| \frac{1}{2,27\text{s} \cdot 998,12 \text{kg/m}^3} \right| \cdot 0,0001\text{kg} + \dots$$

$$\dots + \left| \frac{1}{2,27\text{s} \cdot 998,12 \text{kg/m}^3} \right| \cdot 0,0001\text{kg} = 0,000006$$

Finalmente

$$Q = (0,001408 \pm 0,000006) \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

⊕ CÁLCULO DEL CAUDAL PROMEDIO

Utilizando los valores reportados en la Tabla C.10, correspondientes a un caudal de 21gpm se obtiene:

$$\bar{Q} = \frac{(0,00137041 + 0,001458154 + 0,001376495 + 0,0013904 + 0,001407536) \text{m}^3/\text{s}}{5}$$

$$\bar{Q} = 0,001400595 \text{m}^3/\text{s}$$

El error de esta variable se calcula por el método de las derivadas parciales, derivando, se obtiene que:

$$\Delta \bar{Q} = \sum_{i=1}^5 \left| \frac{\Delta Q_i}{5} \right|$$

Sustituyendo:

$$\Delta \bar{Q} = \frac{(0,00000413 + 0,00000488 + 0,00000407 + 0,00000553 + 0,00000629) \text{m}^3/\text{s}}{5}$$

$$\Delta \bar{Q} = 0,000005 \text{m}^3/\text{s}$$

Finalmente

$$\bar{Q} = (0,001401 \pm 0,000005) \text{m}^3/\text{s}$$

A.2. DETERMINACIÓN DE LOS FLUJOS MÁSICOS PROMEDIOS (\dot{m}_p)

⊕ CÁLCULO DEL FLUJO MÁSICO INDIVIDUAL

Utilizando los valores reportados en la Tabla C.10, correspondientes a la presión de operación de 20 psig y sustituyéndolos en la ecuación 3.1, se obtiene:

$$\dot{m}_i = \frac{(1,4728 - 0,1752) \text{kg}}{47,30\text{s}} = 0,027609 \text{ kg/s}$$

El error de esta variable se calcula por el método de las derivadas parciales, según se muestra a continuación:

$$\Delta \dot{m}_i = \left| \frac{\partial \dot{m}_i}{\partial t} \right| \cdot \Delta t + \left| \frac{\partial \dot{m}_i}{\partial Mell} \right| \cdot \Delta Mell + \left| \frac{\partial \dot{m}_i}{\partial Mev} \right| \cdot \Delta Mev$$

Derivando se obtiene:

$$\Delta \dot{m}_i = \left| \frac{Mell - Mev}{t^2} \right| \cdot \Delta t + \left| \frac{1}{t} \right| \cdot \Delta Mell + \left| -\frac{1}{t} \right| \cdot \Delta Mev$$

Sustituyendo:

$$\begin{aligned} \dot{m}_i &= \left| \frac{(1,4728 - 0,1752) \text{kg}}{(47,30\text{s})^2} \right| \cdot 0,01\text{s} + \left| \frac{1}{47,30\text{s}} \right| \cdot 0,0001\text{kg} + \dots \\ &\dots + \left| -\frac{1}{47,30\text{s}} \right| \cdot 0,0001\text{kg} = 0,00001 \end{aligned}$$

Finalmente

$$\dot{m}_i = (0,02761 \pm 0,00001) \text{ kg/s}$$

⊕ CÁLCULO DEL FLUJO MÁSICO PROMEDIO

Utilizando los valores reportados en la Tabla 5.1, correspondientes a la presión de operación de 20 psig sustituyéndolos en la ecuación 3.2, se obtiene:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{pi} &= \frac{(0,025308 + 0,025608 + 0,027609) \text{kg/s}}{3} \\ \dot{m}_{pi} &= 0,026174846 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

El error de esta variable se calcula por el método de las derivadas parciales, obteniéndose la siguiente expresión:

$$\Delta \dot{m}_i = \sum_{j=1}^5 \left| \frac{\Delta \dot{m}_{i_j}}{3} \right|$$

Sustituyendo:

$$\Delta \dot{m}_{pi} = \frac{(0,000009247 + 0,000005124 + 0,000010129) \text{ kg/s}}{3}$$

$$\Delta \dot{m}_{pi} = 0,00001 \text{ kg/s}$$

Finalmente

$$\dot{m}_{pi} = (0,02617 \pm 0,00001) \text{ kg/s}$$

A.3. DETERMINACIÓN DEL COEFICIENTE CONVECTIVO INTERNO BALANCEADO DEL EVAPORADOR (h_{BE})

Utilizando los valores reportados en la Tabla C.9, correspondientes a la presión de operación de 20 psig y las propiedades que se encuentran en las Tablas B.2, sustituyéndolos en la ecuación 3.3 obtiene:

$$q_{evap} = 0,02672 \frac{kg}{s} \cdot \left[4190,277318 \frac{J}{kg \cdot K} \cdot (371,10 - 302,75)K + \dots \right. \\ \left. \dots + 2262196,91 \frac{J}{kg} + 2069,07951 \frac{J}{kg \cdot K} \cdot (371,95 - 371,10)K \right] \\ q_{evap} = 55022 W$$

El error de esta variable se calcula por el método de las derivadas parciales, obteniéndose la siguiente expresión:

$$\Delta q_{evap} = \left| Cp_L \cdot (T_{sat_{Pamb}} - T_1) + h_{fg_{Pamb}} + Cp_g \cdot (T_4 - T_{sat_{Pamb}}) \right| \cdot \Delta m_{evap} + \dots \\ \dots + \left| -m_{vap} \cdot Cp_L \right| \cdot \Delta T_1 + \left| m_{evap} \cdot Cp_g \right| \cdot \Delta T_4$$

Sustituyendo los valores respectivos

$$\Delta q_{evap} = \left| 4190,277318 \frac{J}{kg \cdot K} \cdot (371,10 - 302,75_1)K + 2262196,91 \frac{J}{kg} + \dots \right. \\ \left. \dots + 2069,07951 \frac{J}{kg \cdot K} \cdot (371,95 - 371,10)K \right| \cdot 0,00001 \frac{kg}{s} + \dots \\ \dots + \left| -0,02672 \frac{kg}{s} \cdot 4190,277318 \frac{J}{kg \cdot K} \right| \cdot 0,1K + \left| 0,02672 \frac{kg}{s} \cdot 2069,07951 \frac{J}{kg \cdot K} \right| \cdot 0,1K \\ \Delta q_{evap} = 18 W$$

Finalmente

$$q_{evap} = (55022 \pm 18) W$$

Utilizando los valores reportados en la Tabla C.9, correspondientes a la presión de operación de 20 psig sustituyéndolos en la ecuación 3.4 obtiene:

$$q_{se} = 0,02672 \frac{kg}{s} \cdot \left[4190,277318 \frac{J}{kg \cdot K} \cdot (371,10 - 302,75)K \right] \\ q_{se} = 6174,579559 W$$

El error de esta variable se calcula por el método de las derivadas parciales, obteniéndose la siguiente expresión:

$$\Delta q_{se} = |Cp_L \cdot (T_{sat_{Pamb}} - T_1)| \cdot \Delta m_{evap} + |m_{evap} \cdot Cp_L| \cdot \Delta T_1$$

Sustituyendo los valores respectivos

$$\Delta q_{se} = \left| 4190,277318 \frac{J}{kg \cdot K} \cdot (371,10 - 302,75)K \right| \cdot 0,00001 \frac{kg}{s}$$

$$\Delta q_{se} = 3 W$$

Finalmente

$$q_{se} = (6175 \pm 3) W$$

Utilizando los valores reportados en la Tabla C.9, correspondientes a la presión de operación de 20 psig sustituyéndolos en la ecuación 3.5 obtiene:

$$q_{sat} = 0,021576182 \frac{kg}{s} \cdot 2262196,91 \frac{J}{kg}$$

$$q_{sat} = 48809,5733 W$$

El error de esta variable se calcula por el método de las derivadas parciales, obteniéndose la siguiente expresión:

$$\Delta q_{sat} = |h_{fg_{Pamb}}| \cdot \Delta m_{evap}$$

Sustituyendo los valores respectivos

$$\Delta q_{sat} = \left| 2262196,91 \frac{J}{kg} \right| \cdot 0,00001 \frac{kg}{s}$$

$$\Delta q_{sat} = 23 W$$

Finalmente

$$q_{sat} = (48810 \pm 23) W$$

Utilizando los valores reportados en las Tablas C.9 y 5.1, correspondientes a la presión de operación de 20 psig sustituyéndolos en la ecuación 3.6 obtiene:

$$q_{sc} = 0,021576182 \frac{kg}{s} \cdot 2069,07951 \frac{J}{kg \cdot K} \cdot (371,95 - 371,10)K$$

$$q_{sc} = 37,7804356 W$$

El error de esta variable se calcula por el método de las derivadas parciales, obteniéndose la siguiente expresión:

$$\Delta q_{sc} = |Cp_g \cdot (T_4 - T_{sat_{Pamb}})| \cdot \Delta m_{evap} + |m_{evap} \cdot Cp_g| \cdot \Delta T_4$$

Sustituyendo los valores respectivos

$$\Delta q_{sc} = \left| 2069,07951 \frac{J}{kg \cdot K} \cdot (371,95 - 371,10)K \right| \cdot 0,00001 \frac{kg}{s} + \dots$$

$$\dots + \left| 0,021576182 \frac{kg}{s} \cdot 2069,07951 \frac{J}{kg \cdot K} \right| \cdot 0,1K$$

$$\Delta q_{sc} = 4$$

Finalmente

$$q_{sc} = (38 \pm 4) W$$

Utilizando los valores reportados en la Tabla 5.1, correspondientes a la presión de operación de 20 psig, las propiedades que se encuentran en las Tablas B.2 y una Two supuesta igual a 394,99K , sustituyéndolos en la ecuación 3.12 obtiene:

$$ho = 1,47 \cdot \sqrt[3]{\frac{19 \cdot \pi \cdot 0,0254 m \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} \cdot (0,6872976 \frac{W}{m \cdot K})^3 \cdot (940,0069 \frac{kg}{m^3})^2}{4 \cdot 0,026719 \frac{kg}{s} \cdot 0,000224 Pa \cdot s}}$$

$$ho = 8272,259016 \frac{W}{m^2} \cdot K$$

El error de esta variable se calcula por el método de las derivadas parciales, obteniéndose la siguiente expresión:

$$\Delta ho = \left| 1,47 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{Nt \cdot \pi \cdot Do \cdot g \cdot K_L^3 \cdot \rho_L^2}{4 \cdot m_{conde} \cdot \mu_L}\right)^2} \cdot \frac{Nt \cdot \pi \cdot Do \cdot g \cdot K_L^3 \cdot \rho_L^2}{4 \cdot m_{conde}^2 \cdot \mu_L} \right| \cdot \Delta m_{conde}$$

Sustituyendo los valores respectivos

$$\Delta ho = \left| 1,47 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{19 \cdot \pi \cdot 0,0254 m \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} \cdot (0,6872976 \frac{W}{m \cdot K})^3 \cdot (940,0069 \frac{kg}{m^3})^2}{4 \cdot 0,026719 \frac{kg}{s} \cdot 0,000224 Pa \cdot s}\right)^2} \right| \cdot 0,00001 \frac{kg}{s}$$

$$\frac{19 \cdot \pi \cdot 0,0254 m \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} \cdot (0,6872976 \frac{W}{m \cdot K})^3 \cdot (940,0069 \frac{kg}{m^3})^2}{4 \cdot (0,026719 \frac{kg}{s})^2 \cdot 0,000224 Pa \cdot s} \cdot 0,00001 \frac{kg}{s}$$

$$\Delta ho = 2$$

Finalmente

$$h_o = (8272 \pm 2) \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Utilizando los valores reportados en la Tabla C.9, correspondientes a la presión de operación de 20 psig sustituyéndolos en la ecuación 3.7 obtiene:

$$T_{w_o} = 397,98K - \frac{55021,933W}{8272,259016 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \cdot \pi \cdot 1,47m \cdot 19 \cdot 0,0254m}$$

$$T_{w_o} = 394,9955K$$

El error de esta variable se calcula por el método de las derivadas parciales, obteniéndose la siguiente expresión:

$$\Delta T_{w_o} = \left| \frac{q_{\text{evap}}}{h_o^2 \cdot \pi \cdot L \cdot Nt \cdot Do} \right| \cdot \Delta h_o + \left| -\frac{1}{h_o \cdot \pi \cdot L \cdot Nt \cdot Do} \right| \cdot \Delta q_{\text{evap}}$$

Sustituyendo los valores respectivos

$$\Delta T_{w_o} = \left| \frac{55021,933W}{(8272,259016 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K})^2 \cdot \pi \cdot 1,47m \cdot 19 \cdot 0,0254m} \right| \cdot 2 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} + \dots$$

$$\dots + \left| -\frac{1}{8272,259016 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \cdot \pi \cdot 1,47m \cdot 19 \cdot 0,0254m} \right| \cdot 18W$$

$$\Delta T_{w_o} = 0,0001$$

Finalmente

$$T_{w_o} = (394,9955 \pm 0,0001)K$$

Utilizando los valores reportados en la Tabla C.9, correspondientes a la presión de operación de 20 psig sustituyéndolos en la ecuación 3.8 obtiene:

$$T_{w_i} = 395,10K - \frac{55021,933W \cdot \text{Ln}\left(\frac{0,0254m}{0,021184m}\right)}{2 \cdot \pi \cdot 1,47m \cdot 19 \cdot 16,4856 \text{ W/m} \cdot \text{K}}$$

$$T_{w_i} = 391,5439K$$

El error de esta variable se calcula por el método de las derivadas parciales, obteniéndose la siguiente expresión:

$$\Delta T w_i = |1| \cdot \Delta T w_o + \left| -\frac{\text{Ln}\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot N t \cdot K t} \right| \cdot \Delta q_{evap}$$

Sustituyendo los valores respectivos

$$\Delta T w_i = |1| \cdot 0,0001K + \left| -\frac{\text{Ln}\left(\frac{0,0254m}{0,021184m}\right)}{2 \cdot \pi \cdot 1,47m \cdot 19 \cdot 16,4856 \frac{W}{m \cdot K}} \right| \cdot 18W$$

$$\Delta T w_i = 0,001K$$

Finalmente

$$T w_i = (391,544 \pm 0,001)K$$

Utilizando los valores reportados en la Tabla C.9, correspondientes a la presión de operación de 20 psig sustituyéndolos en la ecuación 3.10 obtiene:

$$\Delta T m l_{sei} = \frac{302,75 K - 371,10 K}{\text{Ln} \left[\frac{391,54K - 371,10 K}{391,54K - 302,75K} \right]}$$

$$\Delta T m l_{sei} = 46,53668 K$$

El error de esta variable se calcula por el método de las derivadas parciales, obteniéndose la siguiente expresión:

$$\Delta(\Delta T m l_{sei}) = \left| \frac{1}{\text{Ln} \left(\frac{T w_i - T sat_{Pamb}}{T w_i - T_1} \right)} - \frac{T_1 - T sat_{Pamb}}{\text{Ln} \left(\frac{T w_i - T sat_{Pamb}}{T w_i - T_1} \right)^2} \cdot (T w_i - T_1) \right| \cdot \Delta T_1 + \dots$$

$$\dots + \left| \frac{(T_1 - T sat_{Pamb}) \cdot \left(\frac{1}{T w_i - T_1} - \frac{T w_i - T sat_{Pamb}}{(T w_i - T_1)^2} \right) \cdot (T w_i - T_1)}{\text{Ln} \left(\frac{T w_i - T sat_{Pamb}}{T w_i - T_1} \right)^2} \cdot (T w_i - T sat_{Pamb}) \right| \cdot \Delta T w_i$$

Sustituyendo los valores respectivos

$$\Delta(\Delta T_{ml_{sei}}) = \left| \frac{1}{\text{Ln} \left| \frac{391,54K - 371,10K}{391,54K - 302,75K} \right|} - \frac{302,75K - 371,10K}{\text{Ln} \left| \frac{391,54K - 371,10K}{391,54K - 302,75K} \right|^2} \cdot (391,54K - 302,75K) \right| \cdot 0,1K + \dots$$

$$\dots + \left| \frac{(302,75K - 371,10K) \cdot \left(\frac{1}{391,54K - 302,75K} - \frac{391,54K - 371,10K}{(391,54K - 302,75K)^2} \right) \cdot (391,54K - 302,75K)}{\text{Ln} \left| \frac{391,54K - 371,10K}{391,54K - 302,75K} \right|^2} \cdot (391,54K - 371,10K) \right| \cdot 0,001K$$

$$\Delta(\Delta T_{ml_{sei}}) = 0,02K$$

Finalmente

$$\Delta T_{ml_{sei}} = (46,54 \pm 0,02) K$$

Utilizando los valores reportados en la Tabla C.9, correspondientes a la presión de operación de 20 psig sustituyéndolos en la ecuación 3.11 obtiene:

$$\Delta T_{ml_{sci}} = \frac{371,103K - 371,95K}{\text{Ln} \left| \frac{391,54K - 371,95K}{391,54K - 371,1K} \right|}$$

$$\Delta T_{ml_{sci}} = 20,014100K$$

El error de esta variable se calcula por el método de las derivadas parciales, obteniéndose la siguiente expresión:

$$\Delta(\Delta T_{ml_{sci}}) = \left| -\frac{1}{\text{Ln} \left| \frac{T_{wi} - T_4}{T_{wi} - T_{sat_{Pamb}}} \right|} + \frac{T_{sat_{Pamb}} - T_4}{\text{Ln} \left| \frac{T_{wi} - T_4}{T_{wi} - T_{sat_{Pamb}}} \right|^2} \cdot (T_{wi} - T_4) \right| \cdot T_4 + \dots$$

$$\dots + \left| \frac{(T_{sat_{Pamb}} - T_4) \cdot (T_{wi} - T_{sat_{Pamb}}) \cdot \left(\frac{1}{T_{wi} - T_{sat_{Pamb}}} - \frac{T_{wi} - T}{(T_{wi} - T_{sat_{Pamb}})^2} \right)}{\text{Ln} \left| \frac{T_{wi} - T_4}{T_{wi} - T_{sat_{Pamb}}} \right|^2} \cdot (T_{wi} - T_4) \right| \cdot \Delta T_{wi}$$

Sustituyendo los valores respectivos

$$\Delta(\Delta Tm_{sci}) = \left[\frac{1}{Ln \left| \frac{391,54 K - 371,95 K}{391,54 K - 371,1 K} \right|} + \frac{371,103 K - 371,95 K}{Ln \left(\frac{391,54 K - 371,95 K}{391,54 K - 371,1 K} \right)^2 \cdot (391,54 K - 371,95 K)} \right] \cdot 0,1 + \dots$$

$$\dots + \left[\frac{(371,103 K - 371,95 K) \cdot (391,54 K - 371,1 K) \cdot \left(\frac{1}{391,54 K - 371,1 K} - \frac{391,54 K - 371,95 K}{(391,54 K - 371,1 K)^2} \right)}{Ln \left(\frac{391,54 K - 371,95 K}{391,54 K - 371,1 K} \right)^2 \cdot (391,54 K - 371,95 K)} \right] \cdot 0,001 K$$

$$\Delta(\Delta Tm_{sci}) = 2 K$$

Finalmente

$$\Delta Tm_{sci} = (20 \pm 2) K$$

Utilizando los valores reportados en la Tabla C.9, correspondientes a la presión de operación de 20 psig sustituyéndolos en la ecuación 3.12 obtiene:

$$\Delta Tm_i = \frac{55021,9333 W}{\frac{37,7804356 W}{20,014100 K} + \frac{48809,5733 W}{391,543 K - 371,10 K} + \frac{6174,5795 W}{46,53668 K}}$$

$$\Delta Tm_i = 21,8125693 K$$

El error de esta variable se calcula por el método de las derivadas parciales, obteniéndose la siguiente expresión:

$$\Delta(\Delta Tm_i) = \left[\frac{1}{\frac{q_{sc}}{\Delta Tm_{sci}} + \frac{q_{sat}}{Twi - Tsat_{Pamb}} + \frac{q_{se}}{\Delta Tm_{sei}}} \right] \cdot \Delta q_{evap} + \dots$$

$$\dots + \left[\frac{q_{evap}}{\left(\frac{q_{sc}}{\Delta Tm_{sci}} + \frac{q_{sat}}{Twi - Tsat_{Pamb}} + \frac{q_{se}}{\Delta Tm_{sei}} \right)^2 \cdot \Delta Tm_{sci}} \right] \cdot \Delta q_{sc} + \dots$$

$$\begin{aligned}
 & \dots + \left| \frac{q_{evap}}{\left(\frac{q_{sc}}{\Delta Tml_{sci}} + \frac{q_{sat}}{Twi - Tsat_{Pamb}} + \frac{q_{se}}{\Delta Tml_{sei}} \right)^2 \cdot \Delta Tml_{sei}} \right| \cdot \Delta q_{se} + \dots \\
 & \dots + \left| \frac{q_{evap}}{\left(\frac{q_{sc}}{\Delta Tml_{sci}} + \frac{q_{sat}}{Twi - Tsat_{Pamb}} + \frac{q_{se}}{\Delta Tml_{sei}} \right)^2 \cdot (Twi - Tsat_{Pamb})} \right| \cdot \Delta q_{sat} + \dots \\
 & \dots + \left| \frac{q_{evap} \cdot q_{se}}{\left(\frac{q_{sc}}{\Delta Tml_{sci}} + \frac{q_{sat}}{Twi - Tsat_{Pamb}} + \frac{q_{se}}{\Delta Tml_{sei}} \right)^2 \cdot (\Delta Tml_{sei})^2} \right| \cdot \Delta(\Delta Tml_{sei}) + \dots \\
 & \dots + \left| \frac{q_{evap} \cdot q_{sc}}{\left(\frac{q_{sc}}{\Delta Tml_{sci}} + \frac{q_{sat}}{Twi - Tsat_{Pamb}} + \frac{q_{se}}{\Delta Tml_{sei}} \right)^2 \cdot (\Delta Tml_{sci})^2} \right| \cdot \Delta(\Delta Tml_{sci}) + \dots \\
 & \dots + \left| \frac{q_{evap} \cdot q_{sat}}{\left(\frac{q_{sc}}{\Delta Tml_{sci}} + \frac{q_{sat}}{Twi - Tsat_{Pamb}} + \frac{q_{se}}{\Delta Tml_{sei}} \right)^2 \cdot (Twi - Tsat_{Pamb})^2} \right| \cdot \Delta Twi + \dots
 \end{aligned}$$

Sustituyendo los valores respectivos

$$\Delta(\Delta Tml_i) = \left| \frac{1}{\frac{37,7804356 \text{ W}}{20,014100 \text{ K}} + \frac{48809,5733 \text{ W}}{391,543 \text{ K} - 371,10 \text{ K}} + \frac{6174,5795 \text{ W}}{46,53668 \text{ K}}} \right| \cdot 18 \text{ W} + \dots$$

$$\dots + \left| \frac{55021,9333 \text{ W}}{\left(\frac{37,7804356 \text{ W}}{20,014100\text{K}} + \frac{48809,5733 \text{ W}}{391,543\text{K} - 371,10\text{K}} + \frac{6174,5795\text{W}}{46,53668\text{K}} \right)^2 \cdot 20,014100\text{K}} \right| \cdot 4\text{W} + \dots$$

$$\dots + \left| \frac{55021,9333 \text{ W}}{\left(\frac{37,7804356 \text{ W}}{20,014100\text{K}} + \frac{48809,5733 \text{ W}}{391,543\text{K} - 371,10\text{K}} + \frac{6174,5795\text{W}}{46,53668\text{K}} \right)^2 \cdot 46,53668\text{K}} \right| \cdot 3\text{W} + \dots$$

$$\dots + \left| \frac{55021,9333 \text{ W}}{\left(\frac{37,7804356 \text{ W}}{20,014100\text{K}} + \frac{48809,5733 \text{ W}}{391,543\text{K} - 371,10\text{K}} + \frac{6174,5795\text{W}}{46,53668\text{K}} \right)^2 \cdot (391,543\text{K} - 371,10\text{K})} \right| \cdot 23\text{W} + \dots$$

$$\dots + \left| \frac{55021,9333 \text{ W} \cdot 6174,5795\text{W}}{\left(\frac{37,7804356 \text{ W}}{20,014100\text{K}} + \frac{48809,5733 \text{ W}}{391,543\text{K} - 371,10\text{K}} + \frac{6174,5795\text{W}}{46,53668\text{K}} \right)^2 \cdot (46,53668\text{K})^2} \right| \cdot 0,02\text{K} + \dots$$

$$\dots + \left| \frac{55021,9333 \text{ W} \cdot 37,7804356 \text{ W}}{\left(\frac{37,7804356 \text{ W}}{20,014100\text{K}} + \frac{48809,5733 \text{ W}}{391,543\text{K} - 371,10\text{K}} + \frac{6174,5795\text{W}}{46,53668\text{K}} \right)^2 \cdot (20,014100\text{K})^2} \right| \cdot 2\text{K} + \dots$$

$$\dots + \left| \frac{55021,9333 \text{ W} \cdot 48809,5733 \text{ W}}{\left(\frac{37,7804356 \text{ W}}{20,014100\text{K}} + \frac{48809,5733 \text{ W}}{391,543\text{K} - 371,10\text{K}} + \frac{6174,5795\text{W}}{46,53668\text{K}} \right)^2 \cdot (391,543\text{K} - 371,10\text{K})^2} \right| \cdot 0,001\text{K} + \dots$$

$$\Delta(\Delta T m l_i) = 0,05\text{K}$$

Finalmente

$$\Delta T m l_i = (21,81 \pm 0,05)\text{K}$$

Utilizando los valores reportados en la Tabla C.9, correspondientes a la presión de operación de 20 psig sustituyéndolos en la ecuación 3.9 obtiene:

$$h_{i_{BE}} = \frac{55021,9333 \text{ W}}{21,8125693\text{K} \cdot \pi \cdot 0,021184\text{m} \cdot 1,47\text{m} \cdot 19}$$

$$hi_{BE} = 1357,06374 \text{ W/m}^2\text{K}$$

El error de esta variable se calcula por el método de las derivadas parciales, obteniéndose la siguiente expresión:

$$hi_{BE} = \frac{q_{evap}}{\Delta T m l_i \cdot \pi \cdot Di \cdot L \cdot Nt}$$

$$\Delta hi_{BE} = \left| \frac{1}{\Delta T m l_i \cdot \pi \cdot Di \cdot L \cdot Nt} \right| \cdot \Delta q_{evap} + \dots$$

$$\dots + \left| -\frac{q_{evap}}{(\Delta T m l_i)^2 \cdot \pi \cdot Di \cdot L \cdot Nt} \right| \cdot \Delta(\Delta T m l_i)$$

Sustituyendo los valores respectivos

$$\Delta hi_{BE} = \left| \frac{1}{21,8125693 \text{ K} \cdot \pi \cdot 0,021184 \text{ m} \cdot 1,47 \text{ m} \cdot 19} \right| \cdot 18 \text{ W} + \dots$$

$$\dots + \left| -\frac{55021,9333 \text{ W}}{(21,8125693 \text{ K})^2 \cdot \pi \cdot 0,021184 \text{ m} \cdot 1,47 \text{ m} \cdot 19} \right| \cdot 0,05 \text{ K}$$

$$\Delta hi_{BE} = 3 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Finalmente

$$hi_{BE} = (1356 \pm 3) \text{ W/m}^2\text{K}$$

A.4. DETERMINACIÓN DEL COEFICIENTE CONVECTIVO EXTERNO DEL CONDENSADOR (h_{oc})

Siguiendo la ruta de cálculo propuesta en la Figura 3.2 se debe calcular el calor del condensador (q_{cond}) según la ecuación 3.26; sustituyendo los valores respectivos de las propiedades, los datos para una presión de operación de 20 psig , se tiene:

$$q_{evap} = m_{evap} \cdot [Cp_L \cdot (T_{sat_{Pamb}} - T_6) + h_{fg_{Pamb}}] \quad (4.27)$$

$$q_{cond} = 0,02158 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot \left[4204,729173 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (371,10371786 - 354,15) \text{ K} + 2262196,907 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \right]$$

$$q_{cond} = 50347,6486 \text{ W}$$

El error de esta variable se calcula por el método de las derivadas parciales, obteniéndose la siguiente expresión:

$$\Delta q_{\text{cond}} = \left| C_{pL} \cdot (T_{\text{sat}_{P_{\text{amb}}}} - T_6) + h_{f_{g_{P_{\text{amb}}}}} \right| \cdot \Delta m_{\text{evap}} + \left| m_{\text{vap}} \cdot C_{pL} \right| \cdot \Delta T_6$$

Sustituyendo los valores respectivos

$$\Delta q_{\text{cond}} = \left| 4204,729173 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (371,10371786 - 354,1)\text{K} + 2262196,907 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \right| \cdot 0,00001 + \dots$$

$$\dots + \left| 0,02158 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 4204,729173 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right| \cdot 0,1\text{K}$$

$$\Delta q_{\text{cond}} = 32\text{W}$$

Finalmente

$$q_{\text{cond}} = (50348 \pm 32)\text{W}$$

Utilizando los valores de las propiedades físicas tomadas de la Tabla B.2 y los valores calculados anteriormente, sustituidos en la ecuación 3.29, se obtiene:

$$q_{\text{satc}} = 0,02158 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 2262196,907 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad (4.30)$$

$$q_{\text{satc}} = 48809,5733\text{W}$$

El error de esta variable se calcula por el método de las derivadas parciales, obteniéndose la siguiente expresión:

$$\Delta q_{\text{satc}} = \left| 2262196,907 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \right| \cdot 0,00001 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Sustituyendo los valores respectivos

$$\Delta q_{\text{satc}} = 226 \text{ W}$$

Finalmente

$$q_{\text{satc}} = (48810 \pm 226)\text{W}$$

Utilizando los valores de las propiedades físicas tomadas de la Tabla B.2 Y los valores calculados anteriormente, sustituidos en la ecuación 3.30, se obtiene:

$$q_{\text{sec}} = m_{\text{evap}} \cdot C_{pL} \cdot (T_{\text{sat}_{P_{\text{amb}}}} - T_6)$$

$$q_{\text{sec}} = 0,02158 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 4204,729173 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (371,1037 - 354,15)\text{K}$$

$$q_{\text{sec}} = 1538,07526\text{W}$$

El error de esta variable se calcula por el método de las derivadas parciales, obteniéndose la siguiente expresión:

$$q_{\text{sec}} = |Cp_L \cdot (T_{\text{sat}_{P_{\text{amb}}}} - T_6) \cdot \Delta m_{\text{evap}} + | - m_{\text{evap}} \cdot Cp_L \cdot | \cdot \Delta T_6$$

