



**UNIVERSIDAD AUTONOMA DEL  
ESTADO DE MORELOS**

---

---

**FACULTAD DE CIENCIAS QUÍMICAS E  
INGENIERÍA**

**“ESTIMACIÓN DE LOS COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN  
UN EVAPORADOR HELICOIDAL UTILIZANDO EL MÉTODO DE WILSON  
PLOT”**

**T E S I S**

**QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:**

**INGENIERO QUÍMICO**

**PRESENTA:**

**GUSTAVO EVODIO VILLEGAS MARBÁN**

**DIRECTOR DE TESIS:**

**DR. BORIS JIMÉNEZ BARRERA**

**CODIRECTORA DE TESIS:**

**DRA. ARIANNA PARRALES BAHENA**

**CUERNAVACA MORELOS 2020**

# **AGRADECIMIENTOS**

## **A MIS PADRES:**

Gustavo y Elsa por haberme forjado como la persona que soy, e inculcarme los valores y consejos en el trayecto de mi vida, por apoyarme en todo momento, quiero agradecerles toda una vida de sacrificios y esfuerzos, quiero que sientan que el objetivo logrado también es suyo, y lo que me ayudo a conseguirlo fue su apoyo, amor y confianza, gracias por regalarme una hermosa y respetable familia.

## **A MIS HERMANOS:**

Ernesto y Miguel por su apoyo y lealtad en los problemas que se han presentado a lo largo de mi vida, por su amistad sincera, por ser un ejemplo de desarrollo profesional a seguir, y también por ser un pilar importante para lograr mi formación profesional.

## **A MIS ABUELOS:**

Josefa y Francisca, por todo el cariño, apoyo, amor que me brindaron, por ser un ejemplo de vida, y por creer en mi hasta el último momento, abuela Francisca, aunque ya no estés aquí, siempre estarás presente en mi corazón.

## **A MI HIJO:**

Gustavo, si no te tuviera mi vida sería un desastre, cada vez que te veo, me doy cuenta que estoy frente a la persona más importante de mi vida, siento muchas ganas de trabajar fuertemente y seguir adelante para alcanzar mis metas, siempre serás mi motor en los momentos más difíciles y la persona a la que más amo.

## RECONOCIMIENTOS

Es muy grato e importante expresar mi más sincero agradecimiento a los formadores e instituciones académicas que hicieron posible la realización de este importante proyecto, para culminar mi carrera profesional.

A la Universidad Autónoma del Estado de Morelos "UAEM", la cual me abrió sus puertas para formarme profesionalmente.

Al Centro de Investigaciones en Ingeniería y Ciencias Aplicadas (CIICAp) por el apoyo brindado para la realización de esta tesis.

A mi asesor Dr. Boris Jiménez Barrera, quien se ha tomado el arduo trabajo y dedicación de transmitirme sus diversos conocimientos que corresponden a mi profesión, por la confianza, amistad sincera a lo largo de mi carrera, y apoyo incondicional en la elaboración de mi tesis.

A mi comité revisor:

Dr. José Alfredo Hernández Pérez por las facilidades, confianza y apoyo brindado para el proyecto.

Dra. Arianna Parrales Bahena por compartirme sus conocimientos, apoyo, dedicación y por bríndame material para la elaboración del proyecto.

Dra. Josefina Vergara Sánchez le agradezco por todo el apoyo brindado, el tiempo y conocimientos transmitidos a lo largo de la carrera y proyecto.

Dra. Laura Irene Morales Gómez por ser parte importante de mi formación profesional, y evaluación al presente trabajo.

## RESUMEN

Uno de los temas de actualidad de mayor interés es la energía. Esto debido, a la demanda de producción, y del daño causado al ambiente. Es por esto, que las alternativas para poder abatir estos problemas son la utilización de diferentes tipos de energías “limpias”, el ahorro de energía y reutilización de la misma. A nivel industrial se requieren energías que proporcionen una alta carga, como lo es el vapor. Por lo que un ahorro, uso de eficiente y reutilización de este recurso, es indispensable.

Uno de los equipos fundamentales para la reutilización de energía de desecho, una de las opciones para el uso racional de energía, son los transformadores térmicos, los cuales toman energía a una temperatura menor y la llevan a una mayor. Uno de los equipos fundamentales que los forman, son los evaporadores. Equipos que realizan un cambio de fase de líquido a vapor de forma eficiente. En los evaporadores, la transferencia de calor se presenta con un cambio de fase, por lo que se requiere de especial atención.

El presente trabajo, se enfocó, en la determinación de los coeficientes de transferencia de calor de un evaporador helicoidal de doble tubo, ubicado en el Laboratorio de Ingeniería Térmica Aplicada (LITA) del CIICAp de la UAEM, a partir de datos experimentales proporcionados. Es un intercambiador donde la transferencia de calor se presenta en la zona entre el tubo interno y el externo del mismo.

La determinación de los coeficientes de transferencia de calor en intercambiadores de calor, como el caso del evaporador puede resultar un proceso muy complejo de estudio, debido a que es función de varias variables. El método que se propone, de Wilson – Plot, es una herramienta que nos permite facilitar su determinación.

En este método, se requiere de una determinación de coeficientes de transferencia de calor del tubo interno y externo, a partir de datos experimentales, obteniendo valores entre 11.2 a  $11.6 \cdot 10^4 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{K}$  para el tubo interno. Para el tubo externo en un rango entre 157 a  $164 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{K}$ . Con las propiedades fisicoquímicas correspondientes, se determinaron los números de Reynolds, Prandtl y Nusselt. Para obtener una correlación del Nusselt en función del Reynolds y Prandtl. Esto para facilitar el cálculo en futuras ocasiones. Se obtuvieron correlaciones tanto para el tubo interno, como el externo. Para a su vez, determinar los coeficientes de transferencia de calor simulados, con valores en un rango entre 11.3 a  $11.55 \cdot 10^4 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{K}$ , para el tubo interno, con un porcentaje de diferencia promedio del 0.787 %, con respecto al experimental. Mientras que, para el tubo externo, fue un rango de 158 a  $163 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{K}$ , con un porcentaje de diferencia promedio del 0.47 %.

Con esta información se calculó la carga térmica del evaporador ( $Q_{\text{SIM}}$ ) y se comparó con la carga térmica experimental ( $Q_{\text{EXP}}$ ). Obteniéndose una relación lineal con un coeficiente de correlación de 0.8034. Lo cual resulta aceptable para el propósito del presente trabajo.

## ÍNDICE

	<b>Página</b>
1. INTRODUCCIÓN	13
2. MARCO TEÓRICO	14
2.1. ENERGÍA	14
2.2. TRANSFORMADOR TÉRMICO	16
2.3. DEFINICIÓN Y DESCRIPCIÓN DE LOS EQUIPOS DEL TRANSFORMADOR TÉRMICO	17
2.4. CICLO TERMODINÁMICO DEL TRANSFORMADOR TÉRMICO	18
2.4.1. TIPOS DE CICLOS TERMODINÁMICOS	19
2.5. FUNCIONAMIENTO DEL CICLO TERMODINÁMICO DE TRABAJO	19
2.6. FLUIDO DE TRABAJO	20
2.7. INTERCAMBIADORES DE CALOR	21
2.7.1. INTERCAMBIADORES DE CALOR DE DOBLE TUBO	21
2.7.2. INTERCAMBIADORES DE TUBO Y CARCAZA	22
2.7.3. INTERCAMBIADORES HELICOIDALES	23

2.8.	NÚMEROS ADIMENSIONALES	24
2.9.	TRANSFERENCIA DE CALOR Y MÉTODO DE WILSON – PLOT	25
3.	OBJETIVOS	30
3.1.	OBJETIVO GENERAL	30
3.2.	OBJETIVOS PARTICULARES	30
4.	JUSTIFICACIÓN	31
5.	METODOLOGÍA DE CÁLCULO	32
5.1.	DETERMINACIÓN DE LA ZONA DE FLUJO DE CALOR	32
5.2.	DETERMINACIÓN DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR DEL TUBO INTERNO $h_1$	33
5.3.	DIMENSIONES GEOMÉTRICAS	34
5.4.	DETERMINACIÓN DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR DEL TUBO EXTERNO $h_2$	35
5.5.	DETERMINACIÓN DE $Re_2$ , $Pr_2$ Y $Nu_2$ DETERMINACIÓN DE $Re_1$ , $Pr_1$ Y $Nu_1$	37
5.6.	DETERMINACIÓN DE LAS CORRELACIONES DEL NÚMERO DE NUSSELT EN FUNCIÓN DE LOS NÚMEROS DE REYNOLDS Y PRANDTL	38
5.7.	DETERMINACIÓN DE $Q_{EXP}$ Y $Q_{SIM}$	39

6.	<b>RESULTADOS Y DISCUSIÓN</b>	<b>40</b>
6.1.	<b>DETERMINACIÓN DE LA ZONA DE FLUJO DE CALOR</b>	<b>41</b>
6.2.	<b>EBULLICIÓN NUCLEADA</b>	<b>42</b>
6.3.	<b>DETERMINACIÓN DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR DEL TUBO INTERNO <math>h_1</math></b>	<b>43</b>
6.4.	<b>DETERMINACIÓN DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR DEL TUBO EXTERNO <math>h_2</math></b>	<b>43</b>
6.5.	<b>DETERMINACIÓN DE <math>Re_2</math>, <math>Pr_2</math> Y <math>Nu_2</math></b>	<b>45</b>
6.6.	<b>DETERMINACIÓN DE <math>Re_1</math>, <math>Pr_1</math> Y <math>Nu_1</math></b>	<b>47</b>
6.7.	<b>DETERMINACIÓN DE LAS CORRELACIONES DEL NÚMERO DE NUSSELT EN FUNCIÓN DE LOS NÚMEROS DE REYNOLDS Y PRANDTL</b>	<b>49</b>
6.8.	<b>VALIDACIÓN DEL MODELO MEDIANTE LA COMPARACIÓN DEL <math>Q_{EXP}</math> VS <math>Q_{SIM}</math></b>	<b>50</b>
7.	<b>CONCLUSIONES</b>	<b>52</b>
8.	<b>RECOMENDACIONES</b>	<b>53</b>
9.	<b>ANEXOS</b>	<b>54</b>
9.1.	<b>ANEXO 1. TEMPERATURA EN EXCESO Y <math>q_{EB}</math></b>	<b>54</b>
9.2.	<b>ANEXO 2. CÁLCULO DE <math>h_2</math></b>	<b>55</b>
9.3.	<b>ANEXO 3. NÚMEROS ADIMENSIONALES. <math>Re_2</math>, <math>Pr_2</math> Y <math>Nu_2</math></b>	<b>56</b>
9.4.	<b>ANEXO 4. NÚMEROS ADIMENSIONALES. <math>Re_1</math>, <math>Pr_1</math> Y <math>Nu_1</math></b>	<b>57</b>

9.5	ANEXO 5. COMPARACIÓN DE LOS NÚMEROS DE NUSSELT, EXPERIMENTALES ( $Nu_{EXP}$ ) Y SIMULADO ( $Nu_{SIM}$ )	58
9.6.	ANEXO 6. COMPARACIÓN DE LOS COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR EXPERIMENTALES ( $h_{EXP}$ ) Y SIMULADOS ( $h_{SIM}$ )	59
9.7.	ANEXO 7. COMPARACIÓN DE LAS CARGAS TÉRMICAS EXPERIMENTAL ( $Q_{EXP}$ ) Y SIMULADA ( $Q_{SIM}$ )	60
10.	BIBLIOGRAFÍA	61

## INDICE DE TABLAS

En el caso del presente trabajo, sólo se presenta una tabla. La tabla de los datos experimentales, que provienen directamente del evaporador. Debido a la enorme cantidad de datos, números. Se optó por mencionar lo más sobresaliente en el texto. La mayoría de los datos generados se decidió incluirla en los Anexos.

Tabla 1. Producción de energía a nivel internacional.....15

Tabla 2. Datos experimentales del evaporador.....40

## INDICE DE FIGURAS

2.1. Diagrama conversión y utilización de la energía.....	14
2.2. Ciclo termodinámico del transformador térmico.....	16
2.3. Transformador térmico ubicado en el LITA CIICAp, donde fueron realizadas las pruebas experimentales.....	17
2.4. Diagrama P/V y T/S, para representar el comportamiento de un ciclo termodinámico.....	18
2.5. Representación del funcionamiento del ciclo termodinámico en un diagrama P/T.....	20
2.6. Intercambiador de calor de doble tubo.....	22
2.7. Intercambiador de calor de tubo y carcaza.....	22
2.8. Intercambiador helicoidal.....	23
2.9. Diagrama para ejemplificar las resistencias a la transferencia de calor.....	26
2.10. Transferencia de calor en la pared del tubo interno.....	26
5.1. Dimensiones geométricas del evaporador (corte frontal).....	34
5.2. Representación de temperaturas y sentido de flujos en el evaporador.....	36
6.1. Curva típica de ebullición para agua a 1 atm.....	41
6.2. Comparación de las cargas térmicas $Q_{EXP}$ y $Q_{SIM}$ .....	51

## NOMENCLATURA

Pr	Número de Prandtl	adimensional
Cp	Capacidad calorífica a presión constante	J / Kg°K
$\mu$	Viscosidad	Kg / m s
k	Conductividad térmica	W / m °K
Re	Número de Reynolds	adimensional
D	Diámetro de la tubería	m
v	Velocidad del fluido	m/s
$\rho$	Densidad del fluido	Kg/m <sup>3</sup>
Nu	Número de Nusselt	adimensional
h	Coefficiente de transferencia de calor	W/m <sup>2</sup> °K
D	Diámetro de la tubería	m
Q	Calor transferido	W
A	área de transferencia de calor	m <sup>2</sup>
$\Delta T$	Diferencia de temperaturas en	°K
U	Coefficiente global de transferencia de calor	W/m <sup>2</sup> °K
$R_w$	Resistencia de la pared	°K / W
$R_2$	Es el radio del tubo por la parte externa asociado a $d_2$	m
$R_1$	Es el radio del tubo por la parte interna asociado a $d_1$	m
K	Es la conductividad térmica	W/m°K
L	Es la longitud del tubo del evaporador	m
$R_{ov}$	Resistencia global	°K / W
$\dot{m}$	Flujo másico	Kg/s
$\Delta H$	Diferencia de entalpia	J/Kg
LMTD	Temperatura media logarítmica	°K
$\dot{q}_{ebullición}$	Flujo de calor por ebullición	W/m <sup>2</sup>
Ts	Temperatura en la superficie	°K
Tsat	Temperatura de saturación	°K

$\dot{q}_{nucleada}$	Flujo de calor por ebullición nucleada	W/m <sup>2</sup>
$h_1$	Coefficiente de transferencia de calor lado interno	W/m <sup>2</sup> °K
$d_{eq}$	Diámetro equivalente	m
d	Diámetro	m
<b>COP</b>	Coefficiente de operación	adimensional

## SUBÍNDICES

CO	Condensador
EV	Evaporador
GE	Generador
AB	Absorbedor
1	Interno
2	Externo
W	Pared
conv	Convección
cond	Conducción
eb	Ebullición
eq	Equivalente
EXP	Experimental
SIM	Simulado
ex	exceso

# 1. INTRODUCCIÓN

La producción de energía es una necesidad fundamental para el desarrollo de varias actividades o procesos de nuestra sociedad. Gracias a ella, la vida del ser humano ha ido cambiando considerablemente con el paso de los años, ofreciéndonos una mayor comodidad en nuestras necesidades día a día. Anteriormente, las principales fuentes de energía eran la fuerza de los animales, la de los hombres y el calor obtenido al quemar la madera, carbón, entre otras. Hoy en día, la energía de procedencia de combustibles fósiles, de la biomasa, geotérmica y la energía hidráulica, son la base principal para poder satisfacer la demanda energética mundial, siendo el petróleo y el carbón las de mayor utilización (Correa, P. et al; 2016)

La utilización de estos recursos naturales implica, además de su cercano y progresivo agotamiento, un constante deterioro para el ambiente, que se manifiesta en emisiones de CO<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub>, y SO<sub>x</sub>, con el agravamiento del efecto invernadero, contaminación radioactiva, un aumento progresivo de la desertización y la erosión y una modificación de los mayores ecosistemas mundiales con la consecuente desaparición de biodiversidad.