Sustituyendo los valores respectivos

$$\begin{aligned} \Delta q_{\text{sec}} &= \left| 4204,729173 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (371,1037 - 354,15)\text{K} \right| \cdot 0,00001 + \dots \\ &\dots + \left| -0,02158 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 4204,729173 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right| \cdot 0,1\text{K} \\ \Delta q_{\text{sec}} &= 10\text{W} \end{aligned}$$

Finalmente

$$q_{\text{sec}} = (1538 \pm 10)\text{W}$$

Utilizando los valores de las propiedades físicas tomadas de la Tabla B.2 Y los valores calculados anteriormente, sustituidos en la ecuación 3.56, se obtiene:

$$\begin{aligned} \Delta Tm_{iSE} &= \frac{(T_{\text{sat}_{P_{\text{amb}}}} - Tw_c) - (T_6 - Tw_f)}{\text{Ln} \left| \frac{T_{\text{sat}_{P_{\text{amb}}}} - Tw_c}{T_6 - Tw_f} \right|} \\ \Delta Tm_{iSE} &= \frac{(371,1037 - 366,45)\text{K} - (354,15 - 328,45)\text{K}}{\text{Ln} \left| \frac{371,1037\text{K} - 366,45\text{K}}{354,15\text{K} - 328,45\text{K}} \right|} \\ \Delta Tm_{iSE} &= 12,6038165\text{K} \end{aligned}$$

El error de esta variable se calcula por el método de las derivadas parciales, obteniéndose la siguiente expresión:

$$\Delta(\Delta Tm_{iSE}) = \left| \frac{(T_6 - Tw_f) \cdot \text{Ln} \left| \frac{T_{\text{sat}_{P_{\text{amb}}}} - Tw_c}{T_6 - Tw_f} \right| - (T_{\text{sat}_{P_{\text{amb}}}} - Tw_c) + (T_6 - Tw_f)}{(T_6 - Tw_f) \cdot \text{Ln} \left(\left(\frac{T_{\text{sat}_{P_{\text{amb}}}} - Tw_c}{T_6 - Tw_f} \right)^2 \right)} \right| \cdot \Delta T_6 + \dots$$

Sustituyendo los valores respectivos

$$\begin{aligned} \Delta(\Delta Tm_{iSE}) &= \left| \frac{(354,15 - 328,45)\text{K} \cdot \text{Ln} \left| \frac{(371,10 - 366,45)\text{K}}{(354,15 - 328,45)\text{K}} \right| - (371,10 - 366,45)\text{K} + (354,15 - 328,45)\text{K}}{(354,15 - 328,45)\text{K} \cdot \text{Ln} \left(\left(\frac{(371,10 - 366,45)\text{K}}{(354,15 - 328,45)\text{K}} \right)^2 \right)} \right| \cdot 0,1\text{K} \\ \Delta(\Delta Tm_{iSE}) &= 0,1\text{K} \end{aligned}$$

Finalmente

$$\Delta Tml_{iSE} = (12,6 \pm 0,1)K$$

Utilizando los valores de las propiedades físicas tomadas de la Tabla B.2 Y los valores calculados anteriormente, sustituidos en la ecuación 3.57, se obtiene:

$$\Delta Tml_{BC} = \frac{50347,6486W}{\frac{1538,07526W}{12,6038165K} + \frac{48809,5733W}{371,1037K - 366,45K}} \quad (4.55)$$

$$\Delta Tml_{BC} = 5,04994312K$$

El error de esta variable se calcula por el método de las derivadas parciales, obteniéndose la siguiente expresión:

$$\begin{aligned} \Delta Tml_{BC} = & \left| \frac{1}{\frac{q_{sec}}{\Delta Tml_{iSE}} + \frac{q_{satc}}{Tsat_{Pamb} - Tw_c}} \right| \cdot \Delta q_{cond} + \left| \frac{q_{cond}}{\left(\frac{q_{sec}}{\Delta Tml_{iSE}} + \frac{q_{satc}}{Tsat_{Pamb} - Tw_c} \right)^2 \cdot \Delta Tml_{iSE}} \right| \cdot \Delta q_{sec} + \dots \\ & \dots + \left| \frac{q_{cond}}{\left(\frac{q_{sec}}{\Delta Tml_{iSE}} + \frac{q_{satc}}{Tsat_{Pamb} - Tw_c} \right)^2 (Tsat_{Pamb} - Tw_c)} \right| \cdot \Delta q_{satc} + \dots \\ & \dots + \left| \frac{q_{cond} \cdot q_{sec}}{\left(\frac{q_{sec}}{\Delta Tml_{iSE}} - \frac{q_{satc}}{Tsat_{Pamb} - Tw_c} \right)^2 \Delta Tml_{iSE}^2} \right| \cdot \Delta(\Delta Tml_{iSE}) \end{aligned}$$

Sustituyendo los valores respectivos

$$\begin{aligned} \Delta Tml_{BC} = & \left| \frac{1}{\frac{1538,07526W}{12,6038165K} + \frac{48809,5733W}{371,1037K - 366,45K}} \right| \cdot 32W + \dots \\ & \dots + \left| \frac{50347,6486W}{\left(\frac{1538,07526W}{12,6038165K} + \frac{48809,5733W}{371,1037K - 366,45K} \right)^2 \cdot 12,6038165K} \right| \cdot 10W + \dots \end{aligned}$$

$$\dots + \left| \frac{50347,6486W}{\left(\frac{1538,07526W}{12,6038165K} + \frac{48809,5733W}{371,1037K - 366,45K} \right)^2 (371,1037K - 366,45K)} \right| \cdot 226W + \dots$$

$$\dots + \left| \frac{50347,6486W \cdot 1538,07526W}{\left(\frac{1538,07526W}{12,6038165K} + \frac{48809,5733J}{371,1037K - 366,45K} \right)^2 (12,6038165K)^2} \right| \cdot 0,1K$$

$$\Delta(\Delta Tm_{BC}) = 0,02K$$

Finalmente

$$\Delta Tm_{BC} = (5,04 \pm 0,02)K$$

Utilizando los valores de las propiedades físicas tomadas de la Tabla B.2 Y los valores calculados anteriormente, sustituidos en la ecuación 3.58, se obtiene:

$$hi_{BC} = \frac{q_{cond}}{\Delta Tm_{BC} \cdot \pi \cdot Di \cdot L \cdot Nt} \quad (4.56)$$

$$hi_{BC} = \frac{50347,6486W}{5,04994312K \cdot 3,1416 \cdot 0,021184m \cdot 1,12m \cdot 19}$$

$$hi_{BC} = 7039,847341 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

El error de esta variable se calcula por el método de las derivadas parciales, obteniéndose la siguiente expresión:

$$\Delta hi_{BC} = \left| \frac{1}{\Delta Tm_{BC} \cdot \pi \cdot Di \cdot L \cdot Nt} \right| \cdot \Delta q_{cond} + \left| \frac{q_{cond}}{(\Delta Tm_{BC})^2 \cdot \pi \cdot Di \cdot L \cdot Nt} \right| \cdot \Delta(\Delta Tm_{BC})$$

Sustituyendo los valores respectivos

$$\Delta hi_{BC} = \left| \frac{1}{5,04994312K \cdot 3,1416 \cdot 0,021184m \cdot 1,12m \cdot 19} \right| \cdot 32W + \dots$$

$$\dots + \left| \frac{50347,6486J}{(5,04994312K)^2 \cdot 3,1416 \cdot 0,021184m \cdot 1,12m \cdot 19} \right| \cdot 0,02K$$

$$\Delta hi_{BC} = 32 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Finalmente

$$h_{i_{BC}} = (7039 \pm 32) \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Utilizando los valores de las propiedades físicas tomadas de la Tabla B.2 Y los valores calculados anteriormente, sustituidos en la ecuación 3.21, se obtiene:

$$Re_i = \frac{4 \cdot m_{evap}}{\pi \cdot Di \cdot Nt \cdot \mu_i} \quad (4.37)$$

$$Re_i = \frac{4 \cdot 0,02158 \frac{kg}{s}}{3,1416 \cdot 0,021184m \cdot 19 \cdot 0,316309002 \frac{Kg}{m \cdot s}}$$

$$Re_i = 215,7802069$$

El error de esta variable se calcula por el método de las derivadas parciales, obteniéndose la siguiente expresión:

$$\Delta Re_i = \left| \frac{4}{\pi \cdot Di \cdot Nt \cdot \mu_i} \right| \cdot \Delta m_{evap}$$

Sustituyendo los valores respectivos

$$\Delta Re_i = \left| \frac{4}{3,1416 \cdot 0,021184m \cdot 19 \cdot 0,316309002 \frac{Kg}{m \cdot s}} \right| \cdot 0,00001 \frac{kg}{s}$$

$$\Delta Re_i = 0,0001$$

Finalmente

$$Re_i = 215,7802 \pm 0,0001$$

Utilizando los valores de las propiedades físicas tomadas de la Tabla B.2 Y los valores calculados anteriormente, sustituidos en la ecuación 2.7, se obtiene:

$$h_{i_{SE}} = 0,5 \cdot Re_i^{1/9} \left(\frac{K_f^2 \cdot Cp \cdot \rho^{4/3} \cdot g^{2/3}}{\mu^{1/3}} \cdot (L - L_{sat}) \right)^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14}$$

$$h_{i_{SE}} = 0,5 \cdot 215,7802^{1/9} \cdot$$

$$\left(\frac{(0,675024587 \frac{W}{m \cdot K})^2 \cdot 4204,729173 \frac{J}{kg K} \cdot (965,660505 \frac{kg}{m^3})^{4/3}}{(0,316309002 Pa \cdot s)^{1/3}} \right)$$

$$\left(9,81 \frac{m}{s^2}\right)^{\frac{2}{3}} (1,12m - 1,0172m)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{0,316309002Pa \cdot s}{0,38198804Pa \cdot s}\right)^{0,14}$$

$$hi_{SE} = 939,5301149 \frac{W}{m^2K}$$

El error de esta variable se calcula por el método de las derivadas parciales, obteniéndose la siguiente expresión:

$$\Delta hi_{SE} = \left| \frac{0,5}{9} \cdot Re_i^{-\frac{8}{9}} \left(\frac{K_f^2 \cdot Cp \cdot \rho^{\frac{4}{3}} \cdot g^{\frac{2}{3}}}{\mu^{\frac{1}{3}}} \cdot (L - L_{sat}) \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \right| \cdot \Delta Re_i + \dots$$

$$\dots + \left| 0,5 \cdot Re_i^{\frac{1}{9}} \left(\frac{K_f^2 \cdot Cp \cdot \rho^{\frac{4}{3}} \cdot g^{\frac{2}{3}}}{\mu^{\frac{1}{3}}} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \cdot \frac{(L - L_{sat})^{\frac{1}{3}}}{3 \cdot (-L + L_{sat})} \right| \cdot \Delta L_{sat}$$

Sustituyendo los valores respectivos

$$\Delta hi_{SE} = \left| \frac{0,5}{9} \cdot 215,7802^{-\frac{8}{9}} \left(\frac{(0,675 \frac{W}{m \cdot K})^2 \cdot 4204,729 \frac{J}{kg K} \cdot (965,660 \frac{kg}{m^3})^{\frac{4}{3}} (9,81 \frac{m}{s^2})^{\frac{2}{3}}}{(0,31630Pa \cdot s)^{\frac{1}{3}}} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot (1,12m - 1,017m)^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{0,316309002Pa \cdot s}{0,38198804Pa \cdot s} \right)^{0,14} \right| \cdot 0,0001 + \dots$$

$$\dots + \left| 0,5 \cdot Re_i^{\frac{1}{9}} \left(\frac{(0,675 \frac{W}{m \cdot K})^2 \cdot 4204,729 \frac{J}{kg K} \cdot (965,660 \frac{kg}{m^3})^{\frac{4}{3}} (9,81 \frac{m}{s^2})^{\frac{2}{3}}}{(0,31630Pa \cdot s)^{\frac{1}{3}}} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{0,316309002Pa \cdot s}{0,38198804Pa \cdot s} \right)^{0,14} \cdot \frac{(1,12m - 1,017m)^{\frac{1}{3}}}{3(-1,12m + 1,017m)} \right| \cdot 0,001$$

$$\Delta hi_{SE} = 1 \frac{W}{m^2K}$$

Finalmente

$$hi_{SE} = (939 \pm 1) \frac{W}{m^2K}$$

Utilizando los valores de las propiedades físicas tomadas de la Tabla B.2 Y los valores calculados anteriormente, sustituidos en la ecuación 3.12, se obtiene:

$$hi_{sat} = 1,47 \cdot \sqrt[3]{\frac{Nt \cdot \pi \cdot Di \cdot g \cdot K_L^3 \cdot \rho_L^2}{4 \cdot m_{evap} \cdot \mu_L}} \quad (4.34)$$

$$hi_{sat} = 1,47 \cdot \sqrt[3]{\frac{19 \cdot \pi \cdot 0,021184m \cdot 9,81m/s^2 \cdot (0,67845022 W/m \cdot K)^3 \cdot (.961,377983 kg/m^3)^2}{4 \cdot 0,02158 kg/s \cdot 0,316309002 kg/m \cdot s}}$$

$$hi_{sat} = 7655,82471 W/m^2 \cdot K$$

El error de esta variable se calcula por el método de las derivadas parciales, obteniéndose la siguiente expresión:

$$\Delta hi_{sat} = \left| 1,47 \cdot \sqrt[3]{\frac{Nt \cdot \pi \cdot Di \cdot g \cdot K_L^3 \cdot \rho_L^2}{4 \cdot \mu_L}} \cdot \frac{1}{3 \cdot m_{evap}^{4/3}} \right| \cdot \Delta m_{evap}$$

Sustituyendo los valores respectivos

$$\Delta hi_{sat} = \left| 1,47 \cdot \sqrt[3]{\frac{19 \cdot \pi \cdot 0,021184m \cdot 9,81m/s^2 \cdot (0,67845022 W/m \cdot K)^3 \cdot (.961,377983 kg/m^3)^2}{4 \cdot 0,316309002 kg/m \cdot s}} \cdot \frac{1}{3 \cdot (0,02158 kg/s)^{4/3}} \right| \cdot 0,00001 kg/s$$

$$\Delta hi_{sat} = 4 W/m^2 \cdot K$$

Finalmente

$$hi_{sat} = (7656 \pm 4) W/m^2 \cdot K$$

Utilizando los valores de las propiedades físicas tomadas de la Tabla B.2 Y los valores calculados anteriormente, sustituidos en la ecuación 3.60, se obtiene:

$$L_{sat} = \frac{(hi_{BC} - hi_{SE})}{(hi_{sat} - hi_{SE})} \cdot L \quad (4.58)$$

$$L_{sat} = \frac{(7039,847341 - 939,5301149)W/m^2 \cdot K}{(7655,82471 - 939,5301149)W/m^2 \cdot K} \cdot 1,12m$$

$$L_{sat} = 1,01728047m$$

El error de esta variable se calcula por el método de las derivadas parciales, obteniéndose la siguiente expresión:

$$L_{sat} = \left| \frac{(hi_{sat} - hi_{SE})}{(hi_{sat} - hi_{SE})^2} \cdot L \right| \cdot \Delta hi_{BC} + \left| \frac{(hi_{BC} - hi_{SE}) - (hi_{sat} - hi_{SE})}{(hi_{sat} - hi_{SE})^2} \cdot L \right| \cdot \Delta hi_{SE} + \dots$$

$$\dots + \left| -\frac{(hi_{BC} - hi_{SE})}{(hi_{sat} - hi_{SE})^2} \cdot L \right| \cdot \Delta hi_{sat}$$

Sustituyendo los valores respectivos

$$\Delta L_{sat} = \left| \frac{1}{(7655,82471 - 939,5301149)W/m^2 \cdot K} \cdot 1,12m \right| \cdot 32 W/m^2 \cdot K + \dots$$

$$\dots + \left| \frac{(7039,847341 - 939,5301149)W/m^2 \cdot K - (7655,82471 - 939,5301149)W/m^2 \cdot K}{((7655,82471 - 939,5301149)W/m^2 \cdot K)^2} \cdot 1,12m \right| \cdot 1 W/m^2 \cdot K + \dots$$

$$\dots + \left| -\frac{(7039,847341 - 939,5301149)W/m^2 \cdot K}{((7655,82471 - 939,5301149)W/m^2 \cdot K)^2} \cdot 1,12m \right| \cdot 4 W/m^2 \cdot K$$

$$\Delta L_{sat} = 0,001m$$

Finalmente

$$L_{sat} = 1,017 \pm 0,001m$$

Utilizando los valores de las propiedades físicas tomadas de la Tabla B.2 Y los valores calculados anteriormente, sustituidos en la ecuación 3.59, se obtiene:

$$Tw_c = T_{sat} P_{amb} - \frac{q_{sat}}{hi_{sat} \cdot \pi \cdot Di \cdot Nt \cdot L_{sat}} \quad (4.57)$$

$$Tw_c = 371,1037K - \frac{48809,5733W}{7655,82471 W/m^2 \cdot K \cdot \pi \cdot 0,021198m \cdot 19 \cdot 1,01728047m}$$

$$Tw_c = 366,14738022K$$

El error de esta variable se calcula por el método de las derivadas parciales, obteniéndose la siguiente expresión:

$$\Delta T_{w_c} = \left| \frac{1}{h_{i_{sat}} \cdot \pi \cdot D_i \cdot Nt \cdot L_{sat}} \right| \cdot \Delta q_{sat} + \left| \frac{q_{sat}}{(h_{i_{sat}})^2 \cdot \pi \cdot D_i \cdot Nt \cdot L_{sat}} \right| \cdot \Delta h_{i_{sat}} + \dots$$

$$\dots + \left| \frac{q_{sat}}{h_{i_{sat}} \cdot \pi \cdot D_i \cdot Nt \cdot (L_{sat})^2} \right| \cdot \Delta L_{sat}$$

Sustituyendo los valores respectivos

$$\Delta T_{w_c} = \left| \frac{1}{7655,82471 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \cdot \pi \cdot 0,021198 \text{ m} \cdot 19 \cdot 1,01728047 \text{ m}} \right| \cdot 226 \text{ W} + \dots$$

$$\dots + \left| \frac{48809,5733 \text{ W}}{(7655,82471 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K})^2 \cdot \pi \cdot 0,021198 \text{ m} \cdot 19 \cdot 1,01728047 \text{ m}} \right| \cdot 4 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} + \dots$$

$$\dots + \left| \frac{48809,5733 \text{ W}}{7655,82471 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \cdot \pi \cdot 0,021198 \text{ m} \cdot 19 \cdot (1,01728047 \text{ m})^2} \right| \cdot 0,001 \text{ m}$$

$$\Delta T_{w_c} = 0,02 \text{ K}$$

Finalmente

$$T_{w_c} = 366,14 \pm 0,02 \text{ K}$$

Utilizando los valores de las propiedades físicas tomadas de la Tabla B.2 Y los valores calculados anteriormente, sustituidos en la ecuación 3.61, se obtiene:

$$\Delta T_{m_l_o} = \frac{9821,23 \text{ W}}{\frac{8731 \text{ W} \cdot \text{Ln} \left| \frac{365,44 \text{ K} - 308,95 \text{ K}}{365,44 \text{ K} - 308,42 \text{ K}} \right|}{302,25 \text{ K} - 308,95 \text{ K}} - \frac{1090,07 \text{ W} \cdot \text{Ln} \left| \frac{365,44 \text{ K} - 308,42 \text{ K}}{302,99 \text{ K} - 302,25 \text{ K}} \right|}{(365,44 \text{ K} - 308,95 \text{ K}) - (302,99 \text{ K} - 302,25 \text{ K})}}$$

$$\Delta T_{m_l_o} = 43,8527009 \text{ K}$$

El error de esta variable se calcula por el método de las derivadas parciales, obteniéndose la siguiente expresión:

$$\begin{aligned}
 \Delta(\Delta T m l_o) = & \left[\frac{1}{\frac{q_{sat} \cdot L n \left| \frac{T w_c - T_2}{T w_c - T_i} \right|}{T_i - T_2} - \frac{q_{sec} \cdot L n \left| \frac{T w_c - T_i}{T w_f - T_1} \right|}{(T w_c - T_2) - (T w_f - T_1)}} \right] \cdot \Delta q_{cond} \\
 \dots + & \left[\frac{q_{cond} \cdot L n \left| \frac{T w_c - T_i}{T w_f - T_1} \right|}{\left(\frac{q_{sec} \cdot L n \left| \frac{T w_c - T_i}{T w_f - T_1} \right|}{(T w_c - T_2) - (T w_f - T_1)} + \frac{q_{satc} \cdot L n \left| \frac{T w_c - T_2}{T w_c - T_i} \right|}{T_i - T_2} \right)^2} \cdot ((T w_c - T_2) - (T w_f - T_1)) \right] \cdot \Delta q_{sec} + \dots \\
 \dots + & \left[\frac{q_{cond} \cdot L n \left| \frac{T w_c - T_2}{T w_c - T_i} \right|}{\left(\frac{q_{sec} \cdot L n \left| \frac{T w_c - T_i}{T w_f - T_1} \right|}{(T w_c - T_2) - (T w_f - T_1)} + \frac{q_{satc} \cdot L n \left| \frac{T w_c - T_2}{T w_c - T_i} \right|}{T_i - T_2} \right)^2} \cdot (T_i - T_2) \right] \cdot \Delta q_{satc} + \dots \\
 \dots + & \left[\frac{q_{cond} \cdot q_{sec}}{(T w_c - T_2) - (T w_f - T_1)} \cdot \left(-\frac{1}{T w_f - T_1} + \frac{L n \left| \frac{T w_c - T_i}{T w_f - T_1} \right|}{(T w_c - T_2) - (T w_f - T_1)} \right) \right] \cdot \Delta T_1 + \dots \\
 & \left[\frac{1}{\left(\frac{q_{sec} \cdot L n \left| \frac{T w_c - T_i}{T w_f - T_1} \right|}{(T w_c - T_2) - (T w_f - T_1)} + \frac{q_{satc} \cdot L n \left| \frac{T w_c - T_2}{T w_c - T_i} \right|}{T_i - T_2} \right)^2} \right]
 \end{aligned}$$

$$\dots + \frac{q_{cond} \cdot \left(\frac{q_{sec} \cdot \ln \left| \frac{T_{w_c} - T_2}{T_{w_c} - T_i} \right|}{\left((T_{w_c} - T_2) - (T_{w_f} - T_1) \right)^2} - \frac{q_{satc}}{(T_{w_c} - T_2) \cdot (T_i - T_2)} + \frac{q_{satc} \cdot \ln \left| \frac{T_{w_c} - T_2}{T_{w_c} - T_i} \right|}{(T_i - T_2)^2} \right)}{\left(\frac{q_{sec} \cdot \ln \left| \frac{T_{w_c} - T_i}{T_{w_f} - T_1} \right|}{(T_{w_c} - T_2) - (T_{w_f} - T_1)} + \frac{q_{satc} \cdot \ln \left| \frac{T_{w_c} - T_2}{T_{w_c} - T_i} \right|}{T_i - T_2} \right)^2} \cdot \Delta T_2 + \dots$$

$$\dots + \frac{q_{cond} \cdot \left(\frac{\frac{q_{satc}}{T_{w_c} - T_i} \cdot \left(1 - \frac{T_{w_c} - T_2}{T_{w_c} - T_i} \right)}{(T_{w_c} - T_2) \cdot (T_{w_i} - T_2)} - \frac{q_{sec}}{(T_{w_c} - T_i) \cdot (T_{w_c} - T_2) - (T_{w_f} - T_1)} + \frac{q_{sec} \cdot \ln \left| \frac{T_{w_c} - T_i}{T_{w_f} - T_1} \right|}{\left((T_{w_c} - T_2) - (T_{w_f} - T_1) \right)^2} \right)}{\left(\frac{q_{sec} \cdot \ln \left| \frac{T_{w_c} - T_i}{T_{w_f} - T_1} \right|}{(T_{w_c} - T_2) - (T_{w_f} - T_1)} + \frac{q_{satc} \cdot \ln \left| \frac{T_{w_c} - T_2}{T_{w_c} - T_i} \right|}{T_i - T_2} \right)^2} \cdot \Delta T_{w_c} + \dots$$

Sustituyendo los valores respectivos

$$\Delta(\Delta T_{ml_o}) = \frac{1}{\frac{48809W \cdot \ln \left| \frac{366,15K - 379,15K}{366,15K - 304,89K} \right|}{304,89K - 379,15K} - \frac{1538W \cdot \ln \left| \frac{366,15K - 304,89K}{328,45K - 302,75K} \right|}{(366,15K - 379,15K) - (328,45K - 302,75K)}} \cdot 32W$$

$$\begin{aligned}
 & \dots + \frac{50347,65W \cdot \ln \left| \frac{366,15K - 304,89K}{328,45K - 302,75K} \right|}{\left(\frac{1538W \cdot \ln \left| \frac{366,15K - 304,89K}{328,45K - 302,75K} \right|}{(366,15K - 379,15K) - (328,45K - 302,75K)} + \frac{48809W \cdot \ln \left| \frac{366,15K - 379,15K}{366,15K - 304,89K} \right|}{304,89K - 379,15K} \right)^2} \\
 & \quad \cdot \frac{1}{((366,15K - 379,15K) - (328,45K - 302,75K))} \cdot 10W + \dots \\
 & \dots + \frac{50347,65W \cdot \ln \left| \frac{366,15K - 379,15K}{366,15K - 304,89K} \right|}{\left(\frac{1538W \cdot \ln \left| \frac{366,15K - 304,89K}{328,45K - 302,75K} \right|}{(366,15K - 379,15K) - (328,45K - 302,75K)} + \frac{48809W \cdot \ln \left| \frac{366,15K - 379,15K}{366,15K - 304,89K} \right|}{304,89K - 379,15K} \right)^2} \\
 & \quad \cdot \frac{1}{(304,89K - 379,15K)} \cdot 223W + \dots \\
 & \dots + \frac{50347,65W \cdot 1538W}{((366,15K - 379,15K) - (328,45K - 302,75K))} \cdot \frac{1}{\left(\frac{1538W \cdot \ln \left| \frac{366,15K - 304,89K}{328,45K - 302,75K} \right|}{(366,15K - 379,15K) - (328,45K - 302,75K)} + \frac{48809W \cdot \ln \left| \frac{366,15K - 326,15K}{366,15K - 304,89K} \right|}{304,89K - 379,15K} \right)^2} \\
 & \quad \cdot \left(-\frac{1}{328,45K - 302,75K} + \frac{\ln \left| \frac{366,15K - 304,89K}{328,45K - 302,75K} \right|}{(366,15K - 379,15K) - (328,45K - 302,75K)} \right) \cdot 0,1K + \dots
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & \left[\frac{48809W \cdot \left(1 - \frac{366,15K - 379,15K}{366,15K - 304,89K}\right)}{(366,15K - 379,15K) \cdot (304,89K - 379,15K)} \dots \right. \\
 & 50347,65W \cdot \left[\dots - \frac{1538W}{(366,15K - 379,15K) - (328,45K - 302,75K)} \right. \\
 & \left. \left. \frac{1}{(366,15K - 304,89K)} - \frac{Ln \left| \frac{366,15K - 379,15K}{328,45K - 302,75K} \right|}{(366,15K - 379,15K) - (328,45K - 302,75K)} \right] \right] \cdot 3K \\
 & \dots + \left(\frac{48809W \cdot Ln \left| \frac{366,15K - 379,15K}{366,15K - 304,89K} \right|}{304,89K - 379,15K} - \frac{1538W \cdot Ln \left| \frac{366,15K - 304,89K}{328,45K - 302,75K} \right|}{(366,15K - 379,15K) - (328,45K - 302,75K)} \right)^2
 \end{aligned}$$

$$\Delta(\Delta Tm_l_o) = 0,7K$$

Finalmente

$$\Delta Tm_l_o = (43,8 \pm 0,7)K$$

Utilizando los valores de las propiedades físicas tomadas de la Tabla B.2 y los valores calculados anteriormente, sustituidos en la ecuación 3.62, se obtiene:

$$ho = \frac{q_{cond}}{\pi \cdot Do \cdot Nt \cdot L \cdot \Delta Tm_l_o}$$

$$ho = \frac{50347,6486W}{\pi \cdot 0,0254m \cdot 19 \cdot 1,12m \cdot 49,5413509K}$$

$$ho = 598,488948 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

El error de esta variable se calcula por el método de las derivadas parciales, obteniéndose la siguiente expresión:

$$\Delta ho = \left| \frac{1}{\pi \cdot Do \cdot Nt \cdot L \cdot \Delta Tm_l_o} \right| \cdot \Delta q_{cond} + \left| \frac{q_{cond}}{\pi \cdot Do \cdot Nt \cdot L \cdot (\Delta Tm_l_o)^2} \right| \cdot \Delta(\Delta Tm_l_o)$$

Sustituyendo los valores respectivos

$$\Delta ho = \left| \frac{1}{\pi \cdot 0,0254m \cdot 19 \cdot 1,12m \cdot 49,5413509K} \right| \cdot 32W + \dots$$

$$\dots + \left| \frac{50347,6486W}{\pi \cdot 0,0254m \cdot 19 \cdot 1,12m \cdot (49,5413509K)^2} \right| \cdot 0,7K$$

$$\Delta ho = 8 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

Finalmente

$$ho = (598 \pm 8) \text{ W/m}^2 \cdot K$$

A.5. DETERMINACIÓN DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS POR EL SIMULADOR

Los cálculos del simulador se dividen de acuerdo a los equipos involucrados (evaporador y condensador), los cuales se muestran a continuación:

A.5.1 CÁLCULOS RELACIONADOS CON EL CONDENSADOR

Siguiendo la ruta de cálculo propuesta en la Figura 3.6 se debe calcular el flujo de calor del condensador (q_{cond}) según la ecuación 3.26; sustituyendo los valores respectivos de las propiedades, con un valor de T_2 supuesto igual a 308,951K respectivamente, se tiene:

$$q_{cond} = 995,911 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,00035212 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot \left[4179,45495 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (308,951 - 302,25\text{K}) \right] \quad (4.27)$$

$$q_{cond} = 9821,23005\text{W}$$

El error de esta variable se calcula por el método de las derivadas parciales, obteniéndose la siguiente expresión:

$$\Delta q_{cond} = \left| \rho_{H_2O} \cdot [Cp \cdot (T_2 - T_1)] \right| \cdot \Delta Q + \left| \rho_{H_2O} \cdot Q \cdot Cp \right| \cdot \Delta T_2 + \left| -\rho_{H_2O} \cdot Q \cdot Cp \right| \cdot \Delta T_1$$

Sustituyendo los valores respectivos

$$\begin{aligned} \Delta q_{cond} = & \left| 995,911 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \left[4179,45495 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (308,951 - 302,25\text{K}) \right] \right| \cdot 0,000005 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} + \dots \\ & \dots + \left| 995,911 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,00035212 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot 4179,45495 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right| \cdot 0,01\text{K} + \dots \\ & \dots + \left| -995,911 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,00035212 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot 4179,45495 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right| \cdot 0,01\text{K} \end{aligned}$$

$$\Delta q_{cond} = 43\text{W}$$

Finalmente

$$q_{cond} = (9821 \pm 43)\text{W}$$

Utilizando los valores de las propiedades físicas, temperaturas de saturación tomadas de la Tabla B.2, los valores calculados anteriormente y una temperatura T_6 supuesta igual a 303,7405K, sustituidos en la ecuación 3.27, se obtiene:

$$m_{evap} = \frac{q_{cond}}{h_{fg Pamb} + Cp_L \cdot (T_{sat Pamb} - T_6)} \quad (4.28)$$

$$m_{evap} = \frac{9821,23005W}{2261980,29 \text{ J/kg} + 4186,9574 \text{ J/kg} \cdot K \cdot (371,18901K - 303,7405K)}$$

$$m_{evap} = 0,00385996 \text{ kg/s}$$

El error de esta variable se calcula por el método de las derivadas parciales, obteniéndose la siguiente expresión:

$$\Delta m_{evap} = \left| \frac{1}{[h_{fg Pamb} + Cp_L \cdot (T_{sat Pamb} - T_6)]} \right| \cdot \Delta q_{cond} + \left| \frac{q_{cond}}{[h_{fg Pamb} + Cp_L \cdot (T_{sat Pamb} - T_6)]^2} \right| \cdot \Delta T_6$$

Sustituyendo los valores respectivos

$$\Delta m_{evap} = \left| \frac{1}{2261980,29 \text{ J/kg} + 4186,9574 \text{ J/kg} \cdot K \cdot (371,18901K - 303,7405K)} \right| \cdot 43W + \dots$$

$$\dots + \left| \frac{9821,23005W}{2261980,29 \text{ J/kg} + 4186,9574 \text{ J/kg} \cdot K \cdot (371,18901K - 303,7405K)^2} \right| \cdot 0,01K$$

$$\Delta m_{evap} = 0,00005 \text{ kg/s}$$

Finalmente

$$\Delta m_{evap} = (0,00385 \pm 0,00005) \text{ kg/s}$$

Utilizando los valores de las propiedades físicas y temperaturas de saturación tomadas de la Tabla B.2, los valores calculados anteriormente y un valor de la longitud de saturación supuesta $L_{sat} = 0,08845863m$, sustituidos en la ecuación 3.40, se obtiene:

$$T_i = \frac{T_2 - T_1}{L} \cdot (L - L_{sat}) + T_1$$

$$T_i = \frac{308,951K - 302,25K}{1,12m} \cdot (1,12m - 0,08845863m) + 302,25K$$

$$T_i = 308,42231041K$$

El error de esta variable se calcula por el método de las derivadas parciales, obteniéndose la siguiente expresión:

$$\Delta T_i = \left| \frac{L - L_{sat}}{L} \right| \cdot \Delta T_2 + \left| -\frac{L - L_{sat}}{L} + 1 \right| \cdot \Delta T_1 + \left| -\frac{T_2 - T_1}{L} \right| \cdot \Delta L_{sat}$$

Sustituyendo los valores respectivos

$$\Delta T_i = \left| \frac{1,12m - 0,088458m}{1,12m} \right| \cdot 0,1K + \left| -\frac{1,12m - 0,088458m}{1,12m} + 1 \right| \cdot 0,1K + \left| -\frac{308,951 - 302,25}{1,12m} \right| \cdot 0,0001$$

$$\dots + \left| \frac{0,00385996 \frac{kg}{s} \cdot 2261980,29 \frac{J}{kg}}{995,911 \frac{kg}{m^3} \cdot \left(0,00035212 \frac{m^3}{s}\right)^2 \cdot 4179,3 \frac{J}{kg \cdot K}} \right| \cdot 0,000005 \frac{m^3}{s}$$

$$\Delta T_i = 0,1K$$

Finalmente

$$T_i = (308,4 \pm 0,1)K$$

Utilizando los valores de las propiedades físicas y temperaturas de saturación tomadas de la Tabla B.2, y los valores calculados anteriormente, sustituidos en la ecuación 3.42, se obtiene:

$$Re_o = \frac{(3,44 \cdot Pt^2 - \pi \cdot Do^2) \cdot \rho_{H_2O} \cdot Q \cdot Pt}{\pi \cdot Do \cdot Ds \cdot L \cdot (Pt - Do) \cdot \mu_o}$$

$$Re_o = \frac{(3,44 \cdot (0,3175m)^2 - \pi \cdot (0,0254m)^2) \cdot 995,911 \frac{kg}{m^3} \cdot 0,00035212 \frac{m^3}{s} \cdot 0,3175m}{\pi \cdot 0,0254m \cdot 0,254m \cdot 1,12m \cdot (0,3175m - 0,0254m) \cdot 0,45898298Pa \cdot s}$$

$$Re_o = 7600,17876$$

El error de esta variable se calcula por el método de las derivadas parciales, obteniéndose la siguiente expresión:

$$\Delta Re_{oSEC} = \left| \frac{(3,44 \cdot Pt^2 - \pi \cdot Do^2) \cdot \rho_{H_2O} \cdot Pt}{\pi \cdot Do \cdot Ds \cdot L \cdot (Pt - Do) \cdot \mu_o} \right| \cdot \Delta Q$$

Sustituyendo los valores respectivos

$$\Delta Re_{oSEC} = \left| \frac{(3,44 \cdot (0,3175m)^2 - \pi \cdot (0,0254m)^2) \cdot 995,911 \frac{kg}{m^3} \cdot 0,3175m}{\pi \cdot 0,0254m \cdot 0,254m \cdot 1,12m \cdot (0,3175m - 0,0254m) \cdot 0,45898298Pa \cdot s} \right| \cdot 0,000005 \frac{m^3}{s}$$

$$\Delta Re_{oSEC} = 0,2$$

Finalmente

$$Re_o = 7600,2 \pm 0,2$$

Utilizando los valores de las propiedades físicas y temperaturas de saturación tomadas de la Tabla B.2, y los valores calculados anteriormente, sustituidos en la ecuación 5.11, se obtiene:

$$h_{o_{sec}} = 7,959 \cdot \frac{K_L}{D_{eq}} \cdot Re^{0,5698} \cdot Pr^{-0,8} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14}$$

$$h_{o_{sec}} = 7,959 \cdot \frac{0,61898062 \text{ W/m} \cdot \text{K}}{4,3203\text{m}} \cdot (7600,17876)^{0,5698} \cdot (5,14290993)^{-0,8} \cdot \left(\frac{0,76165752\text{Pa} \cdot \text{s}}{0,45898298\text{Pa} \cdot \text{s}} \right)^{0,14}$$

$$h_{o_{sec}} = 53,7205163 \text{ W/m} \cdot \text{K}$$

El error de esta variable se calcula por el método de las derivadas parciales, obteniéndose la siguiente expresión:

$$\Delta h_{o_{sec}} = \left| 7,959 \cdot 0,5698 \cdot \frac{K_L}{D_{eq}} \cdot Re^{-0,4302} \cdot Pr^{-0,8} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \right| \cdot \Delta Re$$

Sustituyendo los valores respectivos

$$\Delta h_{o_{sec}} = \left| 4,5350 \cdot \frac{0,61898062 \text{ W/m} \cdot \text{K}}{4,3203\text{m}} \cdot (7600,17876)^{-0,4302} \cdot (5,14290993)^{-0,8} \cdot \left(\frac{0,76165752\text{Pa} \cdot \text{s}}{0,45898298\text{Pa} \cdot \text{s}} \right)^{0,14} \right| \cdot 0,2$$

$$\Delta h_{o_{sec}} = 0,02 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Finalmente

$$h_{o_{sec}} = (53,72 \pm 0,02) \text{ W/m} \cdot \text{K}$$

Utilizando los valores de las propiedades físicas y temperaturas de saturación tomadas de la Tabla B.2, y los valores calculados anteriormente, sustituidos en la ecuación 3.30, se obtiene:

$$q_{sec} = m_{evap} \cdot Cp_L \cdot (T_{sat_{Pamb}} - T_6) \quad (4.31)$$

$$q_{sec} = 0,00385996 \text{ kg/s} \cdot 4186,95738 \text{ J/kg} \cdot \text{K} \cdot (371,1890 - 303,7405)\text{K}$$

$$q_{sec} = 1090,06925\text{W}$$

El error de esta variable se calcula por el método de las derivadas parciales, obteniéndose la siguiente expresión:

$$\Delta q_{sec} = |Cp_L \cdot (T_{sat_{Pamb}} - T_6)| \cdot \Delta m_{evap} + |-m_{evap} \cdot Cp_L| \cdot \Delta T_6$$

Sustituyendo los valores respectivos

$$\begin{aligned} \Delta q_{sec} &= \left| 4186,95738 \frac{J}{kg \cdot K} \cdot (371,1890 - 303,7405)K \right| \cdot 0,00001 + ... \\ &... + \left| -0,00385996 \frac{kg}{s} \cdot 4186,95738 \frac{J}{kg \cdot K} \right| \cdot 0,01K \\ \Delta q_{sec} &= 3W \end{aligned}$$

Finalmente

$$q_{sec} = (1090 \pm 3)W$$

Utilizando los valores de las propiedades físicas y temperaturas de saturación tomadas de la Tabla B.2, los valores calculados anteriormente y una longitud de saturación (L_{sat}) supuesta igual a 0,0884m, sustituidos en la ecuación 3.38, se obtiene:

$$\begin{aligned} \Delta Tm_{OSE} &= \frac{q_{SEC}}{ho_{SEC} \cdot \pi \cdot Do \cdot (L - L_{sat}) \cdot Nt} \\ \Delta Tm_{OSE} &= \frac{1090,06925W}{53,7205 \cdot \pi \cdot 0,0254m \cdot (1,12 - 0,08841165) \cdot 19} \\ \Delta Tm_{OSE} &= 12,9738924K \end{aligned}$$

El error de esta variable se calcula por el método de las derivadas parciales, obteniéndose la siguiente expresión:

$$\Delta(\Delta Tm_{OSE}) = \left| \frac{1}{ho_{SEC} \cdot \pi \cdot Do \cdot (L - L_{sat}) \cdot Nt} \right| \cdot \Delta q_{SEC}$$

Sustituyendo los valores respectivos

$$\begin{aligned} \Delta(\Delta Tm_{OSE}) &= \left| \frac{1}{53,7205 \cdot \pi \cdot 0,0254m \cdot (1,12 - 0,08841165) \cdot 19} \right| \cdot 3W \\ \Delta(\Delta Tm_{OSE}) &= 0,7K \end{aligned}$$

Finalmente

$$\Delta Tm_{OSE} = (12,9 \pm 0,7)K$$

Utilizando los valores calculados anteriormente y un valor de T_{w_c} supuesto igual a 365,4397K , sustituidos en la ecuación 3.39, se obtiene:

$$T_{w_c} = T_i + T_{w_f} - T_1 + \Delta T_{ml_{oSE}} \cdot L_n \left| \frac{T_{w_c} - T_i}{T_{w_f} - T_1} \right|$$

$$T_{w_c} = 308,4223K + 302,9952K - 302,25K + 12,9738924K \cdot L_n \left| \frac{365,4397K - 308,4223K}{302,9952K - 302,25K} \right|$$

$$T_{w_c} = 365,4397K$$

El error de esta variable se calcula por el método de las derivadas parciales, obteniéndose la siguiente expresión:

$$\begin{aligned} \Delta T_{w_c} = & \left| -1 + \frac{\Delta T_{ml_{oSE}}}{T_{w_f} - T_1} \right| \cdot \Delta T_1 + \left| 1 - \frac{\Delta T_{ml_{oSE}}}{T_{w_c} - T_i} \right| \cdot \Delta T_i + \left| L_n \left| \frac{T_{w_c} - T_i}{T_{w_f} - T_1} \right| \right| \cdot \Delta(\Delta T_{ml_{oSE}}) + \dots \\ & \dots + \left| 1 - \frac{\Delta T_{ml_{oSE}}}{T_{w_f} - T_1} \right| \cdot \Delta T_{w_f} + \left| \frac{\Delta T_{ml_{oSE}}}{T_{w_c} - T_1} \right| \cdot T_{w_c} \end{aligned}$$

Sustituyendo los valores respectivos

$$\begin{aligned} \Delta T_{w_c} = & \left| -1 + \frac{12,9738924K}{302,9952K - 302,25K} \right| \cdot 0,01K + \left| 1 - \frac{12,9738924K}{365,4397K - 308,4223K} \right| \cdot 0,1K + \dots \\ & \dots + \left| L_n \left| \frac{365,4397K - 308,4223K}{302,9952K - 302,25K} \right| \right| \cdot 0,7K + \left| 1 - \frac{12,97389K}{302,9952K - 302,25K} \right| \cdot 0,01K + \dots \\ & \dots + \left| \frac{12,97389K}{365,4397K - 308,4223K} \right| \cdot 0,01K \end{aligned}$$

$$\Delta T_{w_c} = 3K$$

Finalmente

$$T_{w_c} = (365 \pm 3)K$$

Siguiendo la ruta de cálculo propuesta en la Figura 3.6 se debe calcular el coeficiente convectivo de interno de saturación (hi_{sat}) según la ecuación 3.33; Este cálculo se presentó en el apéndice A.3, entonces sustituyendo los valores respectivos de las propiedades, datos técnicos del equipo y con los valores calculados anteriormente, se tiene:

$$hi_{sat} = (13570 \pm 4) \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (4.34)$$

Utilizando los valores de las propiedades físicas y los valores calculados anteriormente, sustituidos en la ecuación 3.29, se obtiene:

$$q_{satc} = m_{evap} \cdot h_{fgPamb} \quad (4.30)$$

$$q_{satc} = 0,00385996 \frac{kg}{s} \cdot 2261980,29 \frac{J}{kg}$$

$$q_{satc} = 8731,1608W$$

El error de esta variable se calcula por el método de las derivadas parciales, obteniéndose la siguiente expresión:

$$\Delta q_{satc} = \left| h_{fgPamb} \right| \cdot \Delta m_{evap}$$

Sustituyendo los valores respectivos

$$\Delta q_{satc} = \left| 2261980,29 \frac{J}{kg} \right| \cdot 0,00001 \frac{kg}{s}$$

$$\Delta q_{satc} = 22W$$

Finalmente

$$q_{satc} = (8731 \pm 226)W$$

Utilizando los valores de las propiedades físicas y temperaturas de saturación tomadas de la Tabla B.2, y los valores calculados anteriormente, sustituidos en la ecuación 3.34, se obtiene:

$$L_{sat} = \frac{q_{sat}}{hi_{sat} \cdot \pi \cdot Di \cdot Nt \cdot (Tsat_{Pamb} - Tw_c)}$$

$$L_{sat} = \frac{8731,1608W}{13569,7381 \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot \pi \cdot 0,021184m \cdot 19 \cdot (371,18901264 - 365,43971361)K}$$

$$L_{sat} = 0,08845863m$$

El error de esta variable se calcula por el método de las derivadas parciales, obteniéndose la siguiente expresión:

$$\Delta L_{sat} = \left| \frac{1}{hi_{sat} \cdot \pi \cdot Di \cdot Nt \cdot (Tsat_{Pamb} - Tw_c)} \right| \cdot \Delta q_{sat} + \left| -\frac{q_{sat}}{hi_{sat}^2 \cdot \pi \cdot Di \cdot Nt \cdot (Tsat_{Pamb} - Tw_c)} \right| \cdot \Delta hi_{sat} + \dots$$

$$\dots + \left| -\frac{q_{sat}}{hi_{sat} \cdot \pi \cdot Di \cdot Nt \cdot (Tsat_{Pamb} - Tw_c)^2} \right| \cdot \Delta Tw_c$$

Sustituyendo los valores respectivos

$$\Delta L_{sat} = \left| \frac{1}{13569,7381 \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot \pi \cdot 0,021184m \cdot 19 \cdot (371,18901264 - 365,43971361)K} \right| \cdot 22W + \dots$$

$$\dots + \left| \frac{8731,1608W}{\left(13569,7381 \frac{W}{m^2 \cdot K}\right)^2 \cdot \pi \cdot 0,021184m \cdot 19 \cdot (371,18901264 - 365,43971361)K} \right| \cdot 4 \frac{W}{m^2 \cdot K} + \dots$$

$$\dots + \left| \frac{8731,1608W}{13569,7381 \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot \pi \cdot 0,021184m \cdot 19 \cdot (371,18901264 - 365,43971361)^2 K^2} \right| \cdot 3K$$

$$\Delta L_{sat} = 0,0001m$$

Finalmente

$$L_{sat} = (0,0884 \pm 0,0001)m$$

Ahora se debe calcular número de Reynolds (Re_i) según la ecuación 3.21; este cálculo se presentó en el apéndice A.4, según esta ecuación, y sustituyendo los valores respectivos de las propiedades, y con los valores calculados anteriormente, se obtiene:

$$Re_i = 27,9046 \pm 0,0001$$

Utilizando los valores de las propiedades físicas y temperaturas de saturación tomadas de la Tabla B.2, y los valores calculados anteriormente, sustituidos en la ecuación 2.7, se obtiene:

$$hi_{se} = 0,50 \cdot \left(\frac{K^2 \cdot \rho^{4/3} \cdot Cp \cdot g^{2/3}}{(L - L_{sat}) \cdot \mu^{1/3}} \right)^{1/3} \cdot (Re)^{1/9} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{1/4}$$

$$hi_{sec} = 0,50 \cdot \left(\frac{\left(0,65839013 \frac{W}{m \cdot K}\right)^2 \cdot \left(980,92 \frac{kg}{m^3}\right)^{4/3} \cdot 4186,95738 \frac{J}{kg \cdot K} \cdot \left(9,81 \frac{m}{s^2}\right)^{2/3}}{(1,12m - 0,08845863m) \cdot (0,43757704Pa \cdot s)^{1/3}} \right)^{1/3} \cdot (27,9046899)^{1/9} \cdot \left(\frac{0,43757704Pa \cdot s}{0,45898298Pa \cdot s} \right)^{1/4}$$

$$hi_{sec} = 337,560654 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

El error de esta variable se calcula por el método de las derivadas parciales, obteniéndose la siguiente expresión:

$$\Delta h_{i_{se}} = \left| \frac{0,50}{9} \cdot \left(\frac{K^2 \cdot \rho^{4/3} \cdot Cp \cdot g^{2/3}}{(L - L_{sat}) \cdot \mu^{1/3}} \right)^{1/3} \cdot (Re)^{-8/9} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{1/4} \right| \cdot \Delta Re + \dots$$

$$\dots + \left| \frac{0,50}{3} \cdot \left(\frac{K^2 \cdot \rho^{4/3} \cdot Cp \cdot g^{2/3}}{\mu^{1/3}} \right)^{1/3} \cdot \frac{(Re)^{1/9}}{(L - L_{sat})^{4/3}} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{1/4} \right| \cdot \Delta L_{sat}$$

Sustituyendo los valores respectivos

$$\Delta h_{i_{sec}} = \left| \frac{0,50}{9} \cdot \left(\frac{(0,65839013 \text{ W/m} \cdot \text{K})^2 \cdot (980,92 \text{ kg/m}^3)^{4/3} \cdot 4186,95738 \text{ J/kg} \cdot \text{K} \cdot (9,81 \text{ m/s}^2)^{2/3}}{(1,12\text{m} - 0,08845863\text{m}) \cdot (0,43757704\text{Pa} \cdot \text{s})^{1/3}} \right)^{1/3} \cdot (27,9046899)^{-8/9} \cdot \left(\frac{0,43757704\text{Pa} \cdot \text{s}}{0,45898298\text{Pa} \cdot \text{s}} \right)^{1/4} \right| \cdot 0,0001 + \dots$$

$$\left| \frac{0,50}{3} \cdot \left(\frac{(0,65839013 \text{ W/m} \cdot \text{K})^2 \cdot (980,92 \text{ kg/m}^3)^{4/3} \cdot 4186,95738 \text{ J/kg} \cdot \text{K} \cdot (9,81 \text{ m/s}^2)^{2/3}}{(1,12\text{m} - 0,08845863\text{m}) \cdot (0,43757704\text{Pa} \cdot \text{s})^{1/3}} \right)^{1/3} \cdot \frac{(27,9046899)^{-8/9}}{(1,12\text{m} - 0,08845863\text{m})^{4/3}} \cdot \left(\frac{0,43757704\text{Pa} \cdot \text{s}}{0,45898298\text{Pa} \cdot \text{s}} \right)^{1/4} \right| \cdot 0,0001\text{m}$$

$$\Delta h_{i_{sec}} = 0,0005 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Finalmente

$$h_{i_{sec}} = (337,5606 \pm 0,0005) \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Utilizando los valores de las propiedades físicas y temperaturas de saturación tomadas de la Tabla B.2, y los valores calculados anteriormente, sustituidos en la ecuación 3.37, se obtiene:

$$h_{i_{BC}} = \frac{h_{i_{sat}} \cdot L_{sat} + h_{i_{SE}} \cdot (L - L_{sat})}{L}$$

$$hi_{BC} = \frac{13569,7381 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \cdot 0,08845 \text{ m} + 337,560654 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \cdot (1,12 \text{ m} - 0,08845 \text{ m})}{1,12 \text{ m}} \quad (4.38)$$

$$hi_{BC} = 1382,09516 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

El error de esta variable se calcula por el método de las derivadas parciales, obteniéndose la siguiente expresión:

$$\Delta hi_{BC} = \left| \frac{L_{sat}}{L} \right| \cdot \Delta hi_{sat} + \left| \frac{(L - L_{sat})}{L} \right| \cdot \Delta hi_{SE} + \dots$$

$$\dots + \left| \frac{hi_{sat} - hi_{SE}}{L} \right| \cdot \Delta L_{sat}$$

Sustituyendo los valores respectivos

$$\Delta hi_{BC} = \left| \frac{0,08845 \text{ m}}{1,12 \text{ m}} \right| \cdot 4 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} + \dots$$

$$\dots + \left| \frac{(1,12 \text{ m} - 0,08845 \text{ m})}{1,12 \text{ m}} \right| \cdot 0,0005 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} + \dots$$

$$\dots + \left| \frac{13569,7381 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} - 337,560654 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}}{1,12 \text{ m}} \right| \cdot 0,0001 \text{ m}$$

$$\Delta hi_{BC} = 1 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Finalmente

$$hi_{BC} = (1382 \pm 1) \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Utilizando los valores de las propiedades físicas y temperaturas de saturación tomadas de la Tabla B.2, y los valores calculados anteriormente, sustituidos en la ecuación 3.28, se obtiene:

$$\Delta Tml_{BC} = \frac{q_{cond}}{hi_{BE} \cdot \pi \cdot Di \cdot L \cdot Nt} \quad (4.29)$$

$$\Delta Tml_{BC} = \frac{9821,23005 \text{ W}}{1382,09516 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \cdot \pi \cdot 0,021184 \text{ m} \cdot 1,12 \text{ m} \cdot 19}$$

$$\Delta Tml_{BC} = 5,01762815 \text{ K}$$

El error de esta variable se calcula por el método de las derivadas parciales, obteniéndose la siguiente expresión:

$$\Delta(\Delta Tml_{BC}) = \left| \frac{1}{hi_{BE} \cdot \pi \cdot Di \cdot L \cdot Nt} \right| \cdot \Delta q_{cond} + \left| -\frac{q_{cond}}{hi_{BE}^2 \cdot \pi \cdot Di \cdot L \cdot Nt} \right| \cdot \Delta hi_{BE}$$

Sustituyendo los valores respectivos

$$\Delta(\Delta Tml_{BC}) = \left| \frac{1}{1382,09516 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \cdot \pi \cdot 0,021184\text{m} \cdot 1,12\text{m} \cdot 19} \right| \cdot 43\text{W} + \dots$$

$$\dots + \left| -\frac{9821,23005\text{W}}{\left(1382,09516 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}\right)^2 \cdot \pi \cdot 0,021184\text{m} \cdot 1,12\text{m} \cdot 19} \right| \cdot 1 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$\Delta(\Delta Tml_{BC}) = 0,02\text{K}$$

Finalmente

$$\Delta Tml_{BC} = (5,02 \pm 0,02)\text{K}$$

Utilizando los valores de las propiedades físicas y temperaturas de saturación tomadas de la Tabla B.2, y los valores calculados anteriormente, sustituidos en la ecuación 3.32, se obtiene:

$$\Delta Tml_{iSE} = \frac{q_{sec}}{\frac{q_{cond}}{\Delta Tml_{BC}} - \frac{q_{sat}}{T_{sat_{Pamb}} - Tw_c}} \quad (4.33)$$

$$\Delta Tml_{iSE} = \frac{1090,06925\text{W}}{\frac{9821,23005\text{W}}{5,01762815\text{K}} - \frac{8731,1608\text{W}}{371,18901\text{K} - 365,4397\text{K}}}$$

$$\Delta Tml_{iSE} = 2,48016299\text{K}$$

El error de esta variable se calcula por el método de las derivadas parciales, obteniéndose la siguiente expresión:

$$\Delta(\Delta Tm_{iSE}) = \left| \frac{1}{\frac{q_{cond}}{\Delta Tm_{BC}} - \frac{q_{satc}}{Tsat_{Pamb} - Tw_i}} \right| \cdot \Delta q_{sec} + \left| \frac{q_{sec}}{\left(\frac{q_{cond}}{\Delta Tm_{BC}} - \frac{q_{satc}}{Tsat_{Pamb} - Tw_i} \right)^2 \Delta Tm_{BC}} \right| \cdot \Delta q_{cond} + \dots$$

$$\dots + \left| \frac{q_{sec}}{\left(\frac{q_{cond}}{\Delta Tm_{BC}} - \frac{q_{satc}}{Tsat_{Pamb} - Tw_i} \right)^2 (Tsat_{Pamb} - Tw_i)} \right| \cdot \Delta q_{satc} + \dots$$

$$\dots + \left| \frac{q_{sec}}{\left(\frac{q_{cond}}{\Delta Tm_{BC}} - \frac{q_{satc}}{Tsat_{Pamb} - Tw_i} \right)^2 (Tsat_{Pamb} - Tw_i)^2} \right| \cdot \Delta Tw_i + \dots$$

$$\dots + \left| \frac{q_{sec}}{\left(\frac{q_{cond}}{\Delta Tm_{BC}} - \frac{q_{satc}}{Tsat_{Pamb} - Tw_i} \right)^2 \Delta Tm_{BC}^2} \right| \cdot \Delta(\Delta Tm_{BC})$$

Sustituyendo los valores respectivos

$$\Delta(\Delta Tm_{iSE}) = \left| \frac{1}{\frac{9821,23005W}{5,01762815K} - \frac{8731,1608W}{371,18901K - 365,4397K}} \right| \cdot 3W + \dots$$

$$\dots + \left| \frac{1090,06925W}{\left(\frac{9821,23005W}{5,01762815K} - \frac{8731,1608W}{371,18901K - 365,4397K} \right)^2 5,01762815K} \right| \cdot 43W + \dots$$

$$\dots + \left| \frac{1090,06925W}{\left(\frac{9821,23005W}{5,01762815K} - \frac{8731,1608W}{371,18901K - 365,4397K} \right)^2 (371,18901K - 365,4397K)} \right| \cdot 226W + \dots$$

$$\dots + \left| \frac{1090,06925\text{W}}{\left(\frac{9821,23005\text{W}}{5,01762815\text{K}} - \frac{8731,1608\text{W}}{371,18901\text{K} - 365,4397\text{K}} \right)^2 (371,18901\text{K} - 365,4397\text{K})^2} \right| \cdot 3\text{K} + \dots$$

$$\dots + \left| \frac{1090,06925\text{W}}{\left(\frac{9821,23005\text{W}}{5,01762815\text{K}} - \frac{8731,1608\text{W}}{371,18901\text{K} - 365,4397\text{K}} \right)^2 (5,01762815\text{K})^2} \right| \cdot 0,02\text{K}$$

$$\Delta(\Delta T_{ml_{iSE}}) = 0,2\text{K}$$

Finalmente

$$\Delta T_{ml_{iSE}} = (2,4 \pm 0,2)\text{K}$$

Utilizando los valores de las propiedades físicas y temperaturas de saturación tomadas de la Tabla B.2, y los valores calculados anteriormente, sustituidos en la ecuación 3.31, se obtiene:

$$T_6 = T_{sat_{Pamb}} - T_{W_c} + T_{W_f} - \Delta T_{ml_{iSE}} \cdot \ln \left| \frac{T_{sat_{Pamb}} - T_{W_c}}{T_6 - T_{W_f}} \right| \quad (4.32)$$

$$T_6 = 371,1890\text{K} - 365,4397\text{K} + 302,9952\text{K} - 2,48016299\text{K} \cdot \ln \left| \frac{371,1890\text{K} - 365,4397\text{K}}{303,6790\text{K} - 302,9952\text{K}} \right|$$

$$T_6 = 303,6790\text{K}$$

El error de esta variable se calcula por el método de las derivadas parciales, obteniéndose la siguiente expresión:

$$\Delta T_6 = \left| -1 + \frac{\Delta T_{ml_{iSE}}}{T_{sat_{Pamb}} - T_{W_c}} \right| \cdot \Delta T_{W_c} + \left| 1 - \frac{\Delta T_{ml_{iSE}}}{T_6 - T_{W_f}} \right| \cdot \Delta T_{W_f} + \dots$$

$$\dots + \left| -\ln \left| \frac{T_{sat_{Pamb}} - T_{W_c}}{T_6 - T_{W_f}} \right| \right| \cdot \Delta(\Delta T_{ml_{iSE}}) + \left| \frac{\Delta T_{ml_{iSE}}}{T_6 - T_{W_f}} \right| \cdot \Delta T_6$$