Es por ello que surge la importancia sobre el tema del ahorro energético, también denominado ahorro de energía o eficiencia energética. El cual consiste en la optimización del consumo energético con el objetivo final de disminuir el uso excesivo de energía, y así tener un impacto positivo para el ambiente.

El presente proyecto se realizó en el Centro de Investigación en Ingeniería y Ciencias Aplicadas (CIICAp) de la Universidad Autónoma del Estado de Morelos, y se basa en unos de los principales equipos de ahorro de energía que existen hoy en día, reutilizando la energía de desecho, el cual tiene la finalidad de modificar la temperatura inicial de un proceso hasta elevarla a un cierto intervalo requerido, este es conocido como transformador térmico.

El transformador térmico de aplicación está constituido por cuatro equipos fundamentales, los cuales operan a ciertas condiciones de presión y temperatura que se darán a conocer más adelante, como son:

- Un Generador.
- Un Condensador.
- Un Evaporador.
- Un Absorbedor.

El tema en particular que se abordó en la presente tesis fue el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor de un evaporador helicoidal de doble tubo, utilizando el método de Wilson – Plot. La importancia del presente trabajo, es debida a que los componentes principales de un Transformador Térmico por Absorción (TTA), son los intercambiadores de calor, en este caso en particular el evaporador. Y, por ende, uno de los temas de mayor importancia para caracterizar un intercambiador, son la estimación de sus coeficientes de transferencia de calor.

A partir de datos experimentales de un evaporador de doble tubo helicoidal, flujos y temperaturas de entrada y salida del fluido caliente (agua) y fluido frío (agua). Además de las propiedades termodinámicas correspondientes, se determinaron los coeficientes de transferencia de calor, a su vez los números adimensionales de Reynolds, Prandtl y Nusselt.

Siguiendo el método de Wilson Plot (Rose, J. 2004 y Fernández-Seara et al. 2007), se obtuvo una correlación para el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor y se validó el modelo realizando una comparación del cálculo transferido experimental y el simulado.

## 2. MARCO TEÓRICO

### 2.1 ENERGÍA

La energía se puede definir como la capacidad para realizar un trabajo, en su forma general, es considerada como la capacidad de un sistema para proporcionar trabajo por medios mecánicos o calor por medios no mecánicos.

La conversión de las diferentes energías primarias tales como combustibles fósiles o fuentes renovables en las formas de energía útil como calor, trabajo mecánico, iluminación, surge por medio de una serie de operaciones o procesos, formando cadenas energéticas (Figura 2.1).

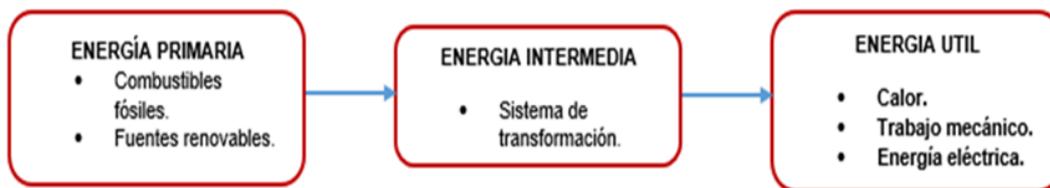


Figura 2.1 Diagrama conversión y utilización de la energía

Es imprescindible diferenciar las fuentes energéticas según su origen, ya que de él no sólo dependerá su posible duración, sino que además encauzará la tecnología de aprovechamiento de las mismas. Se distinguen así:

- Energías renovables, estas tienen su origen en el flujo continuo de la energía del Sol (renta energética) y se disipan a través de ciclos naturales.
- Energías no renovables, de origen terrestre, ya que llevan almacenadas en la Tierra durante millones de años y, por lo tanto, son recursos finitos (capital energético) y de distribución geográfica irregular, los combustibles fósiles actualmente más utilizados son:

- A) Petróleo
- B) Carbón
- C) Gas Natural

Se tiene que tener muy claro, que este tipo de recursos se pueden acabar algún día. Desgraciadamente, el avance de las civilizaciones modernas ha hecho que se consuma mucho de estos recursos de forma muy rápida, debido principalmente al ritmo de producción y de vida de los países más desarrollados. Con nuestra obsesión por desarrollar nuevas formas de industria, solo hemos conseguido aumentar la velocidad y el agotamiento de los recursos naturales no renovables.

#### Producción de energía primaria a nivel mundial

En el siguiente gráfico se muestra la producción de energía de los países más destacados a nivel internacional. Se muestra la producción de energía básica, esto es, carbón, petróleo y derivados y energía eléctrica. Se observa la tendencia de aumento conforme el paso de los años. Lo que significa que el consumo también va en aumento y de forma considerable.

Tabla 1. Producción de energía a nivel internacional  
knoema.es/atlas (2020)

	2017	2016	2015	2014	2013	2012	2011	2010	2005	2000	1990
1 China	112,02	107,12	114,30	114,79	113,40	110,99	104,95	97,03	66,78	41,26	31,88
2 Estados Unidos de Am...	88,15	84,27	88,25	87,71	81,84	79,23	78,08	74,91	69,38	71,27	70,67
3 Federación de Rusia	61,57	59,19	57,88	57,07	57,32	56,04	55,26	54,32	51,97	42,65	-
4 Arabia Saudita	28,81	29,41	28,55	27,52	27,52	27,87	26,80	25,43	26,13	21,59	15,92
5 Canadá	21,89	21,18	20,92	20,81	19,93	19,12	18,71	18,30	18,77	17,78	13,15
6 Irán	18,21	17,01	14,48	13,90	13,05	13,63	14,79	14,61	13,11	10,40	7,65
7 India	17,68	17,12	16,15	15,73	15,16	15,27	14,28	13,86	11,07	8,66	6,16
8 Australia	16,55	15,94	15,25	15,12	14,12	13,23	12,64	12,68	10,68	9,50	6,49
9 Indonesia	14,24	14,39	14,35	14,43	14,86	13,14	12,57	11,39	8,21	7,40	5,27
10 Brasil	11,22	11,63	11,16	10,81	10,31	10,37	10,48	10,14	8,04	6,62	4,03
11 Qatar	10,13	10,14	10,09	10,01	10,18	9,85	9,41	8,04	4,12	2,83	1,14
12 Emiratos Árabes Unid...	9,89	9,98	9,73	9,23	9,04	9,00	8,54	7,71	7,59	6,77	5,51
13 Noruega	9,82	9,64	9,53	9,13	8,98	9,48	9,08	9,46	10,66	10,30	5,80
14 Iraq	9,55	9,56	8,67	7,24	6,60	6,44	5,66	5,21	4,13	5,62	4,54
15 Kazajstán	8,05	7,36	7,54	7,54	7,53	7,44	7,38	7,12	5,55	3,94	-
16 Argelia	6,78	6,91	6,70	6,56	6,51	7,00	6,83	6,93	7,48	6,19	4,75
17 Kuwait	6,70	7,07	6,79	6,50	6,56	6,52	6,20	5,63	6,12	5,03	2,79
18 México	6,67	7,34	7,69	8,38	8,61	8,70	8,89	8,85	10,27	9,38	7,64
19 República Bolivariana ...	6,24	6,87	7,44	7,35	7,54	7,58	7,55	7,26	8,02	9,36	6,31
20 Nigeria	5,95	5,70	6,45	6,79	6,50	7,00	6,97	6,38	6,54	5,18	4,07

Por ello se han generado varias actividades, para contribuir en el ahorro de energía, o generarla por medio de otras alternativas viables en aspectos económicos y ecológicos, tal es (el caso de los transformadores térmicos (Casas, J. et al; 2008)

## 2.2. TRANSFORMADOR TÉRMICO

Un ejemplo de un sistema de recuperación de calor son los transformadores térmicos (bombas de calor por absorción); estos equipos elevan la temperatura de una fuente de baja energía a un nivel más alto. El calor obtenido puede ser usado en aplicaciones residenciales, comerciales e industriales; por ejemplo, en procesos de calefacción, refrigeración, purificación de efluentes, etc. Las máquinas de absorción además de utilizarse para producir frío, se pueden utilizar para obtener calor. El calor obtenido por el transformador puede ser utilizado en diferentes procesos industriales (Cengel y Boles, 2011).

Existen dos tipos de bombas de calor por absorción; tomando como referencia la variable temperatura del sistema, en este caso se trabaja con la bomba de calor de Tipo II; donde la temperatura del evaporador ( $T_{EV}$ ) es mayor a la temperatura del condensador ( $T_{CO}$ ). El caso contrario corresponde a la de Tipo I (Cengel y Boles, 2011).

Los componentes que conforman principalmente a un transformador térmico para un ciclo son: un evaporador, un absorbedor, un generador, un economizador y un condensador como se muestra en la Fig. 2.2.

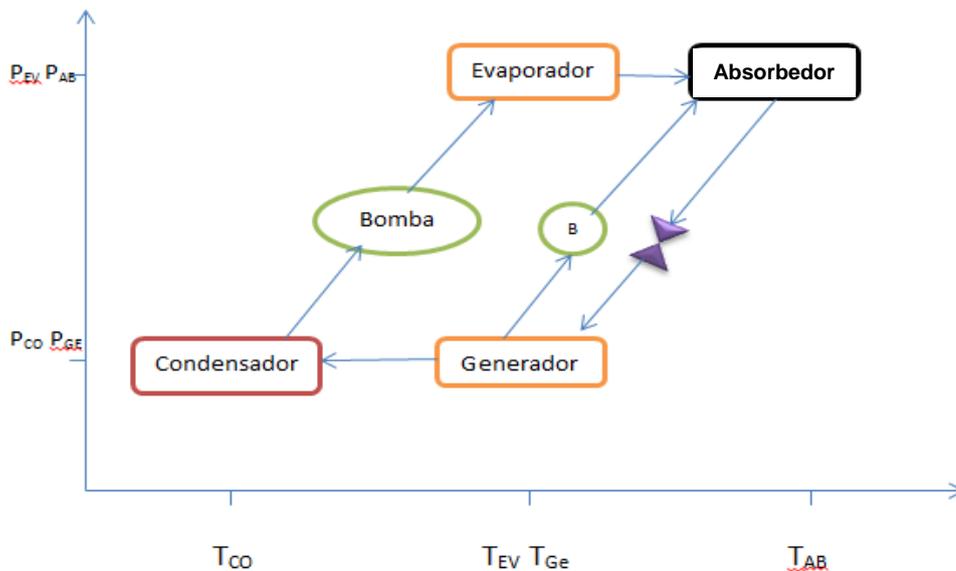


Fig. 2.2. Ciclo termodinámico del transformador térmico (Flores, O. et al, 2013)

### 2.3. DEFINICIÓN Y DESCRIPCIÓN DE LOS EQUIPOS DEL TRANSFORMADOR TÉRMICO DE TRABAJO

Las definiciones utilizadas de equipos térmicos son (Flores, O., 2011):

- Absorbedor: En los ciclos termodinámicos, de absorción, permiten eliminar calor del espacio que quiere enfriarse y llevarlo a otro lugar donde se disipa. En el ciclo de absorción se consigue aportando calor a una mezcla del refrigerante y otra sustancia que se caracteriza por tener una gran afinidad con aquel y absorberlo fácilmente.
- Generador térmico: Es un equipo donde el calor procedente de cualquier forma de energía se transforma en utilizable.
- Condensador: Es un intercambiador de calor entre fluido, en donde un fluido se enfría lo cual genera que pase de estado gaseoso a estado líquido, y otro se calienta. Hay presencia de transferencia de calor con cambio de fase.
- Evaporador: Es un intercambiador de calor donde el fluido en estado líquido cambia de estado a gaseoso, un proceso de evaporación. Se presenta transferencia de calor con cambio de fase.

En particular el proceso de interés para la realización del proyecto se enfoca en el evaporador; de tipo helicoidal, que es conocido como un intercambiador de calor, y es utilizado en sistemas refrigerantes, en el cual se realiza un intercambio de energía térmica donde se cede calor al refrigerante hasta llegar al grado de que este se evapore.

**Evaporador**



Fig. 2.3. Transformador térmico ubicado en el LITA CIICAp, donde fueron realizadas las pruebas experimentales.

## 2.4. CICLO TERMODINÁMICO DEL TRANSFORMADOR TÉRMICO

Se considera un ciclo al tiempo en el que ocurren o se desarrollan diferentes etapas en un proceso, que una vez finalizadas se vuelven a repetir o recircular en el mismo orden que se inició dicho proceso.

En general un ciclo termodinámico es considerado un proceso en el cual un sistema presenta transformaciones termodinámicas cuyo estado final es igual al estado inicial, como objetivo o finalidad convertir calor en trabajo o viceversa.

Para representar los ciclos termodinámicos se utilizan principalmente dos tipos de diagramas PV (presión frente a volumen) y TS (temperatura frente a entropía), como se muestra en la Fig. 2.4.

En general el diagrama PV es utilizado en el tratamiento de ciclos referentes a motores volumétricos, es decir, que confinan una masa de fluido en un volumen y realizan todo el ciclo sin una variación de la masa de fluido. En el caso del diagrama TS se usa en los ciclos referentes a máquinas de flujo en donde no existe discontinuidad en todo el fluido de trabajo (Cengel, 2011)

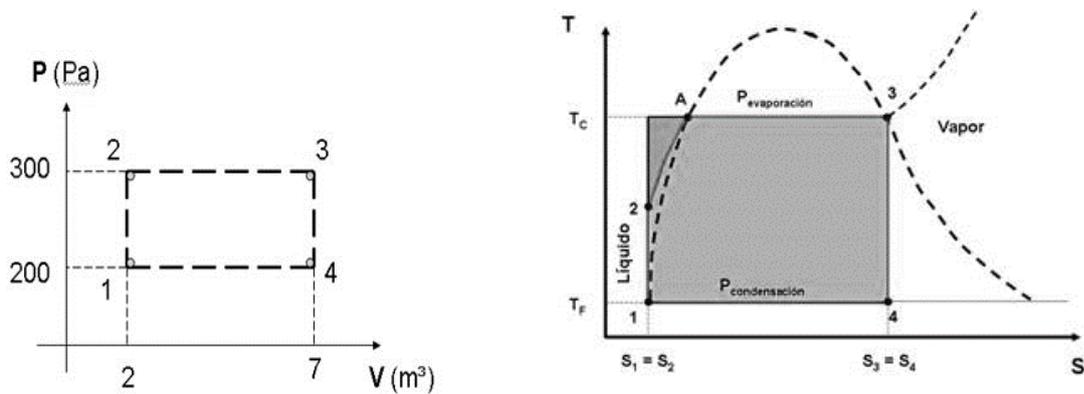


Fig. 2.4. Diagramas P/V y T/S, para representar el comportamiento de un ciclo termodinámico. Fuente: Cengel (2011)

## 2.4.1 TIPOS DE CICLOS TERMODINÁMICOS

Los ejemplos más característicos de los ciclos termodinámicos son los siguientes:

### a) Ciclo de Carnot

Este ciclo es considerado como el más eficiente, consistente en dos procesos, isotérmico y dos procesos adiabáticos. En un ciclo de Carnot, una máquina acepta energía calorífica de una fuente a alta temperatura, la cual convierte parte de ella en trabajo mecánico y descarga el resto hacia un sumidero a baja temperatura. Cuanto mayor sea la diferencia en temperatura entre la fuente y el sumidero, mayor será la eficiencia de la máquina térmica. Sin embargo, este ciclo es ideal, se considera que no hay pérdidas de energía o son nulas.

### b) Ciclo Diésel

Es el ciclo de un tipo de motor de combustión interna, en el cual quemado del combustible es accionado por el calor generado en la primera compresión de aire en la cavidad del pistón, en la cual entonces se inyecta el combustible.

Existen otros ciclos termodinámicos conocidos como el de Otto y demás. En este caso nos enfocaremos en el del equipo del LITA (Laboratorio de Ingeniería Térmica Aplicada) del CIICAp.

## 2.5. FUNCIONAMIENTO DEL CICLO TERMODINÁMICO DE TRABAJO

El equipo en el que se lleva a cabo la experimentación, en el Centro de Investigación en Ingeniería y Ciencias Aplicadas (CIICAp) de la Universidad Autónoma del Estado de Morelos consta primero de un generador, que, al suministrarle una cierta cantidad calor, se vaporiza parte del fluido de trabajo, en este caso agua. La cual se transporta al condensador donde ocurre el cambio de fase del fluido de vapor a líquido, ya que es liberada una parte del calor que se genera ( $Q_{CO}$ ), en esta etapa del ciclo la temperatura del proceso disminuye, estos dos equipos trabajan a presión constante (isobáricos).

Ahora el condensado con ayuda de una bomba se transporta a un evaporador donde la presión y la temperatura aumentan de manera considerable, que al igual que en el generador se le es suministrado la misma cantidad de calor ( $Q_{GE} = Q_{EV}$ ) y las temperaturas de trabajo son iguales, esta etapa del ciclo es isotérmica, es por ello que el fluido regresa al estado vapor.

El vapor es enviado a un absorbedor el cual opera bajo las mismas condiciones de presión que el evaporador, ahí se libera calor ( $Q_{AB}$ ) con una temperatura mayor.

Por último, el fluido ( $H_2O$ ), es bombeado nuevamente al generador, para iniciar de igual manera el ciclo como se muestra en la Fig. 2.5.

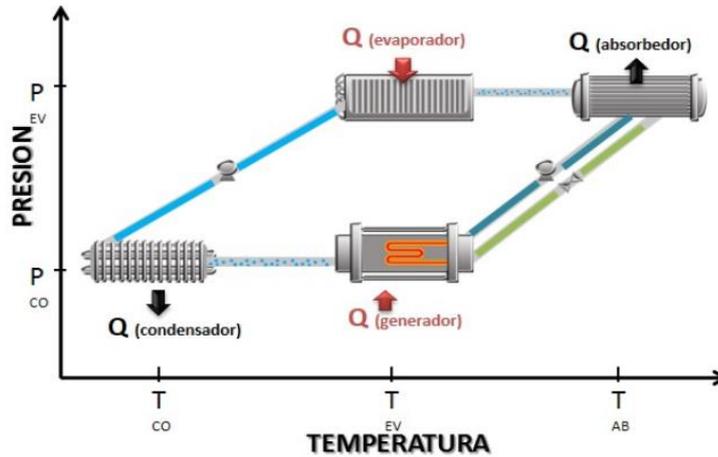


Fig. 2.5. Representación del funcionamiento del ciclo termodinámico, en un diagrama P/T (Parrales, A., 2012).

### 2.5.1. COEFICIENTE DE OPERACIÓN (COP)

El COP se define como la relación o cociente entre la potencia o energía que sale de la bomba de calor, y la energía que se le suministra. El cual nos da a conocer la efectividad de desempeño de la misma.

El COP es adimensional, esto quiere decir que durante su cálculo se utilizan las mismas unidades tanto para la energía producida por la bomba y la que se le es suministrada, durante la operación del ciclo. Este se representa de la siguiente manera:

$$COP = \frac{Q_{ab}}{Q_{ge} + Q_{ev}} \quad (1)$$

El COP, representa la eficiencia del sistema, como se indica, es una relación entre la energía de salida y la de entrada. Su valor puede ser mayor a la unidad, esto porque la energía de salida puede ser mayor a la de entrada. En el caso de una bomba de calor el COP, siempre será mayor a la unidad (Cengel y Boles, 2011).

### 2.6. FLUIDO DE TRABAJO

En general existen dos mezclas de refrigerante/absorbente más utilizadas en las máquinas de absorción que son  $NH_3/H_2O$  y  $H_2O/BrLi$ , Reportadas en la literatura. El primero es conveniente para procesos de refrigeración y el segundo es utilizado para bombas de calor por lo general (Fernández, F., 2011).

En este caso para la realización del proyecto en el CIICAp se empleó únicamente agua, la cual fue considerada más factible, debido al alcance del presente trabajo y algunas ventajas, las cuales se mencionan a continuación:

- La utilización de agua como refrigerante es favorable debido a su elevado calor latente de vaporización.
- Las propiedades de transporte, como capacidad calorífica a presión constante alta ( $C_p$ ), viscosidad baja ( $\mu$ ) y buena conductividad térmica ( $k$ ). Favorecen la transferencia de calor.
- No es tóxica ni inflamable.
- No es necesario hacer realizar una rectificación del vapor a la salida del generador, ya que en la separación se genera una corriente pura de vapor de agua.
- Tiene un coeficiente de operación aceptable.

## **2.7. INTERCAMBIADORES DE CALOR**

Los intercambiadores de calor son dispositivos que proporcionan la transferencia de energía térmica entre dos o más fluidos que presentan gradientes de temperaturas. Es sabido que el calor fluye de una temperatura más alta a una más baja, es por esto que existe transferencia de calor. Estos son implementados en diferentes aplicaciones, como producción de energía, procesos, industrias químicas y alimentarias, recuperación de calor residual, industria manufacturera, refrigeración. (Sadik 2012).

Los intercambiadores de calor pueden clasificarse de acuerdo al tipo o forma de construcción, los cuales se mencionan en los siguientes puntos.

### **2.7.1. INTERCAMBIADOR DE DOBLE TUBO**

Este es uno de los diseños más simples y consiste básicamente de dos tubos concéntricos, en donde una corriente circula por dentro del tubo interior, mientras que la otra circula por el ánulo formado entre los tubos.

La tubería interior se conecta mediante una conexión en "U" que generalmente se encuentra expuesta al ambiente y que no proporciona superficie efectiva de transferencia de calor.

Estos equipos son sumamente útiles, ya que pueden ser fabricados en cualquier taller de plomería, obteniendo así superficies de transferencia de calor a un costo bajo.

Unas de las desventajas que se presentan en el uso de este intercambiador radican en la pequeña superficie de transferencia de calor que proporciona, por lo que si se emplea en procesos industriales, se requiere un gran número de estos conectados en serie, lo que necesariamente involucra a una gran cantidad de espacio físico en la planta, y la otra es que si son empleados en longitudes mayores a 20 pies, el tubo interior tiende a pandear, lo que origina una mala distribución de flujo en el ánulo (Holman, J., 1998)

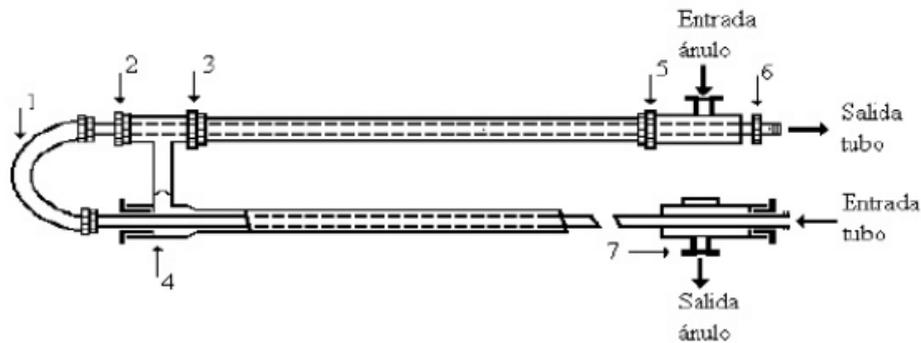


Fig. 2.6. Intercambiador de calor de doble tubo. [Kakac 2002]

## 2.7.2. INTERCAMBIADORES DE TUBO Y CARCASA

De los diferentes tipos de intercambiadores, este tipo de intercambiador, es uno de los más utilizados en las refinerías y plantas químicas, esto debido por:

- Proporciona flujos de calor elevados en relación con su peso y volumen.
- Es relativamente fácil de construir en una gran variedad de tamaños.
- Es bastante fácil de limpiar y de reparar.
- Es versátil y puede ser diseñado para cumplir prácticamente con cualquier aplicación.

Este tipo de equipo consiste en una carcasa cilíndrica que contiene un arreglo de tubos paralelo al eje longitudinal de la carcasa. Los tubos pueden o no tener aletas y están sujetos en cada extremo por láminas perforadas. Estos atraviesan a su vez a una serie de láminas denominadas deflectores que, al ser distribuidas a lo largo de toda la carcasa, sirven para soportar los tubos y dirigir el flujo que circula por la misma, de tal forma que la dirección del fluido sea siempre perpendicular a los tubos (Holman, J., 1998).

El fluido que va por dentro de los tubos es dirigido por unos conductos especiales conocidos como cabezales o canales.

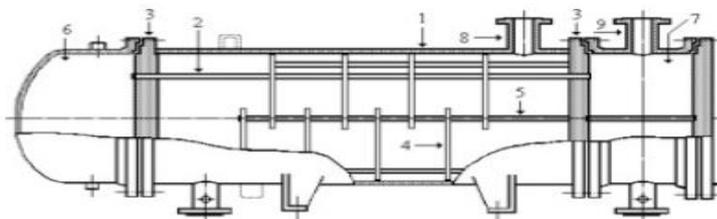


Fig. 2.7. Intercambiador de tubo y carcasa. [Kakac 2002]

### 2.7.3. INTERCAMBIADORES HELICOIDALES

Su diseño consiste en un par de láminas de metal enrolladas alrededor de un eje formando pasajes paralelos en espiral, entre los cuales fluye cada sustancia.

Los canales que se forman en la espiral se encuentran cerrados en los extremos para que los fluidos no se mezclen. El flujo continuamente entre curvas induce turbulencia en los fluidos, lo cual mejora la transferencia de calor y reduce el ensuciamiento.

Estos equipos son muy utilizados en el manejo de fluidos viscosos, lodos y líquidos con sólidos en suspensión, así como también en operaciones de condensación y vaporización. Pocas veces se requiere de aislantes, ya que son diseñados de tal manera que el refrigerante pase por el canal externo (Holman, J., 1998)

Entre sus características más resultantes se pueden mencionar que se emplean con flujo en contracorriente puro, no presentan problemas de expansión diferencial, son compactos y pueden emplearse para intercambiar calor entre dos o más fluidos a la vez.

En general los intercambiadores helicoidales ofrecen gran versatilidad en sus arreglos; siendo posibles variar anchos, largos, espesores, materiales. De esta manera se logra que este tipo de equipos requiera 60% menos volumen y 70% menos peso que las unidades de tubo y carcasa comparables en la cantidad de calor transferido.

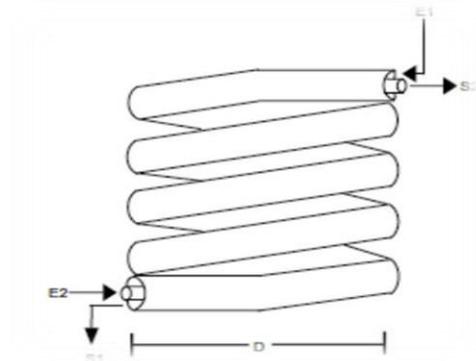


Fig. 2.8. Intercambiador helicoidal. [Kakac 2002]

En el presente trabajo, se utilizan los datos proporcionados de un evaporador helicoidal de doble tubo. Instalado en el LITA. En el cual circula por el tubo interno circula agua a una temperatura menor que el agua que circula por el espacio anular

## 2.8. NÚMEROS ADIMENSIONALES

Los números adimensionales fundamentales en el tema de los intercambiadores de calor son (Perry, 1999):

- **Número de Prandtl (Pr):** Es el número adimensional que lleva el nombre en honor al ingeniero y físico alemán Ludwig Prandtl, el cual es el cociente de multiplicar el calor específico a presión constante por la viscosidad, entre la conductividad térmica de un fluido, y se expresa de la siguiente manera:

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{k} \quad (2)$$

Donde;

$c_p$  = *Capacidad calorífica a presión constante en  $J/Kg^\circ K$*

$\mu$  = *viscosidad  $Kg/m s$*

$k$  = *conductividad térmica  $W/m^\circ K$*

Este número representa la relación entre la difusión de movimiento y la difusión de calor.

- **Número de Reynolds (Re):** Este número fue nombrado por Osborne Reynolds quien hizo conocido su uso en 1883, se puede definir como la relación entre las fuerzas inerciales, y las fuerzas viscosas de un fluido. Nos ayuda para definir el comportamiento que tiene el fluido de trabajo, basándose en estos rangos:

Para flujo de fluidos en tuberías el número de Reynolds se obtiene según lo siguiente:

$$Re = \frac{Dv\rho}{\mu} \quad (3)$$

Donde:

$D$  = *diámetro de la tubería en metros*

$v$  = *velocidad del fluido en m/s*

$\rho$  = *densidad del fluido en  $Kg/m^3$*

$\mu$  = *viscosidad del fluido en  $Kg/m s$*

$Re \leq a 2100$ ; se considera como flujo laminar.  
 $2100 \leq Re \leq 4000$ ; se considera como régimen de transición.  
 $Re \geq a 4000$ ; se considera como flujo turbulento.  
**Tomado de Crane (2018)**

- **Numero de Nusselt (Nu):** Se llama así en honor a Wilhelm Nusselt, este representa la relación que existe entre el calor transferido por convección a través del fluido y el que se transferiría si ocurriera solo por conducción, se calcula de la siguiente manera.

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad (4)$$

Donde:

$h =$  *Coefficiente de transferencia de calor*  $\frac{W}{m^2 \cdot K}$

$D =$  *Diámetro de la tubería en metros*

$k =$  *Conductividad térmica en*  $\frac{W}{m \cdot K}$

## 2.9. TRANSFERENCIA DE CALOR Y MÉTODO DE WILSON PLOT

Para empezar con el estudio, revisemos un poco sobre el proceso de transferencia de calor en el evaporador.

El cambiador de calor helicoidal, es un equipo que consiste de dos tubos concéntricos en forma helicoidal, por dónde en el tubo interior circula un fluido a una  $t_1$  (menor) y en el tubo externo otro fluido a  $T_2$  (mayor), los fluidos pueden ser los mismos o diferentes, como agua, vapor u otras soluciones. Para estudiar el calor transferido, se debe de analizar la transferencia de calor del fluido de mayor temperatura al fluido de menor temperatura. Sin embargo, existen resistencias a la transferencia de calor, por los fluidos y la pared del tubo. Esto lo podemos observar en la siguiente figura:

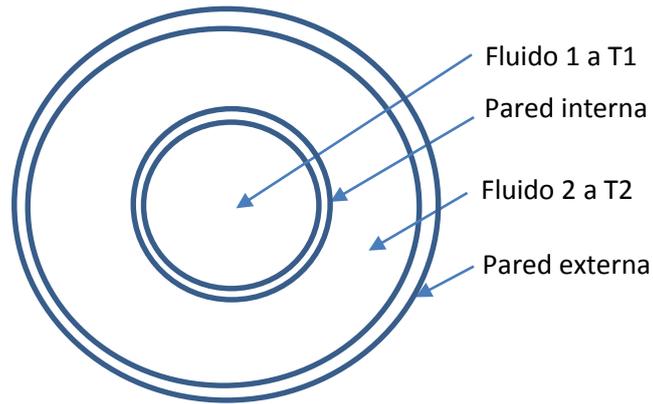


Fig. 2.9. Diagrama para ejemplificar las resistencias a la transferencia de calor

La transferencia de calor se da del fluido 1 al fluido 2. Así, si hacemos un acercamiento en la pared del tubo interno, tenemos:

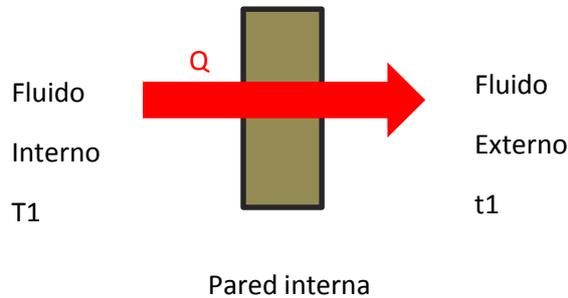


Fig. 2.10. Transferencia de calor en la pared del tubo interno

Entre el fluido interno y el fluido externo se presenta la transferencia de calor por convección en el tubo interno, conducción y nuevamente convección.