Sustituyendo los valores respectivos

$$\Delta T_6 = \left| -1 + \frac{2,4801\text{K}}{371,1890\text{K} - 365,4397\text{K}} \right| \cdot 3\text{K} + \left| 1 - \frac{2,4801\text{K}}{303,6790\text{K} - 302,9952\text{K}} \right| \cdot 0,01\text{K} + \dots$$

$$\dots + \left| -\ln \left| \frac{371,1890\text{K} - 365,4397\text{K}}{303,6790\text{K} - 302,9952\text{K}} \right| \right| \cdot 0,2\text{K} + \left| \frac{2,4801\text{K}}{303,6790\text{K} - 302,9952\text{K}} \right| \cdot 0,1\text{K}$$

$$T_6 = 0,2\text{K}$$

Finalmente

$$T_6 = (303,6 \pm 0,2)\text{K}$$

Ahora se debe calcular número de Reynolds (Re_o) según la ecuación 3.42; este cálculo anteriormente, según esta ecuación, y sustituyendo los valores respectivos de las propiedades, y con los valores calculados anteriormente, se obtiene:

$$Re_o = 7641,4 \pm 0,2$$

Utilizando los valores de las propiedades físicas y temperaturas de saturación tomadas de la Tabla B.2, y los valores calculados anteriormente, sustituidos en la ecuación 5.7, se obtiene:

$$ho = 6,0904 \cdot \frac{K_L}{D_{eq}} \cdot Re^{0,4925} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14} \quad (4.46)$$

$$ho = 6,0904 \cdot \frac{0,61939278 \text{ W/m}\cdot\text{K}}{4,32032572\text{m}} \cdot (7641,47644)^{0,4925} \cdot (5,11170852)^{1/3} \cdot \left(\frac{0,7575\text{Pa}\cdot\text{s}}{0,4589\text{Pa}\cdot\text{s}}\right)^{0,14}$$

$$ho = 131,89074 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

El error de esta variable se calcula por el método de las derivadas parciales, obteniéndose la siguiente expresión:

$$\Delta ho_{sec} = \left| 6,0904 \cdot 0,5698 \cdot \frac{K_L}{D_{eq}} \cdot Re^{-0,4302} \cdot Pr^{-0,8} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14} \right| \cdot \Delta Re$$

Sustituyendo los valores respectivos

$$\Delta ho_{sec} = \left| 2,999522 \cdot \frac{0,61898062 \text{ W/m}\cdot\text{K}}{4,3203\text{m}} \cdot (7600,17876)^{-0,4302} \cdot (5,14290993)^{-0,8} \cdot \left(\frac{0,76165752\text{Pa}\cdot\text{s}}{0,45898298\text{Pa}\cdot\text{s}}\right)^{0,14} \right| \cdot 0,2$$

$$\Delta ho = 0,0005 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Finalmente

$$ho = (131,89074 \pm 0,0005) \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Utilizando los valores de las propiedades físicas y temperaturas de saturación tomadas de la Tabla B.2, y los valores calculados anteriormente, sustituidos en la ecuación 3.43, se obtiene:

$$\Delta T_{ml_o} = \frac{q_{cond}}{h_o \cdot \pi \cdot D_o \cdot L \cdot Nt} \quad (4.44)$$

$$\Delta T_{ml_o} = \frac{9821,23005W}{131,890746 \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot \pi \cdot 0,254m \cdot 1,12m \cdot 19}$$

$$\Delta T_{ml_o} = 43,8K$$

El error de esta variable se calcula por el método de las derivadas parciales, obteniéndose la siguiente expresión:

$$\Delta(\Delta T_{ml_o}) = \left| \frac{1}{h_o \cdot \pi \cdot D_o \cdot L \cdot Nt} \right| \cdot \Delta q_{cond} + \left| \frac{q_{cond}}{h_o^2 \cdot \pi \cdot D_o \cdot L \cdot Nt} \right| \cdot \Delta h_o$$

Sustituyendo los valores respectivos

$$\Delta(\Delta T_{ml_o}) = \left| \frac{1}{131,890746 \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot \pi \cdot 0,254m \cdot 1,12m \cdot 19} \right| \cdot 43W + \dots$$

$$\left| \frac{9821,23005W}{\left(131,890746 \frac{W}{m^2 \cdot K}\right)^2 \cdot \pi \cdot 0,254m \cdot 1,12m \cdot 19} \right| \cdot 0,0005 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$\Delta(\Delta T_{ml_o}) = 0,2K$$

Finalmente

$$\Delta T_{ml_o} = (43,8 \pm 0,2)K$$

Utilizando los valores de las propiedades físicas y temperaturas de saturación tomadas de la Tabla B.2, y los valores calculados anteriormente, sustituidos en la ecuación 3.45, se obtiene:

$$T_2 = T_i - \left[\frac{q_{sat} \cdot Ln \left| \frac{T_{W_c} - T_2}{T_{W_c} - T_i} \right|}{\frac{q_{cond}}{\Delta T_{ml_o}} - \frac{q_{sec}}{\Delta T_{ml_{OSE}}}} \right]$$

$$T_2 = 308,422\text{K} - \left[\frac{8731,16\text{W} \cdot \text{Ln} \left| \frac{365,439\text{K} - 308,951\text{K}}{365,439\text{K} - 308,422\text{K}} \right|}{\frac{9821,23\text{W}}{43,852\text{K}} - \frac{1090,069\text{W}}{12,97\text{K}}} \right]$$

$$T_2 = 309,0035\text{K}$$

El error de esta variable se calcula por el método de las derivadas parciales, obteniéndose la siguiente expresión:

$$\Delta T_2 = \left| 1 - \frac{q_{sat}}{\left(\frac{q_{cond}}{\Delta Tml_o} - \frac{q_{sec}}{\Delta Tml_{OSE}} \right) \cdot (T_{W_c} - T_i)} \right| \cdot \Delta T_i + \dots$$

$$\dots + \left| \frac{\Delta Tml_o \cdot \Delta Tml_{OSE} \cdot \text{Ln} \left| \frac{T_{W_c} - T_2}{T_{W_c} - T_i} \right|}{q_{sec} \cdot \Delta Tml_o - q_{cond} \cdot \Delta Tml_{OSE}} \right| \cdot \Delta q_{sat} + \left| \frac{q_{sat} \cdot \Delta Tml_o^2 \cdot \Delta Tml_{OSE} \cdot \text{Ln} \left| \frac{T_{W_c} - T_2}{T_{W_c} - T_i} \right|}{(q_{sec} \cdot \Delta Tml_o - q_{cond} \cdot \Delta Tml_{OSE})^2} \right| \cdot \Delta q_{sec} + \dots$$

$$\dots + \left| - \frac{(T_i - T_2) \cdot \Delta Tml_{OSE} \cdot \Delta Tml_o \cdot q_{sat}}{(T_{W_c} - T_2) \cdot (T_{W_c} - T_i) \cdot (q_{sec} \cdot \Delta Tml_o - q_{cond} \cdot \Delta Tml_{OSE})} \right| \cdot \Delta T_{W_c} + \dots$$

$$\dots + \left| - \frac{\Delta Tml_{OSE} \cdot \Delta Tml_o \cdot q_{sat}}{(T_{W_c} - T_2) \cdot (q_{sec} \cdot \Delta Tml_o - q_{cond} \cdot \Delta Tml_{OSE})} \right| \cdot \Delta T_2$$

Sustituyendo los valores respectivos

$$\Delta T_2 = \left| 1 - \frac{8731\text{W}}{\left(\frac{9821,23\text{W}}{43,852\text{K}} - \frac{1090,069\text{W}}{12,973\text{K}} \right) \cdot (365,439\text{K} - 308,422\text{K})} \right| \cdot 0,1\text{K} + \dots$$

$$\dots + \left| \frac{43,852\text{K} \cdot 12,973\text{K} \cdot \text{Ln} \left| \frac{365,439\text{K} - 308,951\text{K}}{365,439\text{K} - 308,422\text{K}} \right|}{1090,069\text{W} \cdot 43,852\text{K} - 9821,23\text{W} \cdot 12,973\text{K}} \right| \cdot 223\text{W} + \dots$$

$$\dots + \left| \frac{8731\text{W} \cdot (43,852\text{K})^2 \cdot 12,973\text{K} \cdot \text{Ln} \left| \frac{365,439\text{K} - 308,951\text{K}}{365,439\text{K} - 308,422\text{K}} \right|}{(1090,069\text{W} \cdot 43,852\text{K} - 9821,23\text{W} \cdot 12,973\text{K})^2} \right| \cdot 10\text{W} + \dots$$

$$\dots + \left| \frac{(308,422\text{K} - 308,951\text{K}) \cdot 12,973\text{K} \cdot 43,852\text{K} \cdot 8731\text{W}}{(365,439\text{K} - 308,951\text{K}) \cdot (365,439\text{K} - 308,422\text{K})} \right.$$

$$\cdot \left. \frac{1}{(1090,069\text{W} \cdot 43,852\text{K} - 9821,23\text{W} \cdot 12,973\text{K})} \right| \cdot 3\text{K} + \dots$$

$$\dots + \left| \frac{12,973\text{K} \cdot 43,852\text{K} \cdot 8731\text{W}}{(365,439\text{K} - 308,951\text{K}) \cdot (1090,069\text{W} \cdot 43,852\text{K} - 9821,23\text{W} \cdot 12,973\text{K})} \right| \cdot 0,1\text{K}$$

$$\Delta T_2 = 0,2\text{K}.$$

Finalmente

$$T_2 = (309,0 \pm 0,2)\text{K}$$

A.5.2 CÁLCULOS RELACIONADOS CON EL EVAPORADOR MEDIANTE EL USO DE ECUACIONES BIBLIOGRÁFICAS

Siguiendo la ruta de cálculo propuesta en la Figura 3.3 se debe calcular el calor del evaporador (q_{evap}) según la ecuación 3.3; Este cálculo se presentó en el apéndice A.3 según esta ecuación, y sustituyendo los valores respectivos de las propiedades, los datos para una presión de operación de 4 psig y con un valor de T_4 supuesto igual a 375,3678 K y de $m_{\text{vap}}=(0,0038 \pm 0,0001)$ kg/s proveniente de los cálculos para el condensador, se tiene:

$$q_{\text{evap}} = (9878,47496 \pm 0,00001)W$$

Utilizando los valores de las propiedades físicas tomadas de la Tabla B.2 y los valores calculados anteriormente, sustituidos en la ecuación 3.14, se obtiene:

$$m_{\text{conde}} = \frac{q_{\text{evap}}}{h_{fg \text{ Pop}}}$$

$$m_{\text{conde}} = \frac{9878,47496W}{2243164,76 \text{ J/kg}}$$

$$m_{\text{conde}} = 0,00440381 \text{ kg/s}$$

El error de esta variable se calcula por el método de las derivadas parciales, obteniéndose la siguiente expresión:

$$\Delta m_{\text{conde}} = \left| \frac{1}{h_{fg \text{ Pop}}} \right| \cdot \Delta q_{\text{evap}}$$

Sustituyendo los valores respectivos

$$\Delta m_{\text{conde}} = \left| \frac{1}{2243164,76 \text{ J/kg}} \right| \cdot 0,00001W$$

$$\Delta m_{\text{conde}} = 5 \cdot 10^{-9} \text{ kg/s}$$

Finalmente

$$m_{\text{conde}} = (0,00440381 \pm 5 \cdot 10^{-9}) \text{ kg/s}$$

Siguiendo la ruta de cálculo propuesta en la Figura 3.3 se debe calcular el coeficiente convectivo externo (h_o) según la ecuación 3.13; Este cálculo se presentó en el apéndice A.3, entonces sustituyendo los valores respectivos de las propiedades, datos técnicos del equipo y con los valores calculados anteriormente, se tiene:

$$h_o = (14310 \pm 2) \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Ahora se debe calcular temperatura de pared externa (T_{wo}) según la ecuación 3.7; este cálculo se presentó en el apéndice A.3, según esta ecuación, y sustituyendo los valores respectivos de las propiedades, datos técnicos del equipo y con los valores calculados anteriormente, se obtiene:

$$T_{wo} = (378,0884 \pm 0,0001) \text{K}$$

Para calcular temperatura de pared interna (T_{wi}) según la ecuación 3.8; este cálculo se presentó en el apéndice A.3, según esta ecuación, y sustituyendo los valores respectivos de las propiedades y una conductividad térmica del acero inoxidable evaluada a una T_{wi} supuesta igual a 377,452 K, datos técnicos del equipo y con los valores calculados anteriormente, se obtiene:

$$T_{wi} = (377,451 \pm 0,001) \text{K}$$

Utilizando los valores de las propiedades físicas y temperaturas de saturación tomadas de la Tabla B.2 Y los valores calculados anteriormente, sustituidos en la ecuación 3.24, se obtiene:

$$h_{i_{sat}} = \frac{\mu_L \cdot h_{fg_{Pamb}}}{T_{wi} - T_{sat_{Pamb}}} \cdot \sqrt{\frac{g \cdot (\rho_L - \rho_v)}{\sigma_L}} \cdot \left[\frac{Cp_L \cdot (T_{wi} - T_{sat_{Pamb}})}{0,013 \cdot h_{fg_{Pamb}} \cdot Pr_L} \right]^3 \quad (4.24)$$

$$h_{i_{sat}} = \frac{0,00028523 \text{ Pa} \cdot \text{s} \cdot 2261980,29 \text{ J/kg}}{(377,451 - 371,189) \text{ K}} \cdot \sqrt{\frac{9,81 \text{ m/s}^2 \cdot (959,572 - 0,5593) \text{ kg/m}^3}{0,05927352 \text{ N/m}^2}}$$

$$\left[\frac{4215,13239 \text{ J/kg} \cdot \text{K} \cdot (377,451 - 371,189) \text{ K}}{0,013 \cdot 2261980,29 \text{ J/kg} \cdot 1,78490143} \right]^3$$

$$h_{i_{sat}} = 5233,19626 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

El error de esta variable se calcula por el método de las derivadas parciales, obteniéndose la siguiente expresión:

$$\Delta h_{i_{sat}} = \left| 2 \cdot \mu_L \cdot h_{fg_{Pamb}} \cdot (T_{wi} - T_{sat_{Pamb}}) \cdot \sqrt{\frac{g \cdot (\rho_L - \rho_V)}{\sigma_L}} \cdot \left[\frac{C_{pL}}{0,013 \cdot h_{fg_{Pamb}} \cdot Pr_L} \right]^3 \right| \cdot \Delta T_{wi}$$

Sustituyendo los valores respectivos

$$\Delta h_{i_{sat}} = \left| 2 \cdot 0,00028523 \text{ Pa} \cdot \text{s} \cdot 2261980,29 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \cdot (377,451 - 371,189) \text{ K} \cdot \sqrt{\frac{9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot (959,572 - 0,5593) \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{0,05927352 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}} \cdot \left[\frac{4215,13239 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \cdot \text{K}}{0,013 \cdot 2261980,29 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \cdot 1,78490143} \right]^3 \right| \cdot 0,001 \text{ K}$$

$$\Delta h_{i_{sat}} = 1,66 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \cdot \text{K}$$

Finalmente

$$h_{i_{sat}} = (5233 \pm 2) \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \cdot \text{K}$$

Ahora se debe calcular el flujo de calor de saturación (q_{sat}) según la ecuación 3.5; este cálculo se presentó en el apéndice A.3, según esta ecuación, y sustituyendo los valores respectivos de las propiedades, y con los valores calculados anteriormente, se obtiene:

$$q_{sat} = (8731 \pm 3) \text{ W}$$

Utilizando los valores de las propiedades físicas y temperaturas de saturación tomadas de la Tabla B.2, algunos datos técnicos del equipo y los valores calculados anteriormente, sustituidos en la ecuación 3.23, se obtiene:

$$L_{sat} = \frac{q_{sat}}{h_{i_{sat}} \cdot \pi \cdot Di \cdot Nt \cdot (T_{wi} - T_{sat_{Pamb}})} \quad (4.23)$$

$$L_{sat} = \frac{8731 \text{ W}}{5233 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \cdot \text{K} \cdot \pi \cdot 0,021184 \text{ m} \cdot 19 \cdot (377,451 - 371,189) \text{ K}}$$

$$L_{sat} = 0,21045244 \text{ m}$$

El error de esta variable se calcula por el método de las derivadas parciales, obteniéndose la siguiente expresión:

$$\Delta L_{sat} = \left| \frac{1}{h_{i_{sat}} \cdot \pi \cdot Di \cdot Nt \cdot (T_{wi} - T_{sat_{Pamb}})} \right| \cdot \Delta q_{sat} + \dots$$

$$\dots + \left| \frac{q_{sat}}{(hi_{sat})^2 \cdot \pi \cdot Di \cdot Nt \cdot (Tw_i - Tsat_{Pamb})} \right| \cdot \Delta hi_{sat} + \dots$$

$$\dots + \left| \frac{q_{sat}}{hi_{sat} \cdot \pi \cdot Di \cdot Nt \cdot (Tw_i - Tsat_{Pamb})^2} \right| \cdot \Delta Tw_i$$

Sustituyendo los valores respectivos

$$\Delta L_{sat} = \left| \frac{1}{5233,19626 \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot \pi \cdot 0,0254m \cdot 19 \cdot (377,451 - 371,189)K} \right| \cdot 3W + \dots$$

$$\dots + \left| \frac{8731W}{\left(5233,19626 \frac{W}{m^2 \cdot K}\right)^2 \cdot \pi \cdot 0,0254m \cdot 19 \cdot (377,451 - 371,189)K} \right| \cdot 2 \frac{W}{m^2 \cdot K} + \dots$$

$$\dots + \left| \frac{8731W}{5233,19626 \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot \pi \cdot 0,0254m \cdot 19 \cdot (377,451 - 371,189)^2 K^2} \right| \cdot 0,001K$$

$$\Delta L_{sat} = 0,0002m$$

Finalmente

$$L_{sat} = (0,2104 \pm 0,0002)m$$

Ahora se debe calcular número de Reynolds (Re_i) según la ecuación 3.21; este cálculo se presentó en el apéndice A.4, según esta ecuación, y sustituyendo los valores respectivos de las propiedades, y con los valores calculados anteriormente, se obtiene:

$$Re_i = 27,6038914 \pm 0,0001$$

Utilizando los valores de las propiedades físicas y temperaturas de saturación tomadas de la Tabla B.2, algunos datos técnicos del equipo una longitud de subenfriamiento supuesta (L_{se}) igual a 0,2904136 m y los valores calculados anteriormente, sustituidos en la ecuación 2.4, se obtiene:

$$hi_{se} = 1,86 \cdot \frac{K_L}{Di} \cdot \left(Re_i \cdot Pr \frac{Di}{L_{se}} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14}$$

$$hi_{se} = 1,86 \cdot \frac{0,6577 \frac{W}{m \cdot K}}{0,021184m} \cdot \left(27,6039 \cdot 2,815663 \cdot \frac{0,021184m}{0,29041361m} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{0,44234Pa \cdot s}{0,28827Pa \cdot s} \right)^{0,14}$$

$$hi_{se} = 109,335968 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

El error de esta variable se calcula por el método de las derivadas parciales, obteniéndose la siguiente expresión:

$$\Delta hi_{se} = \left| 1,86 \cdot \frac{K_L}{Di \cdot L_{se}} \cdot \frac{1}{3} \left(Re_i \cdot Pr \frac{Di}{L_{se}} \right)^{-2/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \right| \cdot \Delta Re_i + \dots$$

$$\dots + \left| 1,86 \cdot \frac{K_L}{Di \cdot L_{se}^2} \cdot \frac{1}{3} \cdot Re_i \cdot Pr \left(Re_i \cdot Pr \frac{Di}{L_{se}} \right)^{-2/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \right| \cdot \Delta L_{se}$$

Sustituyendo los valores respectivos

$$\Delta hi_{se} = \left| 1,86 \cdot \frac{0,6577 \frac{W}{m \cdot K}}{0,021184 m \cdot 0,29041361 m} \cdot \frac{1}{3} \left(27,6039 \cdot 2,815663 \cdot \frac{0,021184 m}{0,29041361 m} \right)^{-2/3} \cdot \left(\frac{0,44234 Pa \cdot s}{0,28827 Pa \cdot s} \right)^{0,14} \right| \cdot 0,0001 + \left| 1,86 \cdot \frac{0,6577 \frac{W}{m \cdot K}}{0,021184 m \cdot (0,2904136 m)^2} \cdot 27,6039 \cdot 2,815663 \cdot \frac{1}{3} \left(27,6039 \cdot 2,815663 \cdot \frac{0,021184 m}{0,29041361 m} \right)^{-2/3} \left(\frac{0,44234 Pa \cdot s}{0,28827 Pa \cdot s} \right)^{0,14} \right| \cdot 0,0004 m$$

$$\Delta hi_{se} = 2 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Finalmente

$$hi_{se} = (109 \pm 2) \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Ahora se debe calcular el flujo de calor de subenfriamiento (q_{se}) según la ecuación 3.4; este cálculo se presentó en el apéndice A.3, según esta ecuación, y sustituyendo los valores respectivos de las propiedades y temperaturas de saturación, y con los valores calculados anteriormente, se obtiene:

$$q_{se} = (1114 \pm 3) W$$

Ahora se debe calcular el promedio logarítmico de la diferencia de temperatura interno de la etapa de subenfriamiento ($\Delta T_{ml_{se}}$) según la ecuación 3.10; este cálculo se presentó en el apéndice A.3, según esta ecuación, y sustituyendo los valores respectivos de las propiedades, datos técnicos del equipo y con los valores calculados anteriormente, se obtiene:

$$\Delta T_{ml_{sei}} = (27,74 \pm 0,02)K$$

Utilizando los valores de las propiedades físicas tomadas de la Tabla B.4, algunos datos técnicos del equipo y los valores calculados anteriormente, sustituidos en la ecuación 3.22, se obtiene:

$$L_{se} = \frac{q_{se}}{hi_{se} \cdot \pi \cdot Di \cdot Nt \cdot \Delta T_{ml_{sei}}} \quad (4.22)$$

$$L_{se} = \frac{1114W}{109,335968 \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot \pi \cdot 0,021184m \cdot 19 \cdot 27,74K}$$

$$L_{se} = 0,29041361m$$

El error de esta variable se calcula por el método de las derivadas parciales, obteniéndose la siguiente expresión:

$$\Delta L_{se} = \left| \frac{1}{hi_{se} \cdot \pi \cdot Di \cdot Nt \cdot \Delta T_{ml_{sei}}} \right| \cdot \Delta q_{se} + \left| -\frac{q_{se}}{hi_{se}^2 \cdot \pi \cdot Di \cdot Nt \cdot \Delta T_{ml_{sei}}} \right| \cdot \Delta hi_{se} + \dots$$

$$\dots + \left| -\frac{q_{se}}{hi_{se} \cdot \pi \cdot Di \cdot Nt \cdot \Delta T_{ml_{sei}}^2} \right| \cdot \Delta(\Delta T_{ml_{sei}})$$

Sustituyendo los valores respectivos

$$\Delta L_{se} = \left| \frac{1}{109,335968 \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot \pi \cdot 0,021184m \cdot 19 \cdot 27,74K} \right| \cdot 3W + \dots$$

$$\dots + \left| -\frac{1114W}{\left(109,335968 \frac{W}{m^2 \cdot K}\right)^2 \cdot \pi \cdot 0,021184m \cdot 19 \cdot 27,74K} \right| \cdot 2 \frac{W}{m^2 \cdot K} + \dots$$

$$\dots + \left| -\frac{1114W}{109,335968 \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot \pi \cdot 0,021184m \cdot 19 \cdot (27,74K)^2} \right| \cdot 0,02K$$

$$\Delta L_{se} = 0,006m$$

Finalmente

$$L_{se} = (0,290 \pm 0,006)m$$

Ahora se debe calcular número de Reynolds (Re_i) según la ecuación 3.21; este cálculo se presentó en el apéndice A.4, según esta ecuación, y sustituyendo los valores respectivos de las propiedades, y con los valores calculados anteriormente, se obtiene:

$$Re_i = 994,2756 \pm 0,0001 \quad (4.21)$$

Utilizando los valores de las propiedades físicas evaluadas a temperatura promedio entre T_4 y la temperatura de saturación a presión ambiente tomadas de la Tabla B.2, algunos datos técnicos del equipo y los valores calculados anteriormente, sustituidos en la ecuación 2.4, se obtiene:

$$hi_{sc} = 7,1 \pm 0,1 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (4.19)$$

Utilizando los valores algunos datos técnicos del equipo y los valores calculados anteriormente, sustituidos en la ecuación 3.18, se obtiene:

$$hi_{BE} = \frac{hi_{SE} \cdot L_{SE} + hi_{sat} \cdot L_{sat} + hi_{sc} (L - L_{sat} - L_{SE})}{L} \quad (4.18)$$

$$hi_{BE} = \frac{109,335 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \cdot 0,2904\text{m} + 5233,19626 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \cdot 0,21045\text{m}}{1,12\text{m}} + \dots$$

$$\dots + \frac{7,1323 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} (1,12 - 0,21045 - 0,2904)\text{m}}{1,12\text{m}}$$

$$hi_{BE} = 775,512765 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

El error de esta variable se calcula por el método de las derivadas parciales, obteniéndose la siguiente expresión:

$$\Delta hi_{BE} = \left| \frac{L_{SE}}{L} \right| \Delta hi_{SE} + \left| \frac{hi_{SE} - hi_{sc}}{L} \right| \cdot \Delta L_{SE} + \left| \frac{L_{sat}}{L} \right| \cdot \Delta hi_{sat} + \left| \frac{hi_{sat} - hi_{sc}}{L} \right| \cdot \Delta L_{sat} + \left| \frac{L - L_{sat} - L_{SE}}{L} \right| \cdot \Delta hi_{sc}$$

Sustituyendo los valores respectivos

$$\Delta hi_{BE} = \left| \frac{0,2904136\text{m}}{1,12\text{m}} \right| \cdot 2 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} + \left| \frac{(109,335 - 7,1323) \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}}{1,12\text{m}} \right| \cdot 0,006\text{m} + \dots$$

$$\dots + \left| \frac{0,2104\text{m}}{1,12\text{m}} \right| \cdot 2 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} + \left| \frac{(5233,196 - 7,1323) \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}}{1,12\text{m}} \right| \cdot 0,0002\text{m} + \dots$$

$$\dots + \left| \frac{(1,12 - 0,21045 - 0,2904)\text{m}}{1,12\text{m}} \right| \cdot 0,1 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$\Delta hi_{BE} = 2 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Finalmente

$$hi_{BE} = (776 \pm 2) \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Utilizando los valores de algunos datos técnicos del equipo y los valores calculados anteriormente, sustituidos en la ecuación 3.15, se obtiene:

$$\Delta Tml_i = \frac{q_{evap}}{hi_{BE} \cdot \pi \cdot Di \cdot L \cdot Nt} \quad (4.15)$$

$$\Delta Tml_i = \frac{9878,47496\text{W}}{775,51276 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \cdot \pi \cdot 0,0211184\text{m} \cdot 1,12\text{m} \cdot 19}$$

$$\Delta Tml_i = 6,852865\text{K}$$

El error de esta variable se calcula por el método de las derivadas parciales, obteniéndose la siguiente expresión:

$$\Delta(\Delta Tml_i) = \left| \frac{1}{hi_{BE} \cdot \pi \cdot Di \cdot L \cdot Nt} \right| \cdot \Delta q_{evap} + \left| -\frac{q_{evap}}{hi_{BE}^2 \cdot \pi \cdot Di \cdot L \cdot Nt} \right| \cdot \Delta hi_{BE}$$

Sustituyendo los valores respectivos

$$\Delta(\Delta Tml_i) = \left| \frac{1}{775,51276 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \cdot \pi \cdot 0,0211184\text{m} \cdot 1,12\text{m} \cdot 19} \right| \cdot 0,0001\text{W} + \dots$$

$$\dots + \left| -\frac{9878,47496\text{W}}{(775,51276 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K})^2 \cdot \pi \cdot 0,0211184\text{m} \cdot 1,12\text{m} \cdot 19} \right| \cdot 2 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$\Delta(\Delta Tml_i) = 0,02\text{K}$$

Finalmente

$$\Delta Tml_i = (6,85 \pm 0,02)\text{K}$$

Ahora se debe calcular el flujo de calor de sobrecalentamiento (q_{sc}) según la ecuación 3.6; este cálculo se presentó en el apéndice A.3, según esta ecuación, y sustituyendo los valores respectivos de las propiedades y temperaturas de saturación, y con los valores calculados anteriormente, se obtiene:

$$q_{sc} = (33 \pm 4)\text{W}$$

Utilizando los valores de las propiedades físicas y temperaturas de saturación tomadas de la Tabla B.2, y los valores calculados anteriormente, sustituidos en la ecuación 3.17, se obtiene:

$$\Delta Tm_{l_{sci}} = \frac{q_{sc}}{\frac{q_{evap}}{\Delta Tm_{li}} - \frac{q_{se}}{\Delta Tm_{sei}} - \frac{q_{sat}}{Twi - Tsat_{Pamb}}} \quad (4.17)$$

$$\Delta Tm_{l_{sci}} = \frac{33W}{\frac{9878,47496W}{6,852865K} - \frac{1114,05881W}{27,7470399K} - \frac{8731,1608W}{(377,558 - 371,1890)K}}$$

$$\Delta Tm_{l_{sci}} = 3,80481K$$

El error de esta variable se calcula por el método de las derivadas parciales, obteniéndose la siguiente expresión:

$$\begin{aligned} & \dots + \left| \frac{q_{sc}}{\left(\frac{q_{evap}}{\Delta Tm_{li}} - \frac{q_{se}}{\Delta Tm_{sei}} - \frac{q_{sat}}{Twi - Tsat_{Pamb}} \right)^2 \cdot \Delta Tm_{li}} \right| \cdot \Delta q_{evap} + \dots \\ & \dots + \left| \frac{q_{sc}}{\left(\frac{q_{evap}}{\Delta Tm_{li}} - \frac{q_{se}}{\Delta Tm_{sei}} - \frac{q_{sat}}{Twi - Tsat_{Pamb}} \right)^2 \cdot \Delta Tm_{li}^2} \right| \cdot \Delta(\Delta Tm_{li}) + \dots \\ & \dots + \left| \frac{q_{sc}}{\left(\frac{q_{evap}}{\Delta Tm_{li}} - \frac{q_{se}}{\Delta Tm_{sei}} - \frac{q_{sat}}{Twi - Tsat_{Pamb}} \right)^2 \cdot \Delta Tm_{sei}} \right| \cdot \Delta q_{se} + \dots \\ & \dots + \left| \frac{q_{sc}}{\left(\frac{q_{evap}}{\Delta Tm_{li}} - \frac{q_{se}}{\Delta Tm_{sei}} - \frac{q_{sat}}{Twi - Tsat_{Pamb}} \right)^2 \cdot \Delta Tm_{sei}^2} \right| \cdot \Delta(\Delta Tm_{sei}) + \dots \end{aligned}$$

$$\dots + \left| \frac{q_{sc}}{\left(\frac{q_{evap}}{\Delta T_{ml_i}} - \frac{q_{se}}{\Delta T_{ml_{sei}}} - \frac{q_{sat}}{T_{wi} - T_{sat_{Pamb}}} \right)^2 \cdot (T_{wi} - T_{sat_{Pamb}})} \right| \cdot \Delta q_{sat} + \dots$$

$$\dots + \left| \frac{q_{sc}}{\left(\frac{q_{evap}}{\Delta T_{ml_i}} - \frac{q_{se}}{\Delta T_{ml_{sei}}} - \frac{q_{sat}}{T_{wi} - T_{sat_{Pamb}}} \right)^2 \cdot (T_{wi} - T_{sat_{Pamb}})^2} \right| \cdot \Delta T_{wi}$$

Sustituyendo los valores respectivos

$$\Delta(\Delta T_{ml_{sci}}) = \left| \frac{1}{\frac{9878,47496W}{6,852865K} - \frac{1114,05881W}{27,7470399K} - \frac{8731,1608W}{(377,558 - 371,1890)K}} \right| \cdot 4W + \dots$$

$$\dots + \left| \frac{33W}{\left(\frac{9878,47496W}{6,852865K} - \frac{1114,05881W}{27,7470399K} - \frac{8731,1608W}{(377,558 - 371,1890)K} \right)^2 \cdot 6,852865K} \right| \cdot 0,00001W + \dots$$

$$\dots + \left| \frac{33W}{\left(\frac{9878,47496W}{6,852865K} - \frac{1114,05881W}{27,7470399K} - \frac{8731,1608W}{(377,558 - 371,1890)K} \right)^2 \cdot (6,852865K)^2} \right| \cdot 0,02K + \dots$$

$$\dots + \left| \frac{33W}{\left(\frac{9878,47496W}{6,852865K} - \frac{1114,05881W}{27,7470399K} - \frac{8731,1608W}{(377,558 - 371,1890)K} \right)^2 \cdot 27,7470399K} \right| \cdot 3W + \dots$$

$$\dots + \left| \frac{33W}{\left(\frac{9878,47496W}{6,852865K} - \frac{1114,05881W}{27,7470399K} - \frac{8731,1608W}{(377,558 - 371,1890)K} \right)^2 \cdot (27,7470399K)^2} \right| \cdot 0,02K + \dots$$

$$\dots + \left| \frac{33W}{\left(\frac{9878,47496W}{6,852865K} - \frac{1114,05881W}{27,7470399K} - \frac{8731,1608W}{(377,558 - 371,1890)K} \right)^2 (377,558 - 371,1890)K} \right| \cdot 3W + \dots$$

$$\dots + \left| \frac{33W}{\left(\frac{9878,47496W}{6,852865K} - \frac{1114,05881W}{27,7470399K} - \frac{8731,1608W}{(377,558 - 371,1890)K} \right)^2 (377,558 - 371,1890)^2 K^2} \right| \cdot 0,001K$$

$$\Delta(\Delta T_{ml_{sci}}) = 0,1K$$

Finalmente

$$\Delta T_{ml_{sci}} = (3,8 \pm 0,1)K$$

Utilizando los valores de las propiedades físicas y temperaturas de saturación tomadas de la Tabla B.2, y los valores calculados anteriormente, sustituidos en la ecuación 3.16, se obtiene:

$$T_4 = Tsat_{Pamb} - \Delta T_{ml_{sci}} \cdot \ln \left| \frac{T_{w_i} - T_4}{T_{w_i} - Tsat_{Pamb}} \right| \quad (4.16)$$

$$T_4 = 371,1890K - 3,80481K \cdot \ln \left| \frac{377,4586K - 375,3673K}{377,4586K - 371,1890K} \right|$$

$$T_4 = 375,3673K$$

El error de esta variable se calcula por el método de las derivadas parciales, obteniéndose la siguiente expresión:

$$\Delta T_4 = \left| -\ln \left| \frac{T_{w_i} - T_4}{T_{w_i} - Tsat_{Pamb}} \right| \right| \cdot \Delta(\Delta T_{ml_{sci}}) + \left| \Delta T_{ml_{sci}} \cdot \frac{Tsat_{Pamb} - T_4}{(Tsat_{Pamb} - T_{w_i}) \cdot (T_4 - T_{w_i})} \right| \cdot \Delta T_{w_i}$$

Sustituyendo los valores respectivos

$$\Delta T_4 = \left| -\ln \left| \frac{377,4586K - 375,3673K}{377,4586K - 371,1890K} \right| \right| \cdot 0,1K + \dots$$

$$\dots + \left| 3,80481K \cdot \frac{(371,1890K - 375,3673K)}{(371,1890K - 377,4586K) \cdot (375,3673K - 377,4586K)} \right| \cdot 0,001K$$

$$\Delta T_4 = 0,1K$$

Finalmente

$$T_4 = (375,4 \pm 0,1)K$$

A.5.3 CÁLCULOS RELACIONADOS CON EL EVAPORADOR MEDIANTE EL USO DE LA CORRELACIÓN PROPUESTA EN EL OBJETIVO 2

Siguiendo la ruta de cálculo propuesta en la Figura 3.4 se debe calcular el calor del evaporador (q_{evap}) según la ecuación 3.3; Este cálculo se presentó en el apéndice A.3; según esta ecuación, y sustituyendo los valores respectivos de las propiedades, los datos para una presión de operación de 4psig y con un valor de T_4 supuesto igual a 377,3985K y de $m_{\text{vap}}=(0,0039 \pm 0,0001)$ kg/s proveniente de los cálculos para el condensador, se tiene:

$$q_{\text{evap}} = (9894,54380 \pm 0,00001)W$$

Siguiendo la ruta de cálculo propuesta en la Figura 3.4 se debe calcular el flujo másico condensado (m_{conde}) según la ecuación 3.14; Este cálculo se presentó en el apéndice A.5.1, entonces sustituyendo los valores respectivos de las propiedades y los valores calculados anteriormente, se tiene:

$$m_{\text{conde}} = (0,00441098 \pm 5 \cdot 10^{-9}) \text{kg/s}$$

Siguiendo la ruta de cálculo propuesta en la Figura 3.4 se debe calcular el coeficiente convectivo externo (h_o) según la ecuación 3.13; Este cálculo se presentó en el apéndice A.3, entonces sustituyendo los valores respectivos de las propiedades, datos técnicos del equipo y con los valores calculados anteriormente, se tiene:

$$h_o = (14302 \pm 2) \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Ahora se debe calcular temperatura de pared externa (T_{wo}) según la ecuación 3.7; este cálculo se presentó en el apéndice A.3, según esta ecuación, y sustituyendo los valores respectivos de las propiedades, datos técnicos del equipo y con los valores calculados anteriormente, se obtiene:

$$T_{wo} = (378,0878 \pm 0,0001)K$$

Para calcular temperatura de pared interna (T_{wi}) según la ecuación 3.8; este cálculo se presentó en el apéndice A.3, según esta ecuación, y sustituyendo los valores respectivos de las propiedades y una conductividad térmica del acero inoxidable

evaluada a una T_{wi} supuesta igual a 377,450 K, datos técnicos del equipo y con los valores calculados anteriormente, se obtiene:

$$T_{wi} = (377,457 \pm 0,001)K$$

Según la ruta de cálculo se debe calcular el flujo de calor de subenfriamiento (q_{se}) según la ecuación 3.4; este cálculo se presentó en el apéndice A.3, según esta ecuación, y sustituyendo los valores respectivos de las propiedades y temperaturas de saturación, y con los valores calculados anteriormente, se obtiene:

$$q_{se} = (1114 \pm 3)W$$

Prosiguiendo; se calcula el flujo de calor de saturación (q_{sat}) según la ecuación 3.5; este cálculo se presentó en el apéndice A.3, según esta ecuación, y sustituyendo los valores respectivos de las propiedades, y con los valores calculados anteriormente, se obtiene:

$$q_{sat} = (8731 \pm 3)W$$

Ahora se debe calcular número de Reynolds (Re_i) según la ecuación 3.21; este cálculo se presentó en el apéndice A.4, según esta ecuación, y sustituyendo los valores respectivos de las propiedades, y con los valores calculados anteriormente, se obtiene:

$$Re_i = 42,8098 \pm 0,0001$$

Siguiendo la ruta de cálculo propuesta en la Figura 3.4 se debe calcular el coeficiente convectivo de ebullición (hi_{be}) según la correlación propuesta en el objetivo 2; entonces sustituyendo los valores respectivos de las propiedades, datos técnicos del equipo y con los valores calculados anteriormente, se tiene:

$$hi_{BE} = 0,0083 \frac{k_L}{Di} \cdot \frac{L}{Di} \cdot Re \cdot \frac{h_{fg} \cdot \mu_L}{k_L \cdot \Delta T} \cdot \left(\frac{g \cdot (\rho_L - \rho_V) \cdot D^2}{\sigma} \right)^{1/4} \cdot \left(\frac{g \cdot \rho_V \cdot (\rho_L - \rho_V) \cdot Di^3}{\mu_L^2} \right)^{-1/2} \cdot \left(\frac{N_L}{Di} \right)^{-0,0008} \cdot Pr_L$$

$$hi_{BE} = 0,0083 \frac{0,67937746 \text{ W/m}\cdot\text{K}}{0,021184\text{m}} \cdot \frac{1,12\text{m}}{0,021184\text{m}} \cdot 42,8098 \cdot \frac{2262087,62 \text{ J/kg} \cdot 0,00028523\text{Pa}\cdot\text{s}}{0,67937746 \text{ W/m}\cdot\text{K} \cdot 6,2679\text{K}} \cdot \left(\frac{9,81\text{m/s}^2 \cdot (959,573 - 0,5593)\text{kg/m}^3 \cdot (0,02118\text{m})^2}{0,05927352 \text{ N/m}} \right)^{1/4} \cdot \left(\frac{14,7\text{cm}}{0,021184\text{m}} \right)^{-0,0008} \cdot 1,784901$$

$$\left(\frac{9,81 \text{ m/s}^2 \cdot 0,55933172 \text{ kg/m}^3 \cdot (959,573 - 0,5593) \text{ kg/m}^3 \cdot (0,02118 \text{ m})^3}{(0,00028523 \text{ Pa} \cdot \text{s})^2} \right)^{-1/2}$$

$$hi_{BE} = 790,999284 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

El error de esta variable se calcula por el método de las derivadas parciales, obteniéndose la siguiente expresión:

$$hi_{BE} = \left| 0,0083 \frac{k_L}{Di} \cdot \frac{L}{Di} \cdot \frac{h_{fg} \cdot \mu_L}{k_L \cdot \Delta T} \cdot \left(\frac{g \cdot (\rho_L - \rho_V) \cdot D^2}{\sigma} \right)^{1/4} \cdot \left(\frac{g \cdot \rho_V \cdot (\rho_L - \rho_V) \cdot Di^3}{\mu_L^2} \right)^{-1/2} \cdot \left(\frac{N_L}{Di} \right)^{-0,0008} \cdot Pr_L \right| \cdot \Delta Re$$

$$\dots + \left| -6,64 \cdot 10^{-6} \frac{k_L \cdot L}{Di^2} \cdot Re \cdot \frac{h_{fg} \cdot \mu_L}{k_L \cdot \Delta T} \cdot \left(\frac{g \cdot (\rho_L - \rho_V) \cdot D^2}{\sigma} \right)^{1/4} \cdot \left(\frac{g \cdot \rho_V \cdot (\rho_L - \rho_V) \cdot Di^3}{\mu_L^2} \right)^{-1/2} \cdot \left(\frac{N_L}{Di} \right)^{-0,0008} \cdot N_L^{-1} \cdot Pr_L \right| \cdot \Delta N_L$$

Sustituyendo los valores respectivos

$$\Delta hi_{BE} = \left| 0,0083 \frac{0,67937746 \text{ W/m} \cdot \text{K}}{0,021184 \text{ m}} \cdot \frac{1,12 \text{ m}}{0,021184 \text{ m}} \cdot \frac{2262087,62 \text{ J/kg} \cdot 0,00028523 \text{ Pa} \cdot \text{s}}{0,67937746 \text{ W/m} \cdot \text{K} \cdot 6,2679 \text{ K}} \cdot \left(\frac{9,81 \text{ m/s}^2 \cdot (959,573 - 0,5593) \text{ kg/m}^3 \cdot (0,021184 \text{ m})^2}{0,05927352 \text{ N/m}} \right)^{1/4} \cdot \left(\frac{14,7 \text{ cm}}{0,021184 \text{ m}} \right)^{-0,0008} \cdot 1,784901 \right| \cdot 0,0001 + \dots$$

$$\dots + \left| -6,64 \cdot 10^{-6} \frac{0,67936405 \text{ W/m} \cdot \text{K}}{0,021184 \text{ m}} \cdot \frac{1,12 \text{ m}}{0,021184 \text{ m}} \cdot 42,8098 \cdot \frac{2262087,62 \text{ J/kg} \cdot 0,00028536 \text{ Pa} \cdot \text{s}}{0,67936405 \text{ W/m} \cdot \text{K} \cdot 6,2679 \text{ K}} \cdot \left(\frac{9,81 \text{ m/s}^2 \cdot (959,573 - 0,5593) \text{ kg/m}^3 \cdot (0,02118 \text{ m})^2}{0,05927352 \text{ N/m}} \right)^{1/4} \cdot \left(\frac{14,7 \text{ cm}}{0,021184 \text{ m}} \right)^{-0,0008} \cdot (14,7 \text{ cm})^{-1} \cdot 1,784901 \right| \cdot 0,01$$

$$\Delta hi_{BE} = 0,08 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Finalmente

$$h_{i_{BE}} = (791,00 \pm 0,08) \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Utilizando los valores de algunos datos técnicos del equipo y los valores calculados anteriormente, sustituidos en la ecuación 3.15, se obtiene:

$$\Delta T m l_i = \frac{q_{evap}}{h_{i_{BE}} \cdot \pi \cdot D_i \cdot L \cdot N t}$$

$$\Delta T m l_i = \frac{9894,5438 \text{ W}}{790,999284 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \cdot \pi \cdot 0,021184 \text{ m} \cdot 1,12 \text{ m} \cdot 19}$$

$$\Delta T m l_i = 6,72962569 \text{ K}$$

El error de esta variable se calcula por el método de las derivadas parciales, obteniéndose la siguiente expresión:

$$\Delta(\Delta T m l_i) = \left| \frac{1}{h_{i_{BE}} \cdot \pi \cdot D_i \cdot L \cdot N t} \right| \cdot \Delta q_{evap} + \left| -\frac{q_{evap}}{h_{i_{BE}}^2 \cdot \pi \cdot D_i \cdot L \cdot N t} \right| \cdot \Delta h_{i_{BE}}$$

Sustituyendo los valores respectivos

$$\Delta(\Delta T m l_i) = \left| \frac{1}{790,999284 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \cdot \pi \cdot 0,021184 \text{ m} \cdot 1,12 \text{ m} \cdot 19} \right| \cdot 0,0001 \text{ W} + \dots$$

$$\dots + \left| -\frac{9894,5438 \text{ W}}{(790,999284 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K})^2 \cdot \pi \cdot 0,021184 \text{ m} \cdot 1,12 \text{ m} \cdot 19} \right| \cdot 0,08 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$\Delta(\Delta T m l_i) = 0,7 \text{ K}$$

Finalmente

$$\Delta T m l_i = (6,7 \pm 0,7) \text{ K}$$

Ahora se debe calcular el promedio logarítmico de la diferencia de temperaturas interno para la etapa de sobrecalentamiento ($\Delta T m l_{sci}$) con la ecuación 3.17; este cálculo se presentó en el apéndice A.3, según esta ecuación, y sustituyendo los valores respectivos de las temperaturas de saturación, y con los valores calculados anteriormente, se obtiene:

$$\Delta T m l_{sci} = (1,3 \pm 0,1) \text{ K}$$

Ahora se debe calcular el promedio logarítmico de la diferencia de temperatura interno de la etapa de subenfriamiento ($\Delta T_{ml_{sei}}$) según la ecuación 3.10; este cálculo se presentó en el apéndice A.3, según esta ecuación, y sustituyendo los valores respectivos de las propiedades, datos técnicos del equipo y con los valores calculados anteriormente, se obtiene:

$$\Delta T_{ml_{sei}} = (27,74 \pm 0,02)K$$

Ahora se debe calcular el flujo de calor de sobrecalentamiento (q_{sc}) según la ecuación 3.6; este cálculo se presentó en el apéndice A.3, según esta ecuación, y sustituyendo los valores respectivos de las propiedades y temperaturas de saturación, y con los valores calculados anteriormente, se obtiene:

$$q_{sc} = (49 \pm 3)W$$

Utilizando los valores de las propiedades físicas y temperaturas de saturación tomadas de la Tabla B.2, y los valores calculados anteriormente, sustituidos en la ecuación 3.16, se obtiene:

$$T_4 = Tsat_{Pamb} - \Delta T_{ml_{sci}} \cdot Ln \left| \frac{T_{w_i} - T_4}{T_{w_i} - Tsat_{Pamb}} \right|$$

$$T_4 = 371,1890K - 1,327 \cdot Ln \left| \frac{377,457K - 371,189K}{377,457K - 371,1890K} \right|$$

$$T_4 = 377,3988794K$$

El error de esta variable se calcula por el método de las derivadas parciales, obteniéndose la siguiente expresión:

$$\Delta T_4 = \left| -Ln \left| \frac{T_{w_i} - T_4}{T_{w_i} - Tsat_{Pamb}} \right| \right| \cdot \Delta(\Delta T_{ml_{sci}}) + \left| \Delta T_{ml_{sci}} \cdot \frac{Tsat_{Pamb} - T_4}{(Tsat_{Pamb} - T_{w_i}) \cdot (T_4 - T_{w_i})} \right| \cdot \Delta T_{w_i}$$

Sustituyendo los valores respectivos

$$\Delta T_4 = \left| -Ln \left| \frac{377,457K - 377,98K}{377,457K - 371,1890K} \right| \right| \cdot 1K$$
$$\dots + \left| 1,327 \cdot \frac{371,1890K - 377,398K}{(371,1890K - 377,457K) \cdot (377,398K - 377,457K)} \right| \cdot 0,001K$$

$$\Delta T_4 = 0,4K$$

Finalmente

$$T_4 = (374,4 \pm 0,4)K$$

APÉNDICE B. TABLAS DE PROPIEDADES

En este apéndice se presentan tabulados los datos necesarios para el cálculo de las distintas propiedades que son manejadas por el simulador.

TABLA B.1
CONDUCTIVIDAD TÉRMICA DEL ACERO INOXIDABLE Y GALVANIZADO

Temperatura (K)	Conductividad acero inoxidable (W/m*K)	Conductividad acero galvanizado (W/m*K)
300	14,9	60,5
400	16,6	56,7
600	19,8	48,0
800	22,6	39,2

Fuente: INCROPERA, (1999)

TABLA B.2
PROPIEDADES DE SATURACIÓN DEL AGUA

Presión (bar)	Temperatura (°C)	Densidad (kg/m ³)		Hfg (J/kg)	Viscosidad (N*s/m ²)		Conductividad (W/m*K)		Tensión superf. (N/m)	Prandtl líquido	Cp líquido (J/kg*K)
		Líquid sat	Vap sat		Líquid sat	Vap sat	Líquid sat	Vap sat			
0,0061	0,00	1000,00	0,0048	2502000	0,00175	0,00000802	0,569	0,0182	0,0755	12,99	4217
0,0070	1,85	1000,00	0,0055	2497000	0,001652	0,00000809	0,574	0,0183	0,0753	12,22	4211
0,0099	6,85	1000,00	0,0077	2485000	0,001422	0,00000829	0,582	0,0186	0,0748	10,26	4198
0,0139	11,85	1000,00	0,0101	2473000	0,001225	0,00000849	0,59	0,0189	0,0743	8,81	4189
0,0192	16,85	999,00	0,0143	2461000	0,00108	0,00000869	0,598	0,0193	0,0737	7,56	4184
0,0262	21,85	998,00	0,0193	2449000	0,000959	0,00000889	0,606	0,0195	0,0727	6,62	4181
0,0353	26,85	997,01	0,0256	2438000	0,000855	0,00000909	0,613	0,0196	0,0717	5,83	4179
0,0471	31,85	995,02	0,0336	2426000	0,000769	0,00000929	0,62	0,0201	0,0709	5,2	4178
0,0622	36,85	993,05	0,0436	2414000	0,000695	0,00000949	0,628	0,0204	0,07	4,62	4178
0,0813	41,85	991,08	0,0561	2402000	0,000631	0,00000969	0,634	0,0207	0,0692	4,16	4179
0,1053	46,85	989,12	0,0715	2390000	0,000577	0,00000989	0,64	0,021	0,0683	3,77	4180
0,1351	51,85	987,17	0,0904	2378000	0,000528	0,00001009	0,645	0,0213	0,0675	3,42	4182
0,1719	56,85	984,25	0,1134	2366000	0,000489	0,00001029	0,65	0,0217	0,0666	3,15	4184
0,2167	61,85	982,32	0,1410	2354000	0,000453	0,00001049	0,656	0,022	0,0658	2,88	4186
0,2713	66,85	979,43	0,1742	2342000	0,00042	0,00001069	0,66	0,0223	0,0649	2,66	4188
0,3372	71,85	976,56	0,2135	2329000	0,000389	0,00001089	0,668	0,0226	0,0641	2,45	4191
0,4163	76,85	973,71	0,2600	2317000	0,000365	0,00001109	0,668	0,023	0,0632	2,29	4195
0,5100	81,85	970,87	0,3145	2304000	0,000343	0,00001129	0,671	0,0233	0,0623	2,14	4199
0,6209	86,85	967,12	0,3781	2291000	0,000324	0,00001149	0,674	0,0237	0,0614	2,02	4203

TABLA B.2 (Continuación)
PROPIEDADES DE SATURACIÓN DEL AGUA

Presión (bar)	Temperatura (°C)	Densidad (kg/m ³)		Hfg (J/kg)	Viscosidad (N*s/m ²)		Conductividad (W/m*K)		Tensión superf. (N/m)	Prandtl líquido	Cp líquido (J/kg*K)
		Líquid sat	Vap sat		Líquid sat	Vap sat	Líquid sat	Vap sat			
0,7514	91,85	963,39	0,4521	2278000	0,000306	0,00001169	0,677	0,0241	0,0605	1,91	4209
0,9040	96,85	960,61	0,5373	2265000	0,000289	0,00001189	0,679	0,0245	0,0595	1,8	4214
1,0133	100,00	957,85	0,5956	2257000	0,000279	0,00001202	0,68	0,0248	0,0589	1,76	4217
1,0815	101,85	956,94	0,6353	2252000	0,000274	0,00001209	0,681	0,0249	0,0586	1,7	4220
1,2869	106,85	953,29	0,7479	2239000	0,00026	0,00001229	0,683	0,0254	0,0576	1,61	4226
1,5233	111,85	949,67	0,8757	2225000	0,000248	0,00001249	0,685	0,0258	0,0566	1,53	4232
1,7940	116,85	945,18	1,0204	2212000	0,000237	0,00001269	0,686	0,0263	0,0556	1,47	4239
2,4550	126,85	937,21	1,3680	2183000	0,000217	0,00001305	0,688	0,0272	0,0536	1,34	4256
3,3020	136,85	928,51	1,8083	2153000	0,0002	0,00001342	0,688	0,0282	0,0515	1,24	4278
4,3700	146,85	919,12	2,3529	2123000	0,000185	0,00001379	0,688	0,0298	0,0494	1,16	4302
5,6990	156,85	909,92	3,0211	2091000	0,000173	0,00001414	0,685	0,0304	0,0472	1,09	4331
7,3330	166,85	900,90	3,8314	2059000	0,000162	0,0000145	0,682	0,0317	0,0451	1,04	4360
9,3190	176,85	890,47	4,8077	2024000	0,000152	0,00001485	0,678	0,0331	0,0429	0,99	4400
11,7100	186,85	879,51	5,9880	1989000	0,000143	0,00001519	0,673	0,0346	0,0407	0,95	4440
14,5500	196,85	868,06	7,3529	1951000	0,000136	0,00001554	0,667	0,0363	0,0385	0,92	4480
17,9000	206,85	856,90	9,0090	1912000	0,000129	0,00001588	0,66	0,0381	0,0362	0,89	4530
21,8300	216,85	844,59	10,8460	1870000	0,000124	0,00001623	0,651	0,0401	0,0339	0,87	4590
26,4000	226,85	831,26	13,0548	1825000	0,000118	0,00001659	0,642	0,0423	0,0316	0,86	4660
31,6600	236,85	818,33	15,8479	1779000	0,000113	0,00001695	0,631	0,0447	0,0293	0,85	4740

TABLA B.2 (Continuación)
PROPIEDADES DE SATURACIÓN DEL AGUA

Presión (bar)	Temperatura (°C)	Densidad (kg/m ³)		Hfg (J/kg)	Viscosidad (N*s/m ²)		Conductividad (W/m*K)		Tensión superf. (N/m)	Prandtl líquido	Cp líquido (J/kg*K)
		Líquid sat	Vap sat		Líquid sat	Vap sat	Líquid sat	Vap sat			
37,7000	246,85	803,86	19,0476	1730000	0,000108	0,00001733	0,621	0,0475	0,0269	0,84	4840
44,5800	256,85	788,64	22,4719	1679000	0,000104	0,00001772	0,608	0,0506	0,0245	0,85	4950
52,3800	266,85	772,80	26,6667	1622000	0,000101	0,0000181	0,594	0,054	0,0221	0,86	5080
61,1900	276,85	755,86	31,5457	1564000	0,000097	0,0000186	0,58	0,0583	0,0197	0,87	5240
71,0800	286,85	738,01	37,1747	1499000	0,000094	0,0000191	0,563	0,0637	0,0173	0,9	5430
82,1600	296,85	718,39	43,8596	1429000	0,000091	0,0000197	0,548	0,0767	0,015	0,94	5680
94,5100	306,85	697,84	51,8135	1353000	0,000088	0,0000204	0,528	0,0767	0,0128	0,99	6000
108,3000	316,85	674,76	61,3497	1274000	0,000084	0,0000215	0,513	0,0841	0,0105	1,05	6410
123,5000	326,85	648,93	72,9927	1176000	0,000081	0,0000227	0,497	0,0929	0,0084	1,14	7000
137,3300	336,85	620,35	86,9565	1068000	0,000077	0,0000241	0,467	0,103	0,0063	1,3	7850
159,1000	346,85	586,51	106,3830	941000	0,000072	0,0000259	0,444	0,114	0,0045	1,52	9350
169,1000	351,85	562,43	117,6471	858000	0,00007	0,000027	0,43	0,121	0,0035	1,65	10600
179,7000	356,85	538,79	133,3333	781000	0,000067	0,000028	0,412	0,13	0,0026	2	12600
190,9000	361,85	516,80	151,5152	683000	0,000064	0,00003	0,392	0,141	0,0015	2,7	16400
202,7000	366,85	481,93	175,4386	560000	0,000059	0,000032	0,367	0,155	0,00	4,2	26000
215,2000	371,85	425,35	222,2222	361000	0,000054	0,000037	0,331	0,178	0,0001	12	90000

Fuente: MALLARD, (2005)

TABLA B.3
PROPIEDADES DEL AGUA SUBENFRIADA

Temperatura (°C)	Densidad (kg/m ³)	Cp (J/Kg*K)	Viscosidad (cP)	Conductividad (W/m*K)	Prandtl
20,00	998,20	4184,1	1,00160000	0,59846	7,002631
21,00	997,99	4183,4	0,97756000	0,60024	6,813149
22,00	997,77	4182,8	0,95443000	0,60200	6,631545
23,00	997,54	4182,3	0,93217000	0,60375	6,457333
24,00	997,30	4181,8	0,91073000	0,60548	6,290036
25,00	997,04	4181,3	0,89008000	0,60719	6,129369
26,00	996,78	4180,9	0,87018000	0,60889	5,975029
27,00	996,51	4180,6	0,85099000	0,61057	5,826766
28,00	996,23	4180,3	0,83248000	0,61223	5,684165
29,00	995,94	4180,1	0,81460000	0,61387	5,546955
30,00	995,65	4179,8	0,79735000	0,61550	5,414725
31,00	995,34	4179,7	0,78067000	0,61710	5,287581
32,00	995,02	4179,5	0,76456000	0,61869	5,164911
33,00	994,70	4179,4	0,74898000	0,62025	5,046815
34,00	994,37	4179,3	0,73390000	0,62180	4,932757
35,00	994,03	4179,3	0,71932000	0,62332	4,822971
36,00	993,68	4179,3	0,70519000	0,62483	4,716804
37,00	993,33	4179,3	0,69152000	0,62631	4,614439
38,00	992,96	4179,3	0,67827000	0,62777	4,515497
39,00	992,59	4179,4	0,66543000	0,62921	4,419984
40,00	992,21	4179,4	0,65298000	0,63062	4,327590
41,00	991,83	4179,5	0,64090000	0,63202	4,238223
42,00	991,43	4179,7	0,62919000	0,63339	4,151984
43,00	991,03	4179,8	0,61782000	0,63474	4,068381
44,00	990,62	4180	0,60678000	0,63607	3,987518
45,00	990,21	4180,2	0,59607000	0,63738	3,909272

TABLA B.3 (Continuación)
PROPIEDADES DEL AGUA SUBENFRIADA

Temperatura (°C)	Densidad (kg/m ³)	Cp (J/Kg*K)	Viscosidad (cP)	Conductividad (W/m*K)	Prandtl
46,00	989,79	4180,4	0,58565000	0,63867	3,833359
47,00	989,36	4180,6	0,57554000	0,63993	3,759946
48,00	988,92	4180,8	0,56570000	0,64117	3,688692
49,00	988,48	4181,1	0,55614000	0,64239	3,619728
50,00	988,03	4181,4	0,54685000	0,64359	3,552881
51,00	987,58	4181,7	0,53780000	0,64477	3,487939
52,00	987,11	4182	0,52900000	0,64592	3,425003
53,00	986,65	4182,3	0,52044000	0,64705	3,363938
54,00	986,17	4182,6	0,51210000	0,64816	3,304600
55,00	985,69	4183	0,50398000	0,64925	3,247052
56,00	985,20	4183,3	0,49607000	0,65032	3,191059
57,00	984,71	4183,7	0,48836000	0,65137	3,136699
58,00	984,21	4184,1	0,48085000	0,65239	3,083929
59,00	983,70	4184,5	0,47353000	0,65340	3,032578
60,00	983,19	4185	0,46639000	0,65438	2,982735
61,00	982,68	4185,4	0,45943000	0,65535	2,934155
62,00	982,15	4185,9	0,45265000	0,65629	2,887059
63,00	981,62	4186,3	0,44603000	0,65721	2,841124
64,00	981,09	4186,8	0,43956000	0,65811	2,796417
65,00	980,55	4187,3	0,43326000	0,65900	2,752943
66,00	980,00	4187,9	0,42710000	0,65986	2,710654
67,00	979,45	4188,4	0,42109000	0,66071	2,669391
68,00	978,89	4188,9	0,41522000	0,66153	2,629231
69,00	978,33	4189,5	0,40949000	0,66234	2,590148
70,00	977,76	4190,1	0,40389000	0,66312	2,552086
71,00	977,19	4190,7	0,39842000	0,66389	2,514963