La convección se expresa de acuerdo a la ley de enfriamiento de Newton (Kern 1999):

$$Q = hA\Delta T \quad (5)$$

Donde:

$h$  = coeficiente de transferencia de calor en  $W/m^2\text{°K}$

$A$  = área de transferencia en  $m^2$

$\Delta T$  = Diferencia de temperaturas en  $\text{°K}$

Para el caso del fluido interno denominaremos al coeficiente de transferencia de calor  $h_1$  y al del interno  $h_2$

En el caso de la pared interna, se presenta la transferencia de calor por otro mecanismo, por conducción. El modelo aplicable a la conducción es el de Fourier (Holman 1998):

$$Q = -kA \frac{dT}{dx} \quad (6)$$

Para la transferencia de calor global, se involucran las resistencias a la transferencia de calor, en un coeficiente global de transferencia "U":

$$Q = UA\Delta T \quad (7)$$

Veamos de donde se obtiene este coeficiente global de transferencia de calor. Como se mencionó, la transferencia de calor presenta una serie de resistencias, las cuales análogamente a las resistencias en serie eléctricas:

$$R_T = R_1 + R_2 + \dots + R_n \quad (8)$$

En este caso tenemos la primer resistencia en el fluido interno:  $\frac{1}{h_1 A_1}$  (9)

Para la pared interna:  $R_w = \frac{\ln r_2 / r_1}{2\pi k}$  (10)

Para el fluido externo:  $\frac{1}{h_2 A_2}$  (11)

$A_1$  y  $A_2$  son las áreas internas y externas correspondientemente

Tenemos:

$$Q = U_o A_o \Delta T \quad (12)$$

$$\frac{1}{U_o A_o} = \frac{\Delta T}{Q} = \frac{1}{h_1 A_1} + R_W + \frac{1}{h_2 A_2} \quad (13)$$

Observando esto, contamos con todas las variables, inclusive k, la conductividad térmica, la cual es propia del material del tubo. Así notamos que lo más difícil de determinar son los coeficientes de transferencia de calor. Para esto, se hace con el número de Nusselt, un número adimensional, ya mencionado, el cual relaciona la transferencia de calor por convección y la conducción:

$$\frac{q_{conv}}{q_{cond}} = \frac{h\Delta T}{k\Delta T/D} = \frac{hD}{k} \quad (14)$$

Para calcular el Nusselt se ocupan correlaciones, de este número adimensional en función de otros, como el Reynolds y el Prandtl:

$$Nu = aRe^\alpha Pr^\beta \quad (15)$$

Estas correlaciones son propias para cada sistema, no hay una correlación universal.

Teniendo el Re y Pr, puede determinarse el Nu y finalmente los coeficientes de transferencia de calor y el coeficiente global "U". Holman (1998)

Para determinar la correlación del Nu a utilizar, esta debe de obtenerse a partir de datos experimentales lo cual será unos de los objetivos del presente trabajo de tesis.

Este método lo propuso Wilson en el año de 1915, para evaluar u obtener los coeficientes de transferencia de calor en los condensadores, es aplicable cuando no se tiene datos de temperatura de superficie.

El método Wilson Plot resulta una herramienta útil, y práctica para el cálculo se coeficientes de transferencia de calor debido a las geometrías complejas y dificultad de medición o determinación de temperaturas de superficie de los intercambiadores de calor.

El método se basa en la separación de resistencias térmicas que influyen en el proceso de transferencia de calor, como se mencionó, englobándolas en una resistencia general " $R_{OV}$ ". Esta resistencia global, es entonces la suma de las resistencias: " $R_1$ " "convectiva del lado interno, " $R_W$ " por la pared del tubo, " $R_2$ " convectiva del lado externo del tubo. Así:

$$R_{OV} = R_1 + R_W + R_2 \quad (16)$$

Lo cual puede expresarse de acuerdo a los conceptos teóricos presentados previamente de transferencia de calor:

$$R_{OV} = \frac{1}{U_o A_o} = \frac{1}{h_1 A_1} + R_W + \frac{1}{h_2 A_2} \quad (17)$$

Esta ecuación de las resistencias a la transferencia de calor, hay que tenerla presente en las siguientes secciones, ya que es de suma importancia (Flores, O. et al, 2013)

La contribución importante del método consiste en hacer parte de la ecuación constante. Esto es, debido a que  $R_W$ , es constante, es posible determinar alguno de los coeficientes interno o externo  $h_1$  ó  $h_2$ , manteniendo alguno de ellos constante. En esta ocasión el coeficiente  $h_1$ , se determina mediante lo que establece Rose (2004) y Cengel (2011).

$$h = \frac{q_{eb}}{\Delta T} \quad (18)$$

Una vez determinado el calor transferido de ebullición, " $q_{eb}$ " en Watt,  $\Delta T$ , la diferencia de temperatura entre la superficie y la de saturación. En la sección de metodología de cálculo, se explica con más detalle.

Una vez determinado este coeficiente y con el área superficial del tubo interno (ver en la sección de metodología de cálculo, dimensiones geométricas), se tiene el primer término de la ecuación. La resistencia debida a la pared del tubo, es conductiva y se mantiene constante. Así entonces el término  $\frac{1}{h_1 A_1}$  y  $R_W$ , son constantes.

La transferencia del calor total, puede determinarse. En este sistema el calor que se está transfiriendo de un fluido caliente a uno frío, causa una evaporación. Por lo cual el calor utilizado en la evaporación es el mismo que el transferido. Así:

El calor por evaporación:

$$Q = \dot{m} \Delta H \quad (19)$$

El calor transferido, ecuación (12)

$$Q = U_o A_o \Delta T$$

Con lo que se determina  $U_o A_o$ . Con todo lo anterior obtenido anteriormente y el área externa superficial  $A_2$ , es posible determinar  $h_2$ . Lo cual podría realizarse con algún método gráfico, de acuerdo al Wilson Plot tradicional (Fernández, J., 2007). Cabe mencionar que el área que se considera para el coeficiente global es la misma que el área externa,  $A_2 = A_o$ .

El hacer esto para diferentes condiciones podría resultar poco práctico. Por lo que una segunda aportación que realiza el Wilson Plot, conocido como Wilson Plot modificado, es obtener una correlación. Esto es, una correlación de números adimensionales como lo sería el número de Nusselt (Nu), en función de los números de Reynolds (Re) y Prandtl (Pr) para el sistema en cuestión, el evaporador y las condiciones de operación. Tanto para la parte interna, como la externa del tubo, donde se está presentando la transferencia de calor.

Finalmente, se procede a calcular el calor con las correlaciones obtenidas. Un proceso inverso al realizado para la obtención de  $h_1$  y  $h_2$ . Se calculan estos coeficientes con las correlaciones obtenidas, la resistencia general a la transferencia de calor y finalmente el calor transferido. Se compara el calor experimental con el simulado, si el coeficiente de correlación es superior a 0.8 se considera una buena correlación, que puede caracterizar el sistema. Sin la necesidad de estar corriendo diferentes pruebas.

### **3. OBJETIVOS**

#### **3.1 OBJETIVO GENERAL**

Evaluar los coeficientes de transferencia de calor de un evaporador helicoidal por el método de Wilson - Plot y compararlos con datos experimentales.

#### **3.2 OBJETIVOS PARTICULARES**

- Desarrollar una metodología, que permita calcular los coeficientes de transferencia de calor a partir de datos experimentales y el método de Wilson – Plot.
- Obtener una correlación de los números adimensionales Nusselt como función del Reynolds y el Prandtl, para el sistema de estudio.
- Calcular los coeficientes de transferencia de calor mediante el modelo matemático obtenido
- Comparar la potencia o flujo de calor experimental con respecto a la simulada para validación del modelo.

## 4. JUSTIFICACIÓN

Como se menciona anteriormente, los tópicos relacionados con Energía, en todos sus aspectos son de suma importancia. Esto tanto por los costos de producción, optimización y eficiencia, así como las cuestiones ambientales. Es por eso, que el presente trabajo aborda el tema de un procedimiento y obtención de modelo matemático para el cálculo de coeficientes de transferencia de calor en un evaporador, que forma parte de un transformador térmico.

Los transformadores térmicos, son equipos que sirven para reutilizar energía de desecho, proveniente de otros procesos e intercambiadores de calor. Utilizan esta energía de desecho provenientes de fuentes de temperatura bajas y mediante este equipo o bombas de calor, se incrementa la temperatura y vuelve a ser energía aprovechable.

Uno de los elementos de este transformador térmico claves, es el evaporador, un intercambiador de calor donde se presenta un cambio de fase de líquido a vapor, mediante la transferencia de calor de un fluido caliente a un fluido frío. Los datos utilizados en el presente trabajo, fueron obtenidos de un evaporador de tipo helicoidal de doble tubo de un transformador térmico, ubicado en el LITA del CIICAp de la UAEM.

La importancia del presente trabajo, radica en que la mayor complejidad que se presenta en un intercambiador de calor, es, el cálculo de coeficientes de transferencia de calor. Por lo que se propone, un método sencillo, el de Wilson - Plot y los números adimensionales Reynolds, Prandtl y Nusselt. Facilitando el procedimiento de cálculo y caracterización del equipo.

Se hace notar que no se realizó trabajo experimental. Sólo se tomaron datos experimentales del evaporador y se utilizaron en los cálculos y modelado. Utilizando como fluido de trabajo, agua, en ambas partes interna y externa.

## 5. METODOLOGÍA DE CÁLCULO

En esta sección, se describe paso a paso la metodología de cálculo que se planteó y siguió, para la determinación teórica de los coeficientes de transferencia de calor, a partir de datos experimentales obtenidos previamente. Los datos empleados son de flujos y temperaturas de los fluidos del tubo interno y externo del evaporador helicoidal de doble tubo.

Se debe hacer énfasis que los modelos planteados, están fundamentados en bases teóricas sólidas. Lo que se demuestra en cada paso de la metodología, que se presenta a continuación:

### 5.1. DETERMINACIÓN DE LA ZONA DE FLUJO DE CALOR

Para comenzar con nuestro estudio del evaporador, debe de determinarse la zona de ebullición de acuerdo a Cengel (2011). El flujo de calor por ebullición está dado por:

$$\dot{q}_{ebullición} = h(T_S - T_{Sat}) = h\Delta T_{exceso} \quad (21)$$

Donde  $h$  es el coeficiente de transferencia de calor convectivo en  $W/m^2 \text{ } ^\circ K$ .  $T_S$  es la temperatura en la superficie y  $T_{Sat}$  la temperatura de saturación en  $^\circ K$ . El  $\Delta T_{exceso}$ , la temperatura en exceso, la cual representa el exceso de la temperatura superficial por arriba de la de saturación del fluido.

Para el cálculo del  $q_{eb}$ , inicialmente debe determinarse la zona de flujo de calor. Puesto que según Cengel (2011), para cada régimen de ebullición, deben de usarse distintos modelos. La zona de flujo es determinada por la temperatura en exceso según Cengel (2011).

De estudios previos del grupo de investigación. Lo más probable es que el tipo de ebullición presentada en el evaporador sea nucleada.

Para determinar el flujo de calor por ebullición nucleada, se tiene el siguiente modelo propuesto por Rohsenow en 1952.

$$\dot{q}_{nucleada} = \mu_l h_{fg} \left[ \frac{g(\rho_L - \rho_v)}{\sigma} \right]^{1/2} \left[ \frac{C_p(T_S - T_{Sat})}{C_{sf} h_{fg} Pr_l^n} \right]^3 \quad (22)$$

Donde

$\dot{q}_{nucleada}$  = *flujo de calor en la ebullición nucleada,  $W/m^2$*

$\mu_l$  = *viscosidad del líquido,  $kg/m \text{ } s$*

$h_{fg}$  = *entalpía de vaporización,  $J/kg$*

$g$  = *aceleración gravitacional  $m/s^2$*

$\rho_l = \text{densidad del líquido, kg/m}^3$

$\rho_v = \text{densidad del vapor, kg/m}^3$

$\sigma = \text{tensión superficial de la interfase líquido – vapor, N/m}$

$C_{pl} = \text{calor específico del líquido, J/kg } ^\circ\text{C}$

$T_s = \text{temperatura superficial del calentador, } ^\circ\text{C}$

$T_{sat} = \text{temperatura de saturación del fluido, } ^\circ\text{C}$

$C_{sf} = \text{constante experimental dependiente de la combinación superficie – líquido}$

$Pr_l = \text{Número de Prandtl del líquido}$

$n = \text{constante experimental que depende del fluido}$

## 5.2. DETERMINACIÓN DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR DEL TUBO INTERNO $h_i$

Una vez determinado el flujo de calor de ebullición, tenemos de (1):

$$\dot{q}_{\text{ebullición}} = h_i(T_s - T_{sat}) = h\Delta T_{\text{exceso}} \quad (23)$$

Por lo que:

$$h_1 = \frac{\dot{q}_{eb}}{\Delta T_{\text{exceso}}} \quad (24)$$

Con esto se determina  $h_1$ , el coeficiente de transferencia de calor del lado interno. (Cengel, 2011)

### 5.3. DIMENSIONES GEOMÉTRICAS

Se prosigue con la determinación de las áreas, de acuerdo con lo mostrado por Flores (2011) para el arreglo de los tubos concéntricos.

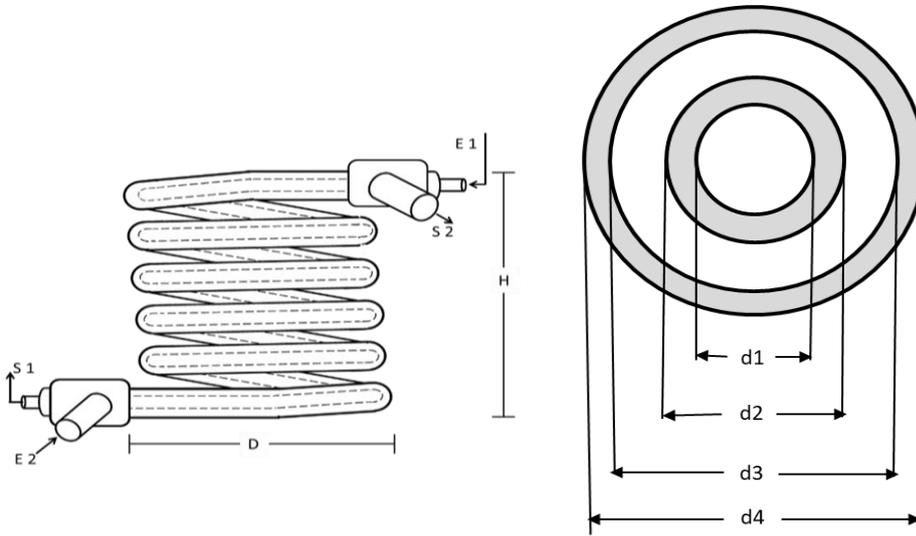


Fig. 5.1 Dimensiones geométricas del evaporador (vista lateral y corte frontal)

	Tubo interno (mm)	Tubo externo (mm)
Diámetro externo	9.52	19.05
Diámetro interno	6.22	15.75
Diámetro helicoidal	240	240
Vueltas	4	4
Longitud	3500	3500
Altura	300	300

Para el cálculo de las áreas consideramos los diámetros de la siguiente forma.