TABLA B.3 (Continuación)
PROPIEDADES DEL AGUA SUBENFRIADA

Temperatura (°C)	Densidad (kg/m ³)	Cp (J/Kg*K)	Viscosidad (cP)	Conductividad (W/m*K)	Prandtl
72,00	976,61	4191,3	0,39307000	0,66464	2,478747
73,00	976,02	4191,9	0,38784000	0,66537	2,443432
74,00	975,43	4192,6	0,38273000	0,66609	2,409035
75,00	974,84	4193,2	0,37774000	0,66679	2,375470
76,00	974,24	4193,9	0,37285000	0,66746	2,342756
77,00	973,63	4194,6	0,36807000	0,66813	2,310787
78,00	973,02	4195,3	0,36340000	0,66877	2,279666
79,00	972,41	4196	0,35882000	0,66940	2,249191
80,00	971,79	4196,8	0,35435000	0,67001	2,219573
81,00	971,16	4197,5	0,34996000	0,67061	2,190479
82,00	970,53	4198,3	0,34568000	0,67119	2,162232
83,00	969,89	4199,1	0,34148000	0,67175	2,134587
84,00	969,25	4199,9	0,33737000	0,67230	2,107571
85,00	968,61	4200,8	0,33334000	0,67283	2,081201
86,00	967,96	4201,6	0,32940000	0,67335	2,055405
87,00	967,30	4202,5	0,32553000	0,67385	2,030184
88,00	966,64	4203,4	0,32175000	0,67433	2,005611
89,00	965,98	4204,3	0,31804000	0,67481	1,981499
90,00	965,31	4205,2	0,31441000	0,67526	1,957997
91,00	964,63	4206,2	0,31084000	0,67571	1,934935
92,00	963,95	4207,1	0,30735000	0,67614	1,912403
93,00	963,27	4208,1	0,30393000	0,67655	1,890426
94,00	962,58	4209,2	0,30057000	0,67695	1,868911
95,00	961,88	4210,2	0,29728000	0,67734	1,847829
96,00	961,19	4211,2	0,29405000	0,67772	1,827161
97,00	960,48	4212,3	0,29089000	0,67808	1,807037
97,84	959,89	4213,2	0,28827000	0,67837	1,790379

Fuente: MALLARD, (2005)

TABLA B.4
PROPIEDADES DEL AGUA SOBRECALENTADA

Temperatura (°C)	Densidad (kg/m ³)	Cp (J/Kg*K)	Viscosidad (cP)	Conductividad (W/m*K)	Prandtl
98,00	0,55606	2070,70	0,012201	0,0248690	1,01591
99,00	0,55445	2066,40	0,012238	0,0249360	1,01414
100,00	0,55285	2062,20	0,012276	0,0250030	1,01250
101,00	0,55126	2058,40	0,012313	0,0250710	1,01093
102,00	0,54969	2054,70	0,012350	0,0251400	1,00937
103,00	0,54812	2051,20	0,012387	0,0252080	1,00794
104,00	0,54656	2047,90	0,012424	0,0252780	1,00653
105,00	0,54502	2044,80	0,012462	0,0253470	1,00534
106,00	0,54348	2041,80	0,012499	0,0254170	1,00407
107,00	0,54196	2039,00	0,012536	0,0254870	1,00290
108,00	0,54044	2036,30	0,012574	0,0255580	1,00182
109,00	0,53893	2033,70	0,012611	0,0256290	1,00070
110,00	0,53744	2031,20	0,012649	0,0257010	0,99968
111,00	0,53595	2028,80	0,012687	0,0257720	0,99873
112,00	0,53448	2026,50	0,012724	0,0258440	0,99772
113,00	0,53301	2024,30	0,012762	0,0259170	0,99680
114,00	0,53155	2022,10	0,012800	0,0259900	0,99588
115,00	0,53010	2020,10	0,012837	0,0260630	0,99497
116,00	0,52866	2018,10	0,012875	0,0261360	0,99415
117,00	0,52723	2016,20	0,012913	0,0262100	0,99333
118,00	0,52580	2014,40	0,012951	0,0262840	0,99256
119,00	0,52439	2012,60	0,012989	0,0263590	0,99175
120,00	0,52298	2010,90	0,013027	0,0264330	0,99103
121,00	0,52159	2009,30	0,013065	0,0265090	0,99029
122,00	0,52020	2007,70	0,013103	0,0265840	0,98958
123,00	0,51881	2006,10	0,013141	0,0266600	0,98883

TABLA B.4 (Continuación)
PROPIEDADES DEL AGUA SOBRECALENTADA

Temperatura (°C)	Densidad (kg/m ³)	Cp (J/Kg*K)	Viscosidad (cP)	Conductividad (W/m*K)	Prandtl
124,00	0,51744	2004,60	0,013180	0,0267360	0,98820
125,00	0,51608	2003,20	0,013218	0,0268120	0,98755
126,00	0,51472	2001,80	0,013256	0,0268890	0,98687
127,00	0,51337	2000,50	0,013294	0,0269660	0,98623
128,00	0,51203	1999,20	0,013333	0,0270430	0,98566
129,00	0,51070	1998,00	0,013371	0,0271210	0,98504
130,00	0,50937	1996,80	0,013410	0,0271990	0,98449
131,00	0,50805	1995,60	0,013448	0,0272770	0,98386
132,00	0,50674	1994,50	0,013487	0,0273550	0,98336
133,00	0,50544	1993,40	0,013525	0,0274340	0,98275
134,00	0,50414	1992,30	0,013564	0,0275130	0,98221
135,00	0,50285	1991,30	0,013602	0,0275920	0,98165
136,00	0,50157	1990,40	0,013641	0,0276720	0,98117
137,00	0,50030	1989,40	0,013680	0,0277520	0,98065
138,00	0,49903	1988,50	0,013718	0,0278320	0,98010
139,00	0,49777	1987,70	0,013757	0,0279120	0,97968
140,00	0,49652	1986,80	0,013796	0,0279930	0,97917
141,00	0,49527	1986,00	0,013835	0,0280740	0,97871
142,00	0,49403	1985,20	0,013874	0,0281550	0,97825
143,00	0,49280	1984,50	0,013913	0,0282370	0,97781
144,00	0,49157	1983,80	0,013952	0,0283180	0,97740
145,00	0,49035	1983,10	0,013991	0,0284000	0,97696
146,00	0,48914	1982,40	0,014030	0,0284830	0,97648
147,00	0,48793	1981,80	0,014069	0,0285650	0,97609
148,00	0,48673	1981,10	0,014108	0,0286480	0,97561
149,00	0,48553	1980,50	0,014147	0,0287310	0,97519
150,00	0,48434	1980,00	0,014186	0,0288140	0,97481

Fuente: MALLARD, (2005)

APÉNDICE C. DATOS EXPERIMENTALES

En este apéndice se muestran todos los datos tomados en la etapa experimental así como los datos de las réplicas de dichos experimentos.

TABLA C.1

**DATOS DE TEMPERATURAS EXPERIMENTALES DEL SISTEMA EVAPORADOR-CONDENSADOR TRABAJANDO
A UNA PRESIÓN DE OPERACIÓN DE (4,0 ± 0,5) psig**

Nivel de trabajo fijado (LC±0,05)cm	Caudal de operación (q ± 0,5) gpm	Temperatura del agua de entrada de Hidrocentro (T ₁ ± 0,1) °C	Temperatura de salida de la coraza del condensador (T ₂ ± 0,1) °C	Temperatura de salida de la coraza del evaporador (T ₃ ± 0,1) °C	Temperatura de salida de los tubos del evaporador (T ₄ ± 0,1) °C	Temperatura de entrada a los tubos del condensador (T ₅ ± 0,1) °C	Temperatura de salida de los tubos del condensador (T ₆ ± 0,5) °C
14,70	3,0	29,1	39,0	98,4	98,6	98,6	29,0
14,70	5,0	29,1	35,6	98,1	98,6	98,6	29,0
29,40	8,0	29,4	34,1	98,5	98,6	98,7	29,0
44,10	12,0	29,4	33,6	98,4	98,7	98,6	30,0
58,80	16,0	29,5	32,1	98,5	98,7	98,6	29,0
73,50	21,0	29,5	31,3	98,5	98,8	98,6	30,0

Presión ambiente (709,04 ± 0,05) mmHg

Temperatura ambiente (28,0 ± 0,5) °C

Masa del beaker 1 vacío: (0,1773 ± 0,0001) kg.

Masa del beaker 2 vacío: (0,1752 ± 0,0001) kg.

TABLA C.2

DATOS PARA EL CÁLCULO DE LOS FLUJOS MÁSCOS EXPERIMENTALES DEL SISTEMA EVAPORADOR-CONDENSADOR TRABAJANDO A UNA PRESIÓN DE OPERACIÓN DE (4,0 ± 0,5) psig

Nivel de trabajo fijado (LC±0,05)cm	Caudal de operación (q ± 0,5) gpm	Tiempo de recolección del condensado del evaporador (t _{EC} ± 0,01) s			Masa del beaker con el condensado del evaporador (M _{CE} ± 0,0001) kg			Tiempo de recolección del condensado del condensador (t _{EC} ± 0,01) s			Masa del beaker con el condensado del condensador (M _{CE} ± 0,0001) kg		
14,70	3,0	07:30,00	04:27,00	04:37,31	1,7094	1,1228	1,1011	08:54,46	06:56,59	06:55,73	1,564	1,2553	1,0768
14,70	5,0	05:42,39	05:21,76	05:11,55	1,7710	1,3210	1,2280	06:30,16	05:57,56	07:06,74	1,2067	1,1523	1,3021
29,40	8,0	03:34,83	02:32,00	02:51,12	1,4382	1,0649	1,1702	05:43,04	04:49,36	04:24,06	1,8231	1,5623	1,4446
44,10	12,0	02:54,67	03:28,35	02:17,01	1,3744	1,6624	1,1263	03:48,69	03:30,11	03:30,82	1,5191	1,4050	1,4026
58,80	16,0	03:05,24	03:12,73	02:58,76	1,4806	1,5249	1,3867	03:59,21	05:04,49	04:10,02	1,3575	1,7600	1,4977
73,50	21,0	02:36,00	03:08,31	03:03,20	1,2176	1,3651	1,3722	04:52,43	03:31,30	02:47,49	1,5347	1,1649	1,0067

Presión ambiente (709,04 ± 0,05) mmHg

Temperatura ambiente (28,0 ± 0,5) °C

Masa del beaker 1 vacío: (0,1773 ± 0,0001) kg.

Masa del beaker 2 vacío: (0,1752 ± 0,0001) kg.

TABLA C.3

**DATOS DE TEMPERATURAS EXPERIMENTALES DEL SISTEMA EVAPORADOR-CONDENSADOR TRABAJANDO
A UNA PRESIÓN DE OPERACIÓN DE (8,0 ± 0,5) psig**

Nivel de trabajo fijado (LC±0,05)cm	Caudal de operación (q ± 0,5) gpm	Temperatura del agua de entrada de Hidrocentro (T ₁ ± 0,1) °C	Temperatura de salida de la coraza del condensador (T ₂ ± 0,1) °C	Temperatura de salida de la coraza del evaporador (T ₃ ± 0,1) °C	Temperatura de salida de los tubos del evaporador (T ₄ ± 0,1) °C	Temperatura de entrada a los tubos del condensador (T ₅ ± 0,1) °C	Temperatura de salida de los tubos del condensador (T ₆ ± 0,5) °C
14,70	8,0	29,2	34,8	98,4	98,9	98,9	30,0
29,40	12,0	29,2	36,1	98,6	98,8	98,6	30,0
44,10	16,0	29,2	34,6	98,5	98,8	98,5	30,0
58,80	21,0	29,2	33,1	98,5	98,9	98,4	30,0
73,50	5,0	29,3	47,8	98,5	99,1	98,5	30,0

Presión ambiente (708,20 ± 0,05) mmHg

Temperatura ambiente (31,0 ± 0,5) °C

Masa del beaker 1 vacío: (0,1773 ± 0,0001) kg.

Masa del beaker 2 vacío: (0,1752 ± 0,0001) kg.

TABLA C.4

DATOS PARA EL CÁLCULO DE LOS FLUJOS MÁSCOS EXPERIMENTALES DEL SISTEMA EVAPORADOR-CONDENSADOR TRABAJANDO A UNA PRESIÓN DE OPERACIÓN DE (8,0 ± 0,5) psig

Nivel de trabajo fijado (LC±0,01)cm	Caudal de operación (q ± 0,5) gpm	Tiempo de recolección del condensado del evaporador (t _{EC} ± 0,01) s			Masa del beaker con el condensado del evaporador (M _{CE} ± 0,0001) kg			Tiempo de recolección del condensado del condensador (t _{EC} ± 0,01) s			Masa del beaker con el condensado del condensador (M _{CE} ± 0,0001) kg		
14,70	8,0	03:14,81	03:58,81	02:41,60	1,4897	1,7872	1,3729	02:43,74	03:09,24	02:50,17	1,1011	1,2344	1,1231
29,40	12,0	02:13,09	02:06,51	02:03,39	1,6982	1,6956	1,5444	02:52,70	01:35,99	01:58,75	1,8266	1,0928	1,3104
44,10	16,0	02:36,99	01:32,47	01:49,29	2,0353	1,3294	1,5858	02:43,26	01:33,98	01:48,87	1,8939	1,1667	1,3332
58,80	21,0	02:00,37	01:52,68	01:41,63	1,7876	1,5633	1,4406	02:07,02	02:31,67	02:23,14	1,4279	1,7011	1,6086
73,50	5,0	02:08,04	02:15,99	01:55,02	1,6670	1,7768	1,3720	02:54,17	02:07,53	01:42,60	1,7416	1,4292	1,1255

Presión ambiente (708,20 ± 0,05) mmHg

Masa del beaker 1 vacío: (0,1773 ± 0,0001) kg.

Temperatura ambiente (31,0 ± 0,5) °C

Masa del beaker 2 vacío: (0,1752 ± 0,0001) kg.

TABLA C.5

**DATOS DE TEMPERATURAS EXPERIMENTALES DEL SISTEMA EVAPORADOR-CONDENSADOR TRABAJANDO
A UNA PRESIÓN DE OPERACIÓN DE (12,0 ± 0,5) psig**

Nivel de trabajo fijado (LC±0,05)cm	Caudal de operación (q ± 0,5) gpm	Temperatura del agua de entrada de Hidrocentro (T ₁ ± 0,1) °C	Temperatura de salida de la coraza del condensador (T ₂ ± 0,1) °C	Temperatura de salida de la coraza del evaporador (T ₃ ± 0,1) °C	Temperatura de salida de los tubos del evaporador (T ₄ ± 0,1) °C	Temperatura de entrada a los tubos del condensador (T ₅ ± 0,1) °C	Temperatura de salida de los tubos del condensador (T ₆ ± 0,5) °C
14,70	12,0	29,5	36,8	98,5	98,4	98,6	30,0
29,40	16,0	29,7	38,5	98,6	98,6	98,6	40,0
44,10	21,0	29,9	36,2	99,2	98,8	98,5	43,0
58,80	3,0	29,9	71,3	98,9	99,0	98,5	44,0
58,80	5,0	29,5	56,4	98,9	99,2	98,6	39,0
73,50	8,0	29,8	44,5	99,0	99,1	98,5	36,0

Presión ambiente (706,00 ± 0,05) mmHg

Masa del beaker 1 vacío: (0,1773 ± 0,0001) kg.

Temperatura ambiente (29,0 ± 0,5) °C

Masa del beaker 2 vacío: (0,1752 ± 0,0001) kg.

TABLA C.6

DATOS PARA EL CÁLCULO DE LOS FLUJOS MÁSICOS EXPERIMENTALES DEL SISTEMA EVAPORADOR-CONDENSADOR TRABAJANDO A UNA PRESIÓN DE OPERACIÓN DE (12,0 ± 0,5) psig

Nivel de trabajo fijado (LC±0,01)cm	Caudal de operación (q ± 0,5) gpm	Tiempo de recolección del condensado del evaporador (t _{EC} ± 0,01) s			Masa del beaker con el condensado del evaporador (M _{CE} ± 0,0001) kg			Tiempo de recolección del condensado del condensador (t _{EC} ± 0,01) s			Masa del beaker con el condensado del condensador (M _{CE} ± 0,0001) kg		
14,70	12,0	02:00,78	01:59,89	01:59,66	1,4587	1,5802	1,4483	01:47,27	02:08,49	02:28,99	1,1595	1,3497	1,5305
29,40	16,0	01:25,02	01:28,05	01:33,07	1,5643	1,6937	1,7552	01:39,38	01:49,16	01:38,15	1,5569	1,6949	1,5546
44,10	21,0	01:25,29	01:26,56	01:14,49	1,6972	1,7348	1,4681	01:25,88	01:41,34	01:57,91	1,4343	1,6628	1,9048
58,80	3,0	01:29,82	01:30,46	01:30,35	1,7876	1,7167	1,7545	01:40,04	01:53,71	01:38,01	1,4525	1,7125	1,545
58,80	5,0	01:35,69	01:48,04	01:29,33	1,6942	2,0388	1,7563	01:49,25	02:19,24	02:20,64	1,7541	2,1348	2,189
73,50	8,0	01:37,24	01:09,20	01:11,99	2,0279	1,3494	1,4453	00:55,92	01:20,22	01:34,10	0,9119	1,2660	1,4338

Presión ambiente (706,00 ± 0,05) mmHg

Masa del beaker 1 vacío: (0,1773 ± 0,0001) kg.

Temperatura ambiente (29,0 ± 0,5) °C

Masa del beaker 2 vacío: (0,1752 ± 0,0001) kg.

TABLA C.7

**DATOS DE TEMPERATURAS EXPERIMENTALES DEL SISTEMA EVAPORADOR-CONDENSADOR TRABAJANDO
A UNA PRESIÓN DE OPERACIÓN DE (16,0 ± 0,5) psig**

Nivel de trabajo fijado (LC±0,05)cm	Caudal de operación (q ± 0,5) gpm	Temperatura del agua de entrada de Hidrocentro (T ₁ ± 0,1) °C	Temperatura de salida de la coraza del condensador (T ₂ ± 0,1) °C	Temperatura de salida de la coraza del evaporador (T ₃ ± 0,1) °C	Temperatura de salida de los tubos del evaporador (T ₄ ± 0,1) °C	Temperatura de entrada a los tubos del condensador (T ₅ ± 0,1) °C	Temperatura de salida de los tubos del condensador (T ₆ ± 0,5) °C
14,70	16,0	29,4	36,4	98,9	105	99,2	35
29,40	21,0	29,3	86,8	99,4	98,8	98,8	47
44,10	3,0	29,4	60,8	99,5	99	98,5	61
58,80	8,0	29,5	51,9	99,7	99,2	98,5	50
73,50	12,0	29,5	42,4	99,5	99,3	98,5	

Presión ambiente (708,00 ± 0,05) mmHg

Temperatura ambiente (28,0 ± 0,5) °C

Masa del beaker 1 vacío: (0,1773 ± 0,0001) kg.

Masa del beaker 2 vacío: (0,1752 ± 0,0001) kg.

TABLA C.8

DATOS PARA EL CÁLCULO DE LOS FLUJOS MÁSCICOS EXPERIMENTALES DEL SISTEMA EVAPORADOR-CONDENSADOR TRABAJANDO A UNA PRESIÓN DE OPERACIÓN DE (16,0 ± 0,5) psig

Nivel de trabajo fijado (LC±0,01)cm	Caudal de operación (q ± 0,5) gpm	Tiempo de recolección del condensado del evaporador (t _{EC} ± 0,01) s			Masa del beaker con el condensado del evaporador (M _{CE} ± 0,0001) kg			Tiempo de recolección del condensado del condensador (t _{EC} ± 0,01) s			Masa del beaker con el condensado del condensador (M _{CE} ± 0,0001) kg		
14,70	16,0	3:29,91	2:31,75	2:26,14	1,6557	1,2268	1,1882	3:43,68	2:43,51	2:35,30	1,4467	1,1041	1,0789
29,40	21,0	1:38,53	2:14,66	1:23,45	1,3388	1,7015	1,2029	1:45,43	2:22,67	1:47,34	1,1950	1,5481	1,2003
44,10	5,0	1:45,47	1:39,38	2:04,88	1,5385	1,3821	1,6502	1:56,47	1:29,77	1:51,91	1,3451	1,0720	1,3056
58,80	8,0	1:28,32	1:28,54	1:47,16	1,3053	1,2978	1,4432	1:35,06	2:05,74	1:47,58	1,0630	1,3358	1,1805
73,50	12,0	2:06,08	1:31,52	2:02,13	1,6842	1,2476	1,5260	2:01,00	1:24,31	1:24,31	1,2069	0,9027	1,0635

Presión ambiente (708,00 ± 0,05) mmHg

Masa del beaker 1 vacío: (0,1773 ± 0,0001) kg.

Temperatura ambiente (28,0 ± 0,5) °C

Masa del beaker 2 vacío: (0,1752 ± 0,0001) kg.

TABLA C.9

**DATOS DE TEMPERATURAS EXPERIMENTALES DEL SISTEMA EVAPORADOR-CONDENSADOR TRABAJANDO
A UNA PRESIÓN DE OPERACIÓN DE (20,0 ± 0,5) psig**

Nivel de trabajo fijado (LC±0,05)cm	Caudal de operación (q ± 0,5) gpm	Temperatura del agua de entrada de Hidrocentro (T ₁ ± 0,1) °C	Temperatura de salida de la coraza del condensador (T ₂ ± 0,1) °C	Temperatura de salida de la coraza del evaporador (T ₃ ± 0,1) °C	Temperatura de salida de los tubos del evaporador (T ₄ ± 0,1) °C	Temperatura de entrada a los tubos del condensador (T ₅ ± 0,1) °C	Temperatura de salida de los tubos del condensador (T ₆ ± 0,5) °C
14,70	21,0	29,3	35,6	99,2	98,8	99,5	37,0
29,40	5,0	29,5	62,2	99,7	98,6	98,8	85,0
44,10	8,0	19,6	53,0	100,5	98,8	98,4	81,0
58,80	12,0	29,7	44,5	100,2	99,0	98,4	71,0
73,50	16,0	29,6	40,9	100,3	99,3	98,3	71,0

Presión ambiente (706,80 ± 0,05) mmHg

Temperatura ambiente (30,0 ± 0,5) °C

Masa del beaker 1 vacío: (0,1773 ± 0,0001) kg.

Masa del beaker 2 vacío: (0,1752 ± 0,0001) kg.

TABLA C.10

DATOS PARA EL CÁLCULO DE LOS FLUJOS MÁSCOS EXPERIMENTALES DEL SISTEMA EVAPORADOR-CONDENSADOR TRABAJANDO A UNA PRESIÓN DE OPERACIÓN DE (20,0 ± 0,5) psig

Nivel de trabajo fijado (LC±0,01)cm	Caudal de operación (q ± 0,5) gpm	Tiempo de recolección del condensado del evaporador (t _{EC} ± 0,01) s			Masa del beaker con el condensado del evaporador (M _{CE} ± 0,0001) kg			Tiempo de recolección del condensado del condensador (t _{EC} ± 0,01) s			Masa del beaker con el condensado del condensador (M _{CE} ± 0,0001) kg		
14,70	21,0	01:49,11	01:24,02	01:11,35	1,9210	1,5166	1,2507	02:02,48	01:33,92	01:33,58	1,8853	1,4467	1,4027
29,40	5,0	01:35,70	01:03,84	01:18,59	1,3968	1,6687	1,9783	01:41,08	01:08,01	01:35,79	2,2067	1,5370	2,0626
44,10	8,0	00:51,83	00:53,08	01:01,25	1,5464	1,5800	1,8395	01:22,64	00:57,20	01:28,81	1,9487	1,4311	2,081
58,80	12,0	00:48,58	01:29,05	00:47,27	1,4153	2,4543	1,4728	01:25,97	01:19,63	01:21,00	1,8644	1,8013	1,8519
73,50	16,0	00:47,54	00:58,81	00:49,63	1,5267	1,6512	1,5204	01:32,48	01:37,54	01:05,07	1,9652	2,0900	1,4863

Presión ambiente (706,80 ± 0,05) mmHg

Temperatura ambiente (30,0 ± 0,5) °C

Masa del beaker 1 vacío: (0,1773 ± 0,0001) kg.

Masa del beaker 2 vacío: (0,1752 ± 0,0001) kg.

TABLA C.11

**DATOS DE TEMPERATURAS EXPERIMENTALES DEL SISTEMA EVAPORADOR-CONDENSADOR TRABAJANDO
A UNA PRESIÓN DE OPERACIÓN DE (4,0 ± 0,5) psig (RÉPLICA 1)**

Nivel de trabajo fijado (LC±0,05)cm	Caudal de operación (q ± 0,5) gpm	Temperatura del agua de entrada de Hidrocentro (T ₁ ± 0,1) °C	Temperatura de salida de la coraza del condensador (T ₂ ± 0,1) °C	Temperatura de salida de la coraza del evaporador (T ₃ ± 0,1) °C	Temperatura de salida de los tubos del evaporador (T ₄ ± 0,1) °C	Temperatura de entrada a los tubos del condensador (T ₅ ± 0,1) °C	Temperatura de salida de los tubos del condensador (T ₆ ± 0,5) °C
14,70	5,0	29,3	34,8	98,3	98,8	98,9	29,0
29,40	8,0	29,4	34,7	98,2	98,8	98,6	29,0
44,10	12,0	29,5	33,6	89,3	98,8	98,6	29,0
58,80	16,0	29,6	32,0	98,3	98,9	98,6	29,0
73,50	21,0	29,7	31,7	98,3	99,6	98,6	29,0

Presión ambiente (707,95 ± 0,05) mmHg

Masa del beaker 1 vacío: (0,1773 ± 0,0001) kg.

Temperatura ambiente (29,0 ± 0,5) °C

Masa del beaker 2 vacío: (0,1752 ± 0,0001) kg.

TABLA C.12

DATOS PARA EL CÁLCULO DE LOS FLUJOS MÁSCOS EXPERIMENTALES DEL SISTEMA EVAPORADOR-CONDENSADOR TRABAJANDO A UNA PRESIÓN DE OPERACIÓN DE (4,0 ± 0,5) psig (RÉPLICA 1)

Nivel de trabajo fijado (LC±0,01)cm	Caudal de operación (q ± 0,5) gpm	Tiempo de recolección del condensado del evaporador (t _{EC} ± 0,01) s			Masa del beaker con el condensado del evaporador (M _{CE} ± 0,0001) kg			Tiempo de recolección del condensado del condensador (t _{EC} ± 0,01) s			Masa del beaker con el condensado del condensador (M _{CE} ± 0,0001) kg		
14,70	5,0	04:09,91	03:50,57	05:29,00	1,0735	0,9840	1,2496	04:56,60	07:49,21	08:00,16	0,9857	1,4881	1,4225
29,40	8,0	03:15,89	02:49,71	03:09,84	1,3310	1,1775	1,2888	03:06,51	05:14,77	03:02,81	1,0799	1,6995	1,0649
44,10	12,0	03:03,65	02:25,75	02:33,76	1,5026	1,2195	1,2584	03:36,47	02:33,05	02:29,15	1,4297	1,0735	1,0603
58,80	16,0	02:34,60	02:30,56	02:49,59	1,3076	1,2461	1,4097	03:14,11	02:39,20	03:11,67	1,1585	0,9847	1,1643
73,50	21,0	02:27,40	02:33,16	01:46,64	1,2584	1,2323	0,8587	03:20,33	03:36,49	03:12,40	1,1039	1,1761	1,0845

Presión ambiente (707,95 ± 0,05) mmHg

Temperatura ambiente (29,0 ± 0,5) °C

Masa del beaker 1 vacío: (0,1773 ± 0,0001) kg.

Masa del beaker 2 vacío: (0,1752 ± 0,0001) kg.

TABLA C.13

**DATOS DE TEMPERATURAS EXPERIMENTALES DEL SISTEMA EVAPORADOR-CONDENSADOR TRABAJANDO
A UNA PRESIÓN DE OPERACIÓN DE (8,0 ± 0,5) psig (RÉPLICA 1)**

Nivel de trabajo fijado (LC±0,05)cm	Caudal de operación (q ± 0,5) gpm	Temperatura del agua de entrada de Hidrocentro (T ₁ ± 0,1) °C	Temperatura de salida de la coraza del condensador (T ₂ ± 0,1) °C	Temperatura de salida de la coraza del evaporador (T ₃ ± 0,1) °C	Temperatura de salida de los tubos del evaporador (T ₄ ± 0,1) °C	Temperatura de entrada a los tubos del condensador (T ₅ ± 0,1) °C	Temperatura de salida de los tubos del condensador (T ₆ ± 0,5) °C
14,70	8,0	29,3	35,0	98,5	98,8	98,8	30,0
29,40	12,0	29,3	35,9	98,6	98,9	98,5	29,9
44,10	16,0	29,2	34,8	98,5	98,8	98,4	30,0
58,80	21,0	29,2	33,2	98,4	98,8	98,5	30,0
73,50	5,0	29,3	47,7	98,5	99,2	98,6	30,1

Presión ambiente (707,95 ± 0,05) mmHg

Masa del beaker 1 vacío: (0,1773 ± 0,0001) kg.

Temperatura ambiente (31,0 ± 0,5) °C

Masa del beaker 2 vacío: (0,1752 ± 0,0001) kg.

TABLA C.14

DATOS PARA EL CÁLCULO DE LOS FLUJOS MÁSCOS EXPERIMENTALES DEL SISTEMA EVAPORADOR-CONDENSADOR TRABAJANDO A UNA PRESIÓN DE OPERACIÓN DE (8,0 ± 0,5) psig (RÉPLICA 1)

Nivel de trabajo fijado (LC±0,01)cm	Caudal de operación (q ± 0,5) gpm	Tiempo de recolección del condensado del evaporador (t _{EC} ± 0,01) s			Masa del beaker con el condensado del evaporador (M _{CE} ± 0,0001) kg			Tiempo de recolección del condensado del condensador (t _{EC} ± 0,01) s			Masa del beaker con el condensado del condensador (M _{CE} ± 0,0001) kg		
14,70	8,0	04:27,5	03:38,2	03:01,0	2,0013	1,6682	1,5374	03:03,4	03:10,6	03:31,9	1,2330	1,2576	1,3823
29,40	12,0	02:21,7	02:29,1	02:18,2	1,8987	1,9016	1,7294	03:13,4	02:13,0	01:47,5	2,0454	1,4674	1,2237
44,10	16,0	01:43,6	02:55,8	02:02,4	1,4887	2,2791	1,7758	03:02,9	02:01,9	01:45,3	2,1208	1,4929	1,3065
58,80	21,0	02:06,2	02:14,8	01:53,8	1,7506	2,0018	1,6132	02:22,3	02:40,3	02:49,9	1,5990	1,8013	1,9049

Presión ambiente (707,95 ± 0,05) mmHg

Temperatura ambiente (31,0 ± 0,5) °C

Masa del beaker 1 vacío: (0,1773 ± 0,0001) kg.

Masa del beaker 2 vacío: (0,1752 ± 0,0001) kg.