Para el tubo interno, el área superficial:

$$A_1 = \pi d_1 L = 0.058 m^2 \quad (25)$$

Para el tubo externo debemos de calcular un diámetro equivalente, puesto que es una zona anular de flujo. Este diámetro equivalente se determina de acuerdo a Kern (1999).

A su vez, el diámetro equivalente, se utiliza para calcular el área superficial del tubo externo.

$$d_{eq} = \frac{d_3^2 - d_2^2}{d_2} = 0.0165m \quad (26)$$

$$A_2 = A_o = \pi d_{eq} L = 0.155m^2 \quad (27)$$

#### 5.4 DETERMINACIÓN DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR DEL TUBO EXTERNO $h_2$

Para la determinación de este coeficiente de transferencia de calor, se debe de considerar un coeficiente global de transferencia de calor multiplicado por su área, para un manejo más sencillo de la transferencia de calor,  $U_o A_o$ . Este coeficiente global de transferencia de calor, es la suma de las resistencias correspondientes, convección interna en el tubo, conductividad en la pared del tubo, como la convección externa en el tubo, como se mostró en la ecuación (13). Así:

$$\frac{1}{U_o A_o} = \frac{1}{h_1 A_1} + R_W + \frac{1}{h_2 A_2}$$

El término  $\frac{1}{h_i A_i}$  se determina previamente

El término  $R_W$ , relacionado con la resistencia de la pared del tubo, se determina a partir de la ecuación (10), presentada en la sección 2.

$$R_W = \frac{\ln R_2 / R_1}{2\pi k L}$$

Donde:

$R_2$  En el radio del tubo por la parte externa asociado a  $d_2$  en m

$R_1$  Es el radio del tubo por la parte interna asociado a  $d_1$  en m

$k$  Es la conductividad térmica de la pared del tubo a la temperatura interna en W/m °K

$L$  Es la longitud del tubo del evaporador en m

El término de  $U_oA_o$ , se determina a partir de la transferencia de calor total, mostrada en la siguiente ecuación:

$$Q = U_oA_oLMTD \quad (28)$$

Donde  $Q$  es el calor latente transferido por la evaporación, ecuación (19):

$$Q = \dot{m}\Delta H = H_1 - H_2$$

Donde  $H_1$  y  $H_2$  son las entalpías del fluido caliente que circula por el tubo externo a la entrada y salida respectivamente, y  $\dot{m}$  el flujo másico de valor constante.

Este calor de la evaporación es el transferido y de aquí se obtiene el término  $U_oA_o$ .

El término LMTD, se refiere a una diferencia media logarítmica de las temperaturas de entrada y salida en ambos tubos. Para manejar una media por el cambio de temperatura en ambas corrientes. Observemos la siguiente figura que ilustra las temperaturas en el evaporador:

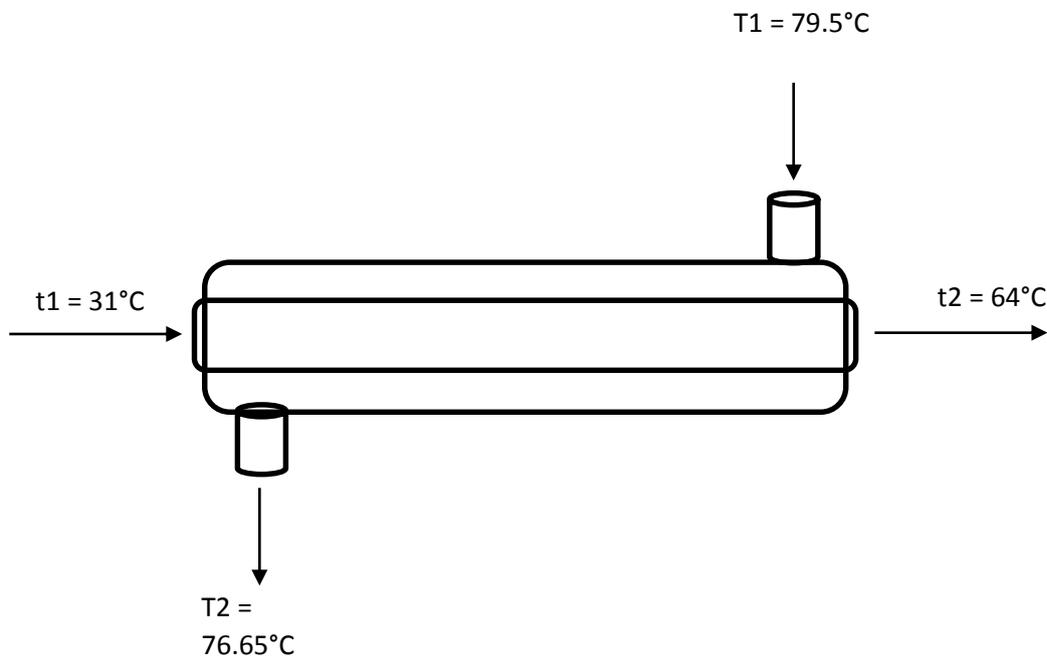


Fig. 5.2. Representación de temperaturas y sentido de flujos en el evaporador

Nota: Las temperaturas mostradas sólo son representativas del rango de los datos utilizados

Con esto el LMTD, se calcula de la siguiente manera:

$$LMTD = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}} \quad (29)$$

Donde:

$T_1$  = Temperatura de entrada del fluido externo °C

$T_2$  = Temperatura de salida del fluido externo °C

$t_1$  = Temperatura de entrada del fluido interno °C

$t_2$  = Temperatura de salida del fluido interno °C

Una vez calculada la LMTD y el calor cedido, se determina UoAo. Para que junto con las áreas y  $R_w$ , se pueda determinar  $h_2$ , de acuerdo a la ecuación (7). Según lo establecido por el método de Wilson Plot (Fernández-Seara, J. et al; 2007).

Para proceder con el cálculo, determinamos la conductividad térmica del lado externo del tubo, por tener una temperatura mayor. Esta temperatura está comprendida en unos 78 °C promedio.

## 5.5 DETERMINACIÓN DE LOS NÚMEROS ADIMENSIONALES $Re$ , $Pr$ y $Nu$

Con los datos obtenidos se calculan los números adimensionales de Reynolds, Prandtl y Nusselt, del lado externo del tubo, como se indica en la sección (2.8). Considerando que el flujo que se presenta en esta zona es anular. La zona comprendida entre los diámetros  $d_2$  y  $d_3$ , como se observa en la sección 5.3. Estos números adimensionales, como se menciona en secciones anteriores son de suma importancia por ser los representativos de la transferencia de calor. Por métodos descritos en (Kern, Para el tubo interno se realiza el mismo procedimiento descrito en la sección (2.8). Sólo considerando el diámetro interno  $d_1$ .

## 5.6 DETERMINACIÓN DE LAS CORRELACIONES DEL NÚMERO DE NUSSOLT EN FUNCIÓN DE LOS NÚMEROS DE REYNOLDS Y PRANDTL.

Cómo se ha mencionado previamente, el método de Wilson Plot, resulta de gran utilidad para determinar los coeficientes de transferencia de calor. A su vez se determinaron los números adicionales de Nusselt, Reynolds y Prandtl, de acuerdo al método de Wilson Plot modificado.

Esto, con la finalidad de determinar correlaciones para el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor tanto para el interior y exterior del tubo del evaporador. La determinación y aplicación de correlaciones de números adimensionales es un método muy práctico. Debido a lo complicado que puede resultar con modelos estructurados el cálculo tanto para coeficientes de transferencia de calor y masa en los equipos de proceso. Se debe mencionar que el uso de correlaciones también tiene sus limitaciones, son modelos matemáticos de un sistema en particular, es decir no son modelos generales o universales como pueden resultar modelos teóricamente estructurados (Rose, J. 2004).

En el método de Wilson Plot modificado, se propone utilizar los números adimensionales para obtener una correlación que facilite el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor (Fernández-Seara, J. et al; 2007). Esto con la finalidad de caracterizar nuestro equipo. Debe obtenerse una correlación tanto para el tubo interno, como para el externo. Finalmente, estas correlaciones deben de validarse mediante la comparación del calor transferido determinado con los datos experimentales, como fue realizado en un principio y el calor calculado con los valores obtenidos con estas correlaciones.

Lo que se propone en el Wilson Plot modificado es una correlación como la presentada en la ecuación **(15)**:

$$Nu = \alpha Re^a Pr^b$$

Es decir que el número de Nusselt es una función de tipo exponencial de los números de Reynolds y Prandtl.

Esta función puede obtenerse directamente utilizando Matlab o puede realizarse una regresión multilineal de la función, por mínimos cuadrados en Excel o cualquier otra hoja de cálculo. Con la condicionalidad del coeficiente de correlación, el cual debe ser lo más cercano a 1. En cuestiones de modelos matemáticos un coeficiente de correlación debe ser mayor a 0.8.

## 5.7 DETERMINACIÓN DE $Q_{EXP}$ Y $Q_{SIM}$

Una vez validadas las correlaciones, se procede a la comparación del calor transferido experimental y el calor transferido simulado.

El calor experimental, se determina como se menciona previamente

Para la determinación del calor transferido simulado, el procedimiento a seguir es de cierta forma inverso del calor experimental. El procedimiento es el siguiente:

1. A partir de los números de Reynolds y Prandtl internos y externos, con las correlaciones obtenidas se obtiene el número de Nusselt, y así determinar los coeficientes de transferencia de calor correspondientes.
2. Con los coeficientes obtenidos, las áreas y la resistencia debida a la pared  $R_W$ , se obtiene  $U_o A_o$ .
3. Con la ecuación **(28)**  $Q = U_o A_o \Delta T_{MLTD}$ , el cual corresponde al calor transferido simulado.
4. La comparación de los dos cargas térmicas,  $Q_{EXP}$  y  $Q_{SIM}$ . Se realiza mediante un método gráfico, realizando una gráfica la primera vs la segunda. Se efectúa una regresión lineal, si el coeficiente de correlación obtenido es mayor a 0.8, el modelo y el procedimiento se considera válido y es el fin del proceso de cálculo.

## 6. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

En esta sección, se presentan los resultados del presente trabajo. Se muestran los cálculos de algunas corridas, para ilustrar la metodología seguida. Toda la información generada acerca de los resultados, puede ser consultada en la sección de anexos.

Como ya se explicó en secciones anteriores, se utilizaron datos experimentales, obtenidos previamente de un evaporador helicoidal de doble tubo, ubicado en el Laboratorio de Ingeniería Térmica Aplicada (LITA) ubicado en el CIICAp de la UAEM, en el campus Chamilpa en Cuernavaca Morelos. Los datos proporcionados fueron los flujos másicos y, temperaturas de entrada y salida tanto del tubo interno, como del externo del evaporador. Los cuales se muestran a continuación:

Tabla 2. Datos experimentales del evaporador

No	Tubo Interno				Tubo externo			
	Flujo masico	Presion	Temperatura entrada	Temperatura a salida	Flujo masico	Presion	Temperatura entrada	Temperatura salida
	[kg/s]	Bar	[°C]	[°C]	[kg/s]	Bar	[°C]	[°C]
1	0.0002217	0.2154	31.015	64.431	0.052	0.8161197	79.515	76.534
2	0.0002197	0.21499	31.018	64.408	0.052	0.8161197	79.512	76.558
3	0.0002208	0.21582	31.002	64.42	0.052	0.8161197	79.527	76.558
4	0.0002162	0.21428	31.03	64.437	0.052	0.8161197	79.532	76.624
5	0.0002163	0.21554	31.041	64.42	0.052	0.8161197	79.545	76.637
6	0.0002167	0.21463	31.052	64.425	0.052	0.8161197	79.552	76.638
7	0.0002179	0.2175	31.055	64.445	0.052	0.8161197	79.555	76.627
8	0.0002179	0.21601	31.036	64.437	0.052	0.8161197	79.558	76.629
9	0.0002183	0.21765	31.052	64.437	0.052	0.8161197	79.558	76.624
10	0.0002236	0.21901	31.03	64.434	0.052	0.8161197	79.532	76.528
11	0.000219	0.21725	31.042	64.437	0.052	0.8161197	79.538	76.595
12	0.000218	0.21772	31.046	64.407	0.052	0.8161197	79.535	76.606
13	0.0002174	0.21634	31.052	64.422	0.052	0.8161197	79.538	76.615
14	0.0002206	0.21767	31.052	64.428	0.052	0.8161197	79.532	76.568
15	0.0002209	0.21858	31.055	64.407	0.052	0.8161197	79.535	76.568
16	0.0002217	0.21718	31.039	64.44	0.052	0.8161197	79.543	76.563
17	0.0002175	0.21856	31.071	64.416	0.052	0.8161197	79.52	76.598
18	0.0002225	0.21695	31.052	64.428	0.052	0.8161197	79.535	76.545
19	0.0002145	0.21839	31.112	64.439	0.052	0.8161197	79.552	76.67
20	0.000215	0.21714	31.124	64.457	0.052	0.8161197	79.551	76.661
21	0.0002145	0.21633	31.112	64.439	0.052	0.8161197	79.549	76.666
22	0.0002177	0.21738	31.118	64.424	0.052	0.8161197	79.549	76.623
23	0.0002179	0.21813	31.144	64.421	0.052	0.8161197	79.554	76.626
24	0.0002156	0.21584	31.115	64.394	0.052	0.8161197	79.534	76.635
25	0.0002156	0.21737	31.121	64.379	0.052	0.8161197	79.549	76.652
26	0.0002146	0.21638	31.089	64.403	0.052	0.8161197	79.551	76.666
27	0.0002186	0.21675	31.099	64.397	0.052	0.8161197	79.543	76.605
28	0.00022	0.21728	31.112	64.424	0.052	0.8161197	79.557	76.6
29	0.0002192	0.21669	31.109	64.419	0.052	0.8161197	79.555	76.609
30	0.0002198	0.21673	31.145	64.438	0.052	0.8161197	79.562	76.607
31	0.0002196	0.21574	31.162	64.426	0.052	0.8161197	79.58	76.692
32	0.0002202	0.21673	31.156	64.42	0.052	0.8161197	79.571	76.698
33	0.0002164	0.21599	31.171	64.414	0.052	0.8161197	79.554	76.622

## 6.1. DETERMINACIÓN DE LA ZONA DE FLUJO CALOR

Como se mencionó en la sección 5.1., para empezar con la metodología de cálculo, se requiere determinar la zona de flujo y ponerle el calor de ebullición con la ecuación (21)

$$\dot{q}_{\text{ebullición}} = h(T_s - T_{\text{sat}}) = h\Delta T_{\text{exceso}}$$

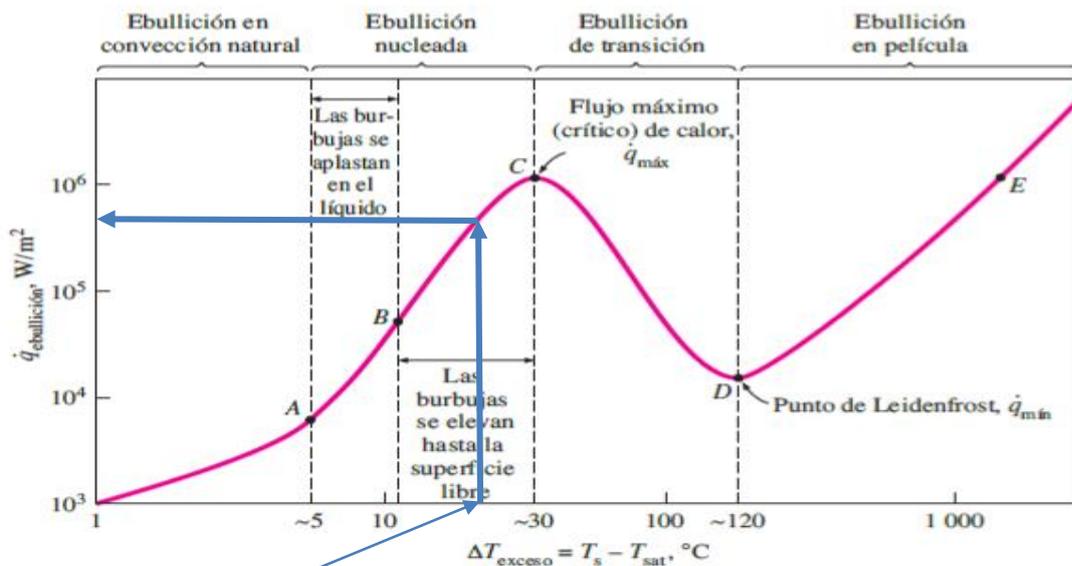
Para esto requerimos de la temperatura de la superficie  $T_s$  (Promedio de temperaturas de la entrada y salida del tubo externo). La temperatura de saturación

$T_s = 78.087 \text{ }^\circ\text{C}$  (promedio de datos proporcionados)

$T_{\text{sat}} = 61.4901 \text{ }^\circ\text{C}$  (a una  $P_{\text{sat}} = 21.457 \text{ KPa}$  del tubo interno).