TABLA C.15

**DATOS DE TEMPERATURAS EXPERIMENTALES DEL SISTEMA EVAPORADOR-CONDENSADOR TRABAJANDO
A UNA PRESIÓN DE OPERACIÓN DE (12,0 ± 0,5) psig (RÉPLICA 1)**

Nivel de trabajo fijado (LC±0,05)cm	Caudal de operación (q ± 0,5) gpm	Temperatura del agua de entrada de Hydrocentro (T ₁ ± 0,1) °C	Temperatura de salida de la coraza del condensador (T ₂ ± 0,1) °C	Temperatura de salida de la coraza del evaporador (T ₃ ± 0,1) °C	Temperatura de salida de los tubos del evaporador (T ₄ ± 0,1) °C	Temperatura de entrada a los tubos del condensador (T ₅ ± 0,1) °C	Temperatura de salida de los tubos del condensador (T ₆ ± 0,5) °C
14,70	12,0	29,8	37,8	98,7	98,7	99,1	30,0
29,40	16,0	29,7	37,4	98,9	98,6	98,9	37,0
44,10	21,0	29,7	36,2	98,9	98,8	98,5	39,0
58,80	3,0	29,7	71,9	98,8	99,0	98,5	49,0
58,80	5,0	29,9	57,3	99,1	99,3	98,6	40,0
73,50	8,0	29,8	44,3	99,0	99,2	98,5	34,0

Presión ambiente (707,95 ± 0,05) mmHg

Masa del beaker 1 vacío: (0,1773 ± 0,0001) kg.

Temperatura ambiente (28,0 ± 0,5) °C

Masa del beaker 2 vacío: (0,1752 ± 0,0001) kg.

TABLA C.16

DATOS PARA EL CÁLCULO DE LOS FLUJOS MÁSCOS EXPERIMENTALES DEL SISTEMA EVAPORADOR-CONDENSADOR TRABAJANDO A UNA PRESIÓN DE OPERACIÓN DE (12,0 ± 0,5) psig (RÉPLICA 1)

Nivel de trabajo fijado (LC±0,01)cm	Caudal de operación (q ± 0,5) gpm	Tiempo de recolección del condensado del evaporador (t _{EC} ± 0,01) s			Masa del beaker con el condensado del evaporador (M _{CE} ± 0,0001) kg			Tiempo de recolección del condensado del condensador (t _{EC} ± 0,01) s			Masa del beaker con el condensado del condensador (M _{CE} ± 0,0001) kg		
14,70	12,0	02:12,70	02:34,83	01:52,91	1,7188	1,8107	1,4932	02:11,41	02:58,76	02:41,54	1,5695	1,943	1,7358
29,40	16,0	01:24,15	02:12,91	01:28,11	1,5229	2,2253	1,6051	02:32,56	02:02,70	01:47,16	2,2902	1,8543	1,6445
44,10	21,0	01:39,28	01:32,23	01:56,09	2,2198	1,8208	2,3125	01:59,99	01:44,17	02:06,34	1,9264	1,6932	2,0345
58,80	3,0	01:26,15	01:26,96	02:01,66	1,6662	1,8311	2,229	01:45,27	02:03,04	01:14,61	1,5585	1,8397	1,2112
58,80	5,0	01:35,07	01:35,72	01:20,73	1,8619	1,7569	1,5600	01:23,27	01:35,47	01:43,90	1,3357	1,5274	1,6339
73,50	8,0	01:43,57	01:46,64	01:55,99	1,9416	1,9797	2,3117	01:23,40	02:23,79	01:27,40	1,2082	1,9859	1,3322

Presión ambiente (707,95 ± 0,05) mmHg

Temperatura ambiente (28,0 ± 0,5) °C

Masa del beaker 1 vacío: (0,1773 ± 0,0001) kg.

Masa del beaker 2 vacío: (0,1752 ± 0,0001) kg.

TABLA C.17

**DATOS DE TEMPERATURAS EXPERIMENTALES DEL SISTEMA EVAPORADOR-CONDENSADOR TRABAJANDO
A UNA PRESIÓN DE OPERACIÓN DE (16,0 ± 0,5) psig (RÉPLICA 1)**

Nivel de trabajo fijado (LC±0,05)cm	Caudal de operación (q ± 0,5) gpm	Temperatura del agua de entrada de Hidrocentro (T ₁ ± 0,1) °C	Temperatura de salida de la coraza del condensador (T ₂ ± 0,1) °C	Temperatura de salida de la coraza del evaporador (T ₃ ± 0,1) °C	Temperatura de salida de los tubos del evaporador (T ₄ ± 0,1) °C	Temperatura de entrada a los tubos del condensador (T ₅ ± 0,1) °C	Temperatura de salida de los tubos del condensador (T ₆ ± 0,5) °C
14,70	16,0	29,2	35,7	98,9	98,6	98,9	30,0
29,40	21,0	29,9	37,3	99,2	98,7	98,8	41,0
44,10	3,0	29,7	61,0	99,4	98,9	98,5	63,0
58,80	8,0	29,8	49,4	99,5	99,2	98,6	51,0
73,50	12,0	29,8	43,2	99,5	99,5	98,5	48,0

Presión ambiente (706,50 ± 0,05) mmHg

Masa del beaker 1 vacío: (0,1773 ± 0,0001) kg.

Temperatura ambiente (31,0 ± 0,5) °C

Masa del beaker 2 vacío: (0,1752 ± 0,0001) kg.

TABLA C.18

DATOS PARA EL CÁLCULO DE LOS FLUJOS MÁSICOS EXPERIMENTALES DEL SISTEMA EVAPORADOR-CONDENSADOR TRABAJANDO A UNA PRESIÓN DE OPERACIÓN DE (16,0 ± 0,5) psig (RÉPLICA 1)

Nivel de trabajo fijado (LC±0,01)cm	Caudal de operación (q ± 0,5) gpm	Tiempo de recolección del condensado del evaporador (t _{EC} ± 0,01) s			Masa del beaker con el condensado del evaporador (M _{CE} ± 0,0001) kg			Tiempo de recolección del condensado del condensador (t _{EC} ± 0,01) s			Masa del beaker con el condensado del condensador (M _{CE} ± 0,0001) kg		
14,70	16,0	01:23,49	01:43,41	01:25,51	1,3669	1,6183	1,3243	01:47,61	01:26,35	02:17,49	1,3952	1,1433	1,7096
29,40	21,0	01:15,77	01:15,10	01:14,70	1,6766	1,8608	1,7592	01:43,08	01:42,08	01:02,41	1,9167	1,9226	1,2394
44,10	3,0	01:12,86	01:23,62	01:12,19	1,8181	2,1776	1,7793	01:04,85	01:24,96	01:25,94	1,351	1,6854	1,7285
58,80	8,0	01:18,92	01:01,86	01:13,66	1,8622	1,5532	1,8198	01:35,31	01:18,27	01:30,09	1,742	1,4892	1,7206
73,50	12,0	01:18,91	01:00,98	01:00,45	1,8407	1,5826	1,4469	01:46,09	01:25,24	01:04,44	1,9355	1,6318	1,2781

Presión ambiente (706,50 ± 0,05) mmHg

Temperatura ambiente (31,0 ± 0,5) °C

Masa del beaker 1 vacío: (0,1773 ± 0,0001) kg.

Masa del beaker 2 vacío: (0,1752 ± 0,0001) kg.

TABLA C.19

**DATOS DE TEMPERATURAS EXPERIMENTALES DEL SISTEMA EVAPORADOR-CONDENSADOR TRABAJANDO
A UNA PRESIÓN DE OPERACIÓN DE (20,0 ± 0,5) psig (RÉPLICA 1)**

Nivel de trabajo fijado (LC±0,05)cm	Caudal de operación (q ± 0,5) gpm	Temperatura del agua de entrada de Hidrocentro (T ₁ ± 0,1) °C	Temperatura de salida de la coraza del condensador (T ₂ ± 0,1) °C	Temperatura de salida de la coraza del evaporador (T ₃ ± 0,1) °C	Temperatura de salida de los tubos del evaporador (T ₄ ± 0,1) °C	Temperatura de entrada a los tubos del condensador (T ₅ ± 0,1) °C	Temperatura de salida de los tubos del condensador (T ₆ ± 0,5) °C
14,70	21,0	35,3	98,9	98,7	100,6	36,0	35,3
29,40	5,0	61,8	100,0	98,7	99,1	81,0	61,8
44,10	8,0	52,7	100,6	98,8	98,4	83,0	52,7
58,80	12,0	44,5	100,4	99,1	98,4	73,0	44,5
73,50	16,0	39,7	100,4	99,1	98,4	74,0	39,7

Presión ambiente (706,90 ± 0,05) mmHg

Masa del beaker 1 vacío: (0,1773 ± 0,0001) kg.

Temperatura ambiente (27,0 ± 0,5) °C

Masa del beaker 2 vacío: (0,1752 ± 0,0001) kg.

TABLA C.20

DATOS PARA EL CÁLCULO DE LOS FLUJOS MÁSCOS EXPERIMENTALES DEL SISTEMA EVAPORADOR-CONDENSADOR TRABAJANDO A UNA PRESIÓN DE OPERACIÓN DE (20,0 ± 0,5) psig (RÉPLICA 1)

Nivel de trabajo fijado (LC±0,01)cm	Caudal de operación (q ± 0,5) gpm	Tiempo de recolección del condensado del evaporador (t _{EC} ± 0,01) s			Masa del beaker con el condensado del evaporador (M _{CE} ± 0,0001) kg			Tiempo de recolección del condensado del condensador (t _{EC} ± 0,01) s			Masa del beaker con el condensado del condensador (M _{CE} ± 0,0001) kg		
14,70	21,0	01:52,34	01:43,18	01:18,93	1,9219	1,9557	1,3001	02:20,07	01:36,45	02:04,47	2,1206	1,4664	1,7901
29,40	5,0	01:05,61	01:10,49	01:20,43	1,6766	1,9456	2,0644	01:24,99	01:05,59	01:21,41	1,8688	1,4726	1,7863
44,10	8,0	01:02,97	03:08,96	01:10,44	2,0024	2,2382	2,0742	01:04,56	01:04,84	01:20,06	1,5644	1,5478	1,8861
58,80	12,0	01:01,05	00:59,27	00:59,90	1,8636	1,6546	1,7852	00:58,70	01:42,04	01:05,56	1,3777	2,2322	1,531
73,50	16,0	00:54,12	00:55,56	01:27,49	1,683	1,5339	2,3898	01:10,65	01:48,99	01:06,74	1,4626	2,2081	1,4833

Presión ambiente (706,90 ± 0,05) mmHg

Masa del beaker 1 vacío: (0,1773 ± 0,0001) kg.

Temperatura ambiente (27,0 ± 0,5) °C

Masa del beaker 2 vacío: (0,1752 ± 0,0001) kg.

TABLA C.21

**DATOS DE TEMPERATURAS EXPERIMENTALES DEL SISTEMA EVAPORADOR-CONDENSADOR TRABAJANDO
A UNA PRESIÓN DE OPERACIÓN DE (4,0 ± 0,5) psig (RÉPLICA 2)**

Nivel de trabajo fijado (LC±0,05)cm	Caudal de operación (q ± 0,5) gpm	Temperatura del agua de entrada de Hidrocentro (T ₁ ± 0,1) °C	Temperatura de salida de la coraza del condensador (T ₂ ± 0,1) °C	Temperatura de salida de la coraza del evaporador (T ₃ ± 0,1) °C	Temperatura de salida de los tubos del evaporador (T ₄ ± 0,1) °C	Temperatura de entrada a los tubos del condensador (T ₅ ± 0,1) °C	Temperatura de salida de los tubos del condensador (T ₆ ± 0,5) °C
14,70	5,0	29,2	35,2	98,3	98,8	98,6	28,0
29,40	8,0	29,1	33,5	98,2	98,7	98,5	29,0
44,10	12,0	29,2	33,4	98,2	98,8	98,5	29,0
58,80	16,0	29,3	32,2	98,2	98,8	98,5	29,0
73,50	21,0	29,4	31,3	98,2	98,9	98,5	30,0

Presión ambiente (707,94 ± 0,05) mmHg

Temperatura ambiente (28,0 ± 0,5) °C

Masa del beaker 1 vacío: (0,1773 ± 0,0001) kg.

Masa del beaker 2 vacío: (0,1752 ± 0,0001) kg.

TABLA C.22

DATOS PARA EL CÁLCULO DE LOS FLUJOS MÁSCOS EXPERIMENTALES DEL SISTEMA EVAPORADOR-CONDENSADOR TRABAJANDO A UNA PRESIÓN DE OPERACIÓN DE (4,0 ± 0,5) psig (RÉPLICA 2)

Nivel de trabajo fijado (LC±0,01)cm	Caudal de operación (q ± 0,5) gpm	Tiempo de recolección del condensado del evaporador (t _{EC} ± 0,01) s			Masa del beaker con el condensado del evaporador (M _{CE} ± 0,0001) kg			Tiempo de recolección del condensado del condensador (t _{EC} ± 0,01) s			Masa del beaker con el condensado del condensador (M _{CE} ± 0,0001) kg		
14,70	5,0	08:55,27	07:37,63	07:28,45	2,0215	1,8046	1,6919	09:51,30	08:02,74	06:43,66	1,6578	1,4795	1,1919
29,40	8,0	04:47,95	05:03,17	02:37,78	1,8677	1,9863	1,1038	03:12,68	03:45,43	05:14,67	1,0908	1,2549	1,6870
44,10	12,0	03:22,39	02:31,81	03:42,41	1,6616	1,2217	1,7413	03:52,60	02:54,12	03:19,65	1,5519	1,1726	1,3339
58,80	16,0	02:40,70	02:50,57	02:57,10	1,3273	1,4330	1,472	03:26,91	03:31,94	04:37,37	1,2517	1,279	1,6083
73,50	21,0	02:55,38	02:32,08	03:07,09	1,3862	1,1951	1,3889	03:22,50	03:42,14	03:48,11	1,1003	1,2154	1,2940

Presión ambiente (707,94 ± 0,05) mmHg

Masa del beaker 1 vacío: (0,1773 ± 0,0001) kg.

Temperatura ambiente (28,0 ± 0,5) °C

Masa del beaker 2 vacío: (0,1752 ± 0,0001) kg.

TABLA C.23

**DATOS DE TEMPERATURAS EXPERIMENTALES DEL SISTEMA EVAPORADOR-CONDENSADOR TRABAJANDO
A UNA PRESIÓN DE OPERACIÓN DE (8,0 ± 0,5) psig (RÉPLICA 2)**

Nivel de trabajo fijado (LC±0,05)cm	Caudal de operación (q ± 0,5) gpm	Temperatura del agua de entrada de Hidrocentro (T ₁ ± 0,1) °C	Temperatura de salida de la coraza del condensador (T ₂ ± 0,1) °C	Temperatura de salida de la coraza del evaporador (T ₃ ± 0,1) °C	Temperatura de salida de los tubos del evaporador (T ₄ ± 0,1) °C	Temperatura de entrada a los tubos del condensador (T ₅ ± 0,1) °C	Temperatura de salida de los tubos del condensador (T ₆ ± 0,5) °C
14,70	8,0	29,3	35,0	98,5	98,8	98,8	30,0
29,40	12,0	29,3	35,9	98,6	98,9	98,5	29,9
44,10	16,0	29,2	34,8	98,5	98,8	98,4	30,0
58,80	21,0	29,2	33,2	98,4	98,8	98,5	30,0
73,50	5,0	29,3	47,7	98,5	99,2	98,6	30,1

Presión ambiente (707,00 ± 0,05) mmHg

Masa del beaker 1 vacío: (0,1773 ± 0,0001) kg.

Temperatura ambiente (31,0 ± 0,5) °C

Masa del beaker 2 vacío: (0,1752 ± 0,0001) kg.

TABLA C.24

DATOS PARA EL CÁLCULO DE LOS FLUJOS MÁSCOS EXPERIMENTALES DEL SISTEMA EVAPORADOR-CONDENSADOR TRABAJANDO A UNA PRESIÓN DE OPERACIÓN DE (8,0 ± 0,5) psig (RÉPLICA 2)

Nivel de trabajo fijado (LC±0,01)cm	Caudal de operación (q ± 0,5) gpm	Tiempo de recolección del condensado del evaporador (t _{EC} ± 0,01) s			Masa del beaker con el condensado del evaporador (M _{CE} ± 0,0001) kg			Tiempo de recolección del condensado del condensador (t _{EC} ± 0,01) s			Masa del beaker con el condensado del condensador (M _{CE} ± 0,0001) kg		
14,70	8,0	02:57,6	04:22,5	03:34,1	1,9659	1,5102	1,6387	03:07,0	03:28,0	03:00,0	1,3578	1,2354	1,2112
29,40	12,0	02:15,6	02:19,0	02:26,3	1,8652	1,6988	1,8680	02:10,5	01:45,5	03:09,8	1,2021	1,4414	2,0093
44,10	16,0	02:00,1	01:41,6	02:52,5	1,4623	1,7444	2,2388	01:59,6	01:43,3	02:59,4	1,2834	1,4665	2,0833
58,80	21,0	01:51,7	02:03,8	02:12,3	1,7196	1,5847	1,9664	02:37,3	02:46,7	02:19,6	1,8712	1,7695	1,5707
73,50	5,0	02:06,4	02:29,5	02:20,7	1,9545	1,5092	1,8337	01:52,8	02:20,2	03:11,4	1,5721	1,2381	1,9158

Presión ambiente (707,00 ± 0,05) mmHg

Masa del beaker 1 vacío: (0,1773 ± 0,0001) kg.

Temperatura ambiente (31,0 ± 0,5) °C

Masa del beaker 2 vacío: (0,1752 ± 0,0001) kg.

TABLA C.25

**DATOS DE TEMPERATURAS EXPERIMENTALES DEL SISTEMA EVAPORADOR-CONDENSADOR TRABAJANDO
A UNA PRESIÓN DE OPERACIÓN DE (12,0 ± 0,5) psig (RÉPLICA 2)**

Nivel de trabajo fijado (LC±0,05)cm	Caudal de operación (q ± 0,5) gpm	Temperatura del agua de entrada de Hidrocentro (T ₁ ± 0,1) °C	Temperatura de salida de la coraza del condensador (T ₂ ± 0,1) °C	Temperatura de salida de la coraza del evaporador (T ₃ ± 0,1) °C	Temperatura de salida de los tubos del evaporador (T ₄ ± 0,1) °C	Temperatura de entrada a los tubos del condensador (T ₅ ± 0,1) °C	Temperatura de salida de los tubos del condensador (T ₆ ± 0,5) °C
14,70	12,0	28,9	35,4	98,8	98,9	99,3	27,0
29,40	16,0	27,7	35,3	99,1	98,9	99,0	33,0
44,10	21,0	27,9	34,5	99,0	98,9	98,6	37,0
58,80	5,0	28,4	54,6	99,0	99,1	98,0	33,0
73,50	8,0	28,6	43,3	99,0	99,3	98,6	30,0

Presión ambiente (708,80 ± 0,05) mmHg

Temperatura ambiente (25,0 ± 0,5) °C

Masa del beaker 1 vacío: (0,1773 ± 0,0001) kg.

Masa del beaker 2 vacío: (0,1752 ± 0,0001) kg.

TABLA C.26

DATOS PARA EL CÁLCULO DE LOS FLUJOS MÁSCOS EXPERIMENTALES DEL SISTEMA EVAPORADOR-CONDENSADOR TRABAJANDO A UNA PRESIÓN DE OPERACIÓN DE (12,0 ± 0,5) psig (RÉPLICA 2)

Nivel de trabajo fijado (LC±0,01)cm	Caudal de operación (q ± 0,5) gpm	Tiempo de recolección del condensado del evaporador (t _{EC} ± 0,01) s			Masa del beaker con el condensado del evaporador (M _{CE} ± 0,0001) kg			Tiempo de recolección del condensado del condensador (t _{EC} ± 0,01) s			Masa del beaker con el condensado del condensador (M _{CE} ± 0,0001) kg		
14,70	12,0	01:57,25	01:47,05	01:36,03	1,453	1,3281	1,1716	02:41,88	02:19,91	02:30,77	1,6342	1,4473	1,5239
29,40	16,0	01:55,99	01:30,39	01:26,12	1,9831	1,6341	1,5992	02:02,66	01:39,81	01:31,74	1,8492	1,5272	1,4624
44,10	21,0	01:11,66	01:30,33	01:20,31	1,6215	1,7832	1,6842	01:53,28	01:43,93	01:27,65	1,8229	1,6738	1,4501
58,80	5,0	01:20,84	01:50,96	01:25,47	1,6017	2,0525	1,6424	02:08,45	02:10,92	01:57,93	1,8454	1,9265	1,7535
73,50	8,0	01:36,45	01:42,45	01:10,78	1,8928	1,9932	1,3141	02:18,67	01:58,52	01:43,63	1,8943	1,6884	1,5353

Presión ambiente (708,80 ± 0,05) mmHg

Masa del beaker 1 vacío: (0,1773 ± 0,0001) kg.

Temperatura ambiente (25,0 ± 0,5) °C

Masa del beaker 2 vacío: (0,1752 ± 0,0001) kg.

TABLA C.27

**DATOS DE TEMPERATURAS EXPERIMENTALES DEL SISTEMA EVAPORADOR-CONDENSADOR TRABAJANDO
A UNA PRESIÓN DE OPERACIÓN DE (16,0 ± 0,5) psig (RÉPLICA 2)**

Nivel de trabajo fijado (LC±0,05)cm	Caudal de operación (q ± 0,5) gpm	Temperatura del agua de entrada de Hidrocentro (T ₁ ± 0,1) °C	Temperatura de salida de la coraza del condensador (T ₂ ± 0,1) °C	Temperatura de salida de la coraza del evaporador (T ₃ ± 0,1) °C	Temperatura de salida de los tubos del evaporador (T ₄ ± 0,1) °C	Temperatura de entrada a los tubos del condensador (T ₅ ± 0,1) °C	Temperatura de salida de los tubos del condensador (T ₆ ± 0,5) °C
14,70	16,0	28,7	35,2	98,9	98,8	100,3	30,0
29,40	21,0	28,6	36,1	99,6	98,9	99,0	46,0
44,10	5,0	28,5	60,6	99,7	99,0	98,7	61,0
58,80	8,0	28,5	49,0	99,5	99,2	98,6	49,0
73,50	12,0	28,6	41,4	99,8	99,4	98,6	44,0

Presión ambiente (709,20 ± 0,05) mmHg

Temperatura ambiente (26,0 ± 0,5) °C

Masa del beaker 1 vacío: (0,1773 ± 0,0001) kg.

Masa del beaker 2 vacío: (0,1752 ± 0,0001) kg.

TABLA C.28

DATOS PARA EL CÁLCULO DE LOS FLUJOS MÁSCOS EXPERIMENTALES DEL SISTEMA EVAPORADOR-CONDENSADOR TRABAJANDO A UNA PRESIÓN DE OPERACIÓN DE (16,0 ± 0,5) psig (RÉPLICA 2)

Nivel de trabajo fijado (LC±0,01)cm	Caudal de operación (q ± 0,5) gpm	Tiempo de recolección del condensado del evaporador (t _{EC} ± 0,01) s			Masa del beaker con el condensado del evaporador (M _{CE} ± 0,0001) kg			Tiempo de recolección del condensado del condensador (t _{EC} ± 0,01) s			Masa del beaker con el condensado del condensador (M _{CE} ± 0,0001) kg		
14,70	16,0	01:20,98	01:13,63	01:48,01	1,3521	1,1387	1,5619	01:43,66	01:45,41	02:20,24	1,4704	1,4324	1,797
29,40	21,0	03:34,00	01:12,20	01:32,66	1,7123	1,6709	2,0815	01:59,78	01:55,66	01:04,73	2,2233	2,16323	1,2773
44,10	5,0	01:08,23	00:58,14	01:24,49	1,6911	1,504	2,1183	01:16,56	01:31,90	01:31,10	1,5391	1,8283	1,8243
58,80	8,0	01:08,76	01:25,08	01:21,94	1,6504	2,1234	1,9297	01:21,00	01:24,18	01:22,36	1,5099	1,5859	1,5748
73,50	12,0	00:56,96	01:22,58	00:56,56	1,5402	1,9431	1,4251	01:54,27	01:23,75	01:18,53	1,9673	1,523	1,4824

Presión ambiente (709,20 ± 0,05) mmHg

Masa del beaker 1 vacío: (0,1773 ± 0,0001) kg.

Temperatura ambiente (26,0 ± 0,5) °C

Masa del beaker 2 vacío: (0,1752 ± 0,0001) kg.

TABLA C.29

**DATOS DE TEMPERATURAS EXPERIMENTALES DEL SISTEMA EVAPORADOR-CONDENSADOR TRABAJANDO
A UNA PRESIÓN DE OPERACIÓN DE (20,0 ± 0,5) psig (RÉPLICA 2)**

Nivel de trabajo fijado (LC±0,05)cm	Caudal de operación (q ± 0,5) gpm	Temperatura del agua de entrada de Hidrocentro (T ₁ ± 0,1) °C	Temperatura de salida de la coraza del condensador (T ₂ ± 0,1) °C	Temperatura de salida de la coraza del evaporador (T ₃ ± 0,1) °C	Temperatura de salida de los tubos del evaporador (T ₄ ± 0,1) °C	Temperatura de entrada a los tubos del condensador (T ₅ ± 0,1) °C	Temperatura de salida de los tubos del condensador (T ₆ ± 0,5) °C
14,70	21,0	28,7	34,8	99,3	98,9	99,6	36,0
29,40	5,0	28,7	62,2	100,2	98,8	99,2	88,0
44,10	8,0	29,2	51,5	100,9	99,1	99,0	74,0
58,80	12,0	29,3	44,0	100,5	99,2	98,6	65,0
73,50	16,0	29,2	39,8	100,2	99,3	98,5	70,0

Presión ambiente (708,10 ± 0,05) mmHg

Temperatura ambiente (27,0 ± 0,5) °C

Masa del beaker 1 vacío: (0,1773 ± 0,0001) kg.

Masa del beaker 2 vacío: (0,1752 ± 0,0001) kg.

TABLA C.30

DATOS PARA EL CÁLCULO DE LOS FLUJOS MÁSCOS EXPERIMENTALES DEL SISTEMA EVAPORADOR-CONDENSADOR TRABAJANDO A UNA PRESIÓN DE OPERACIÓN DE (20,0 ± 0,5) psig (RÉPLICA 2)

Nivel de trabajo fijado (LC±0,01)cm	Caudal de operación (q ± 0,5) gpm	Tiempo de recolección del condensado del evaporador (t _{EC} ± 0,01) s			Masa del beaker con el condensado del evaporador (M _{CE} ± 0,0001) kg			Tiempo de recolección del condensado del condensador (t _{EC} ± 0,01) s			Masa del beaker con el condensado del condensador (M _{CE} ± 0,0001) kg		
14,70	21,0	01:18,01	01:42,16	01:45,15	1,418	1,7509	1,7973	01:59,12	01:53,20	01:23,52	1,8203	1,7002	1,2762
29,40	5,0	01:15,29	01:16,34	01:06,74	1,997	2,0823	1,9345	01:00,00	01:07,91	00:59,63	1,3961	1,5562	1,3644
44,10	8,0	01:14,06	01:18,37	01:08,34	2,1496	2,3389	2,0482	01:20,34	01:10,06	01:23,32	1,9006	1,685	1,9606
58,80	12,0	01:14,33	01:14,92	00:59,64	2,0644	2,0527	1,6879	01:30,92	01:40,95	01:25,99	1,953	2,1722	1,9274
73,50	16,0	01:04,11	01:15,60	01:08,95	1,7727	2,0900	1,8833	01:25,69	01:06,86	01:11,41	1,7407	1,4503	1,5506

Presión ambiente (708,10 ± 0,05) mmHg

Temperatura ambiente (27,0 ± 0,5) °C

Masa del beaker 1 vacío: (0,1773 ± 0,0001) kg.

Masa del beaker 2 vacío: (0,1752 ± 0,0001) kg.

TABLA C.31

**DATOS DE TEMPERATURAS EXPERIMENTALES DEL SISTEMA EVAPORADOR-CONDENSADOR UTILIZADAS
PARA LA VALIDACIÓN**

Nivel de trabajo fijado (LC±0,05)cm	Caudal de operación (q ± 0,5) gpm	Temperatura del agua de entrada de Hidrocentro (T ₁ ± 0,1) °C	Temperatura de salida de la coraza del condensador (T ₂ ± 0,1) °C	Temperatura de salida de la coraza del evaporador (T ₃ ± 0,1) °C	Temperatura de salida de los tubos del evaporador (T ₄ ± 0,1) °C	Temperatura de entrada a los tubos del condensador (T ₅ ± 0,1) °C	Temperatura de salida de los tubos del condensador (T ₆ ± 0,5) °C
14,70 ¹	5,0	28,9	37,3	97,7	98,3	98,3	28,0
29,40 ²	8,0	29,3	43,3	98,6	98,6	98,6	31,0
44,10 ³	12,0	29,3	42,2	99,0	98,6	98,6	43,0
58,80 ⁴	16,0	29,5	40,03	100,2	99,2	98,6	62,0

Presión ambiente (706,00 ± 0,05) mmHg

Masa del beaker 1 vacío: (0,1775 ± 0,0001) kg.

Temperatura ambiente (30,0 ± 0,5) °C

Masa del beaker 2 vacío: (0,1777 ± 0,0001) kg.

¹ = Presión de operación de (6,0 ± 0,5) psig

² = Presión de operación de (10,0 ± 0,5) psig

³ = Presión de operación de (14,0 ± 0,5) psig

⁴ = Presión de operación de (18,0 ± 0,5) psig

TABLA C.32

DATOS PARA EL CÁLCULO DE LOS FLUJOS MÁSICOS EXPERIMENTALES DEL SISTEMA EVAPORADOR-CONDENSADOR UTILIZADAS PARA LA VALIDACIÓN

Nivel de trabajo fijado (LC±0,05)cm	Caudal de operación (q ± 0,5) gpm	Tiempo de recolección del condensado del evaporador (t _{EC} ± 0,01) s			Masa del beaker con el condensado del evaporador (M _{CE} ± 0,0001) kg			Tiempo de recolección del condensado del condensador (t _{EC} ± 0,01) s			Masa del beaker con el condensado del condensador (M _{CE} ± 0,0001) kg		
14,70 ¹	8,0	3:16,21	2:43,03	3:06,06	1,1612	1,0096	1,1056	3:26,45	2:52,50	3:14,68	1,0072	0,8662	0,9470
29,40 ²	12,0	1:46,27	1:59,91	1:44,19	1,6808	1,9390	1,6190	1:43,96	1:06,87	1:35,48	1,4060	0,9657	1,2974
44,10 ³	16,0	1:14,24	1:16,17	1:16,51	1,7098	1,6925	1,7362	1:33,85	1:29,90	0:58,54	1,7019	1,6450	1,1128
58,80 ⁴	21,0	1:07,24	0:58,98	1:11,27	1,7755	1,7009	1,8590	1:26,60	1:21,03	1:24,58	1,7828	1,6875	1,7740

Presión ambiente (706,00 ± 0,05) mmHg

Masa del beaker 1 vacío: (0,1775 ± 0,0001) kg.