Con esto, se calcula el  $\Delta T_{\text{exceso}} = (78.087 - 61.4901) = 16.596 \text{ }^\circ\text{C} = 16.596 \text{ }^\circ\text{K}$

Con este valor, y la curva de ebullición de Cengel (2011), determinamos la zona de flujo de calor. Como se menciona en el capítulo 5. Lo cual se muestra a continuación:



$\Delta T_{\text{ex}} \approx 16.6 \text{ }^\circ\text{C}$

Fig. 6.1. Curva típica de ebullición para agua a 1 atm (Cengel 2011)

El modelo propuesto por Rohsenow en 1952, representa gráficamente  $\dot{q}_{ebullición}$  en  $W/m^2$  vs  $\Delta T_{exceso}$  en  $^{\circ}C$ . Para la Temperatura en exceso obtenida alrededor de  $16.6^{\circ}C$ , la zona que corresponde es la ebullición nucleada con un calor de ebullición del orden de  $10^5 W/m^2$ . Obtenido con la ecuación (22)

Los resultados de las demás corridas se muestran en el Anexo 1.

## 6.2. EBULLICIÓN NUCLEADA

La ebullición nucleada según Cengel (2011) es la formación de burbujas en ciertas zonas de calentamiento o núcleos en los niveles bajos de temperatura en exceso. A medida que la temperatura en exceso aumenta estos núcleos aumentan también. Se distinguen dos zonas en la ebullición, una donde las burbujas se encuentran en el líquido, y la otra las burbujas se elevan hasta la superficie libre. Se hace notar que es un sistema de dos fases, líquido – vapor.

Con la ecuación (22), se calculó el calor de ebullición, como se menciona en el apartado de metodología de cálculo.

$$\dot{q}_{nucleada} = \mu_1 h_{fg} \left[ \frac{g(\rho_L - \rho_v)}{\sigma} \right]^{1/2} \left[ \frac{Cp(T_S - T_{Sat})}{C_{sf} h_{fg} Pr_l^n} \right]^3$$

Los valores utilizados de las distintas propiedades fueron obtenidos de Cengel (2011), mencionando que varias de estas propiedades son función de la temperatura, por lo cual presentan ligeros cambios, considerados en toda la serie de cálculos. Se presentan valores promedio. Haciendo la mención que los datos no se encontraban a las temperaturas del evaporador, por lo que se tuvieron que interpolar los datos, así como en los demás cálculos.

$$\mu_1 = 4.56 * 10^{-4} \text{ Kg/m s}$$

$$h_{fg} = 2.35 * 10^6 \text{ KJ/Kg}$$

$$g = 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$\rho_l = 982.3 \text{ Kg/m}^3$$

$$\rho_v = 0.14 \text{ Kg/m}^3$$

$$\sigma = 0.066 \text{ N/m}$$

$$Pr_l = 2.91$$

La temperatura superficial y saturación fueron mencionadas con anterioridad. El valor de la constante superficie – líquido  $C_{sf} = 0.013$  y  $n = 1$ , de acuerdo con Cengel (2011).

Con esto, calculamos el calor de ebullición  $q_{ebullición} = 1.8 \text{ a } 1.9 * 10^5 \text{ W/m}^2$ . Este rango se debe a las variaciones de temperatura que fue mencionada previamente. Así como también se observa lo predicho por el modelo que el calor de ebullición sería menor a  $1 * 10^6 \text{ W/m}^2$

### 6.3. DETERMINACIÓN DE $h_1$ (coeficiente de transferencia de calor del tubo interno)

Con el valor del calor de ebullición calculado de  $1.8 \text{ a } 1.9 * 10^5 \text{ W/m}^2$ , tenemos de (24):

$$h_1 = \frac{q_{eb}}{\Delta T_{ex}} = \frac{1.85 * 10^5 \text{ W/m}^2}{16.6 \text{ }^\circ\text{K}}$$

Con lo cual se obtienen valores de  $1.12 \text{ a } 1.16 * 10^4 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{K}$ , del coeficiente interno de transferencia de calor. El valor de  $1.85 * 10^5 \text{ W/m}^2$  es un promedio de los valores obtenidos del calor de ebullición. Recordando las pequeñas variaciones en la temperatura, lo que nos lleva a variabilidad en las propiedades del sistema y por ende las pequeñas fluctuaciones en los valores del coeficiente interno de transferencia de calor

### 6.4. DETERMINACIÓN DE $h_2$ , (coeficiente de transferencia de calor tubo externo)

Como se menciona en la sección 2 y 5, utilizamos la ecuación (13):

$$\frac{1}{U_o A_o} = \frac{1}{h_i A_i} + R_w + \frac{1}{h_2 A_2}$$

Esta ecuación como se describe en la sección anterior, representa una resistencia global a la transferencia de calor de nuestro sistema. La cual resulta de forma análoga a las resistencias eléctricas en serie, de la suma de las resistencias. Así, las resistencias que se presentan a la transferencia de calor son las del lado interno del tubo, la pared del tubo y el exterior del tubo.

Las resistencias asociadas al interior y exterior del tubo, son de tipo convectivo; mientras que la debida a la pared es conductiva.

La resistencia interna  $\frac{1}{h_1 A_1}$  se determina previamente con el valor de  $h_1$  calculado y el área interna del tubo  $A_1$ , que se muestra en las dimensiones geométricas de la metodología de cálculo.

El término  $R_W$ , relacionado con la resistencia de la pared del tubo, se determina con la ecuación (8) de la sección anterior

$$R_W = \frac{\ln R_2/R_1}{2\pi kL} = \frac{\ln 0.00952/0.00622}{2\pi(16.3)(3)} = 1.38 * 10^{-3} K/W$$

Teniendo en cuenta que  $k$ , la conductividad térmica del tubo de acero inoxidable es de 16.3 W/ m °K y la longitud del tubo es de 3 m.

El término de  $U_o A_o$ , se determina a partir de la transferencia de calor total con la ecuación (28):

$$\frac{1}{U_o A_o} = \frac{LMTD}{Q}$$

El calor que se va a transferir, es el de evaporación, ecuación (19)

$$Q = (0.052 \text{ Kg/s}) \left( 332983.97 \frac{J}{Kg} - 320469.73 \frac{J}{Kg} \right) = 650.74 \frac{J}{s}$$

El flujo másico, como se observa en los datos presentados previamente se mantiene constante, tanto en el tubo interno como en el externo.

Se toma como ejemplo una corrida de los datos. EL valor de este calor, fluctúa entre los 634 a 650 J/s. Debido a que hay una ligera variación de las temperaturas de entrada y salida del tubo externo.

Debido a la diferencia de temperaturas de entrada y salida, en el tubo externo e interno, debe emplearse una media logarítmica entre esas temperaturas, como se describe en la sección anterior.

La temperatura media logarítmica de una corrida se calcula con la ecuación (29):

$$LMTD = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}} = \frac{(79.515 - 64.431)(76.534 - 31.015)}{\ln \frac{(79.515 - 64.431)}{(76.534 - 31.015)}} = 27.55^\circ C$$

Nota: Las temperaturas utilizadas son de una corrida de los datos experimentales.

Como se menciona en la sección anterior, una vez calculada la LMTD y el calor cedido, se determina  $U_o A_o$ . Para que junto con las áreas y  $R_W$ , se pueda determinar  $h_2$ , de acuerdo a la ecuación (7).

Los valores obtenidos del coeficiente de transferencia de calor del lado externo " $h_2$ ", se obtienen en un rango entre 157 a 164  $W/m^2 \cdot ^\circ K$

$A_o$  se considera  $A_2$ , por que la transferencia de calor se presenta del exterior al interior.

Nota: Para esta área  $A_2$ , como se menciona en el apartado de la metodología de cálculo, debe considerarse el diámetro equivalente.

Ver el Anexo 2 para el cálculo de todas las corridas

## 6.5. DETERMINACIÓN DE $Re_2$ , $Pr_2$ y $Nu_2$

Con los datos obtenidos se calculan los números de Reynolds, Prandtl y Nusselt, de carácter adimensional, del lado externo del tubo, como se indica en la sección (2.8). Considerando que el flujo que se presenta en esta zona es anular. Es decir, considerando la zona entre los diámetros  $d_2$  y  $d_3$ . Secc. 5.3. El área de flujo se determina según lo siguiente:

$$\text{Área de flujo} = \pi(d_3^2 - d_2^2) = 2.14 * 10^{-4} m^2$$

A partir de esto se calcula la velocidad  $v = \frac{Q}{A_f}$  **(30)**

Donde  $Q$  es el flujo volumétrico y  $A_f$  el área de flujo, obtenida previamente.

El flujo volumétrico lo obtenemos de acuerdo a lo siguiente:

$$Q = \frac{\dot{M}}{\rho} \quad (31)$$

Donde  $\dot{M}$  = flujo másico en  $\frac{kg}{h}$  y  $\rho$  la densidad promedio de  $972.9 \text{ kg/m}^3$ , la cual puede presentar una pequeña variación por la variación de la temperatura.

Así:

$$v_2 = \frac{\dot{M}}{\rho A} = \frac{0.052 \text{ kg/s}}{\left(972.94 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) (2.14 * 10^{-4} \text{ m}^2)} = 0.2488 \text{ m/s}$$

Para calcular el número de Reynolds " $Re_2$ " del tubo externo, se considera el diámetro equivalente, el cual se muestra el ejemplo de cálculo de una de las corridas de los datos experimentales. La viscosidad de forma similar a la densidad, su valor promedio fue de  $3.64 * 10^{-4} \text{ Kg/m s}$ .

$$Re_2 = \frac{(0.0165 \text{ m})(0.2488 \frac{\text{m}}{\text{s}})(972.94 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3})}{3.64 * 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{m-s}}} = 10996.446$$

Los números de Reynolds se obtuvieron en un rango entre 1.09 y  $1.1 * 10^4$ , nuevamente por las pequeñas variaciones de temperatura.

Para el cálculo del Número de Prandtl del tubo externo  $Pr_2$ :

De forma similar las propiedades fisicoquímicas presentan variaciones por las pequeñas diferencias presentadas en las temperaturas. En este caso en las tres,  $C_p, \mu$  y  $K$ . Así:

$$Pr_2 = \frac{C_p \mu}{K} = \frac{\left(4195.4196 \frac{\text{J}}{\text{Kg}^\circ\text{K}}\right) (3.64 * 10^{-4} \frac{\text{Kg}}{\text{m-s}})}{0.672 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{K}} = 2.27$$

Los valores obtenidos del número de Prandtl, se encuentran en el rango comprendido entre 2.2685 a 2.2705. En este caso de forma similar el Cp promedio fue de 4195.4 J/Kg °K y la conductividad térmica promedio “k” fue de 0.672 W/m<sup>2</sup> °K

Para el cálculo del número de Nusselt del tubo externo  $Nu_2$ :

En este número, el Nusselt, también se presentan pequeñas variaciones por las diferencias en temperaturas. En el coeficiente de transferencia de calor del lado si es más apreciable la variabilidad de los valores obtenidos, puesto que proviene de un proceso de cálculo más elaborado como se aprecia en la sección 6.4.

$$Nu_2 = \frac{(162.541 \text{ W/m}^2\text{°K})(0.0165\text{m})}{0.672 \text{ W/m}^2\text{°K}} = 3.995$$

Los valores obtenidos del número de Nusselt se encuentran comprendidos en un rango de 3.9 a 4.03.

En el Anexo 3, se aprecia con más detalle los valores obtenidos.

## 6.6. DETERMINACIÓN DE $Re_1$ , $Pr_1$ y $Nu_1$

De forma similar, se obtienen los números adimensionales de Reynolds, Prandtl y Nusselt del lado interno del tubo, como se indica en la sección (2.8). En esta parte interna del tubo, sólo se considera el diámetro interno  $d_1$ . De forma similar que, en la sección anterior, en la densidad y viscosidad se presentan pequeñas variaciones. Como es sabido, el número de Reynolds es una función principalmente de la velocidad y en esta, se presentan diferencias importantes.

Número de Reynolds

$$Re_1 = \frac{(6.22 * 10^{-3}\text{m})(7.37 * 10^{-3} \frac{\text{m}}{\text{s}})(989.01 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3})}{5.69 * 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}} = 79.713$$

El rango de valores del número de Reynolds fue entre 78.3 a 80.5, esto debido a la variabilidad antes mencionada

Número de Prandtl

$$Pr_1 = \frac{(4180.54)(5.69 * 10^{-4} \frac{Kg}{m \cdot s})}{0.64 \frac{W}{m \cdot ^\circ K}} = 3.714$$

El rango de valores del número de Prandtl fue entre 3.709 a 3.715, esto por la variabilidad antes mencionada

Número de Nusselt

$$Nu_1 = \frac{(1.15 * 10^4 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K})(6.22 * 10^{-3} m)}{0.64 \frac{W}{m \cdot ^\circ K}} = 1.11 * 10^2$$

Los valores de  $h_1$  presentan una variabilidad importante por el orden de magnitud de  $10^4$ . Estos se presentaron en un rango entre 1.11 a  $1.17 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}$

Los valores obtenidos para el  $Nu_1$  oscilan en un rango entre 1.08 a  $1.13 * 10^2$ , por la misma situación mencionada anteriormente.

Los resultados de todas las corridas se pueden observar en el Anexo 4

## 6.7. DETERMINACIÓN DE LAS CORRELACIONES DEL NÚMERO DE NUSSELT, EN FUNCIÓN DE LOS NÚMEROS DE REYNOLDS Y PRANDTL.

La determinación de las correlaciones para el tubo interno y externo, siguen el siguiente modelo, de acuerdo a lo mostrado en secciones anteriores (15):

$$Nu = \alpha Re^a Pr^b$$

A partir de los valores obtenidos de los números adimensionales de los datos experimentales se determinaron las correlaciones para ambos tubos. En el caso del tubo interno esto fue realizado utilizando directamente el software Matlab y para el tubo externo mediante el uso de regresión lineal múltiple en Excel. Esto se realizó de esta forma, debido a los resultados que se obtuvieron, por los métodos de regresión empleados en cada software difieren.

En Matlab, únicamente se capturan los datos y se obtiene la correlación buscada. Los errores del modelo con respecto al valor experimental de Nusselt tienen un error promedio del 0.787% y un coeficiente de correlación superior a 0.8. La correlación obtenida para el tubo interno es la siguiente:

$$Nu_1 = 17.6 Re^{-0.5525} Pr^{3.241} \quad (32)$$

Por otro lado, para el tubo externo, se realizó con una regresión lineal múltiple. Para poder realizar esto debe de linealizarse la correlación. Esto se realiza aplicando logaritmos, en este caso logaritmo natural, esto es:

$$\ln Nu = \ln[\alpha Re^a Pr^b] \quad (33)$$

$$\ln Nu_2 = \ln \alpha + a \ln Re + b \ln Pr \quad (34)$$

Con los logaritmos de los números adimensionales se realizó la regresión lineal múltiple en Excel, obteniendo la siguiente correlación con un coeficiente de correlación de 0.87 y un error promedio con respecto al valor experimental de 0.47%:

$$\ln Nu_2 = 858.742 - 86.428 \ln Re - 64.774 \ln Pr \quad (35)$$

## 6.8. DETERMINACIÓN DE $Q_{EXP}$ Y $Q_{SIM}$

Una vez determinadas y validadas las correlaciones, se procedió a evaluar y validar toda la metodología de cálculo con la comparación del calor transferido en el equipo ( $Q_{exp}$ ) y el calor calculado o simulado ( $Q_{sim}$ ) con los modelos obtenidos

El calor experimental, se determinó como se menciona previamente en la sección 6.4.

De acuerdo con la metodología de cálculo, los resultados para el calor simulado fueron los siguientes:

1. Se calcularon los números de Nusselt con las correlaciones obtenidas, tanto del tubo interno, como externo y por ende los coeficientes de transferencia de calor de ambos lados. Los valores del Nusselt del tubo interno calculados se encontraron en el rango entre 109 y 112. Mientras que para el lado externo entre 3.8 y 4, como se mostró en la sección anterior. Los coeficientes de transferencia de calor para el tubo interno estuvieron en el rango de 11300 a 11550  $W/m^2 \text{ } ^\circ K$ . Para el tubo externo, los coeficientes de transferencia de calor se encontraron en el rango entre 158 a 163  $W/m^2 \text{ } ^\circ K$ . Estos resultados de los coeficientes de transferencia de calores experimentales, simulados y sus % de diferencia, se muestran en el Anexo 6.
2. Con los coeficientes obtenidos, las áreas y la resistencia debida a la pared  $R_W$ , se determinó  $U_o A_o$ . El valor de  $R_W$  fue obtenido previamente. Es un valor constante, puesto que depende únicamente de la conductividad térmica del material, y las dimensiones geométricas de los tubos. El valor obtenido de  $U_o A_o$  calculado, se encuentra en el rango de 22.6 @ 23.6  $J/s \text{ } ^\circ K$ .
3. Teniendo el coeficiente global de transferencia de calor, el  $\Delta T_{MLTD}$  para todas las corridas, determinado previamente. Con la ecuación (28)  $Q = U_o A_o \Delta T_{MLTD}$ , fue determinado el  $Q_{sim}$ , en un rango entre 624 a 651  $J/s$ , muy similar a los valores experimentales.
4. Se realizó la comparación de los dos cargas térmicas,  $Q_{EXP}$  y  $Q_{SIM}$ . Obteniéndose un gráfico con un coeficiente de correlación de 0.8034. Lo cual representa que el modelo obtenido es confiable para el propósito del presente trabajo.

Todo lo que se menciona anteriormente, se puede ver reflejado en el gráfico que se muestra a continuación, Fig. 6.2:

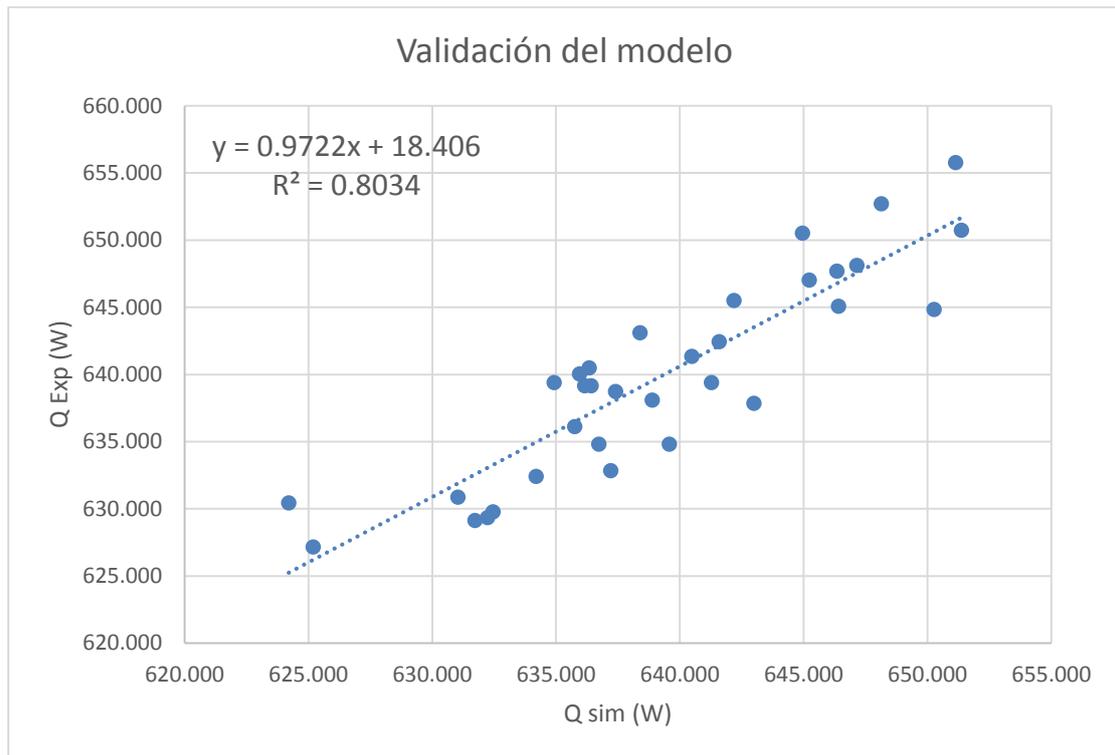


Fig. 6.2. Comparación de las cargas térmicas, experimental ( $Q_{EXP}$ ) vs la simulada con los modelos obtenidos ( $Q_{SIM}$ ).

En esta gráfica se observa claramente una correlación entre ambas. Así como una dispersión apreciable. Esta dispersión puede deberse a la gran variabilidad del sistema, por el número de variables que se tienen presentes y la funcionalidad entre ellas. Algo importante de mencionar, en lo observado en el proceso de cálculo, es la sensibilidad en el número de Prandtl, una pequeña variación afecta considerablemente los resultados en las correlaciones. Lo cual, según lo reportado en la literatura, el número de Prandtl, al contrario del número de Reynolds, con valores muy grandes, una pequeña variación es despreciable. Mientras que en el caso del número de Prandtl, una pequeña variación es muy significativa.

## 7. CONCLUSIONES

Se desarrolló una metodología de cálculo para los coeficientes de transferencia de calor de un evaporador helicoidal ubicado en el LITA (Laboratorio de Ingeniería Térmica Aplicada) ubicado en el CIICAp de la UAEM, a partir de datos experimentales. Esta metodología se basó en el método de Wilson – Plot modificado, de acuerdo a lo reportado en la literatura (Rose, J. 2004; Fernández-Seara, J. et al; 2007).

Al tratarse de un sistema de dos fases (líquido – vapor), se determinó el calor de ebullición  $q_{eb}$ , en la zona correspondiente en función de la temperatura en exceso, según lo reportado por Cengel (2011). Obteniéndose valores de  $q_{ebullición} = 1.8 \text{ a } 1.9 * 10^5 \text{ W/m}^2$ , en acorde con lo planteado en este modelo.

A partir de este calor de ebullición fue determinado el coeficiente de transferencia de calor del tubo interno " $h_1$ ". En un rango de  $1.12 \text{ a } 1.17 * 10^4 \text{ W/m}^2 \text{ °K}$ .

A partir de la ecuación de transferencia de calor general, se determinó la resistencia global a la transferencia de calor  $U_o A_o$ , con el calor transferido en la evaporación y el LMTD. Con valores  $22.7 \text{ a } 23.8 \text{ J/s °K}$ .

De acuerdo a lo planteado en el método de Wilson – Plot, con el coeficiente de transferencia de calor del tubo interno, la resistencia a la transferencia de calor por la pared " $R_w$ ", la resistencia global a la transferencia de calor y las áreas superficiales correspondientes. Fue determinado el coeficiente de transferencia del tubo externo " $h_2$ ". Con valores entre  $157 \text{ a } 164 \text{ W/m}^2 \text{ °K}$ .

Se determinaron los números adimensionales Nusselt, Reynolds y Prandtl, tanto para el tubo interno, como el externo. Esto con la finalidad de obtener dos correlaciones, para ambos lados del tubo, con la finalidad de obtener de una forma más práctica, ambos coeficientes de transferencia de calor.

Con las correlaciones obtenidas, se determinaron los números de Nusselt, para a su vez determinar los coeficientes de transferencia de calor, de ambos lados del tubo. Los valores calculados se encontraron muy cerca de los valores obtenidos con los datos experimentales, con diferencias menores al 1%. Esto con la finalidad de determinar la resistencia global a la transferencia de calor  $U_o A_o$  simulado y junto con la LMTD, la carga térmica simulada  $Q_{sim}$ .

Para la validación de los modelos y metodología. Se realizó una comparación de las cargas térmicas experimental y simulada. Esto mediante un gráfico y una regresión lineal. En el gráfico se observa que existe una relación lineal, con un coeficiente de correlación de 0.8034, el cual puede considerarse satisfactorio para los objetivos que se fijaron para el presente trabajo.

Cabe mencionar algo muy importante. Debido al gran número de datos y la multivariabilidad del sistema, existe una dispersión considerable. Sin embargo, como se menciona, para los objetivos propuestos se cumple satisfactoriamente.

## 8. RECOMENDACIONES

En trabajos siguientes, mis recomendaciones se sitúan en los siguientes aspectos:

- Cubrir más zonas del evaporador, para manejar diferentes números de Reynolds, Prandtl y por ende Nusselt. Para un mejor entendimiento del equipo.
- Realizar un estudio más detallado del mismo, debido a su complejidad como se describe en el marco teórico.
- Explorar otras herramientas para el cálculo numérico que permita un mejor manejo de datos y que arroje resultados más representativos y confiables.
- Probar otros fluidos de trabajo como el  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$  y  $\text{H}_2\text{O}/\text{BrLi}$ . Mencionado en Flores (2011).

## 9. ANEXOS

### 9.1. Anexo 1. Temperatura en exceso y $q_{eb}$

Tex (°K)	$q_{eb}$ (W/m <sup>2</sup> )	h1 (W/m <sup>2</sup> °K)
16.453	188879.67	11480.09921
16.504	190342.119	11533.39353
16.430	188375.23	11465.64698
16.616	193755.839	11660.58134
16.506	190801.914	11559.87222
16.599	193400.786	11651.40128
16.313	185558.485	11374.88139
16.462	189624.327	11519.00331
16.298	185160.194	11360.72745
16.104	179520.692	11147.80972
16.313	185386.717	11364.31154
16.271	184277.07	11325.56591
16.412	188153.845	11464.09052
16.255	183713.495	11301.75661
16.167	181367.707	11218.10281
16.306	185112.437	11352.10741
16.177	181672.779	11230.39792
16.316	185279.672	11355.68245
16.246	183879.819	11318.76154
16.363	187029.99	11429.79838
16.444	189248.855	11508.38278
16.320	185706.683	11379.2312
16.250	183854.582	11314.04604
16.470	189769.87	11522.45528
16.335	186228.737	11400.40483
16.441	189149.217	11505.06041
16.370	186973.202	11421.92317
16.322	185716.406	11378.2072
16.384	187407.596	11438.75093
16.382	187386.608	11438.46776
16.531	191825.837	11604.08271
16.432	189107.62	11508.3971
16.458	189488.011	11513.19517

## 9.2 Anexo 2. Cálculo de h<sub>2</sub>

H entrada (J/s)	H salida (J/s)	Q (J/s)	LMTD (°K)	UoAo (J/s °K)	h <sub>2</sub> (W/m <sup>2</sup> °K)
332983.97	320469.732	650.740	27.556	23.616	162.542
332971.376	320570.484	644.846	27.578	23.383	160.795
333034.346	320570.484	648.121	27.586	23.495	161.656
333055.336	320847.552	634.805	27.591	23.008	157.975
333109.91	320902.126	634.805	27.614	22.989	157.882
333139.296	320906.324	636.115	27.612	23.038	158.199
333151.89	320860.146	639.171	27.594	23.163	159.262
333164.484	320868.542	639.389	27.610	23.158	159.149
333164.484	320847.552	640.480	27.602	23.204	159.569
333055.336	320444.544	655.761	27.559	23.795	164.055
333080.524	320725.81	642.445	27.580	23.293	160.227
333067.93	320771.988	639.389	27.603	23.164	159.290
333080.524	320809.77	638.079	27.595	23.123	158.917
333055.336	320612.464	647.029	27.569	23.469	161.556
333067.93	320612.464	647.684	27.586	23.478	161.671
333101.514	320591.474	650.522	27.572	23.594	162.451
333004.96	320738.404	637.861	27.573	23.133	159.116
333067.93	320515.91	652.705	27.563	23.680	163.086
333139.296	321040.66	629.129	27.591	22.802	156.629
333135.098	321002.878	630.875	27.569	22.883	157.171
333126.702	321023.868	629.347	27.588	22.813	156.615
333126.702	320843.354	638.734	27.581	23.158	159.222
333147.692	320855.948	639.171	27.579	23.176	159.387
333063.732	320893.73	632.840	27.598	22.931	157.475
333126.702	320965.096	632.404	27.624	22.893	157.260
333135.098	321023.868	629.784	27.624	22.798	156.510
333101.514	320767.79	641.354	27.597	23.240	159.800
333160.286	320746.8	645.501	27.581	23.404	161.032
333151.89	320784.582	643.100	27.588	23.311	160.318
333181.276	320776.186	645.065	27.565	23.401	160.984
333256.84	321133.016	630.439	27.612	22.832	156.711
333219.058	321158.204	627.164	27.614	22.712	155.874
333147.692	320839.156	640.044	27.573	23.213	159.553

**9.3. Anexo 3. Números adimensionales.  $Re_2$ ,  $Pr_2$  y  $Nu_2$**

v2 (m/s)	Re2	Pr2	Nu2
0.248836	10996.4461	2.27047692	3.99537734
0.248837	10997.9051	2.27022987	3.95253303
0.248838	10998.9475	2.27005339	3.97375884
0.248844	11003.8841	2.269218	3.88355003
0.248846	11005.6929	2.26891205	3.88138474
0.248846	11006.2496	2.26881791	3.88919194
0.248846	11005.6929	2.26891205	3.91530842
0.248846	11006.0409	2.26885321	3.9125477
0.248846	11005.6929	2.26891205	3.92283555
0.248837	10997.2103	2.27034751	4.03260604
0.248842	11002.2844	2.26948864	3.93881667
0.248843	11002.8408	2.26939451	3.91581344
0.248843	11003.6754	2.2692533	3.90670383
0.248840	10999.9901	2.26987691	3.97135333
0.248840	11000.1986	2.26984162	3.9741957
0.248840	11000.4071	2.26980632	3.99338237
0.248841	11001.2414	2.26966513	3.9114454
0.248838	10998.6	2.27011222	4.00887217
0.248849	11008.477	2.26844132	3.85073769
0.248848	11007.7808	2.26855901	3.86401619
0.248848	11007.9897	2.2685237	3.8503542
0.248845	11004.9971	2.26902973	3.91428132
0.248845	11005.5538	2.26893559	3.91836343
0.248845	11004.7884	2.26906503	3.87132562
0.248847	11007.0152	2.26868846	3.86614766
0.248848	11008.1289	2.26850016	3.84779131
0.248843	11003.3276	2.26931214	3.92839063
0.248844	11003.9536	2.26920624	3.95872088
0.248844	11004.4406	2.26912387	3.94117849
0.248845	11004.7884	2.26906503	3.95758111
0.248852	11011.959	2.26785284	3.85294223
0.248852	11011.75	2.26788816	3.83236396
0.248845	11005.2754	2.26898266	3.92243383