Temperatura ambiente (30,0 ± 0,5) °C

Masa del beaker 2 vacío: (0,1777 ± 0,0001) kg.

¹ = Presión de operación de (6,0 ± 0,5) psig

² = Presión de operación de (10,0 ± 0,5) psig

³ = Presión de operación de (14,0 ± 0,5) psig

⁴ = Presión de operación de (18,0 ± 0,5) psig

APÉNDICE D. DATOS ESTADÍSTICOS

En este apéndice se presentan tabulados los valores críticos de las diversas pruebas estadísticas empleadas en la validación del simulador.

**TABLA D.1
VALORES CRÍTICOS PARA LA PRUEBA t**

α v	.40	.25	.10	.05	.025	.01	.005	.0025	.001	.0005
1	.325	1.000	3.078	6.314	12.706	31.821	63.657	127.32	318.31	636.62
2	.289	.816	1.886	2.920	4.303	6.965	9.925	14.089	23.326	31.598
3	.277	.765	1.638	2.353	3.182	4.541	5.841	7.453	10.213	12.924
4	.271	.741	1.533	2.132	2.776	3.747	4.604	5.598	7.173	8.610
5	.267	.727	1.476	2.015	2.571	3.365	4.032	4.773	5.893	6.869
6	.265	.718	1.440	1.943	2.447	3.143	3.707	4.317	5.208	5.959
7	.263	.711	1.415	1.895	2.365	2.998	3.499	4.029	4.785	5.408
8	.262	.706	1.397	1.860	2.306	2.896	3.355	3.833	4.501	5.041
9	.261	.703	1.383	1.833	2.262	2.821	3.250	3.690	4.297	4.781
10	.260	.700	1.372	1.812	2.228	2.764	3.169	3.581	4.144	4.587
11	.260	.697	1.363	1.796	2.201	2.718	3.106	3.497	4.025	4.437
12	.259	.695	1.356	1.782	2.179	2.681	3.055	3.428	3.930	4.318
13	.259	.694	1.350	1.771	2.160	2.650	3.012	3.372	3.852	4.221
14	.258	.692	1.345	1.761	2.145	2.624	2.977	3.326	3.787	4.140
15	.258	.691	1.341	1.753	2.131	2.602	2.947	3.286	3.733	4.073
16	.258	.690	1.337	1.746	2.120	2.583	2.921	3.252	3.686	4.015
17	.257	.689	1.333	1.740	2.110	2.567	2.898	3.222	3.646	3.965
18	.257	.688	1.330	1.734	2.101	2.552	2.878	3.197	3.610	3.922
19	.257	.688	1.328	1.729	2.093	2.539	2.861	3.174	3.579	3.883
20	.257	.687	1.325	1.725	2.086	2.528	2.845	3.153	3.552	3.850
21	.257	.686	1.323	1.721	2.080	2.518	2.831	3.135	3.527	3.819
22	.256	.686	1.321	1.717	2.074	2.508	2.819	3.119	3.505	3.792
23	.256	.685	1.319	1.714	2.069	2.500	2.807	3.104	3.485	3.767
24	.256	.685	1.318	1.711	2.064	2.492	2.797	3.091	3.467	3.745
25	.256	.684	1.316	1.708	2.060	2.485	2.787	3.078	3.450	3.725
26	.256	.684	1.315	1.706	2.056	2.479	2.779	3.067	3.435	3.707
27	.256	.684	1.314	1.703	2.052	2.473	2.771	3.057	3.421	3.690
28	.256	.683	1.313	1.701	2.048	2.467	2.763	3.047	3.408	3.674
29	.256	.683	1.311	1.699	2.045	2.462	2.756	3.038	3.396	3.659
30	.256	.683	1.310	1.697	2.042	2.457	2.750	3.030	3.385	3.646
40	.255	.681	1.303	1.684	2.021	2.423	2.704	2.971	3.307	3.551
60	.254	.679	1.296	1.671	2.000	2.390	2.660	2.915	3.232	3.460
120	.254	.677	1.289	1.658	1.980	2.358	2.617	2.860	3.160	3.373
00	.253	.674	1.282	1.645	1.960	2.326	2.576	2.807	3.090	3.291

v = grados de libertad.

Fuente: MONTGOMERY, (1996)

TABLA D.2
VALORES CRÍTICOS PARA LA PRUEBA DE RANGOS CON SIGNOS DE
WILCOXON

α Nº	0,10	0.05	0.02	0.01	pruebas bilaterales
	0.05	0.025	0.01	0.005	Pruebas unilaterales
4					
5	0				
6	2	0			
7	3	2	0		
8	5	3	1	0	
9	8	5	3	1	
10	10	8	5	3	
11	13	10	7	5	
12	17	13	9	7	
13	21	17	12	9	
14	25	21	15	12	
15	30	25	19	15	
16	35	29	23	19	
17	41	34	27	23	
18	47	40	32	27	
19	53	46	37	32	
20	60	52	43	37	
21	67	58	49	42	
22	75	65	55	48	
23	83	73	62	54	
24	91	81	69	61	
25	100	89	76	68	

Si $n > 25$, W^+ (o W^-) tiene una distribución aproximadamente normal con media $n(n + 1)/4$ y varianza $n(n + 1)(2n + 1)/24$.

Fuente: MONTGOMERY, (1996)



APÉNDICE E. VALORES DE LA CORRELACIÓN PROPUESTA

En este apéndice se presentan tabulados los valores del coeficiente convectivo obtenido experimentalmente y el obtenido por la correlación propuesta para las diversas condiciones.

TABLA E.1

COMPARACIÓN DEL COEFICIENTE CONVECTIVO INTERNO BALANCEADO DEL EVAPORADOR OBTENIDO POR DIVERSOS MÉTODOS Y DESVIACIÓN RELATIVA ENTRE LOS MISMO PARA DIFERENTES CONDICIONES

Presión de operación (Pop ±0,5) psig	Nivel de trabajo fijado (LC±0,05)cm	Caudal de operación (q ± 0,5) gpm	Coefficiente convectivo interno experimental del evaporador ($h_{iBEe} \pm 3$) W/m ² K	Coefficiente convectivo interno del evaporador obtenido por la nueva correlación ($h_{iBEe} \pm 2$) W/m ² K	Desviación relativa entre el coeficiente experimental y el obtenido por la nueva correlación (% $Desv \pm 0,0001$) Adim.
4,0	14,70	3,0	463	471	1,8181
	14,70	5,0	509	518	1,8347
	29,40	8,0	1000	1019	1,9441
	44,10	12,0	1278	1303	1,9878
	58,80	16,0	1092	1113	1,9122
	73,50	21,0	994	1013	1,8527
8,0	14,70	8,0	613	618	0,7415
	29,40	12,0	1142	1152	0,9239
	44,10	16,0	1205	1216	0,9176
	58,80	21,0	1093	1102	0,8429
	73,50	5,0	989	997	0,7639

TABLA E.1 (Continuación)

COMPARACIÓN DEL COEFICIENTE CONVECTIVO INTERNO BALANCEADO DEL EVAPORADOR OBTENIDO POR DIVERSOS MÉTODOS Y DESVIACIÓN RELATIVA ENTRE LOS MISMO PARA DIFERENTES CONDICIONES

Presión de operación (Pop ±0,5) psig	Nivel de trabajo fijado (LC±0,05)cm	Caudal de operación (q ± 0,5) gpm	Coefficiente convectivo interno experimental del evaporador ($h_{iBEe} \pm 3$) W/m ² K	Coefficiente convectivo interno del evaporador obtenido por la nueva correlación ($h_{iBEe} \pm 2$) W/m ² K	Desviación relativa entre el coeficiente experimental y el obtenido por la nueva correlación (% $Desv \pm 0,0001$) Adim.
12,0	14,70	12,0	728	731	0,3418
	29,40	16,0	1227	1233	0,5109
	44,10	21,0	1306	1313	0,5024
	58,80	3,0	1165	1170	0,4010
	58,80	5,0	1262	1267	0,4075
	73,50	8,0	1163	1167	0,3714
16,0	14,70	16,0	868	858	1,0610
	29,40	21,0	1195	1192	0,2746
	44,10	5,0	1328	1325	0,2564
	58,80	8,0	1240	1236	0,3338
	73,50	12,0	1135	1131	0,4104

TABLA E.1 (Continuación)

COMPARACIÓN DEL COEFICIENTE CONVECTIVO BALANCEADO INTERNO DEL EVAPORADOR OBTENIDO POR DIVERSOS MÉTODOS Y DESVIACIÓN RELATIVA ENTRE LOS MISMO PARA DIFERENTES CONDICIONES

Presión de operación (Pop ±0,5) psig	Nivel de trabajo fijado (LC±0,05)cm	Caudal de operación (q ± 0,5) gpm	Coefficiente convectivo interno experimental del evaporador ($h_{iBEe} \pm 3$) W/m ² K	Coefficiente convectivo interno del evaporador obtenido por la nueva correlación ($h_{iBEe} \pm 2$) W/m ² K	Desviación relativa entre el coeficiente experimental y el obtenido por la nueva correlación (% $Desv \pm 0,0001$) Adim.
20,0	14,70	21,0	753	747	0,7227
	29,40	5,0	1208	1201	0,5310
	44,10	8,0	1357	1350	0,4847
	58,80	12,0	778	771	0,7939
	73,50	16,0	1207	1199	0,6382

ANEXOS

En esta sección se presenta información complementaria del trabajo de investigación, como lo son: los datos de la temperatura de pared del evaporador, las tablas de calibración de dos termopares, información sobre el aislante instalado en el evaporador, curva de calibración del rotámetro.

TABLA 1
DATOS DE LA TEMPERATURA DE PARED DEL EVAPORADOR EN EL SISTEMA
EVAPORADOR-CONDENSADOR

Presión de operación (Pop ± 0,5) psig	Nivel de trabajo fijado (LC ± 0,05) cm	Caudal de operación (q ± 0,5) gpm	Temperatura en la zona inferior del evaporador (Ti ± 0,1) °C	Temperatura en la zona media del evaporador (Tm ± 0,1) °C	Temperatura en la zona superior del evaporador (Tf ± 0,1) °C
4,0	14,70	3,0	28,5	29,0	29,0
	14,70	5,0	28,5	28,0	28,0
	29,40	8,0	30,5	30,5	29,0
	44,10	12,0	29,5	30,5	30,5
	58,80	16,0	33,0	31,0	30,0
	73,50	21,0	32,5	33,5	31,0
8,0	14,70	21,0	36,5	32,5	28,0
	29,40	8,0	34,0	34,0	34,5
	44,10	12,0	34,0	33,5	33,5
	58,80	16,0	34,5	33,5	33,0
	73,50	3,0	34,5	33,0	32,5
	73,50	5,0	28,0	28,5	28,0
12,0	14,70	12,0	33,5	33,5	29,5
	29,40	16,0	34,0	33,5	34,0
	44,10	21,0	33,5	32,5	33,0
	58,80	3,0	33,5	32,0	31,5
	58,80	5,0	29,0	30,5	29,5
	73,50	8,0	33,0	32,5	32,5

TABLA 1 (Continuación)
DATOS DE LA TEMPERATURA DE PARED DEL EVAPORADOR EN EL SISTEMA
EVAPORADOR-CONDENSADOR

Presión de operación (Pop ± 0,5) psig	Nivel de trabajo fijado (LC±0,05)cm	Caudal de operación (q ± 0,5) gpm	Temperatura en la zona inferior del evaporador (Ti±0,1) °C	Temperatura en la zona media del evaporador (Tm±0,1) °C	Temperatura en la zona superior del evaporador (Tf±0,1) °C
16,0	14,70	16,0	30,0	31,0	30,0
	29,40	21,0	30,5	31,5	30,0
	44,10	5,0	31,5	30,5	30,5
	58,80	8,0	31,0	30,5	31,5
	73,50	12,0	30,5	31,0	31,5
20,0	14,70	21,0	31,0	31,5	31,5
	29,40	5,0	32,0	32,0	32,5
	44,10	8,0	34,0	32,5	32,5
	58,80	12,0	32,0	32,0	32,0
	73,50	16,0	36,0	33,0	33,0

TABLA 2
DATOS DE LA TEMPERATURA DE PARED DEL EVAPORADOR EN EL SISTEMA
EVAPORADOR-CONDENSADOR (1ª RÉPLICA)

Presión de operación (Pop ± 0,5) psig	Nivel de trabajo fijado (LC±0,05)cm	Caudal de operación (q ± 0,5) gpm	Temperatura en la zona inferior del evaporador (Ti±0,1) °C	Temperatura en la zona media del evaporador (Tm±0,1) °C	Temperatura en la zona superior del evaporador (Tf±0,1) °C
4,0	14,70	5,0	30,5	29,5	30,0
	29,40	8,0	32,0	31,5	30,5
	44,10	12,0	33,5	31,5	31,5
	58,80	16,0	32,0	32,0	31,5
	73,50	21,0	34,0	32,5	32,5
8,0	14,70	21,0	33,0	33,0	33,0
	29,40	8,0	35,0	31,5	32,0
	44,10	12,0	35,5	34,5	33,5
	58,80	16,0	34,5	33,5	33,5
	73,50	5,0	33,0	31,5	32,5
12,0	14,70	12,0	34,5	33,0	33,0
	29,40	16,0	34,0	31,5	32,0
	44,10	21,0	32,5	32,0	32,0
	58,80	5,0	35,5	31,5	31,0
	73,50	8,0	34,0	31,0	32,5

TABLA 2 (Continuación)
DATOS DE LA TEMPERATURA DE PARED DEL EVAPORADOR EN EL SISTEMA
EVAPORADOR-CONDENSADOR (1ª RÉPLICA)

Presión de operación (Pop ± 0,5) psig	Nivel de trabajo fijado (LC±0,05)cm	Caudal de operación (q ± 0,5) gpm	Temperatura en la zona inferior del evaporador (Ti±0,1) °C	Temperatura en la zona media del evaporador (Tm±0,1) °C	Temperatura en la zona superior del evaporador (Tf±0,1) °C
16,0	14,70	16,0	34,0	32,5	32,5
	29,40	21,0	36,0	33,5	33,5
	44,10	5,0	34,0	34,0	33,5
	58,80	8,0	36,0	34,5	33,5
	73,50	12,0	35,5	34,5	33,5
20,0	14,70	21,0	32,0	30,0	29,5
	29,40	5,0	31,5	32,0	28,5
	44,10	8,0	30,5	29,5	29,5
	58,80	12,0	31,0	29,5	29,5
	73,50	16,0	30,5	29,5	29,0

TABLA 3
DATOS DE LA TEMPERATURA DE PARED DEL EVAPORADOR EN EL SISTEMA
EVAPORADOR-CONDENSADOR (2ª RÉPLICA)

Presión de operación (Pop ± 0,5) psig	Nivel de trabajo fijado (LC±0,05)cm	Caudal de operación (q ± 0,5) gpm	Temperatura en la zona inferior del evaporador (Ti±0,1) °C	Temperatura en la zona media del evaporador (Tm±0,1) °C	Temperatura en la zona superior del evaporador (Tf±0,1) °C
4,0	14,70	5,0	30,5	29,0	29,0
	29,40	8,0	32,0	29,5	29,0
	44,10	12,0	34,5	32,0	29,5
	58,80	16,0	33,5	31,0	30,0
	73,50	21,0	31,5	31,5	30,5
8,0	14,70	21,0	34,0	33,5	32,0
	29,40	8,0	34,0	32,5	32,5
	44,10	12,0	34,0	33,5	33,5
	58,80	16,0	34,5	33,5	33,5
	73,50	5,0	34,5	35,0	35,0
12,0	14,70	12,0	26,5	26,0	26,0
	29,40	16,0	27,5	26,0	26,0
	44,10	21,0	30,5	26,0	26,0
	58,80	5,0	28,5	26,5	27,5
	73,50	8,0	30,5	27,0	27,5

TABLA 3 (Continuación)
DATOS DE LA TEMPERATURA DE PARED DEL EVAPORADOR EN EL SISTEMA
EVAPORADOR-CONDENSADOR (2ª RÉPLICA)

Presión de operación (Pop ± 0,5) psig	Nivel de trabajo fijado (LC±0,05)cm	Caudal de operación (q ± 0,5) gpm	Temperatura en la zona inferior del evaporador (Ti±0,1) °C	Temperatura en la zona media del evaporador (Tm±0,1) °C	Temperatura en la zona superior del evaporador (Tf±0,1) °C
16,0	14,70	16,0	29,5	26,5	25,5
	29,40	21,0	28,0	26,0	26,0
	44,10	5,0	29,0	28,0	27,0
	58,80	8,0	29,0	27,5	27,5
	73,50	12,0	27,5	27,5	27,0
20,0	14,70	21,0	32,0	28,5	26,5
	29,40	5,0	28,5	27,5	26,5
	44,10	8,0	31,0	30,5	30,5
	58,80	12,0	33,0	31,0	28,0
	73,50	16,0	32,0	29,0	29,0

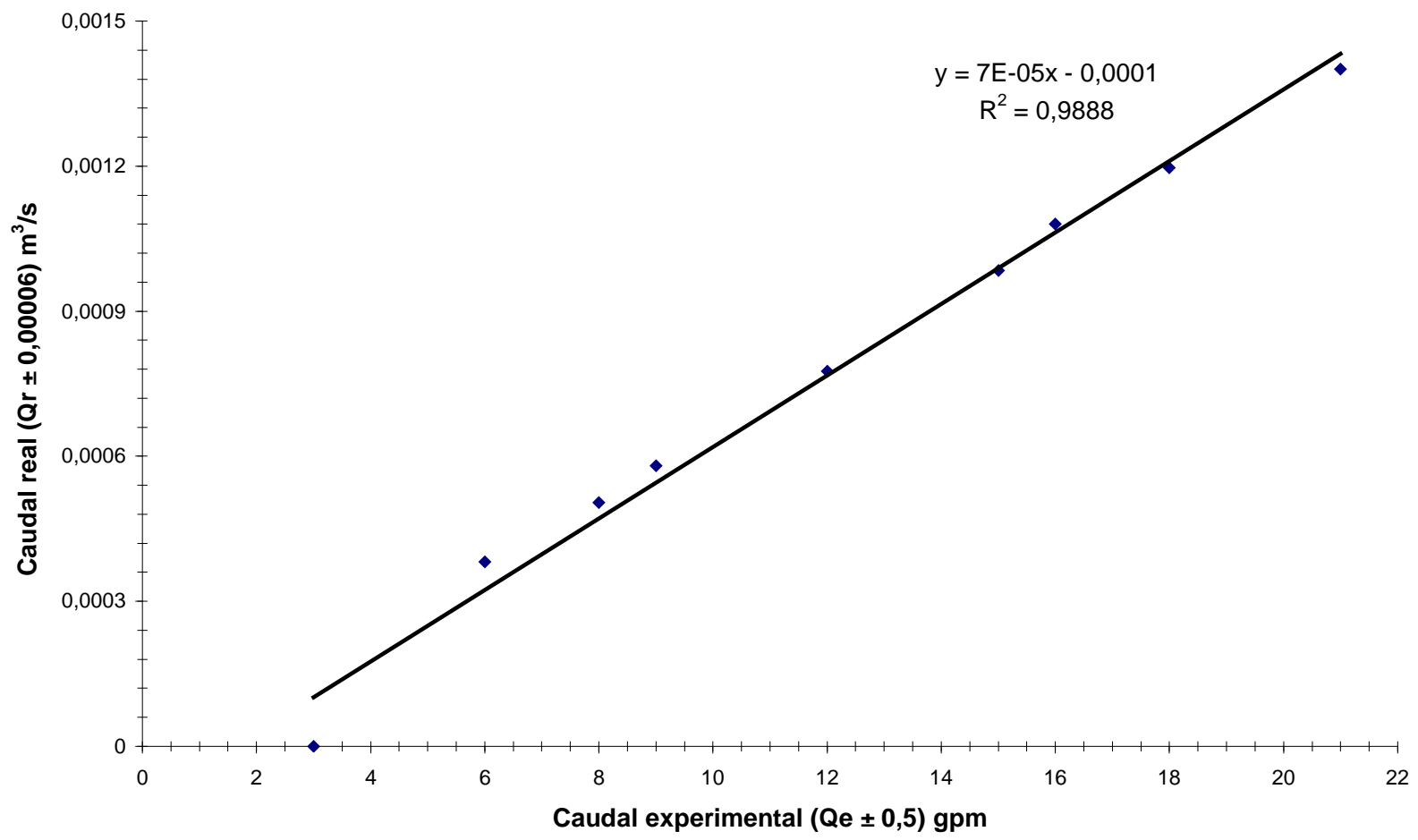



Figura 1 Curva de calibración del rotámetro del sistema evaporador-condensador.



COLGATE-PALMOLIVE, C.A.
Servicios Centrales de Mantenimiento
Unidad Metrología

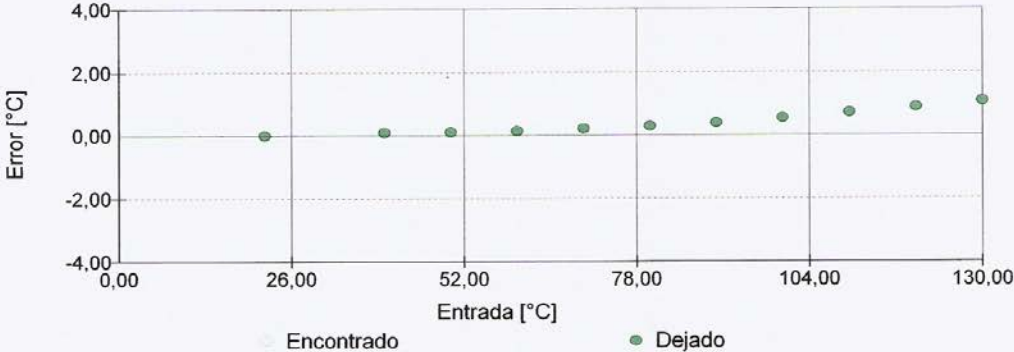
Certificado Verificación: CP-V 1219-06

CODIGO:T4

Nombre Planta: Universidad Carabobo	Rango Entrada: 0 ... 130°C	Código: T4
Planta Enfocada: Laboratorio Ing. Química	Rango Salida: 0 ... 130°C Lineal	Marca:
Ubicación: Evaporador Condensador	Máx error límite: 2,00 °C	Tipo de equipo:
Uso en Lazo: Temperatura	Límite inicio informe: 1,00 °C	Modelo:
Nombre Equipo: Indicador de Temperatura	Estrategia cód.: Verificaciones críticas	Serial Número: Sin serial
	Procedimiento cód.: Indicadores Temperatura, Pt100	

INFORMACIÓN VERIFICACIÓN:

Calibrador entrada Módulo 1 entrada	MC5 S/N 25515657 ET S/N 55741	Fecha de Verificación: 23/08/2006
Calibrador salida Módulo 1 salida		Fecha Próxima Verificación: 23/08/2007
		Período calibración: 1 Años
		Temperatura ambiental: 24,5 °C
		Humedad ambiental: 57 %
		Máx Error Encontrado: 1,0800 °C
		Máx Error Dejado: 1,0800 °C




● Encontrado ● Dejado

RESULTADOS VERIFICACIÓN: Encontrado(1) **ACEPTADA**

Entrada [°C]	Salida [°C]	Error Salida [°C]	Máximo Error Permitido [°C]
22	22	0,0000	2,00 °C
40	40,1	0,1000	2,00 °C
50	50,11	0,1100	2,00 °C
60	60,14	0,1400	2,00 °C
70	70,22	0,2200	2,00 °C
80	80,3	0,3000	2,00 °C
90	90,4	0,4000	2,00 °C
100	100,55	0,5500	2,00 °C
110	110,72	0,7200	2,00 °C
120	120,89	0,8900	2,00 °C
130	131,08	1,0800	2,00 °C

Observación: El equipo se encuentra dentro de los errores máximos permisibles.
Tomar en consideración la corrección en la escala de 130°C.
El equipo está en buenas condiciones de operación.

Calibrado por 

Edgar Ochoa



Aprobado Por 

Figura 2 Datos de la calibración del termopar de inmersión ubicado a la salida de los tubos del evaporador.



COLGATE-PALMOLIVE, C.A.
Servicios Centrales de Mantenimiento
Unidad Metrología

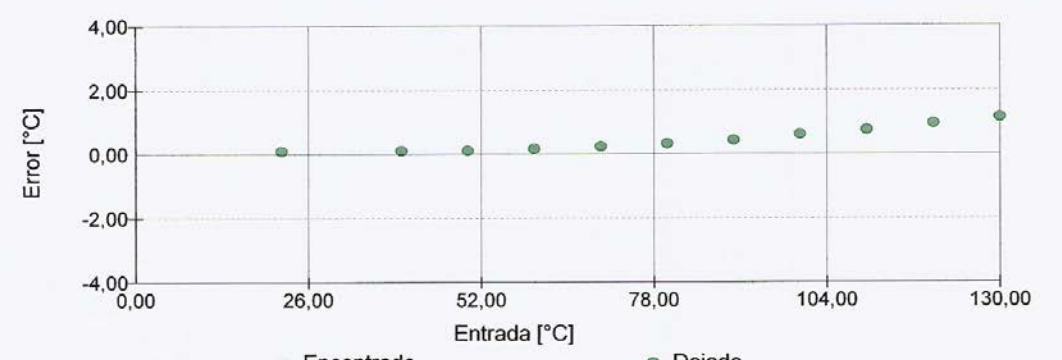
Certificado Verificación: CP-V 1220-06

CODIGO:T5

Nombre Planta: Universidad Carabobo	Rango Entrada: 0 ... 130°C	Código: T5
Planta Enfocada: Laboratorio Ing. Química	Rango Salida: 0 ... 130°C Lineal	Marca:
Ubicación: Evaporador Condensador	Máx error límite: 2,00 °C	Tipo de equipo:
Uso en Lazo: Temperatura	Límite inicio informe: 1,00 °C	Modelo:
Nombre Equipo: Indicador de Temperatura	Estrategia cód.: Verificaciones críticas	Serial Número: No Aplica
	Procedimiento cód.: Indicadores Temperatura, Pt100	

INFORMACIÓN VERIFICACIÓN:

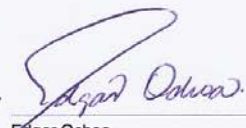
Calibrador entrada Módulo 1 entrada	MCS S/N 25515657 ET S/N 55741	Fecha de Verificación: 23/08/2006
		Fecha Próxima Verificación: 23/08/2007
Calibrador salida Módulo 1 salida		Período calibración: 1 Años
		Temperatura ambiental: 22,5 °C
		Humedad ambiental: 58 %
		Máx Error Encontrado: 1,1400 °C
		Máx Error Dejado: 1,1400 °C



RESULTADOS VERIFICACIÓN: Dejado(1)

Entrada [°C]	Salida [°C]	Error Salida [°C]	Máximo Error Permitido [°C]
22	22,1	0,1000	2,00 °C
40	40,11	0,1100	2,00 °C
50	50,12	0,1200	2,00 °C
60	60,17	0,1700	2,00 °C
70	70,24	0,2400	2,00 °C
80	80,33	0,3300	2,00 °C
90	90,44	0,4400	2,00 °C
100	100,61	0,6100	2,00 °C
110	110,75	0,7500	2,00 °C
120	120,95	0,9500	2,00 °C
130	131,14	1,1400	2,00 °C

Observación: El equipo se encuentra dentro de los errores máximos permisibles. Tomar en consideración la corrección en la escala de 130°C. El equipo está en buenas condiciones de operación.

Calibrado por 
Edgar Ochoa


Aprobado Por 

Figura 3 Datos de la calibración del termopar de inmersión ubicado a la entrada de los tubos del condensador.



SONOTERMA C.A.
FABRICA DE MATERIALES AISLANTES

CONCHAS SONOLANA 1300

Descripción:

La lana mineral SONOLANA es un producto derivado de rocas básicas naturales las cuales, previa esmerada selección, son sometidas a un proceso de fundición, y por medio de un procedimiento pulverizador en una cámara de aire a altas velocidades, se obtiene una fibra limpia, fina, larga, estable, ideal como base para una extensa línea de productos con óptimas propiedades aislantes térmicas y acústicas. La concha SONOLANA 1300 se preforma utilizando Lana Mineral aglutinada con resina inorgánica.

Composición química:

SiO₂ - CaO - Al₂O₃ - Fe₂O₃ - MgO y otros.

Presentación:

La CONCHA SONOLANA 1300 se presenta como un elemento cilíndrico con una longitud de 91,5 cmts. Se fabrica para cubrir tuberías con diámetros NPS desde 1/2" hasta 36" y los espesores varían desde 1" hasta 5" en incrementos de 1/2". Para facilitar su instalación, las Conchas SONOLANA 1300 se presentan seccionadas longitudinalmente formando 2 medias cañas. Los diámetros superiores a 36", pueden ser cubiertos mediante sectores múltiples. Se emban en cajas de cartón.

Aplicaciones:

Se utiliza en el revestimiento de todo tipo de tuberías NPS. Pueden ser cortadas en la obra con herramientas comunes a fin de lograr adaptarlas a accesorios tales como válvulas, codos, reducciones, etc.

Datos técnicos:

Límite máximo a temperatura continua:	700 °C
Densidad mínima:	193 Kg/m ³
Alcalinidad:	Ph de 7 a 9
Calor específico:	0,12 W/Kg
Combustibilidad:	Incombustible
Corrosividad:	No contribuye
Contenido de cloruros:	19 p.p.m.
Higroscopicidad:	1,5% peso
ASTM aplicable:	C-547 Class III

Absorción de sonido entre 30-4.000 Hz frecuencia:

Aproximadamente 80%. De acuerdo a ASTM E-1042 - 85 excelente Tipo 2.

Conductividad Térmica sin Revestimiento

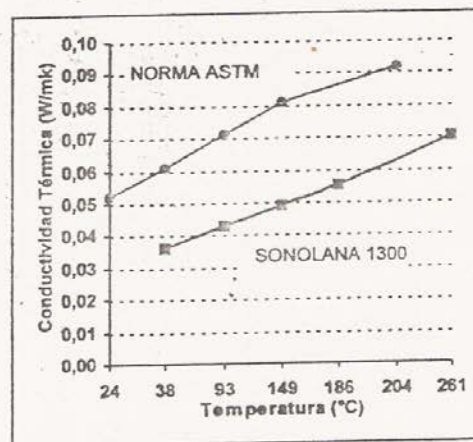


Figura 4 Información general del aislante instalado en el sistema evaporador-condensador del Laboratorio de Ingeniería Química.