**9.4. Anexo 4. Números adimensionales.  $Re_1$ ,  $Pr_1$  y  $Nu_1$**

v1 (m/s)	Re1	Pr1	Nu1
0.00738	79.71354	3.71411	111.43080
0.00731	78.98083	3.71483	111.95055
0.00735	79.37354	3.71497	111.29344
0.00719	77.75003	3.71335	113.18004
0.00720	77.78198	3.71357	112.20327
0.00721	77.93655	3.71299	113.08970
0.00725	78.38366	3.71217	110.40300
0.00725	78.36544	3.71314	111.80512
0.00726	78.52011	3.71256	110.26695
0.00744	80.40915	3.71346	108.20333
0.00729	78.76511	3.71292	110.30294
0.00725	78.38790	3.71386	109.92999
0.00723	78.18629	3.71310	111.27201
0.00734	79.34125	3.71289	109.69566
0.00735	79.43683	3.71353	108.88585
0.00738	79.73619	3.71292	110.18449
0.00724	78.23101	3.71263	109.00221
0.00740	80.02460	3.71289	110.21907
0.00714	77.19450	3.71033	109.85219
0.00715	77.39444	3.70926	110.92620
0.00714	77.19450	3.71033	111.69252
0.00724	78.34004	3.71066	110.44015
0.00725	78.42755	3.70983	109.80474
0.00717	77.56230	3.71184	111.83423
0.00717	77.55629	3.71217	110.65073
0.00714	77.19125	3.71245	111.66747
0.00727	78.63275	3.71231	110.86006
0.00732	79.16362	3.71087	110.43094
0.00729	78.87031	3.71116	111.01951
0.00731	79.12368	3.70918	111.01010
0.00731	79.05509	3.70900	112.61677
0.00733	79.26289	3.70944	111.68961
0.00720	77.90109	3.70911	111.73508

**9.5. Anexo 5. Comparación de los números de Nusselt, experimental ( $Nu_{exp}$ ) y simulado ( $Nu_{sim}$ ).**

Nuselt h1 exp	Nuselt h1 sim	Nuselt h2 exp	Nuselt h2 sim	% Dif Nuselt 1	% Dif Nuselt 2
111.431	110.107	3.995	4.001	1.188	0.149
111.951	110.739	3.953	3.990	1.082	0.941
111.293	110.450	3.974	3.968	0.758	0.133
113.180	111.561	3.884	3.917	1.430	0.857
112.203	111.557	3.881	3.895	0.576	0.346
113.090	111.379	3.889	3.889	1.513	0.007
110.403	110.947	3.915	3.895	0.493	0.524
111.805	111.055	3.913	3.884	0.671	0.725
110.267	110.879	3.923	3.895	0.555	0.715
108.203	109.518	4.033	4.000	1.215	0.805
110.303	110.723	3.939	3.933	0.381	0.159
109.930	111.107	3.916	3.927	1.071	0.275
111.272	111.192	3.907	3.912	0.072	0.138
109.696	110.274	3.971	3.959	0.528	0.321
108.886	110.263	3.974	3.963	1.265	0.270
110.184	109.976	3.993	3.957	0.189	0.912
109.002	111.112	3.911	3.942	1.935	0.790
110.219	109.753	4.009	3.979	0.423	0.737
109.852	111.709	3.851	3.865	1.690	0.380
110.926	111.445	3.864	3.864	0.467	0.010
111.693	111.709	3.850	3.869	0.015	0.488
110.440	110.835	3.914	3.905	0.358	0.238
109.805	110.687	3.918	3.899	0.803	0.493
111.834	111.563	3.871	3.900	0.242	0.747
110.651	111.599	3.866	3.877	0.857	0.272
111.667	111.919	3.848	3.865	0.225	0.444
110.860	110.767	3.928	3.923	0.084	0.142
110.431	110.217	3.959	3.937	0.194	0.545
111.020	110.471	3.941	3.911	0.494	0.768
111.010	110.085	3.958	3.968	0.833	0.254
112.617	110.121	3.853	3.815	2.216	0.979
111.690	110.003	3.832	3.822	1.510	0.283
111.735	111.030	3.922	3.896	0.631	0.662

**9.6. Anexo 6. Comparación de los coeficientes de calor experimentales ( $h_{exp}$ ) y simulados ( $h_{sim}$ ).**

h1 exp (W/ m2 °C)	h1 sim (W/m2 °C)	h2 exp (W/m2 °C)	h2 sim (W/m2 °C)	% Dif h1	% Dif h2
11480.099	11343.700	162.542	162.784	1.188	0.149
11533.394	11408.625	160.795	162.308	1.082	0.941
11465.647	11378.782	161.656	161.442	0.758	0.133
11660.581	11493.785	157.975	159.329	1.430	0.857
11559.872	11493.264	157.882	158.428	0.576	0.346
11651.401	11475.105	158.199	158.188	1.513	0.007
11374.881	11430.933	159.262	158.428	0.493	0.524
11519.003	11441.750	159.149	157.995	0.671	0.725
11360.727	11423.757	159.569	158.428	0.555	0.715
11147.810	11283.227	164.055	162.734	1.215	0.805
11364.312	11407.564	160.227	159.972	0.381	0.159
11325.566	11446.866	159.290	159.728	1.071	0.275
11464.091	11455.880	158.917	159.136	0.072	0.138
11301.757	11361.379	161.556	161.038	0.528	0.320
11218.103	11360.011	161.671	161.234	1.265	0.270
11352.107	11330.596	162.451	160.969	0.189	0.912
11230.398	11447.755	159.116	160.373	1.935	0.790
11355.682	11307.673	163.086	161.884	0.423	0.737
11318.762	11510.099	156.629	157.225	1.690	0.380
11429.798	11483.220	157.171	157.187	0.467	0.010
11508.383	11510.099	156.615	157.379	0.015	0.488
11379.231	11419.914	159.222	158.844	0.358	0.238
11314.046	11404.924	159.387	158.601	0.803	0.493
11522.455	11494.522	157.475	158.652	0.242	0.747
11400.405	11498.147	157.260	157.687	0.857	0.272
11505.060	11530.950	156.510	157.206	0.225	0.444
11421.923	11412.294	159.800	159.573	0.084	0.142
11378.207	11356.184	161.032	160.154	0.194	0.545
11438.751	11382.255	160.318	159.087	0.494	0.768
11438.468	11343.189	160.984	161.393	0.833	0.254
11604.083	11346.906	156.711	155.177	2.216	0.979
11508.397	11334.581	155.874	155.433	1.510	0.283
11513.195	11440.510	159.553	158.497	0.631	0.662

**9.7. Anexo 7. Comparación de las cargas térmicas experimental ( $Q_{EXP}$ ) y simulado ( $Q_{SIM}$ )**

LMDT (°K)	UoAo Exp J/s °K	UoAo Sim J/s °K	Q sim J/s	Q Exp (J/s)
27.556	23.616	23.638	651.371	650.740
27.578	23.383	23.579	650.257	644.846
27.586	23.495	23.459	647.148	648.121
27.591	23.008	23.181	639.574	634.805
27.614	22.989	23.058	636.730	634.805
27.612	23.038	23.024	635.745	636.115
27.594	23.163	23.054	636.154	639.171
27.610	23.158	22.996	634.913	639.389
27.602	23.204	23.054	636.330	640.480
27.559	23.795	23.627	651.129	655.761
27.580	23.293	23.262	641.579	642.445
27.603	23.164	23.232	641.268	639.389
27.595	23.123	23.152	638.887	638.079
27.569	23.469	23.403	645.217	647.029
27.586	23.478	23.430	646.342	647.684
27.572	23.594	23.392	644.947	650.522
27.573	23.133	23.319	642.993	637.861
27.563	23.680	23.514	648.125	652.705
27.591	22.802	22.896	631.725	629.129
27.569	22.883	22.889	631.039	630.875
27.588	22.813	22.917	632.222	629.347
27.581	23.158	23.110	637.398	638.734
27.579	23.176	23.076	636.409	639.171
27.598	22.931	23.089	637.204	632.840
27.624	22.893	22.958	634.194	632.404
27.624	22.798	22.895	632.449	629.784
27.597	23.240	23.208	640.485	641.354
27.581	23.404	23.283	642.176	645.501
27.588	23.311	23.140	638.384	643.100
27.565	23.401	23.450	646.404	645.065
27.612	22.832	22.606	624.199	630.439
27.614	22.712	22.640	625.182	627.164
27.573	23.213	23.064	635.950	640.044

## 10. BIBLIOGRAFÍA

- Casas, J., Gea, F., Javaloyes, E., Martín, A., & Pérez, J. (2008). Las energías renovables. En "Educación medioambiental"(171). España: Club Universitario.
- Cengel, A. (2011). "Transferencia de calor y masa". México: Editorial Mc Graw Hill Interamericana. 3ra Edición.
- Cengel, A. & Boles, M. (2011). "Termodinámica". Editorial Mc Graw Hill Interamericana. 7ta. Edición.
- Colorado, D.; Hernández, J. A.; García, O.; Huicochea, A.; Siqueiros. J. 2010. "Numerical simulation and experimental validation of a helical double-pipe vertical condenser". Applied Energy; 2136-2145.
- Correa Álvarez, P. F., González González, D., y Pacheco Alemán, J. G. (2016).Energías renovables y medio ambiente.
- Crane (2018). Flow of Fluids. TP-410. Crane Co.
- Fernández, J.; Uhía, F.; Sieres, J.; Campo, A.. 2007. "A general review of the Wilson plot method and its modifications to determine convection coefficients in heat exchange devices". Applied Thermal Engineering; 27,2745-275.
- Flores, O. 2011. "Estimación de coeficientes de transferencia de calor en un condensador helicoidal integrado a un transformador térmico". Tesis de Maestría. Centro de Investigación en Ingeniería y Ciencias Aplicadas. Universidad Autónoma del Estado de Morelos.
- Flores, O.; Velázquez, V.; Meza, M.; Horacio, M.; Juárez, D. y Hernández, J. A. (2013, Marzo 23). "Estimación del coeficiente de transferencia de calor global a bajas presiones en un condensador helicoidal integrado a un transformador térmico". Revista Mexicana de Ingeniería Química, vol. 12 número 2, p.11 pp. 303-313.
- Holman. J. 1998. "transferencia de calor". Editorial Mc Graw Hill Interamericana. Edición 8.

- Kakac, S. & Liu. H.2002. "Heat exchangers; Selection, rating, and thermal desing". Crc Press. Edición 2.
- Kern, D. (1999). "Procesos de transferencia de calor". México: Compañía Editorial Continental. XXXI Reimpresión.
- Parrales, A. 2012. "Efecto de la fracción volumétrica de vapor sobre la termo-hidráulica de un evaporador de doble tubo helicoidal". Tesis de Maestría. Centro de Investigación en Ingeniería y Ciencias Aplicadas. Universidad Autónoma del Estado de Morelos.
- Parrales, A.; Colorado, D.; Huicochea, A.; Díaz, J.; Hernández. J.; 2014. "Void fraction correlations analysis and their influence on heat transfer of helical double-pipe vertical evaporator". Applied Energy; 156-165.
- Perry's Chemical Engineers Handbook. Mc Graw Hill (1999)
- Rose. W. 2004. "Heat-transfer coefficients, Wilson plots and accuracy of thermal measurements". Experimental Thermal and Fluid Science; 28,77-86.

Cuernavaca, Mor., a 24 de agosto de 2020

**ING. BORIS JIMÉNEZ BARRERA**  
**DRA. JOSEFINA VERGARA SÁNCHEZ**  
**DRA. ARIANNA PARRALES BAHENA**  
**DRA. LAURA IRENE MORALES GÓMEZ**  
**DR. JOSÉ ALFREDO HERNÁNDEZ PÉREZ**  
**P R E S E N T E**

Me permito comunicarles que han sido designados integrantes del **COMITÉ REVISOR** del trabajo de: **TESIS**

Titulado:

**Estimación de los coeficientes de transferencia de calor en un evaporador helicoidal utilizando el método de Wilson Plot.**

Que presenta (el) o (la) **C. GUSTAVO EVODIO VILLEGAS MARBÁN**

Del programa educativo de: **INGENIERÍA QUÍMICA**

**A T E N T A M E N T E**  
*Por una humanidad culta*

**DRA. VIRIDIANA AYDEÉ LEÓN HERNÁNDEZ**  
**DIRECTORA**

**Se anexa firma electrónica**

---

**D I C T A M E N**

**DRA. VIRIDIANA AYDEÉ LEÓN HERNÁNDEZ**  
**DIRECTORA DE LA FCQeI**  
**P R E S E N T E**

En respuesta a su amable solicitud para emitir DICTÁMEN sobre el trabajo que se menciona, me permito informarle que nuestro voto es:

<b>VOTO</b>	<b>NOMBRE</b>	<b>FIRMA</b>
	<b>ING. BORIS JIMÉNEZ BARRERA</b>	
	<b>DRA. JOSEFINA VERGARA SÁNCHEZ</b>	
	<b>DRA. ARIANNA PARRALES BAHENA</b>	
	<b>DRA. LAURA IRENE MORALES GÓMEZ</b>	
	<b>DR. JOSÉ ALFREDO HERNÁNDEZ PÉREZ</b>	

**El voto del comité es aprobatorio, se anexan firmas electrónicas**

VALH/fmg



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DEL  
ESTADO DE MORELOS

Se expide el presente documento firmado electrónicamente de conformidad con el ACUERDO GENERAL PARA LA CONTINUIDAD DEL FUNCIONAMIENTO DE LA UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DEL ESTADO DE MORELOS DURANTE LA EMERGENCIA SANITARIA PROVOCADA POR EL VIRUS SARS-COV2 (COVID-19) emitido el 27 de abril del 2020.

El presente documento cuenta con la firma electrónica UAEM del funcionario universitario competente, amparada por un certificado vigente a la fecha de su elaboración y es válido de conformidad con los LINEAMIENTOS EN MATERIA DE FIRMA ELECTRÓNICA PARA LA UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE ESTADO DE MORELOS emitidos el 13 de noviembre del 2019 mediante circular No. 32.

### Sello electrónico

**VIRIDIANA AYDEE LEON HERNANDEZ | Fecha:2020-08-24 19:20:31 | Firmante**

ncfU6qc/0Z1CYO/9M9+kSC+gEugGsyj1YuVB9SdSoyS+S1ZWtcpQ04KQMw2QiGOxNw2KM7/2cz7lxyazoN6JQIGJ/+FHvF2dfyc+WxJ2y0pzwsnGyK+kFjmMuDVqyVU65lwmlr  
CbiRT5SoDhDegFs4Goxp5LB+bqVxL10GvleMCik9KKA6RYeBYk5nmTwlQVCCFNQyfrlEi1GIPW4keUOePut1wlZk9zGh5q7MKh9lthS3sN5h5FcW9nN48hMeGlb86TKU3cX  
XiznBcA5revnP4AOxk464CitYlKHLmoxtrbLCqkPvmqEirPATXoqoJyKjE1lgQNayMxhGU6Bw==

Puede verificar la autenticidad del documento en la siguiente dirección electrónica o  
escaneando el código QR ingresando la siguiente clave:



[l6ymuV](#)

<https://efirma.uaem.mx/noRepudio/NxDovex3uUfx7mYYAZei3nk2nYAfZAg>



Una universidad de excelencia

RECTORÍA  
2017-2023

